

## **Analisa Numerik Pengaruh Diameter Lubang Berperforasi Rusuk V Terhadap Penurunan Tekanan Pada Saluran Segiempat Dengan**

K. Umurani, Muharnif M, Ahmad Marabdi Siregar  
Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara  
Jalan Kapten Muchtar Basri No.3 Medan 20238, Indonesia  
\*Email: [khairulumurani@umsu.ac.id](mailto:khairulumurani@umsu.ac.id)

### **Abstrak**

Dalam saluran pendingin internal pada sudu turbin gas, struktur rusuk banyak digunakan untuk menambah perpindahan panas konvektif dengan aliran fluida pendingin yang melewati permukaan berusuk. Penelitian ini berkonsentrasi pada rusuk V berperforasi dengan lubang lurus pada saluran pendingin dengan penampang persegi panjang, yang bertujuan untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada saluran segiempat dengan rusuk V berperforasi. Penelitian ini dilakukan secara analisa numerik dengan model k- $\omega$  digunakan dalam studi numerik untuk simulasi medan aliran. Saluran uji memiliki penampang persegi panjang 320 mm x 120 mm lebar. Laju kecepatan aliran udara bervariasi mulai dari 0,2 m/s, 0,4 m/s, 0,8 m/s, 1 m/s, 5m/s, 10m/s, 15 m/s dan 20m/. Kontruksi rusuk, tinggi rusuk 10 mm, pitch 50mm rusuk padu dan variasi rusuk berlubang dengan diameter lubang 2mm, 3mm, 4mm, 5mm. Pada rezim aliran laminar dan transisi belum terlihat secara nyata pengaruh dari konfigurasi rusuk padu maupun rusuk berlubang terhadap perpindahan panas. Tetapi untuk aliran turbulen memberikan pengaruh lebih besar perpindahan panas antara rusuk padu dengan rusuk yang berlubang koefisien perpindahan panas meningkat seiring dengan meningkatnya bilangan Reynold. Pada rezim aliran laminar yaitu  $500 < Re < 1300$  penurunan tekanan pada rusuk padu lebih rendah dibandingkan dengan rusuk berlubang. Pada rezim aliran transisi  $2700 < Re < 3700$  dan aliran turbulen  $20.000 < Re < 80.000$  penurunan tekanan untuk konfigurasi rusuk padu lebih tinggi dibandingkan rusuk dengan lubang.

**Kata kunci:** *Rusuk V, perforasi, perpindahan panas, penurunan tekanan*

### **PENDAHULUAN**

Turbin gas adalah mesin yang bekerja secara berputar yang memanfaatkan ekspansi energy panas dari pembakaran bahan bakar dan udara yang masuk. Turbin gas digunakan pada pesawat terbang mesin jet, mesin automotiv, pembangkit listrik, atau penggerak mula peralatan-peralatan industri. Tingginya harga dan menipisnya persediaan bahan bakar fosil memaksa para enjiner berusaha keras untuk meningkatkan efisiensi termal turbin gas. Salah satu caranya adalah meningkatkan suhu udara masuk kedalam turbin. Namun, meningkatkan suhu udara masuk kedalam turbin gas menyebabkan suhu operasi dalam turbin gas melebihi suhu leleh material sudu turbin gas dimana hal ini sangatlah tidak diinginkan. Sehingga menjadi tantangan dalam mendesain pendingin bilah turbin.

Untuk mengatasi hal tersebut sudu turbin perlu mendapatkan pendinginan yang baik dengan cara mengalirkan udara didalam sudu turbin tersebut. Udara pendingin dari kompresor mengalir didalam saluran persegi panjang berusuk lurus sebagai pengganggu aliran dapat meningkatkan penguatan perpindahan panas tetapi kehilangan tekanan juga bertambah [1] Aliran di dalam saluran pendingin dalam sudu turbin gas sangat bergolak dan dihambat dengan adanya rusuk, yang ditempatkan di saluran untuk meningkatkan turbulensi dan menambah perpindahan panas. [2].

Aliran sekunder timbul akibat ketidak seimbangan antara gaya sentrifugal dan tekanan saat fluida mengenai dinding sisi luar aliran. [3] Pembagi jarak bagi rudsuk terhadap dinding tidak hanya mempengaruhi penurunan tekanan, tetapi juga

peningkatan perpindahan panas di tikungan dan laluan keluar. Dengan peningkatan jarak dinding pembatas ke ujung, area perpindahan panas juga menjadi diperbesar.[4].

Rusuk berbentuk V memberikan peningkatan perpindahan panas 7% lebih tinggi dari rusuk  $45^\circ$ , 28% lebih tinggi dari rusuk berbentuk W dan 35% lebih tinggi dari rusuk berbentuk M. Akan tetapi penurunan tekanan untuk rusuk berbentuk V adalah 19% lebih tinggi dari rusuk  $45^\circ$ , 24% lebih tinggi dari rusuk berbentuk W dan 28% lebih tinggi dari rusuk berbentuk M. Kinerja hidraulik termal rusuk berbentuk V dan rusuk  $45^\circ$  memiliki kinerja yang jauh lebih baik daripada rusuk berbentuk W dan M.[5].

Singh et.al telah melakukan pengujian secara numerik perpindahan panas yang kemudian divalidasi dan dibandingkan dengan eksperimen tentang peran aliran sekunder, energi kinetik turbulen, dll., Perpindahan panas meningkat karena keberadaan rusuk [6].

Penggunaan rusuk atau elemen yang memberikan kekasaran aliran dapat menghasilkan peningkatan perpindahan panas akan tetapi selalu diikuti dengan penurunan tekanan. Disamping itu juga dengan pemberian rusuk akan terbentuk daerah panas di bagian hilir rusuk, ini terbentuk akibat dari pemisahan aliran dan resirkulasi, dapat menyebabkan perpindahan panas yang lebih rendah. [7] Melihat latar belakang diatas, peneliti tertarik mempelajari tentang penggunaan rusuk bentuk V yang berperforasi. Untuk mengatasi masalah tersebut diatas yaitu bagaimana meningkatkan perpindahan panas tetapi juga dapat menurunkan penurunan tekanan adalah dengan menggunakan rusuk V berperforasi maka perlu dilakukan penelitian yang dapat menghasilkan informasi-informasi berguna untuk pengembangan ilmu pengetahuan tentang rusuk berperforasi. Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk menyelidiki secara numerik karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan melalui saluran persegi panjang dimana dinding dasarnya dibuat kasar dengan memberikan rusuk berperforasi dengan bentuk V dengan diameter lubang perforasi yang berbeda yang ditunjukkan dalam korelasi Nusselt dan faktor gesekan.

### **1. Penguatan perpindahan panas**

Penggunaan turbulator pada aliran udara dinamis menciptakan turbulensi aliran dan meningkatkan perpindahan panas secara konveksi. Kehadiran turbulator dalam aliran fluida menghasilkan peningkatan perpindahan panas dari plat absorber tetapi memberikan kehilangan tekanan yang tinggi. Turbulator dapat membuat satu atau lebih kombinasi dari kondisi berikut yang mendukung laju perpindahan panas dengan penurunan tekanan minimal seperti (i) memecah batas sub-laminar, (ii) meningkatkan intensitas turbulen, (iii) meningkatkan luas perpindahan panas, dan (iv) menghasilkan vortex dan / atau aliran sekunder. Turbulator dengan ketinggian lebih besar menyebabkan perpindahan panas tinggi tetapi juga penurunan tekanan tinggi. Karena resirkulasi aliran, zona panas muncul di belakang elemen-elemen ini yang menyebabkan penurunan perpindahan panas dari zona-zona ini. Dengan demikian upaya telah dilakukan oleh para peneliti untuk memecahkan masalah ini dengan memberikan rusuk / blok / baffle berperforasi. Perforasi dalam elemen memungkinkan bagian dari aliran melewati perforasi ini dan bercampur dengan aliran utama untuk menciptakan tingkat pencampuran dan turbulensi yang lebih tinggi.[7].

Aliran turbulen akan meningkatkan koefisien perpindahan panas pada permukaan tabung. Jumlah belokan mempengaruhi koefisien perpindahan panas [8].

Maharudrayya dkk telah menyelidiki parameter geometrik dan bilangan Reynolds memberikan efek terhadap pada pola aliran dan karakteristik kehilangan tekanan dengan

mengembangkan korelasi tiga rezim sebagai fungsi dari bilangan Reynolds, rasio aspek, rasio kelengkungan dan panjang spacer antara saluran. [9].

Perpindahan panas keseluruhan dari laluan tiga lintasan kira-kira 15 persen lebih tinggi dari lintasan dua lintasan. Peningkatan 15 persen ini tampaknya merupakan bilangan Reynolds yang independen. Kehilangan tekanan yang disebabkan oleh belokan tajam ternyata sangat signifikan. Dalam rentang pengujian ini, koefisien kehilangan tekanan untuk kedua saluran bergantung pada bilangan Reynolds [10].

Alfarawi dkk mengemukakan dalam penelitiananya peningkatan perpindahan panas sangat dipengaruhi oleh kecepatan aliran dan intensitas turbulensi serta rasio tinggi rusuk. dimana rasio peningkatan bilangan Nusselt antara 1,3 dan 2,14 yang sesuai dengan rasio faktor gesekan 1,8 dan 4,2 [11].

K.Umurani dalam penelitiannya menyatakan hubungan antara bilangan Reynold dan diameter winglet menyebabkan terjadi perubahan pola aliran yaitu karena belokan arah aliran ini terlihat setiap kenaikan kecepatan pada aliran menyebabkan terjadinya kenaikan bilangan Nusselt diikuti dengan penurunan koefisien gesek (K.Umurani & Muharnif, 2019). Pemberian curve delta winglet dapat meningkatkan laju perpindahan panas akan tetapi terjadi peningkatan pressure drop. Semakin besar bilangan reynold maka semakin besar koefisien konveksi yang terjadi. curve delta winglet mengakibatkan terjadinya vorteks pada aliran fluida yang melintasinya (Siregar & Irfansyah, 2018).

Udara mengalir melintasi rusuk berlubang dan berinteraksi dengan gelembung resirkulasi yang dihasilkan di belakang rusuk oleh penyumbatan aliran bebas atas di dinding. Akibatnya, daerah titik panas yang terjadi di daerah tepat di belakang rusuk tipe padat tetapi untuk rusuk yang berporforasi hal tersebut tidak terjadi[14].

Dengan intensitas turbulensi yang rendah, faktor analogi berubah seiring dengan aliran yang berkembang pada permukaan bertekanan dan isap. Namun, faktor analogi menjadi konstan untuk permukaan tekanan dan isap dengan intensitas turbulensi tinggi.[15].

Eckert et al menunjukkan tiga metode penerapan analogi perpindahan panas / massa. Satu menerapkan persamaan Navier-Stokes untuk fluida properti konstan. dua diperoleh dari persamaan empiris perpindahan panas dan massa untuk aliran tertentu. Yang ketiga melibatkan asumsi bahwa bilangan Nusselt lokal sebanding dengan bilangan Sherwood lokal dengan faktor analogi rata-rata  $(\bar{Nu}/\bar{Sh})$  Perpindahan panas pada sudu turbin gas terjadi pada bilangan Reynolds yang tinggi, oleh karena itu pada lapisan batas tipis. Ini membuat pengukuran koefisien perpindahan panas lokal atau bilangan Nusselt sulit dan disarankan untuk mengukur koefisien perpindahan massa atau bilangan Sherwood. Lalu ditransformasikan ke bilangan Nusselt dengan analogi perpindahan massa / panas [16].

Gesekan aliran dalam saluran segitiga meningkat secara linier dengan tinggi rusuk relatif, tetapi faktor gesekan aliran maksimum diperoleh pada jarak rusuk-ke-rusuk relatif 7,22..[17].

Hasil penelitian menunjukkan bahwa vortisitas longitudinal terbentuk di daerah generator vortex. Dengan menggunakan winglet delta cekung, laju perpindahan panas dapat ditingkatkan hingga 51% dan meningkat menjadi 85% menggunakan winglet persegi panjang cekung [18].

## **2. Analisa Numerik**

Beberapa model dibuat dan dianalisis menggunakan *Solidworks Flow Simulation*, komputasi fluida dinamika komersial (CFD) berdasarkan metode volume hingga.

Solidworks Flow Simulation Solver mampu menganalisis aliran laminar dan turbulen menggunakan persamaan Navier-Stokes rata-rata Reynolds. Menggunakan persamaan transportasi yang sama untuk aliran laminar dan turbulen yang memberikan fleksibilitas untuk menggunakannya dalam aliran transisi juga (Solidworks, 2014). Turbulensi dalam aliran diperlakukan menggunakan energi kinetik turbulen (k) dan laju disipasi turbulensi (ε) menggunakan model turbulensi k-ε standar.

Untuk mengurangi kompleksitas dan waktu komputasi untuk simulasi, geometri dan simulasi dilakukan dengan menggunakan simulasi dua dimensi. Dalam menentukan kondisi batas untuk simulasi diasumsikan bahwa dinding adalah permukaan adiabatik suhu yang konstan (Th).

Analisis numerik menggunakan program komersial (Solidworks) dilakukan untuk memahami pola aliran di dalam saluran. Domain komputasi dimodelkan oleh geometri yang sama yang digunakan dalam percobaan dan kondisi operasi sama dengan yang ada pada eksperimen. Untuk mengurangi ukuran kisi-kisi dan waktu perhitungan, kondisi batas periodik diterapkan pada saluran masuk dan keluar aliran.

### 3. Persamaan Atur.

Dalam penelitian ini, udara dianggap sebagai fluida tak mampu mampat dengan sifat fisik konstan. Persamaan ini menggunakan Navier-stokes rata-rata dan persamaan energi Reynolds yang dapat ditulis dalam bentuk umum sebagai

### 4. Persamaan Kontinuitas

$$\rho \nabla \cdot (u) = 0 \quad (1)$$

### 5. Persamaan momentum

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[ -pI + \left( \mu + \mu_T \right) \nabla u + (\nabla u)^T - \frac{2}{3} \rho k I + F \right] \quad (2)$$

Dimana:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

### 6. Persamaan energy

$$\rho C_p u \cdot \nabla T = -\nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (4)$$

### 7. Persamaan energy kinetic turbulen

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + p_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

### 8. Persamaan disipasi (ε)

$$\rho(u \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} p_k - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

Dimana

$$P_k = \mu_t \left[ \nabla u : (\nabla u + \nabla u^T) \right] + \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot u$$

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad C_{e1} = 1.44 \quad C_{e2} = 1.92$$

### 9. Kondisi batas

Udara kering dianggap sebagai fluida yang tidak dapat dimampatkan dengan sifat konstan. Aliran fluida stabil, tiga dimensi, dan turbulen. Suhu saluran masuk dianggap seragam pada 300K. Kecepatan udara saluran masuk ditentukan oleh angka Reynolds. Intensitas turbulensi (5%) dan skala panjang turbulensi (7% dari diameter hidraulik

saluran. Kondisi batas suhu konstan digunakan untuk permukaan dasar berusuk dengan permukaan lain yang adiabatik dan tanpa selip.

koefisien perpindahan panas lokal dapat dihitung sebagai:

$$h = \frac{q''}{T_s - T_m} \quad (7)$$

$Q''$  adalah fluks kalor ( $W/m^2 K$ )  $T_s$  adalah suhu permukaan plat yang dipanaskan,  $T_m$  adalah suhu film rata-rata udara. Nusselt lokal berdasarkan diameter hidrolik ( $D_H$ ) dihitung hanya dengan,

$$Nu = \frac{h D_H}{k} \quad (8)$$

Bilangan Nusselt ( $Nu$ ) rata-rata dihitung pada rentang tengah pelat dengan rata-rata nilai-nilai lokal dari bilangan Nusselt di sepanjang panjang pelat keseluruhan.

Bilangan Reynolds didasarkan pada diameter hidrolik ( $D_H$ ) dan kecepatan rata-rata aliran udara ( $U_m$ ) yang dihitung dari laju aliran udara sebagai;

$$Re = \frac{U_m D_H}{\nu} \quad (9)$$

Dimana ( $U_m$ ) adalah kecepatan rata-rata diperoleh dari rasio laju aliran terhadap luas penampang saluran. Faktor gesekan Darcy ( $f$ ) dihitung diakibatkan oleh penurunan tekanan gesekan sepanjang saluran berusuk:

$$f = \left( \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \right) \frac{D_H}{L} \quad (10)$$

## **METODE**

Penelitian ini dilakukan di laboratorium Fenomena Dasar Mesin dan Laboratorium Komputer Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

### **1. Analisa Metode Numerik**

Penelitian ini dilakukan secara numerik menggunakan piranti lunak simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD) komersial **SOLIDWORKS** untuk menganalisis karakteristik aliran secara tiga dimensi dalam saluran segiempat dengan variasi rusuk  $V$  padudengan rusuk berlubang dengan arah aliran forward yang terletak pada daerah hulu (*downstream*).. Simulasi Aliran diselesaikan dengan menggunakan persamaan Navier-Stokes, yang merupakan formulasi massa, momentum dan hukum konservasi energi untuk aliran fluida. Persamaannya dilengkapi oleh persamaan keadaan fluida mendefinisikan sifat fluida, dependensi empiris dari densitas fluida, viskositas dan konduktivitas termal. Masalah tertentu akhirnya ditentukan oleh definisi geometri, batas dan kondisi awal. Karena model simetris dan mengurangi ukuran komputasi domain, hanya setengah dari plat dimodelkan yang disimulasikan. Model terbuat dari bahan aluminium dengan densitas  $2688,90 \text{ kg/m}^3$  konduktivitas isotropic, sementara itu cover dari model terbuat dari bahan isolator yang terbuat dari gelas dan mineral dengan densitas  $1000 \text{ kg/m}^3$  tipe konduktivitas isotropic. Sementara itu fluida kerja adalah udara dengan  $cp/cv = 1,399$  dengan massa molekul  $0,0290 \text{ kg/mol}$ .

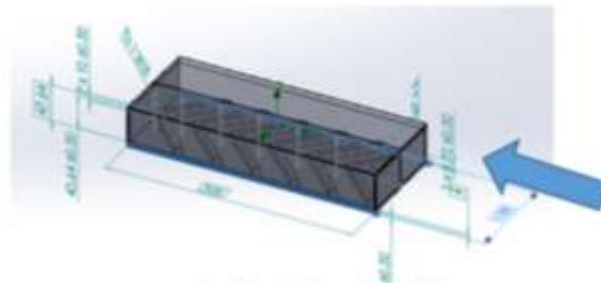
### **2. Bahan dan Alat**

Tabel 1. Propertis perangkat

Product	Flow Simulation 2019 SP2.0. Build: 4471
Processors	Intel(R) Xeon(R) CPU E3-1246 v3 @ 3.50GHz
Memory	8115 MB / 134217727 MB
Operating system	Windows 10 (or higher) (Version 10.0.18363)
CAD version	SOLIDWORKS 2019 SP2.0
CPU speed	3501 MHz

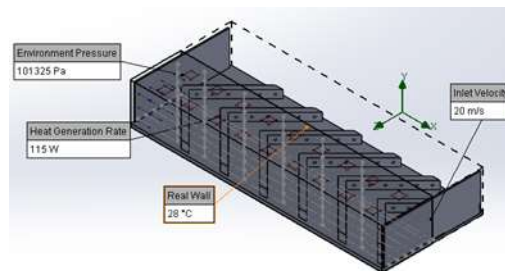
### 3. Dimensi Model

Pada penelitian ini model berbentuk saluran rectangular akan diuji memiliki ukuran penampang dengan ukuran panjang 320 mm lebar 120 mm tinggi 43 mm kemudian terpasang juga pengganggu aliran berupa rusuk V dengan sudut  $45^\circ$ . Rusuk V paduan berlubang dengan ukuran lubang 2mm, 3mm, 4mm, 5mm. tinggi rusuk 10 mm jarak antar rusuk sebesar 50 mm. Geometri ducting dan rusuk dapat dilihat pada Gambar 1. Spesifikasi dari domain pemodelan ini adalah sebagai berikut:



Gambar.1 Dimensi model

### 4. Kondisi Batas



Gambar 2 Kondisi batas

Pada penelitian ini kondisi batas dari model seperti Gambar 2 adalah aliran internal, yaitu aliran di dalam model, kondisi batas aliran: pada sisi inlet model dan outlet diketahui. Model dikenakan sifat aliran dinamis yaitu , arah aliran arah aksial. Pada saluran masuk ( $Z=0$ ) dimana panjang pemanas ( $L1 = 320$  mm) dikenakan kecepatan seragam mulai dari 0,2 m/s, 0,4 m/s, 0,8 m/s 1 m/s, 5m/s, 10 m/s, 15 m/s dan 20 m/s.Temperatur fluida  $28^\circ\text{C}$ , Tekanan pada sisi outlet adalah tekanan atmosfer 101325 Pa. Dengan pembangkitan kalor tetap sebesar 115 Watt dinding bawah.

### 5. Mesh

Perhitungan dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak CFD komersial SOLIDWORKS. Simulasi Aliran menerapkan persamaan Navier-Stokes, yang merupakan formulasi massa, momentum dan hukum konservasi energi untuk aliran



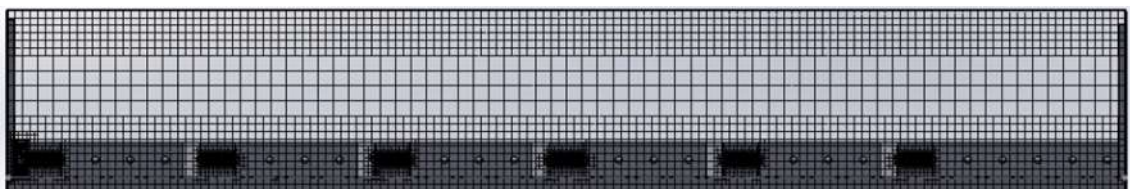
fluida. Persamaannya dilengkapi oleh persamaan keadaan fluida mendefinisikan sifat fluida, dan oleh dependensi empiris dari densitas fluida, viskositas dan konduktivitas termal pada suhu. Simulasi Aliran menggunakan persamaan transportasi untuk energi kinetik turbulen dan laju disipasinya model  $k-\epsilon$ . Simulasi Aliran menggunakan satu sistem persamaan untuk menggambarkan laminar dan turbulen mengalir. Bentuk konfigurasi mesh dapat dilihat pada Gambar 3.

#### **6. Ukuran –ukuran Mesh dasar**

Jumla sel dalam arah X = 38 jumlah sel dalam arah Y = 6 dan jumlah sel dalam arah Z = 8.

#### **7. Jumlah sel**

Total cells	711331
Fluid cells	531013
Solid cells	180318
Irregular cells	0
Trimmed cells	0



Gambar 3 Konfigurasi Mesh

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

#### **1. Pengaruh diameter perforasi rusuk V terhadap penurunan tekanan**

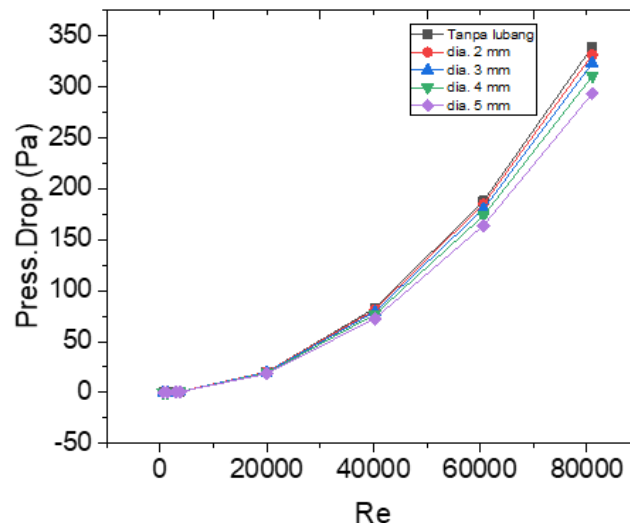
Penurunan tekanan tiap-tiap konfigurasi rusuk untuk tiap jenis aliran ditunjukkan pada Gambar 4. Peningkatan laju alir udara menyebabkan peningkatan penurunan tekanan didalam saluran. Pada bilangan Reynold 570 penurunan tekanan pada rusuk padusebesar 0,04773 Pa, untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 0,04844 Pa, untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 0,04997 Pa, untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 0,05 Pa, untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 0,05 Pa. Dari data terlihat bahwasanya pada aliran laminar rata-rata penurunan tekanan untuk konfigurasi rusuk padu lebih rendah 4% dibandingkan rusuk dengan lubang.

Pada bilangan Reynold 1300 penurunan tekanan pada rusuk padusebesar 0.16478 Pa, untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 0.16623 Pa, untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 0.16668 Pa, untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 0.16629 Pa, untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 0.16519 Pa. Dari data terlihat bahwasanya pada bilangan Reynold 1300 rata-rata penurunan tekanan untuk konfigurasi rusuk padulebih rendah 0,8% persen dibandingkan rusuk dengan lubang

Untuk bilangan Reynold 2900 penurunan tekanan pada rusuk padusebesar 0.61785 Pa untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 0.6132 Pa, untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 0.60275 Pa, untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 0.57906 Pa, untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 0.56409 Pa. Dari data terlihat bahwasanya

pada bilangan Reynold 1300 rata-rata penurunan tekanan untuk konfigurasi rusuk padulebih tinggi 4,5% dibandingkan rusuk dengan lubang.

Untuk bilangan Reynold 3700 penurunan tekanan padusebesar 0.95607 Pa untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 0.96152 Pa untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 0.90994 Pa untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 0.89102 Pa untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 0.85415 Pa. dari hasil diatas terlihat bahwasanya pada bilangan Reynold 3700 rata-rata penurunan tekanan untuk konfigurasi rusuk padu lebih tinggi 5,43% persen dibandingkan rusuk dengan lubang.



Gambar 4 Bilangan Reynold terhadap pressure drop

Pada rezim aliran turbulen bilangan Reynold 20000 penurunan tekanan padusebesar 20,31316 Pa untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 20,37139 Pa untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 19,95552 Pa untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 19,27683 Pa untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 18,56594 Pa. Penurunan tekanan terjadi pada rusuk yang tidak berlubang yaitu rata-rata 3,8% lebih tinggi dari rusuk yang berlubang.

Untuk bilangan Reynold 40000 penurunan tekanan padusebesar 82,8902Pa untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 81,36136 Pa untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 79,43306 Pa untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 76,77303 Pa untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 72,82897 Pa. Pada bilangan Reynold 40000 penurunan tekanan rata-rata kontruksi rusuk padusebesar 6,4% lebih tinggi dibandingkan dengan rusuk berlubang.

Untuk bilangan Reynold 60.000 penurunan tekanan pada rusuk paduadalah 188,11463 Pa untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 185,23229 Pa untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 180,38859 Pa untuk rusuk dengan lubang 4 mm penurunan tekanannya sebesar 173,62447 Pa untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 164,12307 Pa. Kontruksi rusuk padudengan persentase kenaikan penurunan tekanan rata-rata sebesar 6,5%.



Untuk bilangan Reynold 80.000 penurunan tekanan pada rusuk padusebesar 339,25813 Pa untuk rusuk dengan lubang 2 mm penurunan tekanannya sebesar 331,6104 Pa untuk rusuk dengan lubang 3 mm penurunan tekanannya sebesar 323,47252 Pa dan untuk rusuk dengan lubang 4 mm sebesar 310,50959 Pa untuk rusuk dengan lubang 5 mm penurunan tekanannya sebesar 293,53357 Pa. dari dari diatas terlihat konstruksi rusuk padudengan persentase kenaikan penurunan tekanan rata-rata sebesar 7,21% dibandingkan dengan rusuk yang berlubang.

Pada Gambar 5.3 terlihat kecenderungan penurunan tekanan akan semakin naik seiring dengan meningkatnya bilangan Reynold . Untuk kontruksi rusuk padupenurunan tekanannya lebih besar jika dibandingkan dengan rusuk yang berlubang. Untuk konstruksi rusuk berlubang terlihat bahwa dimensi lubang juga akan memberikan kontribusi terhadap penurunan tekanan. Semakin besar diameter lubang pada rusuk penurunan tekanannya akan semakin rendah. Pengecilan luasan saluran menyebabkan naiknya kecepatan fluida yang diiringi dengan penurunan, jadi semakin besar bilangan Reynolds maka penurunan tekanan juga semakin besar, Helmizar (2011), (Umurani,2019).

Penambahan lubang pada rusuk pada saluran memberikan efek pada pengurangan tahanan aliran dari udara yang mengalir. Hal ini akan menimbulkan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) yang lebih rendah jika dibandingkan dengan rusuk tanpa lubang. Dari Gambar 4 kenaikan  $\square \Delta P$  ini akan memberikan konsekwensi meningkatnya daya pemompaan untuk menjaga aliran udara berarti akan meningkatkan biaya energi pemompaan.

## **2. Pengaruh diameter perforasi rusuk V terhadap koefisien gesek**

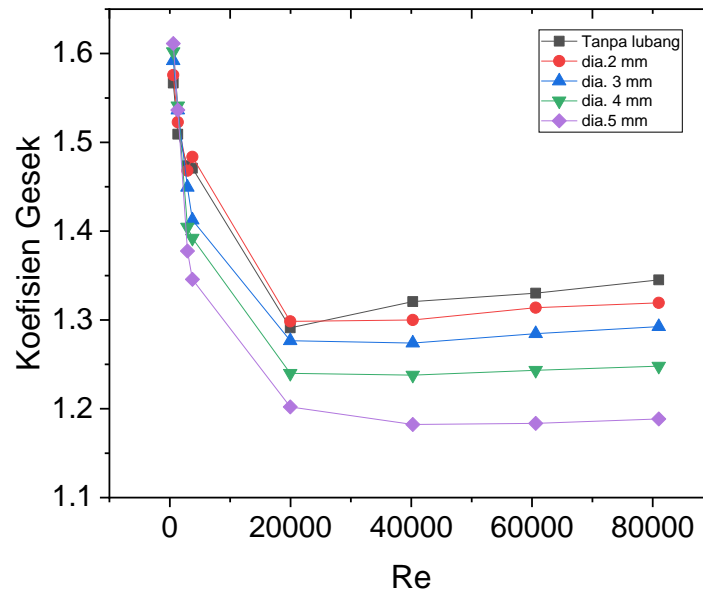
Karakteristik koefisien gesek tiap-tiap konstruksi rusuk untuk tiap jenis aliran ditunjukkan pada Gambar 5. Pada bilangan Reynold 570 koefisien gesek pada rusuk padu sebesar 1,56673 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,57573 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,59202 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,60201 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,61124. Terlihat bahwasanya pada  $Re = 570$  terlihat rata-rata koefisien gesekan untuk konfigurasi rusuk padu 1,8% lebih rendah dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang .

Pada bilangan Reynold sebesar 1300 koefisien gesek pada rusuk padu sebesar 1,50918 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,52268 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,53631 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,54099 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,53639. Dari data diatas terlihat bahwasanya pada  $Re = 1300$  terlihat rata-rata koefisien gesekan untuk konfigurasi rusuk padu 1,65% lebih rendah dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang .

Pada rezim aliran transisi yaitu bilangan Reynold sebesar 2900 koefisien gesek pada rusuk padu sebesar 1,47354 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,46807 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,44935 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,40464 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,37763. Dari data diatas terlihat bahwasanya pada aliran transisi yaitu  $Re = 2900$  terlihat rata-rata koefisien gesek untuk konfigurasi rusuk padu 3,3% lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang.

Pada rezim aliran transisi yaitu bilangan Reynold sebesar 3700 koefisien gesek pada rusuk padu sebesar 1,47087 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,48371 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,41244 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,39215 koefisien gesek pada rusuk

lubang diameter 5 mm sebesar 1,34574. Dari data diatas terlihat bahwasanya pada aliran laminar terlihat rata-rata koefisien gesekan untuk konfigurasi rusuk padu 4,24 % lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang.



Gambar 5 Bilangan Reynold terhadap koefisien gesek

Pada rezim aliran turbulen yaitu bilangan Reynold sebesar 20.000 koefisien gesek pada rusuk padu sebesar 1,29117 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,29845 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,27658 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,23986 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,20213 . Dari data diatas terlihat bahwasanya pada  $Re = 20.000$  rata-rata koefisien gesek untuk konfigurasi rusuk padu 2,86 % lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang.

Pada rezim aliran turbulen yaitu bilangan Reynold sebesar 40.000 koefisien gesek pada rusuk padu sebesar 1,32062 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,29998 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,27398 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,23787 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,18227. Dari data diatas terlihat bahwasanya pada aliran laminar terlihat rata-rata koefisien gesekan untuk konfigurasi rusuk padu 5,5 % lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang.

Pada rezim aliran turbulen yaitu bilangan Reynold sebesar 60.000 koefisien gesek pada rusuk padusebesar 1,33021 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,31381 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,28463 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,24337 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,18359. Dari data diatas terlihat bahwasanya pada aliran laminar terlihat rata-rata koefisien gesekan untuk konfigurasi rusuk padu 5,5 % lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang.

Pada rezim aliran turbulen yaitu bilangan Reynold sebesar 80.000 koefisien gesek pada rusuk padusebesar 1,34515 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 2 mm sebesar 1,31923 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 3 mm sebesar 1,29248

koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 4 mm sebesar 1,24806 koefisien gesek pada rusuk lubang diameter 5 mm sebesar 1,18855. Dari data diatas terlihat bahwasanya pada aliran laminar terlihat rata-rata koefisien gesekan untuk konfigurasi rusuk padu 6,18 % lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien gesekan rusuk dengan lubang.

Karakteristik faktor gesekan ( $f$ ) di dalam saluran dapat dilihat pada Gambar 5. kenaikan bilangan Reynold didalam saluran nilai  $f$  semakin berkurang ini terjadi untuk rusuk paduan rusuk yang berlubang. Hal ini disebabkan nilai  $f$  berbanding terbalik dengan nilai kuadrat dari kecepatan aliran udara di saluran.

Perpindahan panas dari aliran terpisah menjadi perhatian yang penting untuk mendesain peralatan penukar panas. Dalam pemisahan aliran, turbulensi akan menambah perpindahan panas secara umum tetapi dalam wilayah tertentu karena adanya aliran reattachment perpindahan panas dan *hot spot* yang berkembang. Efek perpindahan panas dalam pemisahan aliran udara pada gradien tekanan relevan meluas ke daerah yang terpisah.

## KESIMPULAN

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut ini

1. Pada rezim aliran laminar yaitu  $500 < Re < 1300$  penurunan tekanan pada rusuk padu lebih rendah dibandingkan dengan rusuk berlubang. Pada rezim aliran transisi  $2700 < Re < 3700$  dan aliran turbulen  $20.000 < Re < 80.000$  penurunan tekanan untuk konfigurasi rusuk padu lebih tinggi dibandingkan rusuk dengan lubang. Pada aliran transisi dan turbulen penurunan tekanan terendah terjadi pada rusuk dengan diameter lubang 5 mm.
2. Pada rezim aliran laminar yaitu  $500 < Re < 1300$  koefisien gesek pada rusuk padu lebih rendah dibandingkan dengan rusuk berlubang. Pada rezim aliran transisi  $2700 < Re < 3700$  dan aliran turbulen  $20.000 < Re < 80.000$  koefisien gesek untuk konfigurasi rusuk padu lebih tinggi dibandingkan rusuk dengan lubang. Pada aliran transisi dan turbulen koefisien gesekan terendah terjadi pada rusuk dengan diameter lubang 5 mm.

Ucapan terima kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Rektor UMSU melalui L2PM UMSU yang telah membiayai penelitian ini sampai selesai dengan nomor kontrak Nomor : 09/II.3-AU/UMSU-LP2M/C/2020

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] t. Gao, j. Zhu, j. Li, j. Gong, and q. Xia, "improving heat transfer performance in two-pass ribbed channel by the optimized secondary flow via bend shape modification," *int. Commun. Heat mass transf.*, vol. 103, no. February, pp. 43–53, 2019, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.05.028.
- [2] s. Evan.a and t. Virginia, "large eddy simulation of flow and heat transfer in the 180-deg bend region of a stationary gas cooling duct," vol. 128, no. October 2006, pp. 763–771, 2016, doi: 10.1115/1.2098769.
- [3] nursubyakto, "ketidakstabilan aliran sekunder pada saluran lengkung berpenampang persegi," *j. Tek. Mesin v*, vol. 12, no. 2, pp. 76–82, 2010.
- [4] s. Waseem, e.-g. Lamyaa, s. Igor v., h. Narmin b., and f. Torsten h., "flow structure, heat transfer and pressure drop in varying aspect ratio two-pass

- rectangular smooth channels,” *heat mass transf.*, vol. 48, no. 5, pp. 735–748, 2012, doi: 10.1007/s00231-011-0926-1.
- [5] r. Bharath viswanath, s. Prashant, and e. Srinath v, “numerical investigation of turbulent fl ow and heat transfer in two-pass ribbed channels,” *int. J. Therm. Sci.*, vol. 112, pp. 31–43, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.09.034.
- [6] p. Singh, b. V. Ravi, and s. V. Ekkad, “experimental and numerical study of heat transfer due to developing flow in a two-pass rib roughened square duct,” *int. J. Heat mass transf.*, vol. 102, pp. 1245–1256, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.015.
- [7] t. Alam, r. P. Saini, and j. S. Saini, “heat and fl ow characteristics of air heater ducts provided with turbulators — a review,” *renew. Sustain. Energy rev.*, vol. 31, pp. 289–304, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.11.050.
- [8] s. Ahmad, m. Muhammad ilham, and a. Agus, “experimental analysis of the effect of tube pass length on the characteristics of heat transfer in u-sharp turned channels,” *j. Adv. Res. Fluid mech. Therm. Sci.*, vol. 1, no. 1, pp. 124–131, 2019.
- [9] s. Maharudrayya., s. Jayanti, and a. . Deshpande., “pressure losses in laminar flow through serpentine channels in fuel cell stacks,” *j. Ofpower sources*, vol. 138, pp. 1–13, 2004, doi: 10.1016/j.jpowsour.2004.06.025.
- [10] m. . Chyu, “regional heat transfer in two- pass and three-pass passages with 180-deg sharp turns,” *j. Heat transfer*, vol. 113, no. February 1991, pp. 63–70, 1991, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2910553>.
- [11] s. Alfarawi, s. A. Abdel-moneim, and a. Bodalal, “experimental investigations of heat transfer enhancement from rectangular duct roughened by hybrid ribs,” *int. J. Therm. Sci.*, vol. 118, pp. 123–138, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.04.017.
- [12] u. K and m. Muarnif, “pengaruh diameter lubang pembangkit vorteks winglet melengkung terhadap unjuk kerja apk tipe kompak studi eksperimental,” *j. Rekayasa mater. Manufaktur dan energi*, vol. 2, no. 1, pp. 84–93, 2019, doi: [doi.org/10.30596/rmme.v2i1.3072](https://doi.org/10.30596/rmme.v2i1.3072).
- [13] c. Siregar and irfansyah, “studi numerik unjuk kerja penggunaan winglet pada heat exchanger tipe compact,” *j. Rekayasa mater. Manufaktur dan energi*, vol. 1, no. 1, pp. 20–29, 2018, doi: [doi.org/10.30596/rmme.v1i1.2432](https://doi.org/10.30596/rmme.v1i1.2432).
- [14] r. Arjumand and q. Adnan, “numerical investigation of fluid flow and heat transfer in a two-pass channel with perforated ribs,” *pertanika j. Sci. Technol.*, vol. 26, no. 4, pp. 2009–2029, 2018.
- [15] s. Han and r. J. Goldstein, “international journal of heat and mass transfer the heat / mass transfer analogy for a simulated turbine blade,” vol. 51, pp. 5209–5225, 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.04.002.
- [16] e. R. G. Eckert, h. Sakamoto, and t. W. Simon, “the heat / mass transfer analogy factor , nu / sh , for boundary layers on turbine blade pro ® les,” vol. 44, pp. 1223–1233, 2001.
- [17] d. D. Luo, c. W. Leung, and t. L. Chan, “forced convection and flow friction characteristics of air-cooled horizontal equilateral triangular ducts with ribbed internal surfaces,” *int. J. Heat mass transf.*, vol. 47, pp. 5439–5450, 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.003.
- [18] syaiful, “efek longitudinal vortex dihasilkan dari vortex generator jenis concave delta dan rectangular winglet terhadap perbaikan perpindahan panas : Visualisasi Aliran / Studi,” *J. Rekayasa Mesin*, vol. 8, no. 3, pp. 167–173, 2017.