



# **Aula 21**

## **Capítulo 7**

### **Escoamentos Internos**

### **Transferência de Calor**

# *Transferência de Calor em Dutos*

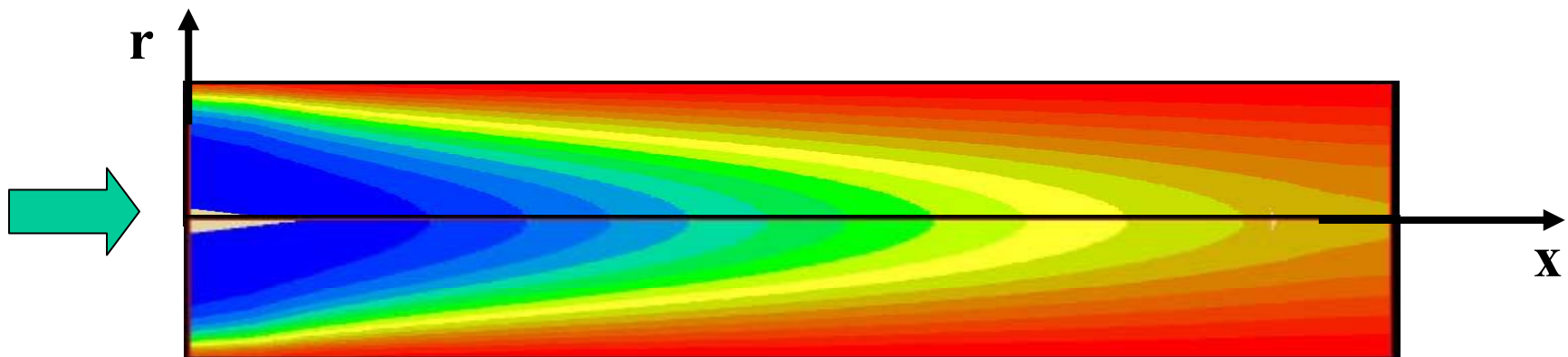
## TÓPICOS

- **O Balanço de Energia numa Tubulação**
- **A Temperatura Média de Mistura**
- **Fluxo de Calor Uniforme**
- **Temperatura de Parede Uniforme**
- **Nusselt Laminar & Turbulento**
- **Trocadores de Calor**

# Aquecimento de Fluido Numa Tubulação

- Quando um fluido é aquecido (ou resfriado) numa tubulação (escoamento interno):
- Energia é transferida ao fluido ao longo da tubulação
- A temperatura do fluido varia RADIALMENTE E AXIALMENTE ao longo da tubulação

*Exemplo de aquecimento com parede a temperatura constante*



# Qual será a Temperatura de Referência



- Foi visto em escoamentos externos que o fluxo de calor é determinado por meio de uma diferença entre duas temperaturas referenciadas. (exemplo:  $T_{\text{parede}}$  &  $T_{\text{fluido externo}}$ )
- Para escoamentos internos (confinados) é necessário um cuidado especial para estabelecer *a temperatura de referência.*
- Note que a temperatura do fluido varia axialmente e radialmente!

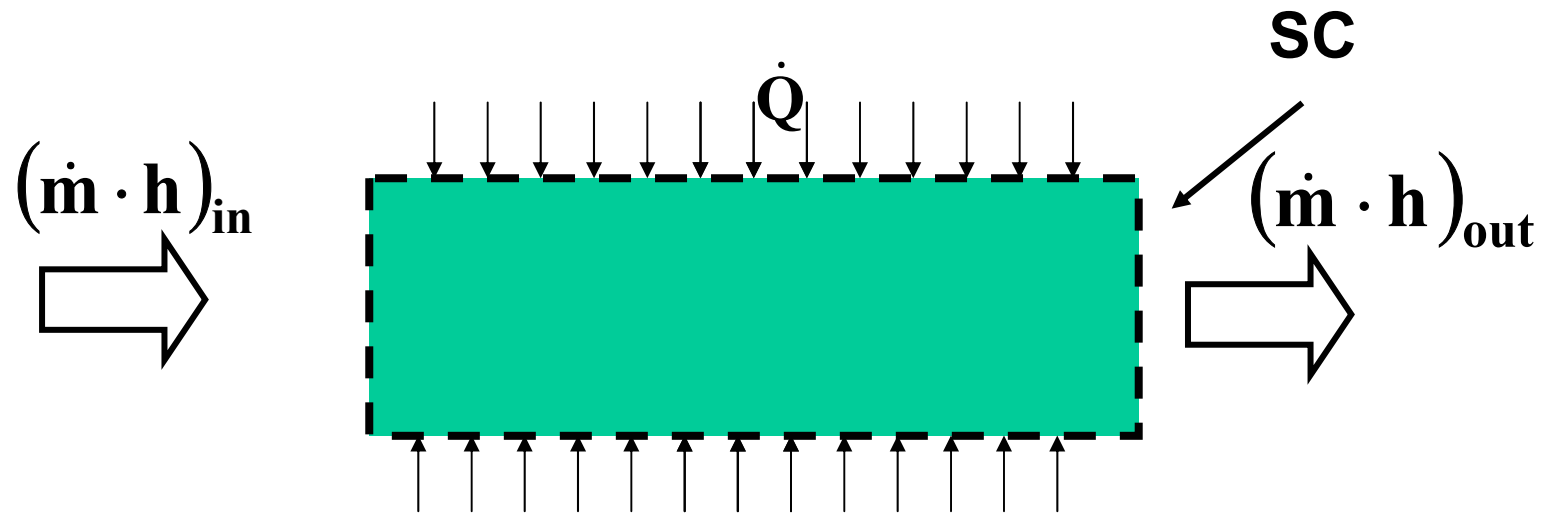
# UM CAMINHO PARA DETERMINAR A TEMPERATURA DE REFERÊNCIA...



# Varição de Energia no Fluido



- Para se determinar a variação da energia do fluido é necessário realizar um balanço de energia (1ª lei) para um volume de controle que envolva o fluido:

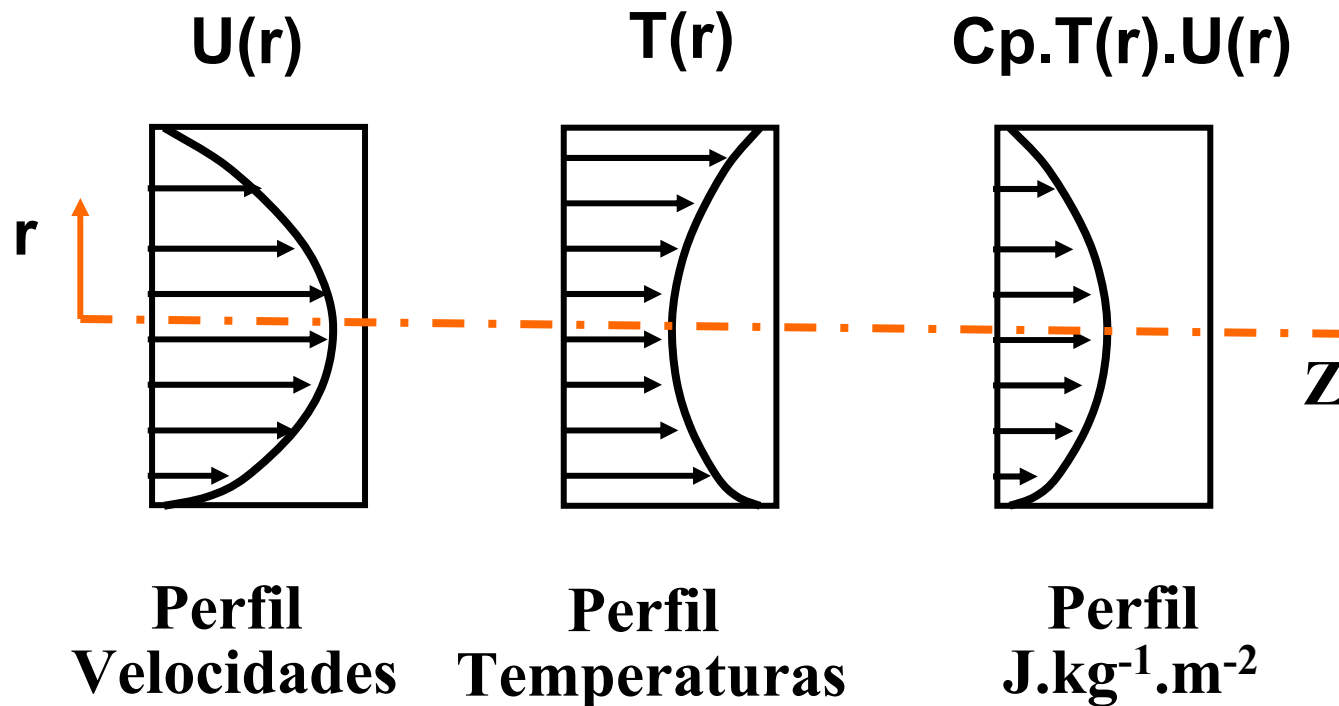


$$\dot{m} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = \dot{Q}$$

# Como Calcular a Entalpia de Entrada e Saída do V.C.?



- Note que tanto para a entrada como para a saída, existe um perfil radial de velocidades e de temperaturas que, conjuntamente, realizam o transporte da entalpia!
- Do ponto de vista local,  $dh = C_p T dm = C_p T (\rho V dA)$



# Como Calcular a Entalpia de Entrada e Saída do V.C.?



- A entalpia na entrada ou saída do V.C. é então determinada por meio da integral do produto entre a velocidade, temperatura e calor específico

$$\dot{m}h = \int_A \rho C_p u(r) T(r) dA$$

- O lado esquerdo pode ser representado pelo produto entre  $C_p$  e uma TEMPERATURA DE MISTURA,  $T_m$

$$h \equiv C_p T_m$$

- Substituindo uma eq. na outra, chega-se a definição da temperatura de mistura:

$$\dot{m}C_p T_m = \int_A \rho C_p u(r) T(r) dA \quad \Rightarrow \quad T_m = \frac{\int_A \rho C_p u(r) T(r) dA}{\dot{m}C_p}$$



# O que Significa Temperatura de Mistura



- $T_m$  é a temperatura que você obtêm se tirasse uma amostra de fluido em toda seção transversal do duto, colocasse em um copo e fizesse uma mistura.
- Ela é MUITO CONVENIENTE pois o produto  $C_p T_m$  expressa a entalpia específica na seção transversal do duto
- Neste caso o balanço de energia numa tubulação fica sendo:

$$\dot{m}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = \dot{Q} \implies \dot{m}C_p (T_{m_{\text{out}}} - T_{m_{\text{in}}}) = \dot{Q}$$

# O que Significa Temperatura de Mistura?

- Ao transferir calor para um fluido dentro de um duto, pode-se dizer que sua temperatura de mistura varia!
- Se for aquecimento  $\Rightarrow T_m$  aumenta ao longo de  $X$
- Se for resfriamento  $\Rightarrow T_m$  diminui ao longo de  $X$
- A temperatura de mistura passa a ser uma das temperaturas de referência para cálculos de coeficiente de transferência de calor.

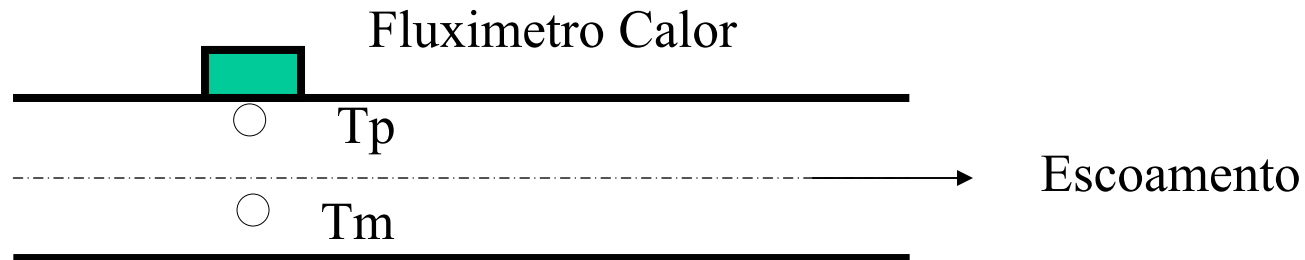
# O Coeficiente de Transferência de Calor



- O fluxo de calor por unidade de área, é então determinado pelo produto entre o coeficiente de transferência de calor e a diferença entre a Temperatura da Parede e a Temperatura da mistura:

$$\dot{q}_x'' = h_x (T_p - T_m)$$

**Ex. 7-18** Um arranjo experimental foi projetado para medir o coeficiente local de transferência de calor . O fluxo de calor local é medido usando um medidor de fluxo de calor! Um termopar é usado para medir a temp. da parede. Um arranjo termopar-tubo Pitot é usado para medir as distribuições de velocidade e temperatura a fim de determinar a temperatura de mistura. Os resultados experimentais foram:  $q''=12980\text{kW/m}^2$ ,  $T_p = 52,1\text{oC}$  e  $T_m=18,3\text{oC}$ . Calcule o coeficiente local de transferência de calor.



$$\dot{q}_x'' = h_x (T_p - T_m) \rightarrow h = \frac{\dot{q}_x''}{(T_p - T_m)} = \frac{12980}{(52,1 - 18,2)} = 382 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

# Perfil de Temperaturas & Desenvolvimento Térmico

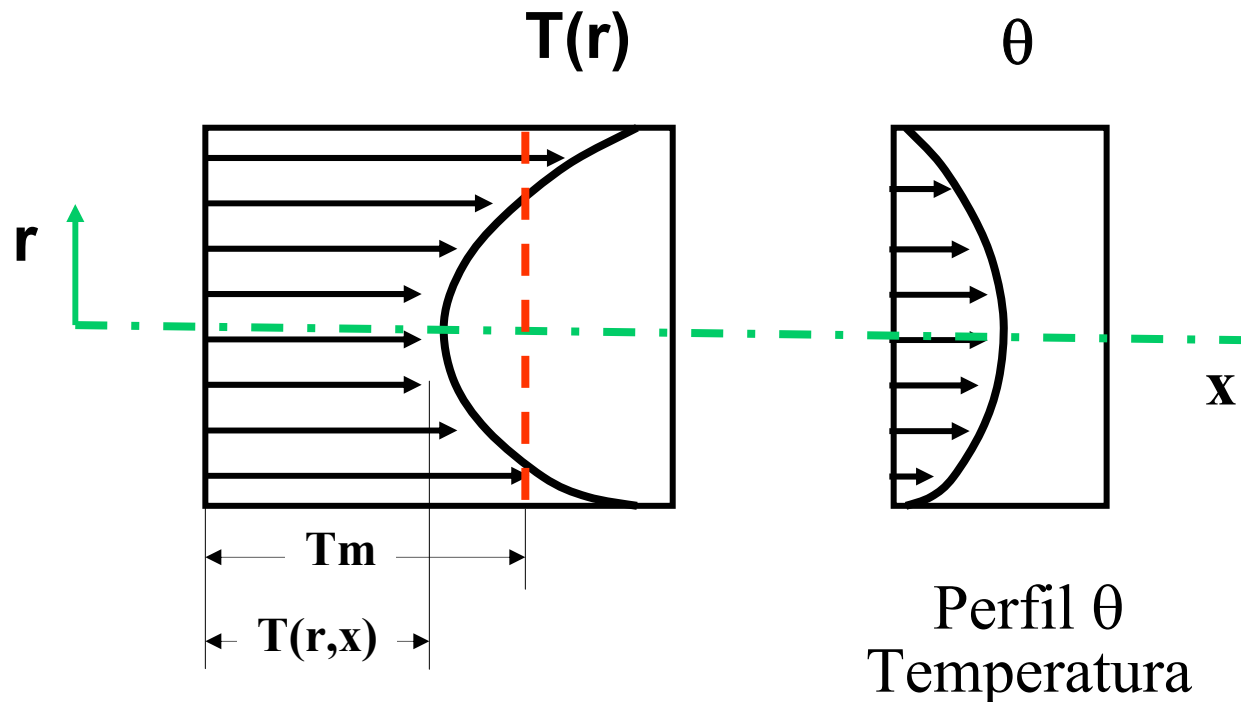
- Quando um fluido recebe um fluxo de calor ao longo da parede do tubo, sua temperatura varia tanto na direção radial e como na axial .
- Esta é uma situação diferente da hidrodinâmica onde o perfil de velocidades não varia axialmente após uma certa distância.
- Pode-se alcançar um regime termicamente desenvolvido para dutos?

# Perfil de Temperaturas & Desenvolvimento Térmico

- Pode-se mostrar que a forma RELATIVA do perfil de temperatura não varia com  $x$ , a partir de uma certa distância da entrada para condições de fluxo de calor constante e temperatura constante:

$$\theta = \frac{T_p - T(r, x)}{T_p - T_m}$$

- Quando  $d\theta/dx = 0$  ele é dito termicamente desenvolvido:



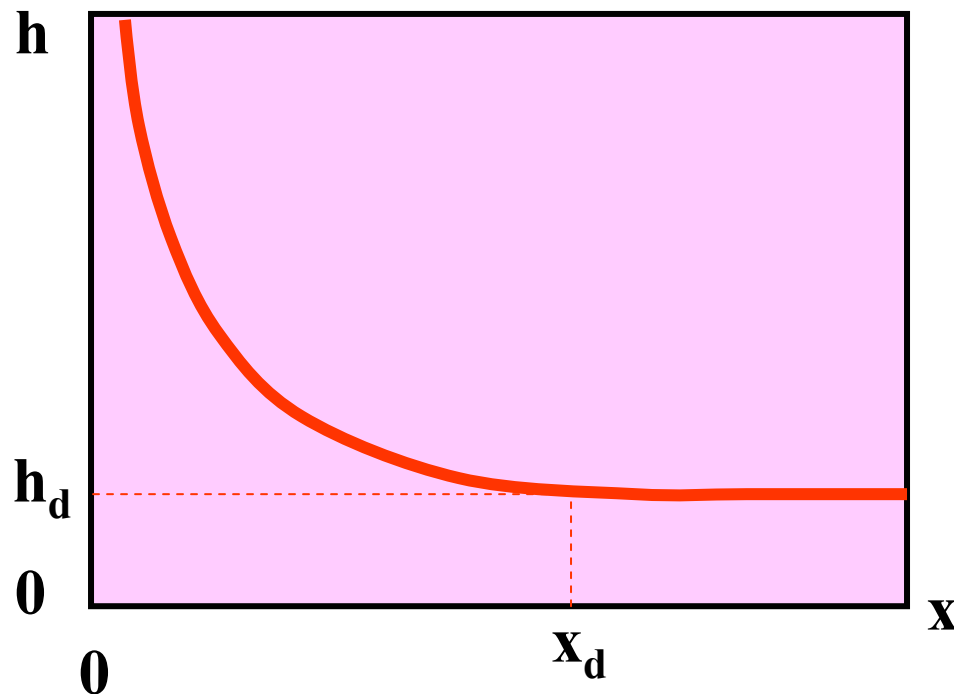
# Nusselt & Efeitos de Entrada



- O Nusselt é definido por:

$$\text{Nu}_x = \frac{h \cdot d_h}{k_f}$$

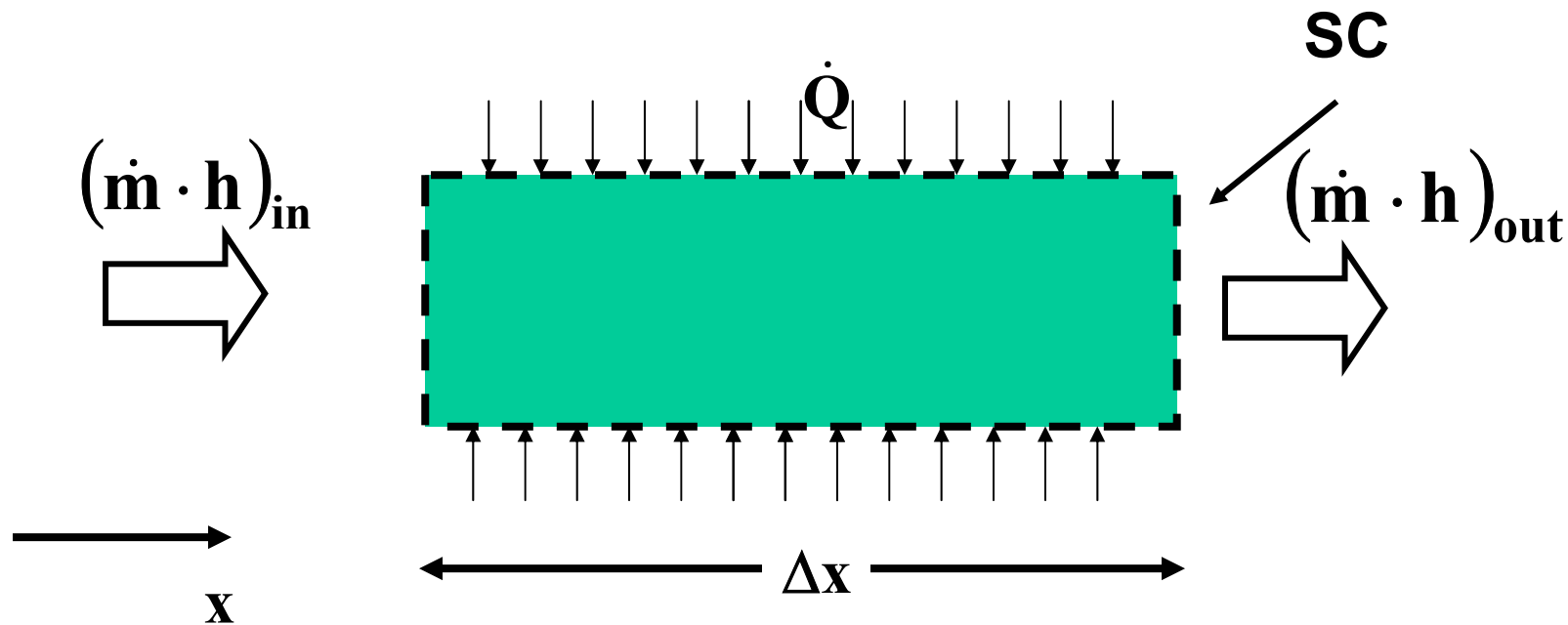
- Sua variação ao longo da direção  $x$  do duto é representada na figura. Se o escoamento está termicamente desenvolvido,  $h$  é constante.



# Balanco de Energia no Fluido



- Para se determinar a variação da energia do fluido é necessário realizar um balanço de energia (1ª lei) para um volume de controle que envolva o fluido:



$$\dot{m} (h_{out} - h_{in}) = \dot{Q}$$



# Balço de Energia no Fluido

- Expressando-se os fluxos em funo da temperatura de mistura:

$$\dot{m} h_e = (\rho \bar{U} A) \cdot C_p \cdot T_{me}$$

$$\dot{m} h_s = (\dot{m} h_e) + (\rho \bar{U} A) \cdot C_p \cdot \frac{dT_m}{dx} \Delta x$$

$$\dot{Q} = \dot{q}_x'' \cdot P \cdot \Delta x$$

$$(\rho \bar{U} A) \cdot C_p \cdot \frac{dT_m}{dx} = \dot{q}_x'' \cdot P$$

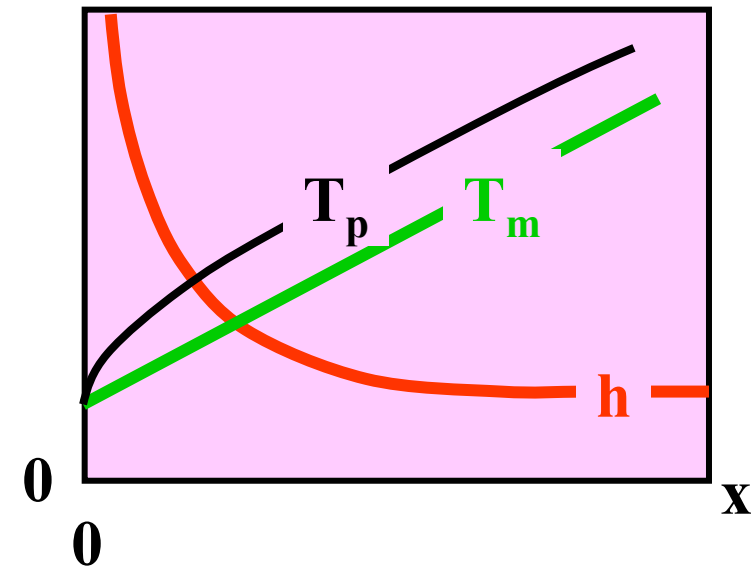
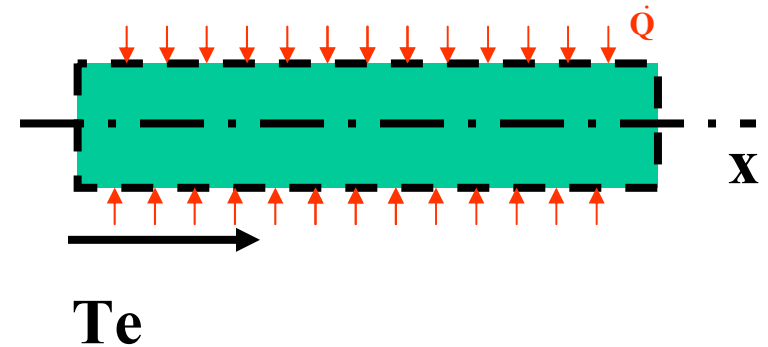
# CASO Q – A Temperatura de Mistura

- Balço de energia:

$$\underbrace{(\rho \bar{U} A)}_{\dot{m}} \cdot C_p \cdot \frac{dT_m}{dx} = \dot{q}_x'' \cdot P$$

- Fluxo de calor constante, pode-se integrar diretamente a equação do balanço de energia:

$$T_m(x) = \frac{\dot{q}_x'' \cdot P \cdot x}{\dot{m} \cdot C_p} + T_{me}$$

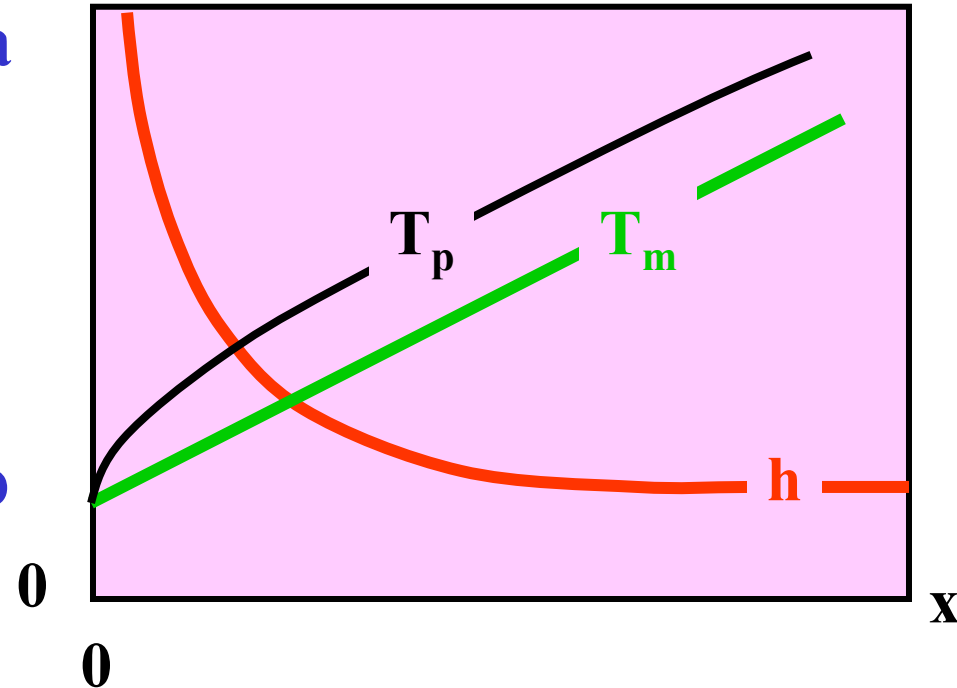


- Onde  $T_{me}$  é a temperatura de mistura da entrada

# CASO Q – A Temperatura Parede



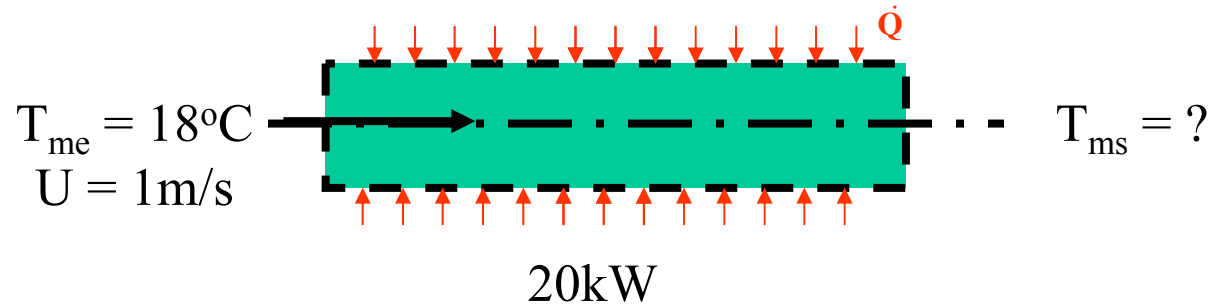
- A temperatura de mistura varia linearmente com a distância  $x$ ;
- Para aquecimento, a temperatura de parede sempre aumenta.
- Ela pode ser calculada por meio de  $T$  mistura:



$$\dot{q}_x'' = h_x (T_p - T_m) \Rightarrow T_p(x) = \frac{\dot{q}_x''}{h_x} + T_m(x)$$

- Note que para esc. desenvolvido,  $h$  é constante e portanto  $T_p$  possui a mesma inclinação que  $T_m$ , veja figura.

**Ex. 7-21** Água escoia através de um duto aquecido, 3cm diâmetro, com velocidade média de 1 m/s. A temperatura de mistura da água na entrada da seção de aquecimento vale 18°C. 20kW de potência são transferidos para água. Calcule a temperatura de mistura da água no ponto que ela deixa o tubo. Despreza variações da energia cinética e potencial.



*Propriedades avaliadas na temperatura média de mistura: 20°C chute! -> Tabela A-9*

<b>Cp</b>	<b><math>\rho</math></b>	<b><math>\nu</math></b>	<b>k</b>	<b>Pr</b>
<b>4182</b>	<b>998</b>	<b><math>1.10^{-6}</math></b>	<b>0.59</b>	<b>6.99</b>

$$m = \rho \cdot U \cdot A = 0.7054 \text{ kg/s}$$

Ex. 7-21 Processo a fluxo de calor constante, Eq. 7.20

$$T_m(x) = \frac{\dot{q}_x'' \cdot A}{\dot{m} \cdot C_p} + T_{me}$$

Reconhecendo que  $q''A = Q$ , então:

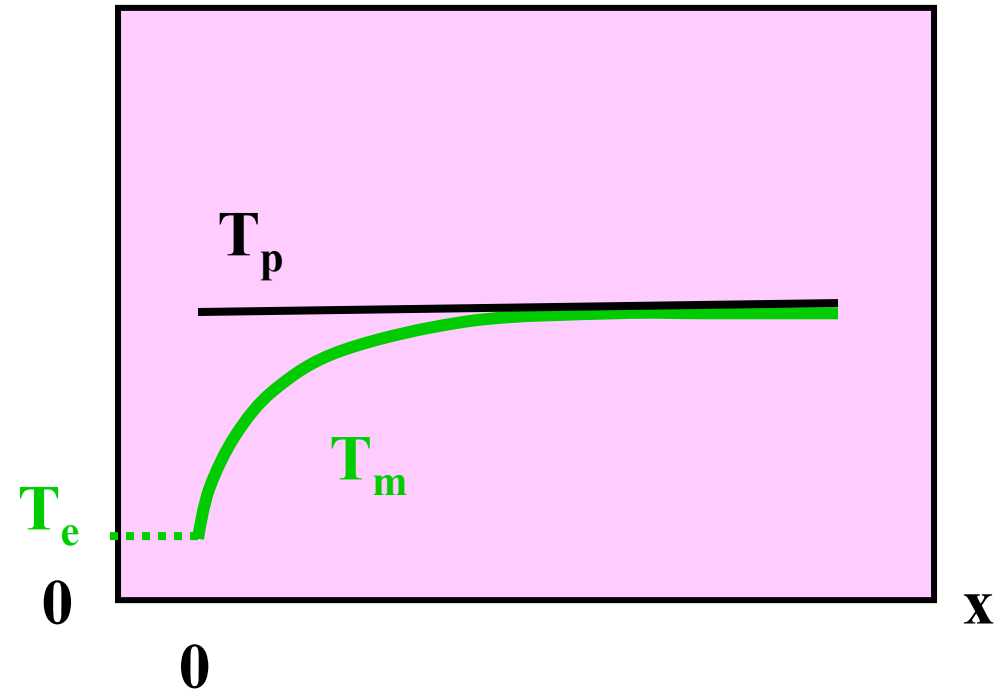
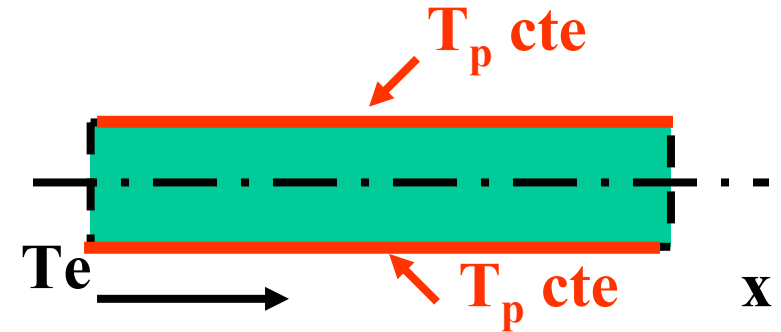
$$T_{ms} = \frac{20000}{0.7054 \cdot 4182} + 18 = 24.8^\circ \text{C}$$

# CASO T – A Temperatura de Mistura

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT_m}{dx} = \dot{q}_x'' \cdot P = \bar{h} \cdot P \cdot (T_p - T_m)$$

- Para temperatura de parede constante não é possível integrar diretamente a eq. do balanço.
- Mas assumindo um  $h$  médio entre a entrada e saída, ela pode ser integrada

$$\ln(T_p - T_m) \Big|_e^s = - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot x}{\dot{m} \cdot C_p}$$



- Onde  $T_m$  é a temperatura de mistura da entrada

# CASO T - A Temperatura de Mistura

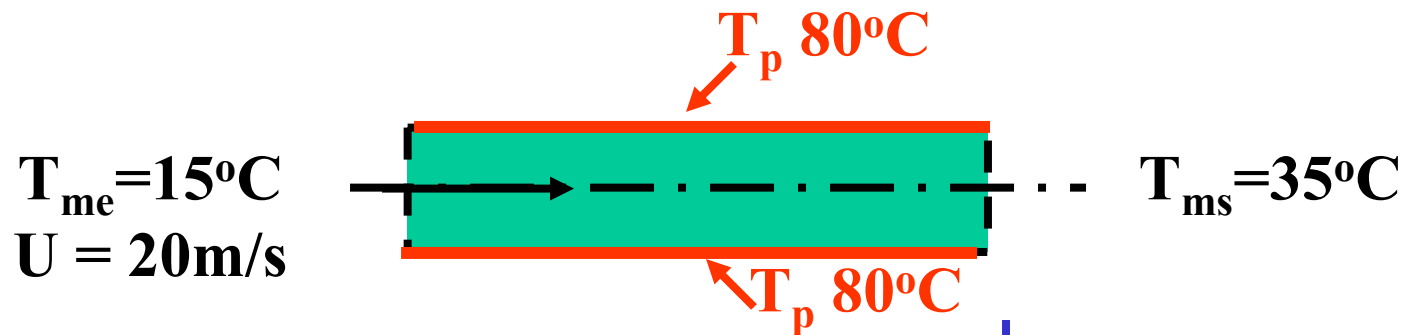
- Para qualquer posição axial do tubo,

$$\frac{T_p - T_m(x)}{T_p - T_{me}} = \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot x}{\dot{m} \cdot C_p} \right)$$

- Quando  $x = L$  (comprimento total do tubo),  $P \cdot L = A$  (área de transferência de calor), então

$$\frac{T_p - T_{ms}}{T_p - T_{me}} = \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot A}{\dot{m} \cdot C_p} \right)$$

**Ex. 7-23** Ar entra em um duto circular de 3 cm de diâmetro com uma velocidade média de 20 m/s. A superfície do duto está a uma temperatura uniforme de 80°C, enquanto que a temperatura de mistura do ar que entra no duto vale 15°C. Determine o comprimento do duto necessário para obter uma temperatura de mistura na saída de 35°C. O coeficiente médio de transferência de calor vale 80 W/m<sup>2</sup> °C.



*Propriedades avaliadas na temperatura média de mistura:  $(15+35)/2 = 25^\circ\text{C} \rightarrow$  Tabela A-8*

$C_p$	$\rho$	$\nu$	$k$	$Pr$
1006.3	1.160	$16 \cdot 10^{-6}$	$26 \cdot 10^{-3}$	0.713

$$m = \rho \cdot U \cdot A = 0.01674 \text{ kg/s}$$

$$P = \pi d = 0.094 \text{ m}$$



**Ex. 7-23** O comprimento do duto pode ser determinado a partir do balanço de energia, Eq. 7.22

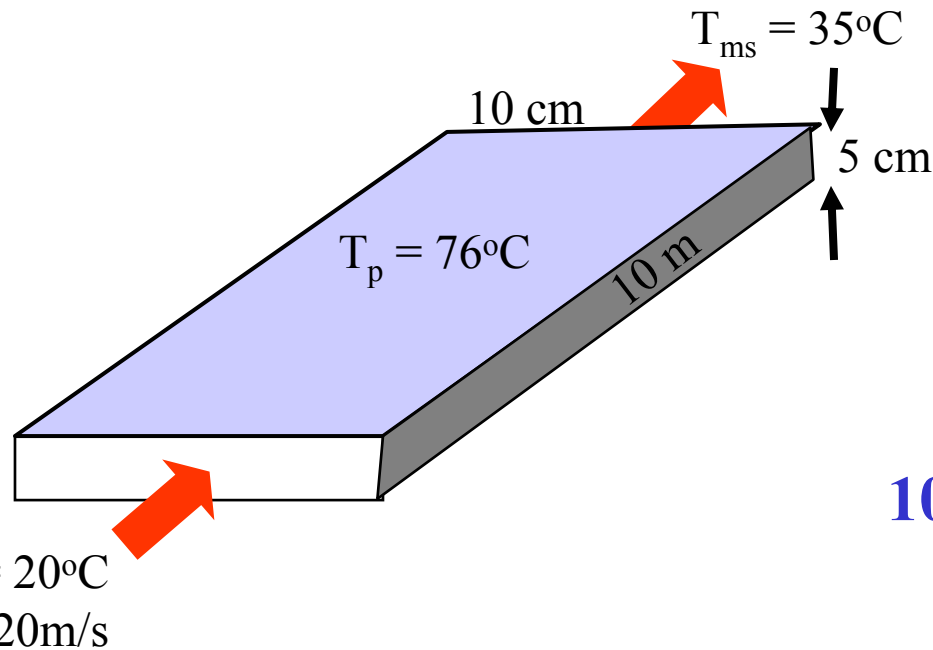
$$\frac{T_p - T_{ms}}{T_p - T_{me}} = \mathbf{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot A}{\dot{m} \cdot C_p} \right)$$

Reconhecendo que  $A$  é a área de troca de calor,  $A = P \cdot L$ , podemos isolar  $L$

$$\mathbf{L} = - \left( \frac{\dot{m} \cdot C_p}{\bar{h} \cdot P} \right) \cdot \mathbf{Ln} \left( \frac{T_p - T_{ms}}{T_p - T_{me}} \right)$$

$$\mathbf{L} = - \left( \frac{0.016 \cdot 1006}{80 \cdot 0.094} \right) \cdot \mathbf{Ln} \left( \frac{80 - 35}{80 - 15} \right) = \mathbf{0.822m}$$

**Ex. 7-25** Ar a  $20^{\circ}\text{C}$  entra em um duto retangular de  $10\text{cm} \times 5\text{cm} \times 10\text{m}$  de comprimento. A temperatura de mistura do ar que deixa o duto vale  $35^{\circ}\text{C}$ . A velocidade média do ar vale  $20\text{ m/s}$  e as paredes internas do duto são mantidas a  $76^{\circ}\text{C}$ . Determine: i) a taxa de transferência de calor do ar e ii) estime o coeficiente médio de transferência de calor usando os dados experimentais.



*Propriedades avaliadas na temperatura média de mistura:  $(20+35)/2 = 28^{\circ}\text{C}$*   
*Tabela A-8*

$C_p$	$\rho$	$\nu$	$k$	$Pr$
1006.3	1.160	$16 \cdot 10^{-6}$	$26 \cdot 10^{-3}$	0.713

**Ex. 7-25** Para o canal retangular, temos que sua área transversal,  $A_T$ , e o perímetro molhado,  $P$  são, respectivamente:

$$A_T = (5 \cdot 10^{-2} \times 10 \cdot 10^{-2}) = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \& \quad P = 2 \cdot (5 \cdot 10^{-2} + 10 \cdot 10^{-2}) = 0.3 \text{ m}$$

O calor transferido é:  $Q = m \cdot C_p \cdot (T_{ms} - T_{me})$

A vazão mássica:  $m = \rho \cdot U \cdot A_T = 1.16 \times 20 \times 5 \cdot 10^{-3} = 0.116 \text{ kg/s}$

Logo o calor transferido:  $Q = 0.116 \times 1006.3 \times (35 - 20) = 1751 \text{ W}$

O fluxo de calor:  $q = Q / (\text{área troca calor})$

Área troca calor =  $P \cdot L = 0.3 \times 10 = 3 \text{ m}^2$

Portanto o fluxo de calor  $q'' = 1751 / 3 = 583.6 \text{ W/m}^2$

O coeficiente médio de transferência de calor vem da Eq. 7.22 para um processo isotérmico:

$$\frac{T_p - T_{ms}}{T_p - T_{me}} = \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right)$$

Isolando o coeficiente médio de transferência de calor:

$$\bar{h} = - \left( \frac{\dot{m} \cdot C_p}{P \cdot L} \right) \cdot \text{Ln} \left( \frac{T_p - T_{ms}}{T_p - T_{me}} \right)$$
$$\therefore \bar{h} = 12.3 \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right)$$

# CORRELAÇÕES PARA NUSSELT EM ESCOAMENTO LAMINAR



**ESCOAMENTO  
Laminar  
 $Re_D < 2300$**

**T Constante**

**Q constante**

**Duto  
Circular**

**Outras  
Formas**

**Duto  
Circular**

**Outras  
Formas**

**Nu Local & Médio  
Desenvolvido**

**Nu Local = Médio  
Desenvolvido**

**Nu Local & Médio  
Desenvolvido**

**Nu Local=Médio  
Desenvolvido**

**Nu Local & Médio  
Em Desenvolvimento**

**Nu Local & Médio  
em Desenvolvimento**

## N. Nusselt para Tubos Circulares e perfil vel. desenvolvido. Escoamento Laminar $Re_d < 2300$

Propriedades avaliadas na média da temperatura de mistura:

$$T_{prop} = (T_{m,e} + T_{m,s})/2$$

Varição propriedades na direção radial: correção Nusselt

$$Nu_{corr} = Nu^* (\mu_m / \mu_p)^{0.14}$$

onde (m) e (p) refere-se é a propriedade avaliada na temp. de mistura e na temp. da parede.

$$Peclet = Pe = Re.Pr$$

Temp. const. &  $Pe.d/L < 100$  térmicamente desenv. &  $Nu_x = 3.66$

Q const. &  $Pe.d/L < 1000$  térmicamente desenv. &  $Nu_x = 4.36$

# N. Nusselt para regiões de entrada térmica e perfil vel. desenvolvido.



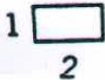
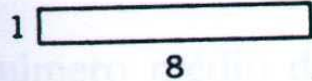
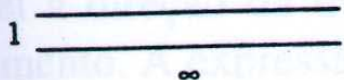

## Dutos circulares e Escoamento Laminar $Re_d < 2300$

dutos circulares (perfil de velocidade plenamente desenvolvido) dados por Gnielinski,  $Nu = nd/k$

Correlação	Temperatura do Duto Uniforme	Observações
Local		
$Nu_x = 1,0773 \sqrt[3]{Pe \frac{d}{x}}$		$Pe \frac{d}{L} > 10^2$
$Nu_x = 3,66$		$Pe \frac{d}{L} < 10^2$
Médio		
$\overline{Nu} = \sqrt[3]{(3,66)^3 + (1,61)^3 Pe \frac{d}{L}}$		
<b>Fluxo de Calor Uniforme na Parede</b>		
Local		
$Nu_x = 1,3023 \sqrt[3]{Pe \frac{d}{x}}$		$Pe \frac{d}{L} > 10^4$
$Nu_x = 4,36$		$Pe \frac{d}{L} < 10^3$
Médio		
$\overline{Nu} = 1,9533 \sqrt[3]{Pe \frac{d}{L}}$		$Pe \frac{d}{L} > 10^2$
$\overline{Nu} = 4,36$		$Pe \frac{d}{L} < 10$

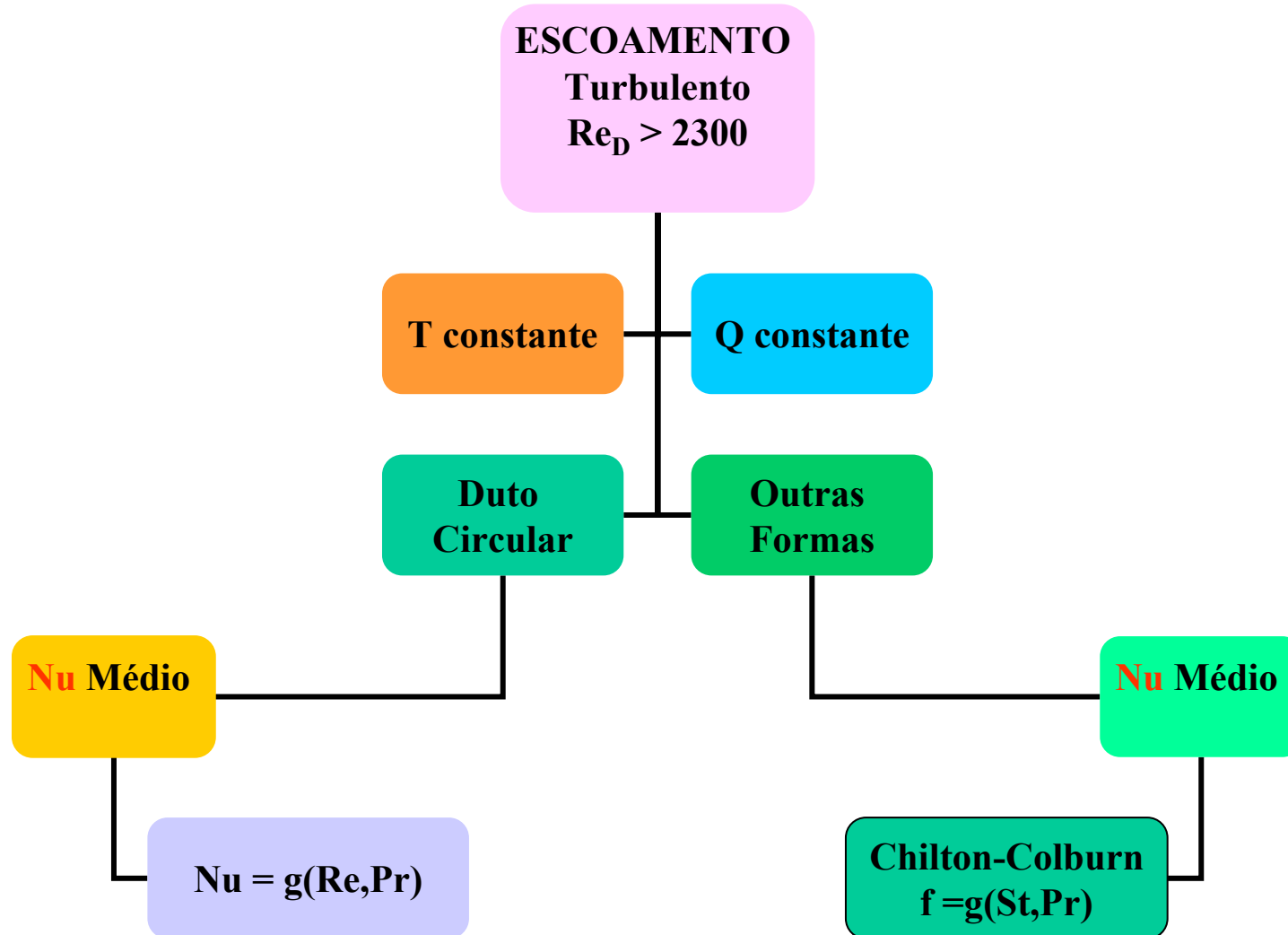
# Nusselt escoamento LAMINAR, desenvolvido, em dutos com seção transversal não-circular

**Tabela 7-5** Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido,  $Nu = \frac{hd_h}{k}$

Configuração	Temperatura de parede uniforme	Fluxo de calor uniforme na parede
	3,66	4,36
	2,98	3,61
	3,39	4,12
	5,60	6,49
	7,56	8,24
	2,35	3,00



# CORRELAÇÕES PARA NUSSELT ESCOAMENTO TURBULENTO



# Nusselt Dutos Circulares e Escoamento Turbulento $Re_d > 2300$

$$0,5 < Pr < 1,5$$

$$\overline{Nu} = 0,0214(Re^{4/5} - 100)Pr^{2/5} \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (7-28)$$

$$1,5 < Pr < 500$$

$$\overline{Nu} = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{2/5} \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (7-29)$$

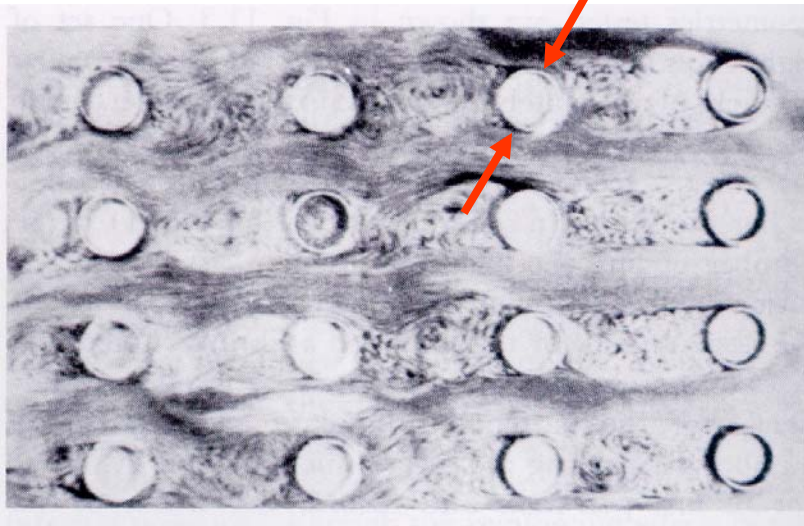
Propriedades avaliadas a temperatura média da mistura:  $(T_{m,e} + T_{m,s})/2$

Correção variação radial das propriedades para líquidos:

$$Nu_{\text{corr}} = Nu^* (Pr_m / Pr_p)^{0,11}$$

**Ex. 7-28** Um pequeno condensador resfriado a ar deve ser projetado. O ar atravessa um certo número de pequenos tubos circulares que têm uma temperatura uniforme. Os dutos têm 5mm de diâmetro e 4 cm de comprimento. Estime o coeficiente médio de transferência de calor para o ar se o  $Re$  é igual a 1500. As propriedades termofísicas devem ser avaliadas a  $27^\circ\text{C}$ .

$\phi$  5mm



1. *Arranjo de tubos em série.*
2. *Condensação ocorrendo externamente aos tubos; processo a Temperatura Constante.*
3. *Ar interno aos tubos recebe o calor.*

**Regime: Laminar,  $Re < 2300$**

Ar @ $27^\circ\text{C}$ (Tab. A-8)	$C_p$	$\rho$	$\nu$	$k$	$Pr$
	1006.4	1.174	$158 \cdot 10^{-7}$	$27 \cdot 10^{-3}$	0.711

### Ex. 7-28

Cálculo Peclet:  $Pe = Re.Pr = 1500 \cdot 0.711 = 1066.5$

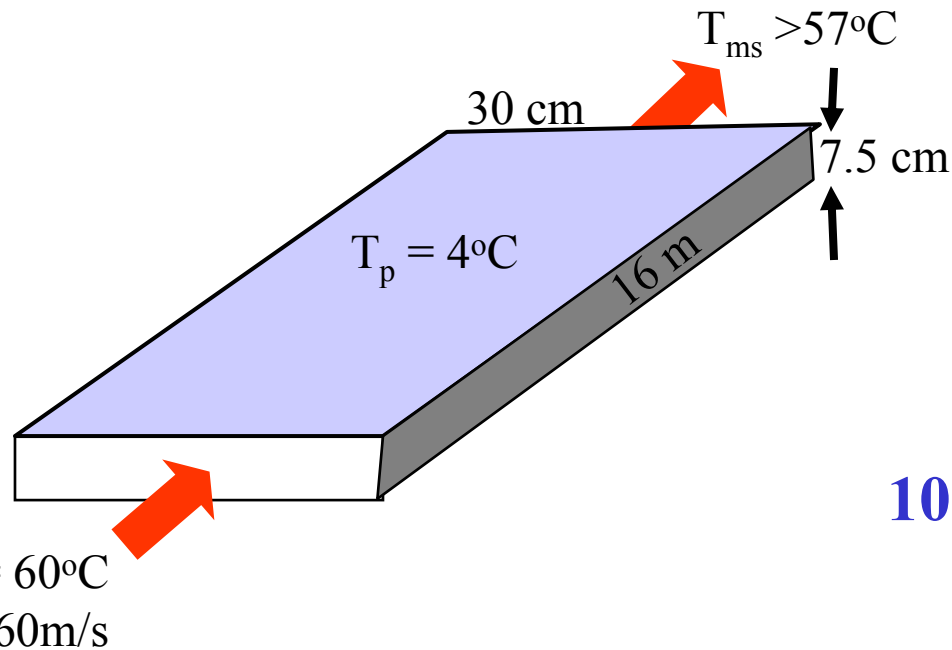
Cálculo  $d/L$  :  $5/40 = 0.125$

Cálculo  $Nu$  médio @  $T$  : Tabela 7.4

$$\overline{Nu} = \left( 3.66^3 + 1.61^3 \cdot \left( Pe \cdot \frac{d}{L} \right) \right)^{1/3} = 8.46$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot d}{k} = 8.46 \rightarrow \bar{h} = \frac{k}{d} \cdot 8.46 = 45.7 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

**Ex. 7-35** Ar quente escoia através de um duto de seção retangular, 7.5cm por 30cm. O ar entra no duto com uma temperatura de mistura de 60°C e uma velocidade de 60m/s. O duto tem 16 m de comprimento e as paredes do duto podem ser consideradas com tendo temperatura constante igual a 4°C. Se a temperatura do ar que deixa o duto for menor que 57°C, ficou decidido que o duto deveria ser isolado. Você recomenda que o duto seja isolado?



*Propriedades avaliadas na temperatura média de mistura:  $(60+57)/2 \sim 60^\circ\text{C}$*   
*Tabela A-8*

$C_p$	$\rho$	$\nu$	$k$	$Pr$
1008	1.059	$19 \cdot 10^{-6}$	$28 \cdot 10^{-3}$	0.703

**Ex. 7-35** A temperatura de mistura na saída pode ser determinada da Eq. 7.22, desde que o  $h$  médio seja conhecido!

$$\frac{T_p - T_{ms}}{T_p - T_{me}} = \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right)$$
$$\rightarrow T_{ms} = T_p - (T_p - T_{me}) \cdot \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right)$$

Para determinar  $h$  é preciso calcular  $Nu$ ,  $Re$  e  $Pr$ . Começamos pelo  $Re$ . Note que o tubo é quadrado. Como vamos definir um diâmetro apropriado?

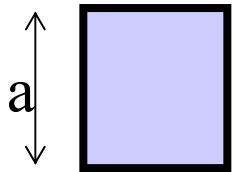
# Como Determinar $h_f$ Tubos de Seção Não-Circular



O fator de atrito e o diagrama de Moody podem ser utilizados para tubos de seção não circular introduzindo-se o conceito de Diâmetro Hidráulico:

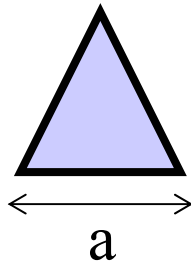
$$d_h = \frac{4 \cdot \text{Área}}{\text{Perímetro}}$$

Canal seção quadrada 'a'



$$d_h = a$$

Canal seção triangular 'a'



$$d_h = a / (48)^{0.5}$$

Duas placas paralelas espaçadas 'a'



$$d_h = 2a$$

• **Ex. 7-35** Para o tubo de seção retangular temos que a área transversal ao fluxo,  $A_T$ , e o perímetro  $P$  são, respectivamente:  $225 \text{ cm}^2$  e  $75 \text{ cm}$ .

Logo o diâmetro hidráulico:  $d_h = 4.A_T/P = 12 \text{ cm}$

O número de Re:  $Re = U.d_h/\nu = 60.12.10^{-2}/(19.10^{-6})=3.81.10^5$

Regime: Turbulento pq.  $Re_{d_h} > 2300$

Nusselt médio é calculado com Eq. 7-28

$$\overline{Nu} = 0.0214 \left[ \mathbf{Re}^{4/5} - 100 \right] \mathbf{Pr}^{2/5} \left( 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right) = 541.6$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot d}{k} = 541.6 \rightarrow \bar{h} = \frac{k}{d} \cdot 541.6 = 128.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$



•Ex. 7-35 Sabendo-se que:

$$T_{me} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$m = \rho \cdot V \cdot A_T = 1.43 \text{ kg/s}$$

$$P = 0.75 \text{ m}$$

$$L = 16\text{m}$$

$$C_p = 1008 \text{ J/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$h = 128.8 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ms} = T_p - (T_p - T_{me}) \cdot \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right) = 23.16^{\circ}\text{C}$$

Como a temperatura de saída é menor que  $57^{\circ}\text{C}$ , recomenda-se o isolamento do duto.

**Ex. 7-37** Ar, a uma temperatura média de 300°C, escoia através de um duto rugoso de concreto de 10cm de diâmetro a uma velocidade média de 2m/s. A rugosidade média vale 2 mm. Estime o valor do coeficiente de transferência de calor. Compare seu resultado com o valor obtido para tubos lisos.

Ar @ 300°C (Tab. A-8)	Cp	$\rho$	$\nu$	k	Pr
	1045.2	0.6159	$477 \cdot 10^{-7}$	$44 \cdot 10^{-3}$	0.698

$$Re_d = V \cdot d / \nu = 2 \cdot 0.1 / (477 \cdot 10^{-6}) = 4200$$

Como  $Re_d > 2300$ , regime é turbulento em tubo com parede rugosa

Como calcular Nu para um escoamento turbulento com parede rugosa?

# Analogia Chilton-Colburn

Para escoamentos turbulentos em dutos RUGOSOS de seção circular ou não-circular pode-se empregar a analogia entre atrito e calor proposta por Chilton-Colburn:

$$\frac{f}{8} = \overline{St} \cdot Pr^{2/3}$$

$f$  é o fator de atrito (diag. Moody) &  $St$  é o n. Stanton.  $St = Nu/(RePr)$ .  
Substituindo a definição de  $St$ , encontra-se que:

$$\overline{Nu} = \frac{f}{8} \cdot Re_{dh} \cdot Pr^{1/3}$$

Note que  $Re_{dh}$  é calculado utilizando-se o diâmetro hidráulico,  
 $d_h = 4 \cdot \text{área} / \text{perímetro}$

Nu para tubo liso,  $d_h/L \rightarrow 0$  e regime turbulento Eq. 7-28

$$\overline{\text{Nu}} = 0.0214 \left[ \mathbf{Re}^{4/5} - 100 \right] \mathbf{Pr}^{2/5} \left( 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right) = 12.8$$

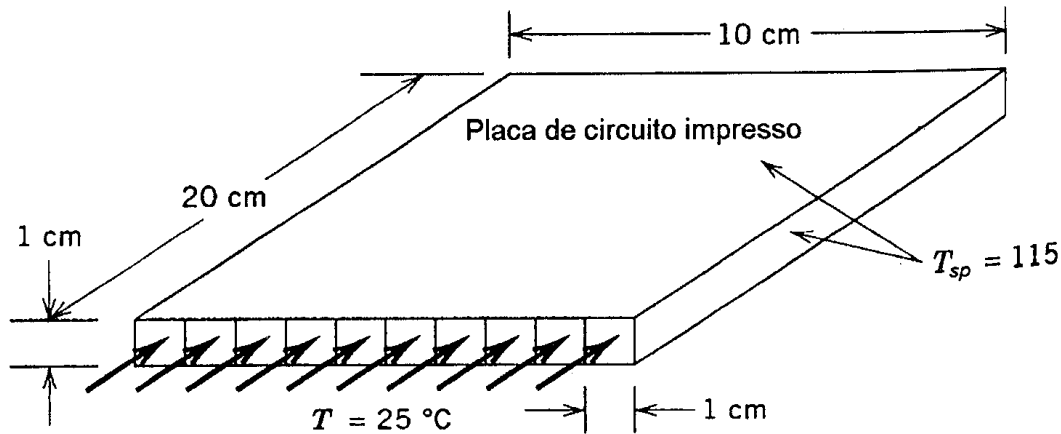
Nu para tubo rugoso e regime turbulento, analogia de Chilton-Colburn  
Eq. 7-31

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{f}{8} \mathbf{Re} \cdot \mathbf{Pr}^{1/3} = 25.6$$

O fator de atrito é determinado pelo diagrama de Moody (Fig. 7-4),  $\text{Re} = 4200$  e rugosidade relativa 0.02,  $f = 0.055$

Note que o aumento da rugosidade provoca um aumento em Nu e, conseqüentemente no coef. transf. de calor

**Ex. 7-42** A placa de circuito impresso tem uma temperatura uniforme de  $115^{\circ}\text{C}$ . Ar a  $25^{\circ}\text{C}$  circula através de canais de seção quadrada com velocidade média de  $20\text{m/s}$ . Determine a taxa de transferência de calor em Watts!



**Figura P7-42** Sistema de resfriamento de uma placa de circuito impresso.

*Propriedades avaliadas na temperatura média de mistura:  $(25+55)/2 \sim 40^{\circ}\text{C}$ , isto foi um 'chute'*  
*Tabela A-8*

$C_p$	$\rho$	$\nu$	$k$	$Pr$
1006.8	1.1273	$17 \cdot 10^{-6}$	$27 \cdot 10^{-3}$	0.71

Ex. 7-42 O calor transferido é:  $Q = m \cdot C_p \cdot (T_{ms} - T_{me})$

A vazão mássica que passa por cada canal é:

$$m = \rho \cdot U \cdot A_T = 1.12 \times 20 \times 1.10^{-4} = 0.002255 \text{ kg/s}$$

Mas para determinar Q ainda é necessário conhecer  $T_{ms}$ :

$$T_{ms} = T_p - (T_p - T_{me}) \cdot \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right) = ?$$

Que por sua vez requer o conhecimento do coeficiente de transferência de calor médio.

**Ex. 7-42** Para o canal quadrado, temos que sua área transversal,  $A_T$ , e o perímetro molhado,  $P$  são, respectivamente:

$$A_T = 1.10^{-4} \text{ m}^2 \quad \& \quad P = 0.04 \text{ m}$$

O diâmetro hidráulico:  $d_h = 4.A_T/P = 0.01 \text{ m}$

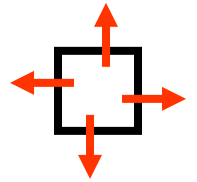
O Reynolds:  $Re = U.d_h/\nu = 11800$  (regime turbulento)

O Nusselt médio Eq. 7.28,  $Nu = 36.2$

O coeficiente de transf. de calor,  $h = 98.1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

**Ex. 7-42** Se cada tubo troca calor pelas quatro faces (errado!) então a área de troca de calor (P.L) = 0.04x0.1, substituindo os outros valores na expressão abaixo vamos encontrar:

$$T_{ms} = T_p - (T_p - T_{me}) \cdot \text{EXP} \left( -\frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right) = 51.3^\circ \text{C}$$



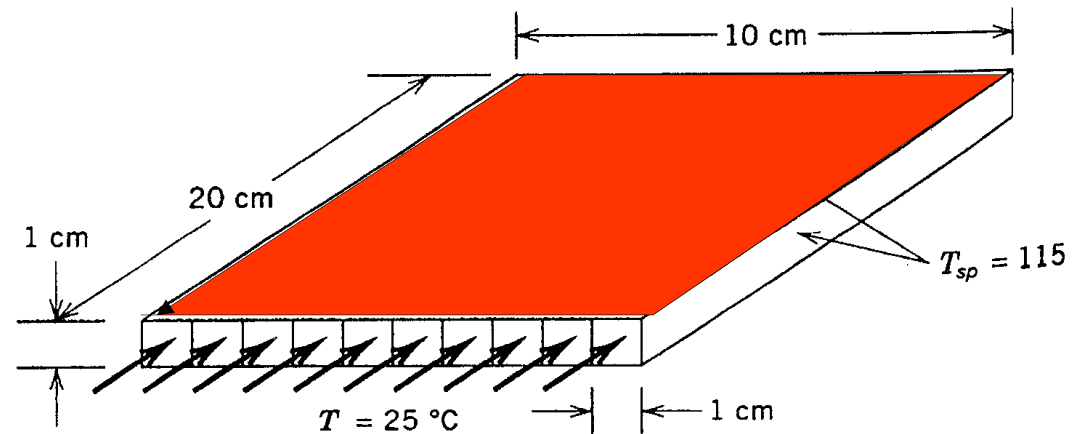
O calor transferido por canal então fica:

$$Q = 0.002255 \cdot 1006 \cdot (51.3 - 25) = 59.7 \text{ W}$$

Como a placa possui 10 canais, então a taxa de calor removido é 597W



**Ex. 7-42** O resultado bate com a resposta do livro mas está errado. Quem troca calor com o CI é somente uma face. Portanto a área de troca de calor (P.L) = 0.01x0.1, substituindo os outros valores na expressão abaixo vamos encontrar:



$$T_{ms} = T_p - (T_p - T_{me}) \cdot \text{EXP} \left( - \frac{\bar{h} \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right) = 32.4^\circ \text{C}$$

placa de circuito impresso.

O calor transferido por canal então fica:

$$Q = 0.002255 \cdot 1006 \cdot (32.4 - 25) = 16.9 \text{ W}$$

Como a placa possui 10 canais, então a taxa de calor removido é 169W