PERPINDAHAN PANAS

KONVEKSI

DEFINISI

- Panas yang ditransfer dari suatu permukaan / dinding ke aliran fluida atau sebaliknya

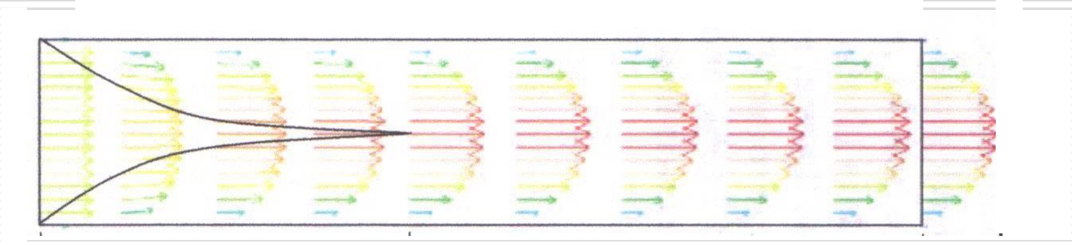
atau :

- Panas ditransfer dari suatu titik ke titik lain dalam aliran fluida

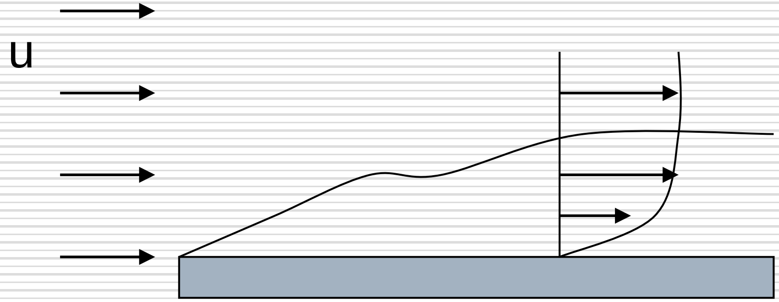
ALIRAN FLUIDA

- Terbagi atas :

  aliran internal (mis. dalam pipa)

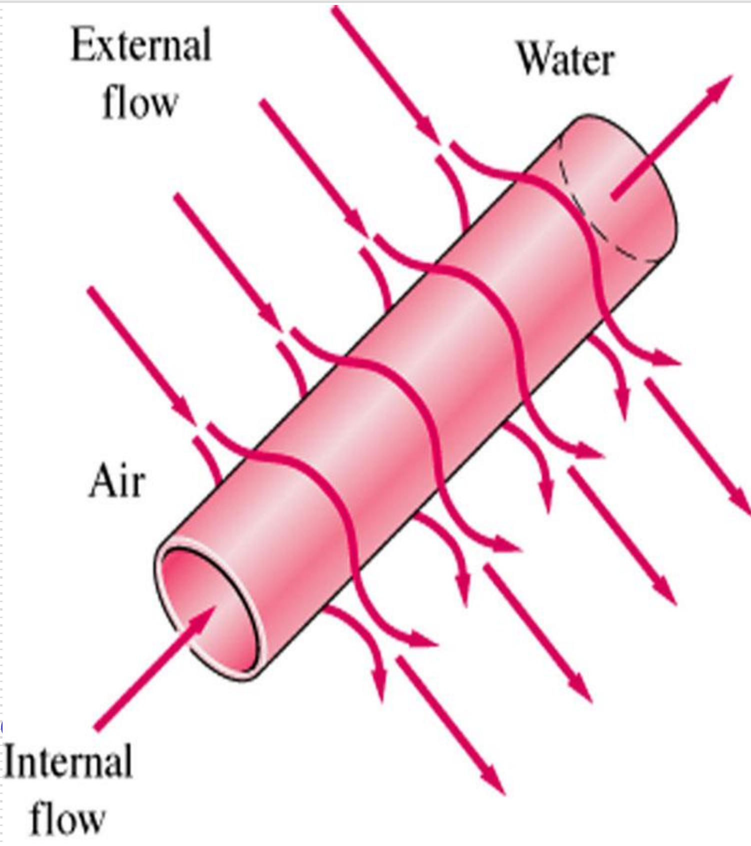


  aliran eksternal (mis. dekat dinding)



CLASSIFICATION OF FLUID FLOWS

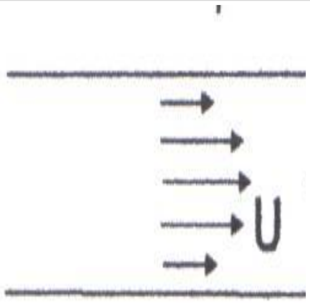
- Viscous / inviscid
- Internal / External flow
- Open-closed channel
- Compressible / Incompressible
- Laminar /Turbulent
- Natural /Forced
- Steady / Unsteady
- One-,two-,three-dimension



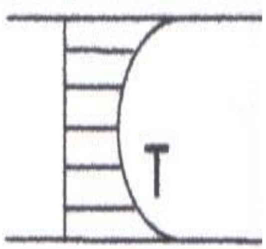
Atau :

aliran laminer

aliran turbulen



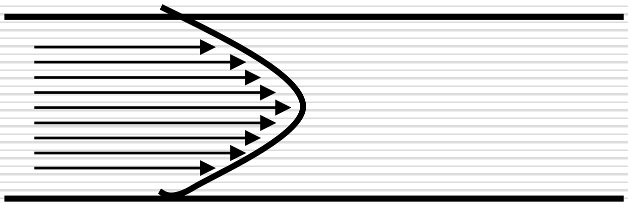
profil kecepatan



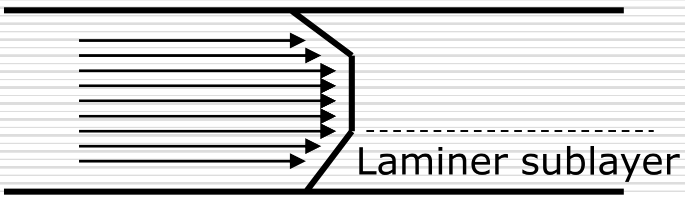
profil suhu

Profil aliran

- Laminer



- turbulen



Ditentukan oleh bil. Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} = \frac{V L}{v}$$

$$Re = \frac{F_{inertia}}{F_{viscous}} = \frac{\frac{kg}{m^3} \times \frac{m}{s} \times m}{Pa \times s} = \frac{F}{F}$$

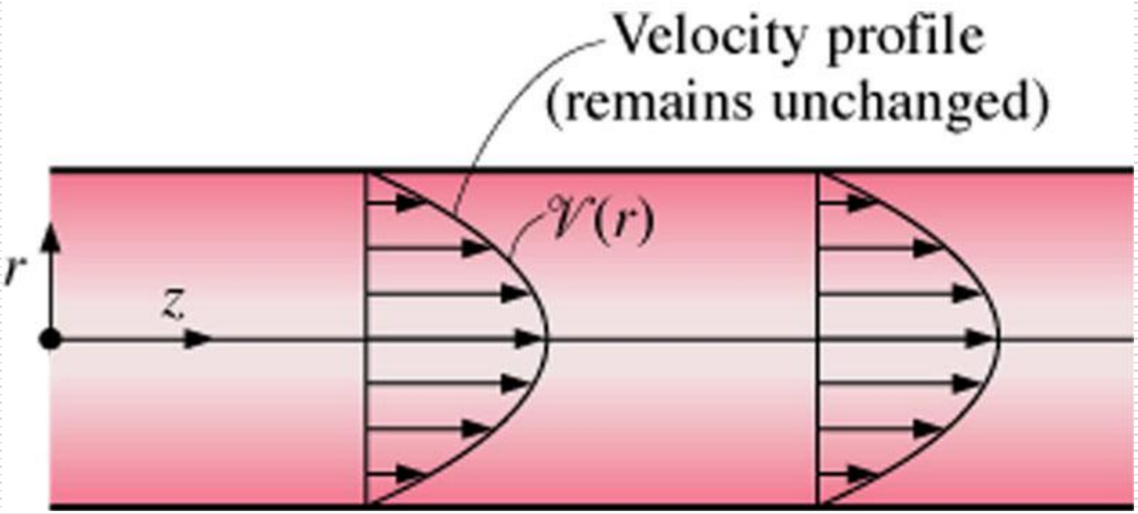
Laminer < 2300 < transisi < 4000 < turbulent

VELOCITY

Distribusi kecepatan aliran fluida dapat berubah dalam 3 dimensi.

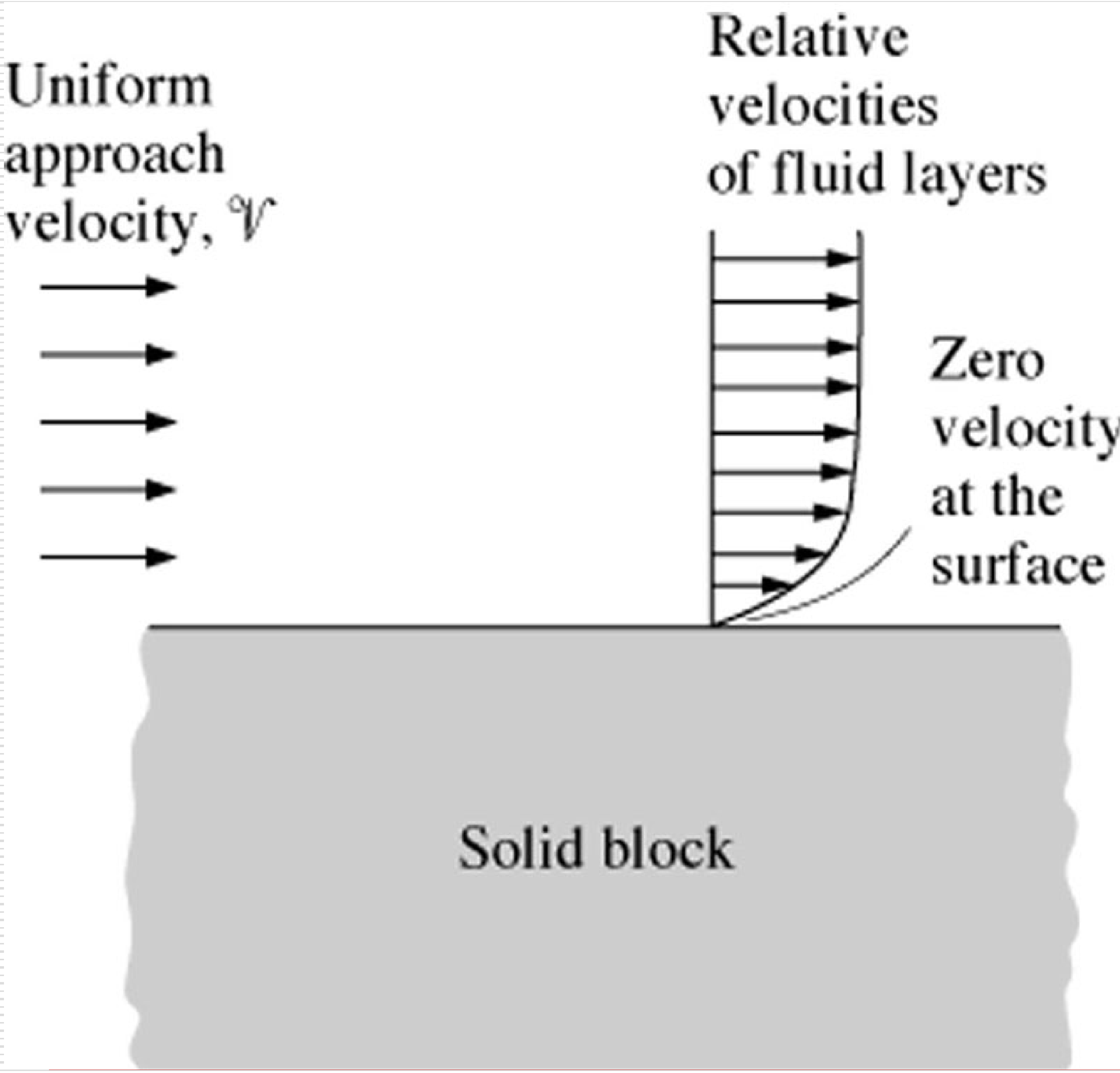
$\vec{\upsilon}(x, y, z)$ Koordinat rectangular

$\vec{\upsilon}(r, \theta, z)$ Koordinat silindris



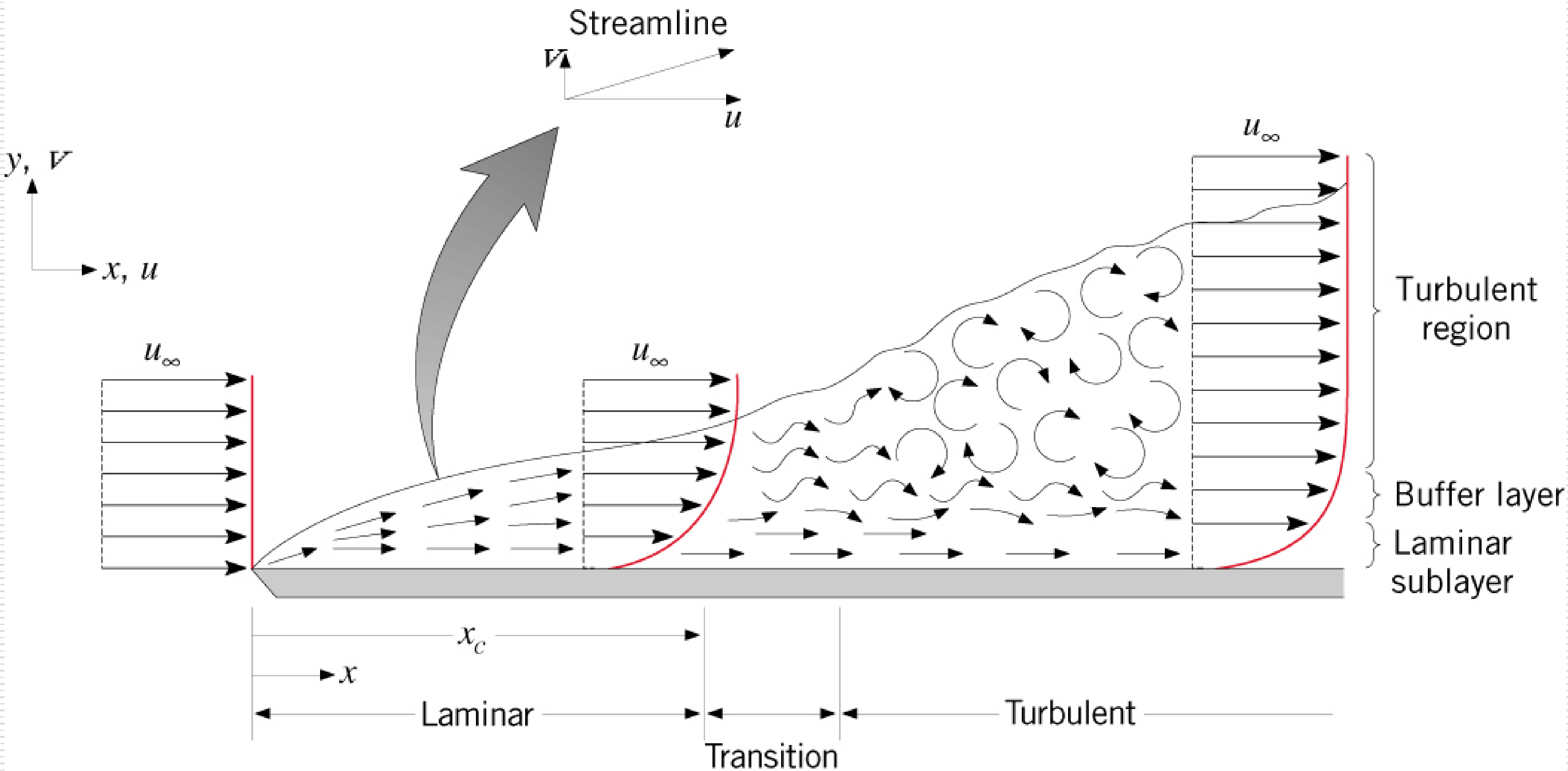
One dimensional flow in a circular pipe

Ke arah mana terjadi perubahan distribusi kecepatan ?



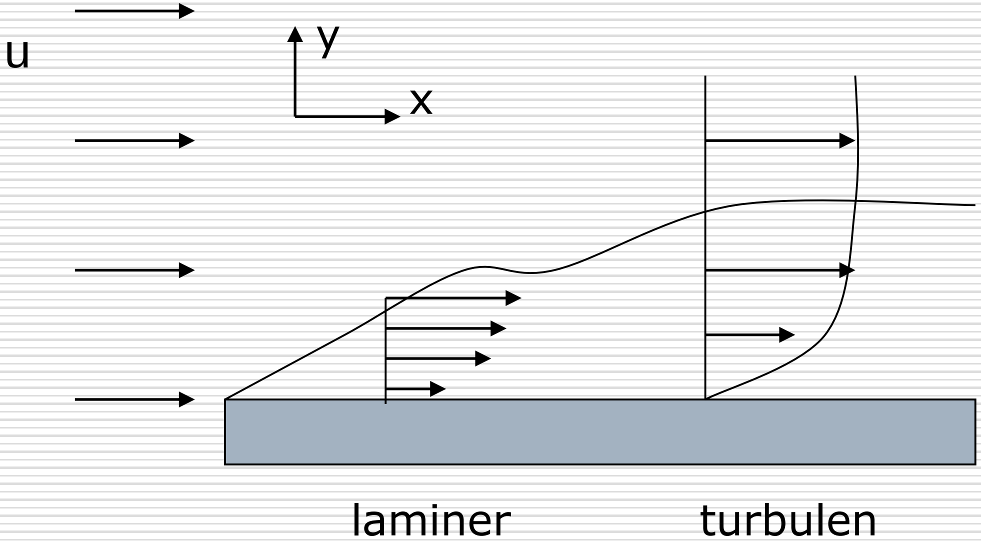
Velocity

No-slip condition



Streamline
v
u
y, v
x, u
u_∞
u_∞
u_∞
Turbulent region
Buffer layer
Laminar sublayer
x_c
x
Laminar
Transition
Turbulent

BOUNDARY LAYER THEORY



hydrodinamic - boundary layer

- Bila suatu fluida mengalir di atas plat datar, maka pada tepi depan plat akan terbentuk aliran laminer, yang karena adanya gaya viskos mengakibatkan tegangan geser antar lapisan fluida makin besar dan gradien kecepatan meningkat.

persamaan

- T = μ dV/dy

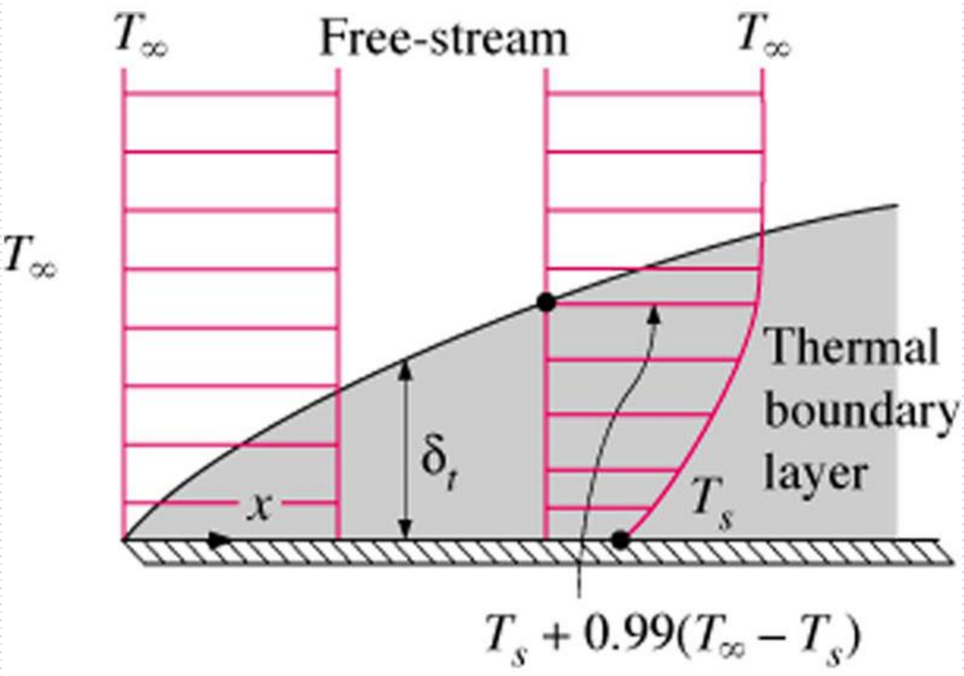
T : tegangan geser (shear stress)

μ : viskositas dinamik (N.s /m^2)

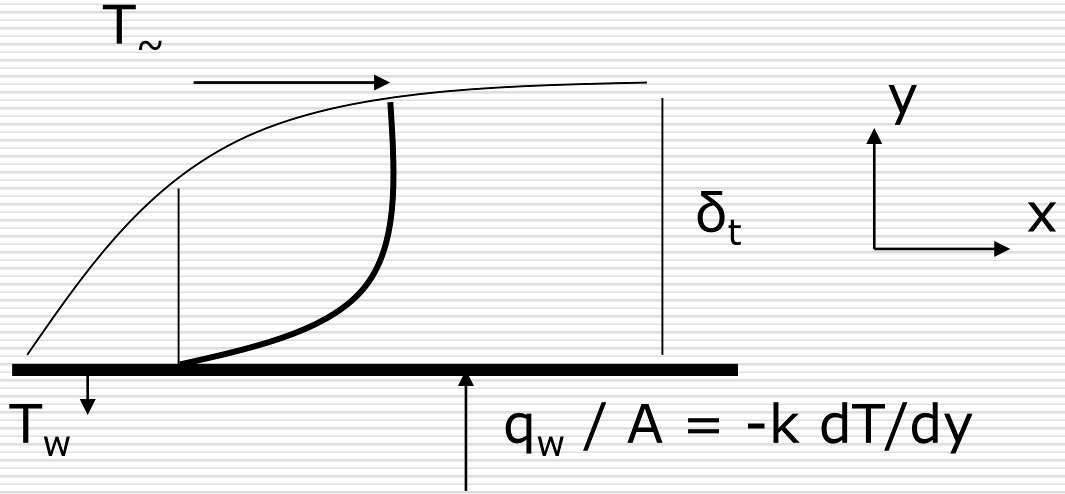
THERMAL BOUNDARY LAYER

Flow region over the surface in which the temperature variation in the direction normal to the surface

Velocity profile influences temperature profile



- Analog dengan hydrodinamic boundary layer dan terdefinisi karena adanya gradien suhu dalam aliran



δ_t : tebal lapisan batas termal

Statements

- Kecepatan perpindahan panas pada dinding = 0
- Panas berpindah dari dinding ke fluida secara konduksi
- Fluks panas lokal / satuan luas :

  $q_w / A = q' = -k \, \partial T / \partial y \big|_{wall}$

Hukum Newton tentang pendinginan :

$q' = h \, (T_w - T_\infty)$

Cont'd

- Sehingga :

$$h = \{- k \, \partial T / \partial y_{wall}\} / (Tw - T\sim)$$

Koefisien transfer panas konveksi (h)

- Nilainya berbeda pada setiap kondisi yang berbeda
- Sangat tergantung pada berbagai parameter

Parameters

- The Bulk motion velocity, u, (m/s)
- The dimension of the body, L, (m)
- The surface temperature, Ts, ^{o}C or K
- The bulk fluid temperature, T∞ , ^{o}C or K
- The density of the fluid, ρ , kg/m^3
- The thermal conductivity of the fluid, k, (W/m.K)
- The dynamic viscosity of the fluid, μ , (kg/m.s)
- The specific heat of the fluid, Cp , (J/kg.K)
- The change in specific weight, Δρg, (kg/(m^{2}s^2) or (N/m^3)
- The shape and orientation of the body, S

Bilangan tak berdimensi

h = f(u, L, Ts, T∞, ρ, k, μ, Cp, Δρg , S)

dengan analisis dimensi diperoleh :

$$\frac{hL}{k} = F\left(\frac{\rho u L}{\mu}, \frac{\mu c_p}{k}, \frac{\rho g \Delta\rho L^3}{\mu^2}, \frac{T_s}{T_\infty}, \frac{u^2}{c_p T_\infty}, S\right)$$

Cont'd

- Nusselt $\frac{hL}{k}$
- Prandtl $\frac{\mu c_p}{k}$
- Reynold $\frac{\rho u L}{\mu}$
- Eckert $\frac{u^2}{c_p T_\infty}$
- Grashoff $\frac{\rho g \Delta \rho L^3}{\mu^2}$
- Temperature ratio $\frac{T_s}{T_\infty}$

KLASIFIKASI PP KONVEKSI

- KONVEKSI PAKSA

  (FORCED CONVECTION)i

- Aliran fluidanya disebabkan oleh adanya daya dorong dari luar (mis.pompa, blower, dll)

- KONVEKSI BEBAS / ALAMIAH (FREE / NATURAL CONVECTION)

- Aliran fluidanya terjadi karena adanya perbedaan suhu yang menyebabkan beda densitas pada kedua posisi.

BTB dalam pp konveksi

- Konveksi paksa
  - Reynold (Re)
  - Prandtl (Pr)
  - Nusselt (Nu)

- Konveksi alamiah
  - Reynold (Re)
  - Grashoff (Gr)
  - Nusselt (Nu)

KONVEKSI PAKSA

FORCED CONVECTION

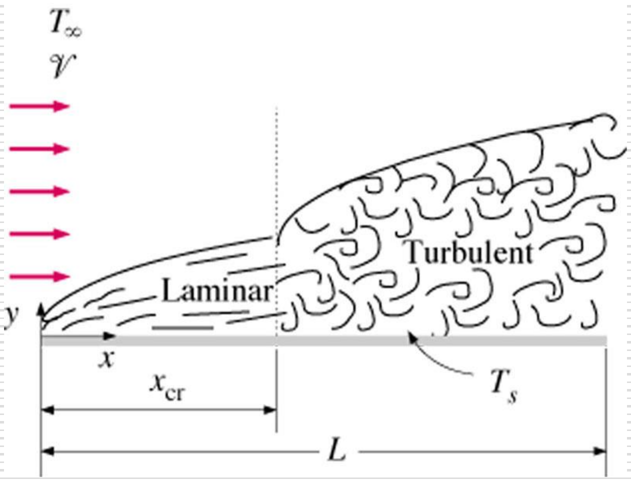
LAMINAR FLOW

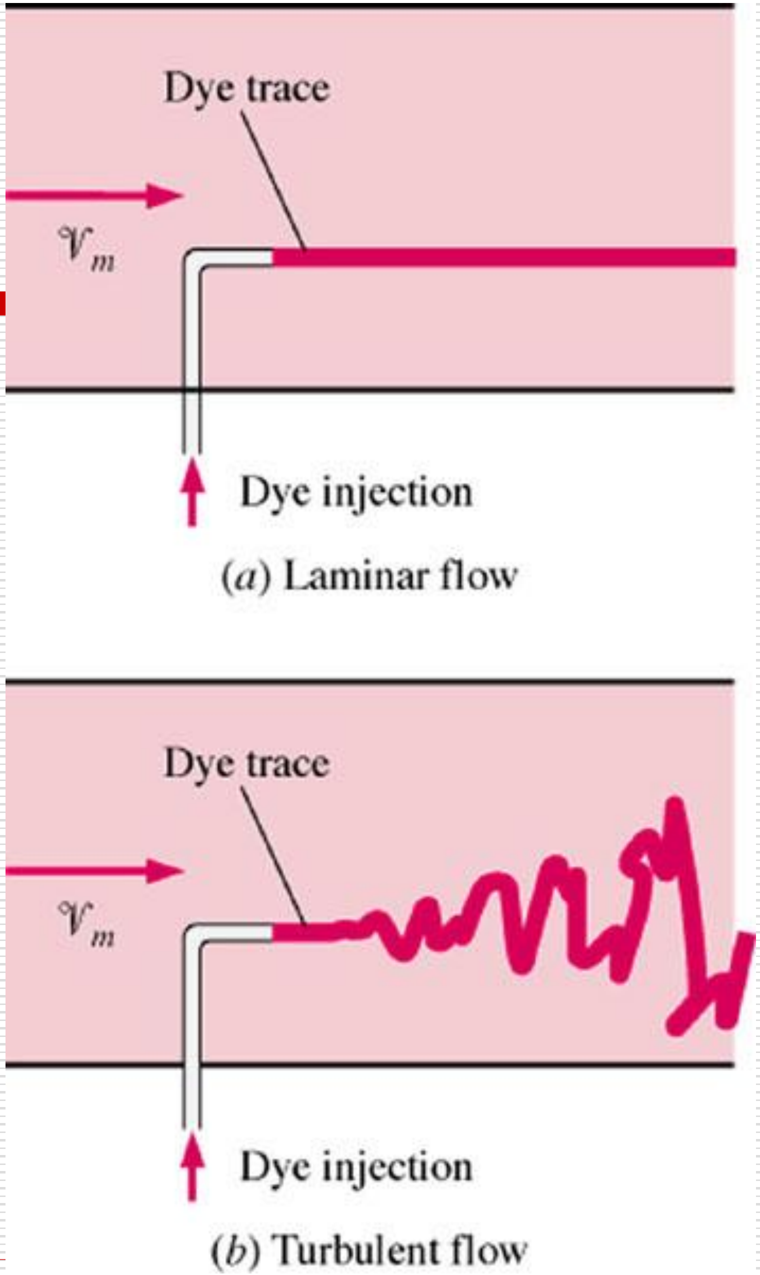
Smooth streamlines
Highly- ordered motion
(highly viscous fluids in small pipes)

TURBULENT FLOW

Velocity fluctuations
Highly-disordered motion

TRANSITIONAL FLOW





(a) Laminar flow

(b) Turbulent flow

REYNOLDS NUMBER

Flow Regime:

- Geometry
- Surface roughness
- Flow velocity
- Surface temperature

type of fluid

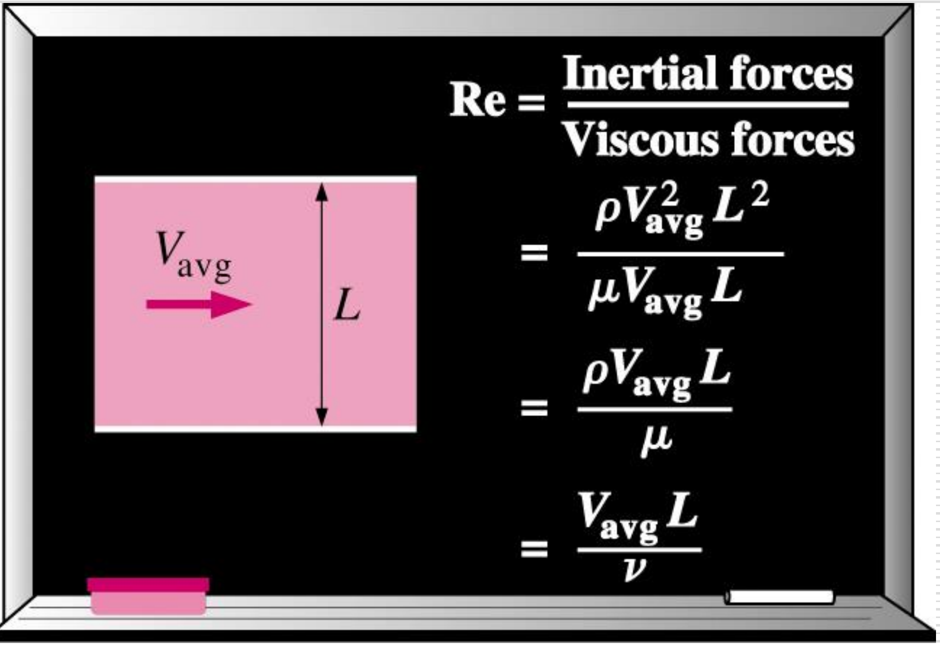
Ratio of the inertial forces to viscous forces in the fluid

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon_m D}{\nu} = \frac{\rho \upsilon_m D}{\mu}$$

υ_m	Mean flow velocity
D	Characteristic length of the geometry
$\nu = \mu / \rho$	Kinematic viscosity

- Critical Reynolds number (Re_{cr}) for flow in a round pipe

Definition of Reynolds number



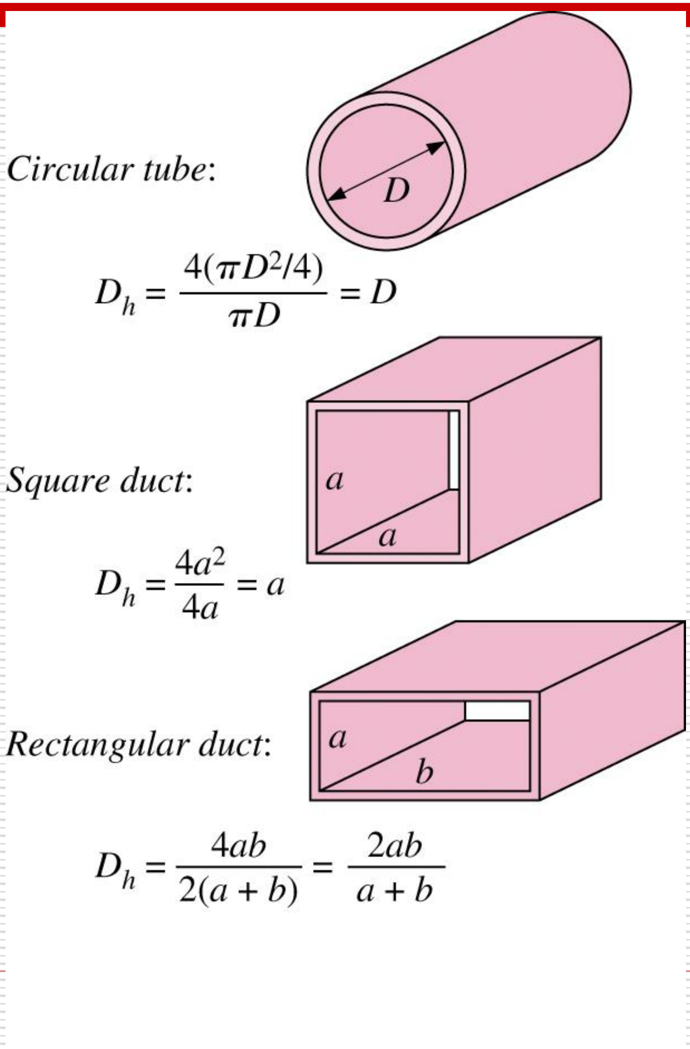
$Re < 2300 \Rightarrow$ laminar

$2300 \le Re \le 4000 \Rightarrow$ transitional

$Re > 4000 \Rightarrow$ turbulent

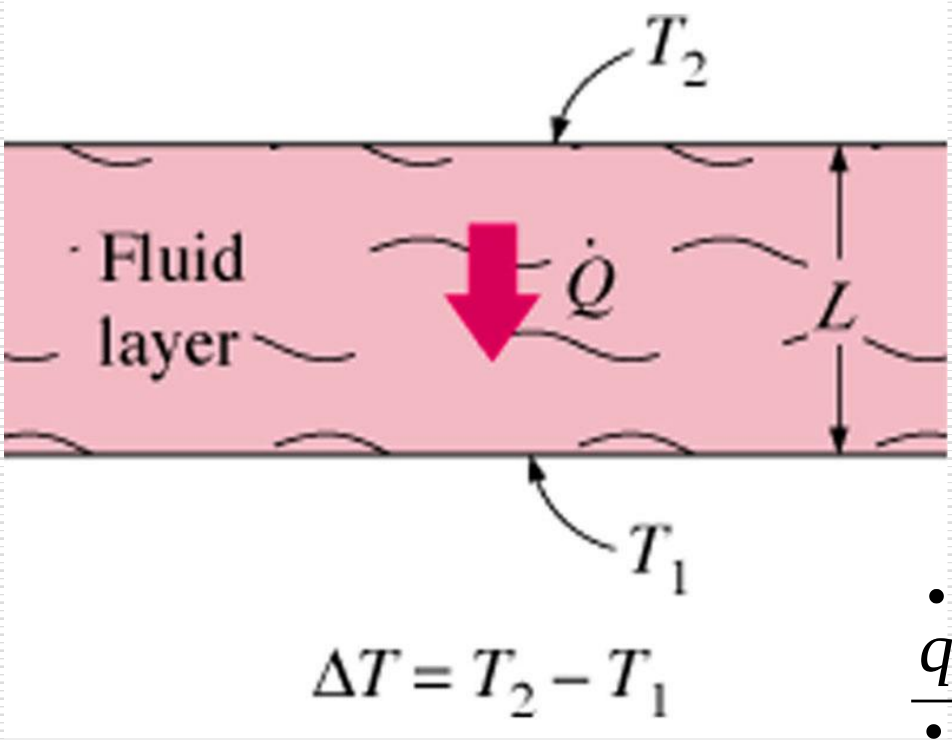
- Note that these values are approximate.
- For a given application, Re_{cr} depends upon
  - Pipe roughness
  - Vibrations
  - Upstream fluctuations, disturbances (valves, elbows, etc. that may disturb the flow)

HYDRAULIC DIAMETER



- For non-round pipes, the hydraulic diameter $D_h = 4A_c/P$
  - A_c = cross-section area
  - P = wetted perimeter

NUSSELT NUMBER



$$Nu = \frac{hL_c}{k}$$

$$\dot{q}_{cond} = k\frac{\Delta T}{L}$$

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T$$

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T / L} = \frac{hL}{k} = Nu$$

PRANDTL NUMBER

- Boundary layer theory

$$\Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

$$\Pr = \frac{molecular \quad diffusivity \quad of \quad momentum}{molecular \quad diffusivity \quad of \quad heat} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

Pr<<1 heat diffuses very quickly in liquid metals, *tbl* thicker

Pr>>1 heat diffuses very slowly in oils relative to momentum, *tbl* thinner than *vbl*

PARALLEL FLOW OVER FLAT PLATES

$$\mathrm{Re}_{cr} = \frac{\rho \upsilon \, x_{cr}}{\mu} = 5\times 10^5$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 \;\; \mathrm{Re}_L^{0.5} \, \mathrm{Pr}^{1/3}$$ $\mathrm{Re}_L < 5\times 10^5$ laminar

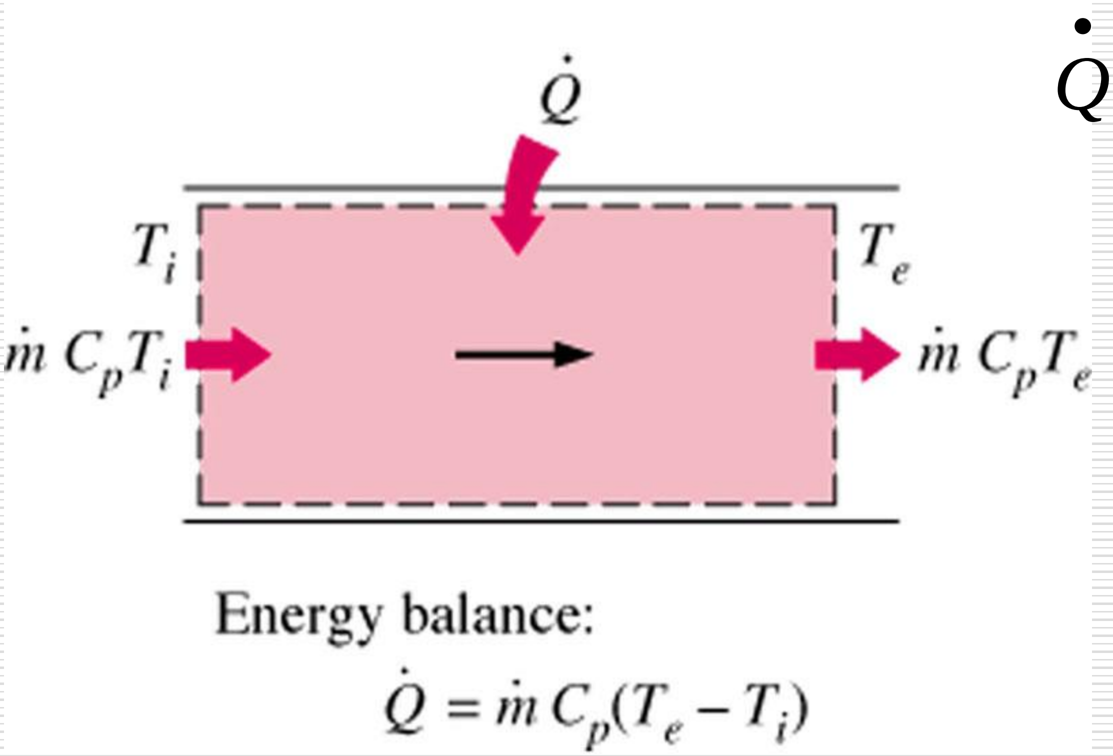
$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.037 \;\; \mathrm{Re}_L^{0.8} \, \mathrm{Pr}^{1/3}$$ $0.6 \le \mathrm{Pr} \le 60$ turbulent

$5\times 10^5 \le \mathrm{Re}_L \le 10^7$

RUMUS –RUMUS EMPIRIS

- Penyelesaian praktis utk kasus aliran laminer sebelum mencapai kondisi "fully developed" dan sistem aliran di mana sifat fluida sangat dipengaruhi suhu, serta aliran turbulen.

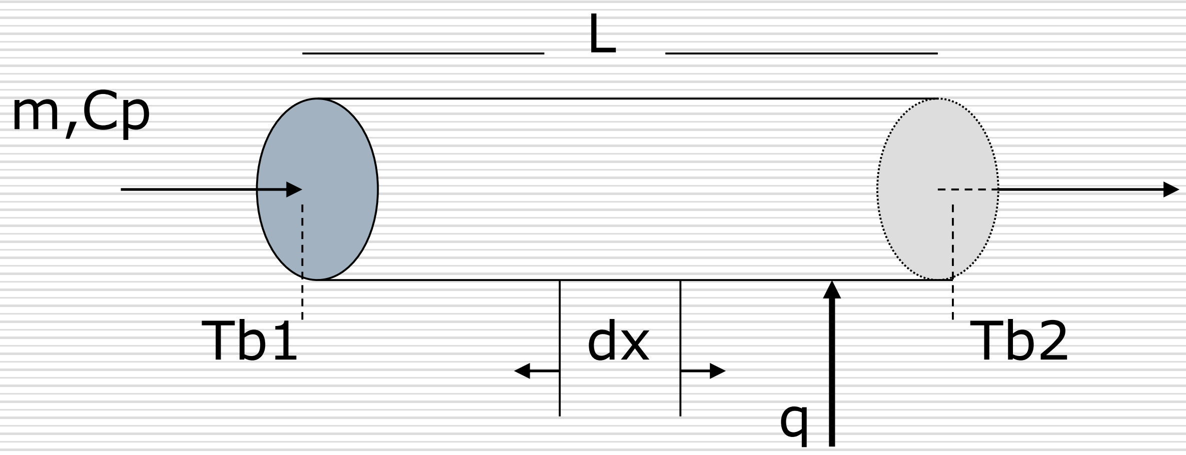
ANALISIS TERMAL PERUBAHAN SUHU DALAM PIPA



$$\dot{Q}_{conv} = hA_S(T_S - T_\infty)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_e - T_i)$$

Bulk Temperature



$q = m\ Cp\ (Tb1 - Tb2)$

Kalor dq yang ditambahkan sepanjang dx :

$dq = m\ Cp\ dTb = h\ (2\Pi r)dx\ (Tw-Tb)$

Aliran turbulen dalam tabung licin

- Persamaan Dietus – Boelter

$Nu = 0{,}023\ Re^{0,8}\ Pr^{\ n}$

-sifat fluida ditentukan oleh bulk temperatur

- $n = 0{,}4 \rightarrow$ pemanasan
- $n = 0{,}3 \rightarrow$ pendinginan

Table 6-8 | Summary of forced-convection relations. (See text for property evaluation.)

Subscripts: b = bulk temperature, f = film temperature, ∞ = free stream temperature, w = wall temperature

Geometry	Equation	Restrictions	Equation number
Tube flow	$\mathrm{Nu}_d = 0.023\,\mathrm{Re}_d^{0.8}\mathrm{Pr}^n$	Fully developed turbulent flow, $n = 0.4$ for heating, $n = 0.3$ for cooling, $0.6 < \mathrm{Pr} < 100$, $2500 < \mathrm{Re}_d < 1.25 \times 10^5$	(6-4a)
Tube flow	$\mathrm{Nu}_d = 0.0214(\mathrm{Re}_d^{0.8} - 100)\mathrm{Pr}^{0.4}$	$0.5 < \mathrm{Pr} < 1.5$, $10^4 < \mathrm{Re}_d < 5 \times 10^6$	(6-4b)
	$\mathrm{Nu}_d = 0.012(\mathrm{Re}_d^{0.87} - 280)\mathrm{Pr}^{0.4}$	$1.5 < \mathrm{Pr} < 500$, $3000 < \mathrm{Re}_d < 10^6$	(6-4c)
Tube flow	$\mathrm{Nu}_d = 0.027\,\mathrm{Re}_d^{0.8}\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	Fully developed turbulent flow	(6-5)
Tube flow, entrance region	$\mathrm{Nu}_d = 0.036\,\mathrm{Re}_d^{0.8}\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{d}{L}\right)^{0.055}$ See also Figures 6-5 and 6-6	Turbulent flow $10 < \frac{L}{d} < 400$	(6-6)
Tube flow	Petukov relation	Fully developed turbulent flow, $0.5 < \mathrm{Pr} < 2000$, $10^4 < \mathrm{Re}_d < 5 \times 10^6$, $0 < \frac{\mu_b}{\mu_w} < 40$	(6-7)

Daftar 6-8 Rangkuman Persamaan Konveksi Paksa (Lihat teks mengenai evaluasi sifat-sifat)

Geometri	*Persamaan*	*Batasan*	*Persamaan nomor*
Aliran tabung	$Nu_d = 0{,}023\ Re_d^{0,8}\ Pr^n$	Aliran turbulen berkembang penuh $n = 0{,}4$ pemanasan $n = 0{,}3$ pendinginan $0{,}6 < Pr < 100$	(6-4)
Aliran tabung	$Nu_d = 0{,}027\ Re_d^{0,8}\ Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$	Aliran turbulen berkembang penuh	(6-5)
Aliran tabung, daerah pintu masuk	$Nu_d = 0{,}036\ Re_d^{0,8}\ Pr^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{0,055}$	Aliran turbulen $10 < \frac{L}{d} < 400$	(6-6)
Aliran tabung	Persamaan Petukov	Aliran turbulen berkembang penuh, $0{,}5 < Pr < 2000$, $10^4 < Re_d < 5 \times 10^6$, $0 < \frac{\mu_b}{\mu_w} < 40$	(6-7)
Aliran tabung	$Nu_d = 3{,}66 + \frac{0{,}0668(d/L)\ Re_d Pr}{1 + 0{,}04[(d/L)\ Re_d Pr]^{2/3}}$	Laminar	(6-9)
Aliran tabung	$Nu_d = 1{,}86\ (Re_d Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$	Aliran laminar berkembang penuh $Re_d\ Pr \frac{d}{L} > 10$	(6-10)
Tabung kasar	$St_b\ Pr_f^{2/3} = \frac{f}{8}$ atau Persamaan (6-7)	Aliran turbulen berkembang penuh	(6-12)

Talang tak bundar	Angka Reynolds dievaluasi atas dasar diameter hidraulik $D_H = \frac{4A}{P}$	Sama dengan persamaan untuk aliran dalam tabung	(6-14)
Aliran melintas silinder	$Nu_f = C\,Re_{df}^n\,Pr^{1/3}$ C dan n dari Daftar 6-2	$0,4 < Re_{df} < 400.000$	(6-17)
Aliran melintas silinder	$Nu_{df} = 0,3 + \frac{0,62\,Re_f^{1/2}\,Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{3/4}}\left[1 + \left(\frac{Re_f}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$	$10^2 < Re_f < 10^7$, $Pe > 0,2$	(6-21)
Aliran melintas silinder		Lihat teks	(6-18) sampai (6-20) (6-22) sampai (6-24)
Aliran melintas silinder takbundar	Lihat Daftar 6-3		
Aliran melintas bola		Lihat teks	(6-25) sampai (6-30)
Aliran melintas rangkunan tabung	$Nu_f = C\,Re_{f,maks}^n\,Pr_f 1/3$ C dan n dari Daftar 6-4	Lihat teks	(6-17)
Aliran melintas rangkunan tabung	$Nu = C\,Re_{d,maks}^n\,Pr^{0,36}\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{1/4}$	$0,7 < Pr < 500$ $10 < Re_{d,maks} < 10^6$	(6-34)
Logam cair		Lihat teks	(6-37) sampai (6-48)

Ex. 6-1 Holman

Contoh 6-1 Aliran turbulen dalam tabung

Udara pada 2 atm dan 200°C dipanaskan pada waktu mengalir di dalam tabung yang diameternya 1 in (2,54 cm) dengan kecepatan 10 m/s. Hitunglah perpindahan-kalor per satuan panjang tabung jika terdapat kondisi fluks-kalor-tetap pada dinding, dan suhu dinding dipelihara 20°C di atas suhu udara, di sepanjang tabung itu. Berapa tambahan suhu-limbak udara dalam 3 m panjang tabung?

suhu-limbak udara dalam 3 m panjang ...

Penyelesaian

Mula-mula kita hitung angka Reynolds untuk menentukan apakah aliran itu laminar atau turbulen, dan kemudian kita pilih rumus empiris yang tepat untuk menghitung perpindahan-kalor. Sifat-sifat udara pada suhu fluida limbak pada 200°C adalah

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{(2)(1{,}0132 \times 10^5)}{(287)(473)} = 1{,}493\ \text{kg/m}^3 \qquad [0{,}0932\ \text{lb}_m/\text{ft}^3]$$

$$\text{Pr} = 0{,}681$$

$$\mu = 2{,}57 \times 10^{-5}\ \text{kg/m}\cdot\text{s} \qquad [0{,}0622\ \text{lb}_m/\text{h}\cdot\text{ft}]$$

$$k = 0{,}0386\ \text{W/m}\cdot{}^\circ\text{C} \qquad [0{,}0223\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot{}^\circ\text{F}]$$

$$c_p = 1{,}025\ \text{kJ/kg}\cdot{}^\circ\text{C}$$

$$\text{Re}_d = \frac{\rho u_m d}{\mu} = \frac{(1{,}493)(10)(0{,}0254)}{2{,}57 \times 10^{-5}} = 14.756$$

sehingga aliran itu turbulen. Oleh karena itu kita gunakan Persamaan (6-4) untuk menghitung koefisien perpindahan-kalor.

$$\text{Nu}_d = \frac{hd}{k} = 0{,}023\ \text{Re}_d^{0,8}\text{Pr}^{0,4} = (0{,}023)(14.756)^{0,8}(0{,}681)^{0,4} = 42{,}67$$

$$h = \frac{k}{d}\text{Nu}_d = \frac{(0{,}0386)(42{,}67)}{0{,}0254} = 64{,}85\ \text{W/m}^2\cdot{}^\circ\text{C} \qquad [11{,}42\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot{}^\circ\text{F}]$$

Perpindahan kalor per satuan panjang ialah

$$\frac{q}{L} = h\,\pi d\,(T_w - T_b) = (64{,}85)\pi(0{,}0254)(20) = 103{,}5 \text{ W/m} \quad [107{,}7 \text{ Btu/ft}]$$

Sekarang dapatlah kita buat neraca energi untuk menghitung tambahan suhu-limbak dalam panjang 3,0 m tabung :

$$q = \dot{m} c_p\, \Delta T_b = L\left(\frac{q}{L}\right)$$

Kita juga mempunyai

$$\dot{m} = \rho u_m \frac{\pi d^2}{4} = (1{,}493)(10)\pi\,\frac{(0{,}0254)^2}{4}$$

$$= 7{,}565 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \qquad [0{,}0167 \text{ lb}_m\text{/s}]$$

sehingga angka-angka itu dapat dimasukkan ke dalam neraca energi :

$$(7{,}565 \times 10^{-3})(1025)\,\Delta T_b = (3{,}0)(103{,}5)$$

dan

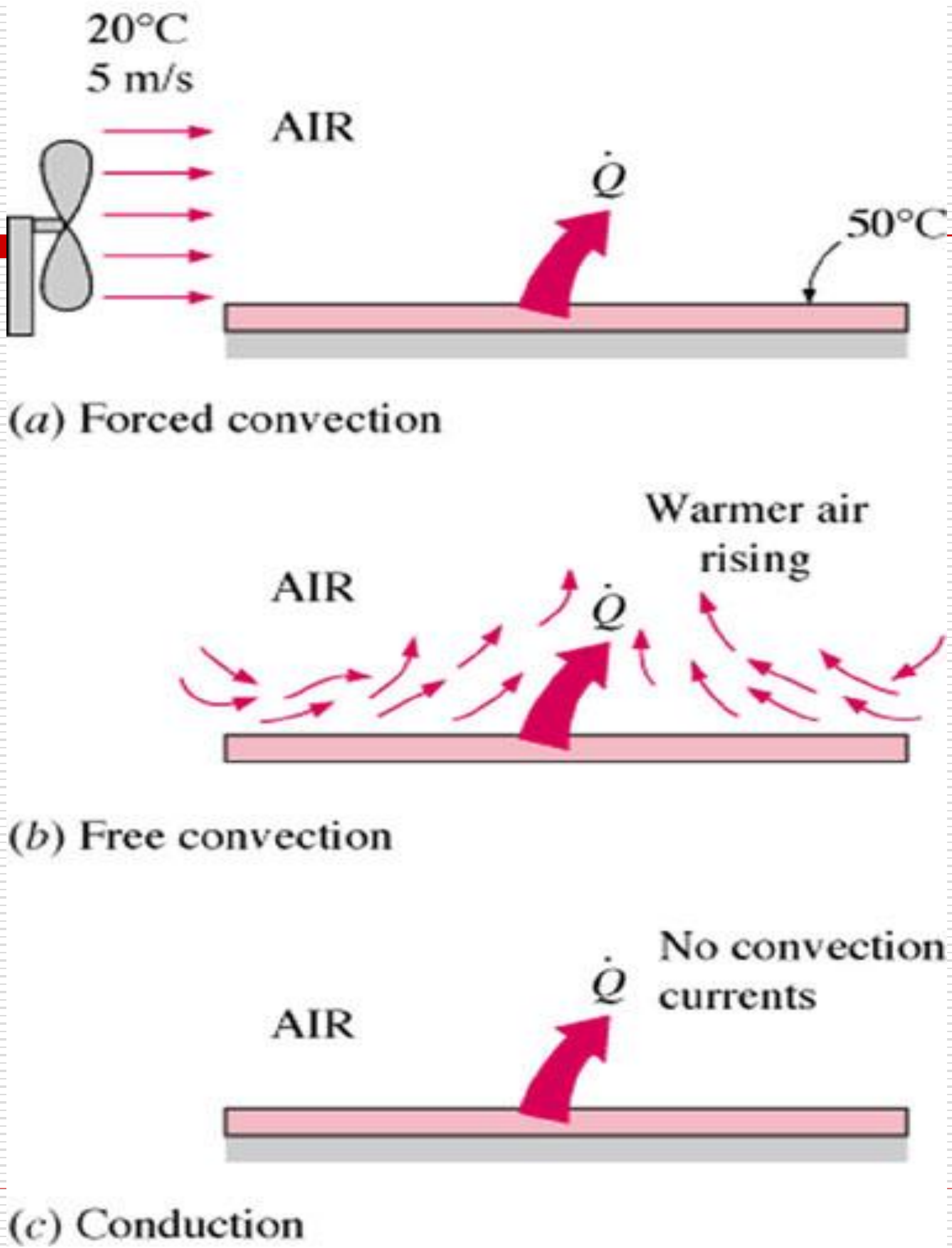
$$\Delta T_b = 40{,}04^{\circ}\mathrm{C} \qquad [104{,}07^{\circ}\mathrm{F}]$$

Soal

- Air dengan suhu bulk rata-rata 80^0F mengalir dalam tabung licin horisontal dengan suhu dinding 180^0F. Panjang tabung 6 ft dan diameternya 0,125 in. Kecepatan alir air 0,125 ft/s. Hitunglah laju perpindahan kalor !

KONVEKSI BEBAS / ALAMIAH

NATURAL / FREE CONVECTION


20°C
5 m/s
AIR
$\dot{Q}$
50°C
(a) Forced convection
Warmer air
rising
AIR
$\dot{Q}$
(b) Free convection
No convection
currents
$\dot{Q}$
AIR
(c) Conduction

CONVECTIVE HEAT TRANSFER COEFFICIENT

Coefficient of volume expansion

Grashof number

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_C^3}{\upsilon^2}$$

viscosity

Rayleigh number

$$Ra_L = Gr_L \Pr$$

Prandtl number

Nusselt number

$$Nu = \frac{hL_C}{k} = CRa_L^n$$

Persamaan empiris konveksi alamiah

- Lihat di buku Holman chap 7

Langkah penyelesaian soal

- Cermati kondisi dan geometri sistem yang terjadi
- Tentukan suhu yang dirujuk (Tb, Tf)
  - Tb umumnya utk suhu fluida dlm tabung
  - Tf umumnya utk konveksi permukaan
- Tentukan sifat fisis fluida pada T tsb.
- Hitung BTB yang diperlukan (Re, Pr, dst)

- Tentukan persamaan empiris yg digunakan
- Hitung h (koef.pp konveksi)
- Hitung q (=h A ΔT)

Ex 7-3 Holman

Contoh 7-3 PR

Sebuah pemanas horizontal dengan diameter 2,0 cm yang permukaannya dijaga pada suhu 38°C dibenamkan di dalam air yang suhunya 27°C. Hitunglah rugi kalor konveksi bebas per satuan panjang pemanas.

Penyelesaian

Suhu film adalah

$$T_f = \frac{38 + 27}{2} = 32,5°\text{C}$$

Dari Lampiran A, sifat-sifat air adalah

$$k = 0,630 \text{ W/m . °C},$$

dan gugus berikut ini sangat berguna untuk mendapatkan hasil-kali Gr Pr bila dikalikan dengan $d^3 \ \Delta T$:

$$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} = 2,48 \times 10^{10} \qquad [1/\text{m}^3 \cdot °\text{C}]$$

$$\text{Gr Pr} = (2,48 \times 10^{10})(38 - 27(0,02)^3 = 2,18 \times 10^6$$

Dengan menggunakan Daftar 7-1, kita dapatkan $C = 0,53$ dan $m = \frac{1}{4}$, sehingga

$$\text{Nu} = (0,53)(2,18 \times 10^6)^{1/4} = 38,425$$

$$h = \frac{(38,425)(0,63)}{0,02} = 1210 \text{ W/m}^2 \cdot °\text{C}$$

Jadi, perpindahan kalor adalah

$$\frac{q}{L} = h\pi d(T_w - T_\infty)$$

$$= (1210)\pi(0,02)(38 - 27) = 836,3 \text{ W/m}$$

- Pelajari contoh-contoh soal bab 6-7 Holman

- Kerjakan beberapa soal bab 6-7.