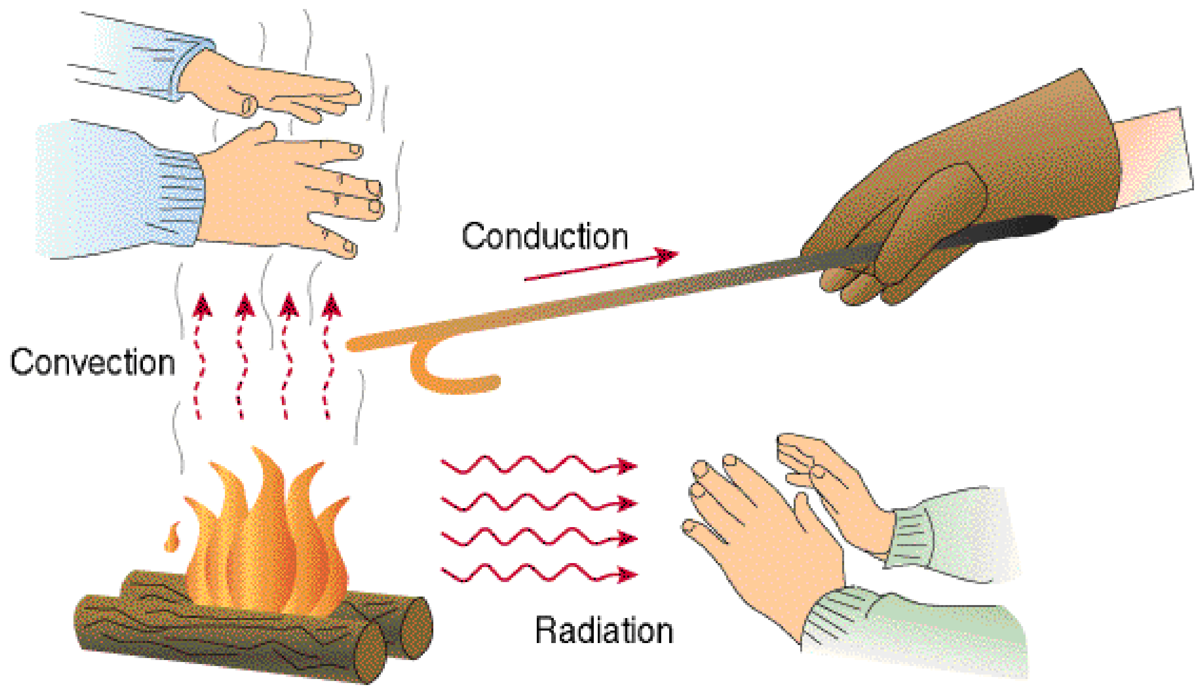
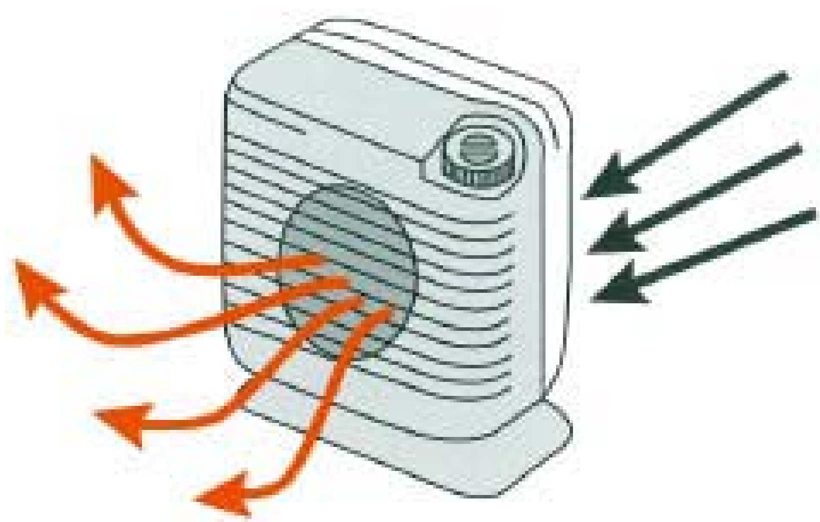
Transferência de Calor

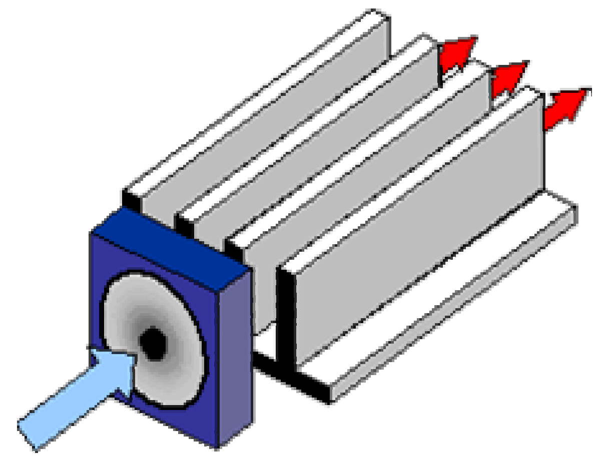
Escoamentos Externos

There Are Three Kinds of Heat Transfer:

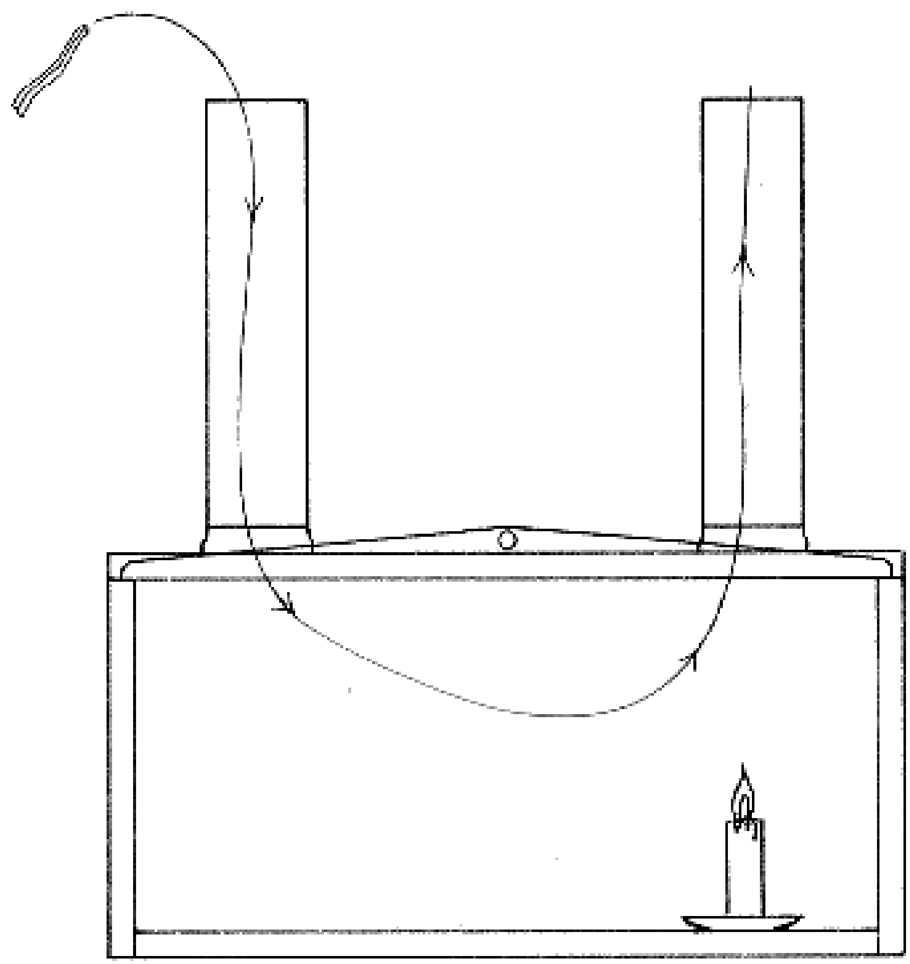
- ***<u>Conductive</u>***: one object transfers heat directly through contact with another object.
  <u>Radiation</u>: This is when heat is transferred by radiating off of an object.
  <u>Convective</u>: This is where heat is carried from one object by a fluid motion in a gas or liquid. Convective heat transfer can be natural or forced.
- 

<u>Forced convection</u> occurs when a fluid flow is induced by an external force.



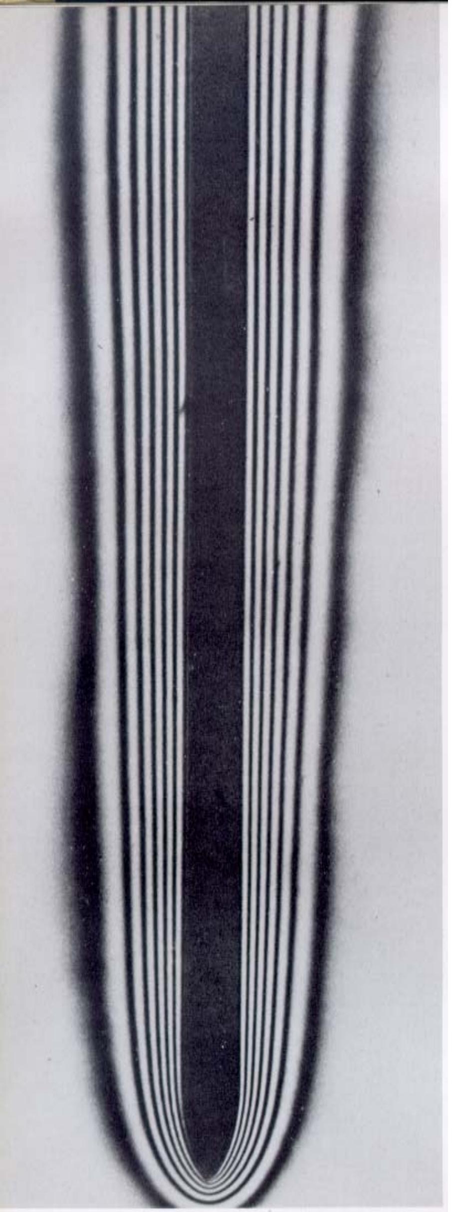


Natural convection is caused by buoyancy forces due to density differences caused by temperature variations in the fluid.



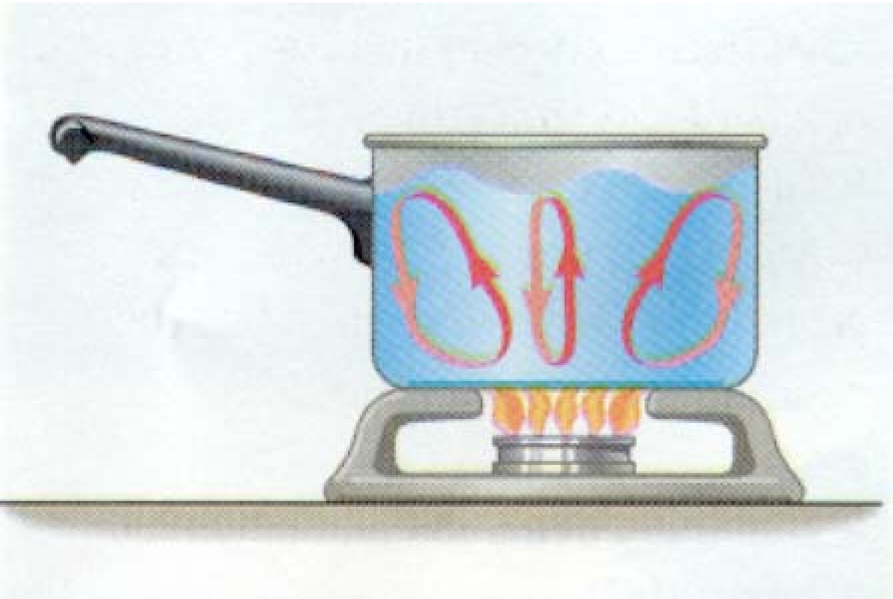
Conveção Natural numa placa plana vertical

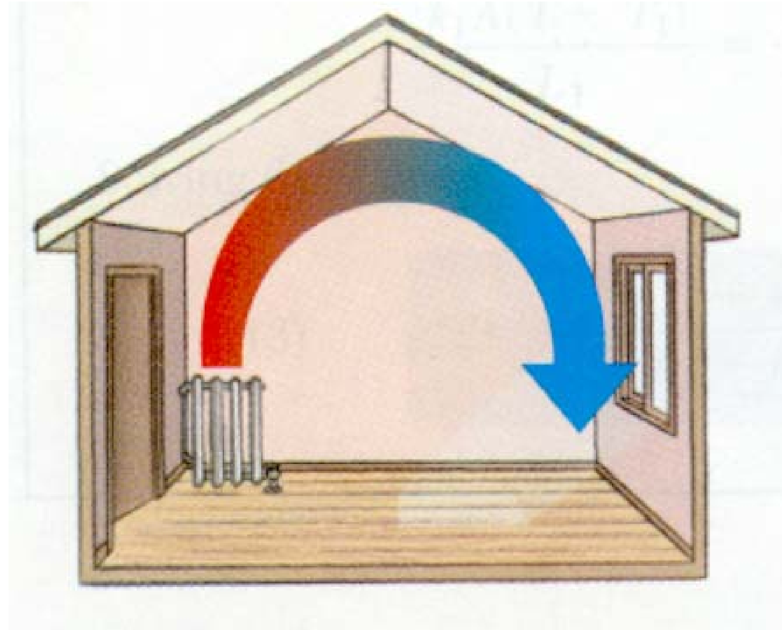
- <u>Conveção Natural</u> – O fluido próximo a superfície é aquecido, sua densidade diminui e é estabelecido uma força de empuxo que o desloca para cima.
- A ação da gravidade cria um fluxo ascendente

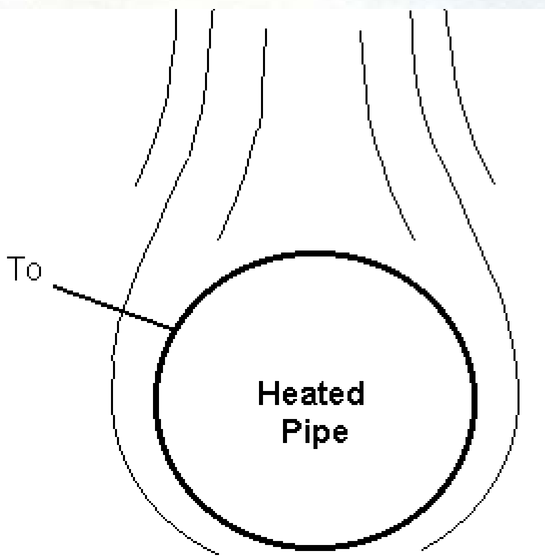


204. Free convection from a vertical plate. The plate is uniformly heated in air, producing a steady laminar flow. An interferogram shows lines of constant density which, at nearly constant pressure, are also isotherms. The Grashof number is approximately five million at a distance of 0.1 m from the lower end of the plate, so that the thermal boundary layer is rather thick. *Eckert & Soehngen 1948*

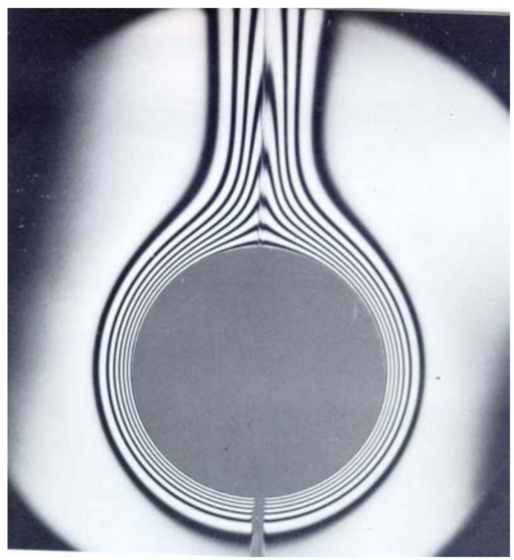
Examples of Natural Convection







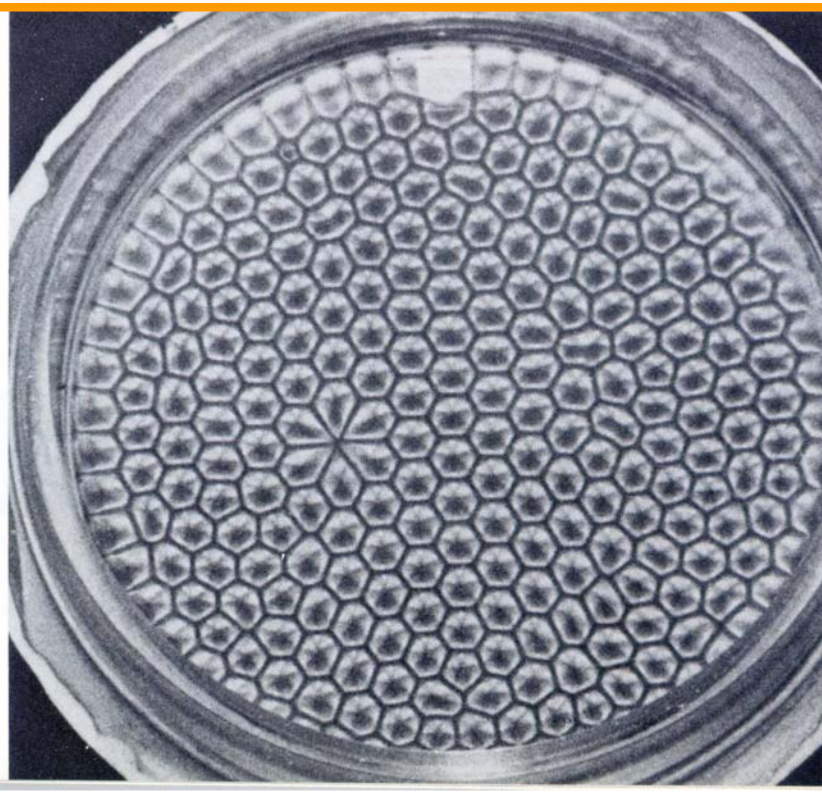
Free Convection Heat Transfer



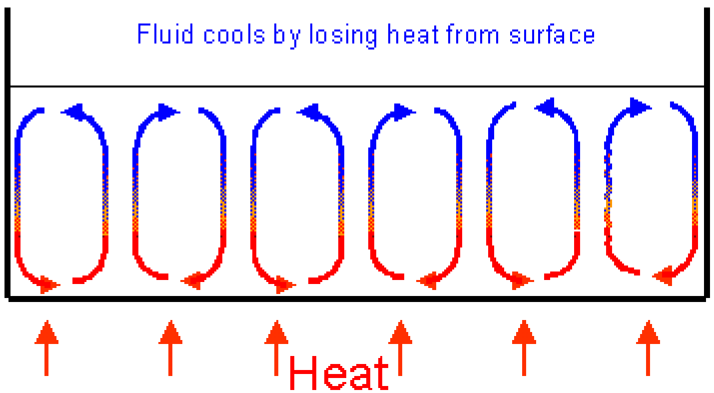
Rayleigh – Bénard Cells – Flow Instability

142. Imperfections in a hexagonal Bénard convection pattern. The hexagonal pattern of cells typical of convective instability driven primarily by surface tension is seen to accommodate itself to a circular boundary. Aluminum powder shows the flow in a thin layer of silicone oil of kinematic viscosity 0.5 cm^2/s on a uniformly heated copper plate. A tiny dent in the plate causes the imperfection at the left, forming diamond-shaped cells. This shows how sensitive the pattern is to small irregularities. *Koschmieder 1974*

83

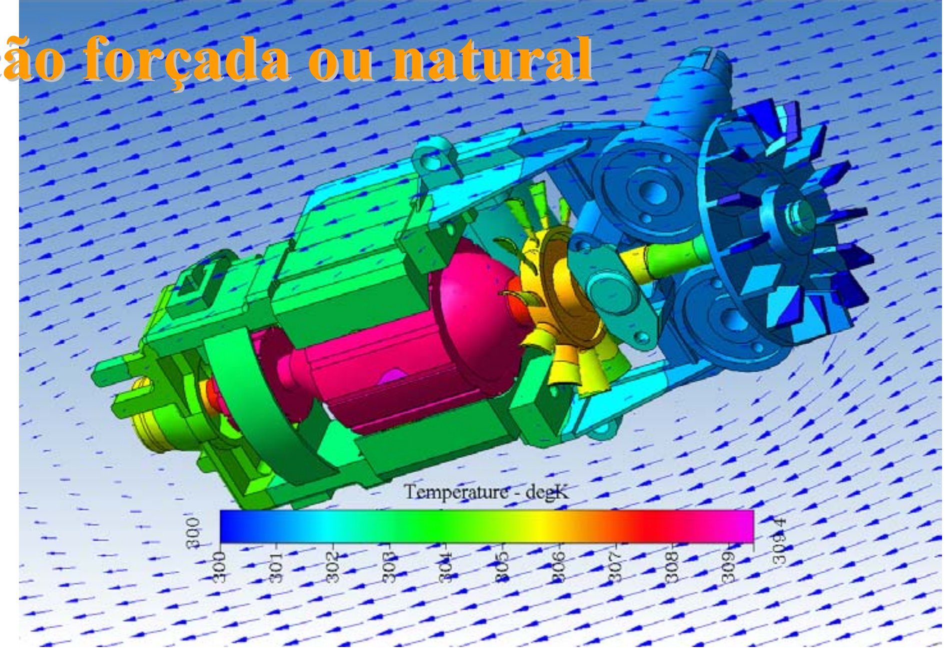


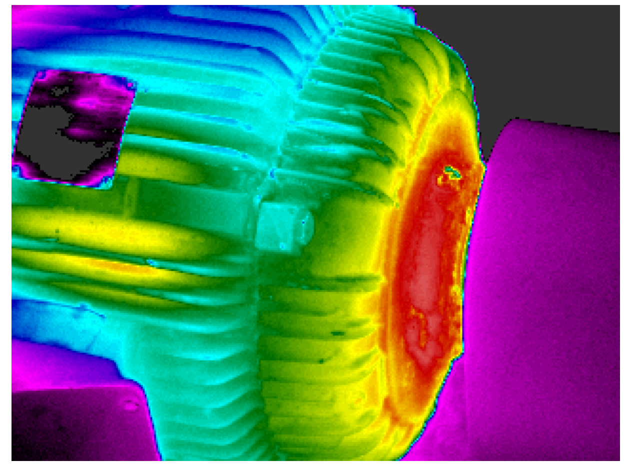
dry cracked soils

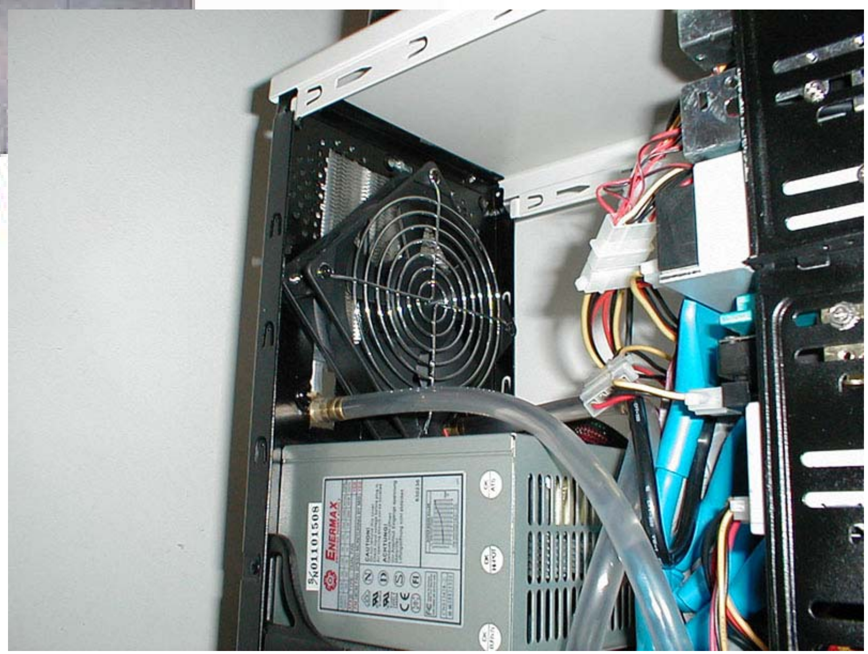


Convection cell
Warm, low density fluid rises
Cool, high density fluid sinks

Identifique operação com convecção forçada ou natural

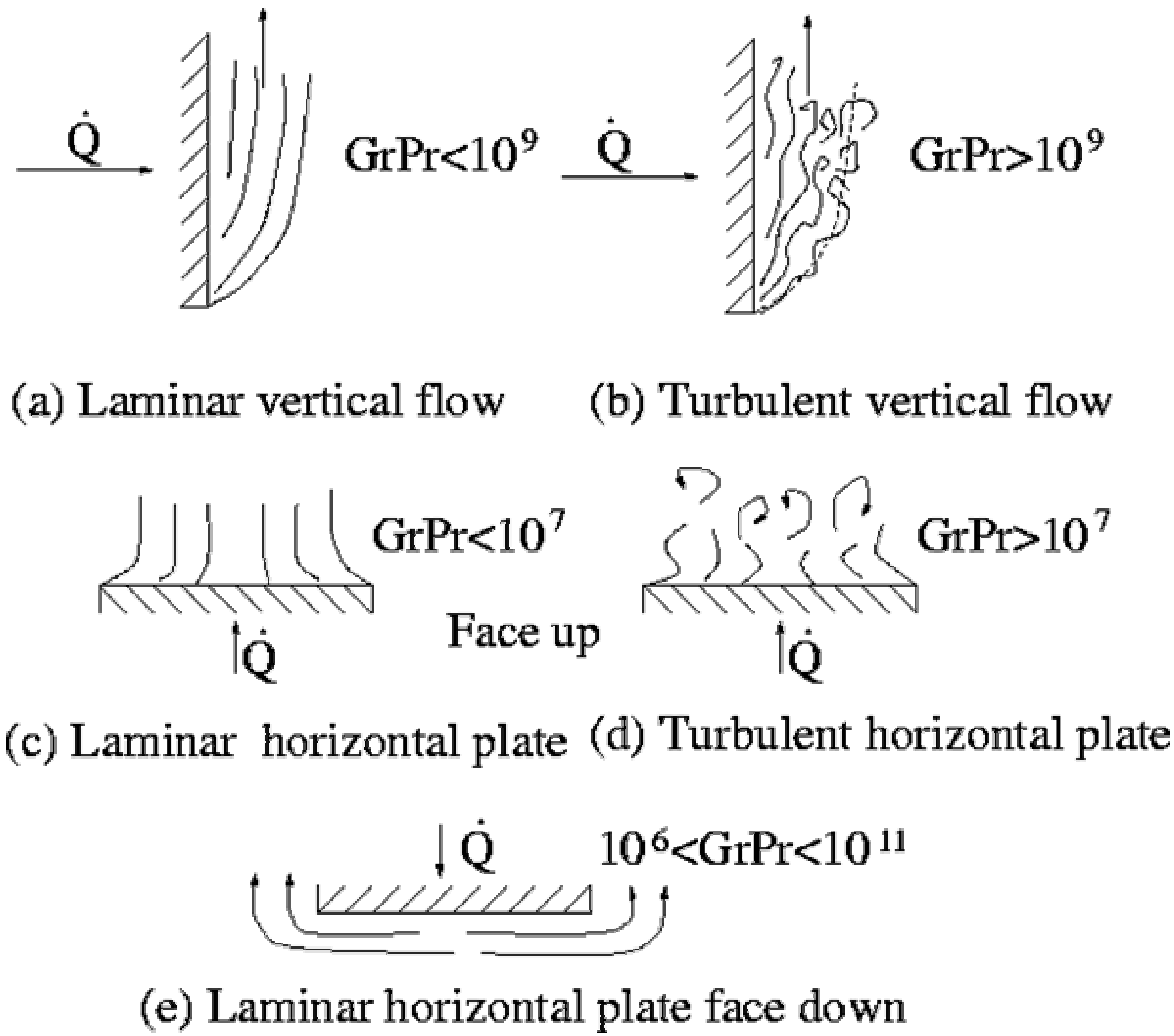


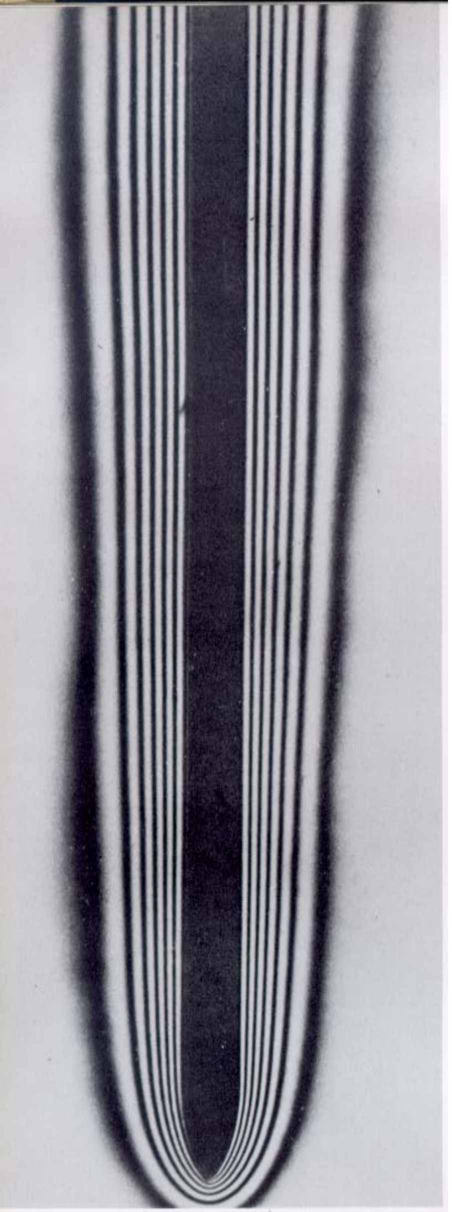




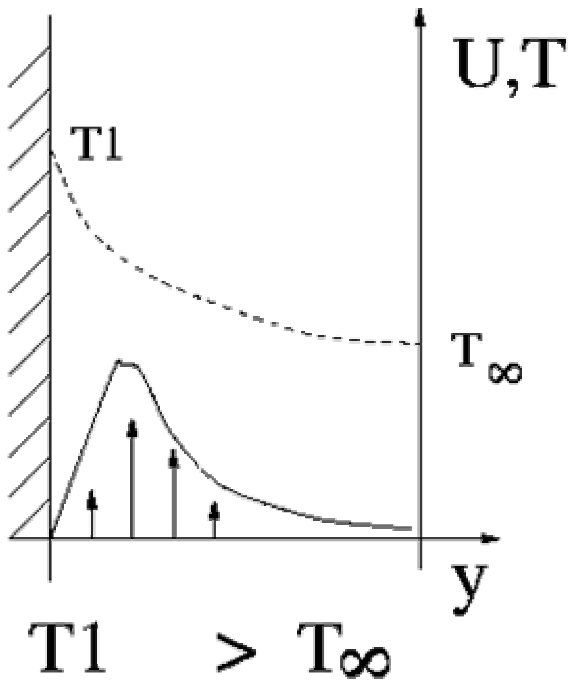
Natural Heat Convection over Flat Plates

Q depends on the *orientation*: vertical, horizontal face down, horizontal face up.

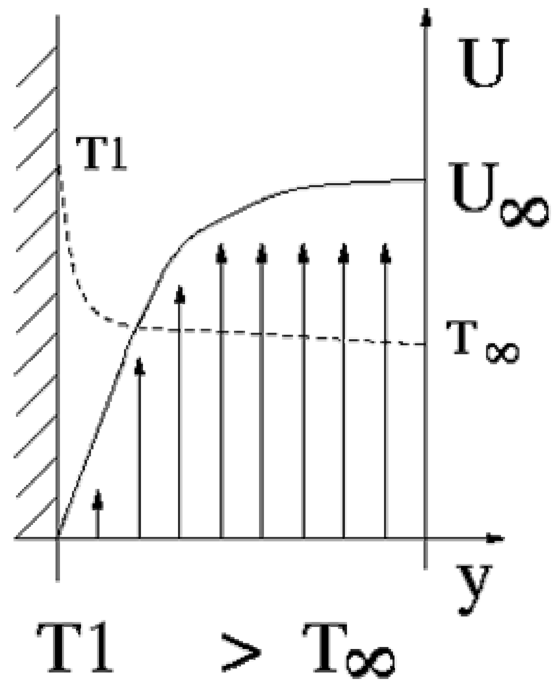




204. **Free convection from a vertical plate.** The plate is uniformly heated in air, producing a steady laminar flow. An interferogram shows lines of constant density which, at nearly constant pressure, are also isotherms. The Grashof number is approximately five million at a distance of 0.1 m from the lower end of the plate, so that the thermal boundary layer is rather thick. *Eckert & Soehngen 1948*



Natural Convection



Forced Convection

Camada Limite Térmica x Hidrodinâmica

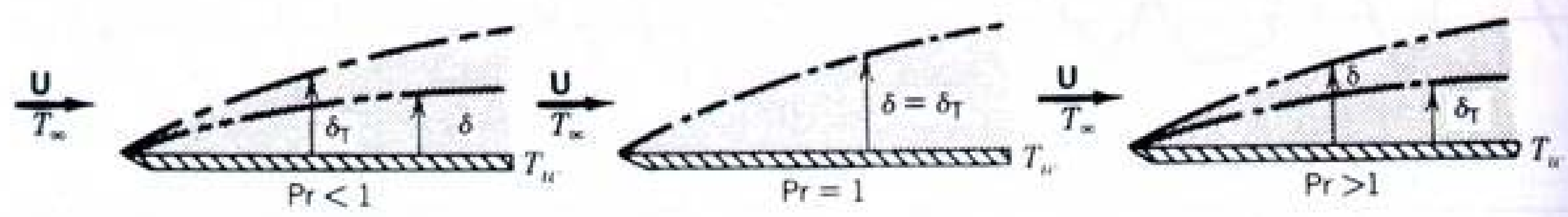


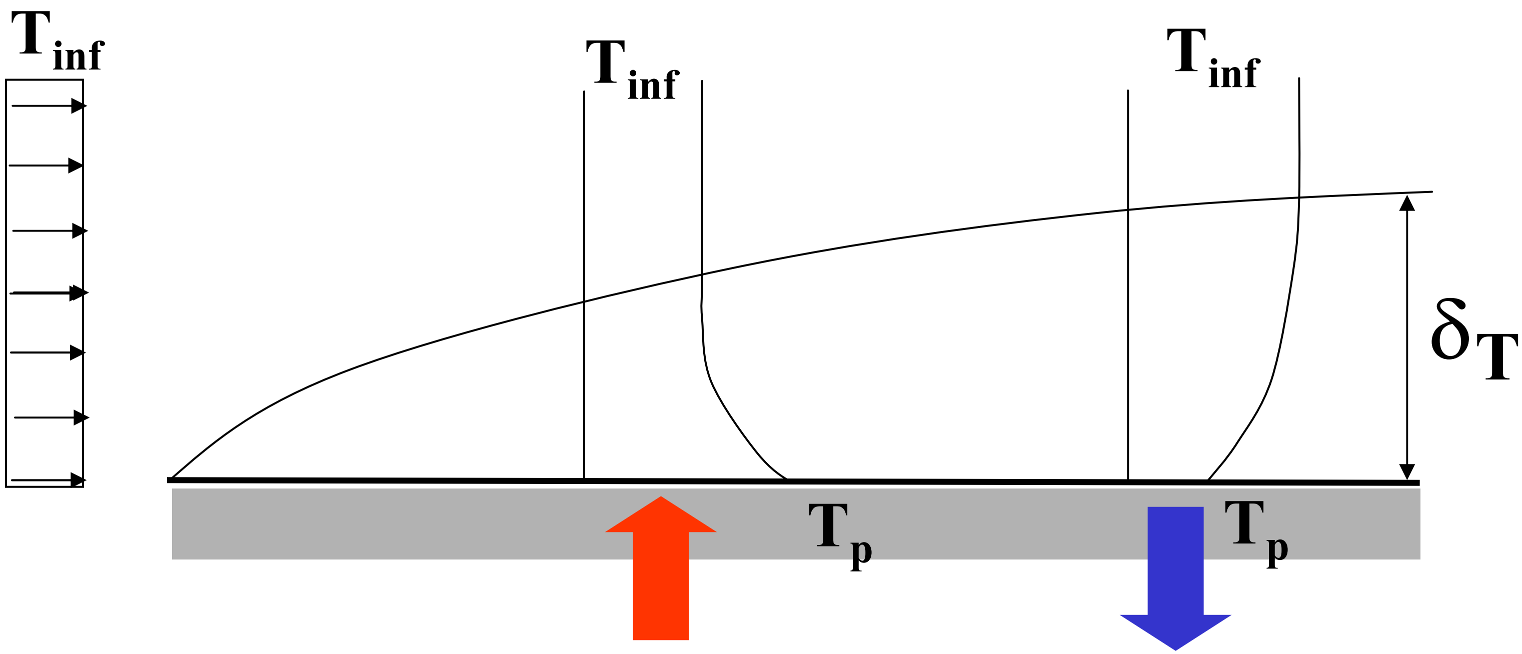
Figura 6-6 Camadas limites térmica e hidrodinâmica num escoamento sobre placa plana.

$$\frac{\delta_h}{\delta_T} = 1.026\,Pr^{(1/3)}$$ Regime Laminar

$$\frac{\delta_h}{\delta_T} \cong 1$$ Regime Turbulento

- **onde Pr é o número de Prandtl (adimensional)**
- **$Pr = \nu/\alpha = C_P\mu/k \sim \delta_h/\delta_T$**

Perfil de Temperatura: Aquecimento e Resfriamento



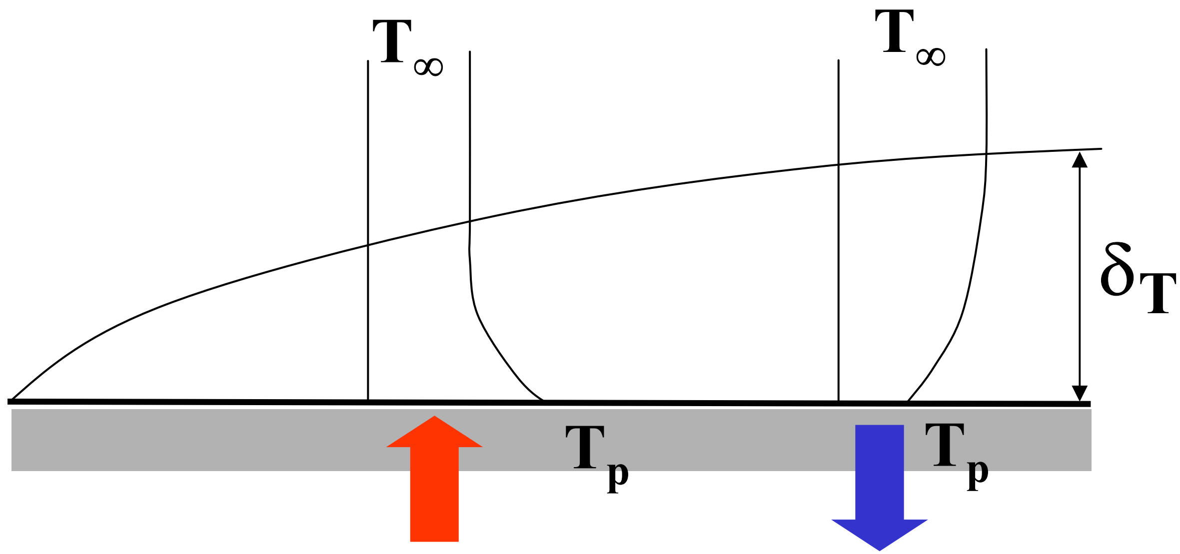
Aquecimento
$T_p > T_{inf}$

Resfriamento
$T_p < T_{inf}$

Definições

Q	Calor, [Joules]
$\dot{Q}$	Taxa de Calor [J/s] ou [W]
$\dot{q}'' = \dfrac{\dot{Q}}{A}$	Fluxo de Calor [$J/s/m^2$] ou [W/m^2]
$\dot{q}''' = \dfrac{\dot{Q}}{Vol}$	Fluxo de Calor [$J/s/m^3$] ou [W/m^3]

Taxa & Fluxo de Calor



$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \left(T_p - T_\infty\right)$$

ou

$$\dot{q}'' = h \cdot \left(T_p - T_\infty\right)$$

Coeficiente de Transferência de Calor, h

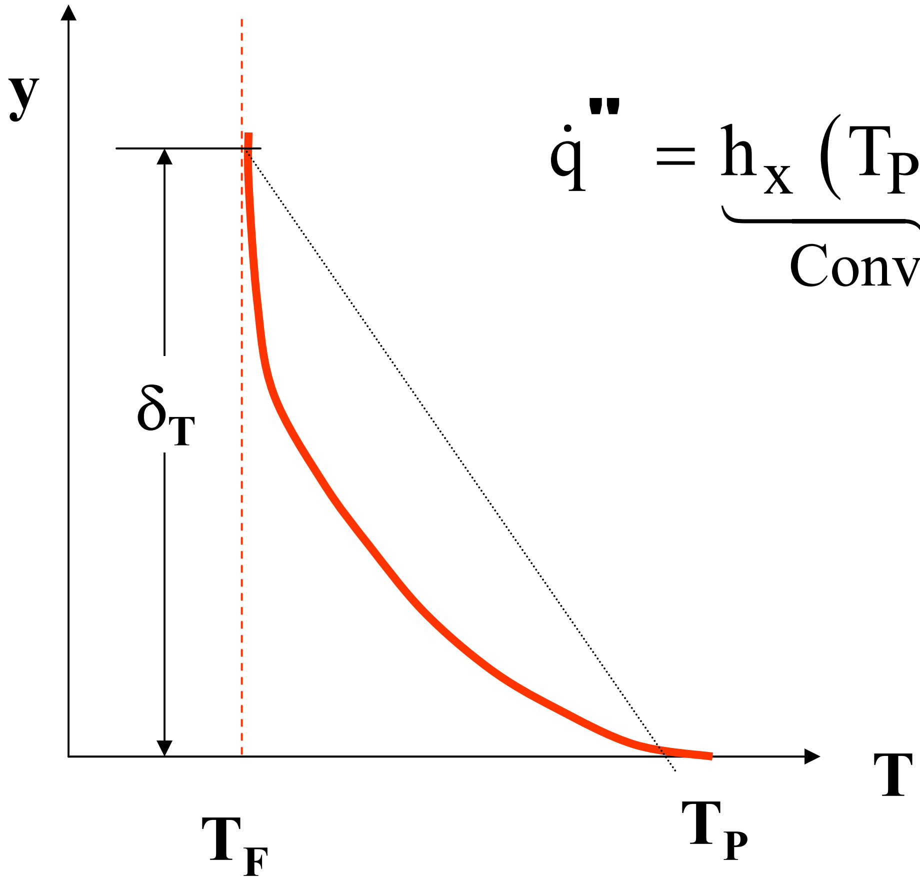
Coeficiente de transferência de calor ***local*** **(h_x)**

$$h_x = \frac{\dot{q}''}{\left(T_p - T_\infty\right)} = \frac{\left(Q/A\right)}{\left(T_p - T_\infty\right)} \qquad \left[\frac{W}{m^2 C}\right]$$

Coeficiente de transferência de calor ***médio*** **$\left(\bar{h}\right)$**

$$\bar{h} = \frac{\int_0^L h_x dx}{L} \rightarrow \dot{Q} = \bar{h}A\left(T_p - T_\infty\right)$$

h é proporcional a quais parâmetros?



$$\dot{q}'' = \underbrace{h_x \left(T_P - T_\infty\right)}_{\text{Convecção}} \cong \underbrace{\frac{k \cdot \left(T_P - T_\infty\right)}{\delta_T}}_{\text{condução}}$$

$$h_x \cong \frac{k}{\delta_T}$$

- **O coeficiente de transferência de calor local é proporcional a condutibilidade térmica e inversamente proporcional a espessura da camada limite térmica!**

h é proporcional a quais parâmetros?

$$h_x \cong \frac{k}{\delta_T} \cong \frac{k}{(\delta_h / Pr)} \cong \frac{k}{(\delta_h / Pr^n)} \cong \frac{k}{(L / Pr^n Re^m)}$$

$$Nu_x = \frac{h_x L}{k} \cong f(Re, Pr)$$

- **Para escoamentos forçados, o número de Nusselt pode ser expresso em função dos números de Reynolds e Prandtl**

Analogia entre Calor e Atrito

$$\frac{\overline{C_f}}{2} = \overline{St} \cdot Pr^{2/3}$$

- **<u>Chilton-Colburn</u> – válida para: i) escoamento Laminar numa placa plana e ii) escoamentos Turbulentos sobre superfícies planas ou com curvaturas.**
- **Útil para calcular coef. Transferência de calor em superfícies rugosas.**
- ***As correlações a serem apresentadas aplicam-se para superfícies lisas.***

GRUPOS ADIMENSIONAIS

Tabela 6-7 Resumo das correlações mais utilizadas para convecção natural e forçada sobre placas planas

Grupos Adimensionais		Número da Equação
Grashof	$Gr_x \frac{g\beta(T_p - T_\infty)x^3}{\nu^2}$	(6-48)
Nusselt	$Nu_x = \frac{h_x x}{k}$	(6-19)
Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$	(6-3)
Rayleigh	$Ra_x = Gr_x Pr = \frac{g\rho^2 c_p \beta(T_p - T_\infty)x^3}{k\mu}$	(6-50)
Rayleigh (Fluxo de calor uniforme)	$Ra_x^* = \frac{g\rho^2 c_p \beta \dot{q}''_p x^4}{\mu k^2}$	(6-58)

e β é o coeficiente de expansão do gás. $\beta = \frac{1}{T(K)}$ para gás perfeito (temp. Kelvin)

GRUPOS ADIMENSIONAIS & PROPRIEDADES FÍSICAS

- **Convecção Forçada** – ***propriedades físicas avaliadas na temperatura do escoamento externo.*** **Assim, Re, Pr e Nu têm seus parâmetros avaliados por T_{ext} ou T_∞**

- **Convecção Natural** – ***propriedades físicas avaliadas na temperatura da película (filme) que é uma média entre a temp da parede e a externa:*** $T_f = (Tp+T_\infty)/2$. **Assim, β, Gr e Ra têm suas propriedades avaliadas por T_f.**

PLACA PLANA ISOTÉRMICA:
CONVECÇÃO FORÇADA & NATURAL

Tabela 6-7 *Continuação*

Grupos Adimensionais			Número da Equação
Placa Plana Isotérmica			
Convecção forçada		**Propriedades avaliadas em T_∞**	
laminar $Re_x < 5.10^3$			
	local	$Nu_x = 0{,}332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	(6-26)
	médio	$\overline{Nu} = 0{,}664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$	(6-30)
turbulento $5.10^5 < Re_x < 5.10^7$			
	local	$Nu_x = \dfrac{0{,}0296 Re_x^{0,8} Pr}{1+2{,}185 Re_x^{-0,1}(Pr^{2/3}-1)}$	(6-34)
	médio	$\overline{Nu} = \dfrac{0{,}037 Re_L^{0,8} Pr}{1+2{,}443 Re_L^{-0,1}(Pr^{2/3}-1)}$	(6-37)
Convecção natural - placa isotérmica vertical		**Propriedades avaliadas em $(T_p+T_\infty)/2$**	
laminar	local	$Nu_x = 0{,}68 + 0{,}503[Ra_x \psi(Pr)]^{1/4}$	(6-51)
	médio	$\overline{Nu}_L = 0{,}68 + 0{,}67[Ra_L \psi(Pr)]^{1/4}$	(6-52)
turbulento			
local e médio		$\overline{Nu}_L = Nu_x = 0{,}15[Ra_x \psi(Pr)]^{1/3}$	(6-54)
		$\psi(Pr) = \left[1+\left(\dfrac{0{,}492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{-16/9}$	(6-53)
Convecção natural - placa isotérmica horizontal		**onde L = Área/Perímetro**	
face superior aquecida	$\overline{Nu}_L = 0{,}54 Ra_L^{1/4}$	$10^4 \le Ra_L \le 10^7$	(6-55)
	$\overline{Nu}_L = 0{,}15 Ra_L^{1/3}$	$10^7 \le Ra_L \le 10^{11}$	(6-56)
face inferior aquecida	$\overline{Nu}_L = 0{,}27 Ra_L^{1/4}$	$10^5 \le Ra_L \le 10^{10}$	(6-57)

Transição: $5.10^3 < Re_x < 5.10^5$

$$\overline{Nu} = \sqrt{Nu_T^2 + Nu_L^2}$$

Expressão para valor médio de Nu somente, válida se $0.5 < Pr < 2000$

PLACA PLANA Q constante: CONVECÇÃO FORÇADA & NATURAL

Tabela 6-7 *Continuação*

Grupos Adimensionais			Número da Equação
Placa Plana com Fluxo de Calor Uniforme			
Convecção forçada			
laminar		$Nu_x = 0{,}46 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	(6-44)
Turbulento: Eq. (6.34) local & Eq. (6.37) médio			
Convecção natural			
laminar	local	$Nu_x = 0{,}631[Ra_x^{*}\phi(Pr)]^{1/5}$	(6-59)
turbulento	local	$Nu_x = 0{,}241[Ra_x^{*}\phi(Pr)]^{1/5}$	(6-61)
		$\phi(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0{,}437}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{-16/9}$	(6-62)

Limites de Transição Lam x Turb Placa Plana

Escoamento Forçado

Placa Plana: Transição escoamento: $5x10^3 < Re_x < 5x10^5$

Número de Nusselt Médio para escoamentos que incluem ambas as regiões:

$$\overline{Nu} = \sqrt{\overline{Nu}_{lam}^2 + \overline{Nu}_{tur}^2}$$

desde que $0.5 < Pr < 2000$. Nestas condições:

Nu_{lam} dado Eq. (6-30) e Nu_{tur} dado Eq. (6-37) .

Convecção Natural

Placa Plana Vertical

Transição laminar/ turbulenta $Ra > 10^9$.

Correlações p/ Cilindros e Esferas, $1 < Re_{Lc} < 10^5$ & $0.6 < Pr < 1000$

Escoamento Forçado

Gnielinski fornece o número de Nusselt médio para outros objetos de formas variadas *com temperatura de parede uniforme:*

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_0 + \sqrt{\overline{Nu}_{lam}^2 + \overline{Nu}_{tur}^2}$$

onde o comprimento característico L_c (Re e Nu) e Nu_0 são dados na tabela 6-5

Tabela 6-5 Coeficientes e comprimentos característicos para vários objetos para convecção forçada, eq. 6-45[a]

Objeto	L_c	$\overline{Nu}_0$
Fio, cilíndro e tubos	$\pi d/2$	0,3
Esferas	d	2,0

Correlações p/ Cilindros e Esferas, $Re_{Lc} < 1$ & $0.6 < Pr < 1000$

Escoamento Forçado

Gnielinski fornece o número de Nusselt médio para outros objetos de formas variadas *com temperatura de parede uniforme:*

Fios, cilindros e tubos (externos): $\overline{Nu} = 1.01 \cdot (Re_{Lc}\, Pr)^{(1/3)}$

Esferas: $\overline{Nu} = 0.75 (Re_{Lc}\, Pr)^{(1/3)}$

onde o comprimento característico L_c (Re e Nu) é dado na tabela 6-5

Tabela 6-5 Coeficientes e comprimentos característicos para vários objetos para convecção forçada, eq. 6-45[a]

Objeto	L_c	$\overline{Nu}_0$
Fio, cilíndro e tubos	$\pi d/2$	0,3
Esferas	d	2,0

Correlações p/ Cilindros e Esferas
Convecção Natural

Churchil propôs uma correlação geral para cálculo do coef. transf. Calor em convecção natural para objetos de formas variadas. A correlação é válida em ambas as regiões: laminar e turbulenta

$$\overline{Nu} = \left[\overline{Nu}_0^{(1/2)} + \left(\frac{Ra_{Lc} \cdot \xi(Pr)}{300} \right)^{(1/6)} \right]^2$$

$$\xi(Pr) = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{0.5}{Pr} \right)^{(9/6)} \right]^{(16/9)}}$$

O comprimento característico L_C (Ra e Nu) e Nu_0 são dados na Tabela 6-6

Correlações p/ Cilindros e Esferas
Convecção Natural

O comprimento característico L_C (Ra e Nu) e Nu_0 são dados na Tabela 6-6

Tabela 6-6 Parâmetros usados na eq. 6-63 para convecção natural.[6] comprimentos característicos e $\overline{Nu}_0$ para correlações generalizadas

Geometria/Objeto	L_c	$\overline{Nu}_0$
Placa inclinada	x	0,68
Disco inclinado	$9d/11$	0,56
Cilindro vertical	L	0,68
Cilindro horizontal	πd	$0{,}36\pi$
Cone	$4L/5$	0,54
Esfera	$\pi d/2$	π
Esferóide	$3\pi V/A$	$A^3/36V^2$

L é medido ao longo da superfície

Cálculo da Taxa de Calor

Cálcula Nu, correlações
$Nu = h.L/k$

↓

Cálcula h
$h = Nu.k/L$

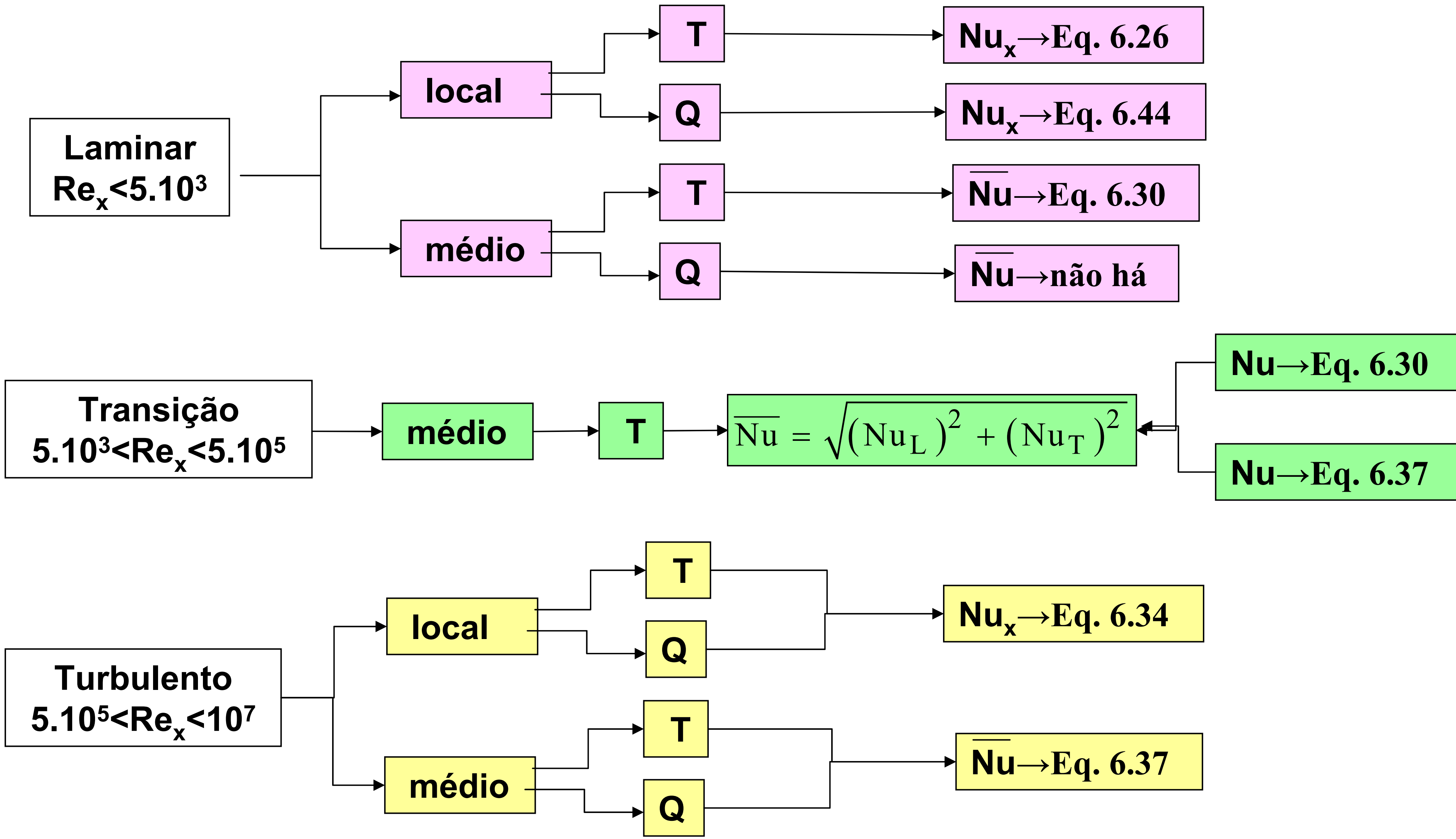
↓

Calcula fluxo calor q”
$q'' = h.(T_p - T_\infty)$

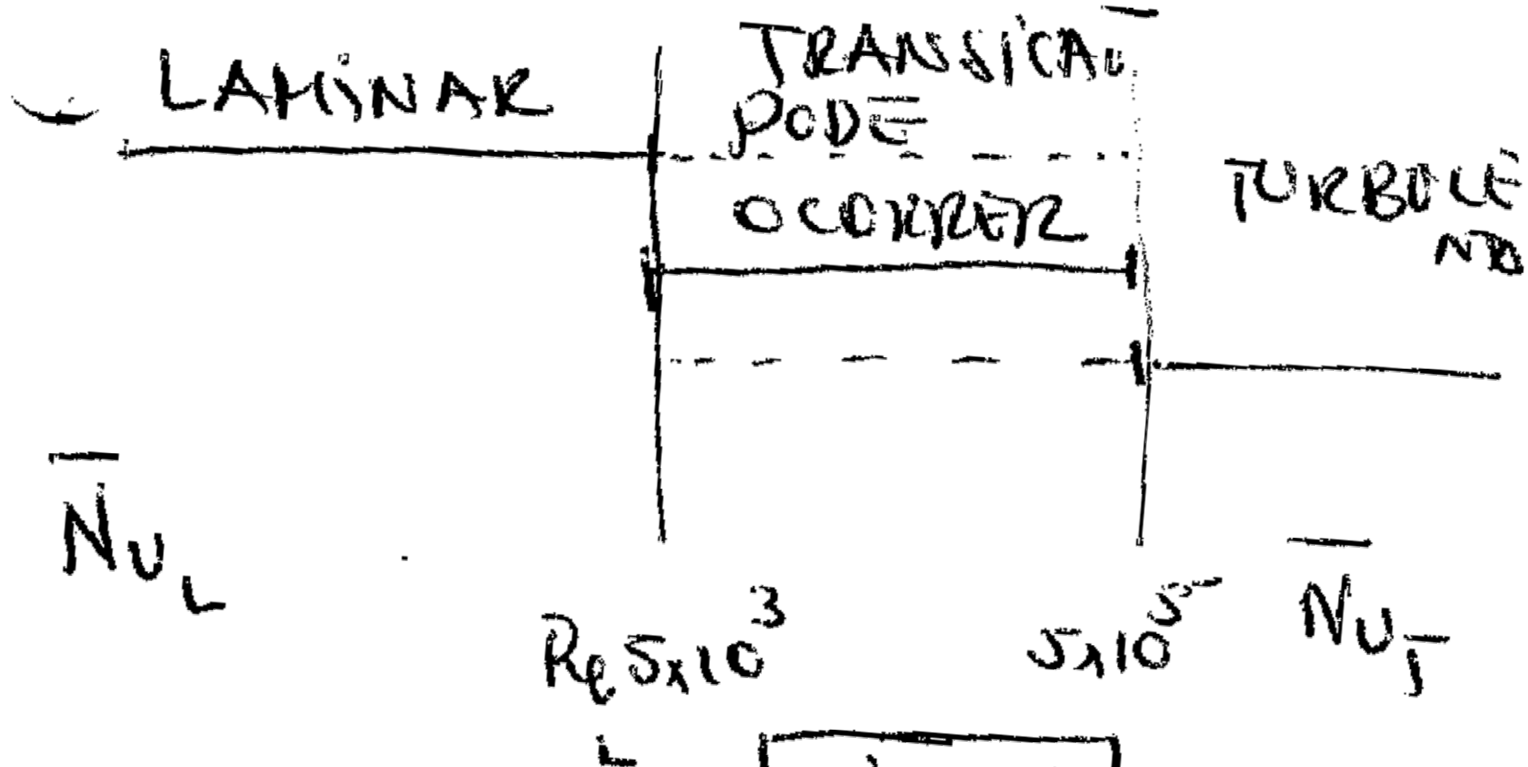
↓

Calcula taxa de calor Q
$Q = q''.A$

CONVECÇÃO FORÇADA – PLACA PLANA
propriedades avaliadas T_{ext}



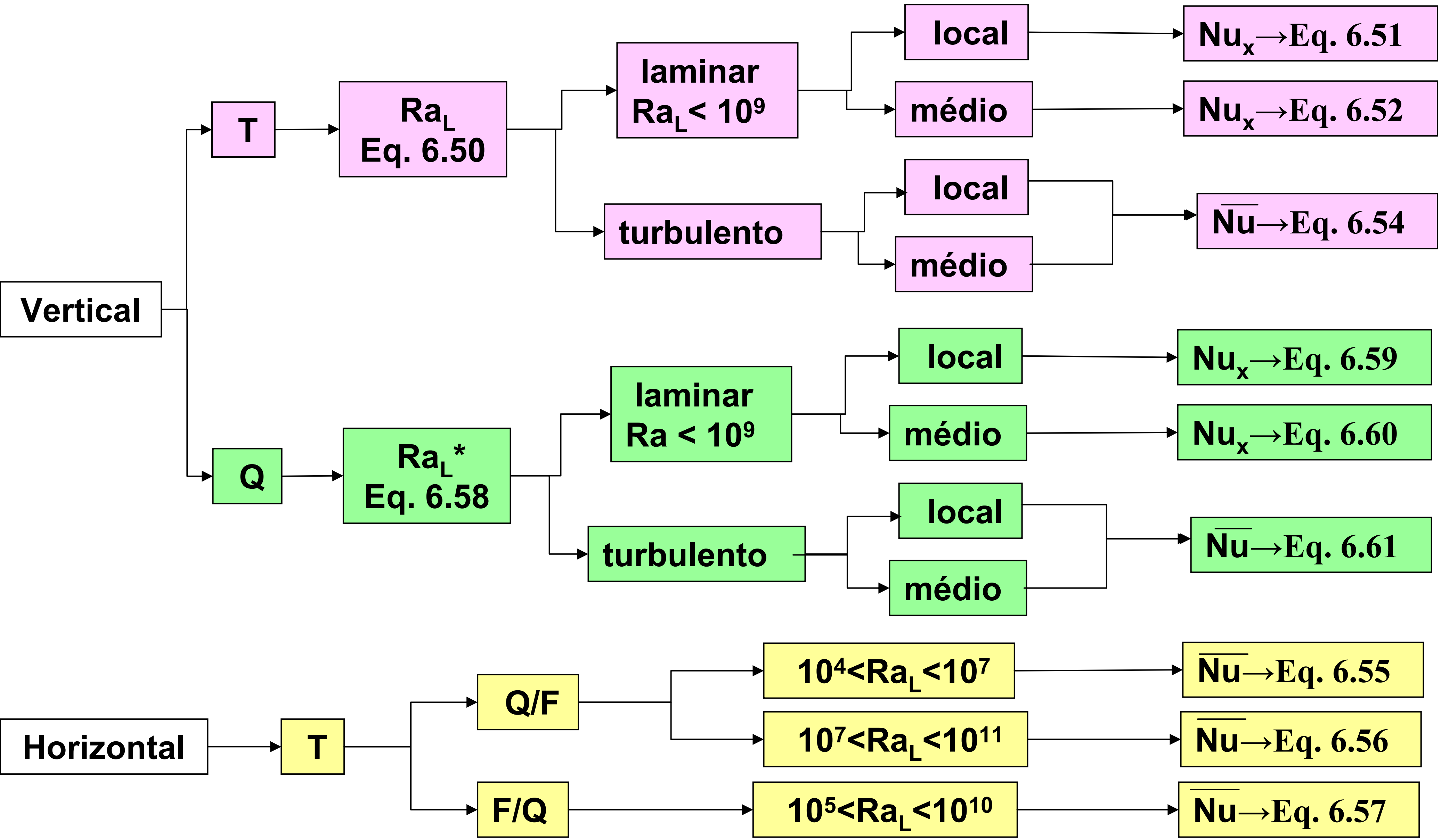
Transição Conv. Forçada Placa Plana



$$\sqrt{Nu_L^2 + Nu_T^2}$$

CONVECÇÃO NATURAL – PLACA PLANA

propriedades avaliadas $(T_P+T_{ext})/2$



Como Calcular a T_{filme} p/ avaliar Propriedades para Conv. Natural – Q?

- Quando se conhece o fluxo de calor pode-se determinar a temperatura da parede:

$$q'' = h.(T_p - T_\infty)$$

- Devido a grande diferença de temperatura que pode ocorrer entre T_p e T_∞ , pode haver diferença na avaliação da propriedade!
- Deve-se estimar 'a priori' Tp, calcular Tf =(T_p-T_∞)/2 , avaliar as propriedades, calcular h e calcular Tp.
- Se Tp calculado for diferente do estimado, repetir o processo até convergir.

CONVECÇÃO CILINDROS, TUBOS E ESFERAS

propriedades avaliadas T_{ext}

Convecção Forçada Isotérmica $0.6<Pr<1000$

- $Re_{LC}<1$
  - cilindros → $Nu_x \rightarrow$ Eq. 6.46
  - esferas → $Nu_x \rightarrow$ Eq. 6.47
- $1<Re_{LC}<10^5$ →

$$\overline{Nu} = Nu_0 + \sqrt{(Nu_L)^2 + (Nu_T)^2}$$

Eq. 6.45

  - $\overline{Nu} \rightarrow$ Eq. 6.30
  - $\overline{Nu} \rightarrow$ Eq. 6.37
  - Nu_0&Lc → Tab. 6.5

Convecção Natural Isotérmica Lam/Turb. →

$$\overline{Nu} = \left\{ \sqrt{\overline{Nu}_0} + \left(\frac{Ra_{LC} \cdot \xi \cdot Pr}{300} \right)^{1/6} \right\}^2$$

Eq. 6.63

- $\xi \rightarrow$ Eq. 6.64
- $\overline{Nu}_0$ & Lc → Tab. 6.6