

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Penggunaan *high pressure heater* (HPH) telah banyak dikembangkan dewasa ini, dikarenakan dapat meminimalisir penggunaan bahan bakar dalam proses produksi listrik pada pembangkit khususnya pembangkit listrik tenaga uap (PLTU). Kinerja *high pressure heater* perlu dijaga untuk tetap menghasilkan kerja sesuai yang diinginkan. Beberapa studi terhadap analisis unjuk kerja *high pressure heater* telah banyak dilakukan, seperti yang pernah dilakukan oleh Ulfa dan Utomo (2016) melakukan analisis termal *high pressure feedwater heater* dengan membandingkan variasi beban 25%, 50%, 75%, 100%, dan 105% dengan variasi sumbatan (*plug*) 5%, 10%, 15%, 20% menunjukkan nilai *effectiveness* tertinggi tercapai pada pembebanan 100% dan menghasilkan *pressure drop* tertinggi pada pembebanan 105%.

Selain itu analisis *high pressure heater* juga pernah dilakukan, dimana hasil analisis menunjukkan koefisien perpindahan panas *sheel* tertinggi yaitu sebesar 441,8 Btu/jam.ft².°F dan pada bagian *tube* koefisien perpindahan panas tertinggi yaitu sebesar 7.319,05 Btu/jam.ft².°F. Efisiensi efektif tertinggi yang dicapai *heat exchanger* yaitu sebesar 53,92% dan efisiensi terendah yaitu sebesar 42,59% dengan rata-rata efisiensi 47,7% dalam sebulannya (Budiman, dkk 2015).

2.2 Dasar Teori

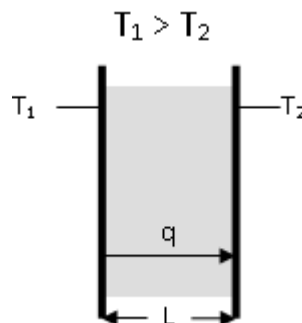
2.2.1 Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah ilmu yang mempelajari berpindahnya suatu energi (berupa panas/kalor) dari suatu sistem ke sistem lain karena adanya perbedaan temperatur. Perpindahan kalor tidak akan terjadi pada sistem yang memiliki temperatur sama. Perbedaan temperatur menjadi daya penggerak untuk terjadinya

perpindahan kalor. Sama dengan perbedaan tegangan sebagai penggerak arus listrik. Proses perpindahan kalor terjadi dari suatu sistem yang memiliki temperatur yang lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Keseimbangan pada masing-masing sistem terjadi ketika sistem memiliki temperatur yang sama. Perpindahan kalor dapat berlangsung dengan 3 cara, yaitu:

1. Perpindahan kalor konduksi

Perpindahan kalor konduksi adalah pertukaran panas yang terjadi melalui perambatan molekul-molekul pada suatu media padat dari temperatur yang lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Perpindahan kalor konduksi di tunjukkan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Perpindahan kalor konduksi (Kurniawan, 2007)

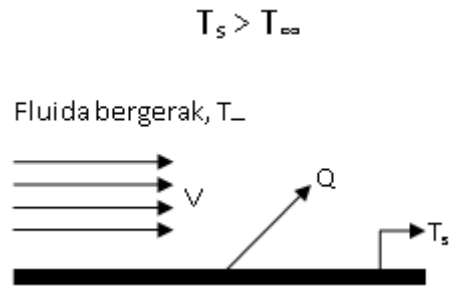
Persamaan perpindahan kalor suatu media dengan cara konduksi satu dimensi, *steady state* dinyatakan dengan Hukum *Fourier* (Haryanto, 2015), yaitu:

$$q = -k \cdot A \frac{\delta T}{\delta x} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana: k = Konduktivitas termal bahan (W/m °C)
 A = Luas penampang perpindahan kalor (m²)
 $\frac{\delta T}{\delta x}$ = Perbedaan temperatur yang terjadi pada penampang (°C/m)

2. Perpindahan kalor Konveksi

Jika benda bersuhu tinggi berada pada lingkungan fluida bersuhu rendah maka akan terjadi perpindahan kalor secara konveksi dari benda ke lingkungan. Perpindahan kalor konveksi di tunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Perpindahan Kalor Konveksi (Kurniawan, 2007)

Perpindahan suatu kalor konveksi dinyatakan dengan Hukum *Newton* (Haryanto, 2015) yaitu:

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty}) \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana: h = koefisien perpindahan kalor konveksi ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
 A = luas penampang perpindahan kalor (m^2)
 T_s = temperatur permukaan ($^\circ\text{C}$)
 T_{∞} = temperatur fluida ($^\circ\text{C}$)

Bedasarkan penyebab terjadinya, perpindahan kalor konveksi dapat diklarifikasikan menjadi dua, yaitu:

a. Konveksi alami

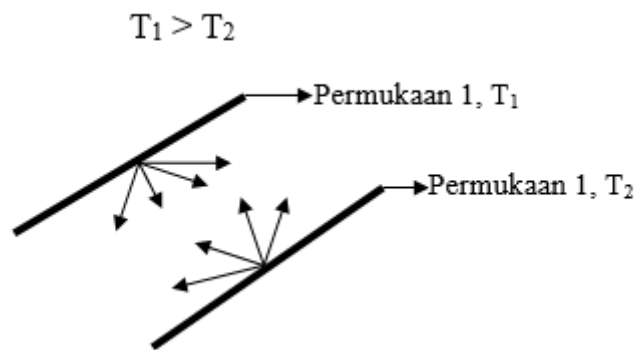
Konveksi ini terjadi karena adanya perbedaan kerapatan fluida yang disebabkan oleh perbedaan temperatur.

b. Konveksi paksa

Konveksi paksa terjadi karena adanya gerakan pertukaran temperatur yang disebabkan pengaruh mekanis (energi dari luar) seperti kompresor, blower, pompa.

3. Perpindahan kalor Radiasi

Perpindahan kalor radiasi adalah perpindahan kalor antar benda melalui media udara/gas atau hampa (vakum). Dengan kata lain dapat memindahkan energi tanpa tergantung pada media perantara. Mekanisme perpindahan kalornya adalah dengan pancaran atau gelombang elektromagnetik seperti digambarkan pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Perpindahan kalor Radiasi (Kurniawan, 2007)

Perpindahan kalor radiasi dinyatakan dengan Hukum *Stefan Boltzman* (Haryanto, 2015) ditunjukkan pada persamaan 2.3.

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A (T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots (2.3)$$

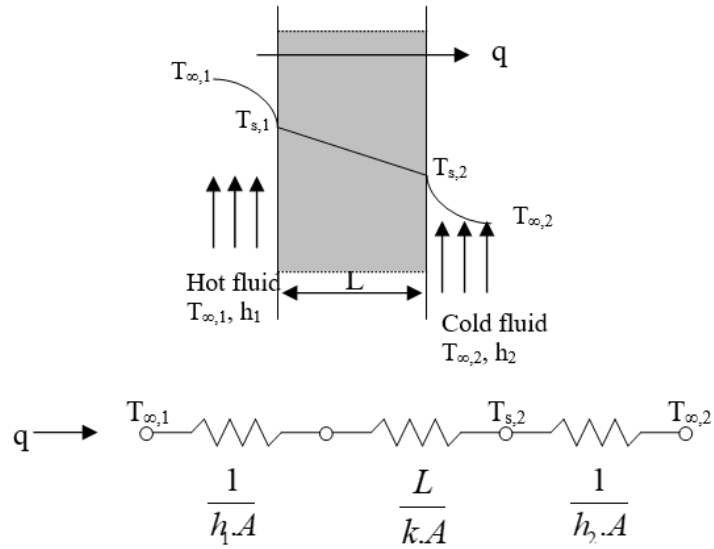
Dimana: ε = Emisivitas, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ($\varepsilon = 1$ untuk benda hitam sempurna)
 σ = Konstanta Stefan Boltzman ($5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}$)
 T_1 = Temperatur permukaan benda 1 (K)
 T_2 = Temperatur permukaan benda 2 (K)
 A = Luasan perpindahan panas (m^2)

Perpindahan kalor yang terjadi pada sebuah alat kalor meliputi konveksi pada tiap fluida dan aliran konduksi pada dinding pemisah antar dua fluida tersebut. Sedangkan perpindahan kalor secara radiasi diabaikan karena tidak ada pengaruh yang signifikan. Dalam menganalisis alat penukar kalor diperlukan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) yang mengganti koefisien konveksi dan koefisien konduksi untuk menghitung fluks kalor (Q) yang terjadi.

2.2.2 Perpindahan Kalor Konduksi (Stedi Satu Dimensi)

2.2.2.1 Dinding Datar

Pada kondisi riil, konduksi pada dinding datar yang dapat dipandang sebagai konduksi satu dimensi tidak pernah ada, akan tetapi konduksi yang terjadi pada dinding tipis dan memiliki luas yang cukup, atau dinding yang memiliki isolasi yang baik di keempat sisinya, dapat dipandang sebagai konduksi pada dinding datar satu dimensi. Gambar 2.4 menunjukkan dinding datar tebal L berada pada lingkungan fluida bergerak.



Gambar 2.4 Perpindahan panas pada dinding datar (Kurniawan, 2007)

Persamaan perpindahan panas melalui dinding ditentukan dengan Hukum *Fourier* (Haryanto, 2015) ditunjukkan pada persamaan 2.4.

$$q_{(x)} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots\dots\dots(2.4)$$

Bahan dengan harga k yang kecil bersifat isolator, sedangkan bahan dengan harga k yang besar bersifat konduktor. Tahanan termal ditentukan berdasarkan persamaan 2.5 (Haryanto, 2015).

$$R_{t,kond} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots (2.5)$$

Apabila peninjauan mencakup sistem konveksi maka tahanan termal konveksi dapat ditentukan berdasarkan persamaan 2.6 (Haryanto, 2015).

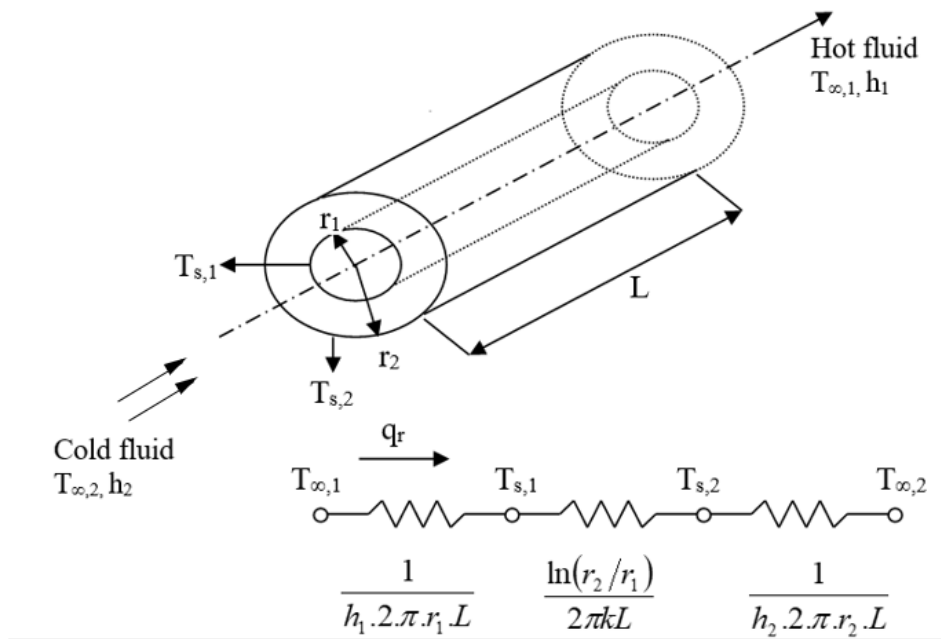
$$R_{t,konv} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots (2.6)$$

Maka laju perpindahan kalor menjadi:

$$q_{(x)} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\left(\frac{L}{kA}\right)} + \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_2 A}\right)} \dots\dots\dots(2.7)$$

2.2.2.2 Silinder

Sebuah silinder berlubang dengan jari-jari dalam r_1 dan jari-jari luar r_2 yang panjangnya L memiliki konduktivitas termal k . Temperatur permukaan dalam dan luar dijaga konstan pada $T_{s,1}$ dan $T_{s,2}$ dengan $T_{s,1} > T_{s,2}$ di tunjukkan pada gambar 2.5. Aliran panas yang terjadi dalam arah radial dan koordinat yang diperlukan dalam menyatakan sistem adalah r . Luas permukaan aliran dalam sistem silindris adalah $A = 2.\pi.r.L$ sehingga laju perpindahan kalor dapat ditentukan.



Gambar 2.5 Perpindahan panas melalui silinder berlubang (Kurniawan, 2007)
 Berdasarkan penjabaran di atas, besar laju perpindahan kalor dapat ditentukan menggunakan persamaan Hukum *Fourier* (Haryanto, 2015) dan hanya ditinjau dengan sistem konduksi:

$$q_{(x)} = \frac{2\pi k L (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana tahanan termal untuk kasus silinder berlubang adalah:

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} \dots\dots\dots (2.9)$$

Apabila analisis melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$q_{(r)} = \frac{2\pi L(T_{\infty,2} - T_{\infty,1})}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2 r_2}} \dots\dots\dots (2.10)$$

2.2.3 Alat Penukar Kalor

Alat penukar panas (*heat exchanger*) adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua buah fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur yaitu fluida yang bertemperatur tinggi ke fluida yang bertemperatur rendah. Perpindahan panas tersebut baik secara langsung maupun secara tidak langsung. Pada kebanyakan sistem kedua fluida ini tidak mengalami kontak langsung. Kontak langsung alat penukar kalor terjadi sebagai contoh pada gas kalor yang terfluidisasi dalam cairan dingin untuk meningkatkan temperatur cairan atau mendinginkan gas. Alat penukar panas banyak digunakan pada berbagai instalasi industri, antara lain: *reboiler*, *condensor*, *cooler*, *heater* dan *vaporizer*.

1. *Reboiler* yang berfungsi menguapkan kembali hasil bawah (*bottom*) Menara destilasi dengan medium pemanas berupa uap atau lainnya.
2. *Condensor* berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa uap menjadi fasa cair dengan medium pendingin berupa air atau *refrigerant*.
3. *Cooler* berfungsi sebagai pendingin fluida, medium utama yang digunakan adalah air.
4. *Heater* berfungsi dalam proses pemanasan fluida, biasanya menggunakan pemanas berupa uap.
5. *Vaporizer* berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa cair menjadi fasa uap dengan medium pemanas berupa uap.

2.2.3.1. Tipe-Tipe Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor dibedakan menjadi beberapa tipe, yaitu didasarkan pada kegunaan dan fungsi masing-masing. Pemilihan tipe yang sesuai dengan prinsip

perpindahan kalor akan menjadikan penukar kalor tersebut efektif dalam operasinya.

Alat penukar kalor secara umum dibagi menjadi tiga:

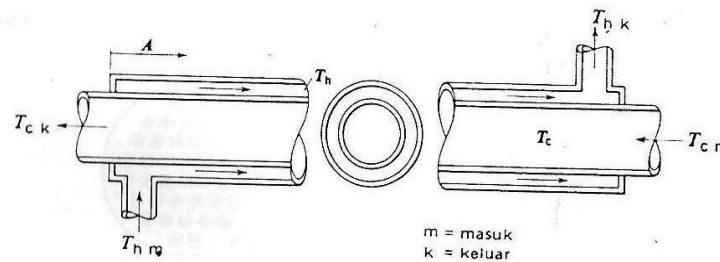
1. *Recuperative heat exchanger*
2. *Regenerative heat exchanger*
3. *Direct contact heat exchanger*

2.2.3.1.1. *Recuperative Heat Exchanger*

Merupakan jenis *heat exchanger* dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. *Recuperative* dibedakan menjadi tiga, yaitu:

- a. *Coaxial tube heat exchanger*

Tipe ini merupakan penukar kalor sederhana yang terdiri atas dua lingkaran pipa dengan diameter berbeda seperti terlihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Diagram penukar kalor sederhana (Haryanto, 2015)

Salah satu fluidanya mengalir melalui pipa yang lebih kecil sedangkan fluida lainnya mengalir melalui ruang anular antara dua pipa. Ada dua tipe aliran yang mungkin terjadi pada alat penukar kalor pipa ganda:

- *Parallel Flow (PF)*

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama.

- *Counter Flow (CF)*

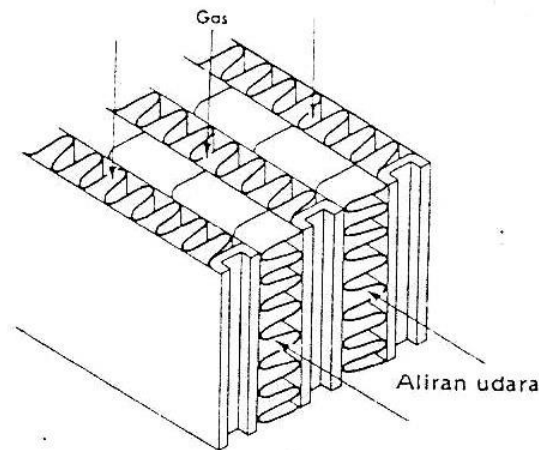
Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang berlawanan.

- b. *Cross flow heat exchanger*

Penukar kalor bertipe aliran melintang (*cross flow*) yaitu bila kedua fluida yang mengalir sepanjang permukaan perpindahan kalor bergerak dalam arah saling tegak lurus. Terdapat dua jenis *cross flow*, yaitu:

- Aliran tak bercampur (*unmixed flow*)

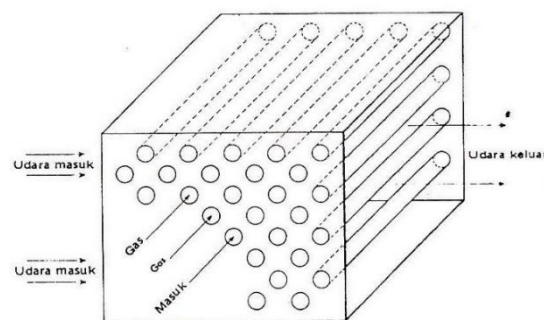
Masing-masing fluida tak bercampur saat melintas melalui penukar kalor, sehingga temperatur fluida-fluida yang meninggalkan penampang pemanas tidak seragam, pada satu sisi lebih panas dari pada sisi lainnya. Aliran tak bercampur di tunjukkan seperti pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur (Haryanto, 2015)

- Aliran bercampur (*mixed flow*)

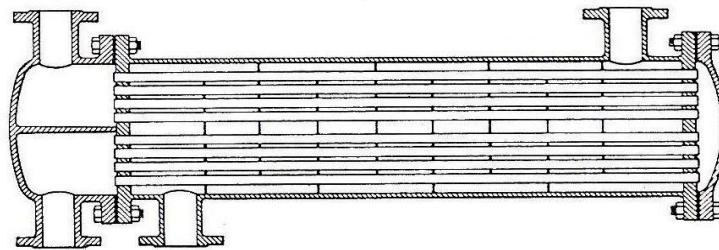
Salah satu fluida tak bercampur sedangkan fluida lainnya bercampur sempurna saat melintas melalui penukar kalor. Temperatur aliran bercampur akan seragam pada setiap penampang dan hanya berbeda-beda dalam arah aliran. Aliran bercampur di tunjukkan seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya barcampur dan fluida lainnya tak bercampur (Haryanto, 2015)

c. *Multi pass shell and tube*

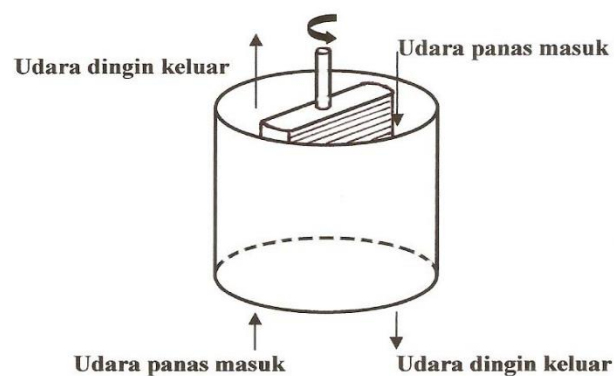
Guna menaikkan luas permukaan perpindahan kalor efektif, kebanyakan penukar kalor komersial menggunakan lebih dari satu lintas melalui pipa-pipa dan fluida yang mengalir diluar pipa-pipa di dalam cangkang diarahkan bolak-balik dengan sarana sekat-sekat (*baffles*). Penukar kalor tersebut digambarkan seperti gambar 2.9 di bawah ini.



Gambar 2.9 Penukar kalor *shell and tube* dengan sekat-sekat *baffles* (Haryanto, 2015)

2.2.3.1.2. Regenerative Heat Exchanger

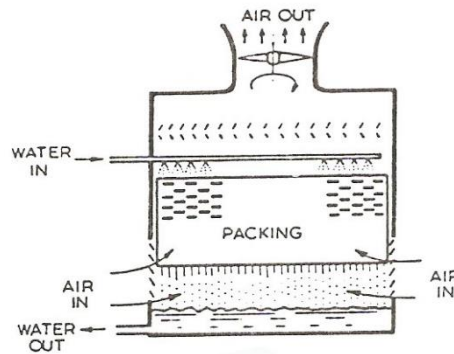
Pada jenis ini dinding pemisah dapat berputar dalam periode waktu tertentu. Seperti pada gambar 2.10, satu sisi dari dinding pemisah berhubungan dengan fluida panas sedang sisi yang lain dengan fluida dingin. Perpindahan kalor terjadi setelah dinding pemisah diputar. Jenis *regenerative* ini di antaranya digunakan dalam *air heater* pada *boiler*.



Gambar 2.10 *Regenerative heat exchanger* (Haryanto, 2015)

2.2.3.1.3. *Direct Contact Heat Exchanger*

Yaitu proses pertukaran kalor antara dua fluida dengan kontak langsung sehingga dominasi perpindahan masa terjadi pada pertukaran kalornya. Proses seperti ini misalnya terjadi pada *Cooling Tower* seperti pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 *Cooling Tower* (Haryanto, 2015)

Prinsip kerja *Cooling Tower* adalah mendinginkan air dengan memasukan air bertemperatur tinggi dari bagian atas kemudian air tersebut disemprotkan di dalam menara, air jatuh melewati plat-plat penghalang hingga sampai ke bawah (tempat penampungan). Dari penampungan diperoleh air dengan temperatur yang lebih rendah dari air masukan. Dengan cara itu terjadi proses perpindahan kalor secara langsung yang disebabkan oleh gesekan antara udara dengan butiran-butiran air. Udara panas dan uap air akibat proses itu ditarik keluar oleh kipas/*fan*.

2.2.3.2. **Klasifikasi Alat Penukar Kalor Berdasarkan Aliran Fluida**

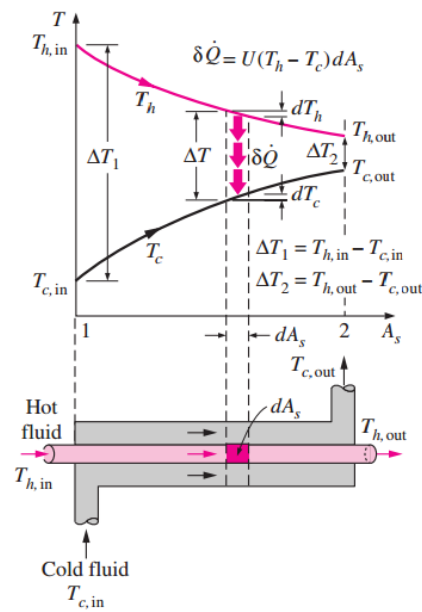
Pada alat penukar kalor terdapat beberapa jenis aliran fluida yang terjadi dalam proses terjadinya. Aliran fluida didefinisikan sebagai jumlah berapa kali aliran fluida mengalir sepanjang alat penukar kalor sejak saat masuk hingga meninggalkannya serta jenis arah aliran fluidanya. Berdasarkan jumlah laluan fluida yang dilakukan melalui alat penukar kalor dibedakan menjadi aliran sederhana dan aliran kompleks.

1. Aliran Sederhana

Pada alat penukar kalor jenis ini, tipe aliran fluida dibedakan menjadi dua macam, yaitu:

a. Penukar Panas Tipe Aliran Sejajar (*Parallel Flow*)

Alat penukar kalor tipe sejajar, memiliki arah aliran dari dua fluida yang bergerak secara sejajar. Kedua fluida masuk dan keluar sisi penukar panas yang sama. Temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang menerima sejak memasuki alat penukar kalor hingga keluar. Temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor. Profil temperatur alat penukar panas aliran sejajar di tunjukkan pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 Alat penukar kalor *parallel flow* dan analogi temperatur (Cengel, 2003)

Perpindahan panas dapat ditentukan dengan menggunakan hukum Newton tentang pendinginan yang menghubungkan Q dengan ΔT (Cengel, 2003), yaitu:

$$Q = U \times A \times \Delta T \dots\dots\dots (2.11)$$

Berdasarkan asumsi di bawah ini dapat dibuktikan bahwa harga beda temperatur (ΔT) dalam persamaan 2.11 adalah beda temperatur rata-rata logaritmik. Asumsi yang dimaksud sebagai berikut:

- 1) Harga U konstan pada seluruh panjang pipa.
- 2) Laju aliran fluida konstan, memenuhi ketentuan aliran tunak.
- 3) Kerugian kalor diabaikan.
- 4) Kalor jenis (C_p) dianggap konstan.
- 5) Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.

Jika ketentuan di atas terpenuhi, maka persamaan berubah menjadi:

$$Q = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots (2.12)$$

Berdasar jenis aliran yang terjadi pada aliran sejajar (*Paralel Flow*), maka persamaan LMTD di tunjukkan persamaan 2.13 (Cengel, 2003).

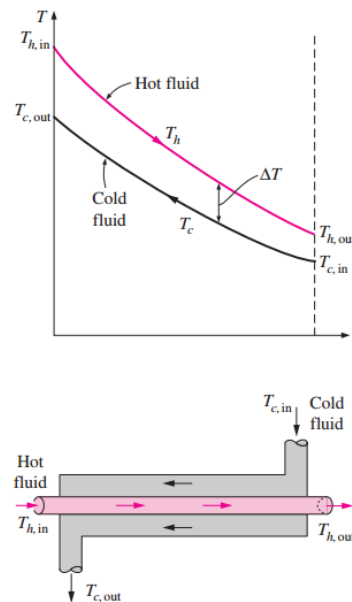
$$LMTD_{PF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{T_{h,out} - T_{c,out}}\right)} \dots\dots\dots (2.13)$$

Maka persamaan nilai catu kalor (Q) *parallel flow* (Cengel, 2003), adalah:

$$Q = U \times A \times LMTD_{PF} \dots\dots\dots (2.14)$$

b. Penukar Panas Tipe Aliran Berlawanan (*Counter Flow*)

Penukar Panas Tipe Aliran Berlawanan (*Counter Flow*) yaitu bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan dan keluar pada sisi yang berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima panas (temperatur fluida dingin) saat keluar penukar kalor lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor (temperatur fluida panas) saat meninggalkan penukar kalor. Profil temperatur alat penukar panas aliran berlawanan di tunjukkan pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Alat penukar kalor aliran *counter flow* dan analogi temperatur (Cengel,2003)

Berdasarkan persamaan 2.15 (Cengel, 2003), dengan aliran yang berkerja pada aliran berlawanan (*counter flow*), maka nilai LMTD di tunjukkan gambar 2.13 adalah:

$$LMTD_{CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \dots\dots\dots (2.15)$$

Maka persamaan nilai catu kalor (Q) *conter flow* adalah:

$$Q = U \times A \times LMTD_{CF} \dots\dots\dots (2.16)$$

2. Aliran Kompleks

Pada alat penukar panas aliran kompleks, terbagi menjadi beberapa tipe sesuai dengan arah aliran kedua fluida yang saling bertukaran energinya, anantara lain:

- Tipe gabungan antara aliran berlawanan dan bersilangan.
- Tipe gabungan antara aliran sejajar dan bersilangan.
- Tipe gabungan antara aliran sejajar, berlawanan, dan bersilangan.
- Tipe aliran fluida terbagi dan tercampur.

Pada penukar panas tipe ini aliran lebih kompleks baik jumlah dan arahnya, maka harga LMTD harus dikoreksi menggunakan faktor koreksi (F) dan LMTD dihitung berdasarkan aliran berlawanan arah (*counter flow*).

Sebagai contoh sesuai kasus yang diaamati yaitu penukar kalor *multipass* dan *cross-flow* untuk penukar kalor *shell and tube* dengan satu *shell pass* dan dua atau kelipatannya *tube pass*, beda temperatur logaritmik didapat dengan mengalikan faktor koreksi (F), sehingga menjadi:

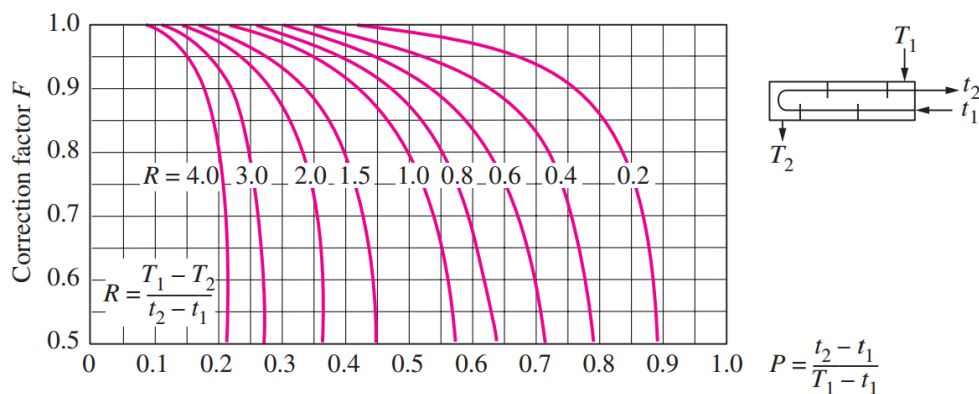
$$LMTD = F.LMTD_{CF} \dots\dots\dots (2.17)$$

Harga faktor koreksi (F) besarnya tergantung pada tipe penukar kalor, temperatur fluida masuk dengan temperatur keluar fluida, F merupakan fungsi dari:

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \dots\dots\dots (2.19)$$

Setelah harga R dan P didapat maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi sesuai gambar 2.14 untuk alat penukar kalor *shell and tube* dengan satu *shell pass* dan dua atau kelipatannya *tube pass*.



Gambar 2.14 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 *shell pass* dan 2 atau kelipatan *tube pass* (Cengel,2003)

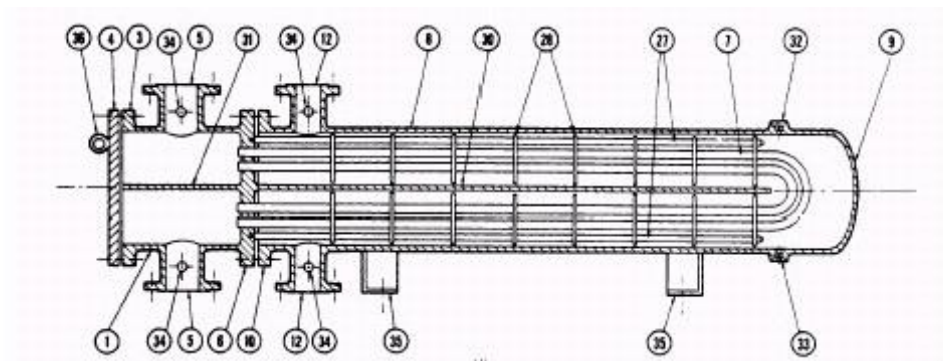
Perhatikan bahwa nilai P berkisar dari 0 sampai 1, sedangkan nilai R berkisar 0 sampai ∞ . Nilai $R = \infty$ berkaitan dengan adanya perubahan fasa (kondensasi atau evaporasi) fluida didalam *shell*. Faktor koreksi (F) = 1 jika kedua fluida berada pada perubahan fasa. Setelah nilai faktor koreksi diketahui, maka dapat ditentukan persamaan catu kalor (Q) yang terjadi pada aliran kompleks (Cengel, 2003):

$$Q = U \times A \times F \times \text{LMTD}_{CF} \dots \dots \dots (2.20)$$

2.2.4 Pemilihan Alat Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube*

Terdapat berbagai macam tipe alat penukar kalor yang masing-masing mempunyai kelebihan dan kekurangan. Alat penukar kalor yang banyak digunakan pada bidang industri yaitu tipe *shell and tube* seperti pada gambar 2.15. Pemilihan alat penukar kalor tipe *shell and tube* diakibatkan beberapa keuntungan yang diperoleh, antara lain:

1. Memiliki *lay-out* mekanik yang baik, bentuknya yang baik untuk operasi bertekanan.
2. Konfigurasi yang dibuat akan memberikan luas permukaan yang besar dengan bentuk atau volume yang kecil.
3. Penggunaan teknik fabrikasi yang sudah mapan (*well-established*).
4. Dapat dibuat menggunakan berbagai jenis material, sesuai kebutuhan temperatur dan tekanan operasinya.
5. Mudah dalam upaya pembersihan.
6. Konstruksi sederhana, sehingga tidak membutuhkan ruangan yang luas.
7. Pengoperasian yang mudah.
8. Konstruksinya dapat dipisah satu sama lain, sehingga memudahkan dalam upaya pengangkutannya.



Gambar 2.15 Penukar kalor tipe CFU Standar TEMA (Sitompul, 1993)

Keterangan:

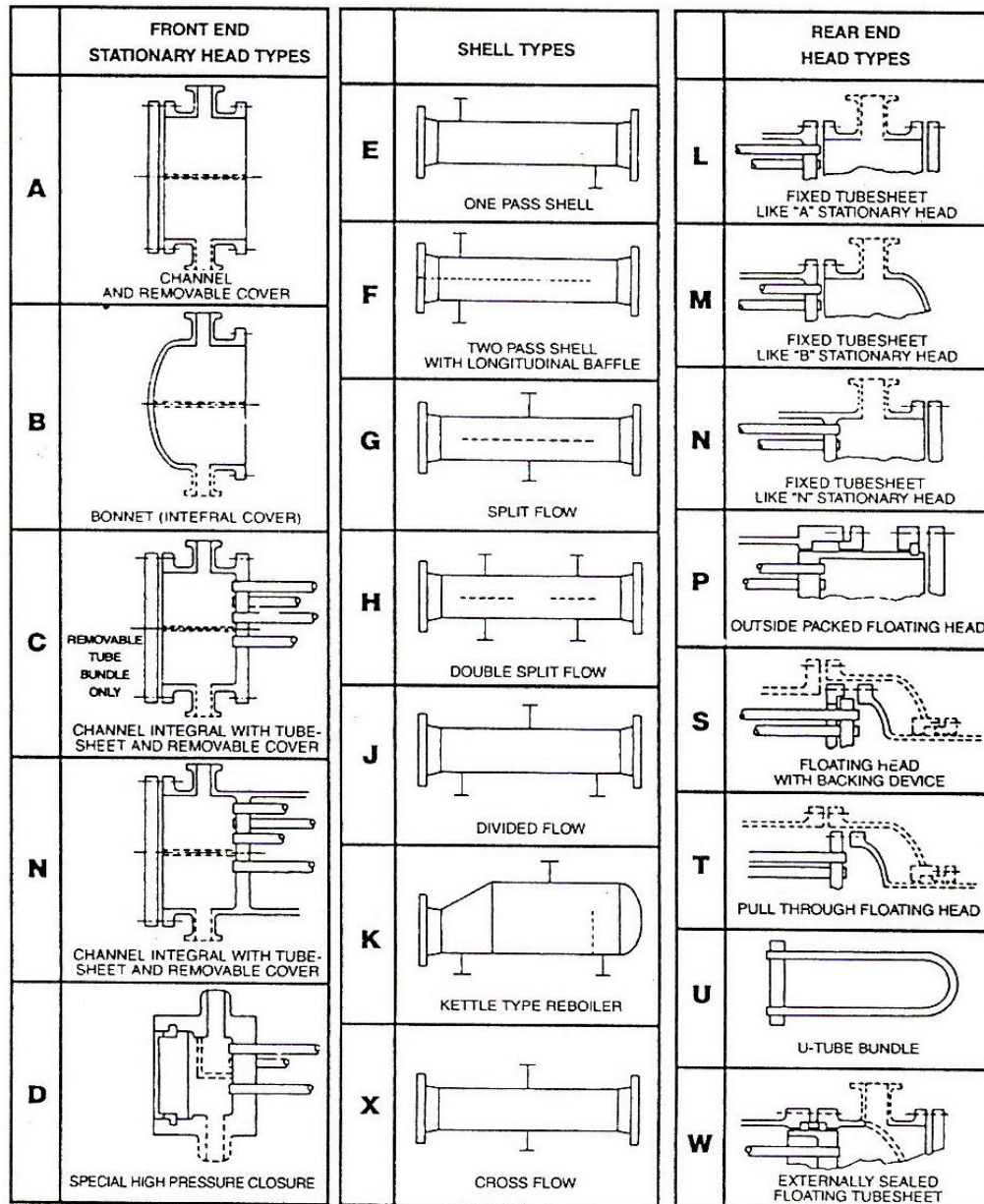
- | | |
|---------------------------------------------|------------------------------------------|
| 1. Stationary Head – Channel | 21. Floating Head Cover - External |
| 2. Stationary Head – Bonnet | 22. Floating Tube sheet Skirt |
| 3. Stationary Head Flange – Channel/ Bonnet | 23. Packing Box |
| 4. Cannel Cover | 24. Packing |
| 5. Stationary Head Nozzle | 25. Packing Gland |
| 6. Stationary Tube sheet | 26. Lantern Ring |
| 7. Tubes | 27. Tierods and Spacers |
| 8. Shell | 28. Transverse Baffles or Support Plates |
| 9. Shell Cover | 29. Impingment Plate |
| 10. Shell Flange – Stationary Head End | 30. Longitudinal Baffle |
| 11. Shell Flange – Rear Head End | 31. Pass Partition |
| 12. Shell Nozzle | 32. Vent Connection |
| 13. Shell Cover Flange | 33. Drain Connection |
| 14. Expansion Joint | 34. Instrunent Connection |
| 15. Floating Tube sheet | 35. Support Saddle |
| 16. Floating Head Cover Flange | 36. Lifting Lug |
| 17. Floating Head Cover Flange | 37. Support Bracket |
| 18. Floating Head Backing Device | 38. Weir |
| 19. Split Shear Ring | 39. Liquid Level Connection |
| 20. Slip on Backing Flange | |

2.2.5 Konstruksi Alat Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube*

Alat penukar kalor terdiri dari tiga bagian yang dituliskan dengan tiga huruf besar yang masing-masing menandai bagian-bagian alat penukar kalor. Bagian tersebut meliputi *front head*, *shell* dan *rear head*.

Bagian depan (*front head*) terdiri dari lima tipe yaitu: tipe A, B, C, N dan D. *Shell* alat penukar kalor terdiri dari enam tipe, yaitu: tipe E, F, G, H, J dan K. Bagian

ujung belakang (*rear head*) alat penukar kalor dibuat delapan tipe, yaitu: tipe L, M, N, P, S, T, U dan W. Ketiga bagian itu di tunjukkan pada gambar 2.16 di bawah ini.



Gambar 2.16 Bagian-bagian dari alat penukar kalor standar TEMA
(Sitompul,1993)

2.2.6 Bagian-bagian Alat Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube*

Secara umum bagian-bagian utama alat penukar kalor jenis *shell and tube* adalah:

1. *Shell*

Shell berbentuk silinder merupakan pembungkus *tube-tube* sekaligus sebagai tempat mengalirnya fluida. Tekanan yang terjadi pada *shell* mempengaruhi ketebalan dari *shell*.

2. *Tube*

Tube merupakan pipa-pipa yang terdiri dalam jumlah tertentu dan disusun dengan susunan dan jarak tertentu pula.

3. *Tube Sheet*

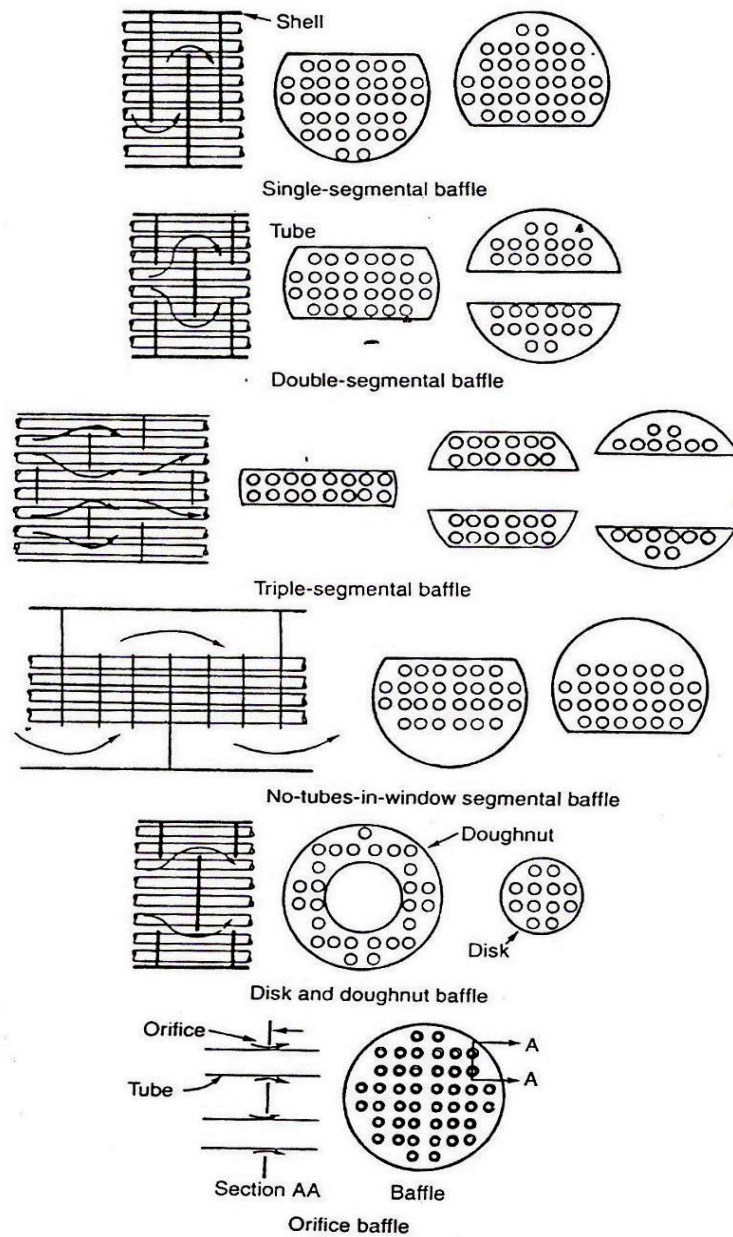
Tube sheet (pelat tube) merupakan bagian alat penukar kalor untuk tempat mengikat *tube*. Susunan *tube* pada *tube sheet* berhubungan erat dengan susunan *baffle*. Dari bentuk dan susunan lubang pada *tube sheet* dapat diketahui berapa lintasan aliran yang terjadi pada sisi *tube* alat penukar kalor.

4. *Baffle*

Baffle merupakan komponen yang berfungsi sebagai sekat, yaitu untuk mengatur pola aliran dalam *shell* dengan tujuan untuk memperbaiki kontak antara fluida dalam *shell* dengan *tube* sehingga pertukaran panas dapat berlangsung lebih sempurna, selain itu *baffle* juga berfungsi sebagai penahan getaran karena aliran fluida, menjaga jarak antar *tube* dan menunjang *tube* agar tidak melengkung. Tipe *baffle* yang digunakan dalam alat penukar kalor jenis *shell and tube* antara lain:

- *Disk and doughnut baffle*
- *Longitudinal baffle*
- *Segmental baffle*
- *Orifice baffle*

Beberapa tipe *baffle* tersebut di tunjukkan pada gambar 2.17 di bawah ini.



Gambar 2.17 Jenis-jenis *Baffle* (Sitompul,1993)

5. *Impingement Plate*

Impingement plate adalah pelat yang ditempatkan didepan *inlet side*, berfungsi untuk melindungi *tube* dari aliran zat/fluida yang masuk dengan kecepatan tinggi sehingga erosi pada *tube* dapat dihindari.

6. *Tie Rod*

Tie rod merupakan besi bulat yang berulir pada kedua ujungnya, dipasang pada *tube sheet* agar *tube* berada pada posisinya, jarak antar *baffle* tetap kuat apabila *tube bundle* diangkat (tidak berubah).

7. *Channel and Pass Partition*

Channel merupakan tempat keluar masuknya fluida pada *tube* dan berfungsi untuk membalikan arah aliran fluida dalam *tube* pada jenis *fixed tube*, sedangkan *pass partition* merupakan pembatas antara fluida masuk dan fluida keluar *tube*.

8. *Nozzle*

Nozzle merupakan saluran masuk dan keluar fluida pada bagian *shell* dan bagian *tube*.

9. *Shell Cover* dan *Channel Cover*

Merupakan tutup yang dapat dibuka pada saat pembersihan *tube* maupun pada pembersihan *shell*.

2.2.7 Bentuk Geometri Alat Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube*

2.2.7.1 Diameter *Shell*

Shell biasanya dibuat dari pelat yang dirol atau pipa standar. Dalam menentukan diameter *shell*, perlu diperhatikan pembuatan *tube sheet* sehingga perlu dikonsultasikan dengan kemampuan pabrik pembuat. Diameter pipa yang digunakan untuk *shell* minimum 2 inci dan maksimum 48 inci.

2.2.7.2 Diameter Luar *Tube*

Dalam menentukan diameter luar *tube* TEMA *section C* memberikan daftar yang berisi 9 diameter luar *tube* yang sesuai dengan cakupan dari 6.35 mm sampai dengan 50.8 mm (1/4 inci hingga 2 inci). Secara umum dapat dikatakan bahwa *tube* dengan diameter kurang dari 12,7 mm hanya dipakai pada jenis penukar kalor yang kecil dan *tube* dengan diameter lebih dari 25,4 mm hanya akan diperlukan untuk desain dengan *pressure drop* terbatas. Dengan demikian, diameter standar yang umumnya digunakan adalah 12,7, 15,88, 19,05 dan 25,4 mm.

2.2.7.3. Tube Wall Thickness

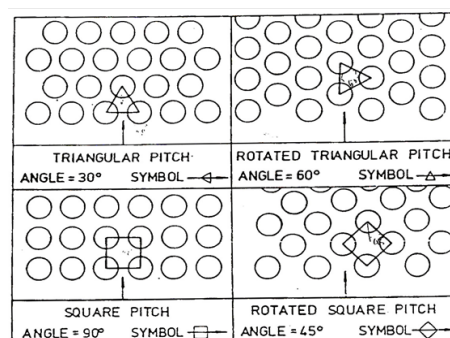
Berkaitan dengan ketebalan *tube*, TEMA telah memberikan rekomendasi yang sudah lebih dari cukup pada berbagai pemakaian yang luas. Untuk temperatur dan tekanan tinggi tentu diperlukan *check* apakah pemilihan tersebut sudah cukup memenuhi. TEMA juga memberikan keterangan tentang tekanan internal yang diizinkan untuk *tube* pada berbagai harga tegangan ini yang berkurang dengan naiknya sisi luar *tube*, sayangnya tidak ada metode yang singkat untuk menentukan minimum tebal *tube* dan referensi harus melihat kode *pressure vessel*.

2.2.7.4. Panjang Tube

Dalam menentukan panjang *tube* ada beberapa faktor yang harus diperhatikan antara lain lokasi penempatan penukar kalor, pengangkutan baik dari fabrikasi maupun untuk perawatan di bengkel dan penurunan tekanan. TEMA merekomendasikan panjang *tube* standar yaitu 2,44, 3,05, 3,66, 4,88, dan 6,11 meter.

2.2.7.5. Tube Layout

Tube layout dapat dibedakan menjadi empat seperti pada gambar 2.18, yaitu *triangular*, *rotated triangular*, *square* dan *rotated square*. Pertimbangan dalam memilih *tube layout* adalah faktor kemudahan dalam melakukan pembersihan sisi *shell* secara mekanis. *Layout* 45° dan 90° lebih mudah dibersihkan dibanding *layout* 30° dan 60°.



Gambar 2.18 Tube Layout (Sitompul,1993)

2.2.7.6. Tube Pitch

Tube pitch merupakan jarak antar pusat dua *tube* yang berdekatan. Dalam menentukan *tube pitch* terdapat beberapa pertimbangan, yaitu pengelasan ujung *tube* pada *tube sheet* dan pembersihan mekanis sisi *shell*. Jika tidak ada pertimbangan tersebut maka *tube pitch* yang disarankan TEMA adalah 1,25 diameter luar *tube*.

2.2.7.7. Jumlah Laluan Tube (Tube Pass)

Jumlah laluan *tube* yang besar akan meningkatkan koefisien perpindahan panas dan untuk desain yang ekonomis maka jumlah laluan *tube* harus dibuat sebanyak-banyaknya, namun akan membuat penukar kalor sulit untuk difabrikasi. Beberapa pertimbangan dalam menentukan jumlah laluan *tube* di antaranya:

1. Kecepatan aliran sisi *tube* yang diperkirakan secara luas bahwa kecepatan kurang akan menyebabkan kekotoran (*fouling*) dan kecepatan berlebih akan menyebabkan erosi pada material *tube*.
2. *Pressure drop* pada sisi *tube* diperbolehkan dengan mempertimbangkan pemilihan tipe *shell*.

2.2.7.8. Baffle Spacing and Baffle Cut

Baffle spacing (jarak *baffle*) berhubungan dengan penurunan tekanan pada sisi *shell*. Jika penurunan tekanan sisi *shell* melebihi harga yang ditentukan maka jarak *baffle* dapat dinaikan. Namun penambahan jarak *baffle* akan menaikkan bentangan *tube* yang ditopang yang akan menaikkan getaran *tube* akibat aliran. Jarak *baffle* minimum ditentukan sebesar 1/5 diameter *shell*.

Baffle cut berhubungan dengan luas akhiran beban dalam *baffle window*. Distribusi aliran sisi *shell* mempertimbangkan pemilihan *baffle cut*. Harga minimum *baffle cut* yang direkomendasikan adalah 15%.

2.2.8. Deskripsi *High Pressure Heater 7*

High Pressure Heater 7 merupakan alat penukar kalot jenis *shell and tube vertical* dengan ukuran yang cukup besar. Berdasarkan konstruksinya HPH 7 bertipe BEU dipilih karena kemampuannya menangani tekanan tinggi dan menyediakan perpindahan panas yang luas. Pada HPH 7 uap ekstraksi turbin sebagai fluida panas mengalir di bagian *shell*, sedangkan air umpan sebagai fluida dingin mengalir pada bagian *tube*.

Pada PT PJB UBJ O&M PLTU Indramayu dipakai jenis *three zone heater*. Terdapat tiga zona perpindahan panas yang terjadi didalam HPH berdasarkan fasa uap ekstraksi, yaitu *subcooling zone*, *condensing zone*, dan *desuperheating zone*. Masing-masing zona pada HPH dipisahkan oleh pelat *baffle*. Uap ekstraksi turbin berfasa *superheat* masuk ke dalam *shell* melalui *extraction steam inlet*, menuju area *desuperheating zone* dimana kalor sensibelnya akan diserap sehingga temperaturnya turun sampai mendekati jenuh. Uap ekstraksi jenuh diarahkan menuju area *condensing zone* melalui pelat *baffle* untuk diserap kalor latennya sehingga terkondensasi menjadi cair (disebut *drain*) dan ditampung di dasar *shell*. Akibat perbedaan tekanan, *drain* akan terhisap masuk memenuhi area *subcooling zone* dimana sebagian kalornya diserap sehingga temperatur turun.



Gambar 2.19 *High Pressure Heater* PLTU Indramayu (Sumber: PLTU Indramayu)

2.2.9. Analisis Perpindahan Kalor Pada *High Pressure Heater*

Proses perencanaan *heat exchanger* dimaksudkan untuk memindahkan beban kalor yang ada melalui luas perpindahan kalor yang dibutuhkan. Dalam hal ini terdapat dua modus yang dapat dilakukan dalam menganalisis perpindahan kalor yaitu modus desain dan modus simulasi.

1. Modus Desain

Dalam modus desain data yang dicari adalah luas permukaan alat penukar kalor dengan laju perpindahan kalor telah diketahui. Persamaan yang digunakan pada modus desain di tunjukkan sesuai persamaan 2.21 (Cengel, 2003).

$$A = \frac{Q}{U \times F \times LMTD} \dots\dots\dots (2.21)$$

Dengan:

- A = Luasan bidang perpindahan kalor (m²)
- Q = Laju perpindahan kalor (kW)
- U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (kW/ m²°C)
- A = Luasan bidang perpindahan kalor (m²)
- F = Faktor koreksi LMTD
- LMTD = Beda temperatur rata-rata logaritmik (°C)

2. Modus Simulasi

Pada modus simulasi ini data yang diketahui adalah luas permukaan alat penukar kalor sedangkan laju perpindahan kalor dicari. Persamaan yang digunakan pada modus simulasi di tunjukkan sesuai persamaan 2.22 (Cengel, 2003).

$$Q = U \times A \times F \times LMTD \dots\dots\dots (2.22)$$

Dengan:

- Q = Laju perpindahan kalor (KW)
- U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (KW/ m²°C)
- A = Luasan bidang perpindahan kalor (m²)
- F = Faktor koreksi LMTD
- LMTD = Beda temperatur rata-rata logaritmik (°C)

Nilai luasan bidang perpindahan kalor (A) di tunjukkan sesuai persamaan 2.23 (Cengel, 2003).

$$A = N \times \pi \times L \times OD_{Tube} \dots\dots\dots(2.23)$$

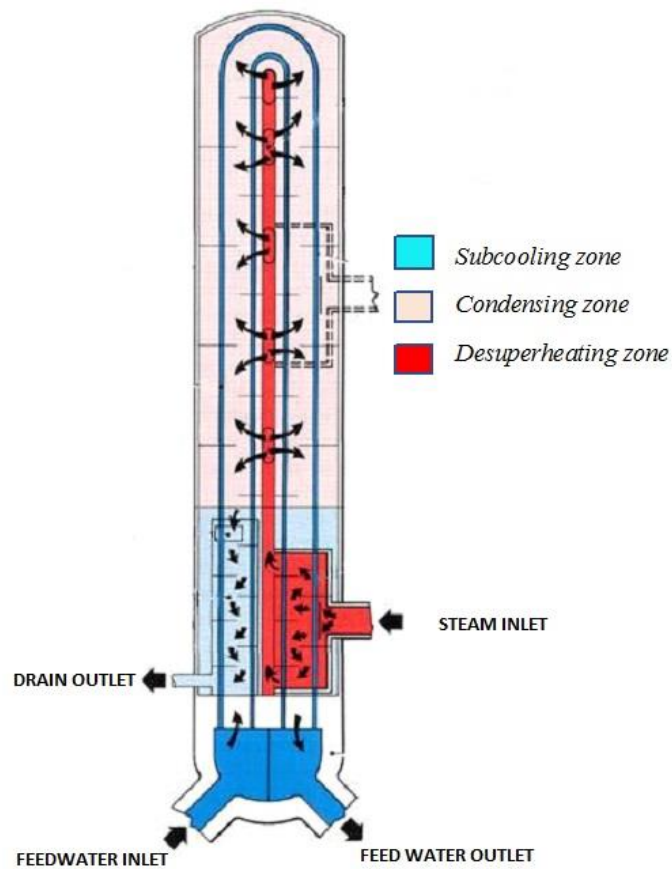
Dengan:

N = Jumlah *tube*

L = Panjang *tube* (m)

OD_{Tube} = Diameter luar *tube* (m)

Perhitungan-perhitungan yang dilakukan pada alat penukar kalor tidak lain adalah untuk mengevaluasi seberapa besar performa atau unjuk kerja dari alat penukar kalor yang sedang bekerja pada kondisi saat ini. Pada perhitungan *high pressure heater* dibagi menjadi tiga zona seperti di tunjukkan gambar 2.20. Setiap zona dirancang sebagai penukar panas terpisah dan koefisien perpindahan panas dan tetes tekanan dievaluasi secara terpisah



Gambar 2.20 Zona perpindahan panas pada *high pressure heater vertical* (Anonim, 2014)

1. *Subcooling zone*

Subcooling zone atau zona *steam* yang sudah mengalami kondensasi akan keluar dari *heater* dan memanaskan *feedwater* yang pertama masuk kedalam *heater*.

2. *Condensing zone*

Condensing zone merupakan tempat dimana *steam* mengalami proses kondensasi oleh *feedwater*.

3. *Desuperheating zone*

Desuperheating zone adalah zona dimana *steam* pertama kali masuk kedalam *heater* dan memindahkan panasnya ke air umpan (*feedwater*).

Dalam melakukan analisis pada *high pressure heater* terdapat beberapa faktor yang dapat mempengaruhi kinerja, di antaranya adalah sebagai berikut:

1. Diameter pipa, ketebalan dinding pipa, panjang pipa, material pipa, dan pengaturannya.
2. Keberadaan *non-condensable gas* pada sisi uap ekstraksi.
3. Kebersihan pipa.
4. Tekanan dan temperatur awal uap ekstraksi.
5. Temperatur awal, tekanan awal, dan laju alir air umpan.
6. Level *drain up* ekstraksi
7. Entalpi dan laju aliran *drain* uap ekstraksi.
8. Konfigurasi aliran air umpan.

Seperti alat penukar kalor pada umumnya, *high pressure heater* dapat diukur kinerjanya dengan berbagai indikator. Indikator yang dipakai adalah laju perpindahan panas (Q), laju aliran uap ekstraksi (\dot{m}_h), *effectiveness* (ϵ), dan koefisien perpindahan kalor keseluruhan (U). Dalam menentukan nilai dari beberapa indikator di atas diperlukan data mengenai berbagai parameter, seperti tekanan, temperatur, dan laju aliran.

Laju perpindahan panas pada *high pressure heater* merupakan salah satu indikasi yang menunjukkan kinerja. Pada *high pressure heater* nilai laju

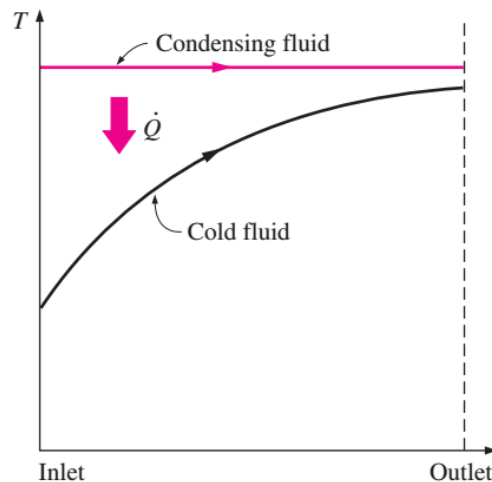
perpindahan kalor dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.20 atau menggunakan persamaan 2.24 (Cengel, 2003).

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta h \dots \dots \dots (2.24)$$

Atau menggunakan persamaan 2.25 ketika salah satu fluida dalam penukar kalor mengalami perubahan fasa (Cengel, 2003).

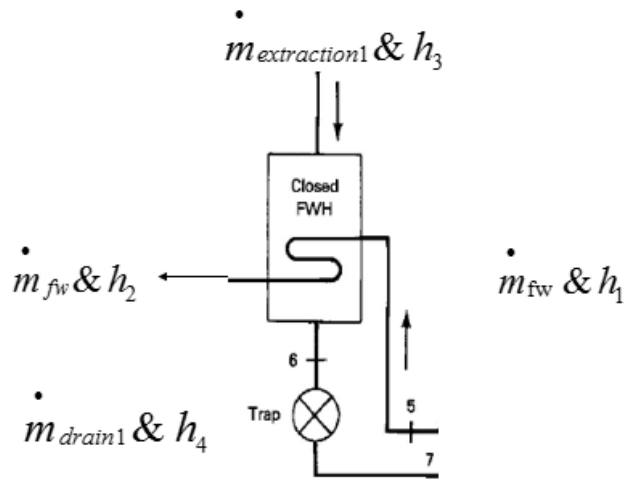
$$Q = \dot{m} \cdot h_{fg} \dots \dots \dots (2.25)$$

Suatu fluida akan melepaskan atau menyerap panas yang besar pada temperatur konstan selama proses perubahan fasa seperti di tunjukkan pada gambar 2.21.



Gambar 2.21 Variasi temperatur fluida mengembun (Cengel, 2003)

Selain menggunakan laju perpindahan panas, kinerja HPH dapat ditentukan dengan mengamati besar laju aliran uap ekstraksi. Semakin besar uap ekstraksi yang diperlukan, artinya pasokan uap untuk penggerak turbin berkurang sehingga dapat merugikan. Pada perhitungan kinerja HPH, segala kerugian diabaikan sehingga berlaku persamaan *heat balance*. Laju aliran uap ekstraksi dapat dihitung menggunakan persamaan *heat balance* (ASME PTC, 2000) pada persamaan 2.26.



Gambar 2.22 Laju aliran uap ekstraksi dan laju aliran *feedwater* (Subbarao, 2007)

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{air umpan}} &= Q_{\text{uap ekstraksi}} \\
 \dot{m}_c \cdot (h_2 - h_1) &= \dot{m}_h \cdot (h_3 - h_4) \\
 \dot{m}_h &= \frac{\dot{m}_c (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} \dots\dots\dots(2.26)
 \end{aligned}$$

keterangan:

- \dot{m}_c : laju aliran air umpan (kg/s)
- \dot{m}_h : laju aliran uap ekstraksi (kg/s)
- h_1 : entalpi air umpan masuk (kJ/kg)
- h_2 : entalpi air umpan keluar (kJ/kg)
- h_3 : entalpi uap ekstraksi masuk (kJ/kg)
- h_4 : entalpi uap ekstraksi keluar (kJ/kg)

Dalam membandingkan nilai laju perpindahan kalor aktual dan laju perpindahan maksimal dibutuhkan nilai kapasitas kalor minimum (C_{\min}) dan kapasitas kalor maksimum (C_{\max}). Dalam menentukan C_{\min} dan C_{\max} dapat dihitung dengan nilai kapasitas kalor pada sisi air umpan (C_c) dan sisi uap ekstraksi (C_h).

$$C_c = \frac{\dot{m}_c \cdot (h_2 - h_1)}{T_2 - T_1} \dots\dots\dots(2.27)$$

$$C_h = \frac{\dot{m}_h \cdot (h_3 - h_4)}{T_3 - T_4} \dots\dots\dots(2.28)$$

Setelah nilai C_c dan C_h diketahui lalu dibandingkan, yang lebih besar ditentukan sebagai C_{\max} dan yang lebih kecil ditentukan sebagai C_{\min} .

Indikator lain yang dapat melihat kinerja HPH adalah *effectiveness* (ϵ). *Effectiveness* merupakan angka yang menunjukkan perbandingan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi. Nilai *effectiveness* berkisar antara nol dan satu, semakin mendekati satu maka kinerja HPH semakin baik dan sebaliknya. Persamaan untuk menentukan nilai *effectiveness* ditunjukkan pada persamaan 2.29 (Cengel, 2003).

$$\epsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} \dots\dots\dots(2.29)$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) menunjukkan kemampuan HPH dalam memindahkan sejumlah kalor dalam tiap satuan luas, tiap satuan perbedaan temperatur, dan tiap satuan waktu. Semakin besar nilai U maka semakin baik kinerja dari HPH dan sebaliknya. Dalam menentukan nilai U disajikan dalam persamaan 2.30 (Cengel, 2003).

$$U = \frac{Q}{A \cdot (F \cdot LMTD)} \dots\dots\dots(2.30)$$

Keterangan:

Q	: Laju perpindahan kalor	(kJ/s)
A	: Area perpindahan kalor	(m ²)
F	: Faktor koreksi	
LMTD	: <i>Log mean temperatur difference</i>	(°C)

Nilai-nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh disajikan dalam tabel 2.1. perhatikan bahwa koefisien perpindahan panas menyeluruh berkisar dari 10 W/(m².°C) untuk penukar kalor gas ke gas hingga 10.000 W/(m².°C) untuk penukar kalor yang melibatkan perubahan fasa. Besar kecilnya nilai perpindahan panas menyeluruh disebabkan oleh konduktivitas termal fluida dan koefisien perpindahan konveksi.

Tabel 2.1 Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh dalam penukar kalor
(Cengel, 2003)

Type of heat exchanger	$U, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Water-to-water	850–1700
Water-to-oil	100–350
Water-to-gasoline or kerosene	300–1000
Feedwater heaters	1000–8500
Steam-to-light fuel oil	200–400
Steam-to-heavy fuel oil	50–200
Steam condenser	1000–6000
Freon condenser (water cooled)	300–1000
Ammonia condenser (water cooled)	800–1400
Alcohol condensers (water cooled)	250–700
Gas-to-gas	10–40
Water-to-air in finned tubes (water in tubes)	30–60 [†]
	400–850 [†]
Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes)	30–300 [†]
	400–4000 [‡]

NTU merupakan nilai yang penting dalam analisis alat penukar kalor. Dalam menentukan nilai NTU dilakukan dengan persamaan 2.31 (Cengel, 2003).

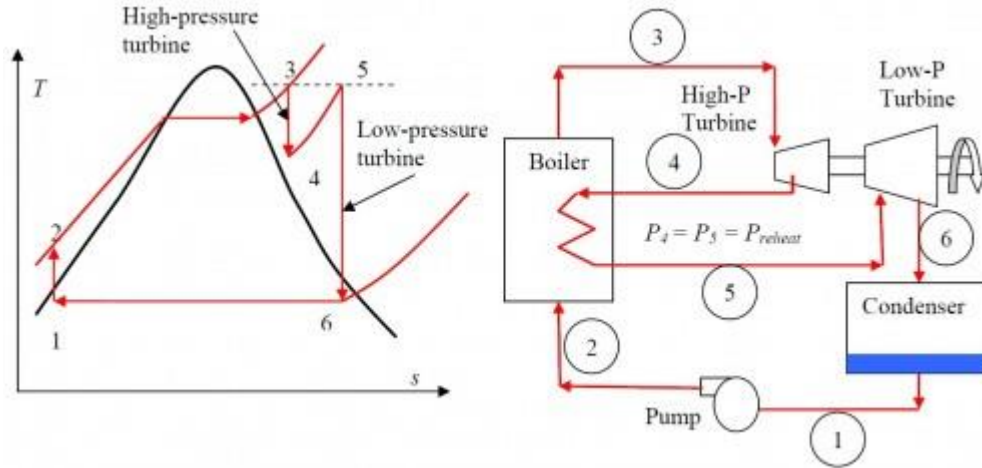
$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \dots\dots\dots (2.31)$$

2.2.10. Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) adalah salah satu jenis pembangkit listrik yang memanfaatkan uap sebagai penggerak turbin untuk memutar generator, sehingga menghasilkan listrik. Uap yang dihasilkan tersebut berasal dari pemanasan air dalam boiler, air yang digunakan dalam proses PLTU pada umumnya adalah air laut. Bahan bakar yang digunakan di PLTU dapat menggunakan bahan bakar padat (batubara), bahan bakar cair (minyak), ataupun bahan bakar gas.

PLTU menggunakan fluida kerja air dan uap dengan berdasarkan siklus Rankine. Siklus Rankine atau disebut juga sebagai siklus tenaga uap merupakan siklus teoritis yang mempergunakan uap sebagai fluida kerjanya. Terdapat dua jenis siklus Rankine yang bekerja pada PLTU, yaitu siklus Rankine dengan *reheating*

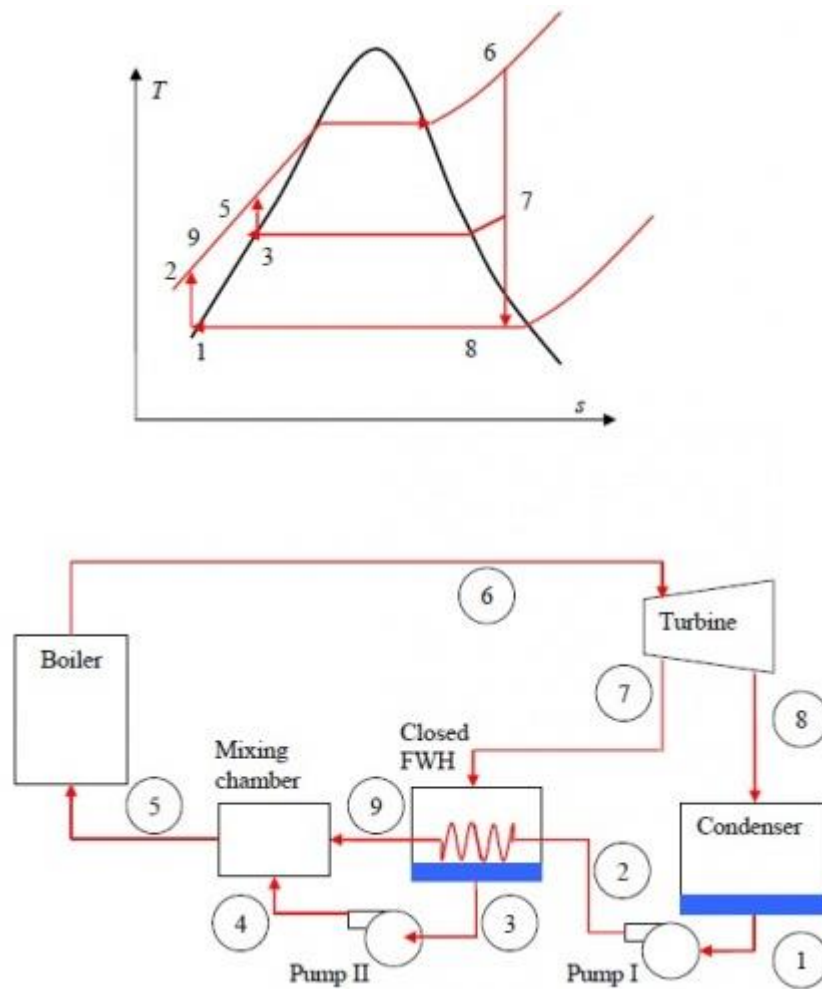
dan siklus Rankine Regeneratif. Gambar 2.23 menunjukkan siklus Rankine dengan *reheating*.



Gambar 2.23 Siklus Rankine dengan *reheating* (Cengel, 2003)

Air yang telah dipanaskan di *boiler* dan menjadi uap akan menuju turbin sehingga memiliki temperatur (T) dan entropi (s) yang tinggi, proses tersebut terdapat pada proses 2 - 3 . Uap yang berasal dari *boiler* tersebut akan digunakan oleh turbin untuk memutar *generator* , poros antara turbin dan *generator* telah dipasangkan *couple* sehingga putaran turbin akan memutar *generator* untuk menghasilkan arus listrik. Siklus Rankine di atas menggunakan dua tingkat turbin yang memiliki tekanan yang berbeda. Tingkat pertama adalah *high pressure turbine* uap mengalami penurunan temperatur dan entropi yang masih cukup tinggi yang dapat dilihat pada proses 3 - 4, tingkat kedua adalah *low pressure turbine* uap mengalami peningkatan temperatur dan tekanan yang lebih rendah, tetapi nilai entropi semakin besar dan dapat dilihat pada proses 4 - 5. Uap yang telah terpakai akan memasuki kondesor yang kemudian didinginkan oleh air pendingin yang mengakibatkan turunnya temperatur air sehingga terjadi proses kondensasi, hal tersebut terjadi pada proses 5 - 6. Air hangat hasil kondensasi dipompa ke pemanas terlebih dahulu sebelum dikembalikan ke *boiler*, pada proses ini temperatur air tidak berubah tetapi entropinya yang berkurang hal ini terjadi pada proses 6 - 1. Air yang masuk ke *boiler* temperaturnya naik kembali pada proses 1 - 2.

Proses regenerasi pada PLTU disempurnakan dengan mengekstraksi uap pada turbin pada beberapa bagian dan mengalirkan uap tersebut pada suatu *heat exchanger* yang sedang melakukan proses pemanasan air (*feedwater*). *Heat Exchanger* ini dapat disebut dengan regenerator atau *feedwater heater* (FWH). Dalam hal ini FWH juga membantu mengembalikan udara ketika terjadi kebocoran pada kondensor. Gambar 2.24 menunjukkan siklus Rankine Regeneratif.



Gambar 2.23 Siklus Rankine Regeneratif (Cengel, 2003)