

PENGARUH JARAK *PITCH TUBE SUPERHEATER* HRSG TERHADAP PERPINDAHAN PANAS DAN ALIRAN FLUIDA GAS BUANG TURBIN

Ahmad Fikri Assabili

S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

Email: ahmadfikri.22013@mhs.unesa.ac.id

Indra Herlamba Siregar

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

Email: indrasiregar@unesa.ac.id

Abstrak

Pemanfaatan panas gas buang turbin gas melalui *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) merupakan upaya penting untuk meningkatkan efisiensi pembangkit listrik sekaligus menekan emisi CO₂, di mana konfigurasi jarak antar *tube* pada *superheater*, baik *transversal pitch* (ST) maupun *longitudinal pitch* (SL), sangat memengaruhi perpindahan panas konveksi dan *pressure drop* aliran gas. Penelitian ini bertujuan menganalisis pengaruh variasi ST dan SL terhadap karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida pada *superheater* HRSG berbasis turbin gas Solar Mars 100 GN untuk menemukan konfigurasi dengan *heat transfer* terbesar namun *pressure drop* terkecil, menggunakan simulasi numerik *Computational Fluid Dynamics* (CFD) berbasis ANSYS Fluent pada sembilan variasi kombinasi ST dan SL, yaitu V1 (100,45 : 98,63 mm), V2 (100,45 : 123,63 mm), V3 (100,45 : 148,63 mm), V4 (125,45 : 98,63 mm), V5 (125,45 : 123,63 mm), V6 (125,45 : 148,63 mm), V7 (150,45 : 98,63 mm), V8 (150,45 : 123,63 mm), dan V9 (150,45 : 148,63 mm). Performa perpindahan panas dievaluasi melalui *Nusselt Number* (NU), *pressure drop* direpresentasikan *Euler Number* (EU), dan kinerja keseluruhan dianalisis menggunakan *Performance Evaluation Criterion* (PEC). Hasil menunjukkan penurunan ST dan SL meningkatkan *Heat Transfer Rate*, *Heat Transfer Coefficient*, dan NU, dengan pengaruh ST lebih dominan. Berdasarkan evaluasi PEC, V1 memperoleh nilai tertinggi 210,75474 dan V9 terendah 169,97855 dengan selisih 40,77619 atau sekitar 23,99%. Meskipun V1 disertai *pressure drop* relatif tinggi akibat *pitch* paling rapat, peningkatan koefisien perpindahan panas dan NU yang dihasilkan mampu mengkompensasinya, sehingga V1 dipilih sebagai konfigurasi *tube* terbaik karena memberikan keseimbangan optimal antara efektivitas perpindahan panas dan *pressure drop*.

Kata Kunci: CFD, Euler Number, HRSG, Nusselt Number, Performance Evaluation Criterion

Abstract

The utilization of gas turbine exhaust heat through a *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) is an important effort to improve power plant efficiency while reducing CO₂ emissions, in which the tube arrangement of the superheater both transversal pitch (ST) and longitudinal pitch (SL) significantly affects convective heat transfer effectiveness and pressure drop in the gas flow. This study aims to analyze the influence of ST and SL variations on the heat transfer and fluid flow characteristics of a superheater in a Solar Mars 100 GN gas turbine-based HRSG, in order to determine the configuration with the highest heat transfer rate combined with the lowest pressure drop, using numerical simulation with *Computational Fluid Dynamics* (CFD) based on ANSYS Fluent across nine combinations of ST and SL, namely V1 (100,45 : 98,63 mm), V2 (100,45 : 123,63 mm), V3 (100,45 : 148,63 mm), V4 (125,45 : 98,63 mm), V5 (125,45 : 123,63 mm), V6 (125,45 : 148,63 mm), V7 (150,45 : 98,63 mm), V8 (150,45 : 123,63 mm), and V9 (150,45 : 148,63 mm). Heat transfer performance was evaluated using the *Nusselt Number* (NU), pressure drop was represented by the *Euler Number* (EU), and overall performance was analyzed using the *Performance Evaluation Criterion* (PEC). The results show that decreasing ST and SL increases the *Heat Transfer Rate*, *Heat Transfer Coefficient*, and Nu, with ST having a more dominant influence than SL. V1 produced the highest heat transfer performance while V9 produced the lowest, whereas the lowest Eu was obtained at V7. Based on PEC evaluation, V1 achieved the highest value of 210,75474 and V9 the lowest at 169,97855 a difference of 40,77619, or approximately 23,99%. Although V1 exhibits a relatively higher pressure drop due to its tightest pitch spacing, the resulting increase in heat transfer coefficient and NU compensates for this drawback, making V1 the optimal tube configuration due to its balanced heat transfer effectiveness and pressure drop.

Keywords: CFD, Euler Number, HRSG, Nusselt Number, Performance Evaluation Criterion

PENDAHULUAN

Kebutuhan energi listrik terus meningkat seiring pertumbuhan sektor industri, sementara pasokan listrik publik kerap tidak stabil sehingga banyak kawasan industri membangun *captive power plant* berbasis turbin gas. Siklus

Brayton pada turbin gas konvensional hanya menghasilkan efisiensi sekitar 20–35% karena sebagian besar energi panas gas buang terbuang ke lingkungan. Penerapan combined cycle dengan memanfaatkan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) mampu meningkatkan efisiensi

total pembangkit hingga 55–60%, karena panas sisa gas buang turbin gas dikonversi menjadi uap untuk menggerakkan turbin uap.

Pada HRSG, modul *superheater* memiliki peran penting karena penyerapan panasnya dapat mencapai 30% dari total perpindahan panas sistem. Kinerja perpindahan panas *superheater* sangat dipengaruhi oleh konfigurasi geometri susunan *tube bank*, khususnya jarak melintang (*transverse pitch*, ST) dan jarak memanjang (*longitudinal pitch*, SL), yang menentukan pola aliran, tingkat turbulensi, serta koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi gas buang. Susunan *tube* yang lebih rapat cenderung meningkatkan laju perpindahan panas, namun di sisi lain juga menaikkan *pressure drop* akibat hambatan aliran yang lebih besar. Kenaikan *pressure drop* yang berlebihan dapat meningkatkan *back pressure* pada turbin gas sehingga menurunkan *power output* dan efisiensi sistem *combined cycle* secara keseluruhan. Kondisi ini menimbulkan *trade-off* antara peningkatan kinerja termal dan kenaikan hambatan aliran, sehingga penentuan konfigurasi ST dan SL yang tepat menjadi krusial dalam desain *superheater* HRSG.

Beberapa penelitian terdahulu (Zhang *et al.*,2023; Lee *et al.*,2013; Karali *et al.*,2025; Shah *et al.*,2013) menunjukkan bahwa variasi ST dan SL berpengaruh signifikan terhadap distribusi aliran, intensitas turbulensi, koefisien perpindahan panas, dan *pressure drop* pada susunan *tube bank*. Meskipun demikian, kajian khusus mengenai pengaruh kombinasi ST dan SL pada *superheater* HRSG yang memanfaatkan gas buang turbin gas Solar Mars 100 masih perlu dianalisis lebih lanjut untuk memperoleh konfigurasi yang optimal.

Berdasarkan uraian tersebut, permasalahan dalam penelitian ini adalah bagaimana pengaruh variasi *transverse pitch* (ST) dan *longitudinal pitch* (SL) *tube superheater* HRSG terhadap karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida gas buang turbin gas. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh variasi ST dan SL terhadap distribusi perpindahan panas, koefisien konveksi, serta karakteristik aliran fluida (termasuk *pressure drop*) pada *superheater* HRSG menggunakan metode simulasi numerik berbasis ANSYS, sehingga diperoleh konfigurasi jarak antar tube yang optimal untuk meningkatkan kinerja termal dan hidraulik HRSG.

METODE

Jenis Penelitian

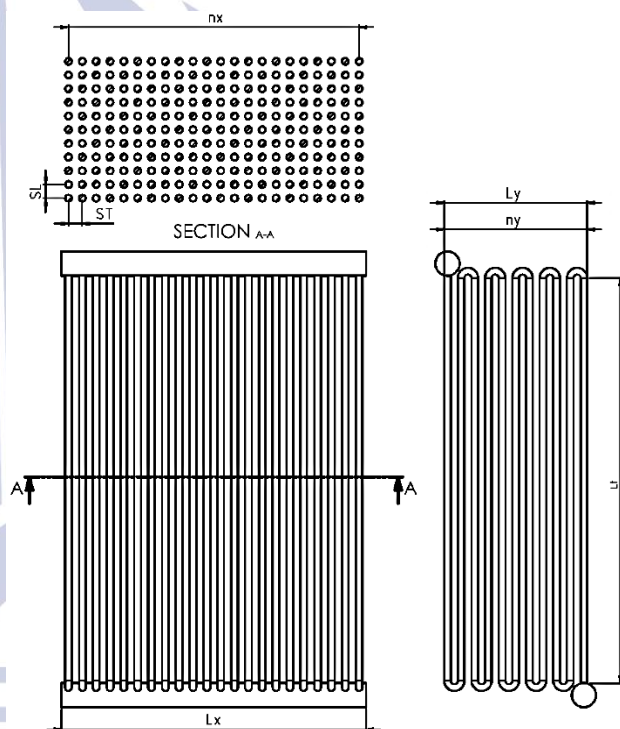
Penelitian ini merupakan simulasi aliran fluida menggunakan metode numerik *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan bantuan perangkat lunak *ANSYS Fluent*. Dengan menggunakan simulasi CFD peneliti dapat memperoleh parameter tanpa melakukan eksperimen.

Obyek Penelitian

Objek penelitian dalam studi ini adalah *superheater* pada *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG), khususnya susunan *tube superheater* pada sisi gas buang.

Tabel 1. Parameter Desain *Tube Bank*

Parameter	Deskripsi	Simbol
Panjang <i>Superheater</i>	2760 mm	L_y
Lebar <i>Superheater</i>	1360 mm	L_x
Tinggi Tube	3640 mm	L_t
<i>Transversal Pitch</i>	100,45; 125,45; 150,45	ST
<i>Longitudinal Pitch</i>	98,63; 123,63; 148,63	SL
Jumlah Tube	27,22,18	n_x
Jumlah Row	13,11,9	n_y



Gambar 1 Skema simulasi *Tube Bank Superheater*

Tabel berikut menunjukkan sembilan variasi konfigurasi *tube bank* yang diperoleh dari kombinasi tiga nilai *transversal pitch* (ST) dan tiga nilai *longitudinal pitch* (SL).

Tabel 2. Geometri *Pitch Tube*

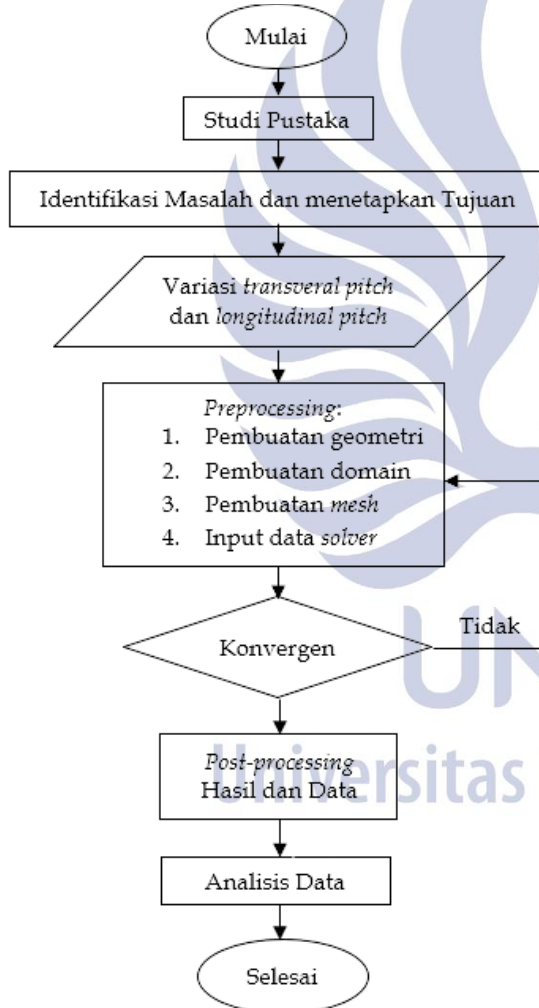
Variasi	Transversal Pitch (ST)	Longitudinal Pitch (SL)
V1	100,45	98,63
V2	100,45	123,63
V3	100,45	148,63
V4	125,45	98,63
V5	125,45	123,63
V6	125,45	148,63
V7	150,45	98,63
V8	150,45	123,63
V9	150,45	148,63

Pengaruh Jarak *Pitch Tube Superheater* HRSG terhadap Perpindahan Panas dan Aliran Fluida Gas Buang Turbin

Variabel Penelitian

- Variabel Bebas
Variabel bebas berupa *transversal pitch* (ST), *longitudinal pitch* (SL), jumlah tube dan jumlah baris.
- Variabel Terikat
Variabel terikat berupa *Nusselt number* (NU), *Euler Number* (EU) dan *Performance Evaluation Criterion* (PEC).
- Variabel Kontrol
 - Diameter tube superheater 60,3 mm.
 - Temperatur gas buang inlet 758,15 K.
 - Laju aliran massa gas buang 42,5 kg/s.
 - Laju aliran massa steam 4,74 kg/s.
 - Temperatur inlet steam 497,1 K.
 - Konfigurasi yang digunakan adalah susunan *aligned* dengan *vertikal tube horizontal flow*

Diagram Alir Penelitian



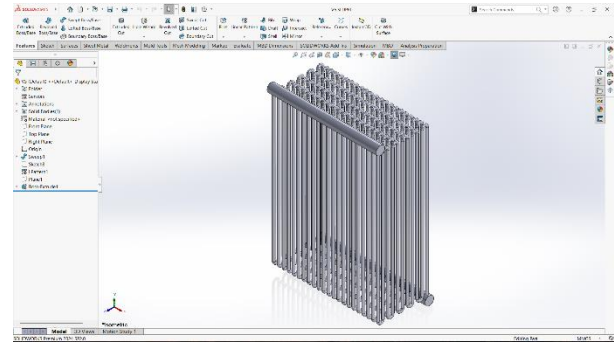
Gambar 2. Diagram Alir Penelitian

Teknik Pengumpulan Data

Tahap Pre-processing

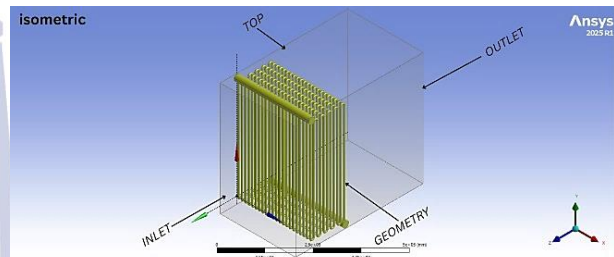
Tahap awal simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD) adalah *pre-processing*, yang meliputi pembuatan geometri, penentuan domain fluida, proses meshing, serta pengaturan solver.

1. Pembuatan geometri



Gambar 3. Pembuatan geometri *superheater*

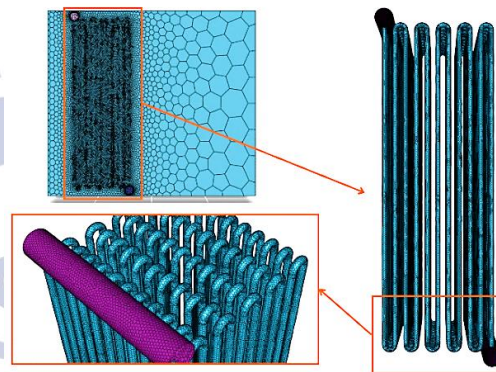
2. Pembuatan domain



Gambar 4. Pembuatan domain

3. Pembuatan mesh

Digunakan mesh berbentuk *polyhedral* dengan *local refinement*. *Refinement* diterapkan pada permukaan *tube superheater* untuk menangkap fenomena aliran yang kompleks.



Gambar 5. Meshing Tube Bank Superheater

4. Penentuan solver

Solver yang digunakan adalah *pressure-based* dengan model turbulensi *RNG k-ε realizable* pada kondisi aliran *steady-state*. Kondisi batas pada inlet menggunakan *mass flow inlet* dengan laju aliran massa gas buang sebesar 42,5 kg/s, sedangkan pada outlet menggunakan *pressure outlet*.

Tahap Processing

Setelah seluruh parameter simulasi ditentukan, proses komputasi dijalankan menggunakan 300 iterasi hingga solusi mencapai kondisi konvergen, yang ditunjukkan oleh residual yang telah memenuhi kriteria konvergensi.

Tahap Post-Processing

Post-processing adalah tahap akhir dalam sebuah simulasi dimana *solver* telah menyelesaikan perhitungan. Hasil simulasi akan ditampilkan dalam bentuk visualisasi berupa kontur, grafik dan data numerik.

Validasi Model

Validasi dilakukan dengan membandingkan *Nusselt Number* (NU) hasil simulasi terhadap *Nusselt Number* teoritis yang dihitung menggunakan korelasi *Zukauskas* pada kondisi aliran melintang melintasi *tube bank*.

1. Viscous Model

Tabel 3. Validasi *Viscous Model*

NO	Viscous Model	Nusselt Number	Error(%)
1	Korelasi zukauskas	66,51	
2	<i>k-ω SST</i>	58,85557	11,5%
3	<i>k-epsilon RNG</i>	62,05548	6,69%
4	<i>k-epsilon realizable</i>	67,61631	1,66%

2. Grid Independence Test

Tabel 4. Validasi *Grid Independence Test*

NO	Mesh Elements	Mesh Nodes	Mesh Faces	Nusselt Number (NU)
1	6885461	3778322	822255	66,38246
2	6813017	2743065	939565	67,61631
3	6863196	2765641	945511	67,10069

Tahap Analisis Data

Data hasil simulasi digunakan untuk menghitung *Nusselt Number* (NU), *Euler Number* (EU), dan *Performance Evaluation Criterion* (PEC).

Evaluation Indexes

Untuk tujuan mengilustrasikan hasil simulasi dan mengkarakterisasi hambatan aliran dan kinerja perpindahan panas dari *superheater* dalam HRSG, beberapa bilangan tak berdimensi diterapkan untuk menilai sifat-sifat *tube bank superheater*. Dalam studi ini, NU diterapkan untuk mewakili kapasitas perpindahan panas dari *superheater*. Semakin besar NU, semakin kuat kapasitas perpindahan panasnya. EU diterapkan untuk mewakili hambatan aliran di *superheater*. Semakin besar EU, semakin besar hambatan alirannya. PEC diterapkan untuk mewakili kinerja perpindahan panas komprehensif dari bundel tabung *superheater*. Semakin besar PEC, semakin baik kinerja perpindahan panas komprehensif dari *superheater*.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{h d_o}{\lambda_g} \quad (2)$$

dengan h adalah koefisien perpindahan panas konveksi ($W/m^2 \cdot K$), d adalah diameter luar *tube* (mm), dan λ_g adalah konduktivitas termal gas ($W/m \cdot K$).

$$Eu = \frac{2 \Delta p}{\rho u_{g, max}^2} \quad (3)$$

dengan Δp adalah *pressure drop* (Pa), ρ adalah densitas gas $u_{g, max}^2$ adalah kecepatan maksimum gas (m/s), dan n adalah jumlah baris *tube*.

$$PEC_1 = \frac{Nu}{Eu^{1/3}} \quad (4)$$

dengan NU adalah *Nusselt Number* dan EU adalah *Euler Number*.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pengaruh *Transversal Pitch* (ST) dan *Longitudinal Pitch* (SL) pada *Tube Superheater*

1. Analisis perpindahan panas

$$Nu = \frac{h d_o}{\lambda_g}$$

Keterangan:

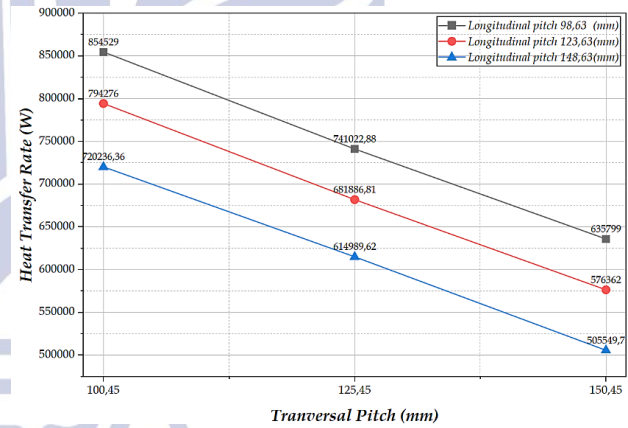
h : Koefisien perpindahan panas ($W/m^2 \cdot K$)

d_o : Diameter luar *tube* (m)

λ_g : Konduktivitas termal gas (W/mK)

Tabel 5. Data hasil simulasi parameter perpindahan panas

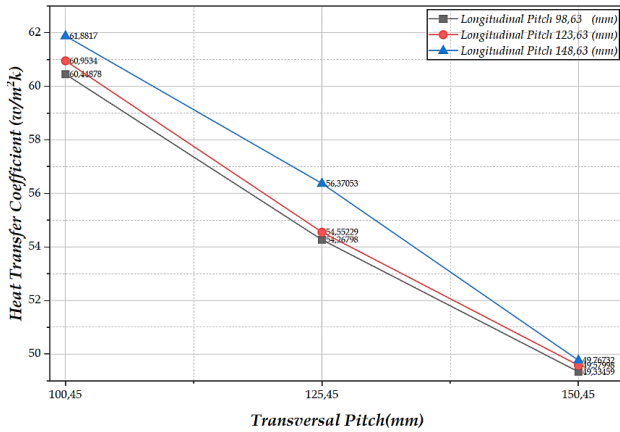
ST (mm)	SL (mm)	Heat Transfer Rate (w)	h ($w/m^2 \cdot k$)	NU
100,45	98,63	854529	60,44	66,38
100,45	123,63	794276	60,95	66,93
100,45	148,63	720236,36	61,88	67,95
125,45	98,63	741022,88	54,26	59,59
125,45	123,63	681886,81	54,55	59,90
125,45	148,63	614989,62	56,37	61,90
150,45	98,63	635799	49,33	54,17
150,45	123,63	576362	49,57	54,44
150,45	148,63	505549,72	49,76	54,65



Gambar 6. Grafik *Heat Transfer Rate*

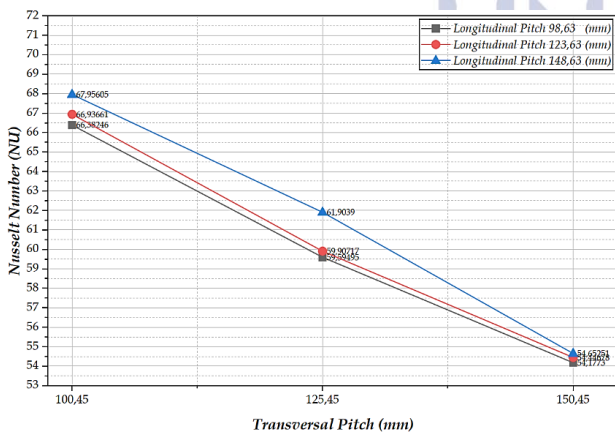
Grafik diatas menunjukkan *heat transfer rate* tertinggi pada V1 (854529 W) dan terendah pada V9 (505549,72 W), dengan tren menurun dari V1 ke V9 namun sedikit naik kembali di V4 dan V7. Berdasarkan Hukum *Newton's Law of Cooling*, laju perpindahan panas berbanding lurus dengan luas permukaan kontak. Peningkatan ST dan SL memperkecil jumlah *tube* menjadi 27,22 dan 18 sedangkan jumlah *row* dari 13,11 dan 9, sehingga luas permukaan dan waktu kontak antara gas dan *tube* berkurang. Kenaikan di V4 dan V7 terjadi karena SL kembali ke nilai terkecil, memulihkan jumlah *row* menjadi 13. *Temperatur contour* mendukung temuan ini dimana variasi dengan ST & SL terkecil (100,45; 148,63 mm) menunjukkan gradien warna inlet outlet paling terang, menandakan perpindahan panas paling optimal akibat luas permukaan terbesar.

Pengaruh Jarak *Pitch Tube Superheater* HRSG terhadap Perpindahan Panas dan Aliran Fluida Gas Buang Turbin



Gambar 7. Grafik *Heat Transfer Coefficient*

Grafik diatas memperlihatkan bahwa h tertinggi ada di V3 (100,45; 148,63) dengan nilai 61,88 W/m²K dan terendah di (150,45;98,63) dengan nilai 49,33 W/m²K, dengan tren menurun dari kelompok V1 sampai V3 ke V7 sampai V9. Penurunan tajam terjadi setiap kali ST membesar (100,45; 125,45; 150,45 mm), karena celah antar *tube* yang lebih lebar menurunkan kecepatan aliran maksimum sehingga *termal boundary layer* dan h pun turun. Di sisi lain, dalam satu kelompok ST yang sama, SL yang lebih besar memberi ruang bagi aliran untuk berkembang kembali sebelum menumbuk *tube* berikutnya, meningkatkan turbulensi lokal dan menipiskan *termal boundary layer* dan itulah mengapa V3 unggul dibanding V1 dan V2, sejalan dengan temuan Refaey *et al.* (2018) bahwa ST/D lebih dominan memengaruhi perpindahan panas dibanding SL/D. Menariknya, h tertinggi di V3 tidak membuatnya punya *heat transfer rate* (Q) tertinggi, karena Q ditentukan oleh h , luas permukaan (A), dan ΔT sekaligus sehingga V1 tetap unggul di Q berkat jumlah *tube* dan *row* yang lebih banyak. Singkatnya, ST berperan lewat kecepatan aliran, sedangkan SL berperan lewat turbulensi lokal, dan keduanya bersama-sama membentuk karakter perpindahan panas pada susunan *tube* ini.



Gambar 8. Grafik pengaruh *Transversal Pitch* terhadap Nilai *Nusselt Number*

Gambar 8 dan 9 menunjukkan *Nusselt Number* tertinggi pada V3 (67,96) dan terendah pada V7 (54,21), dengan tren menurun dari V1 ke V9. Penurunan tajam terjadi setiap kali ST membesar, sedangkan variasi SL

hanya menggeser nilai sedikit yang menandakan ST jauh lebih dominan daripada SL, dan pengaruh SL ini makin melemah saat ST membesar. Pola ini sejalan dengan tren h pada Gambar 7, karena *Nusselt Number* pada dasarnya adalah bentuk tak berdimensi dari h , ST bekerja lewat kecepatan aliran, SL lewat turbulensi lokal.

Meski begitu, *Nusselt Number* dan h tertinggi di V3 tidak membuat *heat transfer rate* (Q) ikut tertinggi yang artinya, *Nusselt Number* dan h lebih tepat menilai efektivitas perpindahan panas per satuan luas, sementara Q mencerminkan performa total sistem.

Singkatnya, *Nusselt Number* tinggi menandakan konveksi lebih dominan dibanding konduksi. V3 unggul karena kombinasi kecepatan aliran dan turbulensi lokal yang paling optimal.

2. Analisis kerugian tekanan

$$Eu = \frac{2\Delta p}{\rho u_{g \max}^2 n}$$

Keterangan:

Δp : *pressure drop* (Pa)

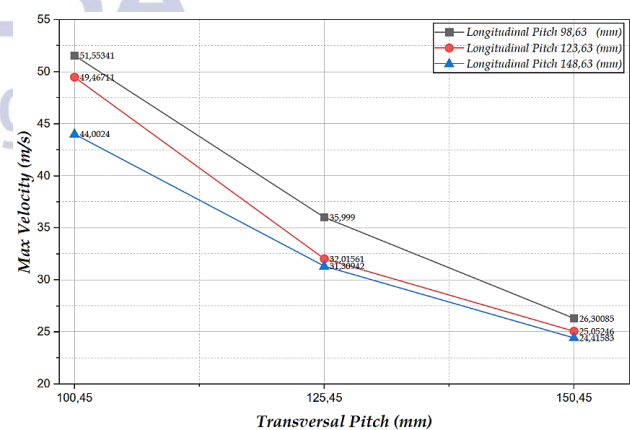
ρ : Density gas (kg/m³)

$u_{g \max}$: Kecepatan maksimum gas (m/s)

n : Jumlah *row*

Tabel 6. Data hasil simulasi parameter kerugian tekanan

ST (mm)	SL (mm)	row	$U_{\max}$ (m/s)	ΔP (Pa)	<i>Euler Number</i>
100,45	98,63	13	51,55	267,89	0,031248
100,45	123,63	11	49,46	232,10	0,039440
100,45	148,63	9	44,00	207,31	0,047282
125,45	98,63	13	35,99	116,03	0,029586
125,45	123,63	11	32,01	98,27	0,037442
125,45	148,63	9	31,30	88,43	0,043058
150,45	98,63	13	26,30	56,63	0,027053
150,45	123,63	11	25,05	52,61	0,032736
150,45	148,63	9	24,41	44,98	0,03523



Gambar 9. Grafik *Max Velocity*

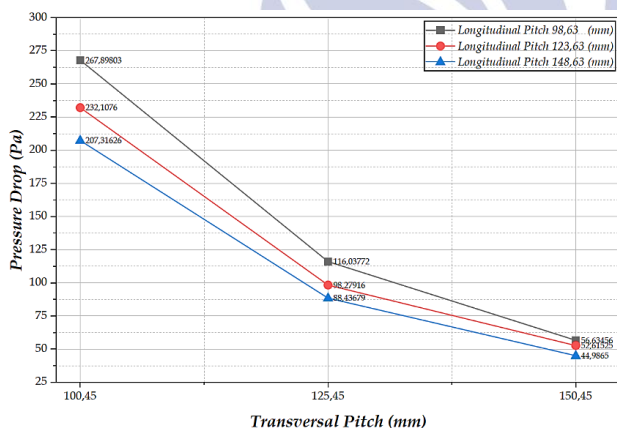
Hasil pada Gambar 10 memperlihatkan pola menarik yaitu ketika semakin rapat jarak antar *tube*, semakin cepat aliran gas mengalir. Variasi V1 mencatatkan Maximum

Velocity tertinggi (51,55 m/s), sementara V9 terendah (24,42 m/s). Ini menunjukkan bahwa ST menjadi faktor paling dominan dibanding SL.

Fenomena ini sejalan dengan prinsip kontinuitas fluida, ketika ST membesar, celah antar *tube* melebar sehingga gas tidak perlu bergerak secepat sebelumnya untuk melewatinya. Sebaliknya, ST yang kecil membuat celah menyempit dan memaksa gas berakselerasi. Hubungan ini juga konsisten dengan formula kecepatan maksimum *tube* bank dari Refaey *et al.* (2018).

Sementara itu, pengaruh SL tidak sekuat ST dan cenderung melemah seiring membesarnya ST. Pada kelompok ST terkecil (V1-V3), SL masih menghasilkan selisih kecepatan hingga 7,55 m/s, namun menyusut menjadi 4,69 m/s pada ST menengah (V4-V6), dan hanya 1,88 m/s pada ST terbesar (V7-V9). Pola ini menunjukkan adanya interaksi antara ST dan SL, di mana sensitivitas SL berkurang ketika celah aliran sudah cukup lebar akibat ST yang besar.

Dengan demikian, konfigurasi ST 100,45 mm dan SL 98,63 mm menjadi variasi dengan *Maximum Velocity* tertinggi karena kombinasi ST dan SL terkecilnya menciptakan celah aliran paling sempit, sehingga gas mengalir dengan kecepatan paling tinggi di antara seluruh variasi.



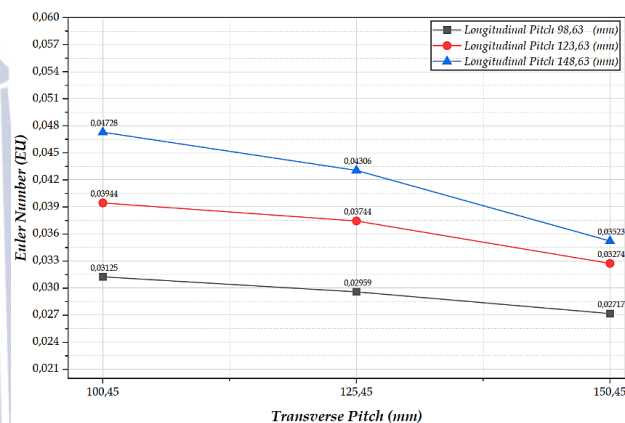
Gambar 10. Grafik *Pressure Drop*

Gambar 11 menunjukkan *Pressure Drop* tertinggi pada V1 (100,45; 98,63 mm) dengan nilai 267,90 Pa dan terendah pada V9 (150,45; 148,63) dengan nilai 44,99 Pa. Pada kelompok SL yang sama misalnya SL 98,63 mm, *Pressure Drop* menurun konsisten seiring peningkatan ST dari 267,90 Pa menjadi 116,04 Pa dan 66,78 Pa. Pola serupa juga terlihat pada kelompok SL lainnya. Karena jumlah *tube* pada tiap kelompok ini konstan, penurunan tersebut murni mencerminkan pengaruh ST.

Sebaliknya, pada kelompok ST tetap misal 100,45 mm, *Pressure Drop* juga menurun seiring peningkatan SL dari 267,90 ke 232,11 sampai 207,32 Pa, namun penurunan ini tidak bisa dianggap murni efek SL, karena bersamaan dengan itu jumlah baris *tube* juga berkurang (13, 11, 9). Fenomena ini dijelaskan melalui *Euler number*, di mana *Pressure Drop* dipengaruhi oleh kecepatan aliran dan jumlah baris *tube*. Peningkatan ST memperlebar celah antar *tube* sehingga kecepatan aliran menurun, sekaligus mengurangi interferensi *wake* antar *tube* keduanya

menyebabkan *Pressure Drop* turun signifikan. Sementara itu, penurunan *Pressure Drop* akibat SL lebih disebabkan oleh berkurangnya jumlah baris *tube* yang dilewati aliran, bukan oleh perubahan kecepatan, karena SL tidak banyak memengaruhi *Maximum Velocity*.

Dengan demikian, ST 100,45 dan SL 98,63 menghasilkan *Pressure Drop* tertinggi karena kombinasi ST terkecil dan jumlah baris *tube* terbanyak sehingga menghasilkan celah aliran tersempit, kecepatan tertinggi, dan hambatan terbesar. ST menjadi faktor paling dominan terhadap *Pressure Drop*, sedangkan pengaruh SL lebih terkait pada berkurangnya jumlah baris *tube* yang menyertainya.



Gambar 11. Grafik pengaruh *Transversal Pitch* terhadap Nilai *Euler Number*

Gambar 12 dan 13 menunjukkan *Euler Number* tertinggi pada V3 (100,45; 148,63) dengan nilai 0,04728 dan terendah pada V7 (ST 150,45; SL 98,63) dengan nilai 0,02705, hal ini menunjukkan bahwa ST dan SL sama-sama berpengaruh terhadap *Euler Number*.

Merujuk persamaan Kakaç *et al.* (2012), *Euler Number* adalah rasio Δp terhadap energi kinetik aliran dan jumlah *row*. Karena *Maximum Velocity* dan jumlah *row* berada di penyebut, penurunan keduanya justru menaikkan *Euler Number*, sedangkan penurunan Δp menurunkan *Euler Number* sehingga nilainya ditentukan oleh efek gabungan ketiganya.

Pada kelompok ST tetap misal 100,45 mm, peningkatan SL menurunkan Δp , *Maximum Velocity*, dan jumlah *row* sekaligus. Karena efek penurunan *Maximum Velocity* dan *row* lebih besar dari penurunan Δp , *Euler Number* justru naik dan ST 150,45 dan SL 98,63 menjadi tertinggi.

Sebaliknya, pada kelompok *row* tetap, peningkatan ST menurunkan Δp jauh lebih tajam dibanding *Maximum Velocity*, sehingga *Euler Number* menurun konsisten. Secara fisik, *Euler Number* kecil menandakan hambatan hidrodinamik yang rendah. Menariknya, ST 150,45 dan SL 148,63 mm dengan *Pressure Drop* terkecil bukanlah yang memiliki *Euler Number* terkecil. Ini menegaskan bahwa evaluasi *Euler Number* lebih tepat digunakan dibanding hanya meninjau *Pressure Drop*, karena mempertimbangkan interaksi Δp , *Maximum Velocity*, dan jumlah *row* secara bersamaan.

3. Performance Evaluation Criterion

$$PEC = \frac{Nu}{Eu^{1/3}}$$

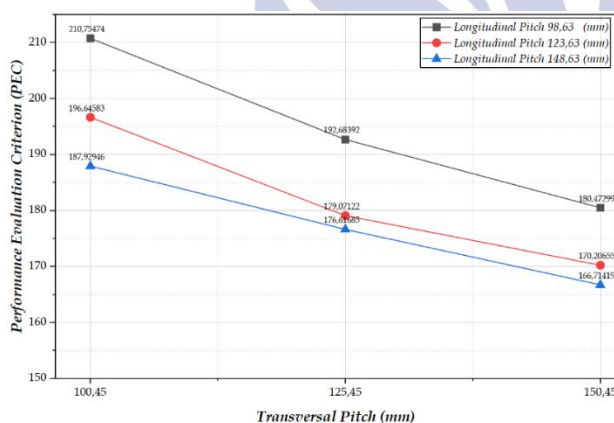
Keterangan:

Nu : Nusselt Number

Eu : Euler Number

Tabel 7. Data hasil perhitungan PEC

ST (mm)	SL (mm)	Nusselt Number	Euler Number	Performance Evaluation Criterion (PEC)
100,45	98,63	66,38246	0,031248	210,75474
100,45	123,63	66,93661	0,037040	196,64583
100,45	148,63	67,95605	0,047282	187,92946
125,45	98,63	59,59495	0,029586	192,68392
125,45	123,63	59,90717	0,037442	179,07122
125,45	148,63	61,90390	0,043058	176,61685
150,45	98,63	54,17730	0,027053	180,47299
150,45	123,63	54,44678	0,032736	170,20655
150,45	148,63	54,65251	0,033239	166,71419

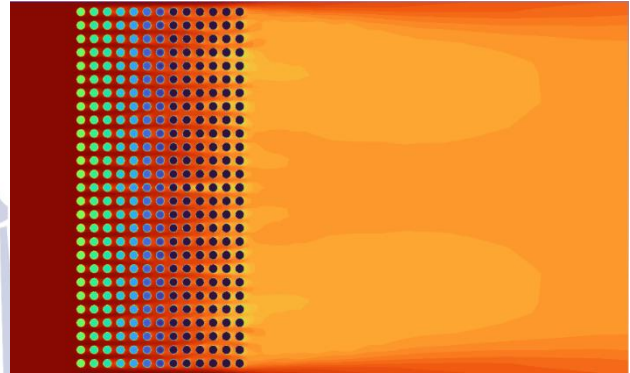


Gambar 12. Grafik pengaruh *Transversal Pitch* terhadap *Performance Evaluation Criterion*

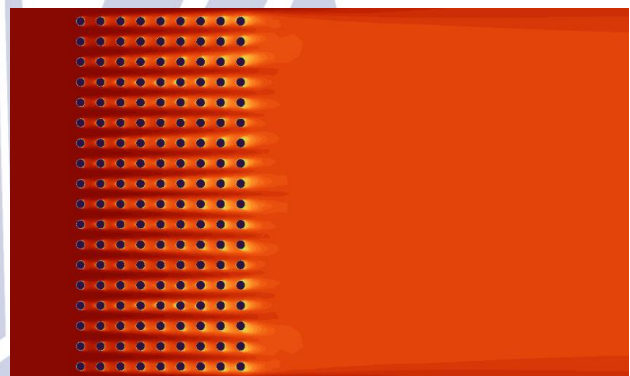
Berdasarkan hasil analisis secara perhitungan parameter perpindahan panas dan hidrolik, V1 dengan ST 100,45 mm dan SL 98,63 mm menunjukkan performa terbaik di antara seluruh konfigurasi yang dikaji. V1 menghasilkan kecepatan maksimum tertinggi yang mendorong penipisan lapisan batas paling efektif, sementara pada *temperature contour*, gradien temperatur di permukaan *tube* tampak paling cerah yang mencerminkan intensitas perpindahan panas tertinggi. Hal itu didukung oleh nilai *Performance Evaluation Criterion (PEC)* tertinggi sebesar 210,75474 yang menegaskan bahwa V1 memberikan keseimbangan paling optimal antara peningkatan perpindahan panas dan kerugian tekanan di antara seluruh variasi geometri yang diteliti.

Temperature Distribution

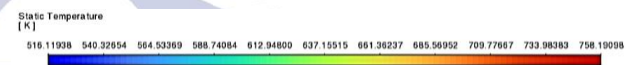
Untuk mempermudah interpretasi hasil simulasi, analisis kontur dilakukan dengan membandingkan variasi V1 dan V9 yang masing-masing merepresentasikan konfigurasi dengan performa terbaik dan terendah. Perbandingan ini bertujuan untuk memperjelas pengaruh perubahan geometri terhadap karakteristik perpindahan panas dan hidrodinamika.



Gambar 13. Distribusi temperatur variasi 1



Gambar 14. Distribusi temperatur Variasi 9



Gambar 16 dan Gambar 17 menyajikan perbandingan distribusi temperatur pada susunan tube bank superheater HRSG untuk konfigurasi pitch terbaik V1 dan terburuk V9. Skala warna pada kontur merepresentasikan sebaran nilai temperatur, di mana warna merah menunjukkan temperatur tertinggi pada gas panas, sedangkan warna hijau hingga biru menunjukkan temperatur yang lebih rendah pada permukaan *tube* akibat penyerapan panas oleh fluida kerja di dalamnya.

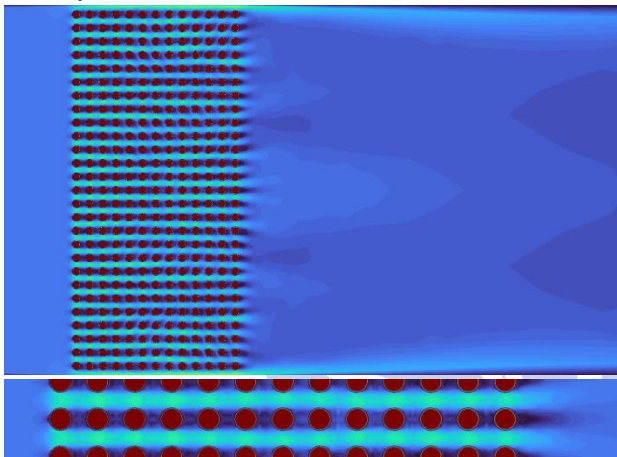
Pada V1, dengan *pitch transversal* dan *longitudinal* masing-masing sebesar 100,45 mm dan 98,63 mm, celah antar *tube* yang relatif sempit menghasilkan peningkatan kecepatan aliran gas panas di sekitar *tube* sehingga koefisien perpindahan panas konveksi meningkat. Hal ini ditunjukkan oleh variasi warna yang lebar pada permukaan *tube*, dari oranye hingga hijau dan biru, yang mengindikasikan penurunan temperatur signifikan akibat proses perpindahan panas yang berlangsung efektif dan merata.

Sebaliknya, pada V9 dengan *pitch* yang lebih lebar (150,45 mm dan 148,63 mm), ruang alir gas yang lebih luas

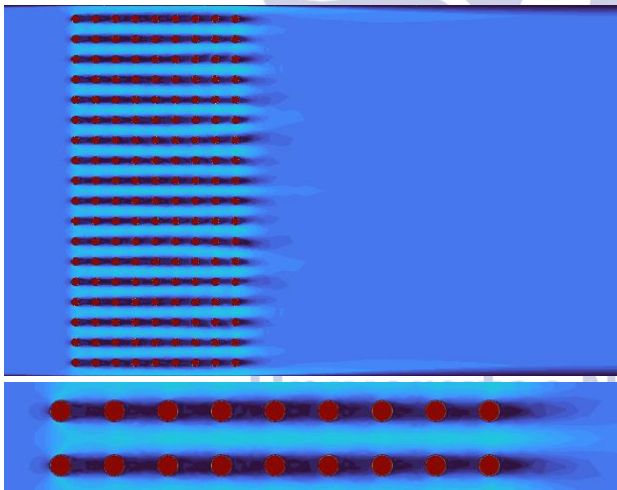
menyebabkan penurunan kecepatan aliran serta turbulensi, sehingga koefisien konveksi ikut menurun. Kondisi ini tercermin dari warna pada permukaan *tube* yang cenderung seragam dan gelap tanpa gradasi berarti, menandakan penurunan temperatur yang minim dan penyerapan panas yang kurang optimal.

Dengan demikian, semakin lebar dan kontras variasi warna yang terbentuk pada kontur temperatur *tube*, dari warna panas menuju warna dingin menandakan semakin tinggi pula efektivitas laju perpindahan panas pada konfigurasi tersebut. Hasil ini menunjukkan bahwa pitch yang lebih rapat pada Variasi 1 memberikan kinerja perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan Variasi 9.

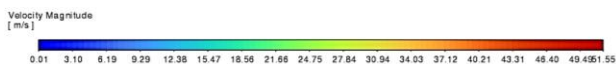
Velocity Distribution



Gambar 15. Distribusi aliran variasi 1



Gambar 16. Distribusi aliran variasi 9

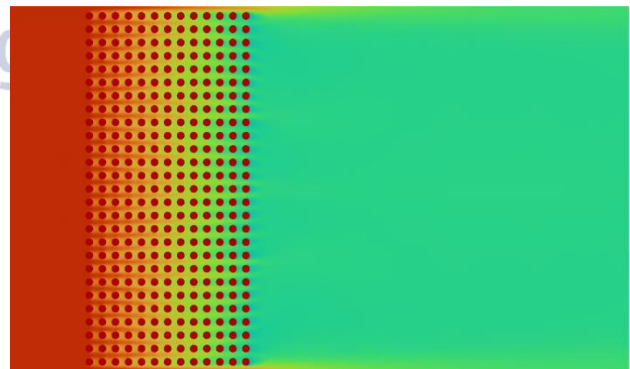


Gambar 18 dan Gambar 19 menunjukkan distribusi kecepatan aliran gas pada susunan tube bank untuk konfigurasi V1 dan V9. Pada V1, dengan *pitch* antar *tube* yang lebih rapat, terlihat zona percepatan aliran (ditandai warna hijau cyan) yang lebih tebal dan merata di sekitar permukaan *tube*, khususnya pada daerah celah sempit (*gap*) antar *tube* yang berdekatan. Fenomena ini sesuai dengan

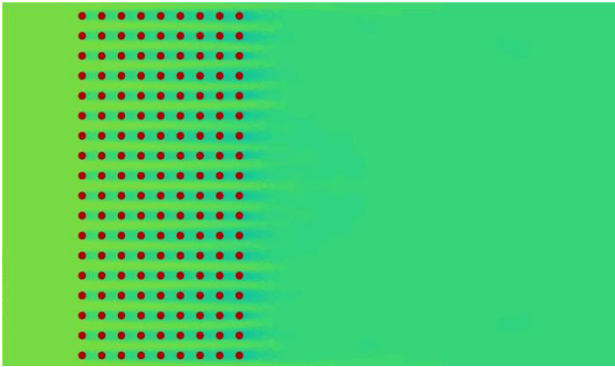
prinsip kontinuitas aliran, di mana penyempitan luas penampang aliran akibat jarak antar *tube* yang rapat memaksa gas mengalir lebih cepat untuk mempertahankan laju aliran massa yang sama. Percepatan lokal ini menyebabkan penipisan lapisan batas termal (*thermal boundary layer*) di sekitar permukaan *tube*, sehingga gradien temperatur pada dinding *tube* menjadi lebih curam. Kondisi ini berkorelasi langsung dengan peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi, karena secara umum *Nusselt Number* berbanding lurus dengan *Reynolds Number* yang meningkat seiring naiknya kecepatan lokal. Hal ini sejalan dengan hasil yang ditunjukkan pada kontur temperatur Gambar 16, di mana distribusi temperatur pada V1 tampak lebih seragam dan proses pendinginan/pemanasan gas berlangsung lebih intensif di sepanjang susunan tube.

Sebaliknya, pada V9, zona percepatan aliran di sekitar *tube* tampak lebih tipis dengan dominasi kecepatan rendah pada mayoritas domain simulasi, sebagai akibat dari ruang alir (*flow area*) yang lebih luas antar *tube*. *Pitch* yang lebih besar pada V9 mengurangi efek konstiksi terhadap penampang aliran, sehingga kenaikan kecepatan gas saat melintasi celah antar *tube* menjadi tidak signifikan dibandingkan kecepatan aliran bebas (*freestream velocity*). Akibatnya, lapisan batas termal di sekitar permukaan tube pada V9 relatif lebih tebal, yang menghambat proses transfer energi panas secara konveksi antara permukaan *tube* dan aliran gas. Fenomena ini konsisten dengan rendahnya laju perpindahan panas pada V9 sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 17, di mana nilai koefisien perpindahan panas maupun total *heat transfer rate* tercatat lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi V1. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa jarak *pitch* antar *tube* memiliki peran yang signifikan dalam menentukan karakteristik aliran dan performa perpindahan panas pada susunan *tube bank*. Semakin rapat susunan *tube*, semakin besar efek percepatan aliran lokal yang dihasilkan, dan semakin tinggi pula laju perpindahan panas yang dicapai.

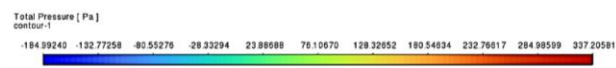
Pressure Distribution



Gambar 17. Distribusi tekanan variasi 1



Gambar 18. Distribusi tekanan variasi 9



Gambar 20 dan Gambar 21 menunjukkan distribusi tekanan total (*total pressure*) pada susunan *tube bank* untuk V1 dan V9, dengan rentang skala warna dari -184,99 Pa yang berwarna biru hingga 337,21 Pa yang berwarna merah. Pada V1, terlihat perbedaan warna yang kontras antara sisi masuk yang didominasi warna merah tua yang menandakan tekanan tinggi dan sisi keluar yang berwarna hijau kebiruan yang menandakan tekanan rendah, mengindikasikan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang besar akibat konfigurasi *pitch* yang rapat. Kondisi ini konsisten dengan hasil distribusi kecepatan pada Gambar 18, di mana penyempitan celah antar *tube* meningkatkan kecepatan aliran sekaligus hambatan aliran (*flow resistance*).

Sebaliknya, pada V9, perbedaan warna antara sisi masuk dan keluar tidak signifikan, dengan dominasi warna hijau pada kedua sisi, menunjukkan *pressure drop* yang jauh lebih kecil dibandingkan V1. Hasil ini mengindikasikan bahwa meskipun V9 memiliki laju perpindahan panas yang lebih rendah, konfigurasi ini menawarkan kebutuhan daya pemompaan (*pumping power*) yang lebih rendah pula. Dengan demikian, terdapat *trade-off* antara performa perpindahan panas dan *pressure drop*, di mana V1 unggul dari sisi efektivitas perpindahan panas namun menuntut konsumsi energi aliran yang lebih besar, sedangkan V9 lebih hemat energi aliran namun kurang optimal dalam menyerap panas.

Simpulan

1. Variasi *transversal pitch* (ST) dan *longitudinal pitch* (SL) memengaruhi karakteristik perpindahan panas dan hidrodinamika. Penurunan ST cenderung meningkatkan *Heat Transfer Rate*, sedangkan peningkatan SL cenderung meningkatkan *Heat Transfer Coefficient* dan *Nusselt Number*. Selain itu, penurunan ST juga meningkatkan *Maximum Velocity* dan *Pressure Drop*, dengan pengaruh ST lebih dominan dibandingkan SL.

2. Variasi V1 (ST 100,45 mm; SL 98,63 mm) menghasilkan *Heat Transfer Rate* tertinggi sedangkan Variasi V3 (ST 100,45 mm; SL 148,63 mm) menghasilkan *Heat Transfer Coefficient*, dan *Nusselt Number* tertinggi, sedangkan V7 (ST 150,45 mm; SL 98,63 mm) menghasilkan *Euler Number* terendah yang menunjukkan karakteristik hidrodinamika terbaik.
3. Berdasarkan evaluasi kinerja, V1 merupakan konfigurasi optimum karena menghasilkan peningkatan performa perpindahan panas yang jauh lebih signifikan dibandingkan peningkatan *pressure drop* yang terjadi.

Saran

1. Penelitian selanjutnya disarankan menggunakan model *full tube bank* agar hasil simulasi lebih mendekati kondisi operasi sebenarnya.
2. Penelitian selanjutnya disarankan mengkaji variasi geometri lain, seperti diameter *tube*, *fin tube*, dan susunan *tube bank*, untuk mengevaluasi pengaruhnya terhadap karakteristik perpindahan panas dan hidrodinamika

DAFTAR PUSTAKA

- Ariansyah, M. N., Diana, L., & Satrio, D. (2021). Numerical Study the Effect of Gap Ratio on Flow Characteristics and Heat Transfer in Staggered Tube Banks Numerical Study the Effect of Gap Ratio on Flow Characteristics and Heat Transfer in Staggered Tube Banks. *Earth and Environmental Science*. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/972/1/012065>
- Bracco, S., & Siri, S. (2010). Exergetic optimization of single level combined gas e steam power plants considering different objective functions. *Energy*, 35(12), 5365–5373. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.07.021>
- Caterpillar company. Mars 100 Gas Turbin Compressor Set. In *Solar Turbine*.
- Cengel, yunus a., & Cimbala, john m. (2014). Fluid Mechanics Fundamental and Application, Third edition. In *Applied Mathematical Sciences* (Vol. 176). https://doi.org/10.1007/978-1-84882-367-9_4
- Franco, A., & Giannini, N. (2006). A general method for the optimum design of heat recovery steam generators. *Energy*, 31(15), 3342–3361. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.03.005>
- Girfoglio, M., Quaini, A., & Rozza, G. (2019). A Finite Volume approximation of the Navier-Stokes equations with nonlinear filtering stabilization. *Computers and Fluids*. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2019.05.001>
- Kakaç, S., & Liu, H. (2012). Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design, (3rd edition). In *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition*.
- Lee, D., Ahn, J., & Shin, S. (2013). Uneven longitudinal pitch effect on tube bank heat transfer in cross flow. *Applied Thermal Engineering*, 51(1–2), 937–947. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.031>

- Mehrgoo, M., & Amidpour, M. (2025). A constructal theory framework for optimizing HRSG design: Enhancing thermal performance and cost-effectiveness. *Results in Engineering*, 27(June), 105849.
<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.105849>
- Munson, B. R., Okiishi, T. H., Huebsch, W. W., & Rothmayer, A. P. (2013). Fundamentals of Fluid Mechanics (7th Edition). In *Instrumentation, Measurements, and Experiments in Fluids*. Don Fowley.
- Norouzi, E., & Amidpour, M. (2012). Optimal thermodynamic and economic volume of a heat recovery steam generator by constructal design. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(8), 1286–1292.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.021>
- Refaey, H. A., Sultan, A. M., Moawad, M., & M. A. Abdelrahman. (2018). Numerical Investigations of the Convective Heat Transfer from Turbulent Flow Over Staggered Tube Bank. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*.
<https://doi.org/10.1007/s40032-018-0493-z>
- Taler, D., Trojan, M., Dzierwa, P., Kaczmarski, K., & Taler, J. (2018). International Journal of Thermal Sciences Numerical simulation of convective superheaters in steam boilers. *International Journal of Thermal Sciences*, 129(March), 320–333.
- Zhang, D., Wang, X., Zhao, L., Xie, H., Guo, C., Qian, F., Dong, H., & Hu, Y. (2023). *Numerical Investigation on Heat Transfer and Flow Resistance Characteristics of Superheater in Hydrocracking Heat Recovery Steam Generator*.

