

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

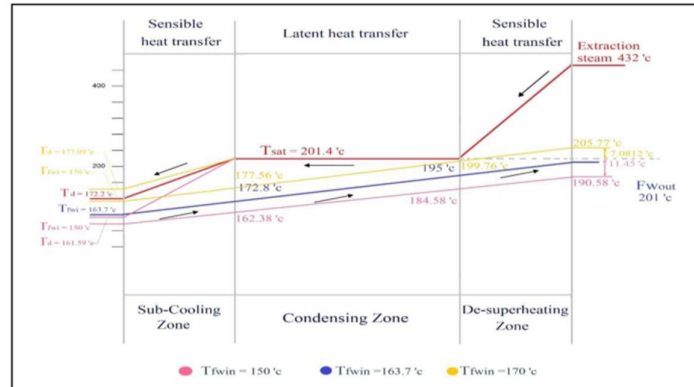
2.1. Penelitian yang Relevan

1. Fikri, M Husnul dan Pratama, Arfianto Fendy. (2021). Hasil penelitian ini menyimpulkan pada periode bulan April 2020 sampai dengan Bulan Oktober 2020 pada *high pressure heater* 5 pada unit 2 di PLTU Ombilin pada beban 92 MW terjadi penurunan nilai laju perpindahan panas pada bulan April 2020 (24332,59 kW), Juni 2020 (23185,18 kW) dan Oktober 2020 (18238,69 kW) disebabkan tidak adanya pemeliharaan pada komponen ini. Nilai efektivitas terjadi penurunan pada bulan April 2020 (0,76), Juni 2020 (0,57), Oktober 2020 (0,533). Temperatur masuk dan keluar dari *high pressure heater* perlu diperhatikan apabila terjadi penurunan temperatur pada air umpan kemungkinan terjadi pengotoran (*fouling*) pada dinding permukaan alat penukar kalor dipengaruhi oleh kandungan mineral pada *demin water* yang terbawa aliran fluida dan mengendap pada dinding alat penukar kalor.
2. Mustofa, Dedi dan Hendri, Hendri. (2023). Keandalan dan efisiensi sebuah pembangkit sudah merupakan suatu hal yang menjadi prioritas dalam bisnis pembangkitan. Penggunaan dan pengembangan teknologi baru sangat diperlukan untuk menunjang peningkatan keandalan dan efisiensi. Salah satu teknologi untuk menaikkan efisiensi pembangkit adalah penggunaan *high pressure heater*. Adapun fungsi utama *high pressure heater* adalah menaikkan *plant efficiency* dengan memanfaatkan *extraction steam* dari *turbine* untuk memanaskan *feedwater* sebelum masuk boiler. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui dampak yang ditimbulkan ketika *high pressure heater 2 out of service* yang cukup lama terhadap nilai *nett plant heat rate* dan *fuel firing rate* PLTU Labuan unit 2. Pada penelitian ini langkah pertama yang dilakukan adalah menghitung efisiensi *boiler* dengan metode tidak langsung dan menentukan nilai *turbine heat rate*, setelah itu

data hasil perhitungan digunakan untuk menghitung *nett plant heat rate*. Dari data perhitungan didapatkan nilai *nett plant heat rate* terjadi kenaikan 7%, kenaikan *fuel firing rate* sebesar 10 % serta total kerugian perusahaan selama *high pressure heater 2 out of service* sebesar Rp 4.907.790.720. Maka dapat disimpulkan *high pressure heater 2 out of service* sangat merugikan, untuk itu perlu perhatian khusus agar selalu menjaga keandalan *high pressure heater*.

3. Mahbubah, Makhluqotullah, Hendri, Hendri. (2024). dalam operasi Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), *High Pressure Heater* (HPH) berperan sebagai penukar panas yang memanfaatkan uap ekstraksi. PLTU JABAR 2 Pelabuhan Ratu telah beroperasi sejak tahun 2013, hal ini menimbulkan berbagai masalah seperti penumpukan endapan/kotoran yang dapat menyumbat aliran fluida dalam *tube*, kebocoran *tube* yang memerlukan *plugging*, keausan *baffle*, dan masalah lain yang dapat menurunkan efektivitasnya. Kegiatan *overhaul* dapat mempengaruhi kinerja *high pressure heater*, untuk membuktikannya ada beberapa metode matematis yang digunakan antara lain: TTD (*Terminal Temperature Difference*), DCAT (*Drain Cooler Approach Temperature*), TR (*Temperature Rise*), LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*), dan efektivitas *high pressure heater*. Data parameter yang diperlukan meliputi suhu, tekanan, entalpi, dan laju aliran, sehingga diperoleh hasil tiap beban mengalami fluktuasi efektivitas zona perpindahan panasnya. Hasil menunjukkan peningkatan efektivitas pada zona *desuperheating* dan *condensing* pada beban 217 MW dan 331 MW, namun penurunan pada beban 266 MW. Di zona *Subcooling*, efektivitas menurun pada semua beban. Kegiatan *overhaul* yang dilakukan adalah *plugging* pada 24 *tube* dari total 2668 *tube*, dengan presentase *plugging* sebesar 0,9%, sehingga presentase *tube* yang aktif adalah 99,1% dan juga kegiatan pembersihan *tube* sehingga berdampak pada nilai efektivitas performa dari *high pressure heater*, *plugging* menyebabkan luas area perpindahan panas pada *high pressure heater* berkurang.

4. Ahmed Ballil, Mohammed Alfitori, Esam A. Elabeedy. (2021). Dalam penelitiannya yang berjudul “*Study on The Thermal Performance of High Pressure Three-Zone Feed Water Heater.*” Penelitian ini memprediksi performa dari *high pressure heater* dengan tiga zona. Analisa dilaksanakan pada *terminal temperature difference* (TTD), *drain cooler approach temperature* (DCA) dan *temperature rise* (TR).

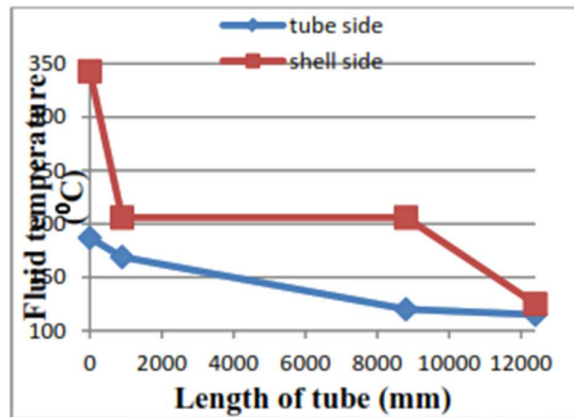


Gambar 2.1 Profil *Thermal* Pada Zona *High Pressure Heater* dengan Beberapa Variasi Temperatur *Inlet* pada *Feedwater*

Pada grafik diatas memiliki beberapa kesimpulan antara lain:

1. *Effectivness* pada *desuperheating zone* memiliki nilai paling tinggi diantara zona lainnya. *Effectivess* pada zona *condensing* dan *subcooling* memiliki nilai yang rendah walaupun memiliki luas area perpindahan panas yang paling besar.
2. Pada *temperature rise* (TR) dan *drain cooling approach* (DCA) memiliki hubungan berbanding terbalik yang konstan terhadap *mass flow rate* pada *feedwater heater*, sedangkan *terminal temperature difference* (TTD) berbanding lurus terhadap *mass flow rate* pada *feedwater heater*.
3. *Effectiveness* pada zona *condensing* memiliki hubungan berbanding terbalik dengan *mass flow rate* dan *effectiveness* pada zona *subcooling* memiliki hubungan berbanding lurus dengan *mas flow rate feedwater heater*. Walaupun demikian *mass flow rate* pada *feedwater heater* hampir tidak berefek pada *effectiveness* pada zona *desuperheating*.

4. *Temperatur rise (TR)*, *terminal temperature difference (TTD)* dan *drain cooling approach (DCA)* memiliki hubungan terbalik dengan *temperature inlet* pada *feedwater heater*.
5. Suhas D Ambulgekar, Prof. Dr, B. S. Gawali, Prof. Dr, N. K, Sane, Vinaykumar Kabra, Ajit Gavali (2016). Judul penelitian “*Design and Analysis of High Pressure Feedwater Heater.*” Pada hasil analisisnya menggambarkan variasi temperatur pada sisi *shell* dan *tube* sepanjang *heater*. Pada *desuperheating zone* terjadi *temperature drop* yang terbesar. Pada *condensing zone* terindikasi temperatur konstan dan terakhir turun pada *subcooling zone*. Dimana temperatur pada sisi *tube* mengalami kenaikan sepanjang *tube* pada *heater*.

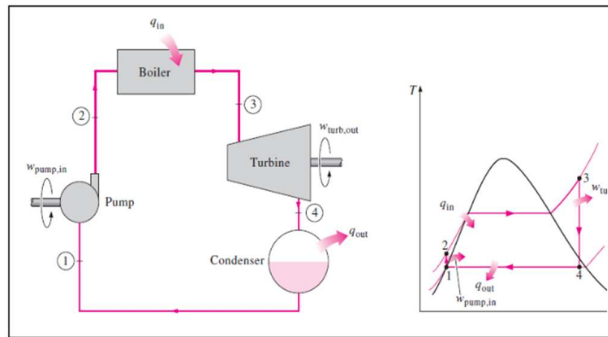


Gambar 2.2 Tiga Zona Area Pada *Feedwater Heater*

2.2. Dasar Teori

2.2.1. Proses Produksi *Steam Power Plant*

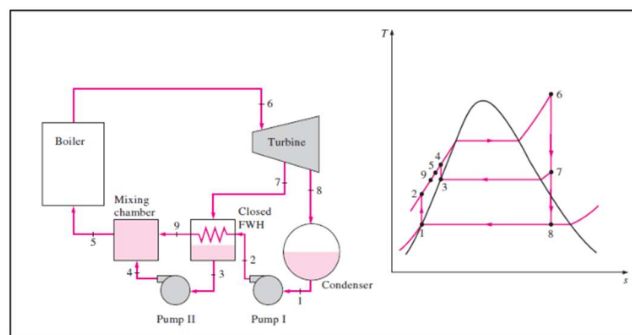
Pada umumnya yang diketahui pada siklus ideal pada *steam power plant* adalah siklus *rankine*. Pada siklus ideal sederhana terdariri dari *isentropic compression* pada pompa, tekanan konstan dan penambahan panas pada *boiler*, *isentropic expansion* pada turbin dan konstan *pressure* panas keluar pada kondensor yang dapat dilihat pada gambar (2.1). Pada siklus ini rata – rata panas yang diperlukan relatif rendah sehingga efisiensi siklus juga renda.



Gambar 2.3 Siklus *Rankine Ideal* Sederhana

Sumber: Moran, M.J & Shapiro, H. N. (2010). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (7th ed)

Pada *steam power plant* umumnya banyak proses regenerasi yang memanfaatkan uap ekstraksi. Uap ekstraksi diambil dari beberapa macam titik. Uap tersebut berfungsi sebagai pemanas awal pada *feedwater*. Peralatan yang digunakan biasanya disebut *feedwater heater*. Proses pemanasan ini memiliki keuntungan antara lain dapat menambah efisiensi siklus, menambah umur *tube boiler*, mengurangi jumlah *maintenance* dikarenakan kebocoran pada *tube boiler* yang disebabkan oleh pengurangan metal temperatur, mengurangi kerusakan pada bilah turbin sisi paling akhir karena uap sudah mulai terkondensasi. Dengan menambahkan *feedwater heater* dapat mengurangi biaya untuk membangkitkan energi listrik.

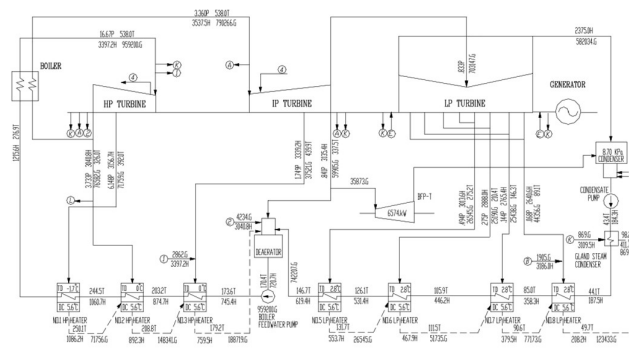


Gambar 2.4 Siklus *Rankine Ideal* dengan *Closed Feedwater Heater*

Sumber : Moran, M.J & Shapiro, H. N. (2010). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (7th ed)

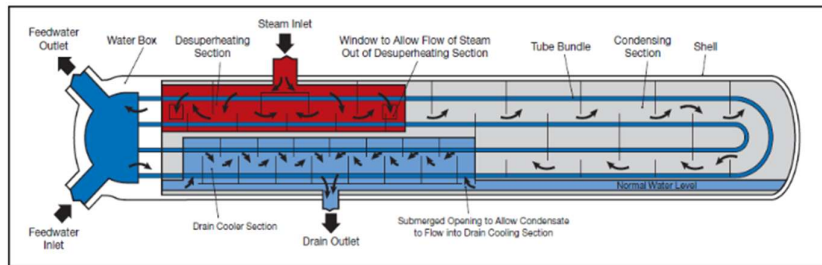
2.2.2. High Pressure Heater

High pressure heater adalah suatu peralatan *heat exchanger* yang termasuk dalam kelompok *closed feedwater heater* dengan tingkat tekanan tinggi. Fungsi utama dari *feedwater heater* adalah sebagai pemanas air umpan atau *feedwater* bertekanan tinggi sebelum air tersebut dialirkan ke *economiser* dan selanjutnya menuju *boiler*. Ketika suhu *feedwater* meningkat, maka penggunaan batubara pada *boiler* akan berkurang, yang pada gilirannya akan meningkatkan efisiensi termal dari siklus. Terdapat dua jenis *feedwater heater*, yaitu *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*. Di PLTU dengan kapasitas 300 MW, kedua tipe ini digunakan. Terdapat satu *open feedwater heater* dan enam *closed feedwater heater*. Dari enam *closed feedwater heater* itu, dibagi menjadi dua kelompok, yang terdiri dari tiga *high pressure heater* dan dua *low pressure heater*.



Gambar 2.5 Siklus Rankine PLTU

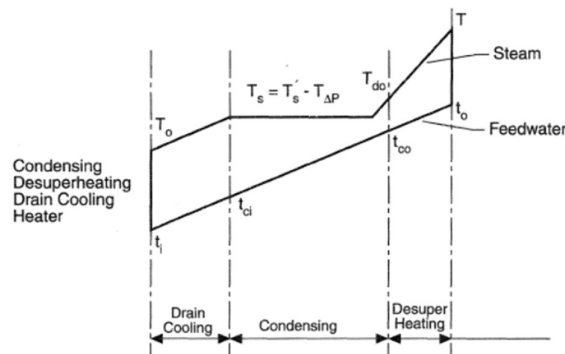
Pada *open feedwater*, terjadi penggabungan antara fluida yang memanaskan dan yang sedang dipanaskan. *Closed feedwater heater*, steam yang diekstraksi dari turbin terpisah dengan *feedwater*, sementara *feedwater* mengalir di dalam tabung karena desain *closed feedwater heater* berbentuk *shell* dan *tube*.



Gambar 2.6 Tiga Zona Pada Closed Feedwater Heater

Sumber: Manavalan S. J Mandikandan (2019). Failure Analysis in High Pressure Feedwater Heater and Method to Find the Defect in Tubes.

Pada pemanas tekanan tinggi terdapat tiga komponen utama yaitu area *desuperheating*, area kondensasi, dan area *subcooling*. Area *desuperheating* adalah zona dimana suhu uap *superheat* masuk ke dalam *high pressure heater* menurun hingga mencapai suhu jenuh. Zona kondensasi adalah bagian di mana terjadi perubahan dari uap jenuh menjadi cair jenuh dengan melepaskan energi laten. Di area ini, fluida tidak mengalami perubahan fase. Zona *subcooling* adalah bagian dimana suhu uap yang telah berubah fase menjadi cair jenuh diturunkan hingga mencapai suhu *subcool*. Pada gambar 2.4 merupakan gambar distribusi temperatur pada setiap zona pada *high pressure heater*.



Gambar 2.7 Distribusi Temperatur pada Setiap Zona

Sumber: www.thermopedia.com

2.2.3. Analisa Thermal

Pada perhitungan termal terdapat beberapa asumsi yang digunakan dan dipertimbangkan saat analisa pada *high pressure heater*. Asumsi dan pertimbangan yang dimaksudkan antara lain: *feedwater* adalah model dengan kondisi *steady state* dan beroperasi pada kurun waktu yang lama dengan tidak ada perubahan kondisi operasi. Perpindahan kecepatan dan elevasi fluida pada *high pressure heater* tidak signifikan. Walaupun terdapat energi kinetik dan potensial pada perhitungan ini diabaikan. Parameter operasi dengan *range* yang spesifik, spesifik *heat* pada fluida diperlakukan secara konstan dan beberapa rata – rata. Aksial perpindahan panas secara konduksi pada *tube* biasanya sangat kecil dan dipertimbangkan untuk diabaikan dan yang terakhir permukaan luar diassumsikan semua terisolasi secara sempurna.

2.2.4. Evaluasi Performa High Pressure Heater

Persamaan *heat balance* dimana q adalah *total heat transfer (Watt)*, notasi c dan h adalah pengertian untuk *cold* dan *hot* fluida, dimana m_c dan m_h adalah *mass flow rate*, c_{p_c} dan c_{p_h} adalah spesifik *heat* dan $T_{c,in}$ dan $T_{h,in}$ merupakan temperatur fluida sisi *inlet* dan $T_{c,out}$ dan $T_{h,out}$ adalah temperatur fluida sisi *outlet*.

$$q = m_c \times c_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in}) = m_h \times c_{p_h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \dots\dots\dots (2.1)$$

- *Terminal temperature difference*

Parameter ini didefinisikan oleh temperatur fluida steam ekstraksi pada titik saturasi dikurangi dengan temperatur *outlet feedwater*. TTD nilainya naik mengindikasikan terdapat pengurangan *heat transfer* sedangkan TTD nilainya turun berarti mengindikasikan terdapat perbaikan pada *performa feedwater heater*.

$$TTD = T_{sat} - T_{feedwater\ out} \dots\dots\dots (2.2)$$

- *Drain cooler approach temperature*

Parameter ini digunakan untuk mengevaluasi level *feedwater heater* berdasarkan perbedaan temperatur pada sisi *drain* dengan *inlet feedwater*.

Nilai DCA meningkat dapat diindikasikan bahwa level pemanas menurun sedangkan jika nilai DCA menurun, hal tersebut mengindikasikan kenaikan level pemanas.

$$DCA = T_{drain} - T_{feedwater\ in} \dots\dots\dots (2.3)$$

- *Temperature rise*

Temperatur rise merupakan perbedaan antara *outlet* dan *inlet feedwater*. Nilai *temperatur rise* mengindikasikan performa *heater* dan harus sesuai dengan spesifikasi desain.

$$TR = T_{feedwater\ out} - T_{feedwater\ in} \dots\dots\dots (2.4)$$

- *Thermal effectiveness* dengan metode ε -NTU

- *Capacity heat ratio*

Merupakan perbandingan antara nilai *heat capacity* terkecil dengan terbesar untuk kedua aliran fluida dimana nilai $C' < 1$.

$$C' = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$C_{steam} = \dot{m}_{steam} Cp_{steam}$$

$$C_{feedwater} = \dot{m}_{feedwater} Cp_{feedwater}$$

- *Exchanger thermal effectiveness*

Merupakan perbandingan antara perpindahan panas aktual dengan kemungkinan perpindahan panas yang terjadi.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$Q = (\dot{m} Cp)_{steam} (T_{steam\ in} - T_{steam\ out})$$

$$Q = (\dot{m} Cp)_{feedwater} (T_{feedwater\ out} - T_{feedwater\ in})$$

$$C_{steam} > C_{feedwater} , (T_{steam\ in} - T_{steam\ out}) < (T_{feedwater\ out} - T_{feedwater\ in})$$

$$C_{steam} < C_{feedwater} , (T_{steam\ in} - T_{steam\ out}) > (T_{feedwater\ out} - T_{feedwater\ in})$$

Karena $C_{steam} < C_{feedwater}$, maka

$$Q_{max} = (\dot{m} Cp)_{steam} (T_{steam\ in} - T_{feedwater\ in}) \dots\dots\dots (2.7)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Untuk $C_h = C_{min}$

$$\varepsilon = \frac{C_{steam} (T_{steam\ in} - T_{steam\ out})}{C_{min} (T_{steam\ in} - T_{feedwater\ out})} \dots\dots\dots (2.8)$$

- *Number transfer unit (NTU)*

$$NTU = \frac{1}{(1 + C'^2)^{\frac{1}{2}}} \ln \left[\frac{2 + \varepsilon \left[1 + C' - (1 + C'^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{2 - \varepsilon \left[1 + C' + (1 + C'^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right] \dots\dots\dots (2.8)$$

- *Log mean temperature difference*

LMTD adalah parameter yang digunakan untuk menganalisa profil temperatur fluida disepanjang *heat exchanger*. Hal tersebut merupakan representasi yang tepat dari perbedaan temperatur rata – rata antara fluida panas dan dingin. Secara umum dapat dituliskan rumus sebagai berikut:

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \dots\dots\dots (2.10)$$

Pada LMTD terdapat faktor koreksi yang nilainya berbeda tergantung dengan tipe *heat exchanger* yang digunakan. Berikut rumusnya:

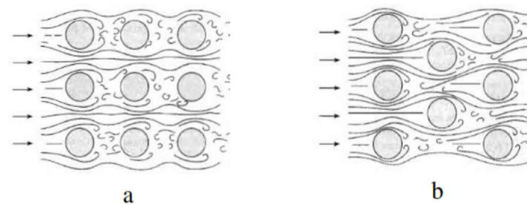
$$\Delta T_m = F.LMTD \dots\dots\dots (2.11)$$

2.2.5. Perpindahan Panas Secara Eksternal dan Internal

- *Perpindahan panas secara eksternal*

Pemindahan panas pada sisi *shell* berlangsung melalui konveksi yang melewati susunan *tube* di dalam penukar panas. Efisiensi pemindahan panas sangat dipengaruhi oleh kondisi aliran cairan, jumlah, serta tata letak *tube*. Ada dua tipe *tube bank* yang umum digunakan pada penukar panas, yaitu tipe sejajar (*aligned*) dan tipe berselang-seling (*staggered*).

Pada gambar 2.8 aliran cairan yang melewati tube bank tipe berselang-seling menunjukkan tingkat turbulensi yang lebih tinggi. Ini terjadi karena posisi *tube* yang diatur secara berseling. Dengan demikian, aliran yang melintas di *tube bank* akan terhambat, menciptakan turbulensi. Turbulensi aliran meningkatkan koefisien konveksi, menghasilkan perpindahan panas yang lebih efisien dibandingkan dengan tabung yang disusun secara sejajar.



Gambar 2.8 a) Aliran *Tube Aligned Banks*, b) *Staggered Tube Banks*

Sumber : Moran, M.J & Shapiro, H. N. (2010). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (7th ed)

Pada *tube bank* yang sejajar terdapat dua variasi jarak yaitu (S_T) *pitch transversal* dan (S_L) *pitch longitudinal*. Sedangkan pada *tube bank* yang bersusun terdapat tiga variasi jarak, yaitu (S_T) *pitch transversal*, (S_L) *pitch longitudinal*, dan (S_D) *pitch diagonal*. Dalam gambar 2.8 terlihat area yang dilalui oleh aliran untuk setiap tata letak *tube bank*. Dengan merujuk pada persamaan 2.12, dapat dipahami bahwa koefisien konveksi akan meningkat seiring dengan bertambahnya NU_D , dan NU_D meningkat bersamaan dengan nilai *Reynolds number* yang lebih tinggi. Karena itu, penting untuk menghitung nilai *Reynolds number* yang terjadi di sisi *shell*, yang dapat dijabarkan melalui persamaan berikut:

$$Re_s = \frac{\dot{m} D_e}{A_s \mu} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dengan

$\dot{m}$ = Laju aliran massa

A_s = *Crossflow area*, $A_s = \frac{ID_{shell} C B}{P_t}$

C = Clearance antar tube, $C = P_T - OD_{tube}$

B = Jarak Baffle

μ = Viskositas absolut fluida

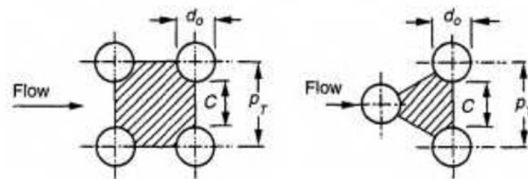
P_T = Tube pitch

De = Diameter ekuivalen

Untuk *square pitch – tube layout*, $De = \frac{4(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o}$

Untuk *triangular pitch – tube layout*, $De = \frac{4(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8})}{\frac{\pi d_o}{2}}$

Koefisien transfer panas dalam aliran yang melalui *tube* bank dipengaruhi oleh posisi aliran di antara *tube*. Koefisien transfer panas pada baris pertama setara dengan koefisien transfer panas dari aliran yang melewati *tube* tunggal dalam aliran melintang, kemudian meningkat dengan bertambahnya jumlah baris. *Tube* pada baris pertama berperan sebagai pemicu turbulensi aliran, sehingga dapat meningkatkan koefisien konveksi pada baris berikutnya.



Gambar 2.9 *Square Pitch Tube Layout, Triangular Pitch Tube Layout*

Sumber : Moran, M.J & Shapiro, H. N. (2010). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (7th ed)

Koefisien perpindahan panas rata – rata untuk aliran fluida melewati *tube* banks pada *shell* diperoleh dengan persamaan sebagai berikut.

$$h = \frac{NU_D k}{D_e} \dots\dots\dots (2.13)$$

$$NU_D = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$NU_D = 0.36 \left(\frac{\dot{m} D_e}{A_s \mu_b} \right)^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dengan:

NU_D = *Nusselt number*

Re = *Reynolds number*

Pr = *Prandtl number*

k = Konduktifitas termal

D_e = Diameter ekuivalent

Perpindahan panas dipengaruhi juga oleh keberadaan *baffle*. Penambahan *baffle* akan berdampak pada luas yang harus dilalui oleh aliran fluida. Luas permukaan berhubungan langsung dengan jumlah panas yang dikirimkan dari fluida yang panas ke fluida yang dingin. Semakin besar luas permukaan yang terlibat dalam proses perpindahan panas, semakin banyak panas yang mampu dipindahkan. Penambahan *baffle* juga berdampak pada kecepatan aliran fluida. Ketika kecepatan aliran meningkatkan, *Reynolds number* juga meningkat dan aliran menjadi turbulen. Namun, penambahan *baffle* juga dapat menyebabkan penurunan tekanan. Jika jarak antar *baffle* terlalu dekat, maka luas perpindahan panas akan semakin meningkat, dan sebaliknya. Dengan mempertimbangkan berbagai faktor, penting untuk menghitung jarak optimum untuk *baffle*.

Pada *heat exchanger*, *baffle* memiliki dua peranan, yaitu untuk menjaga agar struktur tabung tetap kaku, sehingga mengurangi getaran berlebih, dan sebagai pengarah aliran di dalam *shell* untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas. Terdapat dua jenis *baffle* yang umum dipakai dalam *heat exchanger*, yaitu *baffle plate* dan *rod baffle*.

- **Perpindahan Panas Internal**

Perpindahan panas yang terjadi di dalam dapat dianalisa dari cara perpindahan panas yang terjadi pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida yang sepenuhnya dibatasi oleh permukaan padat (dinding) di sekelilingnya, seperti di dalam pipa, saluran (*duct*), atau *channel*. Terdapat 2 jenis aliran yaitu laminar dan turbulen. Perbedaan kedua jenis aliran tersebut terletak pada pola gerakan partikel fluida dan tingkat keteraturan alirannya. Aliran yang berpola turbulen jika memiliki nilai *Reynolds number* lebih dari 2300, sedangkan kurang dari 2300 maka aliran tersebut akan berpola laminar. Berikut adalah persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung nilai *Reynolds number*:

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \dots\dots\dots (2.16)$$

Karena $\dot{m} = \rho V A_c$ dan nilai $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$, maka untuk mencari *Reynolds number* dapat pula dihitung dengan persamaan:

$$Re_D = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dengan

ρ = massa jenis fluida

v = kecepatan aliran

D = diameter dalam *tube*

μ = viskositas absolut fluida

$\dot{m}$ = Laju aliran massa

a. Aliran Laminar

Aliran laminar merujuk pada suatu jenis aliran yang memiliki *Reynolds number* di bawah 2300 dalam *tube*. Transfer panas dalam aliran laminar di dalam *tube* silinder bisa dilihat dari dua keadaan, yaitu saat *heat flux* permukaan tetap dan suhu permukaan tetap. Pada *tube* silinder dengan karakteristik *heat flux*

permukaan yang seragam, dalam kondisi aliran laminar dan sepenuhnya berkembang, nilai *Nusselt number*-nya berupa suatu konstanta yang tidak dipengaruhi oleh Re_D , Pr dan lokasi aksial. Rumus yang dipakai untuk menghitung nilai *Nusselt number* pada aliran laminar meliputi:

$$NU_D = 4.36 \text{ (qs'' = konstan)} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$NU_D = 3.66 \text{ (Ts = konstan)} \dots\dots\dots (2.19)$$

b. Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang memiliki nilai *Reynolds number* lebih dari 2300 untuk aliran di dalam *tube*. Berdasarkan *Gnielinski's correlation*, nilai *Nusselt number* pada aliran turbulen dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$NU_D = \frac{(f/2)(Re_D - 100)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{1/3} - 1)} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dengan

$$f = (1.58 \ln Re_D - 3.28)^{-2}$$

$$Re_D = \text{Reynolds number sisi tube}$$

$$Pr = \text{Prandtl number}$$

Persamaan 2.31 dapat diaplikasikan apabila memenuhi persyaratan sebagai berikut:

$$\left[\begin{array}{l} Pr > 0.6 \\ Re_D > 2300 \\ \frac{L}{D} > 60 \end{array} \right]$$

2.2.6. Perhitungan *Thermal Resistance*

Sebelum melakukan analisis terhadap resistansi termal (R) pada penukar panas, penting untuk mengasumsikan bahwa perpindahan panas berlangsung dalam satu arah, tanpa adanya kontribusi energi eksternal, dan sifat-sifat zat dianggap tetap. Resistansi termal total dalam penukar panas dapat ditentukan dengan menjumlahkan tahanan termal yang dihasilkan oleh konduksi dan konveksi yang terjadi di antara dua fluida yang dipisahkan oleh dinding tabung.

Nilai dari resistansi termal konduksi dan konveksi untuk objek yang berbentuk silinder bisa dihitung menggunakan rumus yang berikut ini:

$$R_{\text{kond}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \pi k L} \dots \dots \dots (2.21)$$

$$R_{\text{konv}} = \frac{1}{h \cdot 2 \pi r L} \dots \dots \dots (2.22)$$

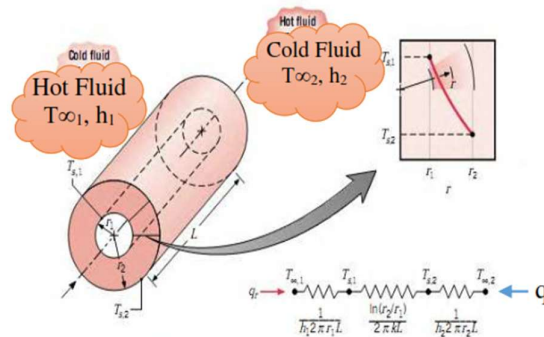
Nilai tahanan termal yang terdapat dalam sistem meliputi tahanan yang disebabkan oleh konveksi aliran dalam tabung, konduksi pada bahan silinder, serta konveksi aliran di luar tabung sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.10. Oleh karena itu, total tahanan termal dalam sistem ini dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{h_1 \cdot 2 \pi r_1 L} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_2 \cdot 2 \pi r_2 L} \dots \dots \dots (2.23)$$

Dengan

h_1 = koefisien konveksi untuk aliran luar *tube*

h_2 = koefisien konveksi untuk aliran dalam *tube*



Gambar 2.10 Tahanan Termal pada *Tube*

Sumber: Moran, M.J & Shapiro, H. N. (2010). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (7th ed)

2.2.7. Perhitungan *Pressure Drop*

- *Pressure Drop* pada Sisi *Shell*
 - a. *Desuperheating Zone*

Nilai *pressure drop* pada zona *desuperheating* dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P_{des} = \frac{f \times G_s^2 \times ID_{shell} \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dengan

$\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$ = perbandingan antara μ fluida dengan dinding

Nb = jumlah *baffle*

G_s = laju alir massa tiap satuan luas ($\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$), $G_s = \frac{\dot{m}_h}{A_s}$

A_s = luas *crossflow* (m^2)

ID_{shell} = *inner diameter shell* (m)

D_e = diameter ekuivalen (m)

f = *friction factor*, $f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$

b. *Condensing Zone*

Nilai *pressure drop* pada *condensing zone* diperoleh dari pendekatan *pressure drop* pada aliran 2 fase pada *shell*. *Total pressure drop* pada aliran 2 fase yang melewati *tube bundle* meliputi *static pressure drop* akibat elevasi, *momentum pressure drop* dan *frictional pressure drop* akibat gesekan. Persamaan untuk mendapatkan *total pressure drop* sebagai berikut:

$$\Delta P_{cond} = \frac{f \times G_s^2 \times ID_{shell} \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots\dots\dots (2.25)$$

Dengan, $f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_q)$

$$Re_q = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_L}\right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v}\right)^{0.5} Re_L \dots\dots\dots (2.26)$$

$$Re_v = \frac{G_s D_e}{\mu_v} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$Re_L = \frac{G_s (1-x) D_e}{\mu_L} \dots\dots\dots (2.28)$$

c. *Subcooling Zone*

Nilai *pressure drop* pada *subcooling* dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P_{cond} = \frac{f \times G s^2 \times ID_{shell} \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots\dots\dots (2.29)$$

- *Pressure Drop pada Sisi Tube*

Pressure drop yang terjadi di dalam *tube* terdiri dari *headloss mayor* dan *headloss minor*. *Headloss mayor* terjadi dikarenakan adanya gesekan pada aliran fluida di dalam *tube*. *Headloss minor* terjadi dikarenakan adanya perubahan arah aliran di dalam *tube* dan adanya perubahan luasan. *Headloss mayor* dan *minor* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{Lmayor} = f \frac{L}{d_i} \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots (2.30)$$

$$H_{Lminor} = k \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots (2.31)$$

Headloss total dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$H_{Ltotal} = H_{Lmayor} + H_{Lminor} \dots\dots\dots (2.32)$$

Nilai *pressure drop* yang terjadi di sisi *tube* dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\Delta P_{tube} = (4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho v^2}{2} \dots\dots\dots (2.33)$$

Dengan,

ΔP_{tube} = *pressure drop* pada *tube*

L = Panjang *heat exchanger* (m)

V = kecepatan rata – rata dalam *tube*

Np = jumlah *tube passes*

2.2.8. Pemilihan Material Pada *Feedwater Heater*

Pemilihan material pada *feedwater heater* dapat mengacu pada *standard HEI (heat exchanger Institute) standard for closed feedwater heater ninth edition*. Material yang dipilih harus sesuai dengan *ASME material specification* dan nilai *stress material* yang digunakan harus sesuai dengan yang diijinkan oleh *ASME standard*. Material pada komponen *heater* sebagai berikut:

Tabel 2.1 *Material Shell*

Pipe		Plate	
Carbon Steel	Alloy Steel	Carbon Steel	Alloy Steel
1. ASME SA – 106	ASME SA 335 Gr P1, P2,	1. ASME SA 285 Gr C	1. ASME SA 204
2. ASME SA – 53 Gr A or B	P11, P12 or P22	2. ASME SA 515 3. ASME 516	2. ASME SA 387 Gr 2 Class 1

Tabel 2.2 *Material Channel dan Channel Cover*

Plate	Forged Steel	Pipe
Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel
1. ASME SA 285 Gr C	1. ASME SA 181	1. ASME SA 106
2. ASME SA 515	2. ASME SA 105	2. ASME SA 53 Gr A
3. ASME SA 516	3. ASME SA 266 Gr 1 – 4	or B
	4. ASME SA 350 Gr LF2	

Tabel 2.3 *Material Shell and Channel Nozzle*

Pipe		Plate	
Carbon Steel	Alloy Steel	Carbon Steel	Alloy Steel
1. ASME SA 106	ASME SA 335 Gr P1, P2,	1. ASME SA 285 Gr C	1. ASME SA 204
2. ASME SA 53 Gr A or B	P11, P12 or P22	2. ASME SA 515 3. ASME SA 516	2. ASME SA 387 Gr 2 Class 1

Tabel 2.4 *Material Tubesheet*

Plate		Forging		
Carbon steel	Stainless Steel	Carbon Steel	Alloy Steel	Stainless Steel
1. ASME SA 285 Gr C	ASME SA 240	1. ASME SA 181	1. ASME SA 182	ASME SA 182
2. ASME 515		2. ASME SA 266	2. ASME SA 336	
3. ASME 516		Gr 1-4		
		3. ASME SA 350		
		Gr LF2		

Material Tube

- **Carbon steel**
 - ASME SA 214
 - ASME SA 557 A2
 - ASME SA 557 B2
 - ASME SA 557 C3
 - ASME SA 179
 - ASME SA 210 A-1
 - ASME SA 210 C
 - ASME SA 556 A2
 - ASME SA 556 B2
 - ASME SA 556 C2
 - ASME SA 213 T11, T22
- **Copper and Cooper Alloys**
 - ASME SB 395

2.2.9. Perhitungan Geometri *High Pressure Heater* Menggunakan Aplikasi *PV Elite*

PV Elite adalah perangkat lunak desain dan analisis bejana tekan (*pressure vessel*) dan penukar panas yang digunakan secara internasional untuk menghitung ketebalan dinding, mengevaluasi komponen, dan menganalisis beban (tekanan, angin, seismik) sesuai standar kode seperti *ASME*, *ANSI*, dan *TEMA*, membantu insinyur di industri seperti petrokimia, pembangkit listrik, dan pengolahan air. *Software* ini menyederhanakan proses desain, penilaian ulang, dan kepatuhan terhadap standar industri, serta menghasilkan laporan detail untuk dokumentasi.

2.2.10. Validasi Paramater Kecepatan Alir dan Fenomena Fluida yang Terjadi Pada *High Pressure Heater* Menggunakan Aplikasi *Ansys CFD*

Computational Fluid Dynamics (CFD) adalah metode numerik yang digunakan untuk menganalisis fenomena aliran fluida, perpindahan panas, dan interaksi fluida dengan permukaan padat melalui penyelesaian persamaan konservasi massa, momentum, dan energi. *CFD* memungkinkan visualisasi distribusi kecepatan, tekanan, dan temperatur secara detail sehingga sangat efektif untuk menganalisis performa peralatan penukar kalor seperti *high pressure heater (HPH)*. Dalam sistem PLTU, *CFD* digunakan untuk memprediksi perilaku aliran uap ekstraksi dan air umpan di dalam *high pressure heater*, mengidentifikasi zona stagnasi, maldistribusi aliran, serta mengevaluasi efektivitas perpindahan panas sebelum dilakukan modifikasi desain. Keunggulan *Ansys CFD* dalam melaksanakan analisa *high pressure heater* meliputi:

- Kemampuan memodelkan geometri *high pressure heater* yang kompleks
- Memiliki akurasi yang tinggi dalam simulasi perpindahan panas
- Fleksibilitas pemilihan model *turbulence*
- Dapat membuat visualisasi distribusi temperatur dan kecepatan

Persamaan yang digunakan pada *Ansys CFD* berdasarkan hukum kekalan, yaitu:

- Persamaan Kontinuitas (Kekalan Massa)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot v) = 0 \dots\dots\dots (2.34)$$

- Persamaan Momentum (*Navier – Stokes*)

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot v \cdot v) = - \nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho \cdot g \dots\dots\dots (2.35)$$

- Persamaan Energi

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (v(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \dots\dots\dots (2.36)$$

Aliran fluida pada *high pressure heater* umumnya bersifat turbulen akibat kecepatan tinggi dan interaksi dengan komponen lainnya. Oleh karena itu pemodelan turbulensi diperlukan pada saat proses *setup*, model yang sering digunakan antara lain:

- *k-ε Standard*
- *k-ε Realizable*
- *k-ε SST*

Pemodelan perpindahan panas pada *high pressure heater* melibatkan konveksi paksa antara fluida dengan dinding *tube*, konduksi pada material *tube*, konveksi pada sisi *shell dan tube*. *Redesign high pressure heater* menggunakan CFD bertujuan untuk meningkatkan efektivitas perpindahan panas, mengurangi *pressure drop*, mengoptimalkan distribusi aliran fluida dan mengidentifikasi *hot spot* atau *dead zone*. Validasi hasil simulasi perlu dilaksanakan dengan menggunakan data operasi aktual atau perhitungan teoritis (*NTU-effectiveness* atau metode *LMTD*) untuk memastikan akurasi model. Validasi ini penting agar hasil *redesign* dapat dipertanggungjawabkan secara ilmiah.