

PERPINDAHAN PANAS DAN MASSA

**Ni Putu Yuni Nurmalasari, Istianto Budhi Rahardja,
Rianto Wibowo, Zain Lillahulhaq, Muhammad Bakrie,
Octovianus SR Pasanda**



ISBN 978-623-198-448-7



9

786231

984487

PERPINDAHAN PANAS DAN MASSA

**Ni Putu Yuni Nurmalasari
Istianto Budhi Rahardja
Rianto Wibowo
Zain Lillahulhaq
Muhammad Bakrie
Octovianus SR Pasanda**



PT GLOBAL EKSEKUTIF TEKNOLOGI

PERPINDAHAN PANAS DAN MASSA

Penulis :

Ni Putu Yuni Nurmallasari
Istianto Budhi Rahardja
Rianto Wibowo
Zain Lillahulhaq
Muhammad Bakrie
Octovianus SR Pasanda

ISBN : 978-623-198-448-7

Editor : Ari Yanto, M.Pd

Penyunting : Tri Putri Wahyuni, S.Pd

Desain Sampul dan Tata Letak : Atyka Trianisa, S.Pd

Penerbit : PT GLOBAL EKSEKUTIF TEKNOLOGI

Anggota IKAPI No. 033/SBA/2022

Redaksi :

Jl. Pasir Sebelah No. 30 RT 002 RW 001
Kelurahan Pasie Nan Tigo Kecamatan Koto Tengah
Padang Sumatera Barat

Website : www.globaleksekutifteknologi.co.id

Email : globaleksekutifteknologi@gmail.com

Cetakan pertama, Juni 2023

Hak cipta dilindungi undang-undang
Dilarang memperbanyak karya tulis ini dalam bentuk
dan dengan cara apapun tanpa izin tertulis dari penerbit.

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan syukur atas kehadiran Allah SWT dalam segala kesempatan. Sholawat beriring salam dan doa kita sampaikan kepada Nabi Muhammad SAW. Alhamdulillah atas Rahmat dan Karunia-Nya penulis telah menyelesaikan Buku Perpindahan Panas Dan Massa ini.

Buku Ini Membahas Prinsip perpindahan panas secara konduksi pada keadaan steady- State, Perpindahan panas secara konveksi gaya dalam, Konsep dasar konveksi alami, Prinsip boiling dan kondensasi, Sistem kerja, konstruksi, pengoperasian dasar Heat Exchanger (HE), Prinsip - prinsip perpindahan panas radiasi.

Proses penulisan buku ini berhasil diselesaikan atas kerjasama tim penulis. Demi kualitas yang lebih baik dan kepuasan para pembaca, saran dan masukan yang membangun dari pembaca sangat kami harapkan.

Penulis ucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah mendukung dalam penyelesaian buku ini. Terutama pihak yang telah membantu terbitnya buku ini dan telah mempercayakan mendorong, dan menginisiasi terbitnya buku ini. Semoga buku ini dapat bermanfaat bagi masyarakat Indonesia.

Padang, Juni 2023

Penulis

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR	v
BAB 1 PRINSIP PERPINDAHAN PANAS SECARA KONDUKSI PADA KEADAAN STEADY (STEADY-STATE)	1
1.1 Konduksi	1
1.2 Prinsip-prinsip dasar perpindahan panas secara konduksi pada keadaan steady (steady-state)	3
1.2.1 Konduktivitas termal	4
1.2.2 Hukum Fourier	5
1.2.3 Resistansi/hambatan termal	7
1.2.4 Persamaan difusi panas dengan metode differential control volume	11
1.2.5 Metode differential control volume dalam koordinat kartesian	12
1.2.6 Metode differential control volume dalam koordinat silinder	15
1.2.7 Metode differential control volume dalam koordinat bola	16
1.3 Perpindahan panas secara konduksi pada keadaan steady 1-dimensi untuk berbagai geometri	17
1.3.1 Sistem dinding planar sederhana	17
1.3.2 Sistem dinding planar komposit	20
1.3.3 Sistem dinding silinder radial/silinder berongga sederhana	22
1.3.4 Sistem dinding silinder radial/silinder berongga komposit	24
1.3.5 Sistem dinding kulit bola/bola berongga	26
DAFTAR PUSTAKA	28

BAB 2 PERPINDAHAN PANAS SECARA KONVEKSI

GAYA DALAM.....	29
2.1 Pendahuluan.....	29
2.2 Perpindahan Panas Konveksi	29
2.3 Boundary Layer	30
2.4 Bilangan Reynold	33
2.5 Bilangan Prandtl	37
2.6 Lapisan Batas Aliran Fluida	38
2.6.1 Lapisan Batas Plat Datar	38
2.6.2 Lapisan Batas Pipa/Silinder	41
DAFTAR PUSTAKA.....	45
BAB 3 KONSEP DASAR KONVEKSI ALAMI	47
3.1 Pendahuluan.....	47
3.2 Persamaan Laju Panas	48
3.3 Bilangan Tak Berdimensi.....	48
3.3.1 Bilangan Nusselt (Nu)	49
3.3.2 Bilangan Prandtl (Pr)	49
3.3.3 Bilangan Grashof (Gr)	50
3.4 Hubungan Nu, Gr, dan Pr.....	50
3.4.1 Konveksi Alami Pada Aliran Eksternal	51
3.4.2 Konveksi Alami Pada Aliran Internal.....	54
DAFTAR PUSTAKA.....	57
BAB 4 PRINSIP BOILING DAN KONDENSASI.....	59
4.1 Perubahan Fase Zat	59
4.2 Mendidih (Boiling)	62
4.2.1 Pool Boiling.....	64
4.2.2 Flow Boiling.....	67
4.3 Kondensasi	68
4.3.1 Film Condensation.....	68
4.3.2 Film Condensation dalam Pipa Horizontal.....	73
4.3.3 Dropwise Condensation	73
DAFTAR PUSTAKA.....	74

BAB 5 SISTEM KERJA, KONSTRUKSI, PENGOPERASIAN	
DASAR HEAT EXCHANGER (HE).....	75
5.1 Pendahuluan.....	75
5.2 Sistem Kerja Heat Exchanger	76
5.2.1 Heat Exchanger berdasarkan proses transfer panas	76
5.2.2 Sistem Kerja Heat Exchanger berdasar aliran fluida.....	81
5.3 Kontruksi	82
5.3.1 Heat Exchanger Tubular	83
5.3.2 Heat Exchanger Tipe Pelat (PHEs)	90
5.3.3 Extended Surface Heat Exchangers	94
5.3.4 Regenerator	95
5.4 Pengoperasian Dasar Heat Exchanger	96
5.4.1 Operasi perpindahan panas tidak langsung	97
5.4.2 Operasi perpindahan panas langsung	99
DAFTAR PUSTAKA.....	101
BAB 6 PRINSIP - PRINSIP PERPINDAHAN PANAS	
RADIASI	103
6.1 Pendahuluan.....	103
6.2 Radiasi Benda Hitam.....	105
6.3 Benda Kelabu dan Koefisien Emisivitas.....	109
6.4 Faktor Konfigurasi Radiasi	112
DAFTAR PUSTAKA.....	119
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Ilustrasi perpindahan panas secara konduksi pada suatu material (padatan maupun fluida diam/ <i>stationary fluid</i>)	3
Gambar 1.2. Perpindahan panas secara konduksi pada dinding planar 1-dimensi dengan tebal L	6
Gambar 1.3. Ilustrasi analogi laju perpindahan panas secara konduksi dengan laju aliran listrik	9
Gambar 1.4. Laju perpindahan panas secara konveksi dari suatu permukaan material ke lingkungan sekitarnya.....	10
Gambar 1.5. Metode <i>differential control volume</i> dalam koordinat kartesian (x, y, z)	12
Gambar 1.6. Metode <i>differential control volume</i> dalam koordinat silinder (r, φ, z)	15
Gambar 1.7. Metode <i>differential control volume</i> dalam koordinat bola (r, φ, θ)	16
Gambar 1.8. Laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar sederhana	18
Gambar 1.9. Analogi laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar sederhana dengan sistem resistansi termal	18
Gambar 1.10. Laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar komposit	20
Gambar 1.11. Analogi laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar komposit dengan sistem resistansi termal	20
Gambar 1.12. Laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga sederhana.....	22

Gambar 1.13. Analogi laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga sederhana dengan sistem resistansi termal.....	23
Gambar 1.14. Laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga komposit.....	24
Gambar 1.15. Analogi laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga komposit dengan sistem resistansi termal.....	25
Gambar 1.16. Laju perpindahan panas q_r pada sistem bola berongga sederhana.....	26
Gambar 2.1. <i>Boundary Layer Momentum</i>	31
Gambar 2.2. <i>Boundary Layer Thermal</i>	31
Gambar 2.3. <i>Boundary Layer Concentration</i>	32
Gambar 2.4. Perubahan Aliran Laminar, Transisi, Turbulen Pada Plat Datar	34
Gambar 2.5. Perubahan Fasa Aliran, (a) Aliran Laminar, (b) Aliran Turbulen.....	36
Gambar 2.6. Diagram Moody, Reynold Number.....	36
Gambar 2.7. <i>Boundary Layer</i> Plat Datar Panjang	39
Gambar 2.8. Perkembangan Kecepatan Laminar Profil Pipa	42
Gambar 2.9. Perubahan Aliran Pada Pipa	44
Gambar 3.1. Perpindahan Panas Konveksi Alami	47
Gambar 3.2. Bidang dan Silinder Vertikal dengan Temperatur Permukaan T_s	51
Gambar 3.3. Silinder Horisontal Suhu Permukaan T_s dan diameter D	52
Gambar 3.4. Bidang Datar Permukaan Atas dipanaskan Suhu T_s	53
Gambar 3.5. Bidang Datar Permukaan Bawah Dipanaskan pada Suhu T_s	53
Gambar 3.6. Bola dengan suhu permukaan T_s	54
Gambar 3.7. Fluida berada dalam ruang tertutup	54

Gambar 4.1. Perubahan fase zat.....	59
Gambar 4.2. Perubahan fase zat pada diagram Temperatur – Tekanan.....	60
Gambar 4.3. Diagram T-s air	61
Gambar 4.4. Peristiwa mendidih dan menguap	62
Gambar 4.5. Kurva Pool Boiling	65
Gambar 4.6. Perubahan fase cair ke gas pada flow boiling.....	67
Gambar 4.7. (a) film condensation dan (b) dropwise condensation	68
Gambar 4.8. profil (a) temperatur dan (b) kecepatan pada kondensasi.....	70
Gambar 4.9. Kondensasi pada (a) permukaan miring (b) horizontal tube bank.....	71
Gambar 5.1. Sistem Shell and Tube Heat Exchanger	77
Gambar 5.2. Heat exchanger tipe storage.....	78
Gambar 5.3. Fluidized bed heat exchanger.....	79
Gambar 5.4. Tipe aliran fluida (a) Parallel flow; (b) counterflow; (c) cross flow	82
Gambar 5.5. (a) STHE shell dan tube satu pass; (b) STHE shell satu pas dan tube dua pas.....	84
Gambar 5.6. Tipe baffle Pelat.....	86
Gambar 5.7. (a) Empat baffle batang diikat oleh batang selip (tidak ada tube yang diperlihatkan); (b) tube dalam penukar baffle batang yang didukung oleh empat batang; (c) tata letak persegi tabung dengan batang; (d) tata letak segitiga tabung dengan batang	87
Gambar 5.8. Baffle helical shell-and-tube heat exchanger: (a) helix tunggal; (b) helix ganda.....	88
Gambar 5.9. Desain Tube Sheet.....	88

Gambar 5.10.	Double Pipe heat exchanger.....	89
Gambar 5.11.	Pelat Gasked dan rangka heat exchanger	91
Gambar 5.12.	Heat exchanger pelat di las Bavex	92
Gambar 5.13.	Heat exchanger pelat spiral dengan	93
Gambar 5.14.	Heat exchanger Lamella	94
Gambar 5.15.	Komponen dasar heat exchanger sirip pelat.....	95
Gambar 5.16.	Preheater udara Ljungstrom	96
Gambar 5.17.	Heat wheel regenerator	97
Gambar 5.18.	Regenerator Pemanas hot-blast	98
Gambar 5.19.	Recuperator (a) heat exchangers tabung ^{*)} : 1.Tube luar, media panas, 2.. Tube dalam; media dingin, (b) Shell and tube heat exchangers ^{**)}	99
Gambar 5.20.	Menara pendingin basah.....	100
Gambar 5.21.	Inter cooling in rolling mills	100
Gambar 6.1.	Radiasi Panas Dari Permukaan	108
Gambar 6.2.	Bagan Pengaruh Radiasi Datang.....	110
Gambar 6.3.	Geometri Untuk Faktor Konfigurasi.....	113
Gambar 6.4.	Segitiga Sama Kaki Kanan Tegak Lurus Bergabungn Di Sepanjang Sisi Pendeknya.....	114
Gambar 6.5.	Rongga Sudut Dengan Penambahan Garis Yang Menghubungkan Sudut-Sudut Bebas Segitiga.	115

BAB 1

PRINSIP PERPINDAHAN PANAS SECARA KONDUKSI PADA KEADAAN STEADY (STEADY-STATE)

Oleh Ni Putu Yuni Nurmallasari

1.1 Konduksi

Dalam studi termodinamika kita tahu bahwa interaksi sistem dengan lingkungannya dapat menghasilkan transfer energi. Kita menyebut interaksi ini sebagai kerja dan panas. Ingat kembali pada Hukum 1 (pertama) Termodinamika. Hukum pertama termodinamika, juga dikenal sebagai prinsip kekekalan energi, menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan atau dihancurkan, hanya dapat berubah bentuknya dari satu bentuk ke bentuk yang lain. Dalam sistem tertutup, perubahan energi sistem (ΔU) sama dengan jumlah energi yang masuk ke sistem dikurangi jumlah energi yang keluar dari sistem. Dalam sistem terbuka, energi dapat masuk dan keluar dari sistem melalui proses transfer panas (Q) dan kerja (W). Hukum pertama termodinamika digunakan untuk menghitung kuantitas energi dalam sistem dan memahami bagaimana energi dipertukarkan dalam berbagai proses fisika dan kimia, termasuk perpindahan panas. Sebagai pengingat, dapat dilihat kembali untuk persamaan matematis Hukum pertama termodinamika:

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

dengan ΔU adalah perubahan energi internal sistem (satuan: Joule)

Q adalah jumlah panas yang dimasukkan ke dalam sistem (satuan: Joule)

W adalah kerja yang dilakukan oleh sistem (satuan: Joule)

Persamaan ini menjelaskan bahwa perubahan energi internal sistem sama dengan jumlah panas yang masuk dikurangi kerja yang dilakukan oleh sistem. Jika nilai ΔU positif, maka sistem mengalami kenaikan energi internal, sedangkan jika nilai ΔU negatif, maka sistem kehilangan energi internal.

Persamaan ini juga dapat ditulis dalam bentuk per satuan massa, dikenal sebagai entalpi, yaitu:

$$\Delta H = Q + P\Delta V \quad (2)$$

dengan ΔH adalah perubahan entalpi sistem (satuan: Joule)

Q adalah jumlah panas yang dimasukkan ke dalam sistem (satuan: Joule)

P adalah tekanan sistem (satuan: Pa = Pascal)

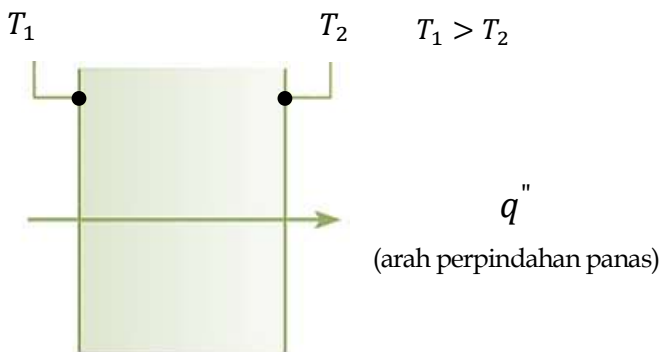
ΔV adalah perubahan volume sistem (satuan: m^3)

Persamaan ini menjelaskan bahwa perubahan entalpi sistem sama dengan jumlah panas yang dimasukkan ke dalam sistem ditambah dengan kerja yang dilakukan oleh sistem pada lingkungan, yaitu $P\Delta V$, di mana P adalah tekanan dan ΔV adalah perubahan volume sistem.

Namun demikian, termodinamika hanya membahas kondisi akhir dari suatu proses dari sebuah interaksi dan tidak memberikan rincian tentang jenis/tipe/mode perpindahan panas apa yang menyebabkan interaksi tersebut. Pertanyaan selanjutnya adalah: Bagaimana cara kerja perpindahan panas? Bagaimana panas dapat berpindah? Mengapa?

Konduksi adalah salah satu dari tiga mode perpindahan panas, yaitu perpindahan panas melalui suatu medium atau benda tanpa disertai perpindahan partikel-partikel dari benda tersebut.

Perpindahan kalor atau perpindahan panas (q'') melalui konduksi terjadi ketika panas bergerak dari suatu daerah yang lebih panas/temperatur tinggi (T_1) ke daerah yang lebih dingin/temperatur lebih rendah (T_2) melalui kontak langsung antara benda-benda tersebut. Proses ini terjadi karena molekul-molekul di daerah yang lebih panas memiliki energi kinetik yang lebih tinggi dan bergerak lebih cepat, sehingga mereka menabrak dan mentransfer sebagian dari energi kinetiknya (**difusi energi**) ke molekul-molekul di sekitarnya. Ini mengakibatkan molekul-molekul di daerah yang lebih dingin memiliki energi kinetik yang lebih tinggi dan juga bergerak lebih cepat, sehingga terjadi perpindahan panas.



Gambar 1.1. Ilustrasi perpindahan panas secara konduksi pada suatu material (padatan maupun fluida diam/*stationary fluid*)

1.2 Prinsip-prinsip dasar perpindahan panas secara konduksi pada keadaan steady (steady-state)

Prinsip perpindahan panas secara konduksi pada keadaan *steady* (tunak) menggambarkan bagaimana panas bergerak dari benda yang lebih panas ke benda yang lebih dingin melalui

konduksi memiliki laju perpindahan panas yang tetap konstan seiring berjalannya waktu.

1.2.1 Konduktivitas termal

Konduktivitas termal adalah kemampuan suatu bahan/material untuk menghantarkan panas. Material dengan konduktivitas (memiliki sifat konduksi) termal yang tinggi juga akan berpengaruh pada laju perpindahan panasnya. Material seperti logam, memiliki kemampuan yang baik untuk menghantarkan panas, sedangkan bahan isolator, seperti kayu atau bahan sintetis, memiliki konduktivitas termal yang rendah dan cenderung menahan panas. Semakin besar perbedaan suhu antara dua benda yang berkontak, semakin cepat laju perpindahan panasnya (semakin cepat panas dapat mengalir melalui material tersebut).

Ada beberapa faktor yang mempengaruhi laju perpindahan panas melalui konduksi, seperti suhu, jenis material, ketebalan material, dan luas permukaan kontak. Semakin tebal material, semakin lambat laju perpindahan panas. Konduktivitas termal juga dipengaruhi oleh sifat-sifat bahan yang lainnya seperti kepadatan dan komposisi material. Semakin padat dan homogen bahan, semakin tinggi konduktivitas termalnya.

Konduktivitas termal banyak digunakan dalam aplikasi praktis. Contohnya yaitu pada setrika listrik. Setrika listrik menggunakan pemanas (*heater*) sebagai komponen utamanya. Bagaimana cara kerja setrika listrik? Pada dasarnya setrika listrik terdiri dari 4 bagian utama yaitu elemen pemanas, gagang/pegangan, kabel listrik, dan pelat logam berbahan besi atau baja.

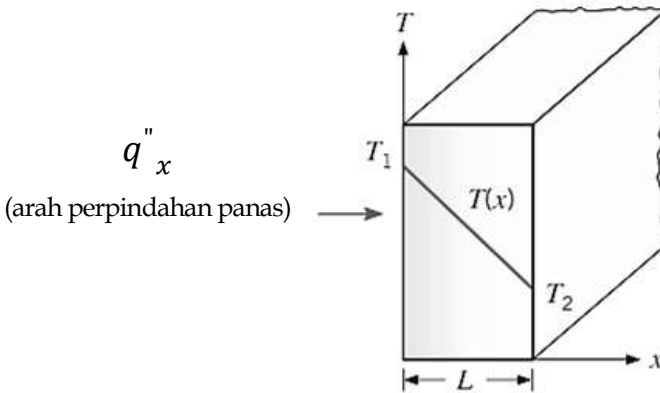
1. Elemen pemanas adalah bagian dari setrika yang bertugas mengubah energi listrik menjadi panas (kalor).
2. Gagang setrika adalah bagian dari setrika yang bekerja mengendalikan gerak setrika. Gagang setrika terbuat dari bahan isolasi tahan panas.

3. Kabel listrik adalah bagian dari setrika yang menghubungkan pemanas dengan sumber listrik.
4. Pelat logam adalah bagian dari setrika yang bertugas untuk mentransfer energi panas dari elemen ke pakaian atau kain yang akan disetrika.

Cara kerja setrika listrik: Elemen pemanas besi (biasanya berupa gulungan kawat timah besi) dihubungkan ke sumber listrik hingga arus listrik langsung mengalir melalui elemen tersebut dan menghasilkan energi panas atau panas yang cukup besar. Elemen panas sebagai penghasil panas kemudian memindahkan panas ke pelat logam. Pelat logam yang berada di bagian bawah setrika juga akan ikut panas dan akhirnya bisa digunakan untuk menyetrika pakaian.

1.2.2 Hukum Fourier

Dari bahasan konduktivitas termal, didapatkan kata kunci laju perpindahan panas. Dengan mendapatkan persamaan laju perpindahan panas yang tepat, kita akan dapat dengan mudah mengkuantifikasi proses perpindahan panas dari suatu material. Seorang ilmuwan Perancis, J.B.J. Fourier, pada tahun 1882 menggagas persamaan laju untuk konduksi panas dengan menghitung jumlah energi yang ditransmisikan per satuan waktu. Ilustrasi persamaan Hukum Fourier untuk dinding planar diberikan dalam gambar berikut:



Gambar 1.2. Perpindahan panas secara konduksi pada dinding planar 1-dimensi dengan tebal L
(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Secara matematis persamaan Hukum Fourier dituliskan sebagai berikut:

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} = - \int_0^L k \, dx = \frac{-1}{L} \int_{T_1 \text{ panas}}^{T_2 \text{ dingin}} k \, dT \quad (3)$$

Persamaan di atas menyatakan bahwa laju aliran/perpindahan panas melalui konduksi (*heat flux*) q''_x (satuan: W/m^2) pada arah x positif per luas penampang material (diukur tegak lurus terhadap arah aliran panas) adalah merupakan hasil kali dari dua buah besaran yaitu:

1. k , konduktivitas termal bahan (satuan: $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
2. dT/dx , gradien suhu terhadap penampang tersebut, yaitu perubahan suhu T terhadap jarak dalam arah aliran panas x . (satuan: K/m)

Tanda minus adalah konsekuensi dari fakta bahwa panas ditransfer dari suhu tinggi ke suhu yang lebih rendah (penurunan suhu). Di bawah kondisi *steady* yang ditunjukkan pada **Gambar**

1.2, di mana distribusi suhu adalah linier, gradien suhu dapat dinyatakan sebagai:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (4)$$

dan laju perpindahan panas/*heat flux* dalam arah x adalah

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \text{ atau } q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (5)$$

Perlu diingat bahwa persamaan di atas adalah laju perpindahan/transfer panas per unit area (A). Lebih lanjut dapat dituliskan untuk persamaan perpindahan panas/*heat flux* melalui dinding planar yang memiliki luas area A sebagai perkalian q_x'' dengan luas area A atau:

$$q_x = q_x'' \cdot A = A k \frac{\Delta T}{L} \quad (6)$$

Secara sederhana, Hukum Fourier menyatakan bahwa laju perpindahan panas secara konduksi berbanding lurus dengan gradien suhu dan luas permukaan benda serta berbanding terbalik dengan ketebalan benda. Selain pada geometri planar (*plane*), Hukum Fourier juga dapat diaplikasikan pada benda dengan geometri silinder (*cylindrical*) maupun geometri bola (*spherical*).

1.2.3 Resistansi/hambatan termal

Resistansi termal merupakan suatu besaran yang mengukur resistansi atau hambatan suatu material terhadap aliran panas atau kalor. Resistansi termal ditentukan oleh konduktivitas termal bahan, ketebalan bahan, dan luas permukaan bahan. Resistansi termal dinyatakan dalam satuan termal Watt per meter Kelvin ($W/m \cdot K$). Semakin besar resistansi termal, semakin kecil laju perpindahan panasnya. Dalam persamaan aliran panas, besarnya resistansi termal dapat dihitung dengan cara membagi ketebalan bahan dengan konduktivitas termalnya. Lihat kembali pada persaaan *heat flux* sebelumnya di **Persamaan (6)**. Jika k tidak

bergantung pada temperatur T , persamaan dapat ditulis kembali mejadi:

$$q_x = A k \frac{\Delta T}{L} = \frac{T_1 - T_2}{L/A k} \quad (7)$$

dimana $L/A k$ merupakan resistansi termal (*thermal resistance*) R yang diberikan oleh dinding planar kepada aliran panas konduksi.

$$R_{T,conduction} = \frac{T_1 - T_2}{q_x} = L/A k \quad (8)$$

Sedangkan ingat kembali bahwa resistansi berkebalikan dengan konduktansi K . Maka dari itu, dapat dituliskan persamaan untuk konduktansi termal yaitu:

$$K = A k/L \quad (9)$$

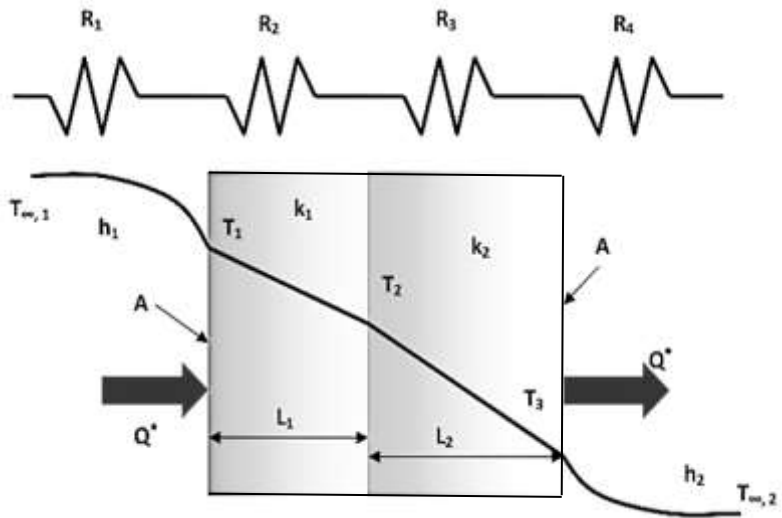
Aliran panas melalui resistansi termal dapat kita analogikan dengan aliran arus searah melalui hambatan listrik ($R_{electric}$). Kedua sistem ini dapat disebut analog karena mematuhi persamaan-persamaan dan batasan yang serupa. Untuk sistem yang sama kita analogikan persamaan laju perpindahan panas pada **Persamaan 8** dengan persamaan laju aliran listrik (**Hukum Ohm**) hingga didapatkan bentuk sebagai berikut:

$$R_{electric} = \frac{E_1 - E_2}{I} = L/A \sigma \quad (10)$$

dengan $E_{1,2}$ adalah perubahan tegangan listrik (satuan: Volt)

I adalah kuat arus listrik (satuan: Ampere)

σ adalah suatu konstanta



Gambar 1.3. Ilustrasi analogi laju perpindahan panas secara konduksi dengan laju aliran listrik
(Sumber: Bahrami, 2013)

Tinjau sebuah sistem perpindahan panas (analogi dengan sistem aliran listrik) antara 2 dinding planar (Lihat **Gambar 1.3**) dengan batasan-batasan sebagai berikut: keadaan *steady*, aliran panas 1-dimensi, dan sistem tidak menghasilkan panas/tidak ada pembangkitan panas (*no heat generation*) selain proses perpindahan panas konduksi antar permukaan dinding. Ilustrasi resistansi termal diasosiasikan dengan perpindahan panas melalui konveksi pada permukaan suatu medium.

Laju perpindahan panas konveksi ke dalam dinding	=	Laju perpindahan panas konduksi melewati dinding 1	=	Laju perpindahan panas konduksi melewati dinding 2	=	Laju perpindahan panas konveksi dari dalam dinding
--	---	--	---	--	---	--

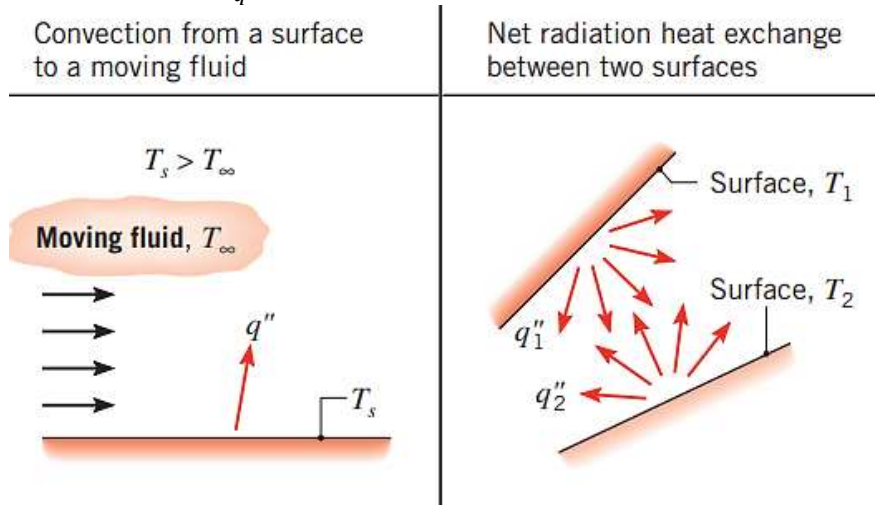
Mengambil persamaan **Hukum Newton** untuk pendinginan, hubungan antara perpindahan panas (q'') dan beda temperatur antara permukaan dan sekitarnya dinyatakan sebagai berikut:

$$q_{convection} = A h (T_s - T_{\infty}) \qquad (11)$$

dengan h adalah koefisien konveksi, yang bergantung pada sifat fluida dan geometri permukaan (satuan $\text{Watt}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
 A adalah luas permukaan yang terlibat dalam perpindahan panas (satuan: m^2)
 T_s dan T_{∞} adalah suhu benda pertama dan kedua secara berturut-turut (satuan: Kelvin)

Dan resistansi termal untuk konveksi dinyatakan sebagai:

$$R_{convection} = \frac{T_s - T_{\infty}}{q} = 1/A h \qquad (12)$$



Gambar 1.4. Laju perpindahan panas secara konveksi dari suatu permukaan material ke lingkungan sekitarnya
 (Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

1.2.4 Persamaan difusi panas dengan metode *differential control volume*

Difusi energi merupakan proses perpindahan energi dari tempat yang tinggi ke tempat yang rendah melalui perpindahan partikel. Ketika terjadi difusi energi, energi termal yang tinggi akan bergerak dari area yang memiliki suhu yang tinggi menuju area yang memiliki suhu yang lebih rendah. Karena suhu benda bergantung pada energi kinetik partikel-partikel di dalamnya, maka proses difusi energi dapat memengaruhi distribusi suhu dalam suatu sistem. Sebagai contoh, ketika dua benda yang memiliki suhu yang berbeda diletakkan bersebelahan, maka akan terjadi difusi energi dari benda yang memiliki suhu yang tinggi ke benda yang memiliki suhu yang lebih rendah. Akibatnya, suhu benda yang memiliki suhu awal yang rendah akan meningkat dan suhu benda yang memiliki suhu awal yang tinggi akan menurun, hingga terjadi keseimbangan suhu antara kedua benda. Oleh karena itu, difusi energi dapat berpengaruh pada distribusi suhu dalam suatu sistem. Proses difusi energi dapat membantu menyeimbangkan suhu antar benda yang berbeda, sehingga suhu dalam sistem dapat merata.

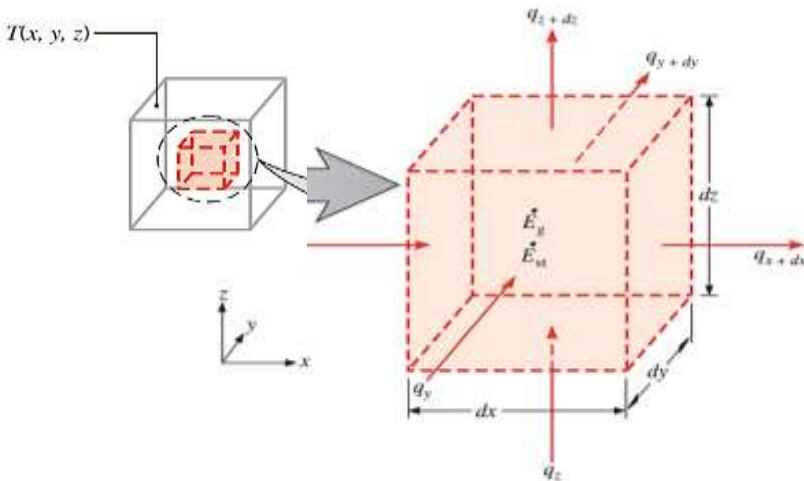
Menentukan distribusi panas/temperatur dari suatu medium adalah tujuan utama dari studi perpindahan panas, terutama dalam hal ini perpindahan panas melalui konduksi. Distribusi suhu menunjukkan hubungan antara suhu dan titik lokasi dimana suhu tersebut terbaca. **Hukum Fourier** juga dapat diterapkan dalam perhitungan laju perpindahan panas/fluks panas konduksi di lokasi mana pun di dalam maupun di permukaan medium.

Sekarang kita akan membahas cara bagaimana distribusi temperatur dapat ditentukan. Dalam hal ini, didefinisikan volume kontrol diferensial untuk mengidentifikasi proses transfer energi yang relevan, dan memperkenalkan persamaan laju yang sesuai. Hasilnya adalah persamaan diferensial yang solusinya, untuk

kondisi batas yang ditentukan, memberikan distribusi temperatur dalam medium.

1.2.5 Metode *differential control volume* dalam koordinat kartesian

Tinjau sebuah medium homogen dengan distribusi suhu $T(x, y, z)$ dinyatakan dalam koordinat Cartesian. Mengikuti metodologi penerapan kekekalan energi, pertama-tama kita definisikan volume kontrol (diferensial) yang sangat kecil, $dx dy dz$, seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut:



Gambar 1.5. Metode *differential control volume* dalam koordinat kartesian (x, y, z)

(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Total energi yang berpindah dalam medium pada **Gambar 1.5** dinyatakan dengan :

$$\dot{E}_{in} \text{ (masuk)} + \dot{E}_{generation} - \dot{E}_{out} \text{ (keluar)} = \dot{E}_{storage} \quad (13)$$

Pada **Persamaan 13** dikenalkan istilah $\dot{E}_{storage}$ sebagai energi yang disimpan pada material sebagai kemampuan material tersebut dalam untuk menyerap atau melepaskan energi panas → **kapasitas kalor volumetrik/volumetric heat capacity** (ρc_p), satuan : Joule/($m^3 \cdot K$). Sedangkan, $\dot{E}_{generation}$ merupakan sumber energi yang terbentuk pada saat proses perpindahan panas terjadi. **Persamaan 13** lebih lanjut dapat ditulis dalam bentuk penerapan *differential control volume* sebagai berikut :

$$[q_x + q_y + q_z] + [\dot{q} d_x d_y d_z] - [q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz}] = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} d_x d_y d_z \quad (14)$$

Dengan $q, \dot{q}$ adalah laju perpindahan panas (masing-masing dijabarkan pada sumbu x, y, z dan elemen $d_x d_y d_z$. Selain itu diterapkan penurunan dengan **Deret Taylor** untuk menemukan solusi laju perpindahan panas pada sumbu $x + d_x, y + d_y, z + d_z$ sebagai berikut :

$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx$	$q_x = -k d_y d_z \frac{\partial T}{\partial x}$
$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy$	$q_y = -k d_x d_z \frac{\partial T}{\partial y}$
$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz$	$q_z = -k d_x d_y \frac{\partial T}{\partial z}$

$$[q_x + q_y + q_z] + [\dot{q} d_x d_y d_z] - [q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz}] = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} d_x d_y d_z$$

$$-\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} dx\right) - \left(\frac{\partial q_y}{\partial y} dy\right) - \left(\frac{\partial q_z}{\partial z} dz\right) + [\dot{q} d_x d_y d_z] = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} d_x d_y d_z \quad (15)$$

Persamaan 15 kemudian dibagi sesuai dengan elemen *differential control volumenya* ($d_x d_y d_z$), didapatkan persamaan umum untuk difusi panas sebagai berikut :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (16)$$

➔ Jika konduktivitas termal konstan, **Persamaan 16** dapat ditulis menjadi :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (17)$$

Dimana $\alpha = k / \rho c_p$ = difusi termal

➔ Jika $\dot{E}_{storage}=0$ atau tidak ada energi yang disimpan dalam materi (keadaan tunak/*steady/steady state*), **Persamaan 16** menjadi :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = 0 \quad (18)$$

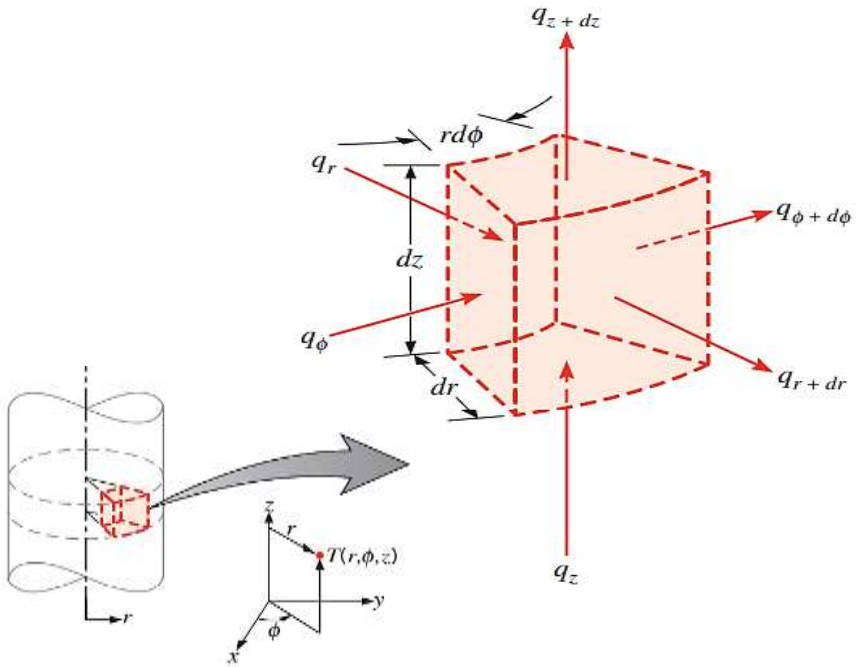
➔ Jika ditinjau sistem tersebut hanya dalam 1-dimensi (misal pada arah sumbu x) dan tidak ada energi yang digenerasikan ($\dot{E}_{generation} = 0$)/*no heat generation*, **Persamaan 18** menjadi :

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \text{ atau } \frac{dq}{dx} = 0 \quad (19)$$

Persamaan 19 menyatakan bahwa laju perpindahan panas adalah konstan di sepanjang sumbu x .

Selain ditinjau dalam koordinat kartesian, laju perpindahan panas dan distribusi suhu sebuah medium homogen dapat dinyatakan dalam koordinat silinder maupun bola.

1.2.6 Metode differential control volume dalam koordinat silinder

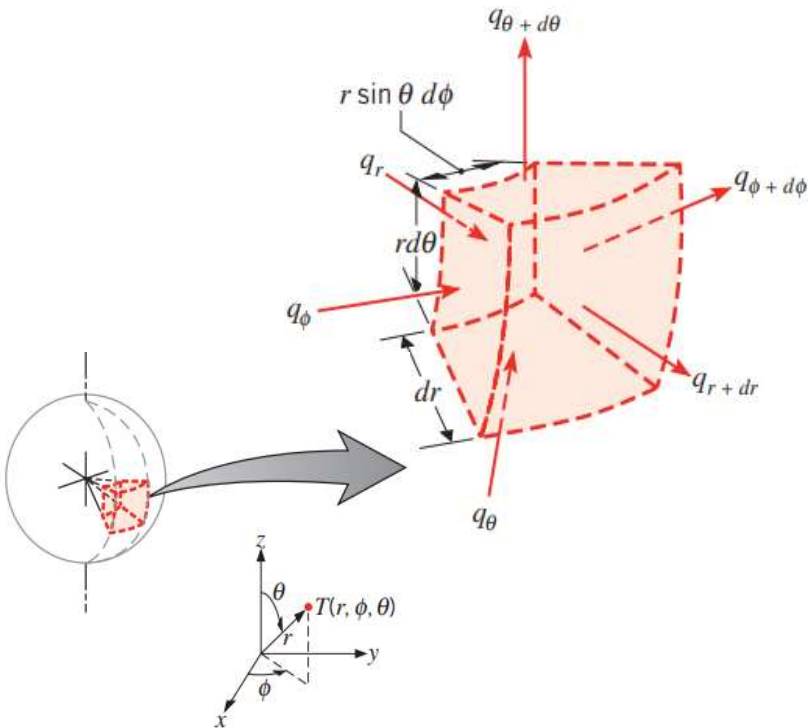


Gambar 1.6. Metode *differential control volume* dalam koordinat silinder (r, ϕ, z)

(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Dengan langkah yang sama saat penentuan persamaan umum (**Persamaan 16**) untuk difusi panas pada koordinat kartesian (metode *differential control volume* dan konsep keseimbangan energi), didapatkan persamaan umum untuk difusi panas dalam koordinat silinder sebagai berikut :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (20)$$



Gambar 1.7 .Metode *differential control volume* dalam koordinat bola (r, φ, θ)

(Sumber : Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

1.2.7 Metode *differential control volume* dalam koordinat bola

Dengan langkah yang sama saat penentuan persamaan umum (**Persamaan 16**) untuk difusi panas pada koordinat kartesian (metode *differential control volume* dan konsep keseimbangan energi), didapatkan persamaan umum untuk difusi panas dalam koordinat bola sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(k r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) \\
& + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}
\end{aligned}
\tag{21}$$

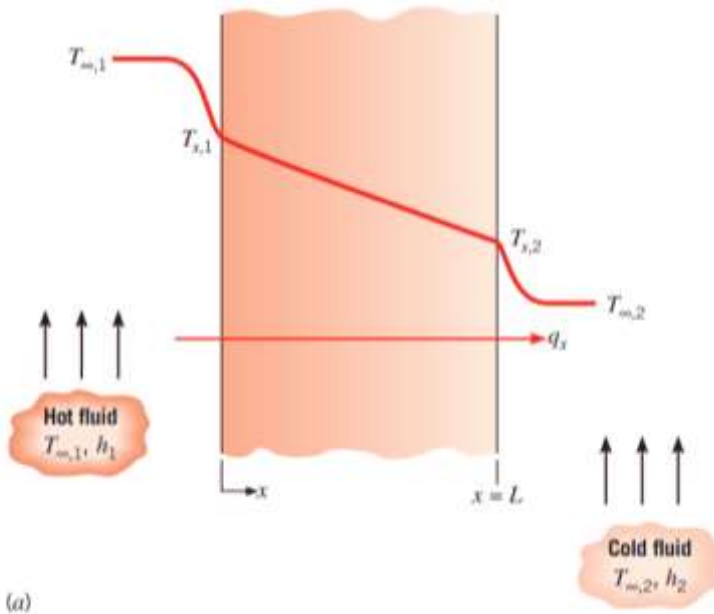
1.3 Perpindahan panas secara konduksi pada keadaan steady 1-dimensi untuk berbagai geometri

Persamaan dasar untuk menganalisis panas melalui konduksi adalah **Hukum Fourier** yang mana didasarkan pada pengamatan eksperimen. Dalam sub-bab ini akan dibahas turunan persamaan difusi panas pada keadaan *steady* 1-dimensi untuk mencari persamaan distribusi suhu suatu material sesuai dengan geometri ruangnya.

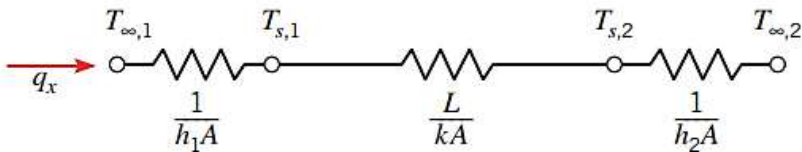
1.3.1 Sistem dinding planar sederhana

Sebelumnya telah dibahas kasus untuk dinding planar sederhana 1-dimensi. Persamaan **Hukum Fourier** untuk perpindahan panas dalam arah x diberikan pada **Persamaan 5**.

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \text{ atau } q_x = -A k \frac{T_2 - T_1}{L} = A k \frac{(T_1 - T_2)}{L} = A k \frac{\Delta T}{L}$$



Gambar 1.8. Laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar sederhana
(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)



Gambar 1.9. Analogi laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar sederhana dengan sistem resistansi termal
(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Metode *differential control volume* memberikan laju perpindahan panas/heat flux :

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}$$

Persamaan laju perpindahan panas dapat ditulis menjadi :

$$q_x = -k A_{(x)} \frac{dT}{dx}$$

Pindahkan fungsi dx di ruas kiri dan fungsi dT di ruas kanan, kemudian diintegrasikan :

$$q_x \frac{dx}{A_{(x)}} = -k dT$$

$$q_x \int_{x_1}^x \frac{dx}{A_{(x)}} = -k \int_{T_1}^{T_2} dT$$

Didapatkan fungsi untuk laju perpindahan panas/*heat flux* q_x :

$$q_x = \frac{A k (T_2 - T_1)}{-L} \quad (22)$$

Persamaan difusi panas/distribusi suhu $T(x)$ pada sistem dinyatakan sebagai berikut :

$$T(x) = T_1 + \frac{q_x}{A k} (x_1 - x) \quad (23)$$

Asumsi dalam kasus sistem dinding planar sederhana ini:

1. Keadaan steady state 1-dimensi
2. Tidak ada energi yang digenerasikan (*no heat generation*)
3. Besaran k bernilai konstan di sepanjang sumbu- x (homogen)

Persamaan 22 dimasukkan ke dalam **Persamaan 23** menghasilkan :

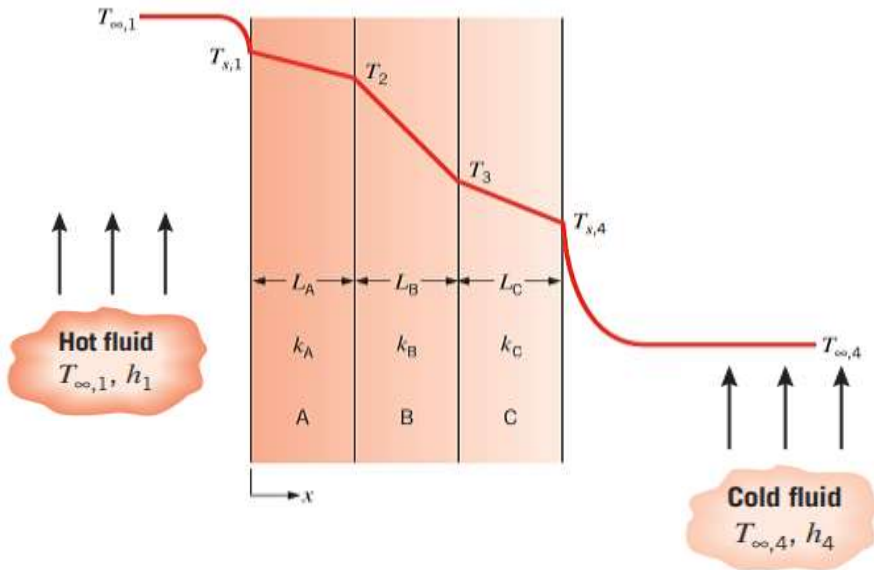
$$T(x) = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{-L} (x_1 - x) \quad (24)$$

Selain $T(x)$ dan q_x , ingat kembali sebelumnya sudah sedikit dibahas untuk besaran $R_{T,conduction}$ yang merupakan resistansi termal (*thermal resistance*) R yang diberikan oleh dinding planar kepada aliran panas konduksi. Persamaan untuk resistansi termal konduksi untuk sistem dinding planar sederhana 1-dimensi dapat dilihat pada **Persamaan 8**.

$$R_{T,conduction} = \frac{T_1 - T_2}{q_x} = L / A k$$

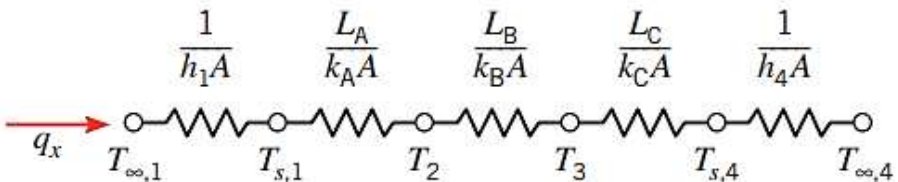
1.3.2 Sistem dinding planar komposit

Tinjau suatu sistem komposit terdiri dari gabungan 3 dinding planar seperti terlihat pada **Gambar 1.10**.



Gambar 1.10. Laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar komposit

(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)



Gambar 1.11. Analogi laju perpindahan panas q_x pada sistem dinding planar komposit dengan sistem resistansi termal

(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Berbeda dengan kasus dinding planar sederhana, perhitungan besar perpindahan panas total dalam suatu material juga turut melibatkan komponen **resistansi termal konveksi** selain juga **resistansi termal konduksinya**. Pembahasan tentang resistansi termal sebelumnya sudah sedikit dibahas pada **bab 1.2.3**.

Secara umum, resistansi termal untuk konduksi dinyatakan sebagai:

$$R_{conduction} = \frac{T_1 - T_2}{q_x} = L / A k$$

Secara umum, resistansi termal untuk konveksi dinyatakan sebagai:

$$R_{convection} = \frac{T_1 - T_2}{q_x} = 1 / A h$$

Kontribusi perubahan suhu untuk sistem komposit pada **Gambar 1.11** hanya ditinjau dari suhu saat titik mula $T_{\infty,1}$ dan titik akhir $T_{\infty,4}$. Besarnya laju perpindahan panas dinyatakan dengan:

$$q_x = \frac{(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})}{\sum R_t} \quad (25)$$

dimana $\sum R_t$ adalah resistansi termal total (konduksi+konveksi) yang bekerja pada sistem komposit. **Persamaan 25** dapat lebih lanjut dituliskan :

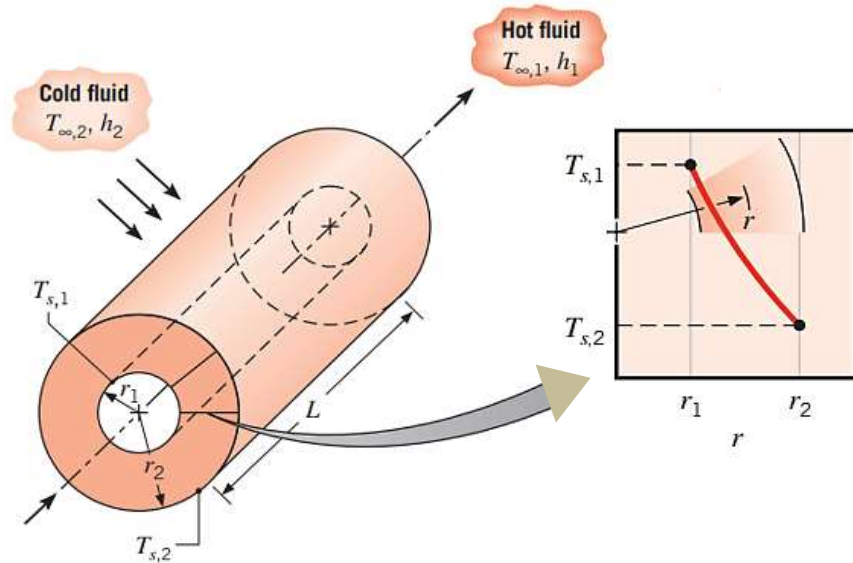
$$q_x = \frac{(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})}{\left[\left(\frac{1}{h_1 A} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B A} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C A} \right) + \left(\frac{1}{h_4 A} \right) \right]} = U A \Delta T \quad (26)$$

dengan U adalah koefisien transfer panas total pada sistem (*overall heat transfer coefficient*) dan ΔT adalah perbedaan temperatur total pada sistem (*overall temperature difference*). Total resistivitas termal pada sistem :

$$R_{total} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U A} \quad (27)$$

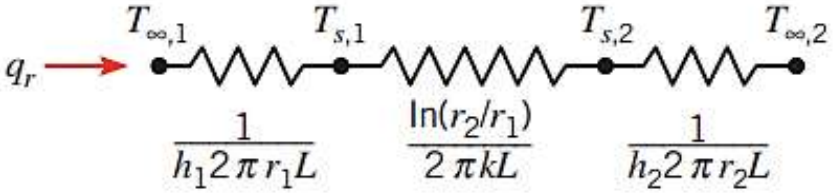
1.3.3 Sistem dinding silinder radial/silinder berongga sederhana

Aliran panas radial dengan cara konduksi melalui silinder berongga berpenampang lingkaran merupakan sistem yang banyak dipakai di industri. Sebagai contoh adalah aplikasi transfer panas melalui pipa. Tinjau ilustrasi sistem berikut :



Gambar 1.12. Laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga sederhana

(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)



Gambar 1.13. Analogi laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga sederhana dengan sistem resistansi termal (Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Asumsi yang dipakai dalam perhitungan perpindahan panas : silinder homogen dan cukup panjang sehingga pengaruh pada ujung-ujungnya dapat diabaikan, serta suhu pada permukaan (bagian dalam) konstan pada $T_{s,1}$ sedangkan suhu luarnya dipertahankan seragam pada $T_{s,2}$, maka persamaan 1-dimensi untuk laju perpindahan panas konduksi pada sistem silinder berongga dalam **arah radial** dinyatakan sebagai berikut :

$$q_r = -k A \frac{dT}{dr} = -k(2\pi r L) \frac{dT}{dr}$$

Pindahkan fungsi dr di ruas kiri dan fungsi dT di ruas kanan, kemudian diintegrasikan :

$$\begin{aligned} q_r \frac{dr}{(2\pi r L)} &= -k dT \\ q_r \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{(2\pi r L)} &= -k \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} dT \\ q_r &= \frac{2\pi L k (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \end{aligned} \quad (28)$$

Untuk persamaan difusi panas/distribusi suhu $T(x)$ konduksi pada sistem silinder berongga :

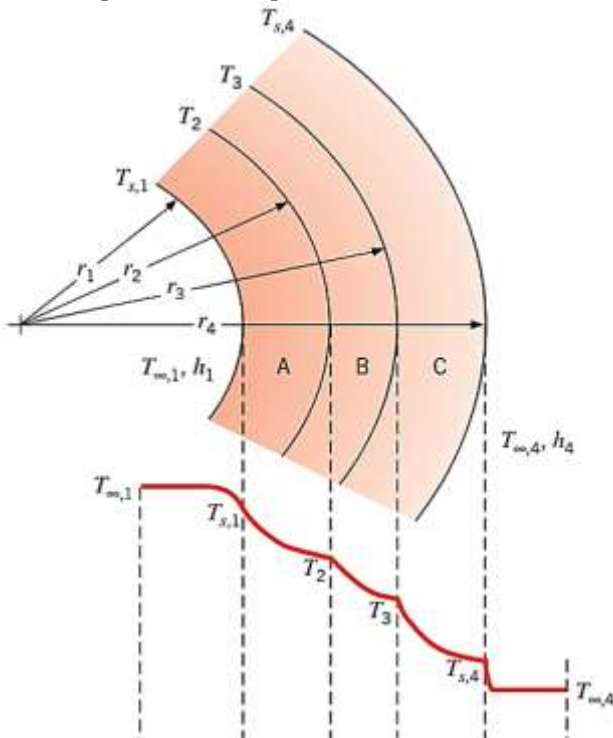
$$T(r) = \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad (29)$$

Persamaan untuk resistansi termal konduksi untuk sistem sederhana silinder berongga 1-dimensi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$R_{T,conduction} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (30)$$

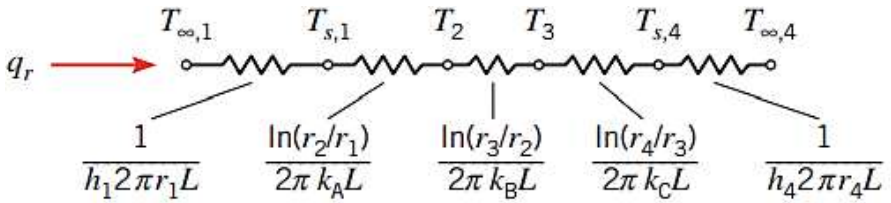
1.3.4 Sistem dinding silinder radial/silinder berongga komposit

Tinjau suatu sistem komposit terdiri dari gabungan 3 dinding planar seperti terlihat pada **Gambar 1.14**.



Gambar 1.14. Laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga komposit

(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)



Gambar 1.15. Analogi laju perpindahan panas q_r pada sistem silinder berongga komposit dengan sistem resistansi termal (Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Ingat kembali bahwa untuk perhitungan perpindahan panas total dalam suatu material melibatkan komponen **resistansi termal konveksi** selain juga **resistansi termal konduksinya**. Kontribusi perubahan suhu untuk sistem komposit pada **Gambar 1.15** hanya ditinjau dari suhu saat titik mula $T_{\infty,1}$ dan titik akhir $T_{\infty,4}$. Besarnya laju perpindahan panas pada sistem silinder berongga komposit dinyatakan dengan:

$$q_r = \frac{(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})}{\sum R_t} \quad (31)$$

dimana $\sum R_t$ adalah resistansi termal total (konduksi+konveksi) yang bekerja pada sistem komposit. **Persamaan 31** dapat lebih lanjut dituliskan :

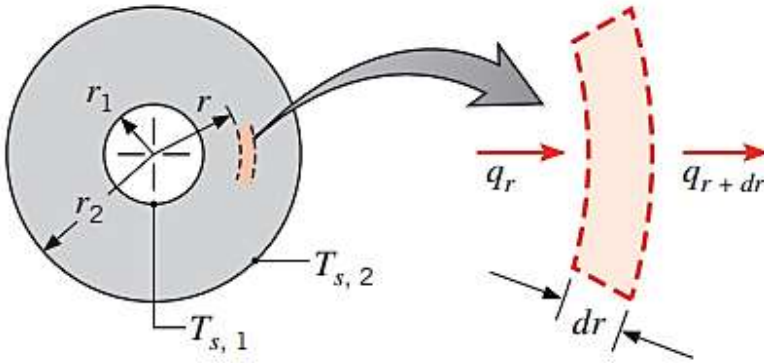
$$q_r = \frac{(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})}{\left[\left(\frac{1}{2\pi r_1 h_1 L} \right) + \left(\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} \right) + \left(\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} \right) + \left(\frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} \right) + \left(\frac{1}{2\pi r_4 h_4 L} \right) \right]} \quad (26)$$

dengan U adalah koefisien transfer panas total pada sistem (*overall heat transfer coefficient*) dan ΔT adalah perbedaan temperatur total pada sistem (*overall temperature difference*). Total resistivitas termal pada sistem :

$$R_{total} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U A}$$

1.3.3 Sistem dinding kulit bola/bola berongga

Tinjau ilustrasi sistem berikut :



Gambar 1.16. Laju perpindahan panas q_r pada sistem bola berongga sederhana
(Sumber: Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine., 2011)

Persamaan 1-dimensi untuk laju perpindahan panas konduksi pada sistem bola berongga dalam **arah radial** dinyatakan sebagai berikut :

$$q_r = -k A \frac{dT}{dr} = -k(4\pi r^2) \frac{dT}{dr}$$

Pindahkan fungsi dr di ruas kiri dan fungsi dT di ruas kanan, kemudian diintegrasikan :

$$q_r \frac{dr}{(4\pi r^2)} = -k dT$$

$$q_r \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{(4\pi r^2)} = -k \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} dT$$

$$q_r = \frac{4\pi k(T_{s,1} - T_{s,2})}{(1/r_1) - (1/r_2)} \quad (28)$$

Untuk persamaan difusi panas/distribusi suhu $T(x)$ konduksi pada sistem bola berongga :

$$T(r) = T_{s,1} - \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r_2}\right)} \left[\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r}\right) \right] \quad (29)$$

Persamaan untuk resistansi termal konduksi untuk sistem sederhana bola berongga 1-dimensi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$R_{T,conduction} = \frac{\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r_2}\right)}{4\pi k} \quad (30)$$

DAFTAR PUSTAKA

- Bahrami. 2013. *Steady Heat Conduction*. Simon Fraser University: School of Mechatronic Systems Engineering, Faculty of Applied Science.
- Haryadi & Mahmudi. 2012. *Perpindahan Panas*. Politeknik Negeri Bandung: Jurusan Teknik Mesin.
- Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine. 2011. *Fundamental of Heat and Mass Transfer (Sixth Edition)*. John Wiley & Sons, Inc (pp. 1–1070).
- Mursadin & Subagyo. 2016. *Perpindahan Panas I*. Universitas Lambung Mangkurat: Jurusan Teknik Mesin.

BAB 2

PERPINDAHAN PANAS SECARA KONVEKSI GAYA DALAM

Oleh Istianto Budhi Rahardja

2.1 Pendahuluan

Perpindahan panas secara konveksi adalah proses perpindahan antara permukaan benda padat yang memiliki temperatur panas dengan merambat/berpindah pada fluida yang bergerak secara relatif di atas permukaan benda padat tersebut. Apabila terjadi temperatur panas pada benda padat, maka akan terjadi proses transformasi perpindahan energi panas dipermukaan padat dan selanjutnya dibawa oleh fluida mengalir (Rahardja, Rikman, Ramadhan, 2019).

2.2 Perpindahan Panas Konveksi

Dalam perpindahan panas secara konveksi dikenal dengan perpindahan panas konveksi paksa (*force convection*), yaitu: dalam proses perpindahan panasnya dibantu oleh gaya luar yang mempengaruhinya, dimana gaya ini akan mempercepat perpindahan panas. Perpindahan panas ini dipengaruhi oleh perpindahan (*velocity*) fluida yang bergerak dari satu titik ke titik yang lain. Beberapa alat/unit yang dipergunakan untuk mempercepat perpindahan fluida adalah: kipas (*fan*), *blower*, kompresor (*compressor*), pompa (*pump*), dan lain-lain. Sedangkan perpindahan panas konveksi secara alamiah (*natural convection*) adalah perpindahan panas pada fluida secara alamiah, perlahan, serta tanpa bantuan alat/unit dalam proses perpindahan panasnya (Adrian Bejan, 2003).

Perpindahan panas secara konveksi dapat dinyatakan dengan persamaan sederhana, yaitu:

$$Q = h \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

Dimana :

- Q : Perpindahan panas konveksi (W)
- h : Konduktifitas termal zat cair/fluida (W/m²K)
- A : Luas Penampang (m²)
- T₁ : Temperatur Panas (° C)
- T₂ : Temperatur Dingin (° C)

Perpindahan panas secara konveksi dicirikan dengan adanya bilangan Nusselt. Bilangan Nusselt akan menampilkan konduktifitas termal pada zat cair (fluida) untuk memperoleh perpindahan panas konveksi yang terjadi. Konduktifitas termal pada zat cair/fluida tidak memiliki tabel, sehingga untuk memperolehnya perlu dilakukan secara analitis. Bilangan Nusselt dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \cdot x}{K}$$

Dimana :

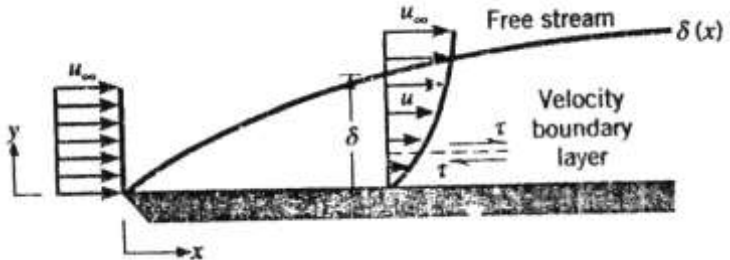
- Nu : Bilangan Nusselt (tanpa dimensi)
- h : Konduktifitas Termal zat cair/fluida (W/m²K)
- x : Panjang (m)
- K : Konduktifitas Termal Benda Padat (W/m K)

2.3 Boundary Layer

Pada perpindahan panas konveksi akan terjadi perubahan panas, dimana daerah perpindahan panas disebut dengan lapisan batas (*Boundary layer*). *Boundary layer* pada perpindahan panas konveksi terdapat beberapa bagian, yaitu :

1. *Boundary Layer Momentum*, dimana lapisan batas perpindahan panas karena adanya kecepatan aliran (velocity flow) yang terjadi pada sistem dan mempengaruhi

kondisi dari fluida yang terjadi. Gambar *boundary layer momentum* dapat dilihat pada gambar 2.1.

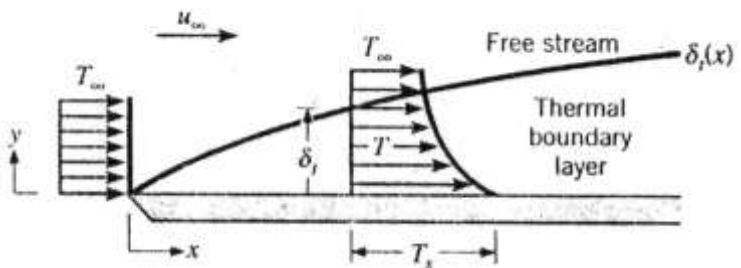


Gambar 2.1. Boundary Layer Momentum

(Sumber : Incopera, DeWitt, Bergman, Lavine,

Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Sixth Edition)

2. *Boundary Layer Thermal*, dimana lapisan batas perpindahan panas disebabkan oleh adanya panas (thermal) yang terjadi pada bahan penghantar, sehingga memberikan perubahan termal. Dengan naiknya temperatur, maka akan memberikan perubahan lapisan batas termasl pada fluida yang mengalir pada benda tersebut. Gambar *boundary layer thermal* dapat dilihat pada gambar 2.2.

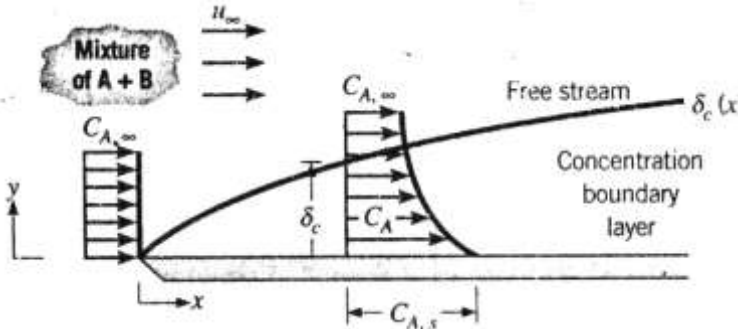


Gambar 2.2. Boundary Layer Thermal

(Sumber : Incopera, DeWitt, Bergman, Lavine,

Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Sixth Edition)

3. *Boundary Layer Concentration*, dimana perubahan perpindahan panas terjadi disebabkan karena konsentrasi fluida yang semakin meningkat/naik. Konsentrasi ini akan berpengaruh dan berhubungan dengan laju kecepatan alir yang terjadi pada fluida. Semakin besar konsentrasi fluida yang terjadi, maka akan semakin besar nilai kecepatan aliran yang terjadi, dan semakin kecil nilai konsentrasi yang terjadi, maka akan semakin kecil nilai kecepatan yang dilaminya. Untuk menunjukkan perubahan lapisan batas konsentasi dapat dilihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3. *Boundary Layer Concentration*

(Sumber : Incopera, DeWitt, Bergman, Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Sixth Edition)

Berdasarkan analogi dari ketiga boundary layer yang terjadi untuk fluida/zat cair, tidak selalu identik, namun dalam permasalahan yang terjadi, dapat digunakan penggabungan antara *Boundary layer*. Lapisan batas yang sering terjadi adalah lapisan batas momentum dan lapisan batas termal. Karena kedua lapisan batas ini akan saling berpengaruh dalam fluida maupun zat cair. Pada kondisi zat cair/fluida akan semakin meningkat kecepatan yang terjadi, ini dipengaruhi pula oleh temperatur/termal yang dimilikinya. Dalam hal ini boundary layer dipergunakan oleh

Bilangan Reynold dalam proses penyelesaiannya (Incopera, DeWitt, Bergman, Lavine, 2007) .

2.4 Bilangan Reynold

Bilangan Reynold (*Reynold Number*) merupakan bilangan yang menyatakan perubahan/fase aliran kecepatan pada benda yang di tempatnya. Dalam hal ini Bilangan Reynold mengidentifikasikan menjadi 3 fase aliran, yaitu :

1. Aliran Laminar, dimana aliran ini berbentuk/bergerak lurus searah dengan sumbunya dan searah dengan bidang datar yang dilaluinya.
2. Aliran Transisi, yaitu : aliran sedikit bergelombang dan masih mengikuti bidang datar yang dilaluinya.
3. Aliran Turbulen, yaitu: aliran bergelombang/bergejolak besar, dapat berbalik arah sumbu, maupun berputar dari bidang datar yang dilaluinya.

Bilangan Reynold dalam persamaannya dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Re_{(crit)} &= \frac{V \cdot X}{\nu} \\ &= \frac{\rho \cdot V \cdot X}{\mu} \end{aligned}$$

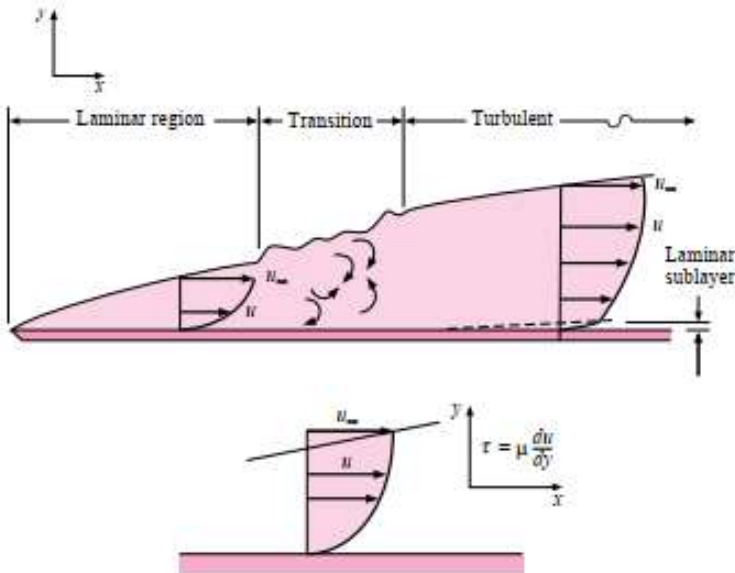
Dimana :

Re	: Bilangan Reynold (Tanpa Dimensi)
ν	: Viskositas Kinematik (m^2/s)
X	: Panjang (m)
ρ	: Densitas Benda (kg/m^3)
V	: Kecepatan Aliran (m/s)
μ	: Viskositas Dinamik ($kg/m.s$)

Bilangan Reynold menyatakan kecepatan aliran terjadi pada 2 (dua) bentuk benda yang dialiri, yaitu : aliran pada plat

datar dan aliran pada pipa/benda bulat. Pada aliran plat datar Bilangan Reynold menyatakan :

1. Aliran Laminar sebesar : $Re < 1 \times 10^5$
2. Aliran Transisi sebesar : $1 \times 10^5 < Re < 2-5 \times 10^5$
3. Aliran Turbulen sebesar : $Re > 2-5 \times 10^5$



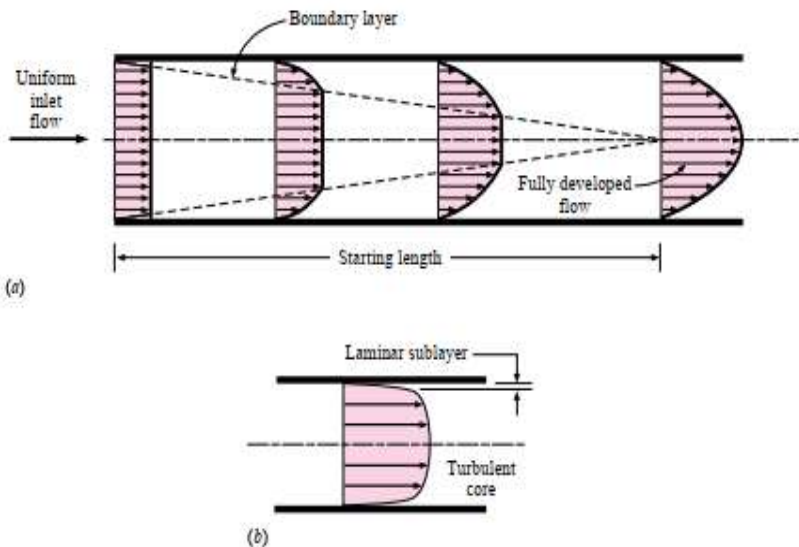
Gambar 2.4. Perubahan Aliran Laminar, Transisi, Turbulen Pada Plat Datar

Sumber : J.P. Holman, Heat Transfer, Tenth Edition, Mc Graw-Hill

Bilangan Reynold menyatakan aliran pada pipa/benda bulat adalah sebagai berikut :

1. Aliran Laminar sebesar : $Re < 2300$
2. Aliran Transisi sebesar : $2300 < Re < 4000$
3. Aliran Turbulen sebesar : $Re > 4000$

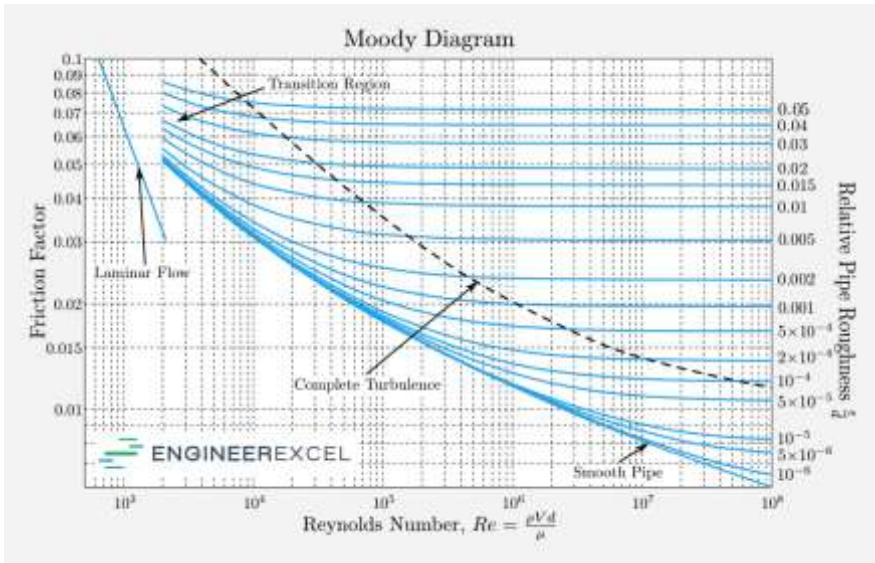
Perubahan aliran dari Laminar menuju Turbulen dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5. Perubahan Fasa Aliran, (a) Aliran Laminar, (b) Aliran Turbulen

Sumber : J.P. Holman, Heat Transfer, Tenth Edition, Mc Graw-Hill

Diagram moody menyatakan Bilangan Reynold yang terjadi pada aliran dan dapat ditunjukkan pada gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6. Diagram Moody, Reynold Number

(<https://engineerexcel.com/moody-vs-darcy-friction-factor/>)

Viskositas dalam kecepatan aliran memberikan pengaruh pada Bilangan Reynold, dimana viskositas adalah sifat fluida yang akan menimbulkan gesekan internal ataupun tahanan internal terhadap gerak relatif partikel fluida di dalam fluida yang mengalir dan kemampuan fluida untuk menahan gaya geser yang terjadi. Viskositas dibagi menjadi 2 (dua), yaitu : viskositas kinematik dan viskositas dinamik (J.P. Holman, 2009). Persamaan yang dapat dituliskan untuk menyatakan viskositas dinamik, adalah sebagai berikut :

$$\mu = \rho \cdot \nu$$

Dimana :

- μ : Viskositas Absolut/Dinamik (kg/m.s)
- ρ : Densitas (kg/m³)
- ν : Viskositas Kinematik (m²/s)

2.5 Bilangan Prandtl

Bilangan Prandtl (*Prandtl Number*) merupakan bilangan tidak berdimensi yang menyatakan sifat fluida. Dalam hal ini Bilangan Prandtl memberikan pernyataan bahwa kekentalan fluida akan berpengaruh terhadap panas yang diterimanya. Dalam hal ini panas jenis (C_p) menjadi penyebab perubahan terhadap sifat fluida. Persamaan untuk mendapatkan Bilangan Prandtl yaitu:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K}$$

Dimana :

- Pr : Bilangan Prandtl (Tanpa Dimensi)
- μ : Viskositas Absolut/Dinamik (kg/m.s)
- C_p : Koefisien Panas Tekanan Konstan (kJ/kg.K)
- K : Konduktivitas Termal (W/m.K)

Problem utama dalam perpindahan panas secara konveksi adalah menentukan nilai konduktifitas termal dari zat cair/fluida (h), dimana sangat terbatas untuk memperolehnya pada bentuk geometri yang sederhana. Dalam bidang *engineering practice* (dalam sistem nyata) nilai h dievaluasi hubungan empiris yang ditentukan dengan kombinasi analisis beserta pengujian. Sehingga dapat diperoleh dengan hasil yang sama dari hasil teoritis bersama pengujian yang dilakukan (Jan F. Kreider, Peter S. Curtiss, Ari Rabl, 2010).

Pada teoritis yang diberikan oleh Buckingham menyatakan beberapa pendekatan dalam memperoleh nilai h , yaitu:

1. Bilangan Nusselt (Nu) = $\frac{h \cdot X}{K}$
2. Bilangan Reynold (Re) = $\frac{\rho \cdot V \cdot X}{\mu}$
3. Bilangan Prandtl (Pr) = $\frac{\mu \cdot C_p}{K}$

Untuk memperoleh Bilangan Nusselt adalah
 mempergunakan persamaan :

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

Dimana :

- Nu : Bilangan Nusselt (Tanpa Dimensi)
 Re : Bilangan Reynold (Tanpa Dimensi)
 Pr : Bilangan Prandtl (Tanpa Dimensi)
 C : Nilai Konstanta
 m : Nilai Konstanta
 n : Nilai Konstanta pemanas & pendinginan
 (0.4 untuk fluida panas dan 0.3 untuk fluida dingin)

Tabel 2.1. Konstanta C dan n dalam Perhitungan Bilangan Reynold

Re_{df}	C	n
0.4 – 4	0.989	0.330
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4000	0.683	0.466
4000 – 40,000	0.193	0.618
40,000 – 400,000	0.026	0.805

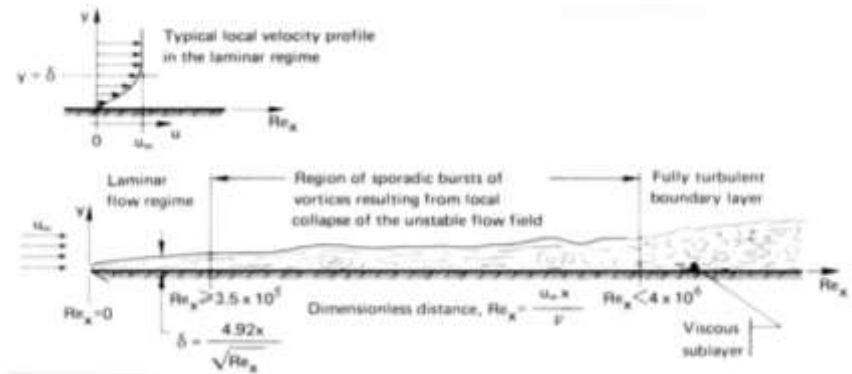
Sumber : J.P. Holman, Heat Transfer, Tenth Edition, Mc Graw-Hill

2.6 Lapisan Batas Aliran Fluida

Lapisan batas (*boundary layer*) merupakan batas pemisah antara benda padat yang dijadikan sebagai tempat bergerak dengan aliran cair/fluida yang bergerak pada suatu sistem. Pergerakan ini terjadi pada plat datar dan pada benda silinder (tube).

2.6.1 Lapisan Batas Plat Datar

Plat datar yang merupakan tempat bergerak/mengalirnya zat cair/fluida akan mengalami perubahan, dimana perubahan aliran dapat berupa aliran laminar, transisi, dan turbulen. Gambar perubahan fasa aliran dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. *Boundary Layer* Plat Datar Panjang

Sumber : John H. Lienhard IV/ John H. Lienhard V, Heat Transfer TextBook, Third Edition, 2003.

Boundary layer pada plat datar akan memberikan aliran, yaitu :

1. Lapisan sangat tipis yang berdekatan dengan permukaan benda padat, dimana terjadi pengaruh gaya viscous yang sangat besar dan diikuti pula dengan gradien kecepatan yang meningkat.
2. Daerah di luar lapisan ini yang disebut dengan aliran potensial (aliran bebas), dimana viskositas tidak berpengaruh pada aliran(John H. Lienhard IV/ John H. Lienhard V, 2003).

Pada plat datar mengalami beberapa fenomena, yaitu :

1. Aliran laminar, dari persamaan integral dapat diturunkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\tau_{wx} &= \frac{3}{9.28} \frac{\mu v}{x} Re_x^{1/2} \\ C_{fx} &= \frac{1}{\frac{1}{2} \rho v^2} \frac{\mu v}{x} \\ &= \frac{0.647}{Re_x^{1/2}}\end{aligned}$$

Dimana :

τ_{wx} = laminar *shear stress* di dinding (*wall*)

c_{fx} = koefisien friksi

Untuk menentukan nilai Bilangan Nusselt pada plat datar Aliran Laminar, yaitu :

Nu lokal, $Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$

Nu rata-rata, $\bar{Nu}_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$

2. Aliran turbulen, berlaku analogi Bilangan Reynold, dimana hubungan heat transfer dan momentum transfer saling berkaitan erat. Perlu dilakukan perhitungan besar koefisien friksi (C_{fx}) yang terjadi pada fenomena tersebut. Untuk memperoleh nilai koefisien friksi dapat ditentukan dengan persamaan berikut ini :

$$c_{fx} = 0.0576 (v_{\infty} x) / \nu^{-1/5}$$

Dimana :

C_{fx} : Koefisien Friksi

V : Kecepatan Aliran (m/s)

X : Jarak (m)

ν : Viskositas Kinematik (m²/s)

Dalam hubungan lain antara Bilangan Nusselt, Bilangan Prandtl, dan Bilangan Reynold dikenal dengan Bilangan Stanton. Bilangan Stanton (St) didefinisikan sebagai hasil pembandingan antara Bilangan Nusselt dengan Bilangan Prandtl dan Bilangan Reynold. Untuk persamaan Bilangan Stanton dapat diperoleh, yaitu :

$$St = Nu / (Re.Pr)$$

Hubungan lain antara Bilangan Stanton dengan Bilangan Prandtl akan memberikan nilai Faktor Colburn = j_H

Persamaan untuk memperoleh Faktor Colburn, yaitu :

$$j_H = \frac{c_{fx}}{2} \\ = St_x \cdot Pr_x^{2/3}$$

Pada kasus I : apabila BL turbulen sudah terbentuk di *leading edge* berarti bila $L \gg x_c$:

$$Nu_x = 0.0288 Pr^{1/3} (v_\infty x / \nu)^{0.8} \quad Nu_L = 0.036 Pr^{1/3} Re_L^{0.8}$$

Pada kasus II: bila BL laminar di *leading edge* diperhitungkan

$$Nu_L = 0.036 Pr^{1/3} (Re_L^{0.8} - 2300)$$

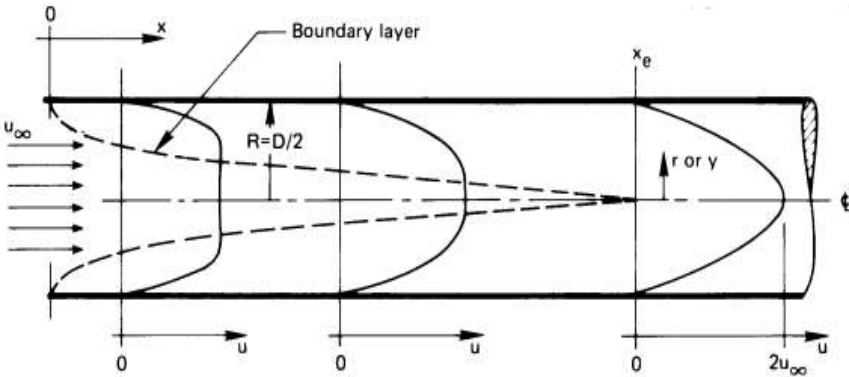
$$h_c = \frac{Nu_L \cdot K}{L}$$

Untuk memperoleh persamaan perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$q = h \cdot A (T_1 - T_2)$$

2.6.2 Lapisan Batas Pipa/Silinder

Boundary Layer (lapisan batas) pada profil pipa yang memiliki kecepatan aliran, dimana pada dinding pipa awal adalah bernilai nol, sedangkan pada maksimal kecepatan berada di tengah garis sumbu pipa (Wibowo Paryatmo, 2009). Perubahan perkembangan kecepatan dengan disertai boundary layer dapat dilihat pada gambar 2.8.



Gambar 2.8. Perkembangan Kecepatan Laminar Profil Pipa
 Sumber : John H. Lienhard IV/ John H. Lienhard V, Heat Transfer
 TextBook, Third Edition, 2003.

1. Aliran laminar pada pipa (untuk fluida Newtonian) terdapat beberapa kondisi, yaitu :
 - a. Pada saat *fully developed laminar flow*, maka tebal dari *boundary layer* adalah sama dengan besar radius pipa yang ada, dimana nilai Bilangan Nusselt tidak tergantung dari Bilangan Reynold yang terjadi
 - b. Nilai Bilangan Nusselt dapat berbasis dari ΔT antara sumbu pipa dengan *interface* dari radius permukaan R_s ; namun dari segi praktis lebih nyaman bila berdasarkan ΔT antara "*bulk temperature fluida*" (dan disebut juga sebagai *mixing cup temperature*) $= T_f$ dengan temperatur *interface*.
 - c. H_1 = "*uniform heat flux*" searah aliran, dengan temperatur dinding yang seragam pada setiap penampang aliran, H_2 = "*uniform wall heat flux*", pada sekeliling tepi maupun searah aliran, T = "*uniform wall temperatur*" pada batas.

- d. Nilai Bilangan $Nu_{(H1)}$, $Nu_{(H2)}$ dan $Nu_{(T)}$ aliran laminar “fully developed” fluida Newtonian melalui berbagai penampang saluran (Kreith F, Boehm, R.F, 1999).

catatan : untuk $[Re.Pr.(D/L)] > 10$,

Untuk mengetahui Nilai Bilangan Nusselt yang terjadi pada aliran laminar pada pipa dapat dilihat sebagai berikut :

$$Nu_D = 1.86 (Re_D.Pr)^{0.33} (D/L)^{0.33} (\mu_b/\mu_s)^{0.14}$$

2. Aliran turbulen (aliran internal) melalui pipa:

- Pada *entrance* terjadi fase aliran transisi dari laminar menuju turbulen.
- Untuk pipa yang cukup panjang (pengaruh transisi dari laminar menuju turbulen diabaikan) dan nilai $Pr = 0.5$ s.d. 100

$$Nu_D = 0.023 (Re_D^{0.8} . Pr^{0.33})$$

- Bila diperhitungkan sifat fluida yang berubah dengan temperatur,

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{0.8} . Pr^{0.33} (\mu_b/\mu_s)^{0.14}$$

- Sifat fluida @ $\bar{T}_f = \frac{1}{2} (T_s + T_{b,av})$

T_s = temperatur permukaan (*surface*)

$T_{b,av}$ = temperatur bulk rata-rata = $\frac{1}{2}(T_{b,in} + T_{b,out})$

μ_b = viskositas pada $T_{b,av}$

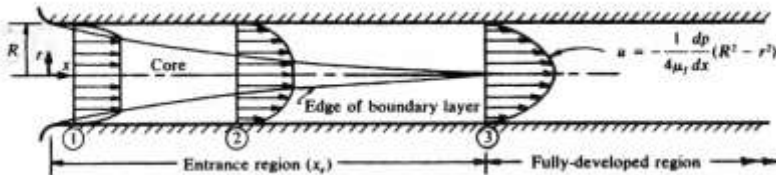
μ_s = viskositas pada T_s

- Untuk pipa yang tidak cukup panjang, ($10 < (L/D_H < 400)$), ada pengaruh *entrance*, sehingga perlu dikoreksi,

dan diperoleh rumus untuk memperoleh nilai Bilangan Nusselt yang terjadi, yaitu:

$$\text{Nu}_D = 0.036 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{D_H}{L} \right)^{0.055}$$

Untuk menunjukkan perubahan dari aliran fluida pada pipa dapat dilihat pada gambar 2.9.



Gambar 2.9. Perubahan Aliran Pada Pipa

Sumber : John H. Lienhard IV/ John H. Lienhard V, Heat Transfer TextBook, Third Edition, 2003.

DAFTAR PUSTAKA

- Adrian Bejan, 2003, Heat Transfer Hand Book, Force onvection : Internal Flow, Department of Mechanical Engineering and Materials Science, Duke, University Durham, North Carolina.
<https://engineerexcel.com/moody-vs-darcy-friction-factor/>, 2023
- Incopera, DeWitt, Bergman, Lavine, 2007. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Sixth Edition.
- J.P. Holman, 2009. Heat Transfer, Tenth Edition, Mc Graw-Hill
- Jan F. Kreider, Peter S. Curtiss, Ari Rabl, 2010. Heating and Cooling of Buildings Design for Efficiency, Revised Second Edition.
- John H. Lienhard IV/ John H. Lienhard V, 2003. Heat Transfer TextBook, Third Edition.
- Kreith F, Boehm, R.F, 1999. Heat and Mass Transfer Mechanical Engineering Handbook.
- Rahardja, I. B., Rikman, R., & Ramadhan, A. I. 2018. Analysis of Heat Transfer of Fiber Mesocarp of Palm Oil (*Elaeis Guineensis* Jacq) as Roof Building. *Journal of Applied Sciences and Advanced Technology*, 1(1), 1-8.
- Y. A. Cengel, 2003. Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill.
- Wibowo Paryatmo, 2009. Buku Ajar Perpindahan Panas dan Massa

BAB 3

KONSEP DASAR KONVEKSI ALAMI

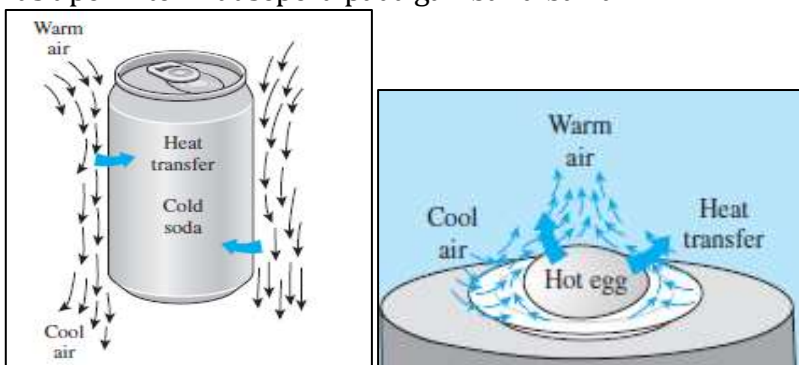
Oleh Rianto Wibowo

3.1 Pendahuluan

Perpindahan panas secara konveksi alamiah dapat terjadi pada saat permukaan solid mengalami kontak dengan fluida cair atau fluida gas, dengan suhu yang berbeda antara dua zat tersebut.

Saat fluida menyentuh permukaan padat yang lebih panas, maka terjadi perubahan densitas atau massa jenisnya, yakni semakin kecil. Fluida dengan massa jenis yang lebih kecil, akan memiliki gaya apung dan selanjutnya akan bergerak.

Perpindahan panas yang terjadi akibat gerakan fluida merupakan perpindahan panas konveksi, dan disebut sebagai perpindahan **panas konveksi alami** (*Natural/Free Convection*) jika pergerakan fluida penerima kalor disebabkan oleh perubahan massa jenisnya (Cengel, 2011). Ilustrasi kejadian perpindahan panas tipe ini terlihat seperti pada gambar dibawah :



Gambar 3.1. Perpindahan Panas Konveksi Alami
(Sumber : Cengel,2011)

3.2 Persamaan Laju Panas

Perpindahan panas yang terjadi dari permukaan benda padat ke fluida yang berada disekelilingnya merupakan bentuk perpindahan panas secara konveksi, dimana besarnya laju perpindahan panas dinyatakan dalam persamaan hukum Newton pendinginan (Cengel,2011), yakni :

$$q = h \cdot A \cdot (T_w - T_f) \quad (3.1)$$

dengan :

q : laju perpindahan panas (Watt)

h : koefisien perpindahan panas konveksi ($W/m^2.K$)

A : luas penampang pemindah panas (m^2)

T_w : temperatur permukaan solid (K)

T_f : temperatur bulk/rata-rata fluida (K)

Berdasar persamaan 3.1 didapatkan besaran lain dalam proses perpindahan panas, yakni Fluks. Nilai fluks didapatkan dari hasil bagi antara besarnya laju perpindahan panas terhadap luas permukaan (q/A). Pada aliran didalam pipa, besarnya fluks dapat didasarkan pada luas permukaan luar atau dalam pipa.

3.3 Bilangan Tak Berdimensi

Perhitungan laju panas pada perpindahan konveksi sebanding dengan nilai variabel yang salah satunya adalah nilai koefisien perpindahan panas konveksi (h). Besarnya nilai koefisien h didapatkan dari penyelesaian persamaan-persamaan empiris yang dinyatakan sebagai bilangan tak berdimensi. Bilangan-bilangan tak berdimensi tersebut adalah Bilangan ***Nusselt*** (***Nu***), Bilangan ***Prandtl*** (***Pr***), dan bilangan ***Grashof*** (***Gr***) (Nasar,2016).

3.3.1 Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt merupakan perbandingan antara besarnya nilai perpindahan panas konveksi terhadap konduksi pada peristiwa perpindahan panas antara permukaan padat menuju ke fluida.

Persamaan bilangan Nusselt seperti terlihat pada persamaan (3.2) berikut :

$$Nu = \frac{h.l}{k} \quad (3.2)$$

dimana :

Nu : bilangan Nusselt

h : koefisien perpindahan panas konveksi (W/m².K)

k : koefisien perpindahan panas konduksi (W/m.K)

l : panjang permukaan benda (m)

3.3.2 Bilangan Prandtl (Pr)

Bilangan Prandtl adalah bilangan tak berdimensi yang merupakan nilai rasio antara besarnya difusivitas momentum (viskositas kinematik) terhadap besarnya difusivitas termal (Cengel,2011). Persamaan untuk mendapatkan nilai bilangan Prandtl seperti terlihat pada persamaan (3.3) berikut :

$$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha} = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (3.3)$$

Dimana :

Pr : bilangan Prandtl

ϑ : viskositas kinematik (m²/s)

μ : viskositas dinamik (kg/m.s)

c_p : kalor jenis fluida (J/kg.K)

α : difusivitas termal (m²/s)

3.3.3 Bilangan Grashof (Gr)

Bilangan Grashof merupakan perbandingan antara gaya apung terhadap gaya viskos pada aliran fluida konveksi bebas atau alamiah. Rumus untuk mendapatkan besarnya bilangan Grashof terlihat seperti pada persamaan 3.4) berikut ini :

$$Gr_L = \frac{L^3 \rho^2 g \beta (T_1 - T_2)}{\mu^2} \quad (3.4)$$

dimana :

Gr : bilangan Grashof

L : panjang benda (m)

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

β : koefisien muai volume fluida ($1/\text{K}$)

ΔT : beda suhu antara permukaan benda dan fluida (K)

μ : viskositas dinamik (kg/m.s)

3.4 Hubungan Nu, Gr, dan Pr.

Penyelesaian persoalan laju perpindahan kalor konveksi alami membutuhkan besarnya nilai koefisien konveksi (h). Guna mendapatkan nilai h pada konveksi alami, dibutuhkan nilai bilangan Nusselt yang merupakan fungsi dari bilangan Grashof (Gr), dan bilangan Prandtl (Pr) (Cengel, 2011). Hubungan ketiga bilangan non dimensi tersebut terlihat pada persamaan (3.5) berikut :

$$Nu = c (Gr \cdot Pr)^n \quad (3.5)$$

Nilai Gr dan Pr didapatkan pada kondisi suhu film (T_f), yang merupakan rata-rata antara nilai temperatur permukaan (T_s) dan temperatur mainstream fluida (T_∞), atau dengan persamaan :

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (3.6)$$

Dalam perkembangannya, perkalian antara nilai Grashof (Gr) dan nilai Prandtl (Pr) menghasilkan sebuah bilangan non

dimensi berikutnya yang disebut sebagai **bilangan Raleigh (Ra)** (Rahmawati,2018). Jika benda dengan bentuk geometri tertentu telah memiliki nilai Ra, maka dapat ditentukan besarnya bilangan Nusselt-nya dengan persamaan sebagai berikut :

$$Ra = Gr. Pr \quad (3.6)$$

$$Nu = c (Ra)^n \quad (3.7)$$

dimana :

c dan n merupakan konstanta yang tergantung pada bentuk geometri benda yang mengalami konveksi alami.

3.4.1 Konveksi Alami Pada Aliran Eksternal

Fluida mengalir pada sisi luar benda (aliran eksternal) memiliki persamaan nilai Nusselt yang bergantung pada bentuk geometri benda yang akan memindahkan kalornya secara konveksi alami. Beberapa rumusan bilangan Nusselt berdasar bentuk geometri benda (Incropera, 2007), adalah sebagai berikut :

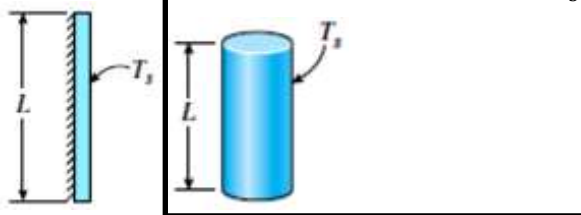
1. Bidang dan Silinder Vertikal

Untuk tinggi vertikal (L) <1m (3 ft), maka:

a) $Ra < 10^4 \Rightarrow a = 1,36 \text{ dan } n = \frac{1}{5}$

b) $Ra = 10^4 - 10^9 \Rightarrow a = 0,59 \text{ dan } n = \frac{1}{4}$

c) $Ra > 10^9 \Rightarrow a = 0,13 \text{ dan } n = \frac{1}{3}$



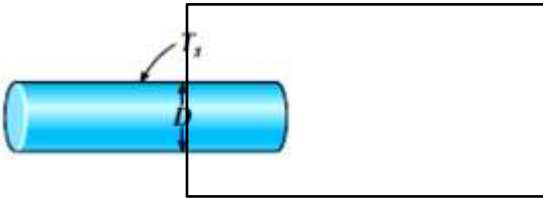
Gambar 3.2. Bidang dan Silinder Vertikal dengan Temperatur Permukaan T_s .

(sumber : Incropera,2007)

2. Silinder Horizontal

Untuk panjang (L) dan diameter(D) < 0,20m (0,66 ft), maka:

- a) $Ra < 10^{-5} \Rightarrow a = 0,49 \text{ dan } n = 0$
- b) $Ra = 10^{-5} - 10^{-3} \Rightarrow a = 0,71 \text{ dan } n = \frac{1}{25}$
- c) $Ra > 10^{-3} - 1 \Rightarrow a = 1,09 \text{ dan } n = \frac{1}{10}$
- d) $Ra < 1 - 10^4 \Rightarrow a = 1,09 \text{ dan } n = \frac{1}{5}$
- e) $Ra = 10^4 - 10^9 \Rightarrow a = 0,53 \text{ dan } n = \frac{1}{4}$
- f) $Ra > 10^9 \Rightarrow a = 0,13 \text{ dan } n = \frac{1}{3}$

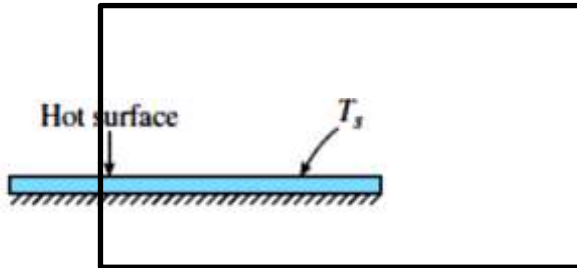


Gambar 3.3. Silinder Horizontal Suhu Permukaan T_s dan diameter D (Sumber : Incropera, 2007)

3. Bidang Datar Horizontal

Untuk permukaan atas yang dipanaskan atau permukaan bawah yang didinginkan, maka:

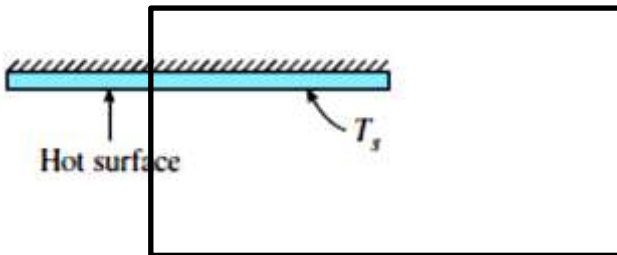
- a) $Ra = 10^5 - 2 \cdot 10^7 \Rightarrow a = 0,54 \text{ dan } n = \frac{1}{4}$
- b) $Ra = 2 \cdot 10^7 - 3 \cdot 10^{10} \Rightarrow a = 0,14 \text{ dan } n = \frac{1}{3}$



Gambar 3.4. Bidang Datar Permukaan Atas dipanaskan Suhu T_s (Sumber : Incropera,2007)

Untuk permukaan bawah yang dipanaskan atau permukaan atas yang didinginkan, maka:

$$Ra = 10^5 - 10^{11} \Rightarrow a = 0,27 \text{ dan } n = \frac{1}{4}$$

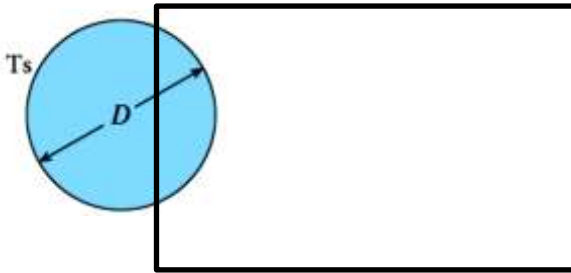


Gambar 3.5. Bidang Datar Permukaan Bawah Dipanaskan pada Suhu T_s (Sumber : Incropera, 2007)

4. Bola

Untuk bola dengan diameter d , dan suhu pada permukaan bola T_s , maka :

$$Ra \leq 10^{11} \Rightarrow Nu = 2 + \frac{0,589 Ra^{1/4}}{(1 + 0,469^{9/16})^{4/9}}$$



Gambar 3.6. Bola dengan suhu permukaan T_s
(Sumber: Incorpera, 2007)

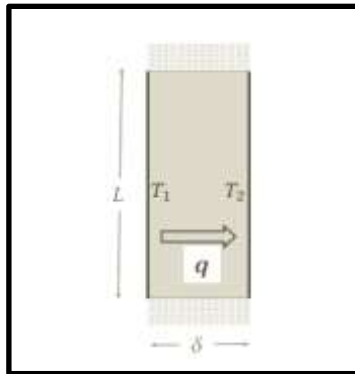
3.4.2 Konveksi Alami Pada Aliran Internal

Saat fluida berada dalam sebuah ruang tertutup dengan terdapat perbedaan suhu antara dua permukaan atau dinding ruang tersebut, maka laju kalor yang dikonveksi oleh dinding yang lebih panas menuju ke dinding lain melalui fluida tersebut dapat ditentukan sebagai berikut :

$$q = h \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

Dimana nilai h dapat ditentukan dengan persamaan :

$$h = \frac{Nu \cdot k}{\delta} \quad (3.9)$$



Gambar 3.7. Fluida berada dalam ruang tertutup
(Sumber : Bukhori,2014)

Pada berbagai bentuk geometri dan jenis fluida yang ada dalam ruangan tertutup tersebut, membutuhkan nilai bilangan Grashof untuk mendapatkan besarnya nilai bilangan Nusselt. Pada system ruang tertutup, besarnya nilai bilangan Grashof (Bukhori, 2014). Persamaan Grashof yang dimaksud adalah :

$$Gr_{\delta} = \frac{\delta^3 \rho^2 g \beta (T_1 - T_2)}{\mu^2} \quad (3.10)$$

dimana :

Gr : bilangan Grashof

δ : jarak antar dua dinding/permukaan (m)

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

β : koefisien muai volume fluida ($1/\text{K}$)

ΔT : beda suhu antara permukaan benda dan fluida (K)

μ : viskositas dinamik (kg/m.s)

1. Ruang Tertutup **Vertikal** Berisi **Gas**

Ruang dengan perbandingan panjang dan jarak dinding kurang dari 3 ($L/\delta < 3$), maka :

$$Nu = \frac{h \cdot \delta}{k} = 1,0 \quad (Ra = Gr_{\delta} \cdot Pr) < 2 \times 10^3$$

$$Nu = 0,2 \frac{(Ra)^{1/4}}{(L/\delta)^{1/9}} \quad (6 \times 10^3 < Ra < 2 \times 10^5)$$

$$Nu = 0,073 \frac{(Ra)^{1/4}}{(L/\delta)^{1/9}} \quad (2 \times 10^5 < Ra < 2 \times 10^7)$$

2. Ruang Tertutup **Vertikal** Berisi **Cairan**

$$Nu = \frac{h \cdot \delta}{k} = 1,0 \quad (Ra = Gr_{\delta} \cdot Pr) < 1 \times 10^3$$

$$Nu = 0,28 \frac{(Ra)^{1/4}}{(L/\delta)^{1/4}} \quad (1 \times 10^3 < Ra < 1 \times 10^7)$$

3. Ruang Tertutup **Horisontal** Berisi **Gas**

$$Nu = 0,21(Ra)^{1/4} \quad (7 \times 10^3 < Ra < 3 \times 10^5)$$

$$Nu = 0,061(Ra)^{1/3} \quad (Ra > 3 \times 10^5)$$

4. Ruang Tertutup **Horisontal** Berisi **Cairan**

$$Nu = 0,21(Ra)^{1/3} \cdot Pr^{0,074} \quad (1,5 \times 10^5 < Ra < 1 \times 10^9)$$

DAFTAR PUSTAKA

- Incropera, F.P. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New York : John Wiley and Sons.
- Cengel, Y.A. 2011. *Heat and Mass Transfer, Fundamentals and Application*. New York: McGraw-Hill Education.
- Buchori, L. 2014. *Perpindahan Panas*. Semarang: Universitas Diponegoro.
- Nazar, R. 2016. *Karakterisasi Perpindahan Panas Konveksi Alami Aliran Nano*. *JTRN : Jurnal Teknologi Reaktor Nuklir*, Vol. 18 No. 1 Februari 2016, Hal. 21-28. <https://jurnal.batan.go.id/index.php/tridam/article/view/2328/2408>
- Rahmawati, N. 2018. *Karakterisasi Perpindahan Panas Konveksi Alami*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

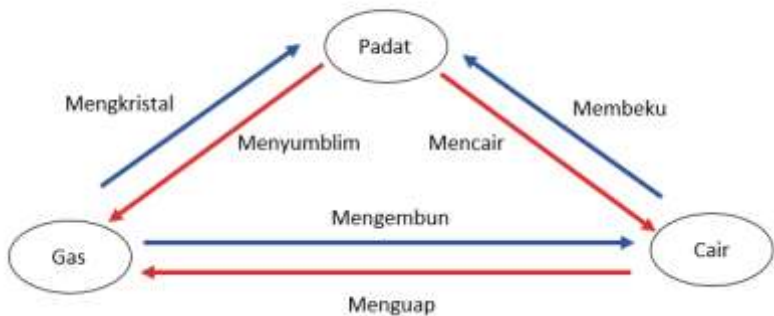
BAB 4

PRINSIP BOILING DAN KONDENSASI

Oleh Zain Lillahulhaq

4.1 Perubahan Fase Zat

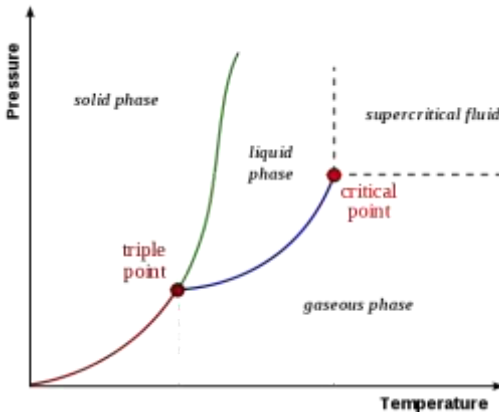
Berdasarkan kerapatan molekul penyusun, suatu zat dapat diklasifikasikan menjadi cair, gas dan padat. Suatu Zat dapat mengalami perubahan fase saat terjadi perpindahan energi kalor. Proses pelepasan atau penerimaan kalor dapat menyebabkan perubahan ikatan molekul zat. Proses perpindahan kalor digambarkan dalam diagram yang ditunjukkan pada gambar 4.1.



Gambar 4.1. Perubahan fase zat

Perpindahan energi yang terjadi selama perubahan fase dapat digambarkan dalam diagram fase *Pressure – Temperatur* yang ditunjukkan pada gambar 4.2. Pada diagram fase *Pressure – Temperatur* terdapat daerah *Single phase* : merupakan daerah dimana zat berada di satu bentuk tunggal. *Single phase* terdiri dari : Solid, liquid dan gaseous phase. Pada diagram fase terdapat titik

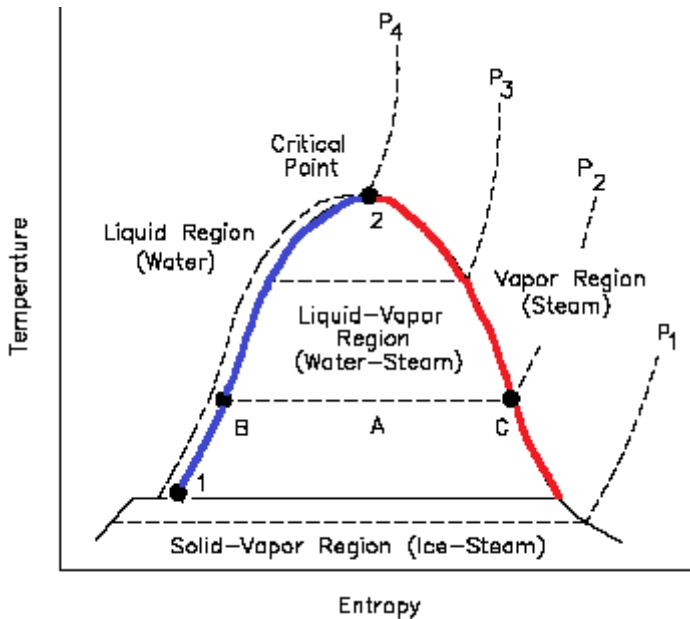
Triple point dan *Critical point*. *Triple point* merupakan kondisi saat suatu zat berada pada 3 phase sekaligus yaitu cair, gas dan solid. Sedangkan *Critical point* merupakan kondisi saat zat sudah berbentuk gas. Penambahan energi saat zat berada pada fase critical point tidak lagi menimbulkan perubahan fase zat. Pada titik ini penambahan temperatur dan tekanan hanya dapat meningkatkan tekanan atau temperatur saja. (Santyasa, 2005).



Gambar 4.2. Perubahan fase zat pada diagram Temperatur - Tekanan

Sumber : (*Phase Diagrams - ChemistNate*, n.d.)

Selain diagram fase, pengaruh perubahan tekanan dan temperatur pada zat juga dapat digambarkan dalam diagram Temperatur entrophy (T-s) diagram maupun pressure – volume (P-v) diagram. Gambar 4.3 menunjukkan T-s diagram yang menunjukkan perubahan fase zat. Diagram tersebut disebut dengan vapor dome dimana daerah yang berada di bawah kubah merupakan campuran antara udara dan gas. Selain itu terdapat beberapa istilah lain seperti :



Gambar 4.3. Diagram T-s air

Sumber : (*Temperature Entropy (T-s) Diagram - Thermodynamics - Thermodynamics, n.d.*)

1. Titik 1 : Triple point
2. Titik 2 : Critical point
3. Saturated : Daerah yang berada di bawah kurva vapor dome. Daerah ini merupakan campuran antara uap dan liquid dan dinyatakan sebagai garis A.
4. Saturated Liquid : Garis berwarna biru dimana pada tekanan dan temperatur tertentu terjadi perubahan fase dari liquid menjadi saturated.
5. Saturated Vapor : Garis berwarna merah dimana pada tekanan dan temperatur tertentu terjadi perubahan fase dari saturated menjadi uap.
6. Subcool : Merupakan daerah diluar vapor dome yang terdapat diantara garis P₄ dan garis biru. Pada kondisi ini

cairan mendidih berada pada temperatur dibawah titik didih. Cairan pada daerah subcool memiliki tekanan yang cukup tinggi.

7. Super heat : Merupakan daerah di luar vapor dome dan berada di sebelah kanan garis merah. Pada kondisi ini zat berbentuk uap dengan temperatur diatas titik didih. Peningkatan temperatur pada zat tidak lagi menyebabkan perubahan zat.

4.2 Mendidih (*Boiling*)

Perubahan fase zat dari air menjadi gas disebut dengan menguap. Sedangkan proses peningkatan kalor dilakukan hingga fluida mencapai titik didih. Penguapan merupakan proses yang terjadi diantara permukaan zat cair dan uap. Sedangkan mendidih (*boiling*) merupakan fenomena yang terjadi diantara permukaan padat dan cair. Sebagai contoh pada air yang dipanaskan, proses perpindahan kalor antara permukaan padat panci dengan zat cair disebut dengan mendidih. Sedangkan munculnya uap dipermukaan air disebut dengan menguap.



Gambar 4.4. Peristiwa mendidih dan menguap

Sumber : (*Glass Kettle with Boiling Water and Steam Stock Vector - Illustration of Fire, Heat: 92987772, n.d.*)

Secara harfiah Boiling (mendidih) merupakan kondisi dimana zat cair menerima kalor saat menuju perubahan fase menjadi uap ditandai dengan munculnya gelembung uap yang bergerak. Saat cairan dalam sebuah mendidih, temperature permukaan wadah (T_s) akan lebih tinggi dibandingkan dengan temperature cairan. Kalor yang diperlukan untuk mendidihkan zat cair dihitung melalui persamaan konveksi yang ditunjukkan pada persamaan 1.

$$\dot{q}_{boliling} = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_{excess} \quad (1)$$

Dimana :

- $\dot{q}$ = Kalor boiling (W/m^2)
- h = laten heat ($W/^\circ C \cdot m^2$)
- T_s = Temperatur permukaan solid ($^\circ C$)
- T_{sat} = Temperatur saturated ($^\circ C$)
- T_{excess} = Selisih Temperatur ($^\circ C$)

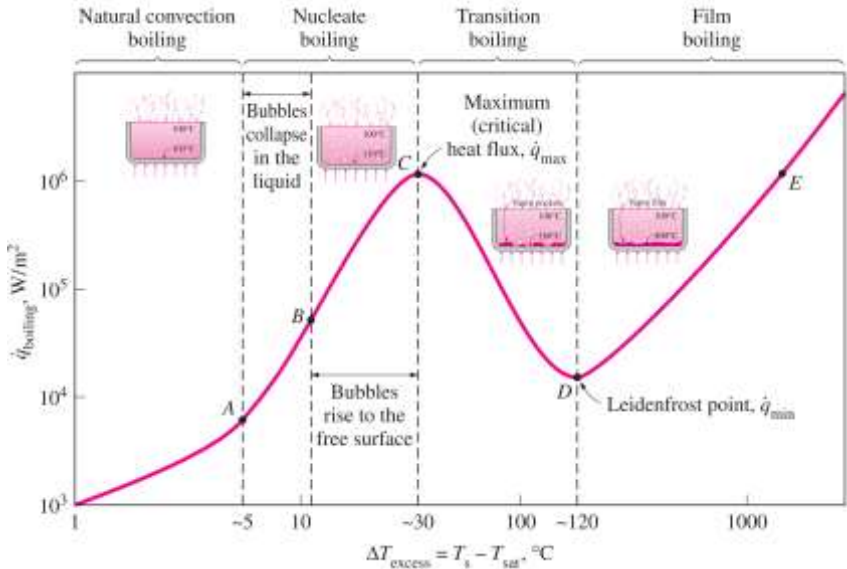
Berdasarkan Gerakan fluida, kondisi Boiling (mendidih) diklasifikasikan menjadi pool dan flow boiling. *Pool Boiling* merupakan kondisi munculnya gelembung uap pada air yang diletakan pada suatu wadah. Proses pemanasan terjadi pada satu sisi permukaan air saja. Gelembung uap air yang muncul saat mendidih memiliki massa jenis yang rendah sehingga muncul dipermukaan air. *Flow boiling* merupakan kondisi dimana fluida cair yang mengalir pada pipa dipanaskan di kedua sisi. Gelembung muncul saat air mendidih akan mengalir searah dengan arah aliran pipa. Selain itu kondisi boiling diklasifikasikan menjadi *subcool* dan *saturated boiling* berdasarkan temperature cairan. Kondisi *Subcool Boiling* atau *Local Boiling* terjadi saat temperature cairan lebih rendah dibanding dengan T_{sat} . Sedangkan *Saturad Boiling* merupakan munculnya gelembung uap pada cairan yang memiliki temperature sama dengan T_{sat} . Gelembung yang terbentuk pada subcool boiling berukuran lebih kecil dibandingkan dengan *Saturad Boiling*. Permukaan solid memiliki temperature yang tinggi sehingga menyebabkan munculnya gelembung uap panas.

Namun temperature gelembung uap lebih rendah dibandingkan dengan temperature rata-rata cairan yang dipanaskan. Kondisi ini menyebabkan gelembung akan lebih cepat pecah sebelum mencapai permukaan.

4.2.1 Pool Boiling

Pool Boiling terjadi pada cairan yang dipanaskan dalam wadah. Fenomena ini banyak ditemukan dalam proses pemanasan pada umumnya. Dalam proses pemanasan *Pool Boiling* terdapat beberapa fase yang terjadi akibat perubahan temperature zat cair, diantaranya adalah *Natural Convection*, *Nucleate boiling*, *Transition boiling* dan *film boiling*. Masing – masing perubahan fase terjadi akibat peningkatan Heat Flux seiring dengan peningkatan nilai T_{excess} . Perubahan tersebut ditunjukkan melalui kurva boiling yang ditunjukkan pada gambar 9.5.

1. *Natural Convection boiling* : merupakan kondisi saat fluida baru mulai dipanaskan. Proses perpindahan panas terjadi diantara permukaan permukaan solid dengan cairan secara konveksi. Saat fase ini belum terbentuk Gelembung uap.
2. *Nucleate boiling* : pada kondisi ini mulai terbentuk gelembung uap (*bubble*) pada cairan. Gelembung yang terbentuk awalnya pecah sebelum mencapai permukaan zat cair akibat perbedaan temperature gelembung dengan T_{sat} masih cukup tinggi. Namun peningkatan temperature menyebabkan gelembung uap yang terbentuk semakin banyak dan dapat mencapai permukaan zat cair. Heat flux yang diterima saat fase *Nucleate boiling* dapat dihitung dengan persamaan 2.



Gambar 4.5. Kurva Pool Boiling
Sumber : (Cengel et al., 1988)

$$\dot{q}_{nucleate} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{c_{pl}(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Dimana :

- $\dot{q}$ = Kalor boiling (W/m²)
- μ_l = laten heat (W/°C. m²)
- h_{fg} = entalphy penguapan (J/kg)
- g = gravitasi (m/s²)
- ρ_l, ρ_v = massa jenis cairan, uap (kg/m³)
- σ = tegangan permukaan (N/m)
- C_{pl} = spesifik heat cairan (J/kg.°C)
- C_{sf} = konstanta permukaan
- Pr_l = Prandl number
- T_s = Temperatur permukaan solid (°C)
- T_{sat} = Temperatur saturated (°C)

Sedangkan heat flux yang dibutuhkan untuk mencapai temperature maksimum dapat dicari melalui persamaan 3.

$$\dot{q}_{max} = C_{cr} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

3. *Transition boiling* : pada fase ini peningkatan T_{excess} tidak dapat meningkatkan Heat flux. Apabila diperhatikan heat flux yang diterima oleh cairan lebih rendah dibandingkan dengan fase *Nucleate boiling*. Hal ini dikarenakan munculnya permukaan film tipis dipermukaan permukaan solid wadah. Lapisan film bersifat isolative, karena memiliki nilai heat transfer coefficient yang rendah. Lapisan tersebut tidak rata dan menyebabkan proses perpindahan panas konveksi terjadi secara tidak stabil.

4. *Leidenfrost Point* : merupakan titik terjadinya peningkatan temperature permukaan solid. Kondisi ini disebabkan akibat lapisan film yang terbentuk menghalangi proses konveksi yang terjadi di antara permukaan wadah solid dan cairan yang dipanaskan. Pada fase ini heat flux yang ditangkap memiliki nilai paling rendah yang dapat dicari melalui persamaan 4.

$$\dot{q}_{min} = 0.09 \cdot \rho_v \cdot h_{fg} \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

5. *Film boiling* : pada kondisi ini lapisan film yang terbentuk dipermukaan solid memiliki ketebalan uniform. Perpindahan panas yang terjadi antara lapisan film dan permukaan cair merupakan proses radiasi. Selain itu T_{sat} cairan sudah tidak dapat meningkat kembali. Heat flux yang diterima saat proses pemanasan hanya digunakan untuk meningkatkan permukaan wadah (T_s). Apabila heatflux terus diberikan maka dapat menimbulkan burnout pada permukaan wadah. Pada fase ini heat flux yang ditangkap memiliki nilai paling rendah yang dapat dicari melalui persamaan 5.

$$\dot{q}_{film} = C_{film} \cdot \left[\frac{gk_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.4 C_{pv} (T_s - T_{sat})]}{\mu_v D (T_s - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} (T_s - T_{sat}) \quad (5)$$

Dimana : k_v = thermal conductivity uap (W/m · °C)

$$C_{film} = \begin{cases} 0.62 \text{ untuk horizontal plate} \\ 0.67 \text{ untuk silinder} \end{cases}$$

Sedangkan untuk nilai radiasi yang dihasilkan selama proses tersebut dapat dihitung melalui persamaan 6.

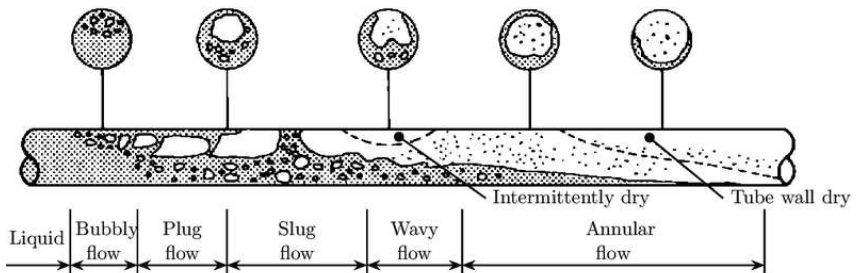
$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{sat}^4) \quad (6)$$

Dimana : ε = emissivity permukaan panas

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2$$

4.2.2 Flow Boiling

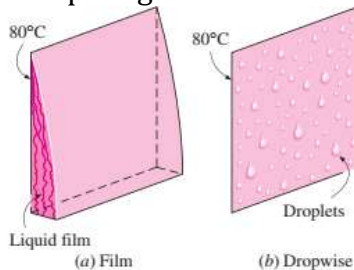
Flow boiling merupakan kondisi dimana Fluida mengalir pada suatu penampang yang dipanaskan mengalami proses konveksi dan efek bouyancy dari pool boiling. Flow boiling di klasifikasikan menjadi internal dan external flow boiling. External flow boiling terjadi saat fluida mengalir pada suatu penampang terbuka. Sedangkan internal flow boiling terjadi saat fluida mengalir pada penampang pipa tertutup. Gelembung gas yang muncul pada flow boiling flow memiliki perubahan bentuk mulai dari liquid, campuran liquid – gas (2 phase) hingga dry gas. Perubahan fase saat internal flow boiling ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6. Perubahan fase cair ke gas pada flow boiling
Sumber : (Yu et al., 2019)

4.3 Kondensasi

Kondensasi merupakan munculnya uap air dibawah temperature saturated (T_{sat}) saat cairan mengalami kontak dengan permukaan solid. Tetesan uap air dapat berubah menjadi gas dalam bentuk embun. Film condensation merupakan kondisi dimana lapisan kondensasi mengalir membentuk lapisan film dengan ketebalan berbeda akibat pengaruh gravitasi. Sedangkan dropwise condensation merupakan kondensasi dalam bentuk dropler yang muncul dipermukaan dengan diameter yang berbeda. Kondensasi ditunjukkan pada gambar 4.7.



Gambar 4.7. (a) film condensation dan (b) dropwise condensation

Sumber : (Cengel et al., 1988)

4.3.1 Film Condensation

Aliran fluida tipis akan semakin menebal dilapisan bawah permukaan solid pada film condensation. Film condensation dipengaruhi oleh temperatur dan kecepatan fluida. Fluida yang menempel di permukaan solid berada pada kondisi diam karena mengalami kondisi no-slip condition. Reynold number yang di hasilkan oleh aliran fluida dinyatakan dalam persamaan 7.

$$Re = \frac{D_h \cdot \rho_l \cdot V_l}{\mu_l} = \frac{4A_c \cdot \rho_l \cdot V_l}{p \cdot \mu_l} = \frac{4\rho_l \cdot V_l \delta}{\mu_l} = \frac{4\dot{m}}{p \cdot \mu_l} \quad (7)$$

Dimana : $\frac{4A_c}{p} = 4\delta$ = hidrolik diameter (m)

p = wet perimeter kondensasi (m)

ρ_l = massa jenis cairan (kg/m³)

V_l = kecepatan cairan (m/s)
 μ_l = viskositas cairan (kg/m.s)
 A_c = Cross Section area Kondensasi (m²)
 $\dot{m} = A_c \cdot \rho_l \cdot V_l$ = mass flowrate kondensasi (kg/s)

Persamaan lain untuk Re yang di cari melalui Kalor.

$$Re = \frac{4\dot{Q}_{condense}}{p\mu_l h_{fg}^*} = \frac{4A_s \cdot h(T_{sat} - T_s)}{p\mu_l h_{fg}^*} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{condense} = A_s \cdot h(T_{sat} - T_s) = \dot{m} \cdot h_{fg}^* \quad (9)$$

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 \cdot C_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (10)$$

Sedangkan untuk super heat vapor

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 \cdot C_{pl}(T_{sat} - T_s) + C_{pv}(T_v - T_{sat}) \quad (11)$$

Dimana : $\dot{Q}_{condense}$ = heat rate (W)
 h_{fg}^* = modified laten heat vaporize (J/kg)
 h_{fg} = laten heat vaporize (J/kg)
 C_{pl}, C_{pv} = spesifik heat cairan, uap (J/kg.°C)
 A_s = Surface area Kondensasi (m²)

Kecepatan aliran fluida mempengaruhi arah aliran, ketebalan lapisan film dan penurunan temperatur aliran.

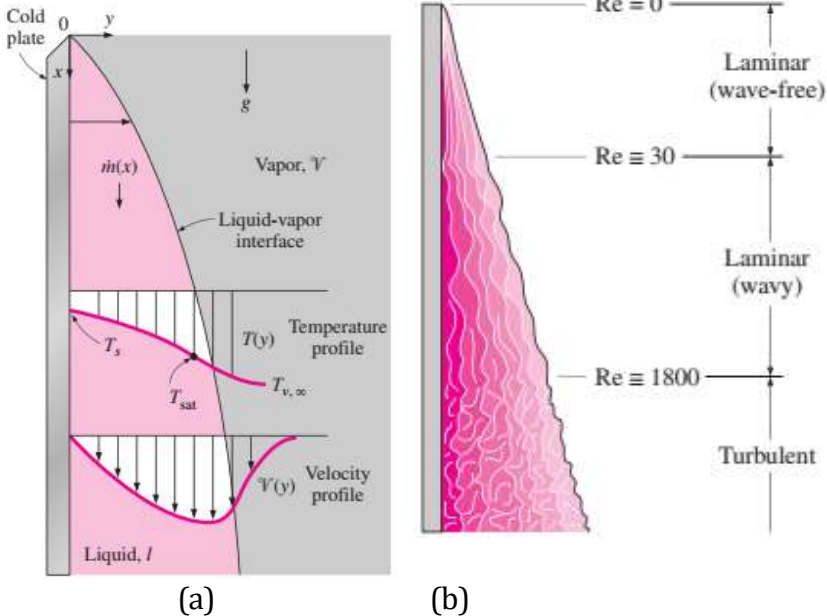
a. Vertical Plates

Bentuk aliran fim condensation yang melintas di permukaan vertikal memiliki ketebalan yang berbeda akibat pengaruh gravitasi, temperature dan kecepatan fluida. Perubahan ketebalan lapisan film di tunjukan pada gambar 4.8

Lapisan flim pada kondensasi di permukaan plat vertical mengalami gaya berat akibat gravitasi. Efek buoyancy dan viscous shear stress yang berlawanan dengan gravitasi dan arah aliran. Pada vertical plane terbentuk daerah wave-free, wavy dan turbulen akibat perubahan dimasing-masing titik Re dan h. Perubahan keduanya juga mempengaruhi nilai

Nusselt (Nu) dan Prandtl (Pr) aliran. Persamaan dasar yang laten heat adalah :

$$h_{ver} = 0.93 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) L} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (12)$$



Gambar 4.8. profil (a) temperatur dan (b) kecepatan pada kondensasi

Sumber : (Cengel et al., 1988)

Pada daerah wave-free nilai Re dan h dapat di cari dengan persamaan :

$$Re = \frac{4d\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l^2} = \frac{4d\rho_l^2}{3\mu_l^2} \left(\frac{k_l}{h_{x=L}} \right)^3 = \frac{4d}{3v_l^2} \left(\frac{k_l}{3h_{ver/4}} \right)^3 \quad (13)$$

$$h_{ver} \cong 1.47 k_l Re^{-1/3} \left(\frac{g}{v_1^2} \right)^{1/3}, \quad \begin{cases} 0 < Re < 30 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{cases} \quad (14)$$

Sedangkan untuk daerah wavy dapat dihitung melalui :

$$Re_{wavy} = \left[4.81 + \frac{3.70 L k_l (T_{sat} - T_s)}{\mu_l h_{fg}^*} \left(\frac{g}{v_1^2} \right)^{1/3} \right]^{0.82} \quad (15)$$

$$h_{ver,wavy} = \frac{Re \cdot k_l}{1.08 Re^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{v_1^2} \right)^{1/3}, \quad \begin{cases} 30 < Re < 1800 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{cases} \quad (16)$$

Atau lebih sederhana

$$h_{ver,wavy} = 0.8 Re^{0.11} h_{ver(smooth)} \quad (17)$$

Untuk turbulent flow

$$Re_{tur} = \left[\frac{0.069 L k_l Pr^{0.5} (T_{sat} - T_s)}{\mu_l h_{fg}^*} \left(\frac{g}{v_1^2} \right)^{1/3} - 1.51 Pr^{0.5} + 253 \right]^{4/3} \quad (18)$$

$$h_{ver,tur} = \frac{Re \cdot k_l}{8750 + 58 Pr^{-0.5} (Re^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{v_1^2} \right)^{1/3}, \quad \begin{cases} Re > 1800 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{cases} \quad (19)$$

Dimana : L

= Ketinggian Plat (m)

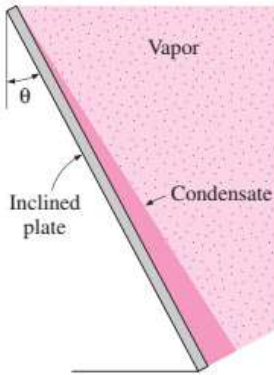
k_l = thermal conductivity cairan (W/m · °C)

b. Incline Plates

Pada plat datar yang di letakkan miring pada sudut tertentu (θ)

$$h_{incline} = h_{ver} (\cos \theta)^{1/4}$$

(19)



(a)



(b)

Gambar 4.9. Kondensasi pada (a) permukaan miring (b) horizontal tube bank

c. Vertical Tubes

Film condensation pada pipa (tube) digambarkan sebagai vertical plane dengan aliran laminar. Nilai laten heat aliran dapat dicari dengan persamaan 12.

d. Horizontal Tube and spheres

Pada pipa (tube) horizontal nilai laten heat dicari melalui :

$$h_{hor} = c \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{\frac{1}{4}}, c = \begin{cases} 0.729 & \text{horizontal tube} \\ 0.815 & \text{spheres} \end{cases} \quad (20)$$

$$\frac{h_{ver}}{h_{hor}} = 1.29 \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (21)$$

e. Horizontal Tube Banks

Film condensation yang terjadi pada Pipa yang disusun secara horizontal memiliki laten heat :

$$h_{hor,N tube} = 0.729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) N D} \right]^{\frac{1}{4}} = \frac{1}{N^{1/4}} h_{hor,1 tube} \quad (22)$$

Dimana : D = Diameter tube (m)
 N = Jumlah tube

4.3.2 Film Condensation dalam Pipa Horizontal

Kondensasi dipermukaan luar solid dipengaruhi oleh kecepatan uap dan aliran kondensasi. Sedangkan kondensasi dipermukaan dalam pipa dipengaruhi oleh kecepatan uap dan akumulasi cairan yang ada di dinding pipa. Untuk kecepatan rendah uap laten heat kondensasi dapat dicari dari persamaan :

$$Re = \left(\frac{D \cdot \rho_v \cdot V_v}{\nu} \right)_{Inlet} < 35.000 \quad (23)$$

$$h_{inside} = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s)} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_s) \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (24)$$

4.3.3 Dropwise Condensation

Dropwise condensation merupakan proses kondensi yang membentuk tetesan air dipermukaan. Jumlah dan diameter Droplet yang terbentuk dipengaruhi oleh kecepatan fluida dan uap yang terbentuk. Saat ini proses coating permukaan solid dilakukan untuk mempertahankan ukuran droplet yang terbentuk. Laten heat yang dihasilkan oleh dropwise condensation dapat dihitung dari persamaan :

$$h_{dropwise} = \begin{cases} 51,104 + 2044 T_{sat} & 22^\circ C < T_{sat} < 100^\circ C \\ 255,310 & T_{sat} > 100^\circ C \end{cases} \quad (25)$$

Perubahan heat transfer coefficient yang tinggi dapat dicapai jika material yang digunakan bukan konduktor yang baik atau memiliki permukaan yang sangat luas.

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y. A., Klein, S., & Beckman, W. 1988. *Heat transfer: a practical approach* (Second Edition).
https://scholar.google.com/scholar?hl=en&as_sdt=0%2C5&q=heat+transfer+a+practical+yunus&btnG=
- Glass Kettle with Boiling Water and Steam Stock Vector - Illustration of fire, heat:* 92987772. (n.d.). Retrieved March 28, 2023, from <https://www.dreamstime.com/stock-illustration-glass-kettle-boiling-water-steam-transparent-gas-stove-top-isolated-white-background-cartoon-vector-illustration-image92987772>
- Phase Diagrams - ChemistNate.* (n.d.). Retrieved March 28, 2023, from <https://www.chemistnate.com/phase-diagrams.html>
- Santyasa, I. W. 2005. Model Pembelajaran inovatif dalam implementasi kurikulum berbasis kompetensi. *Makalah Disampaikan Dalam Penataran Guru-Guru SMP, SMA, Dan SMK Se Kabupaten Jembrana* Juni–Juli.
- Temperature Entropy (T-s) Diagram - Thermodynamics - Thermodynamics.* (n.d.). Retrieved March 28, 2023, from https://www.engineersedge.com/thermodynamics/temp_enthalpy_th_diagram.htm
- Yu, C., Shen, D., Jiang, Q., He, W., Yu, H., Hu, Z., Chen, H., Yu, P., & Zhang, S. 2019. Modelling of Passive Heat Removal Systems: A Review with Reference to the Framatome BWR Reactor KERENA: Part II. *Energies* 2020, Vol. 13, Page 109, 13(1), 109. <https://doi.org/10.3390/EN13010109>

BAB 5

SISTEM KERJA, KONSTRUKSI, PENGOPERASIAN DASAR HEAT EXCHANGER (HE)

Oleh Muhammad Bakrie

5.1 Pendahuluan

Heat exchanger adalah perangkat yang memfasilitasi pertukaran panas antara dua cairan yang berada pada suhu berbeda sambil menjaga agar tidak saling bercampur. Perpindahan panas dalam heat exchanger biasanya melibatkan konveksi di setiap fluida dan konduksi melalui dinding yang memisahkan kedua fluida.(Nimankar and Dahake 2016). Heat exchanger umumnya digunakan dalam praktik pada berbagai aplikasi, mulai dari sistem pemanas dan AC di rumah tangga, hingga pemrosesan bahan kimia dan produksi listrik di pabrik besar. (Cengel Y.A 2006). Pada industri kimia heat exchanger banyak digunakan di kilang minyak, pabrik kimia, pabrik petrokimia, pengolahan gas alam sebagai heater, cooler, kondensor, reboiler, cooling tower, bejana agitasi, reaktor tangki berpengaduk, energi alternative, penyimpanan panas dll.

Heat exchanger dapat diklasifikasikan menurut kriteria yaitu proses perpindahan panas, jumlah fluida dan mekanisme perpindahan panas, jenis konstruksi dan pengaturan aliran. Klasifikasi dibuat karena jenis peralatan, bidang aplikasi, teknik design umumnya berbeda. (Shah and Sekuli 2007) Pada Bab ini akan dibahas lebih lanjut sistem kerja, konstruksi dan pengoperasian dasar heat exchanger.

5.2 Sistem Kerja Heat Exchanger

Heat exchanger dapat diklasifikasikan menurut proses transfer, jumlah cairan yang terlibat dalam proses, fasa fluida yang terlibat, menurut konstruksi exchanger, menurut pengaturan jalur aliran fluida di dalam exchanger dan banyak lagi. Beberapa di antaranya dinyatakan di sini.

5.2.1 Heat Exchanger berdasarkan proses transfer panas

Heat exchangers diklasifikasikan berdasarkan proses transfer panas kedalam type kontak tidak langsung dan kontak langsung. (Zohuri 2018)

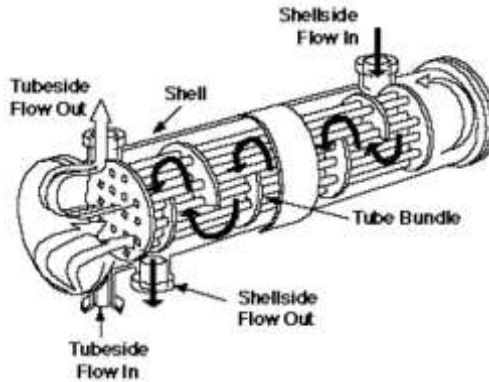
1. Jenis kontak tidak langsung:

Pada tipe ini, perpindahan panas secara terus menerus dari fluida panas ke fluida dingin melalui dinding pemisah. (Gambar 5.1). Meskipun aliran simultan dari dua (atau lebih) fluida diperlukan dalam exchanger, tidak ada pencampuran langsung dari dua (atau lebih) fluida karena setiap fluida mengalir dalam saluran fluida yang terpisah. Secara umum, tidak ada bagian yang bergerak di sebagian besar heat exchanger tersebut. Jenis penukar ini ditunjuk sebagai heat exchanger pemulihan atau hanya sebagai recuperator. Beberapa contoh heat exchanger tipe transfer langsung adalah tubular, tipe pelat, dan exchanger permukaan yang diperluas. (Zohuri 2018)

a. *Heat exchanger dengan sistem indirect transfer*

Dalam heat exchanger *indirect transfer* (kontak tidak langsung) energi panas dipertukarkan antara fluida panas dan dingin melalui permukaan perpindahan panas, yaitu dinding yang memisahkan kedua fluida seperti Gambar 5.1. System kerjanya dimana satu cairan mengalir di dalam tabung dan yang lainnya melalui shell. Saat mengalir mereka bertukar panas yang berarti fluida dingin mendapatkan panas dari fluida panas. Jadi satu cairan dingin memasuki nosel inlet shell (atau sisi tube atau sisi

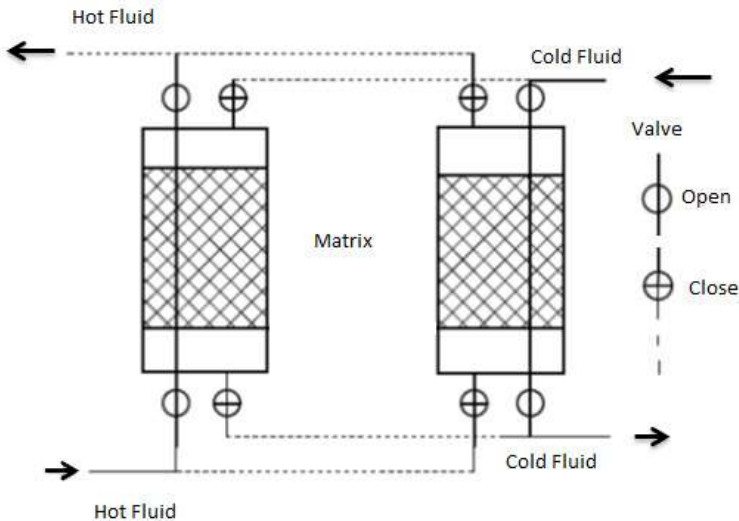
saluran) dan keluar dari nosel outlet sebagai cairan panas.
(Deyin 2014)



Gambar 5.1. Sistem Shell and Tube Heat Exchanger
(Deyin 2014)

b. *Exchanger Tipe Storage*

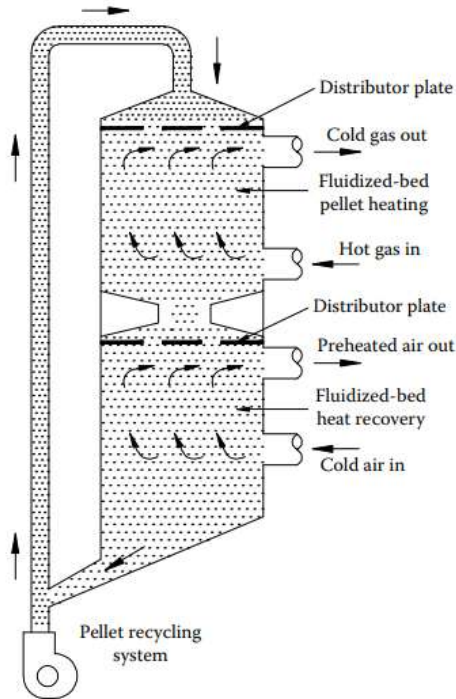
Exchanger tipe Storage (regenerator) diilustrasikan pada Gambar 5.2. Regenerator (statis) memiliki dua matriks stasioner yang identik dan fluida secara berkala dialihkan dari satu regenerator ke regenerator lainnya dengan katup yang beroperasi cepat. Dengan demikian, matriks dipanaskan dan didinginkan secara periodik oleh pembalikan aliran melalui matriks. Regenerator statis paling sering digunakan dalam perangkat cryogenic karena konstruksinya yang sederhana dan hanya diperlukan satu regenerator pembalikan arah aliran. (Ackermann 1997)



Gambar 5.2. Heat exchanger tipe storage
(Ackermann 1997)

c. *Fluidized Bed Heat Exchanger*

System kerja dimana udara panas melewati bagian bawah menara heat exchanger terdapat bahan padat yang terbagi halus di bagian bawah Exchanger (Gambar 5.3.). Ketika kecepatan fluida ke atas rendah, partikel padat akan tetap diam dan fluida akan melewati celah-celah unggun. Namun ketika kecepatan fluida tinggi maka partikel padat akan terbawa bersama fluida. Ketika gaya seret ke atas pada partikel lebih tinggi dari berat partikel padat, partikel padat mengapung di dalam seluruh volume lapisan. Partikel padat yang bercampur dengan gas yang mengapung di seluruh menara ini berperilaku seperti cairan. (Thulukkanam 2013)



Gambar 5.3. Fluidized bed heat exchanger
(Thulukkanam 2013)

2. Heat Exchanger Kontak Langsung

Heat exchanger tipe kontak langsung, panas dipindahkan antara cairan dingin dan panas melalui kontak langsung antara cairan ini. Tidak ada dinding antara aliran panas dan dingin, dan perpindahan panas terjadi melalui antarmuka antara dua aliran. Dalam heat exchanger tipe kontak langsung, alirannya adalah dua cairan yang tidak bercampur, pasangan gas-cair, atau kombinasi partikel-cairan padat. Kondensor semprot dan tray dan menara pendingin adalah contoh yang baik dari heat exchanger tersebut. Sangat sering dalam penukar seperti itu,

perpindahan panas dan massa terjadi secara bersamaan. Pada menara pendingin, semburan air yang jatuh dari puncak menara bersentuhan langsung dan didinginkan oleh aliran udara yang mengalir ke atas. (Kakac 2012)

Berikut beberapa jenis *heat exchanger* kontak langsung: (Thulukkanam 2013)

a. *Gas-Liquid Exchanger*

Heat exchanger cair-gas sebagian besar adalah heat hxchanger tipe tabung-sirip. Udara mendinginkan sirip dan tabung tempat cairan mengalir seperti radiator. Pendingin oli di skid turbin gas pesawat & bergerak, intercooler dan after cooler di kompresor, kondensor, dan evaporator AC ruangan adalah contohnya. (Zohuri 2017)

b. *Immiscible Fluid Exchanger*

Dalam tipe ini, dua aliran fluida yang tidak bercampur dibawa ke dalam kontak langsung. Fluida ini mungkin fluida fase tunggal, atau mungkin melibatkan kondensasi atau vaporisasi. Kondensasi uap organik dan uap minyak dengan air atau udara adalah contoh tipikal. (Shah and Sekuli 2007)

c. *Liquid Vapour Exchanger*

Pada tipe ini, biasanya uap dikondensasikan sebagian atau seluruhnya menggunakan air pendingin, atau air dipanaskan dengan uap tidak terpakai melalui kontak langsung di exchanger. Uap yang tidak terkondensasi dan sisa uap dan air panas adalah aliran outlet. Contoh umum adalah desuperheater dan pemanas air umpan terbuka (juga dikenal sebagai deaerator) di pembangkit listrik. (Shah and Sekuli 2007)

5.2.2 Sistem Kerja Heat Exchanger berdasar aliran fluida

Terdapat tiga jenis aliran fluida dalam sistem kerja heat exchanger yaitu counter flow, parallel flow dan cross flow. (Thulukkanam 2013)

1. **Counter flow heat exchanger**

Counter flow heat exchanger (aliran lawan arah) juga (Gambar 5.4.a) memiliki dua media aliran yang mengalir dalam arah berlawanan (terpisah 180°) satu sama lain. Setiap media yang mengalir memasuki heat exchanger di ujung yang berlawanan dan keluar di ujung yang berlawanan. Karena media pendingin keluar dari heat exchanger aliran balik di ujung tempat media panas memasuki heat exchanger, fluida yang lebih dingin akan mendekati suhu saluran masuk fluida panas; ini membuat potensi delta T jauh lebih besar daripada heat exchanger aliran parallel.

2. **Cross flow heat exchanger** (aliran silang)

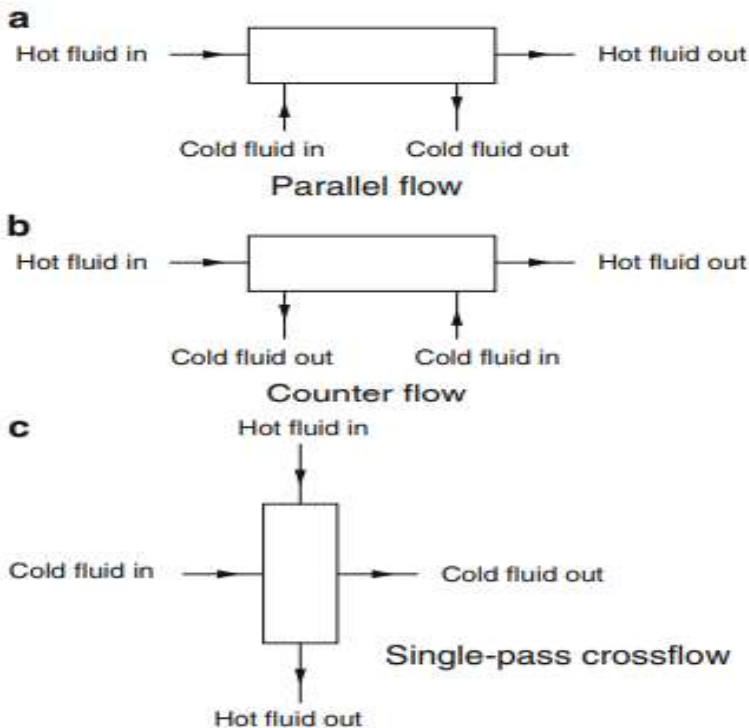
Heat exchanger aliran silang terdiri dari aliran luar yang melewati tube yang membawa fluida yang mengalir dengan arah tegak lurus terhadap aliran silang (Gambar 5.4b). Contoh heat exchanger jenis ini ditemukan di radiator mobil, di mana aliran luar dan dalam masing-masing terdiri dari udara dan air. Tube sering ditutupi dengan sirip atau lampiran annular lainnya untuk meningkatkan laju perpindahan panas antara aliran fluida yang berbeda.

3. **Parallel flow heat exchanger** (aliran searah)

Aliran parallel terjadi ketika media sisi shell dan sisi tube memasuki heat exchanger dari ujung heat exchanger yang sama dan mengalir ke ujung heat exchanger yang berlawanan. (Gambar 5.4c) Perubahan suhu (ΔT) di kedua media sama untuk keduanya, yaitu keduanya bertambah atau berkurang dengan jumlah tertentu.

5.3 Kontruksi

Heat exchanger dapat diklasifikasikan menurut fitur konstruksinya. Faktor kinerja penting untuk semua heat exchanger adalah jumlah luas permukaan perpindahan panas dalam volume heat exchanger. Ini disebut faktor kekompakannya dan diukur dalam meter persegi per meter kubik. (Zohuri 2018) Berdasarkan konstruksi, heat exchanger diklasifikasikan sebagai berikut: (Thulukkanam 2013)



Gambar 5.4. Tipe aliran fluida (a) Parallel flow; (b) counterflow; (c) cross flow
(Zohuri 2017)

1. Tubular heat exchanger—pipa ganda, shell dan tube, tabung melingkar.
2. Plate heat exchanger (PHEs)—bergasket, dibrazing, dilas, spiral, panel coil, lamella.
3. Extended surface heat exchanger—tube-fin, plate-fin
4. Regenerator—fixed matrix, rotary matriks.

5.3.1 *Heat Exchanger Tubular*

Heat exchanger tubular dibangun dari tabung melingkar. Satu cairan mengalir di dalam tabung dan yang lainnya mengalir di luar tabung. Diameter tabung, jumlah tabung, panjang tabung, tinggi tabung, dan susunan tabung dapat diubah. Oleh karena itu, ada fleksibilitas yang cukup besar dalam desain mereka. (Kakac 2012)

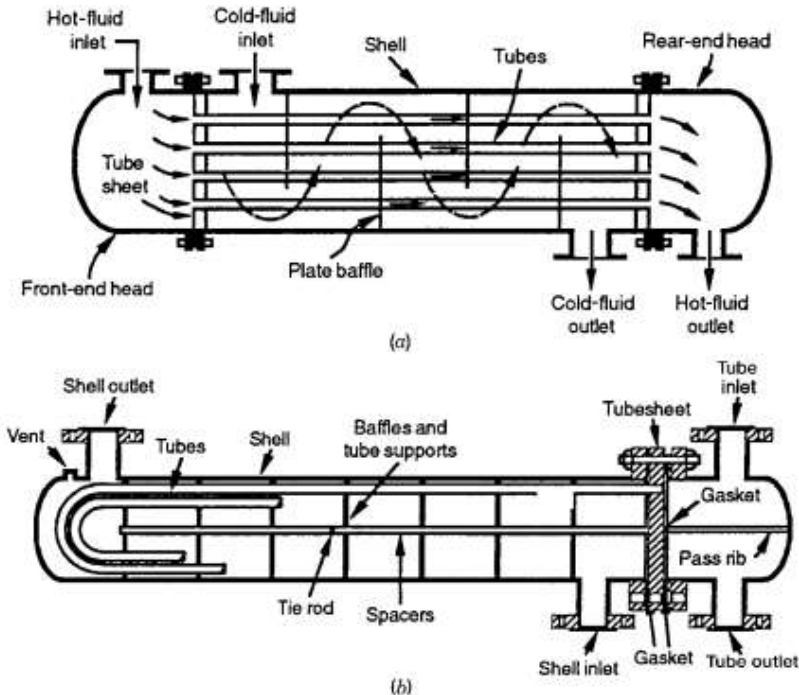
Heat exchanger tubular dapat diklasifikasikan lebih lanjut sebagai berikut :

1. *Shell-and-tube heat exchanger*
 2. *Double pipe heat exchanger (exchanger pipa ganda)*
 3. *Heat exchanger tipe tabung spiral*
1. *Exchanger Shell-and-Tube*. Dalam industri proses, shell and tube heat exchanger digunakan dalam jumlah besar, jauh lebih banyak daripada jenis *exchanger* lainnya. Lebih dari 90% *heat exchanger* yang digunakan di industri adalah tipe shell and tube. STHE adalah "pekerja keras" dari perpindahan panas proses industry. Gambar 5.5 menunjukkan STHE. (Thulukkanam 2013)
Shell-and-tube exchanger diklasifikasikan dan dibangun sesuai dengan standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) yang banyak digunakan (Byrne 2007), DIN dan standar lainnya di Eropa dan di tempat lainya *American Society of Mechanical Engineers*), dan ASME (boiler dan bejana tekan).

Komponen utama shell-and-tube exchanger:

Tube. Tube bundar dalam berbagai bentuk digunakan dalam exchanger shell-and-tube. Yang paling umum adalah bundel tube dengan tube lurus dan U (Gambar 5.5).

Shell. Shell adalah wadah untuk cairan shell. Shell terbuat dari pipa bundar jika diameter shell kurang dari sekitar 0,6 m dan terbuat dari pelat logam yang digulung dan dilas secara longitudinal untuk diameter shell lebih besar dari 0,6 m. Tujuh jenis konfigurasi shell, distandarisasi oleh Byrne (2007).



Gambar 5.5. (a) STHE shell dan tube satu pass; (b) STHE shell satu pas dan tube dua pas.(Shah and Sekuli 2007)

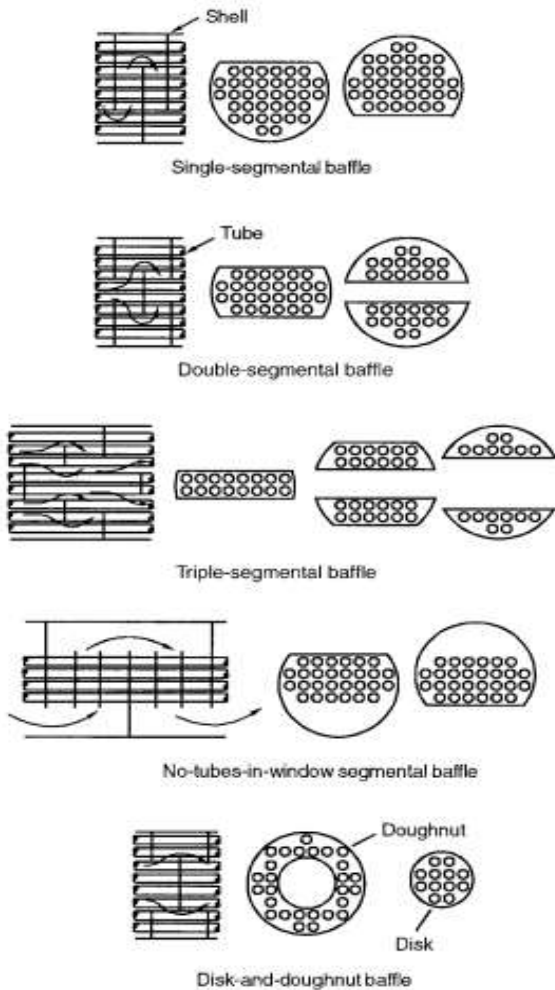
Nozel. Nozel berfungsi sebagai tempat masukan dan keluaran fluida shell dan tube. Nozel berupa pipa berpenampang tetap dilas ke shell. Nozel berfungsi mengatur fluida masuk ke shell menjadi merata, dan untuk menghasilkan efisien perpindahan panas yang baik. (Shah and Sekuli 2007)

Kepala **Depan dan Belakang.** Digunakan untuk masuk dan keluar dari cairan tube; Ujung belakang dibuat untuk menjaga ekspansi termal tube. Front-end head stasioner, sedangkan rear-end head dapat berupa stasioner (memungkinkan tidak ada ekspansi termal tube) atau mengambang, tergantung pada tegangan termal antara tube dan shell. (Byrne 2007)

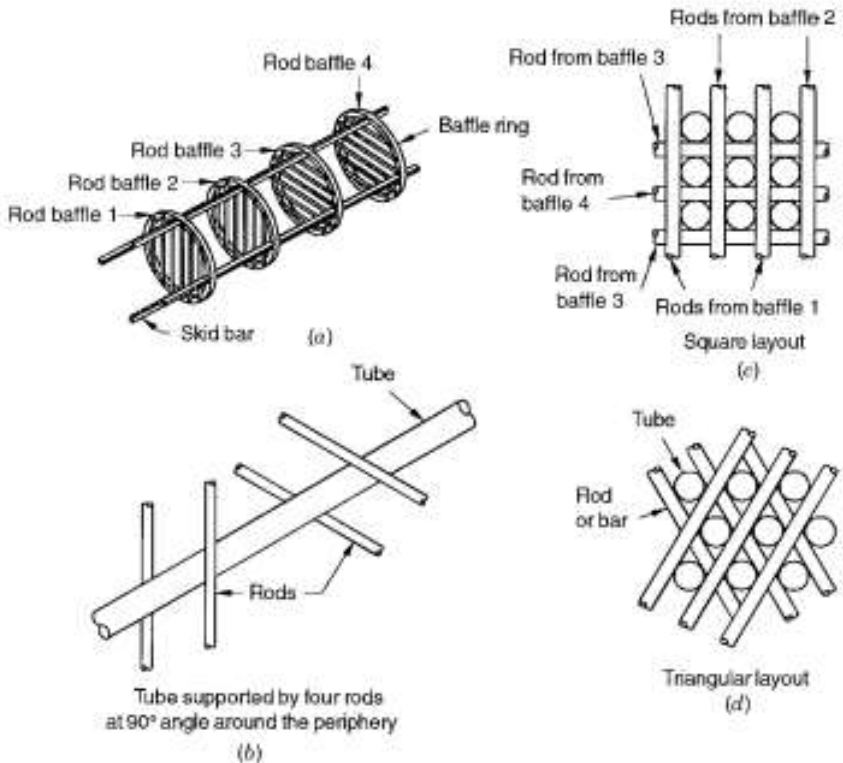
Baffle. Baffle berfungsi untuk menopang tube, untuk mengarahkan aliran fluida mendekati normal ke tube, dan untuk meningkatkan turbulensi fluida shell. Ada berbagai jenis baffle, dan pilihan jenis baffle, spacing, dan geometri tergantung pada laju aliran penurunan tekanan sisi shell yang diperbolehkan, persyaratan penopang tube, dan getaran yang diinduksi aliran. Banyak variasi penukar shell-and-tube yang tersedia; perbedaannya terletak pada susunan konfigurasi aliran dan pada detail konstruksinya. Gambar 5.6 adalah baffle tunggal dan multisegmental serta baffle cakram dan donat. Gambar 5.7 bentuk baffle batang (Shah and Sekuli 2007) dan Gambar 5.8 bentuk baffle helical. Pemilihan tipe baffle, spacing, dan cut sangat ditentukan oleh laju aliran fluida shell, laju perpindahan panas yang diinginkan, penurunan tekanan yang diijinkan, penopang tube, dan getaran yang diinduksi aliran. (Nimankar and Dahake 2016)

Tube sheet. Tube sheet berupa (lembaran tube) dalam heat exchanger adalah pelat dengan lubang yang dibor pada posisi optimal. Tube kemudian melewati lubang ini. Tubesheet berfungsi menahan (pengikat) tube di tempatnya di dalam

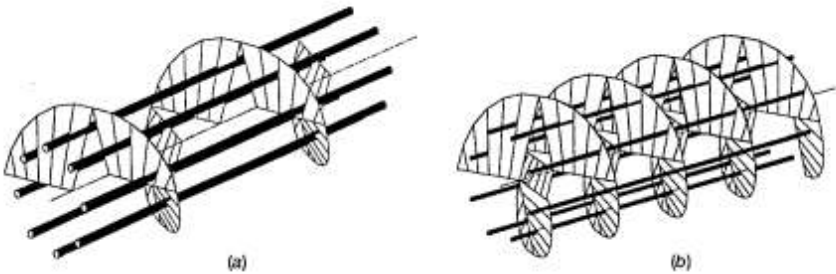
heat exchanger untuk memastikan perpindahan panas yang efektif. Gambar 5.9. (Charate et al. 2015)



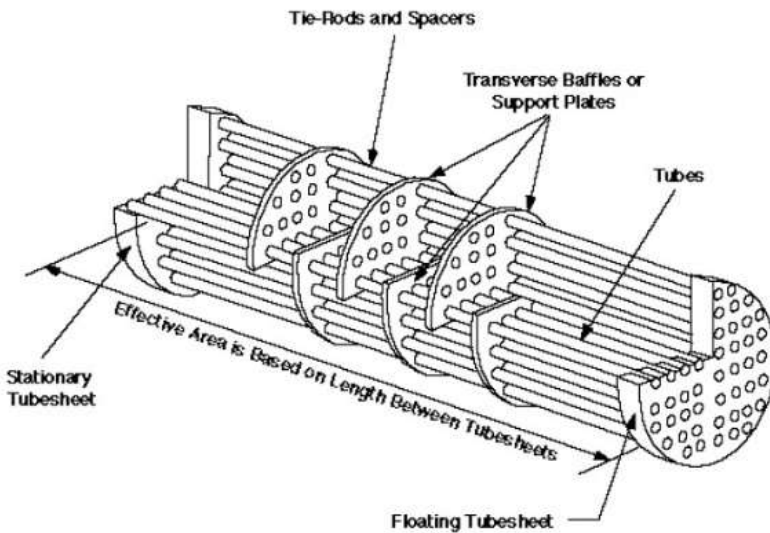
Gambar 5.6. Tipe baffle Pelat
(Shah and Sekuli 2007)



Gambar 5.7. (a) Empat baffle batang diikat oleh batang selip (tidak ada tube yang diperlihatkan); (b) tube dalam penukar baffle batang yang didukung oleh empat batang; (c) tata letak persegi tabung dengan batang; (d) tata letak segitiga tabung dengan batang (Shah and Sekuli 2007)



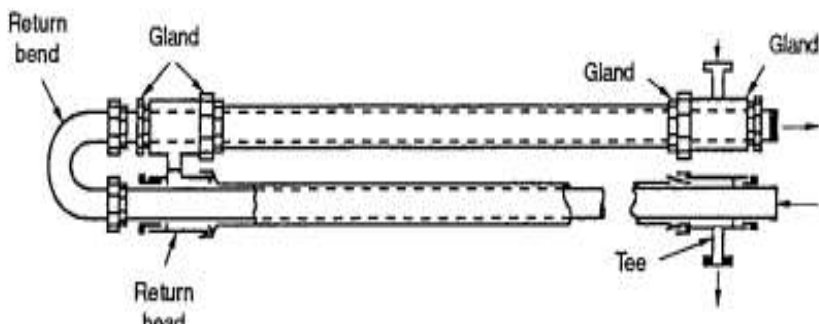
Gambar 5.8. Baffle helical shell-and-tube heat exchanger: (a) helix tunggal; (b) helix ganda.
(Nimankar and Dahake 2016)



Gambar 5.9. Desain Tube Sheet:
<https://www.haihaopiping.com/tag/tube-sheet>

2. *Double pipe Heat exchanger*

Double pipe heat exchanger (*heat exchanger* pipa ganda) memiliki dua pipa konsentris, biasanya dalam bentuk desain U-bend. *double pipe heat exchanger* dengan desain U-bend dikenal sebagai *heat exchanger hairpin*. Pengaturan aliran adalah arus balik murni. Sejumlah *double pipe heat exchanger* dapat dihubungkan secara seri atau paralel sesuai kebutuhan. Aplikasi biasa mereka adalah untuk tugas kecil yang membutuhkan, biasanya, kurang dari 300 ft² dan cocok untuk tekanan tinggi dan suhu dan beban termal yang panjang (Thulukkanam 2013). Ini memiliki keunggulan fleksibilitas karena unit dapat ditambahkan atau dihapus sesuai kebutuhan, dan desainnya mudah diservis dan memerlukan persediaan suku cadang yang rendah karena standarisasinya. Baik sirip memanjang atau sirip melingkar di dalam annulus pada dinding pipa bagian dalam diperlukan untuk meningkatkan perpindahan panas dari cairan pipa bagian dalam ke cairan annulus. Tekanan dan suhu desain secara umum mirip dengan *shell and tube heat exchanger* (STHE). Desainnya sederhana dan dilakukan dengan menggunakan metode Kern (Kern 1950). Gambar 5.10 menunjukkan *heat exchanger* pipa ganda.



Gambar 5.10. Double Pipe heat exchanger
(Kern 1950)

5.3.2 Heat Exchanger Tipe Pelat (PHEs)

PHEs tidak banyak digunakan daripada heat exchanger tubular tetapi menawarkan keuntungan penting tertentu. PHE dapat diklasifikasikan menjadi tiga kelompok utama:

- PHE pelat dan bingkai atau gasket digunakan sebagai alternatif untuk shell and tube heat exchanger untuk aplikasi perpindahan panas cair-cair bertekanan rendah dan menengah.
- *Heat exchanger spiral* digunakan sebagai alternatif untuk *shell and tube exchanger* di mana diperlukan pemeliharaan rendah, terutama dengan cairan yang cenderung berlumpur atau mengandung bubur atau padatan dalam suspensi.
- *Heat exchanger panel* terbuat dari pelat timbul untuk membentuk saluran atau koil untuk cairan ditambah dengan sirip.

1. *Heat exchanger Gasketed Pelat*

Konstruksi dasar heat exchanger gasket ini pelat-and-frame berupa sejumlah pelat logam persegi panjang tipis yang di segel disekitar tepinya dengan gasket dan disatukan dalam rangka seperti diperlihatkan pada Gambar 5.11. (Carvalho 2015)

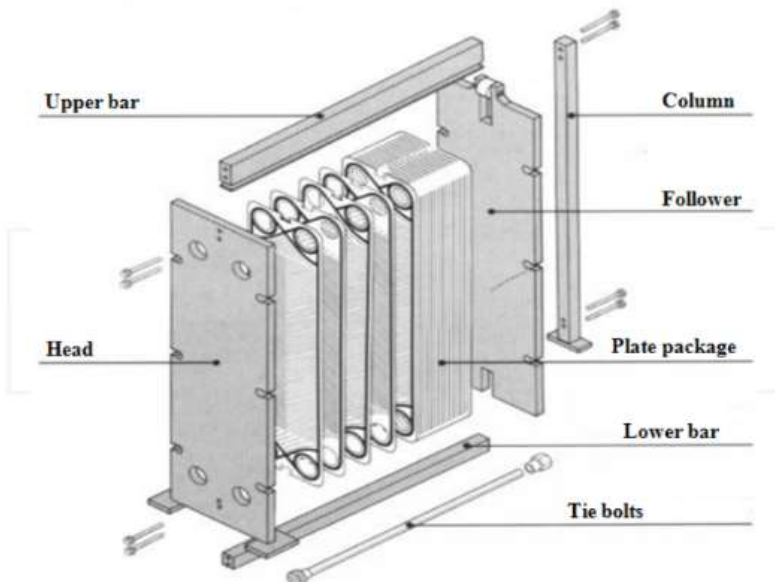
2. *Heat exchanger Pelat Dilas*

Salah satu keterbatasan heat exchanger pelat gasket adalah adanya gasket, yang membatasi penggunaannya untuk cairan yang kompatibel (cairan non korosif) dan yang membatasi suhu dan tekanan operasi. Untuk mengatasi keterbatasan ini, sejumlah desain heat exchanger pelat yang dilas telah muncul dengan pasangan pelat yang dilas pada satu atau kedua sisi fluida. (Shah and Sekuli 2007)

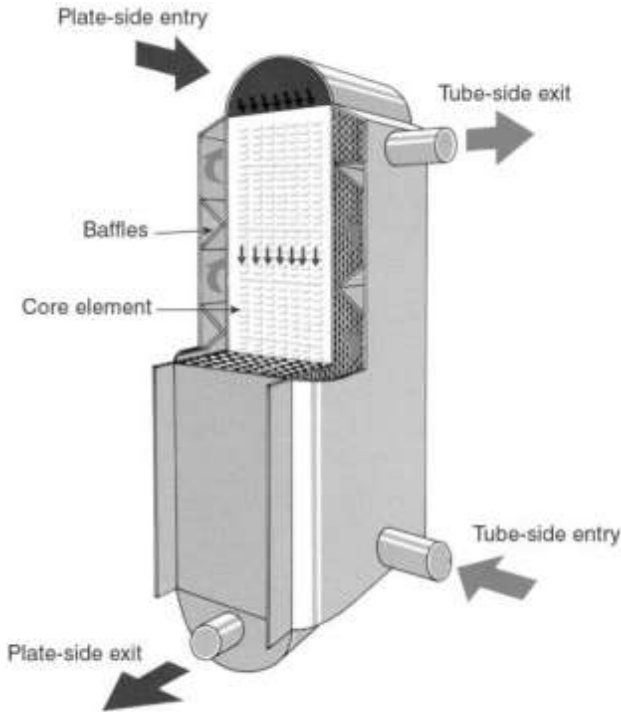
Heat exchanger pelat las Bavex dengan header las ditunjukkan pada Gambar 5.12. Stacked Plate Heat Exchanger

adalah desain heat exchanger pelat las lainnya (dari Packinox), di mana pelat persegi panjang ditumpuk dan dilas di tepinya.

Heat exchanger pelat brazing vakum adalah PHE kompak untuk kegunaan suhu tinggi dan tekanan tinggi, dan tidak memiliki gasket, baut pengencang, rangka, atau batang pembawa dan pemandu. Ini hanya terdiri dari pelat baja tahan karat dan dua pelat ujung, semuanya umumnya dibrazing tembaga, tetapi nikel dibrazing untuk unit amonia. Ukuran pelat umumnya terbatas.



Gambar 5.11. Pelat Gasketed dan rangka heat exchanger (Carvalho 2015)

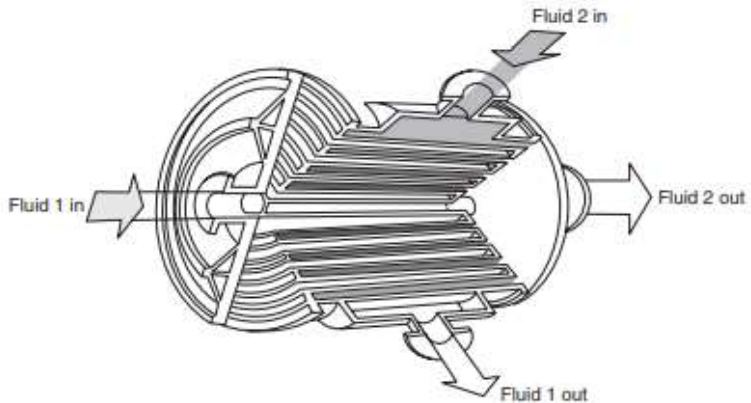


Gambar 5.12. Heat exchanger pelat di las Bavex
(Shah and Sekuli 2007)

3. *Heat exchanger* Pelat Spiral.

SPHE ini dibuat dengan menggulung sepasang pelat yang relatif panjang di sekitar mandrel yang terbelah untuk membentuk sepasang saluran spiral. Spasi saluran dipertahankan secara seragam di sepanjang lintasan spiral dengan menggunakan kancing pengatur jarak yang dilas ke strip pelat sebelum digulung. Untuk sebagian besar aplikasi, kedua saluran aliran ditutup oleh saluran alternatif yang dilas di kedua sisi pelat spiral. Di beberapa layanan, salah satu saluran dibiarkan terbuka, sedangkan yang lain tertutup di

kedua sisi pelat. SPHE ini ditunjukkan pada Gambar 5.13. (Thulukkanam 2013)



Gambar 5.13. Heat exchanger pelat spiral dengan kedua fluida dalam aliran balik spiral.
(Shah and Sekuli 2007)

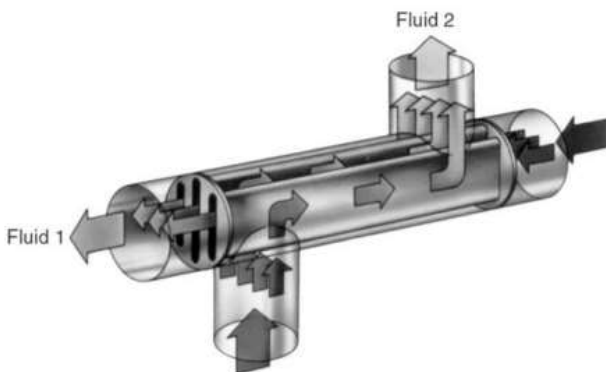
4. Heat exchanger Lamella

Lamella adalah bentuk heat exchanger yang dilas yang menggabungkan konstruksi PHE dengan penukar cangkang dan tabung tanpa baffle. Dalam desain ini, tabung diganti dengan pasangan pelat logam paralel datar tipis, yang dilas tepi untuk menyediakan saluran sempit panjang, dan tepi elemen dengan lebar bervariasi ini dikemas bersama untuk membentuk bundel melingkar dan dipasang di dalam shell. Dengan desain ini, luas aliran pada sisi cangkang minimum dan sama besarnya dengan bagian dalam tepian elemen; karena ini, kecepatan kedua media cair sebanding. Aliran ini pada dasarnya adalah aliran “tubeside” berlawanan arah longitudinal dari fluida tube dan shell. Karena itu, kecepatan kedua media cair sebanding. Juga, tidak adanya baffle

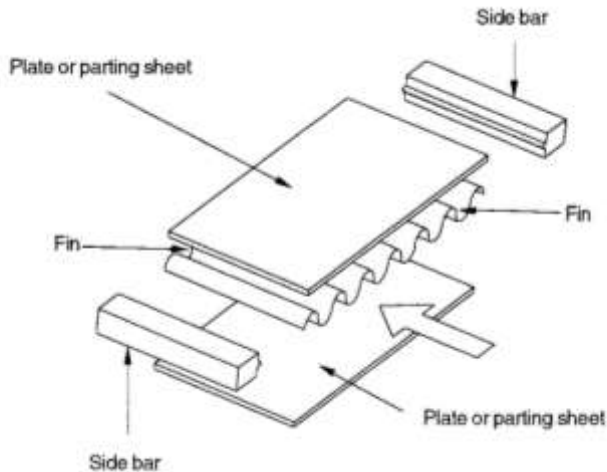
meminimalkan penurunan tekanan. Salah satu ujung paket elemen diperbaiki dan yang lainnya mengambang untuk memungkinkan ekspansi dan kontraksi termal. Sambungan yang dipasang di kedua ujung cangkang, seperti pada desain cangkang dan tabung normal, memungkinkan bank elemen ditarik, membuat permukaan luar dapat diakses untuk pemeriksaan dan pembersihan. Heat exchanger lamella ditunjukkan pada Gambar 9.14.

5.3.3 *Extended Surface Heat Exchangers*

Dalam *heat exchanger* dengan gas atau beberapa cairan, jika koefisien perpindahan panas cukup rendah, diperlukan luas permukaan perpindahan panas yang besar untuk meningkatkan laju perpindahan panas. Persyaratan ini dipenuhi oleh sirip yang menempel pada permukaan primer. *Heat exchanger* sirip tabung dan *heat exchanger* sirip pelat adalah contoh paling umum dari *heat exchanger* permukaan yang diperluas. Geometri sirip pelat dan sirip tabung adalah dua jenis *heat exchanger* permukaan yang paling umum seperti pada Gambar 5.15. (Nimankar and Dahake 2016)



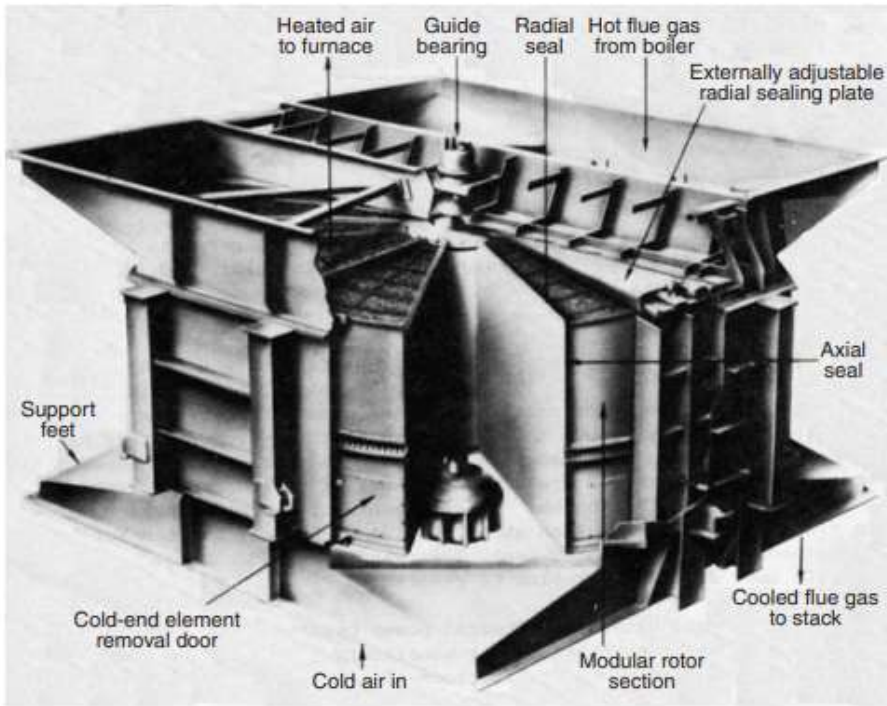
Gambar 5.14. Heat exchanger Lamella (Shah and Sekuli 2007)



Gambar 5.15. Komponen dasar heat exchanger sirip pelat (Nimankar and Dahake 2016)

5.3.4 Regenerator

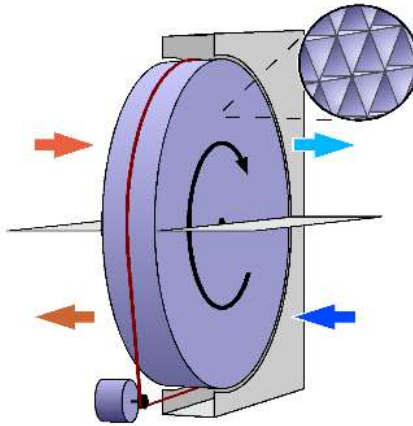
Regenerator adalah heat exchanger tipe penyimpanan. Permukaan atau elemen perpindahan panas biasanya disebut sebagai matriks dalam regenerator. Untuk memiliki operasi yang kontinyu, matriks harus dipindahkan secara periodik masuk dan keluar dari aliran gas tetap, seperti pada regenerator putar (Gambar 9.16). (Shah and Sekuli 2007) dan Gambar 5.17. (G.U.N.T. Gerätebau GmbH 2017) atau aliran gas harus dialihkan melalui katup ke dan dari matriks tetap.



Gambar 5.16. Preheater udara Ljungstrom.
(Shah and Sekuli 2007)

5.4 Pengoperasian Dasar Heat Exchanger

Pengoperasian heat exchanger berbeda satu dan lainnya tergantung type heat exchanger. Berdasarkan prinsip operasi heat exchanger secara tidak langsung (*indirect heat exchangers*) dan heat exchanger langsung (*direct heat exchangers*). Cairan atau gas biasanya digunakan sebagai media kerja, dalam kasus khusus juga cairan yang menguap atau uap yang mengembun.



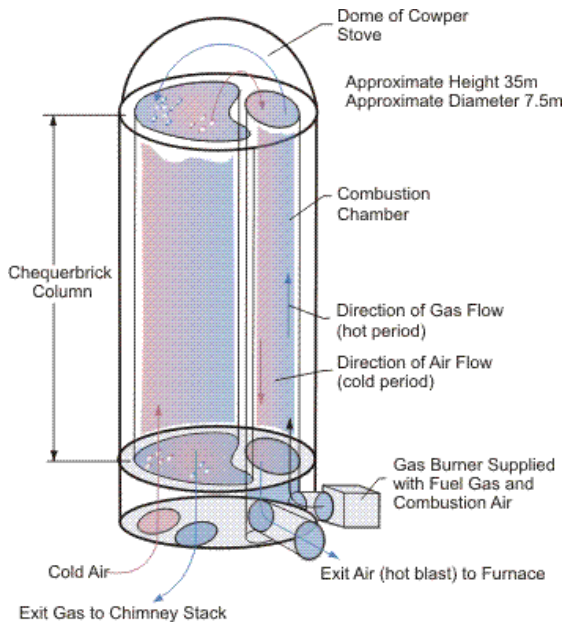
Gambar 5.17. Heat wheel regenerator
(G.U.N.T. Gerätebau GmbH 2017)

5.4.1 Operasi perpindahan panas tidak langsung

Heat exchanger tidak langsung terdiri dari dua tipe yaitu:

1. *Heat exchanger regenerator* atau regeneratif adalah jenis *heat exchanger* di mana panas dari fluida panas disimpan sebentar-sebentar dalam media penyimpanan termal sebelum dipindahkan ke fluida dingin. Regenerator terdiri dari dua tipe yaitu *heat exchanger* semburan panas di tanur sembur (*hot-blast in blast furnace*) Gambar 5.18 dan *heat exchanger* berputar Gambar 5.17.

Pengoperasian regenerator, media panas dan dingin mengalir melalui tangki penyimpanan secara bergantian. Perpindahan panas tidak langsung, karena flux panas yang akan distransfer pertama kali dipindahkan ke media penyimpanan dan kemudian diteruskan ke media target.



Gambar 5.18. Regenerator Pemanas hot-blast
(Consonno et al. 2014)

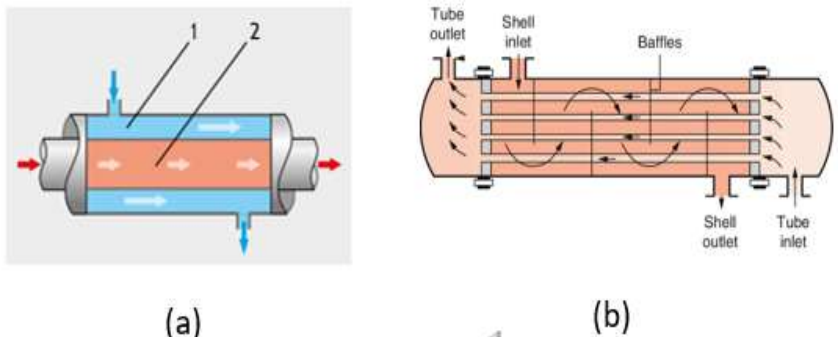
2. Recuperator adalah jenis heat exchanger yang memiliki jalur aliran terpisah untuk setiap fluida di seluruh bagiannya dan panas dipindahkan melalui dinding pemisah. Sebagian besar recuperator beroperasi sebagai heat exchanger aliran balik. Recuperator terdiri dari tiga tipe yaitu: heat exchanger tabung Gambar 5.19(a), shell and tube heat exchanger Gambar 5.19(b) dan heat exchanger pelat seperti Gambar 5.17. Pengoperasi recuperator, dua media mengalir secara bersamaan dalam keadaan mantab (*steady*). Aliran media dapat diatur dalam aliran paralel, aliran berlawanan dan aliran silang. Ada partisi antara aliran media, yang berfungsi sebagai permukaan transfer. Panas dipindahkan secara tidak langsung dari media panas ke partisi dan dari partisi ke

media dingin, tanpa jeda waktu. (Shah and Sekuli 2007; Charate et al. 2015)

5.4.2 Operasi perpindahan panas langsung

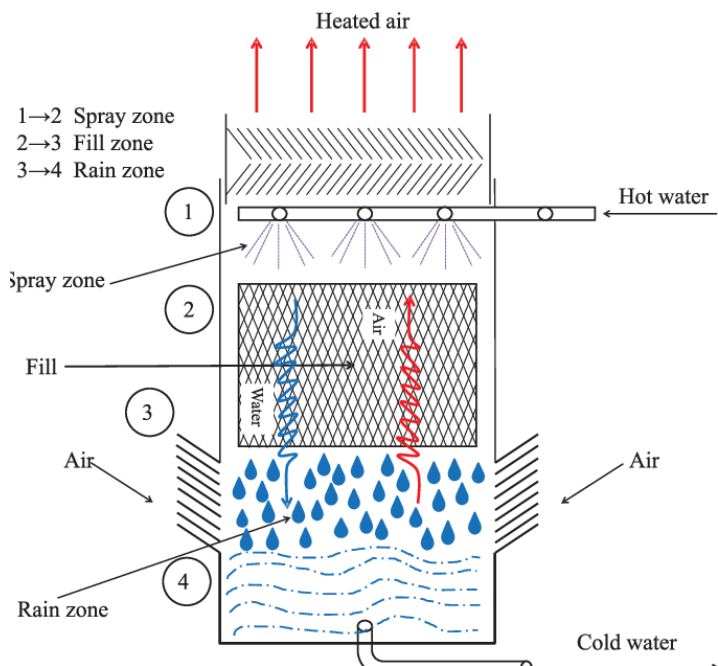
Heat exchanger langsung disebut juga *heat exchanger mix* (campuran) yang terdiri dari Menara pendingin basah Gambar 5.20. (Guo et al. 2019) dan intercooling di rolling mills Gambar 5.21. (N.K 2021)

Operasi *heat exchanger* campuran dimana *heat exchanger kontak* langsung, menyatukan dua media dengan suhu berbeda dan mencampurnya. Perpindahan panas dan massa terjadi secara langsung.

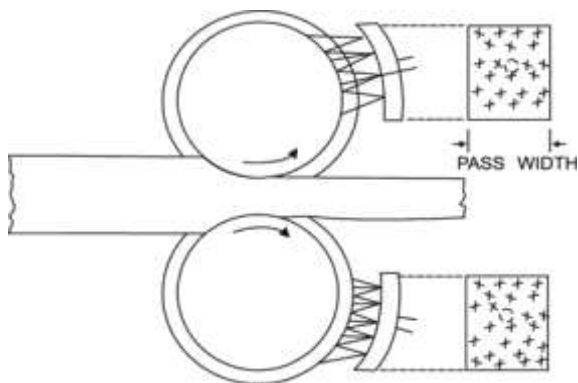


Gambar 5.19. Recuperator (a) heat exchangers tabung*): 1.Tube luar, media panas, 2..Tube dalam; media dingin, (b) Shell and tube heat exchangers**).

*)(Shah and Sekuli 2007); **)(Charate et al. 2015)



Gambar 5.20. Menara pendingin basah (Guo et al. 2019)



Gambar 5.21. Inter cooling in rolling mills (Guo et al. 2019) ;
 **) (N.K 2021)

DAFTAR PUSTAKA

- Ackermann, Robert A. 1997. "Regenerative Heat Exchanger Theory." *Cryogenic Regenerative Heat Exchangers*: 15–59.
- Byrne, Richard C. 2007. "TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association) 9Th Edition 2007."
- Carvalho, Esdras P. 2015. "Modeling and Design of Plate Heat Exchanger Modeling and Design of Plate Heat Exchanger." (February 2018).
- Cengel Y.A. 2006. "Yunus A. Cengel - Heat and Mass Transfer_ (SI Units)_ A Practical Approach, 3rd Edition (2006).Pdf."
- Charate, Tushar, Nishant Awate, Jaai Badgujar, and Suhas Jadhav. 2015. "Review of Literature on Heat Transfer Enhancement in Heat Exchangers." 6(12): 198–201.
- Consonno, F et al. 2014. "Case Study : Restoration of a Blast Furnace Stoves Safety Automation." : 1105–10.
- Deyin, Anup Kumar. 2014. "Basics of Shell and Tube Heat Exchangers (With PDF) – What Is Piping." <https://whatispiping.com/shell-and-tube-heat-exchangers/>.
- G.U.N.T. Gerätebau GmbH. 2017. "Basic Knowledge: Heat Exchangers." : 1–2. https://www.gunt.de/images/download/Heat-exchangers-basic-knowledge_english.pdf.
- Guo, Qianjian, Xiaoni Qi, Peng Sun, and Pengjiang Guo. 2019. "New Explicit Analytical Solutions of Equations for Heat and Mass Transfer in a Cooling Tower Energy System." 11(12): 1–8.
- Kakac, Sadik. 2012. *HEAT EXCHANGERS Selection, Rating, and Thermal Design*. Third Edit. Boca Raton London New York: CRC Press Taylor & Francis Group. <https://learnengineering.in/heat-exchangers-selection-rating-and-thermal-design-by-sadik-kakac/>.
- Kern, D.Q. 1950. "Process Heat Transfer (1950).Pdf."

- N.K, Gupta. 2021. *STEEL ROLLING Principle, Process & Application*. 1st Editio. London: Taylor & Francis Group. <https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/9781003182399/steel-rolling-gupta>.
- Nimankar, Sachchidanand J, and Prof Sachin K Dahake. 2016. "GLOBAL JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCE AND RESEARCHES REVIEW OF HEAT EXCHANGERS." 3(December): 81–92.
- Shah, Ramesh K, and Duan P. Sekuli. 2007. Fundamentals of Heat Exchanger Design *Selection of Heat Exchangers and Their Components*.
- Thulukkanam, Kuppan. 2013. Heat Exchanger Design Handbook *Heat Exchanger Design Handbook*.
- Zohuri, Bahman. 2017. "Heat Exchanger Types and Classifications." In , 19–56.
- . 2018. *Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation Chapter 2*.

BAB 6

PRINSIP - PRINSIP PERPINDAHAN PANAS RADIASI

Oleh Octovianus SR Pasanda

6.1 Pendahuluan

Radiasi adalah perpindahan panas dari satu benda ke benda lain melalui gelombang elektromagnetik. Perpindahan panas radiasi tidak mengharuskan benda-benda bersentuhan atau aliran fluida di antara benda-benda itu. Perpindahan panas radiasi terjadi di ruang kosong (begitulah cara matahari menghangatkan kita).

Orang-orang di ruangan dengan suhu udara 72°F mungkin merasa dingin tidak nyaman jika dinding dan langit-langitnya bersuhu 50°F. Sebaliknya, mereka mungkin merasa hangat dan tidak nyaman jika suhu dinding 85°F. Meskipun suhu udara sama dalam kedua kasus, pendinginan atau pemanasan radiasi tubuh mereka relatif terhadap dinding dan langit-langit akan mempengaruhi tingkat kenyamanan mereka (orang merasakan kehilangan atau penambahan panas, bukan suhu), (Arne & Kari Olson, 2020).

Jika Anda berdiri di depan perapian atau di dekat api unggun, Anda merasakan perpindahan panas yang dikenal sebagai radiasi. Sisi Anda yang paling dekat dengan api menghangat, sementara sisi Anda yang lain tetap tidak terpengaruh oleh panas. Meskipun Anda dikelilingi oleh udara, udara tidak ada hubungannya dengan perpindahan panas ini. Lampu pemanas, yang membuat makanan tetap hangat, bekerja dengan cara yang sama. Radiasi adalah transfer energi panas melalui ruang oleh radiasi elektromagnetik.

Radiasi termal adalah radiasi elektromagnetik di wilayah inframerah spektrum elektromagnetik, meskipun sebagian berada di wilayah yang terlihat. Istilah radiasi termal sering digunakan untuk membedakan bentuk radiasi elektromagnetik ini dari bentuk lain, seperti gelombang radio, sinar-x, atau sinar gamma. Ini dihasilkan oleh gerakan termal partikel bermuatan dalam materi, dan oleh karena itu, materi apa pun dengan suhu di atas nol mutlak mengeluarkan energi radiasi. Radiasi termal tidak memerlukan media apa pun untuk transfer energi. Perpindahan energi melalui radiasi adalah yang tercepat (pada kecepatan cahaya), dan tidak mengalami pelemahan dalam ruang hampa.

Berbeda dengan perpindahan panas secara konduksi atau konveksi yang terjadi ke arah penurunan suhu, perpindahan panas radiasi termal dapat terjadi antara dua benda yang dipisahkan oleh medium yang lebih dingin dari kedua benda tersebut. Misalnya, radiasi matahari mencapai permukaan bumi setelah melewati lapisan dingin atmosfer di ketinggian, (Theodore L. et al. 2011).

Sebagian besar radiasi elektromagnetik yang datang ke bumi dari matahari berbentuk cahaya tampak. Cahaya terbuat dari gelombang frekuensi yang berbeda. Frekuensi adalah jumlah kejadian yang terjadi berulang kali, selama waktu yang ditentukan. Dalam radiasi elektromagnetik, frekuensi adalah berapa kali gelombang elektromagnetik bergerak melewati suatu titik setiap detik.

Otak kita menafsirkan frekuensi yang berbeda ini menjadi warna, termasuk merah, jingga, kuning, hijau, biru, nila, dan ungu. Saat mata melihat semua warna berbeda ini pada saat bersamaan, itu ditafsirkan sebagai putih. Gelombang dari matahari yang tidak dapat kita lihat adalah inframerah, yang memiliki frekuensi lebih rendah daripada merah, dan ultraviolet, yang memiliki frekuensi lebih tinggi daripada cahaya ungu.

Sebagian besar radiasi matahari diserap oleh atmosfer dan sebagian besar yang mencapai permukaan bumi dipancarkan

kembali ke atmosfer menjadi energi panas. Benda berwarna gelap seperti aspal menyerap lebih banyak energi pancaran dan lebih cepat panas daripada benda berwarna terang. Benda gelap juga memancarkan energinya lebih cepat daripada benda berwarna lebih terang, (NOAA, 2023).

6.2 Radiasi Benda Hitam

Diketahui bahwa jumlah energi radiasi yang dipancarkan dari suatu permukaan pada panjang gelombang tertentu bergantung pada bahan benda dan kondisi permukaannya, serta suhu permukaan. Oleh karena itu, berbagai bahan memancarkan jumlah energi radiasi yang berbeda meskipun berada pada suhu yang sama. Benda yang memancarkan panas maksimum untuk suhu mutlaknya disebut benda hitam. Benda hitam adalah tubuh fisik ideal yang memiliki sifat khusus. Menurut definisi, benda hitam dalam kesetimbangan termal emisivitas $\varepsilon = 1,0$. Benda nyata tidak memancarkan panas sebanyak benda hitam sempurna, dan mereka memancarkan lebih sedikit panas daripada benda hitam dan oleh karena itu disebut benda abu-abu.

Permukaan benda hitam memancarkan radiasi termal dengan laju sekitar 448 watt per meter persegi pada suhu kamar (25 °C, 298,15 K). Benda nyata dengan emisivitas kurang dari 1,0 (misalnya kawat tembaga) memancarkan radiasi dengan laju yang lebih rendah (misalnya, $448 \times 0,03 = 13,4 \text{ W/m}^2$). Emisivitas memainkan peran penting dalam masalah perpindahan panas. Misalnya, kolektor surya merupakan suatu bagian dari peralatan yang dapat menghasilkan energi panas dengan memanfaatkan energi radiasi matahari sebagai sumber utama dengan emisivitas yang sangat rendah. Kolektor ini membuang sangat sedikit energi matahari melalui emisi radiasi termal. Karena absorptivitas dan emisivitas saling berhubungan oleh Hukum radiasi termal Kirchhoff, benda hitam juga merupakan penyerap radiasi elektromagnetik yang sempurna.

Hukum radiasi termal Kirchhoff: Untuk benda *arbitrer* yang memancarkan dan menyerap radiasi termal dalam kesetimbangan termodinamika, emisivitas sama dengan absorptivitas, (emisivitas ϵ = absorptivitas α). Sebuah benda hitam menyerap semua insiden radiasi elektromagnetik, terlepas dari frekuensi atau sudut datangnya, dan oleh karena itu absorptivitasnya sama dengan satu, yang juga merupakan nilai tertinggi. Benda hitam adalah penyerap sempurna (dan pemancar sempurna).

Perhatikan bahwa radiasi tampak menempati pita spektrum yang sangat sempit dari 400 hingga 760 nm. Kami tidak dapat membuat penilaian apa pun tentang kegelapan permukaan berdasarkan pengamatan visual. Misalnya, pertimbangkan kertas putih yang memantulkan cahaya tampak dan karenanya tampak putih. Di sisi lain, pada dasarnya hitam untuk radiasi infra merah (absorptivitas $\alpha = 0,94$) karena mereka sangat menyerap radiasi dengan panjang gelombang panjang.

Daya pancar benda hitam, E_b [W/m^2], dari benda hitam ke sekelilingnya sebanding dengan pangkat empat suhu absolut dan dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (1)$$

di mana σ adalah konstanta fisika fundamental yang disebut konstanta Stefan–Boltzmann, sama dengan $5,6697 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^4$, dan T adalah temperatur mutlak permukaan dalam K.

Istilah benda hitam diperkenalkan oleh fisikawan Jerman Gustav Kirchhoff pada tahun 1860. Radiasi benda hitam juga disebut radiasi termal, radiasi rongga, radiasi lengkap, atau radiasi temperatur. Tiga hukum berikut berhubungan dengan radiasi benda hitam:

Hukum Kirchhoff. Hukum ini memberikan hubungan antara emisivitas dan absorptivitas suatu objek.

Hukum Planck. Hukum ini menjelaskan spektrum radiasi benda hitam, yang hanya bergantung pada suhu benda.

Hukum perpindahan Wien. Hukum ini menentukan frekuensi yang paling mungkin dari radiasi yang dipancarkan.

Hukum Stefan-Boltzmann. Hukum ini memberikan intensitas pancaran.

Perpindahan panas melalui radiasi terjadi dalam bentuk *gelombang* elektromagnetik terutama di daerah inframerah. Radiasi yang dipancarkan oleh suatu benda adalah konsekuensi dari agitasi termal dari molekul penyusunnya. Perpindahan panas radiasi dapat dijelaskan dengan mengacu pada 'benda hitam'. Benda hitam didefinisikan sebagai benda yang menyerap semua radiasi yang jatuh di permukaannya. Benda hitam yang sebenarnya tidak ada di alam - meskipun karakteristiknya didekati dengan lubang di kotak yang berisi bahan yang sangat menyerap. Spektrum emisi benda hitam seperti itu pertama kali dijelaskan sepenuhnya oleh Max Planck.

Benda hitam adalah benda hipotetis yang sepenuhnya menyerap semua panjang gelombang radiasi termal yang terjadi padanya. Benda seperti itu tidak memantulkan cahaya, dan karena itu tampak hitam jika suhunya cukup rendah sehingga tidak bercahaya sendiri. Semua benda hitam yang dipanaskan hingga suhu tertentu memancarkan radiasi termal.

Energi radiasi per satuan waktu dari benda hitam sebanding *dengan* pangkat empat suhu absolut dan dapat dinyatakan dengan Hukum Stefan-Boltzmann sebagai, (Engineering ToolBox, 2003)

$$q = \sigma T^4 A \quad (2)$$

di mana:

q = heat transfer per unit time (W)

$\sigma = 5.6703 \times 10^{-8}$ (W/m²K⁴) - The Stefan-Boltzmann Constant

T = absolute temperature in kelvins (K)

A = area of the emitting body (m²)

The Stefan-Boltzmann Constant in Imperial Units

$\sigma = 5.6703 \times 10^{-8}$ (W/m²K⁴)

$$= 1.714 \cdot 10^{-9} \text{ (Btu/(h ft}^2 \text{ }^\circ\text{R}^4 \text{))}$$

$$= 1.19 \cdot 10^{-11} \text{ (Btu/(h in}^2 \text{ }^\circ\text{R}^4 \text{))}$$

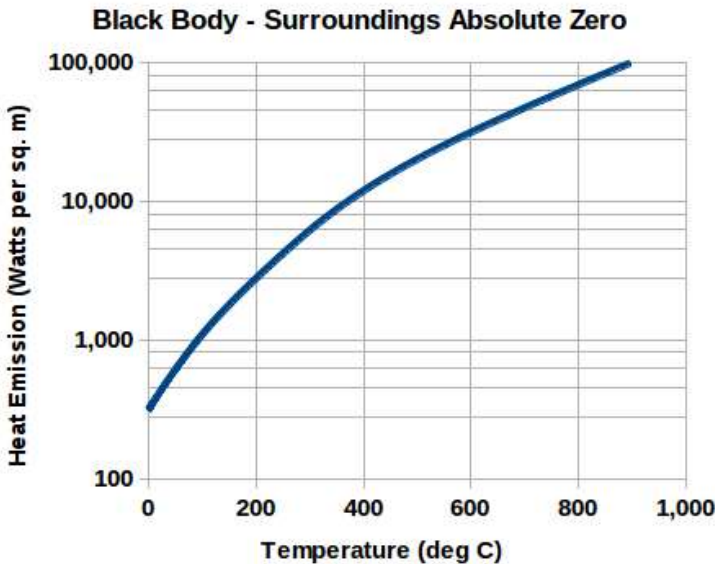
Contoh - Radiasi Panas dari permukaan Matahari

Jika suhu permukaan matahari adalah 5800 K dan jika kita mengasumsikan bahwa matahari dapat dianggap sebagai benda hitam, maka energi radiasi per satuan luas dapat dinyatakan dengan memodifikasi (2) menjadi

$$q / A = \sigma T^4$$

$$= (5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4) (5800 \text{ K})^4$$

$$= 6,42 \cdot 10^7 \text{ (W/m}^2\text{)}$$



Gambar 6.1. Radiasi Panas Dari Permukaan
(Sumber : Engineering ToolBox, 2003)

6.3 Benda Kelabu dan Koefisien Emisivitas

Emisivitas, ϵ , dari permukaan suatu material adalah keefektifannya dalam memancarkan energi *sebagai* radiasi termal dan bervariasi antara 0,0 dan 1,0.

Menurut definisi, emisivitas benda hitam dalam kesetimbangan termal $\epsilon = 1,0$. Benda nyata tidak memancarkan panas sebanyak benda hitam sempurna, dan *mereka* memancarkan lebih sedikit panas daripada benda hitam dan oleh karena itu disebut benda abu-abu. Untuk mempertimbangkan fakta bahwa objek nyata adalah benda abu-abu, hukum Stefan-Boltzmann harus menyertakan emisivitas. Secara kuantitatif, emisivitas adalah rasio radiasi termal dari suatu permukaan terhadap radiasi dari permukaan hitam ideal pada suhu yang sama seperti yang diberikan oleh hukum Stefan-Boltzmann. Emisivitas hanyalah sebuah faktor yang dengannya kita mengalikan perpindahan panas benda hitam untuk mempertimbangkan bahwa benda hitam adalah kasus yang ideal.

Permukaan benda hitam memancarkan radiasi termal dengan laju sekitar 448 *watt* per meter persegi pada suhu kamar (25 °C, 298,15 K). Benda nyata dengan emisivitas kurang dari 1,0 (misalnya kawat tembaga) memancarkan radiasi dengan laju yang lebih rendah (misalnya, $448 \times 0,03 = 13,4 \text{ W/m}^2$). Emisivitas memainkan peran penting dalam masalah perpindahan panas. Misalnya, pengumpul panas matahari menggabungkan permukaan selektif dengan emisivitas yang sangat rendah. Kolektor ini membuang sangat sedikit energi matahari melalui emisi radiasi termal.

Untuk objek selain benda hitam ideal ('benda abu-abu'), Hukum Stefan-Boltzmann dapat dinyatakan sebagai

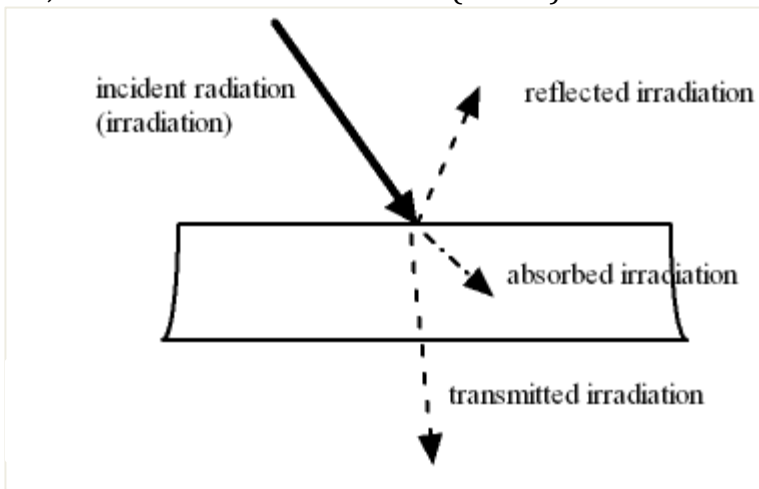
$$q = \epsilon \sigma T^4 A \quad (3)$$

di mana

ϵ = koefisien emisivitas objek ($\epsilon = 1$, untuk benda hitam)

Untuk benda abu-abu, radiasi disebut juga iradiasi, yaitu: sebagian dipantulkan, diserap, atau diteruskan. Bila energi radiasi menimpa permukaan suatu bahan, maka sebagian dari radiasi itu dipantulkan (refleksi), sebagian diserap (absorpsi), dan sebagian lagi diteruskan (transmisi), seperti digambarkan pada gambar di bawah. Fraksi yang dipantulkan dinamakan reflektivitas ρ , fraksi yang diserap absorpsivitas α , dan fraksi yang diteruskan transmisivitas τ . maka $\rho + \alpha + \tau = 1$

Ada dua fenomena yang dapat diamati bila radiasi menimpa suatu *permukaan*. Jika sudut jatuhnya sama dengan sudut refleksi, maka dikatakan refleksi itu specular. Di lain pihak, apabila berkas yang jatuh itu tersebar secara merata ke segala arah sesudah refleksi, maka refleksi itu disebut baur (diffuse).



Gambar 6.2. Bagan Pengaruh Radiasi Datang
(Sumber : Engineering ToolBox, 2003)

Refleksi specular memberikan bayangan cermin dari sumber kepada pengamat. Tetapi tidak ada permukaan sebenarnya hanya specular atau baur. Sebuah cermin biasa tentu bersifat specular untuk cahaya tampak tetapi belum bersifat specular untuk

keseluruhan rentang panjang gelombang radiasi termal. Biasanya, permukaan yang kasar lebih menunjukkan sifat baur daripada permukaan yang diumpankan mengkilap. Demikian pula, permukaan yang diumpankan lebih specular daripada permukaan kasar. Pengaruh kekasaran permukaan terhadap sifat-sifat radiasi termal bahan merupakan masalah yang meminta perhatian serius dan masih menjadi bahan penelitian. Daya emisi E suatu benda ialah energy yang dipancarkan benda itu satu per satuan waktu. Koefisien emisivitas berada dalam kisaran $0 < \varepsilon < 1$, bergantung pada jenis bahan dan suhu permukaan.

- Besi teroksidasi pada 390 of (199 oc) $> \varepsilon = 0,64$
- Tembaga yang dipoles pada 100 of (38 oc) $> \varepsilon = 0,03$
- Koefisien emisivitas untuk beberapa bahan umum

Jika benda panas meradiasikan energi ke sekelilingnya yang lebih dingin, laju kehilangan panas radiasi bersih dapat dinyatakan sebagai:

$$q = \varepsilon \sigma (T_h^4 - T_c^4) A_h \quad (4)$$

di mana:

T_h = temperatur absolut benda panas (K)

T_c = suhu absolut lingkungan dingin (K)

A_h = luas benda panas (m^2)

Semua benda di atas suhu nol mutlak memancarkan sejumlah panas. Matahari dan bumi memancarkan panas satu sama lain. Hal ini tampaknya melanggar Hukum Kedua Termodinamika, yang *menyatakan* bahwa kalor tidak dapat mengalir dari benda dingin ke benda panas. Paradoks ini diselesaikan dengan fakta bahwa setiap benda harus saling berhadapan langsung untuk menerima radiasi darinya. Oleh karena itu, setiap kali benda dingin memancarkan panas ke benda panas maka benda panas juga harus memancarkan panas ke benda

dingin. Dengan demikian benda panas memancarkan lebih banyak panas (karena suhunya lebih tinggi) daripada benda dingin, aliran bersih panas adalah dari panas ke dingin, dan hukum kedua masih terpenuhi.

Emisivitas hanyalah sebuah faktor yang kita gunakan untuk *mengalikan* perpindahan panas benda hitam untuk mempertimbangkan bahwa benda hitam adalah kasus yang ideal. Emisivitas adalah angka tanpa dimensi dan memiliki nilai maksimum 1,0 (Engineering Library, 2019).

6.4 Faktor Konfigurasi Radiasi

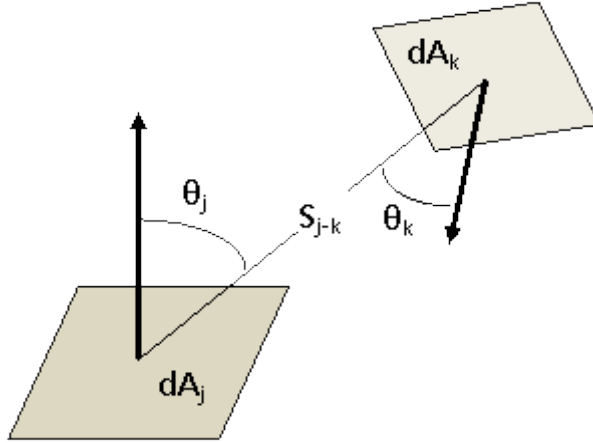
Banyak katalog awal dan referensi yang menyajikan faktor *konfigurasi* umum sekarang sudah tidak dicetak lagi atau sulit diperoleh, dan faktor tertentu tersebar di seluruh literatur teknis yang berhubungan dengan transfer radiasi termal dasar dan desain teknik sistem pencahayaan. Selain itu, beberapa faktor ditemukan dalam jurnal yang berkaitan dengan kebakaran dan penyebaran api, energi matahari, desain tungku industri, kontrol termal *pesawat* ruang angkasa, dan lain-lain.

Faktor konfigurasi didefinisikan sebagai fraksi energi terpancar *difus* yang meninggalkan permukaan A yang terjadi pada permukaan B.

Faktor konfigurasi (juga sering disebut faktor bentuk, faktor bentuk, faktor tampilan, atau faktor sudut) menentukan fraksi energi radiasi yang terdistribusi secara merata meninggalkan *permukaan* difusi j yang terjadi pada permukaan kedua k . Faktor konfigurasi dari elemen area diferensial dA_j ke elemen kedua dA_k dilambangkan dengan dF_{dj-dk} . Secara umum, faktor seperti itu diberikan oleh

$$dF_{dj-dk} = \frac{\cos \theta_j \cos \theta_k}{\pi S_{j-k}^2} dA_k \quad (5)$$

Bentuk diferensial dF untuk faktor konfigurasi elemen-ke-elemen digunakan untuk mempertahankan orde diferensial dari persamaan agar sesuai dengan luas diferensial di sisi kanan.



Gambar 6.3. Geometri Untuk Faktor Konfigurasi
(Sumber : Howell, John R, 2011)

Persamaan (5) juga dapat diatur dalam bentuk

$$dF_{dj-dk} = \frac{1}{\pi} \cos \theta_j d\Omega_j \quad (6)$$

di mana $d\Omega_j$ adalah sudut solid yang diwakili oleh area yang diproyeksikan dA_k ke dA_j , yaitu

$$d\Omega_j = \frac{\cos \theta_k dA_k}{S_{j-k}^2} \quad (7)$$

Dengan mudah ditunjukkan bahwa ada hubungan timbal balik,

$$dA_j dF_{dj-dk} = dA_k dF_{dk-dj} \quad (8)$$

Ketika faktor konfigurasi F_{j-k} antara dua permukaan diketahui, hubungan timbal balik dapat digunakan untuk mencari

F_{k-j} . Hubungan lain juga dapat dikembangkan yang memungkinkan *perhitungan* sederhana faktor baru dari faktor yang diketahui.

Jika permukaan k dapat dibagi lagi menjadi N permukaan yang tidak tumpang tindih yang menutupi seluruh permukaan k,

$$F_{j-k} = F_{j-1} + F_{j-2} + F_{j-3} + \cdots + F_{j-N} = \sum_{n=1}^N F_{j-n} \quad (9)$$

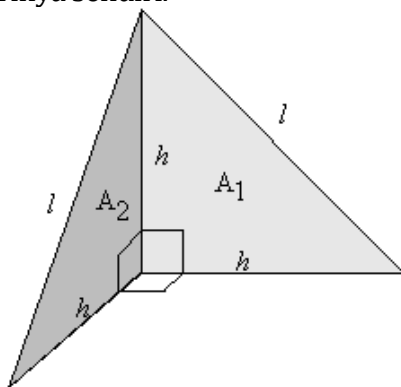
maka
karena

semua fraksi energi dari permukaan j ke bagian permukaan k harus sama dengan fraksi energi total yang meninggalkan j yang terjadi pada semua k.

Misalkan permukaan j tertutup seluruhnya oleh satu set permukaan M. Dalam hal ini, semua energi yang meninggalkan permukaan j harus mengenai permukaan lain yang membentuk selungkup. Dalam hal faktor konfigurasi,

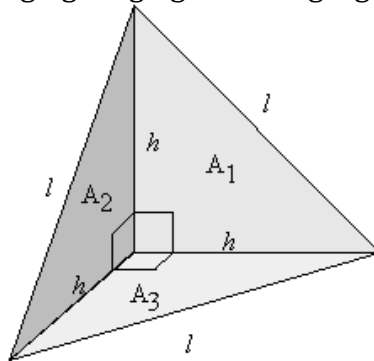
$$F_{j-1} + F_{j-2} + F_{j-3} + \cdots + F_{j-j} + \cdots + F_{j-m} + \cdots + F_{j-M} = \sum_{m=1}^M F_{j-m} = 1 \quad (10)$$

Perhatikan suku F_{j-j} dalam penjumlahan, yang harus disertakan jika permukaan A cekung untuk memperhitungkan fraksi energi yang meninggalkan permukaan A yang mengenai dirinya sendiri.



Gambar 6.4. Segitiga Sama Kaki Kanan Tegak Lurus Bergabung
Di Sepanjang Sisi Pendeknya
(Sumber : Howell, John R., 2011)

Hubungan timbal balik ditambah Persamaan. (9) dan (10) membentuk *dasar* dari apa yang disebut aljabar faktor konfigurasi. Dengan menggunakan hubungan ini, faktor baru dapat dihitung dari sejumlah kecil faktor yang diketahui; terkadang, faktor dapat dihasilkan dari aljabar saja. Prosedur ini paling baik diilustrasikan dengan contoh. Pertimbangkan dua segitiga siku-siku yang digabungkan sepanjang sisi pendeknya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6.4. Segitiga-segitiga itu saling tegak lurus.



Gambar 6.5. Rongga Sudut Dengan Penambahan Garis Yang Menghubungkan Sudut-Sudut Bebas Segitiga.
(Sumber : Howell, John R., 2011)

Untuk mencari F_{1-2} , perhatikan bahwa selungkup dapat dibentuk dengan terlebih dahulu menghubungkan sudut-sudut bebas segitiga *dengan* garis sepanjang l seperti yang ditunjukkan pada Gambar 11.5. Ini membentuk rongga sudut dengan segitiga kongruen ketiga, A_3 , (Howell, John R., 2011).

Energi radiasi elektromagnetik bergantung pada panjang gelombang (warna) dan bervariasi pada rentang yang luas: panjang gelombang yang *lebih* kecil (atau frekuensi yang lebih tinggi) sesuai dengan energi yang lebih tinggi. Karena lebih banyak panas yang dipancarkan pada suhu yang lebih tinggi, perubahan suhu disertai dengan perubahan warna. Ambil, misalnya, elemen listrik di atas

kompore, yang bersinar dari merah menjadi oranye, sedangkan baja bersuhu lebih tinggi di tanur sembur bersinar dari kuning menjadi putih. Radiasi yang Anda rasakan sebagian besar adalah infra merah, yang sesuai dengan suhu yang lebih rendah daripada elemen listrik dan baja. Energi yang dipancarkan bergantung pada intensitasnya.

Gelombang Elektromagnetik menjelaskan lebih lanjut tentang spektrum elektromagnetik dan Pengantar Fisika Kuantum membahas bagaimana penurunan panjang gelombang sesuai dengan peningkatan energi.

Semua benda menyerap dan memancarkan radiasi elektromagnetik. Tingkat perpindahan panas oleh radiasi sangat ditentukan oleh warna objek. Hitam adalah yang paling efektif, dan putih adalah yang paling tidak efektif. Misalnya, orang yang tinggal di iklim *panas* menghindari mengenakan pakaian hitam (lihat Eksperimen Bawa Pulang: Suhu di Matahari). Demikian pula, aspal hitam di tempat parkir akan lebih panas daripada trotoar abu-abu yang berdekatan pada hari musim panas, karena warna hitam menyerap lebih baik daripada abu-abu. Kebalikannya juga benar—hitam terpancar lebih baik daripada abu-abu. Jadi, pada malam musim panas yang cerah, aspal akan lebih dingin daripada trotoar abu-abu, karena warna hitam memancarkan energi lebih cepat daripada warna abu-abu. Radiator yang ideal memiliki warna yang sama *dengan* penyerap yang ideal, dan menangkap semua radiasi yang jatuh di atasnya. Sebaliknya, putih adalah penyerap yang buruk dan juga radiator yang buruk. Benda putih memantulkan semua radiasi, seperti cermin.

Benda *abu-abu* memiliki kemampuan seragam untuk menyerap semua bagian spektrum elektromagnetik. Objek berwarna berperilaku serupa tetapi lebih kompleks, yang memberi mereka warna tertentu dalam rentang yang terlihat dan mungkin membuatnya istimewa dalam rentang lain dari spektrum tak

terlihat. Ambil contoh, penyerapan radiasi infra merah yang kuat oleh kulit, yang membuat kita menjadi sangat sensitif terhadapnya. Tingkat perpindahan panas oleh radiasi yang dipancarkan ditentukan oleh hukum radiasi Stefan-Boltzmann, (OpenStax College, 2023).

Laju perpindahan panas radiasi antara dua benda abu-abu dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini.

$$Q = f_a f_e \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad (11)$$

di mana:

f_a = adalah faktor bentuk, yang bergantung pada penataan spasial kedua benda (tanpa dimensi)

f_e = adalah faktor emisivitas, yang bergantung pada emisivitas kedua benda (tanpa dimensi)

Dua istilah terpisah f_a dan f_e dapat digabungkan dan diberi simbol f . Aliran panas antara dua benda abu-abu sekarang dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$Q = f \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad (12)$$

Simbol (f) adalah faktor tak berdimensi yang terkadang disebut faktor konfigurasi radiasi, yang memperhitungkan emisivitas benda dan geometri relatifnya. Faktor konfigurasi radiasi biasanya ditemukan dalam buku teks untuk situasi tertentu. Setelah faktor konfigurasi diperoleh, fluks kalor bersih keseluruhan dapat ditentukan. Fluks panas radiasi seharusnya hanya dimasukkan dalam masalah jika lebih besar dari 20% dari masalah. Contoh:

Hitung panas radiasi antara lantai (15 ft x 15 ft) tungku dan atap, jika keduanya terpisah 10 ft. Suhu lantai dan atap masing-masing adalah 2000°F dan 600°F. Asumsikan lantai dan atap memiliki permukaan hitam.

Solution:

$$A_1 = A_2 = (15 \text{ ft}) (15 \text{ ft}) = 225 \text{ ft}^2$$

$$T_1 = 2000^\circ\text{F} = 2460^\circ\text{R}$$

$$T_2 = 600^\circ\text{F} = 1060^\circ\text{R}$$

Dari buku referensi atau tabel, diberikan: $f_{1-2} = f_{2-1} = 0,31$

$$\begin{aligned} Q_{1-2} &= \sigma \cdot A \cdot f (T_1^4 - T_2^4) \\ &= (0.174 \text{ Btu} / \text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{R}) (225 \text{ ft}^2) (0.31) [(2460^\circ\text{R})^4 - (1060^\circ\text{R})^4] \\ &= 4.29 \times 10^{14} \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

DAFTAR PUSTAKA

- Arne & Kari Olson, 2020. Principles of Heat Transfer. Houle Insulation Inc,. <https://www.houleinsulation.com/images/logo-houle-trademark.png>.
- Engineering ToolBox, 2003. Radiation Heat Transfer. [online] Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/radiation-heat-transfer-d_431.html [Accessed Day Mo. Year].
- Engineering Library, 2019. Radiant Heat Transfer. <https://engineeringlibrary.org/reference/radiant-heat-transfer-doe-handbook>.
- Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition. John Wiley & Sons, Incorporated, 2011. ISBN: 9781118137253.
- NOAA, National Oceanic and Atmospheric Administration, 2023. The Transfer of Heat Energy. U.S. Department of Commerce. <https://www.commerce.gov/>
- Howell, John R., 2011. Configuration factors for radiation transfer between diffuse surfaces. Heat & Mass Transfer, And Fluids Engineering. Thermopedia. <https://www.thermopedia.com/>
- OpenStax College, 2023. Radiation. Heat and Heat Transfer Methods. Located at: http://cnx.org/contents/031da8d3-b525-429c-80cf-6c8ed997733a/College_Physics. License: CC BY: Attribution. License Terms: Located at License

BIODATA PENULIS



Ni Putu Yuni Nurmalasari, S.Si., M.Si.

Dosen Program Studi Fisika
Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam
Universitas Udayana

Penulis lahir di Gianyar tanggal 16 Juni 1990. Penulis adalah dosen tetap pada Program Studi Dosen Program Studi Fisika, Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam Universitas Udayana, Bali. Menyelesaikan pendidikan S1 pada Jurusan Fisika dan melanjutkan pendidikan S2 pada Jurusan Fisika di Institut Teknologi Bandung. Penulis memiliki ketertarikan dalam pengajaran ilmu fisika, penelitian di bidang keahlian fisika kebumian, material, serta kajian fenomena dan pemodelan fisis di berbagai bidang.

BIODATA PENULIS



Istianto Budhi Rahardja, S.T., M.T.

Dosen Program Studi Teknologi Pengolahan Hasil Perkebunan
Politeknik Kelapa Sawit Citra Widya Edukasi, Bekasi, Jawa Barat.

Penulis lahir di Jakarta tanggal 27 Desember 1977. Penulis adalah dosen tetap pada Program Studi Teknologi Pengolahan Hasil Perkebunan, Politeknik Kelapa Sawit Citra Widya Edukasi. Menyelesaikan pendidikan S1 pada Jurusan Teknik Mesin dengan konsentrasi Konversi Energi di Sekolah Tinggi Teknologi Bina Tunggal tahun 2000 dan menyelesaikan S2 pada Jurusan Teknik Mesin berkonsentrasi pada bidang Konversi Energi di Universitas Pancasila Jakarta tahun 2015. Penulis mendapatkan tugas dari Institusi sebagai Kepala Penelitian & Pengabdian Kepada Masyarakat. Penulis aktif dalam mengajarkan bidang keteknikan, ilmu bahan, perpindahan panas, mekanika fluida dan lain-lain. Penulis dalam kegiatannya membuat karya tulis ilmiah dari penelitian-penelitian yang telah dilakukan dan diterbitkan diberbagai jurnal teknik. Pada saat ini penulis melakukan penelitian pengembangan hasil perkebunan kelapa sawit berupa *Crude Palm Oil* (CPO) menjadi produk bermanfaat bagi masyarakat dan semoga menjadi Berkah untuk kita semua.

BIODATA PENULIS



Rianto Wibowo, S.T., M.Eng.

Dosen Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Muria Kudus

Penulis lahir di Demak tanggal 30 Maret 1973. Penulis adalah dosen tetap pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muria Kudus.

Menyelesaikan pendidikan S1 pada Jurusan Teknik Mesin, Universitas Indonesia, Jakarta dan melanjutkan S2 pada Jurusan Teknik Mesin, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.

Penulis mengajar matakuliah *Perpindahan Kalor dan Massa* di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muria Kudus, Jawa Tengah. Penulis menekuni bidang Menulis.

Email penulis : rianto.wibowo@umk.ac.id

BIODATA PENULIS



Zain Lillahulhaq, ST., MT.

Dosen Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri

Penulis merupakan dosen di Program studi Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri (FTI). Menyelesaikan pendidikan S1 pada Jurusan Teknik Mesin dan melanjutkan S2 pada Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Penulis menekuni bidang Rekayasa Konversi Energi. Beberapa penelitian yang dilakukan oleh penulis berhubungan dengan renewable energi pada turbin angin dan air. Untuk mengikuti perkembangan zaman penulis juga menerbitkan beberapa jurnal tentang simulasi Computational Fluid Dynamic (CFD) .

BIODATA PENULIS



Dr. Ir. Muhammad Bakrie, M.T.

Dosen Program Studi Teknik Kimia
Fakultas Teknik Universitas PGRI Palembang

Penulis lahir di Jejawi tanggal 29 Desember 1962. Penulis adalah dosen tetap pada Program Studi Teknik Kimia Fakultas Teknik Universitas PGRI Palembang. Menyelesaikan pendidikan S1 pada Jurusan Teknik Kimia Universitas Sriwijaya, S2 pada Teknik Kimia ITB dan S3 pada Program Studi Manajmen Pendidikan Universitas Negeri Jakarta.

BIODATA PENULIS



Octovianus SR Pasanda, ST., MT

Dosen Politeknik Negeri Ujung Pandang
Program Studi Teknologi Kimia Industri

Octovianus SR Pasanda, ST., MT, lahir di Kota Ujung Pandang tahun 1965. *Menyelesaikan* pendidikan S1 di UGM dan S2 di ITS. Saat ini penulis merupakan Dosen di Politeknik Negeri Ujung Pandang Jurusan Teknik Kimia. Beberapa Buku Referensi Ilmiah hasil kolaborasi yang ditulis telah terbit. Penulis juga aktif menulis dalam beberapa Jurnal Nasional dan Internasional serta mempunyai paten yang bersertifikat dan saat ini sedang menunggu publikasi paten berikutnya.