总结:常见相似准则数的物理意义

1. 努塞尔数 $Nu = \dfrac{hl}{\lambda} = \left.\dfrac{\partial\left[\left(t_w - t\right)/\left(t_w - t_f\right)\right]}{\partial\left(y/l\right)}\right|_{y=0}$

Nu — 流体在壁面处法向无量纲过余温度梯度。

2. 雷诺数 $\mathrm{Re} = \dfrac{ul}{\nu}$

Re — 流体惯性力与粘性力的相对大小。

3. 普朗特数 $\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu}{a}$

Pr — 流体动量扩散能力与热量扩散能力相对大小。

4. 格拉晓夫数 $Gr = \dfrac{g\alpha\Delta t L^3}{\nu^2}$

Gr — 流体浮升力与粘性力的相对大小。

第六章单相流体对流传热的特征数关联式

6.1 对流传热计算的经验方法

回顾前一章内容：考虑粘性时，常见的对流传热特征数关联式的基本形式：

受迫对流传热 $Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$

自然对流传热 $Nu = f(\mathrm{Gr}, \mathrm{Pr})$

特征数关联式可以通过理论求出，也可以通过实验数据来归纳得到。

受迫对流传热 $Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$

自然对流传热 $Nu = f(\mathrm{Gr}, \mathrm{Pr})$

$$\mathrm{Re} = \frac{ul}{\nu} \qquad \mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}$$

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\alpha_v l^3 (t_w - t_\infty)}{\nu^2}$$

$$Nu = \frac{hl}{\lambda}$$

$$\Phi = hA(t_w - t_f)$$

计算准则数，选择合适的经验关联式，需要获得：

- 换热面特征尺寸
- 物性参数的参考温度
- 流体运动的特征速度
- 对流传热温差

- 描述流体运动特征的速度称为特征速度
- 描述换热面几何特征的尺寸称为特征尺寸
- 计算流体物理性质的参考温度称为特征温度

计算步骤

重要

- **流态的判断**

（1）确定特征温度

（2）计算雷诺数（自然对流为格拉晓夫数）

- **无因次关联式的选择**

（1）根据雷诺数（格拉晓夫数）选择无因次关联式

（2）计算努塞尔数

（3）计算对流传热系数

- **传热量计算**

本课程涉及的对流传热问题

- 受迫对流传热
  - 内部流动
    - 圆管内
    - 非圆管内
  - 外部流动
    - 流体掠过平壁
    - 流体掠过圆柱
    - 流体通过管束
- 自然对流传热
  - 大空间自然对流
    - 竖直壁面
    - 水平圆柱
    - 水平壁面
      - 热面朝上
      - 热面朝下
  - 有限空间自然对流
    - 竖直夹层
    - 水平夹层

重点介绍

圆管内湍流

外掠圆柱

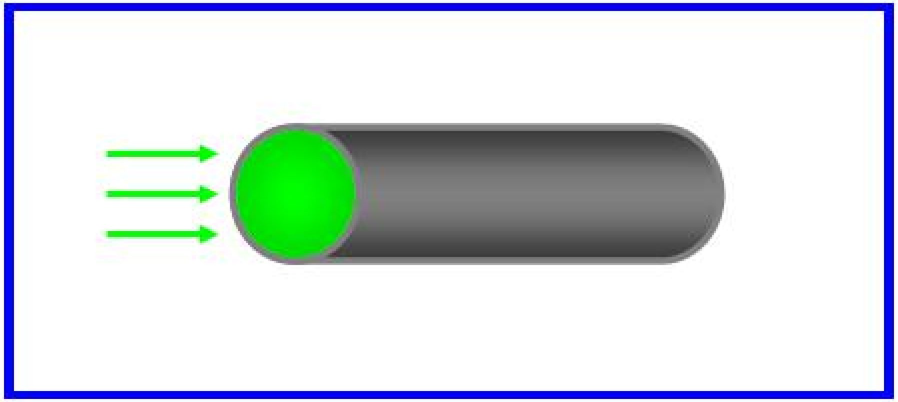
竖直壁面

竖直夹层

6.2 管内受迫对流传热问题

一、基础知识回顾

管内的流动状态

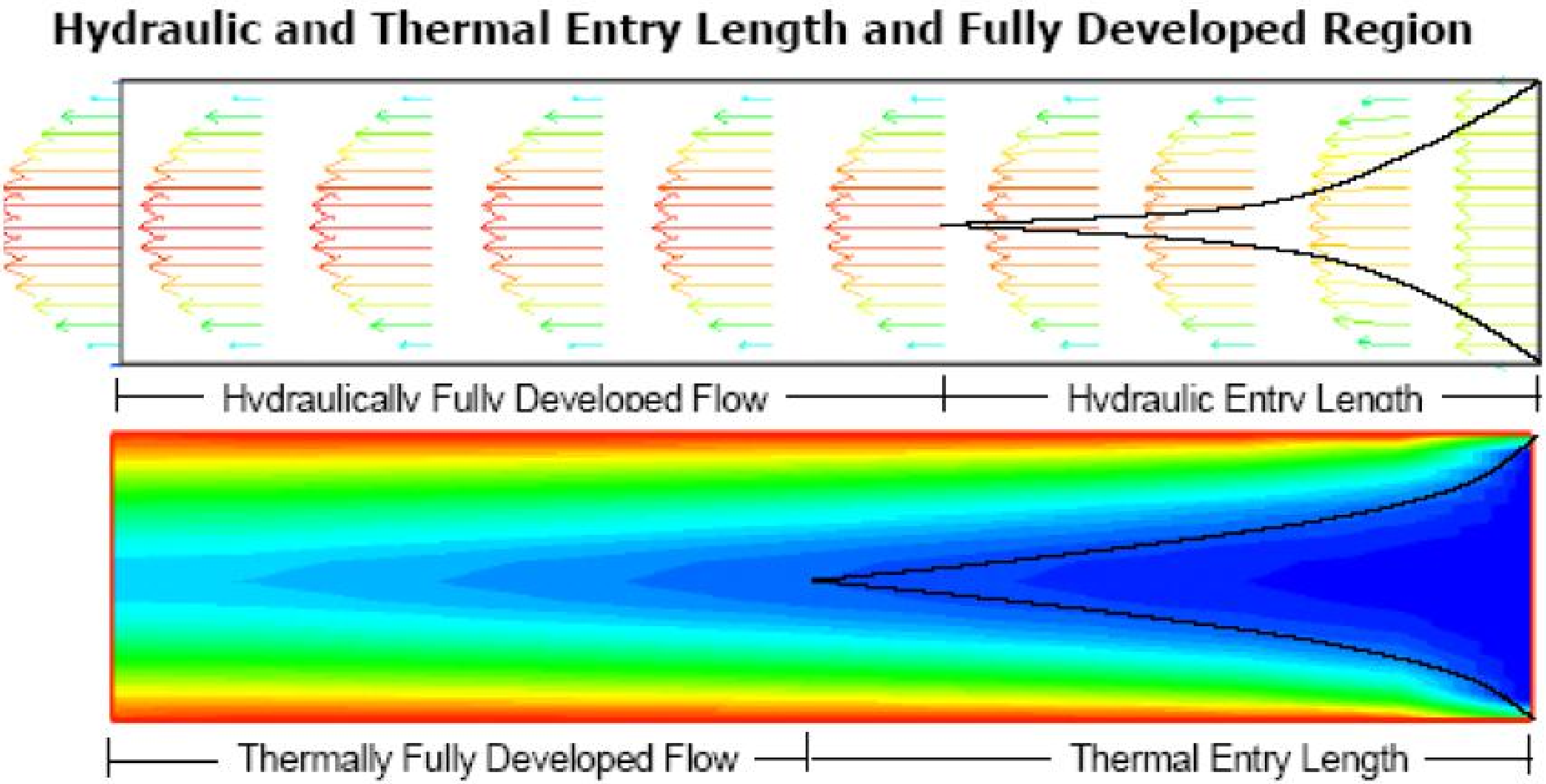


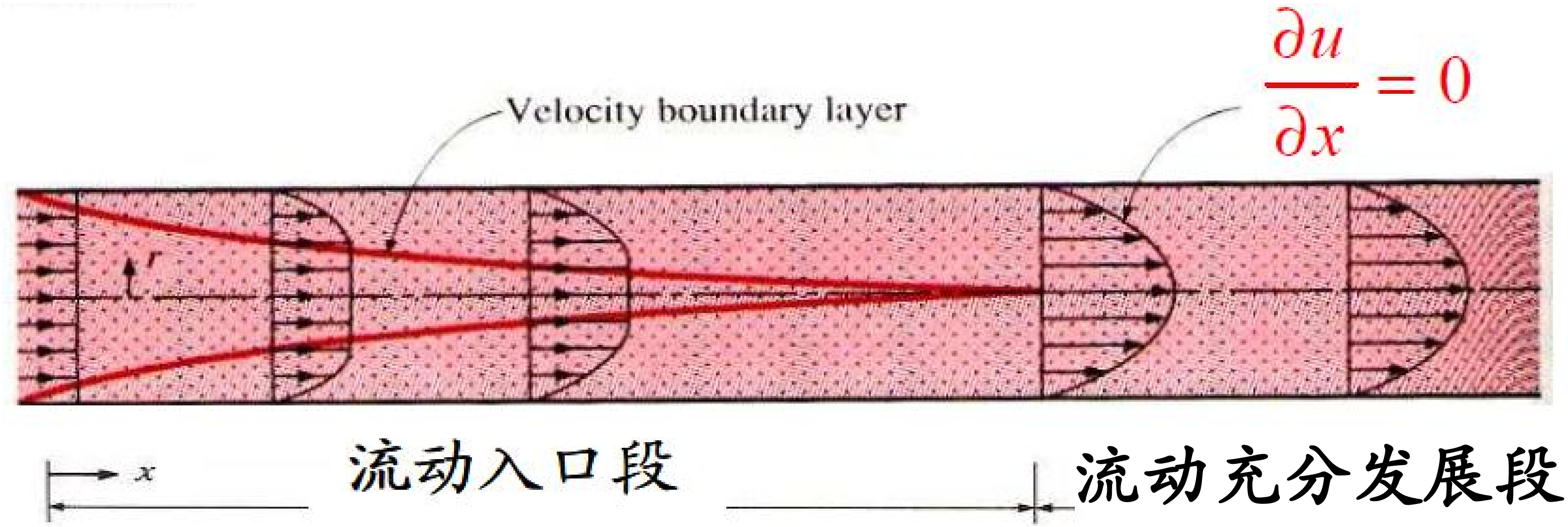
采用雷诺数判断

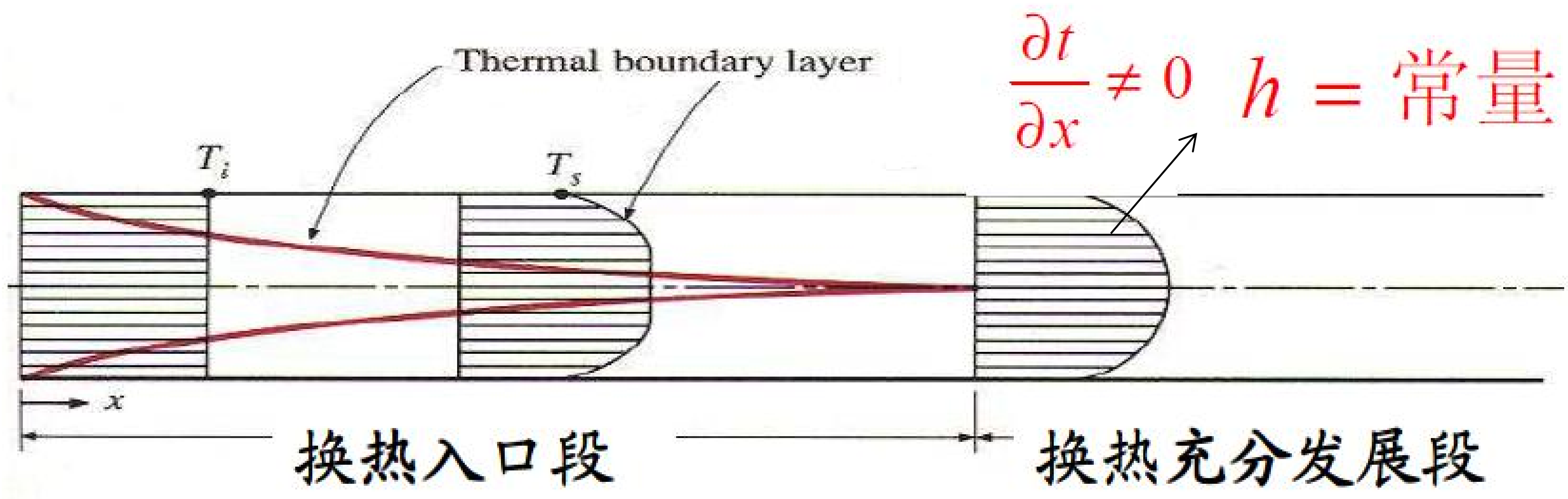
特征尺度为管径d，
注意与平板流的区别

$$Re=\frac{ud}{\nu}\begin{cases} Re\le 2200 & \text{层流} \\ 2200<\mathrm{Re}<10^4 & \text{过渡区} \\ \mathrm{Re}\ge 10^4 & \text{湍流} \end{cases}$$

回顾：流动和换热的入口段及充分发展段



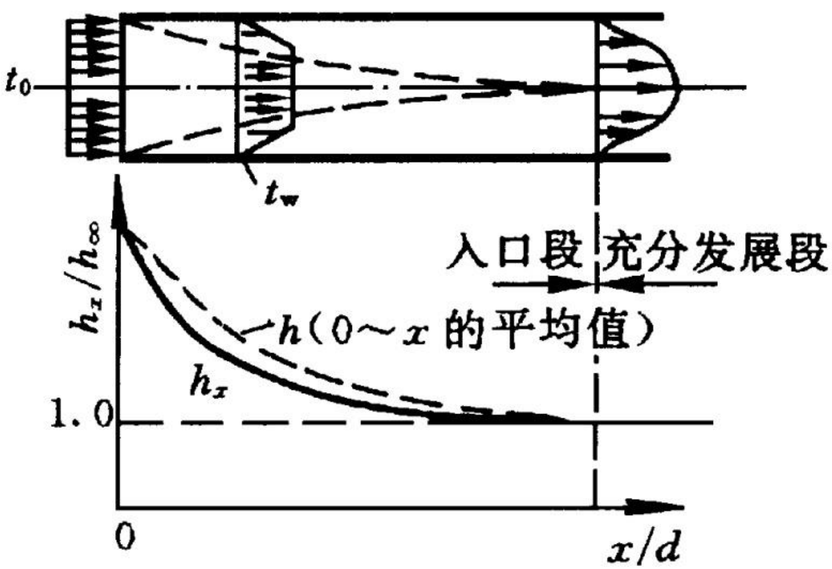

Velocity boundary layer
$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$
流动入口段
流动充分发展段


Thermal boundary layer
T_i
T_s
$\frac{\partial t}{\partial x} \neq 0$
h = 常量
换热入口段
换热充分发展段

入口段与充分发展段

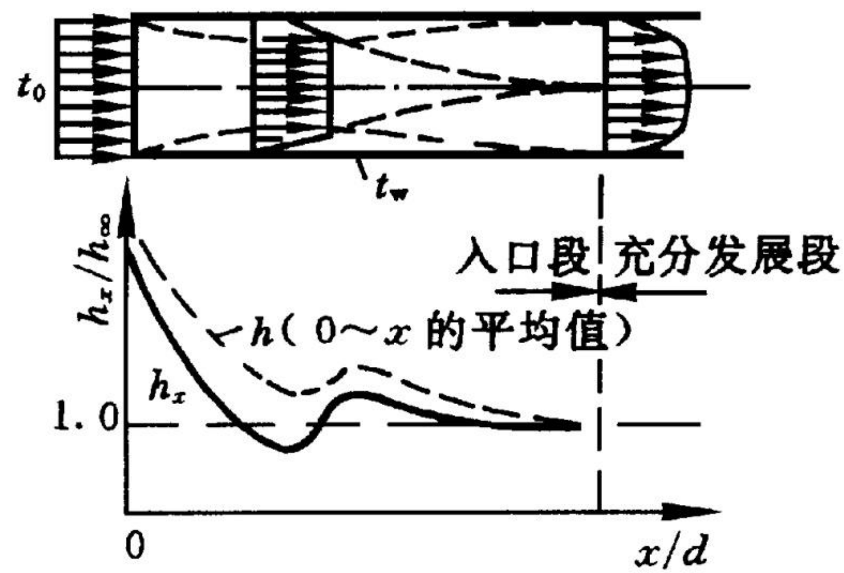
入口段：边界层由零发展到汇合于通道中心

充分发展：流动边界层及热边界层汇合于管子中心线



(a) 层流

$$l/d \approx 0.05\,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}$$

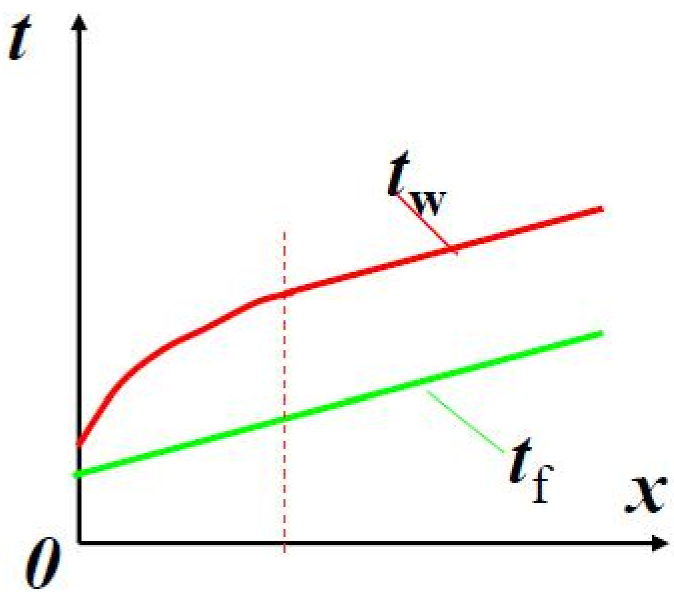


(b) 湍流

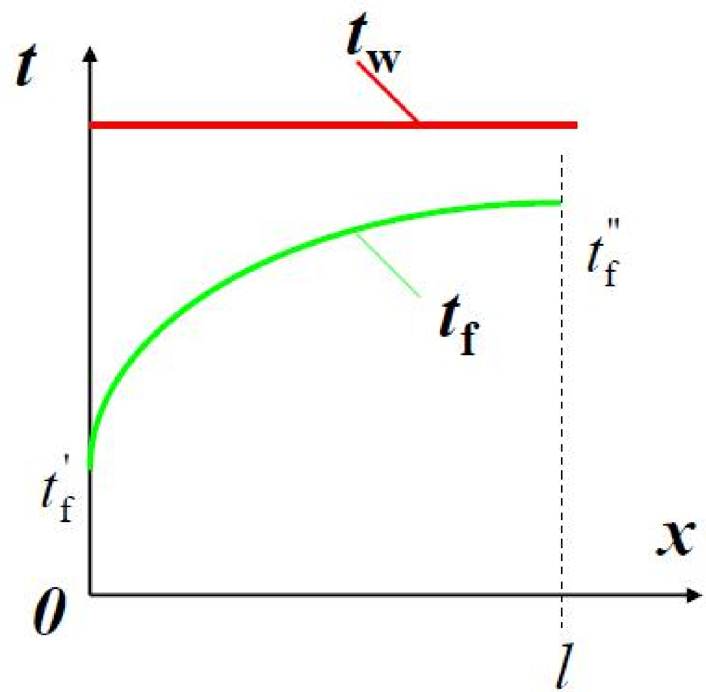
$$l/d \approx 60$$

请同学解释h_x变化的原因?

管子表面的换热条件有均匀热流和均匀壁温两种典型的情况。(1) 均匀热流 (2) 均匀壁温



壁面和流体温度随管长的变化



壁面和流体温度随管长的变化

二、管内受迫对流传热计算例题

重要

流量为150kg/h的水在内径为13mm的管内流动，从100℃冷却到6 ℃。若管道内壁温度为2 ℃。求所需要的管长。

解： 1. 用雷诺数判定流态 $\mathrm{Re}=\dfrac{ud}{\nu_f}$

管内受迫对流传热时，特征温度 $t_f=\dfrac{t_{f1}+t_{f2}}{2}=\dfrac{100+60}{2}=80℃$

查表(P322)得到80℃时

$$\rho_f=971.8\mathrm{kg/m^3},\quad \lambda_f=0.674\mathrm{W/(m\cdot K)}$$

$$\nu_f=0.365\times10^{-6}\mathrm{m^2/s},\quad \mathrm{Pr}_f=2.21$$

流速 $u=\dfrac{Q}{A}=\dfrac{\dot{m}}{\rho_f A}=\dfrac{150/3600}{971.8\times\pi\times0.013^2/4}=0.322\mathrm{m/s}$

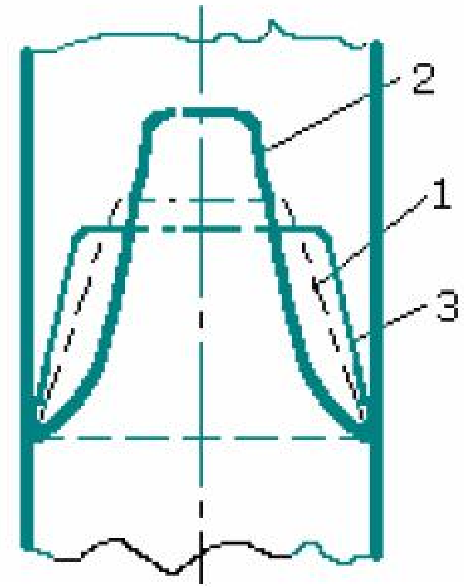
–雷诺数 $\mathrm{Re}=\dfrac{ud}{\nu_f}=\dfrac{0.322\times0.013}{0.365\times10^{-6}}=11486>2000$ （湍流状态）–

2. 根据雷诺数选择经验关联式$Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$

$$\mathrm{Re} = 11486 > 10^4$$

$$Nu_f = 0.023\,\mathrm{Re}_f^{0.8}\,\mathrm{Pr}_f^{0.4}\,c_t c_l c_R$$

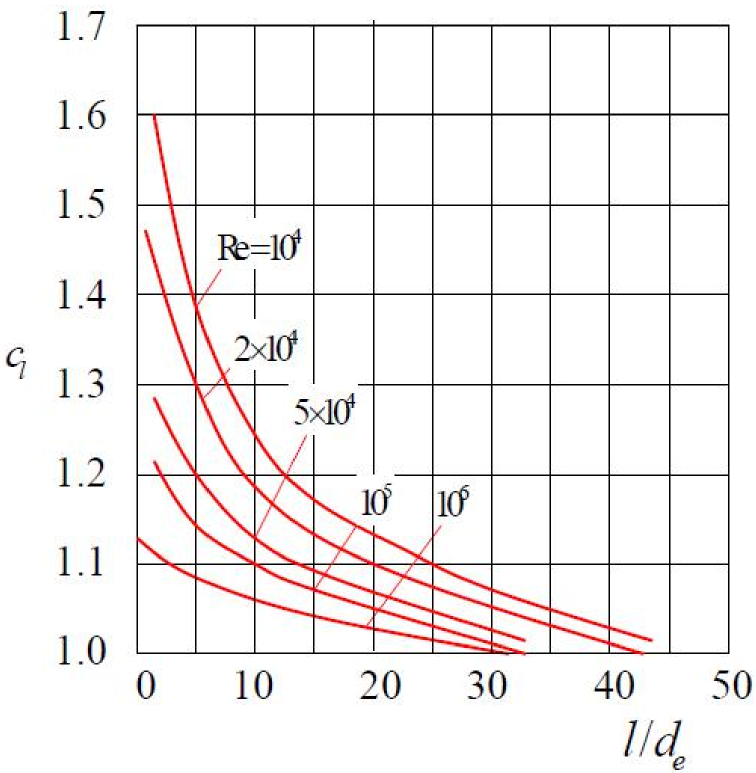
$$c_t = \begin{cases} (\eta_f/\eta_w)^{0.11} & \text{液体被加热} \\ (\eta_f/\eta_w)^{0.25} & \text{液体被冷却} \\ (T_f/T_w)^{0.11} & \text{气体被加热} \\ 1 & \text{气体被冷却} \end{cases}$$

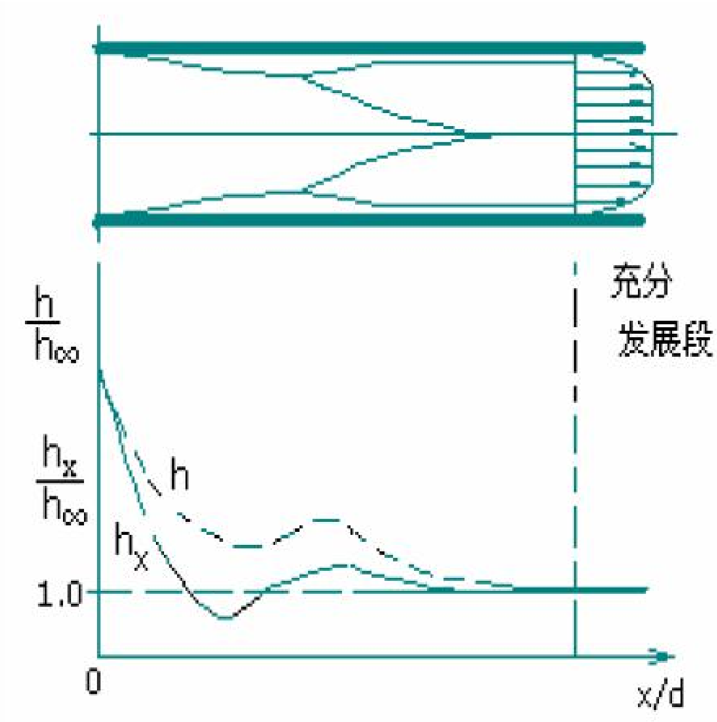


查表(P322)得到80℃时

$$\eta_f = 355.1\times10^{-6}\,\mathrm{Pa\cdot s},\quad 20℃\text{时}\ \eta_w = 1004\times10^{-6}\,\mathrm{Pa\cdot s}$$

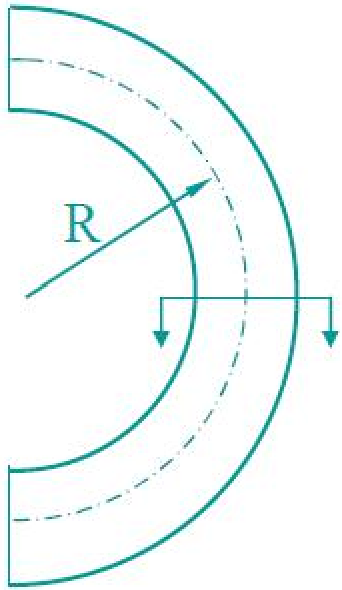
$$c_t = (\eta_f/\eta_w)^{0.25} = (355.1\times10^{-6}/1004\times10^{-6})^{0.25} = 0.771$$

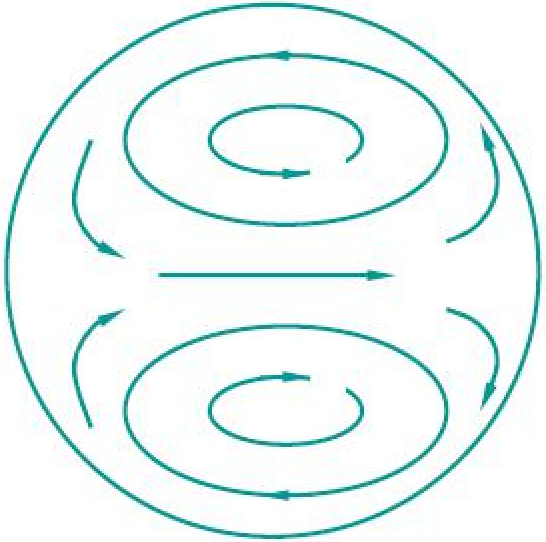




L未知，故暂定 $c_l=1$，待管长求出后再做考虑。如果求出的L/d>50，则不必重新计算，否则，要重新估计c_l，再次进行计算，直到计算的管长与估计的管长吻合为止。

● 弯曲管道中的二次环流





● 弯曲管道中的修正系数

对于气体 $c_R = 1 + 1.77\dfrac{d_i}{R}$

对于液体 $c_R = 1 + 10.3\left(\dfrac{d_i}{R}\right)^3$

$c_R = 1?$

3. 计算努塞尔数

$$
\begin{aligned}
Nu_f &= 0.023\,\mathrm{Re}_f^{0.8}\,\mathrm{Pr}_f^{0.4}\,c_t c_l c_R \\
&= 0.023 \times 11486^{0.8} \times 2.21^{0.4} \times 0.771 \times 1.0 \times 1.0 \\
&= 43.12
\end{aligned}
$$

4. 计算对流传热系数

$$
h = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 43.12 \times \frac{0.674}{0.013} = 2236\,\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}
$$

5. 传热量

$$\Phi = \dot{m}c_{pf}(t_{f1} - t_{f2}) = 150/3600 \times 4174 \times (100 - 60) = 6957\text{W}$$

注：查表得到 80℃时$c_{pf} = 4174\text{J/(kg·K)}$

6. 计算管长$\Phi = h\pi dL(t_f - t_w)$

$$L = \frac{\Phi}{h\pi d(t_f - t_w)} = \frac{6957}{2236 \times \pi \times 0.013 \times (80 - 20)} = 1.27m$$

讨论：管长修正系数$L/d = 97.8 > 50$, 所以$c_l = 1$，不必重新计算。

管内受迫对流传热计算小结

- 流态的判断

（1）确定特征温度

（2）计算雷诺数

- 无因次关联式的选择

（1）根据雷诺数选择无因次关联式

（2）计算努塞尔数

（3）计算对流传热系数

- 传热量计算

管槽内层流换热关联式

按照以上思路自学

齐德—泰勒（Sieder-Tate）关联式

$$Nu_f = 1.86(Re_f Pr_f \frac{d}{l})^{1/3}\left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.14}$$

适用的参数范围：　管子处于均匀壁温

$$0.48 < Pr_f < 16700; \quad 0.0044 < \frac{\eta_f}{\eta_w} < 9.75$$

$$(Re_f \, Pr_f \frac{d}{l})^{1/3}\left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.14} \geq 2$$

层流换热特点

①对于多数液体换热器(Pr>1，通常为油类)，层流时换热整个管子都可能处于入口段而未进入充分发展段

$$l/d \approx 0.05\,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}$$

② 换热的热边界条件对换热影响显著

层流充分发展换热的Nu数

对于圆管：
$$\begin{cases} Nu_{\mathrm{f}} = 3.66 & (t_{\mathrm{w}} = const) \\ Nu_{\mathrm{f}} = 4.36 & (q_w = const) \end{cases}$$

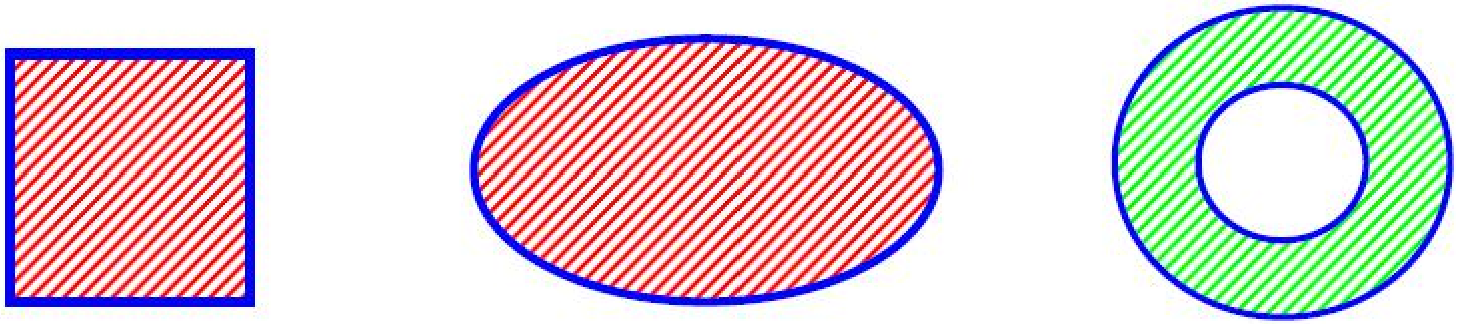
③层流充分发展段Nu与Re无关

过渡区“自学”

公式查询：
P162页，表6-7

非圆形截面通道

$$d_e = \frac{\pi\left(d_2^2 - d_1^2\right)}{\pi\left(d_2 + d_1\right)} = d_2 - d_1$$



对于方形、椭圆形、环形等形状的截面情况，可以用当量直径作为特征尺度从而应用以上的准则方程。

$$d_e = \frac{4A_c}{P}$$

式中：A_c 对为槽道的流动截面积，P为润湿周长。

6.3 流体外掠物体时的受迫对流传热

一、外掠等温平板(laminar flow, $Re<5\times10^5$) 上一章已讲

1. 层流公式（求解得来）

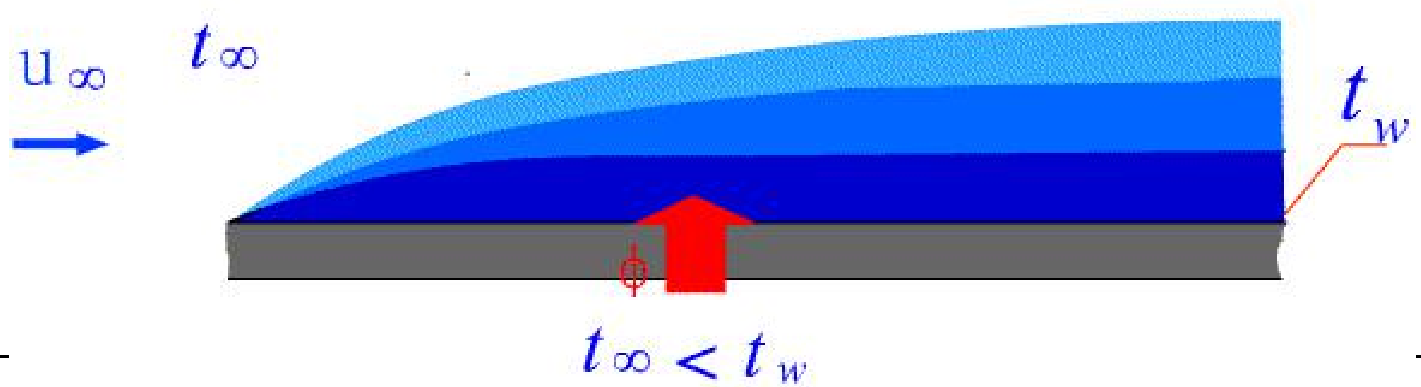
$$Nu_x = 0.332\,Re_x^{1/2}\,Pr^{1/3} \qquad Nu_m = 0.664\,Re_l^{1/2}\,Pr^{1/3}$$

2. 注意

①特征尺度：板长(局部为x，平均为l)

②定性温度：$t_m=(t_\infty+t_w)/2$

③$x\uparrow$，$\delta\uparrow$，$h\downarrow$



二、外掠单管(flow across single cylinder)

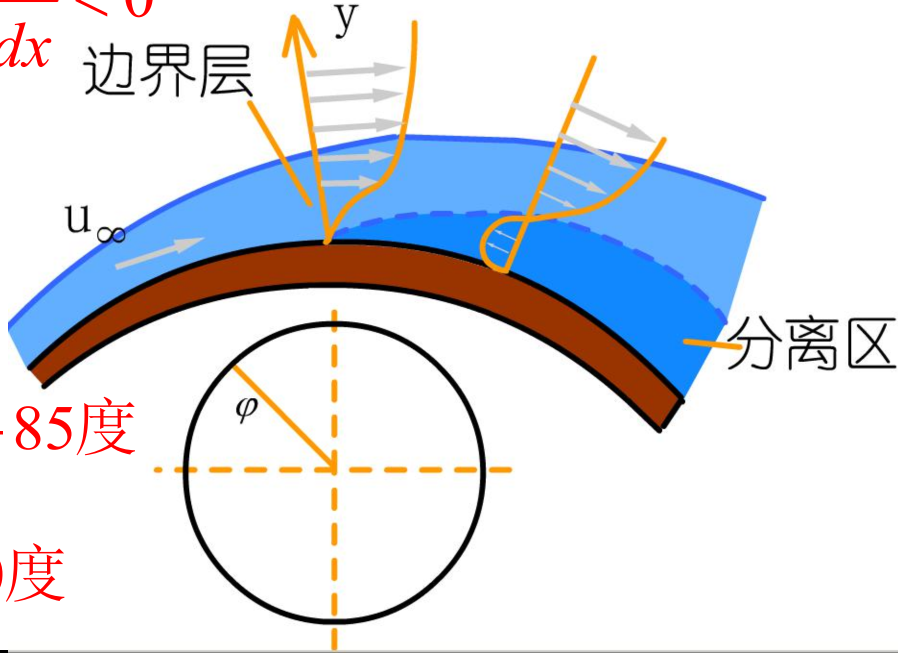
1. 流动特点

①前半周，加速流动 $\frac{dp}{dx}<0, \frac{du}{dx}>0$

②脱体，flow seperation $\frac{dp}{dx}=0, \frac{du}{dx}=0$

③后半周，减速流动 $\frac{dp}{dx}>0, \frac{du}{dx}<0$

④脱体位置取决于Re数，



$Re<10$,不脱体；

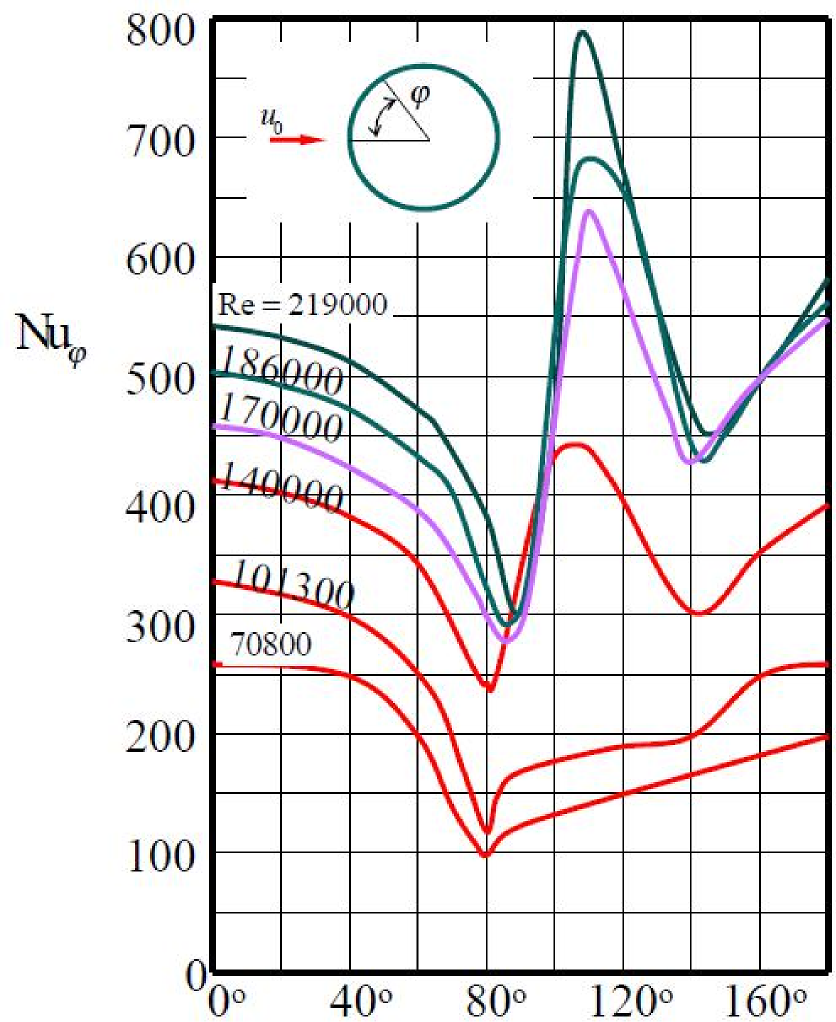
$10<Re<1.5\times10^5$,层流脱体，$\varphi=80-85$度

$Re\geq1.5\times10^5$,湍流脱体，$\varphi\approx140$度


re : 1000.000000
grid : 257 x 513
step : 200
cl : -0.00286

2. 局部表面传热系数

- 边界层的成长和脱体决定外掠圆管换热的特征。
- 低雷诺数时，回升点反映了绕流脱体的起点。
- 高雷诺数时，第一次回升是层流转变成湍流，第二次回升约在φ=140°则是由于脱体的缘故。

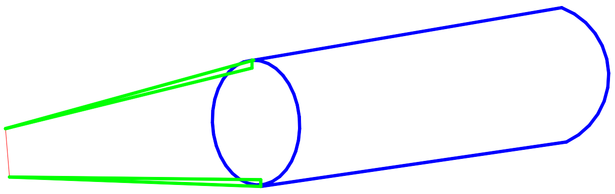


温度最高点？

层流： $\varphi = 80 - 85$度

湍流： $\varphi = 85 - 90$度

3. 应用举例—热线风速仪



$$d = 4 - 5\mu m \qquad l = 1 - 2mm$$

$$I^2 = a + bu^{\frac{1}{2}}$$

4. 流体横掠圆管受迫对流传热的经验关联式

$$Nu_m = c\,\mathrm{Re}_m^n\,\mathrm{Pr}_m^{1/3}$$

c,n 根据 Re_m 的值从表6-1得到

注意：

1）. 气体及液体通用，$t_m=(t_w+t_\infty)/2$，d-外径，u_∞

2）. **Re=0.4—4×10^5** $t_\infty = 15.5-982C°$ $t_w = 21-1046C°$

3）. c, n取决于 $\mathrm{Re}=\dfrac{u_\infty d}{\nu}$

流体横掠圆管受迫对流传热计算例题

20℃的空气以2m/s的速度横向流过直径为15mm、表面温度为80℃的圆柱，求稳态条件下圆柱表面与空气的对流传热系数以及单位长度圆柱表面与空气的对流传热量。

解：

1. 特征温度 $t_m = \dfrac{t_\infty + t_w}{2} = \dfrac{20+80}{2} = 50℃$

2. 物性参数 $\lambda_m = 0.0283\,\mathrm{W/(m \cdot K)}$，$\nu_m = 17.95\times10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}$，

$\mathrm{Pr}_m = 0.698$

3. 计算雷诺数

$$\mathrm{Re} = \frac{u_\infty d}{\nu_m} = \frac{2\times0.015}{17.95\times10^{-6}} = 1671$$

4. 根据雷诺数选择经验关联式$Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$

$$Nu_m = c\,\mathrm{Re}_m^n\,\mathrm{Pr}_m^{1/3}$$

由$\mathrm{Re}_m = 1671$ 查表6-1得到，$c = 0.683, n = 0.466$

5. 计算努塞尔数

$$\begin{aligned} Nu_m &= 0.683\,\mathrm{Re}_m^{0.466}\,\mathrm{Pr}_m^{1/3} \\ &= 0.683 \times 1671^{0.466} \times 0.698^{1/3} \\ &= 19.24 \end{aligned}$$

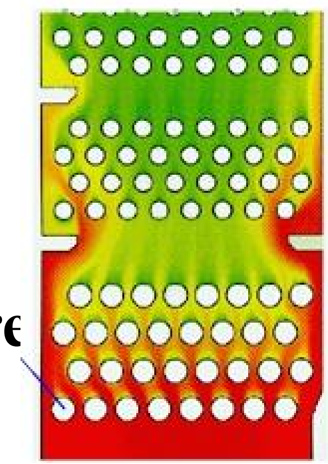
6. 计算对流传热系数

$$h = Nu_m \frac{\lambda_m}{d} = 19.24 \times \frac{0.0283}{0.015} = 36.3\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$$

7. 单位长度散热量

$$\Phi = h\pi d(t_w - t_\infty) = 36.3 \times \pi \times 0.015 \times (80 - 20) = 102.6\mathrm{W}$$

三、外掠管束(flow across tube banks)



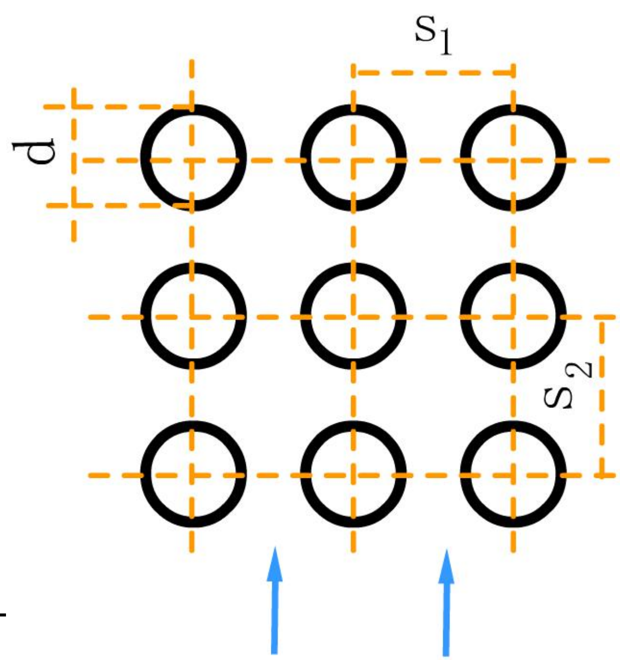
1. 流动与换热特点

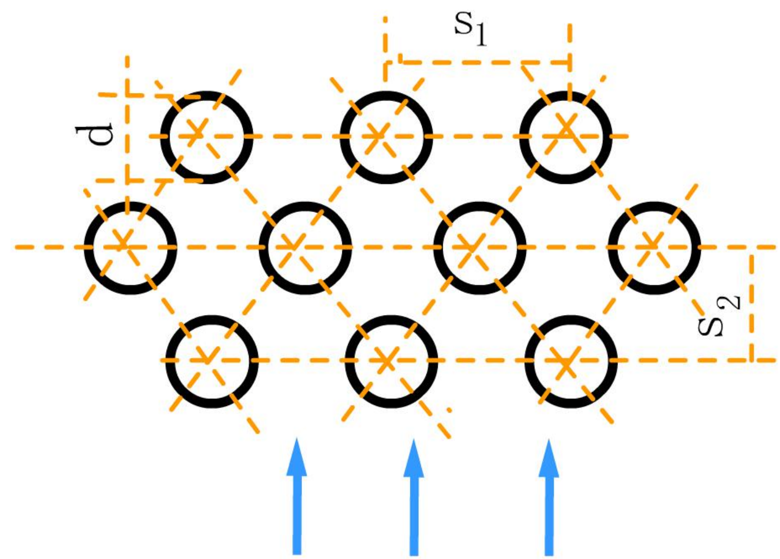
①与单管相比，存在管之间的相互影响

②流动方式有顺排(in-line tube row)和叉排(staggere
之别

③后排易受前排影响，但n>10消失

④冲刷方向有影响(冲角)





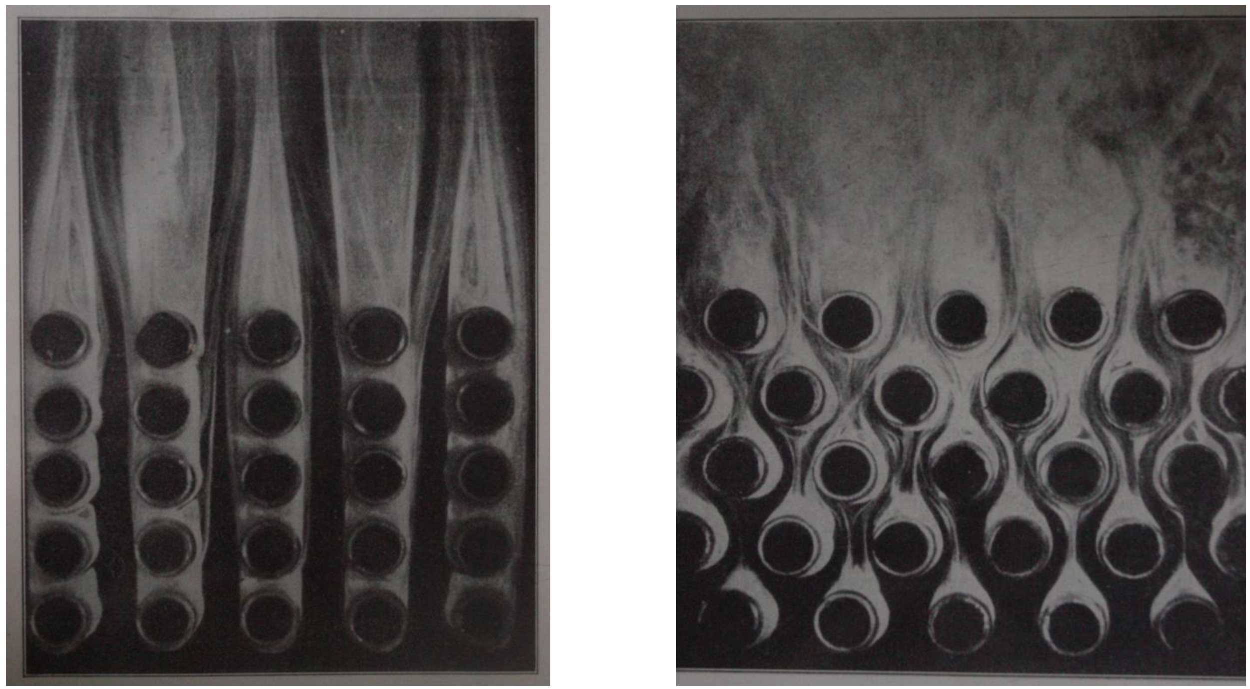


图 6-14 流体横掠管束的流动可视化图象

2.流体横掠管束时的受迫对流传热经验关联式

流体横掠管束的平均对流传热系数计算式P148 (6-23)

$$\mathrm{Nu}_f = c\,\mathrm{Re}_{f,\max}^m \mathrm{Pr}_f^n \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^k \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^p c_\varphi c_z$$

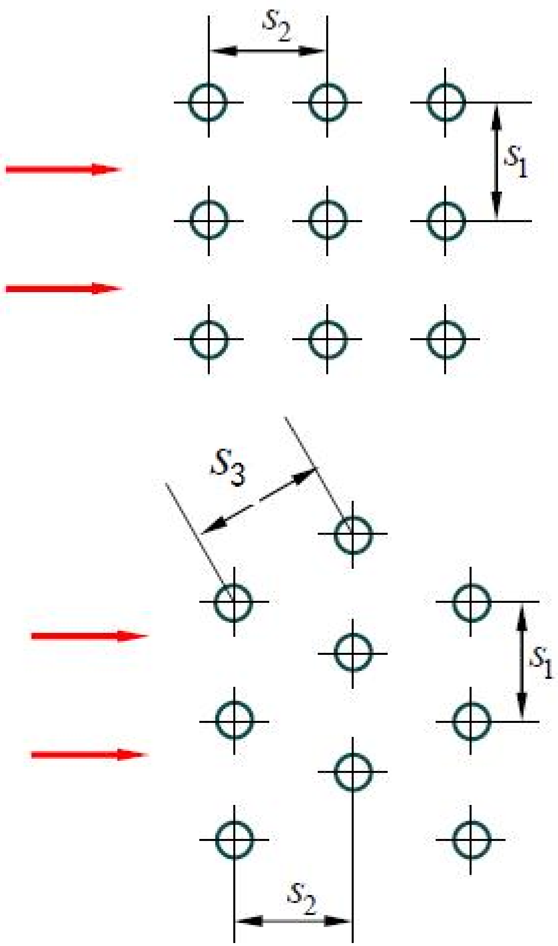
*c,m,n,k,p*见 P149 表 6-3

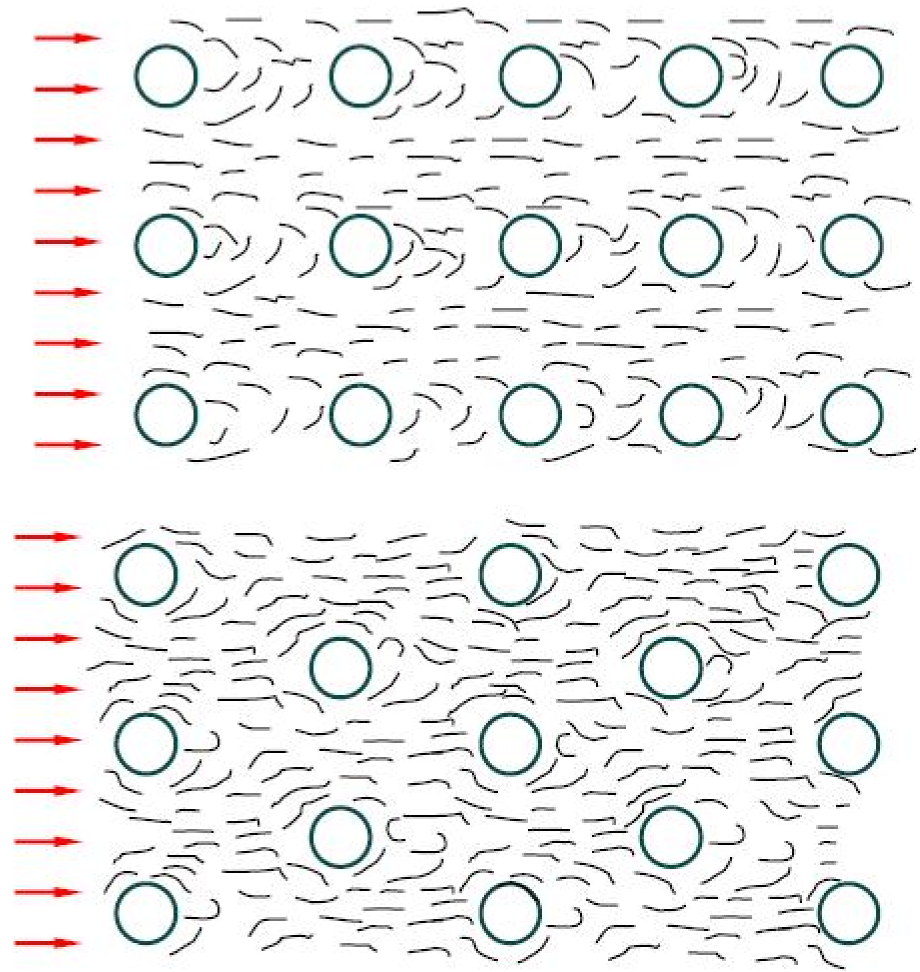
c_z 管排修正系数见P149 表6-4　排数z ≥20，c_z=1

c_φ 流体斜向冲刷管束时的修正系数，见P150表6-5

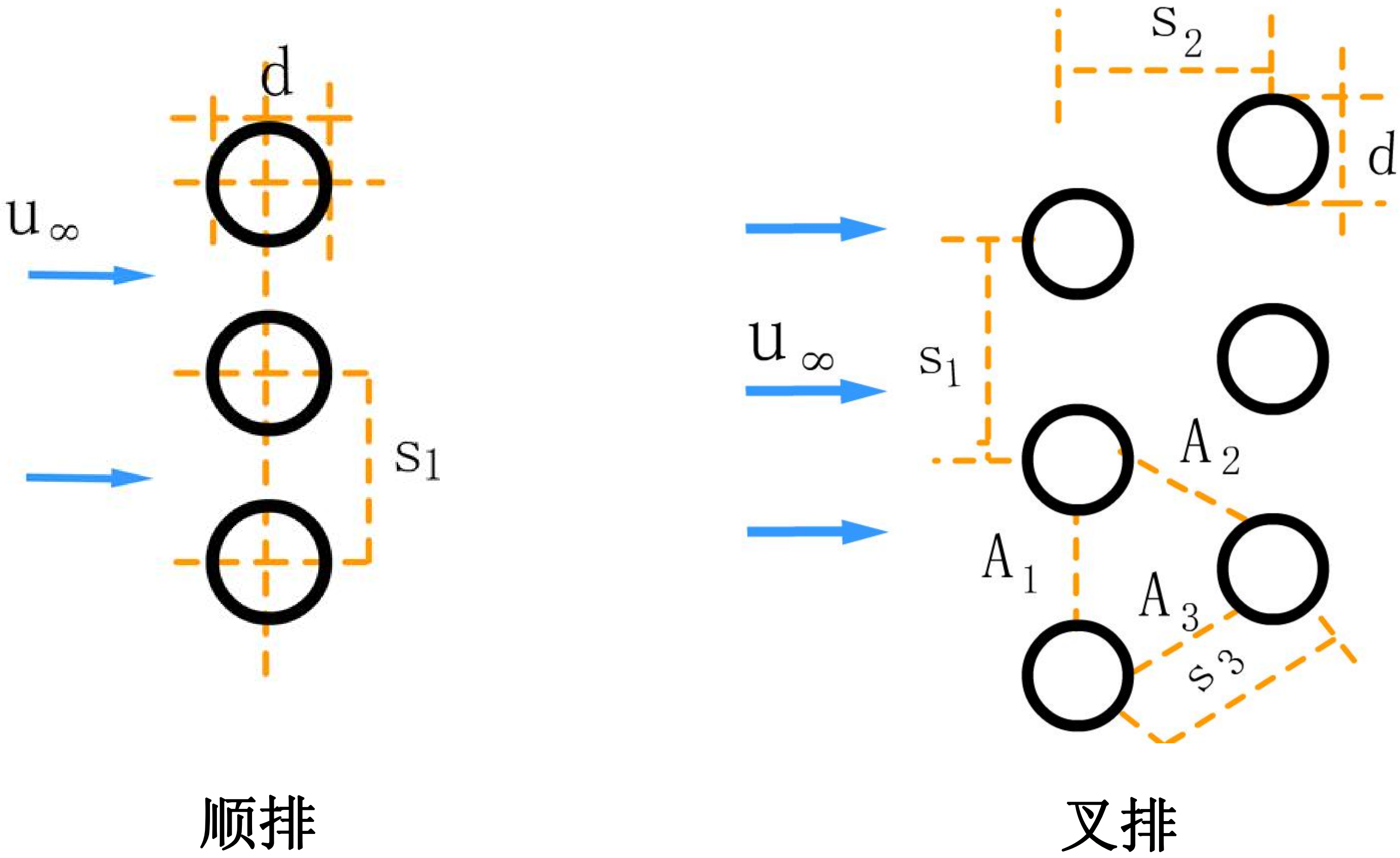
φ=80~90°，c_φ=1

$\mathrm{Re}_{f,\max}^{m}$ 最大流速：如何计算？





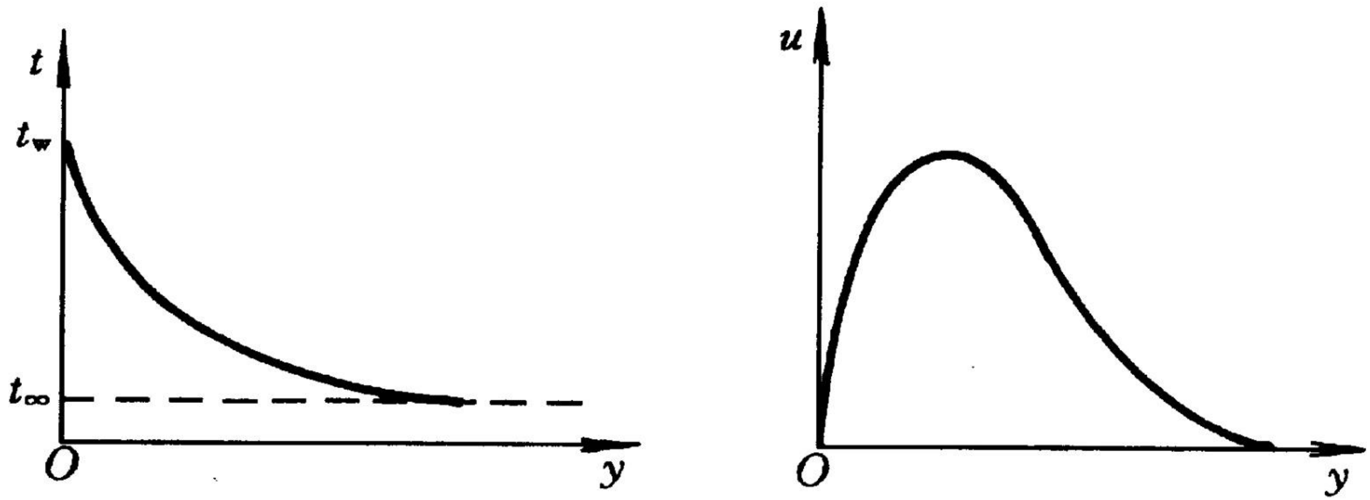
图中 S_1, S_2, S_3 均被称为管间距



$\mathrm{Re}^{m}_{f,\max}$ 最大流速：最小截面对应的流速

6-4 自然对流换热问题

一、自然对流换热现象的速度与温度分布特点



(a) (b)

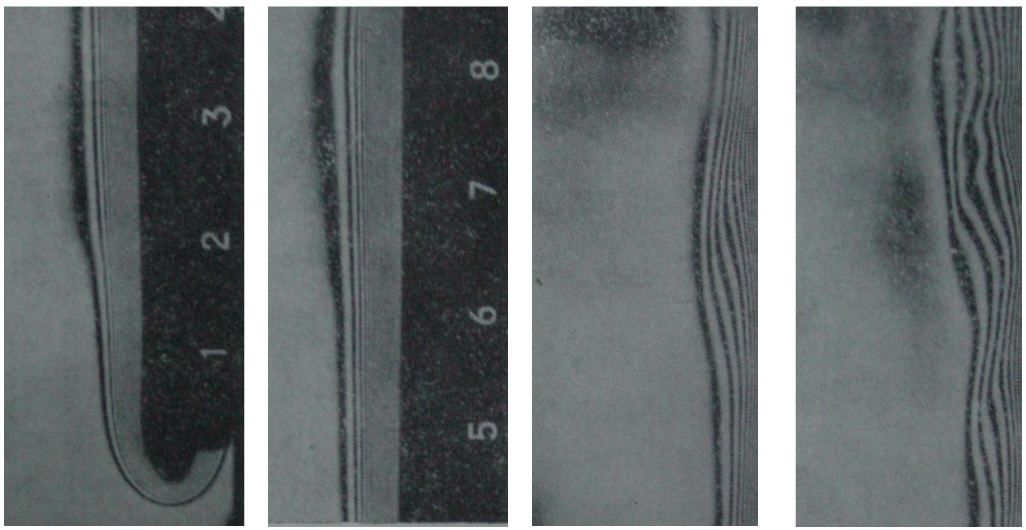
$$T_w > T_\infty$$

思考：$T_w < T_\infty$

二. 自然对流的两种流动形态

①层流　③判别流态：根据不同教材：

②湍流　　　　Gr或者GrPr



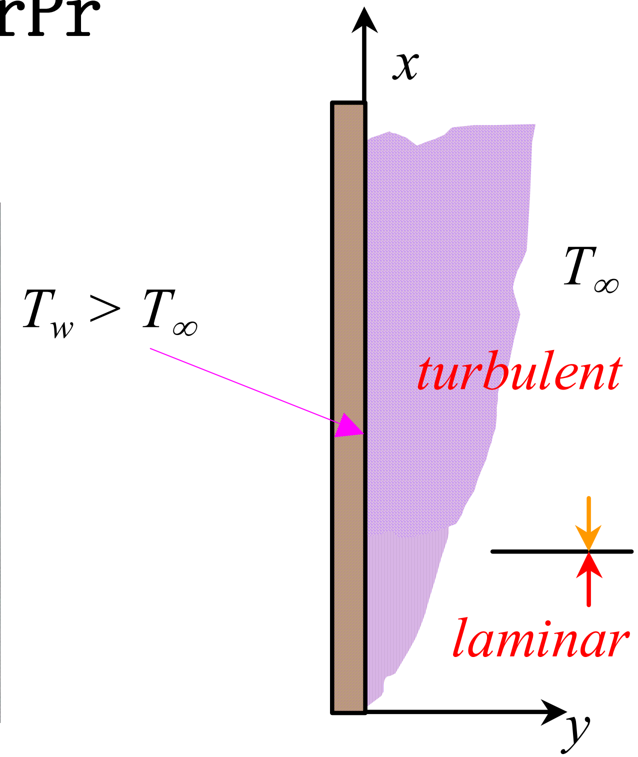


图6-17 竖直热平板底端与上部的自然对流边界层

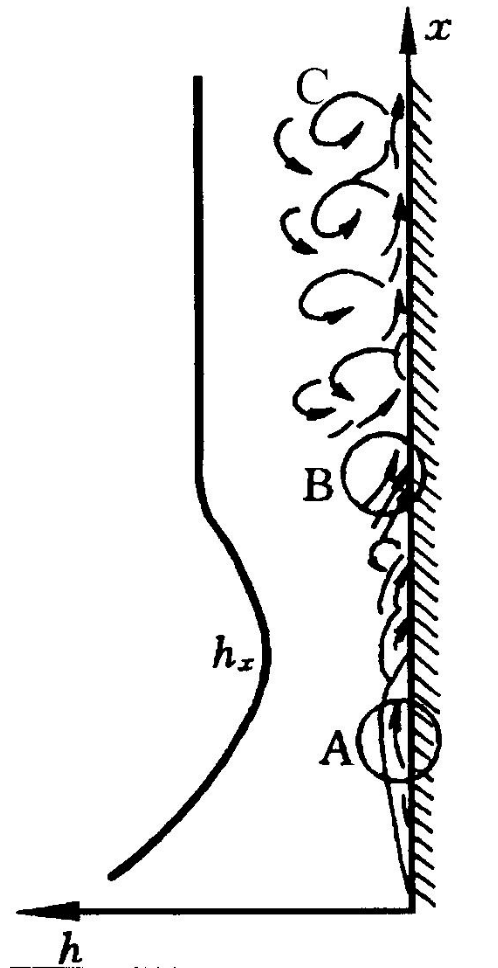


图6-18 沿热竖壁自然对流局部传热系数的变化

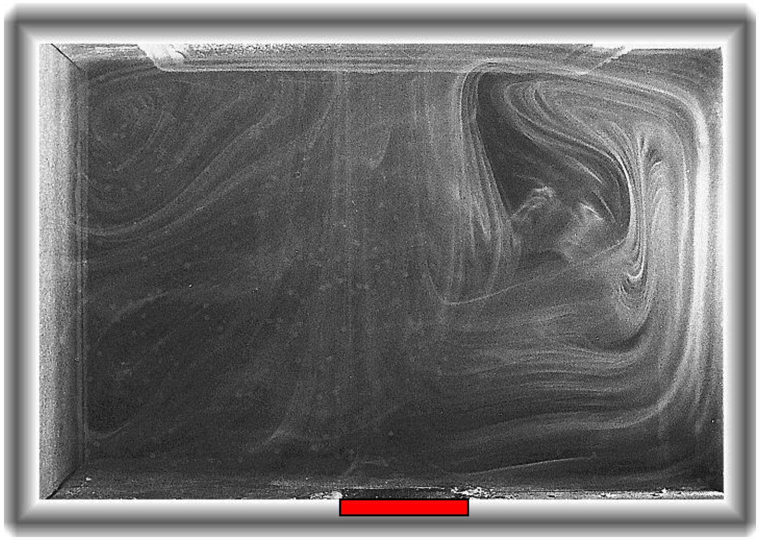
5. 自然对流的两种分类

① 大空间(边界层不受干扰)**(infinite space)**

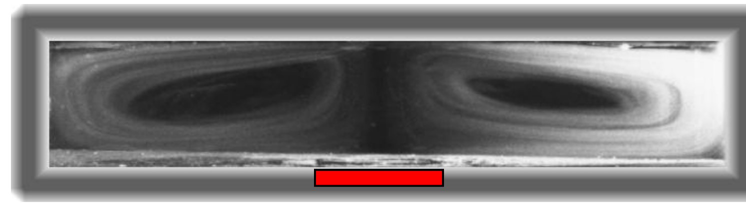
② 有限空间(空间大小对换热效果有影响)**(natural convection in enclosure)**

Flow Visualization in Enclosure with Adiabatic Board: Various H/b

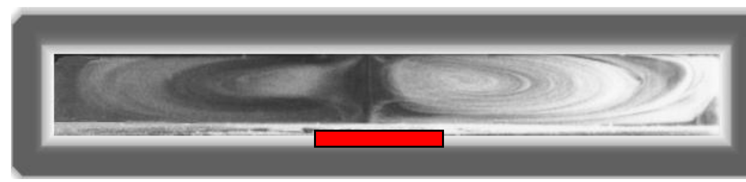
4



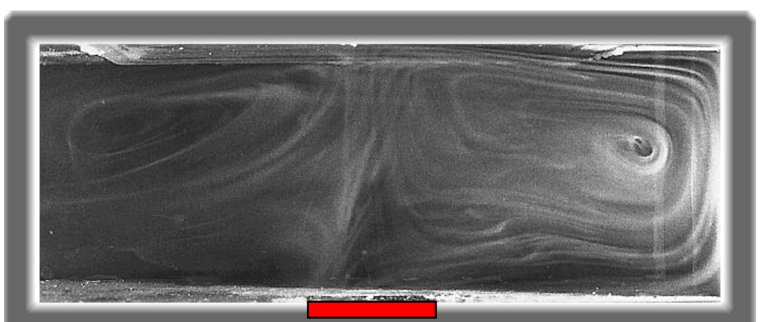
1



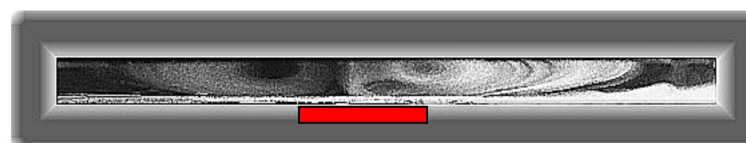
1/2

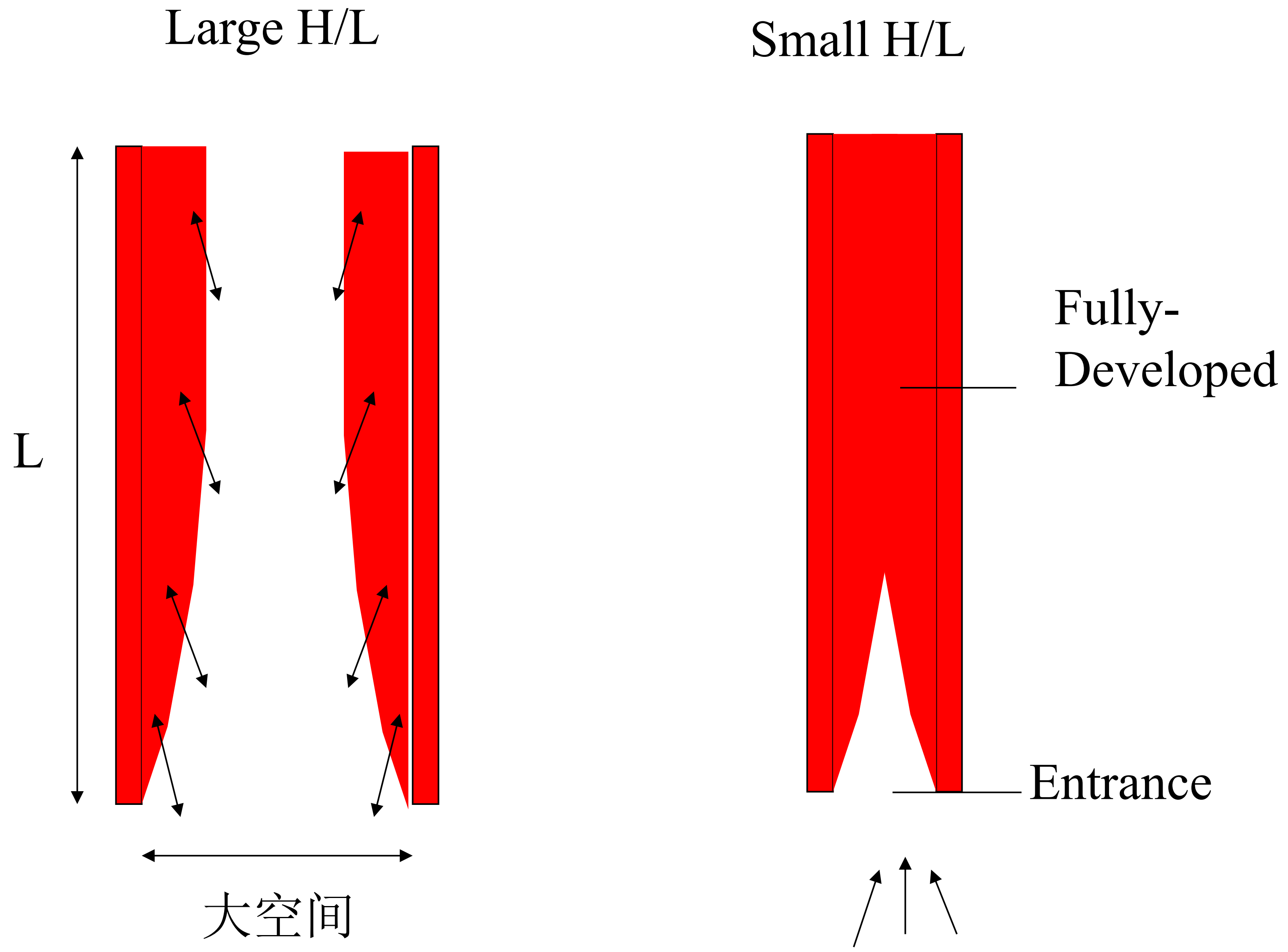


2

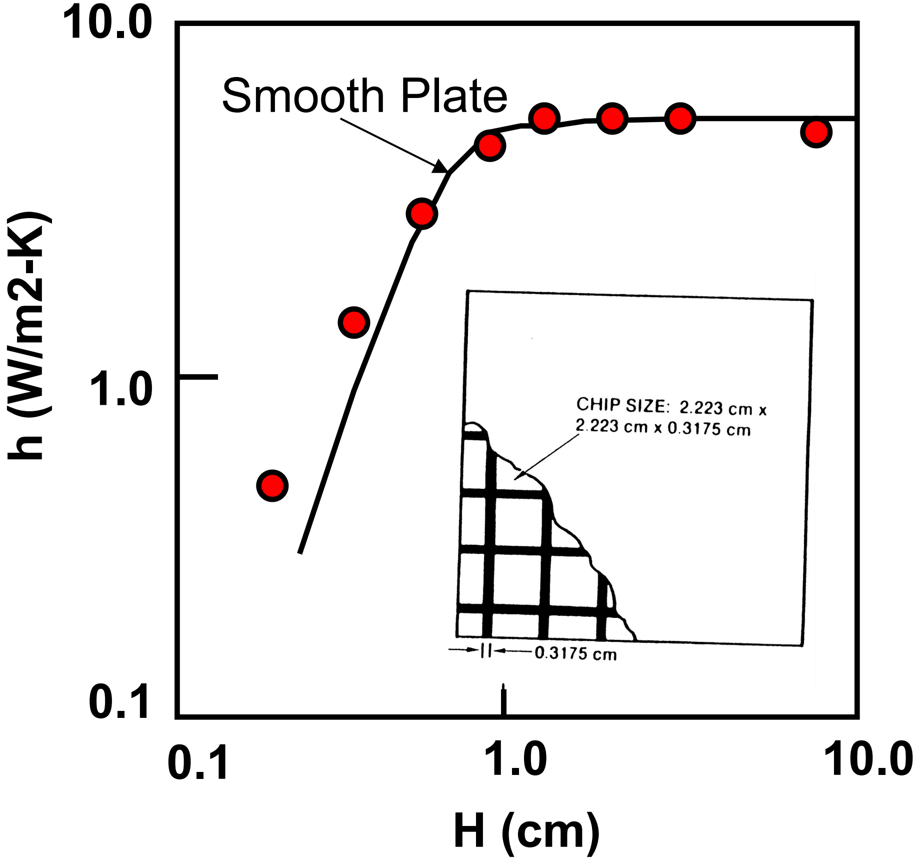


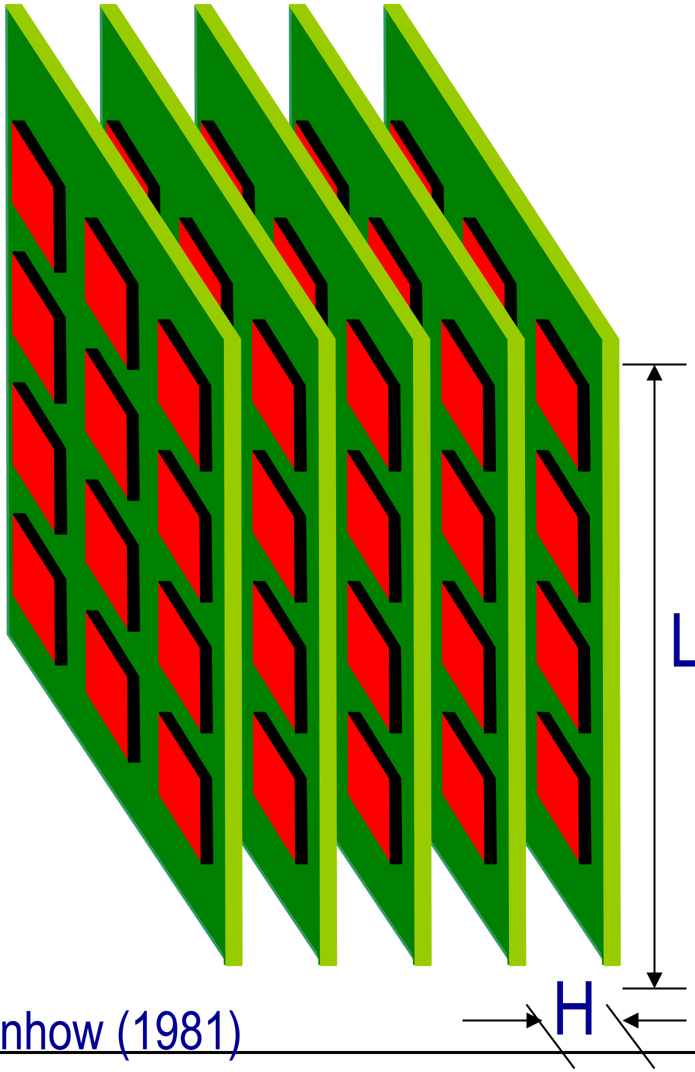
1/4




Large H/L
Small H/L
L
Fully-
Developed
Entrance
大空间

自然对流物理基理





Horton and Rosenhow (1981)

（回顾）自然对流换热现象的控制方程及相似特征数

***x*方向动量微分方程：**

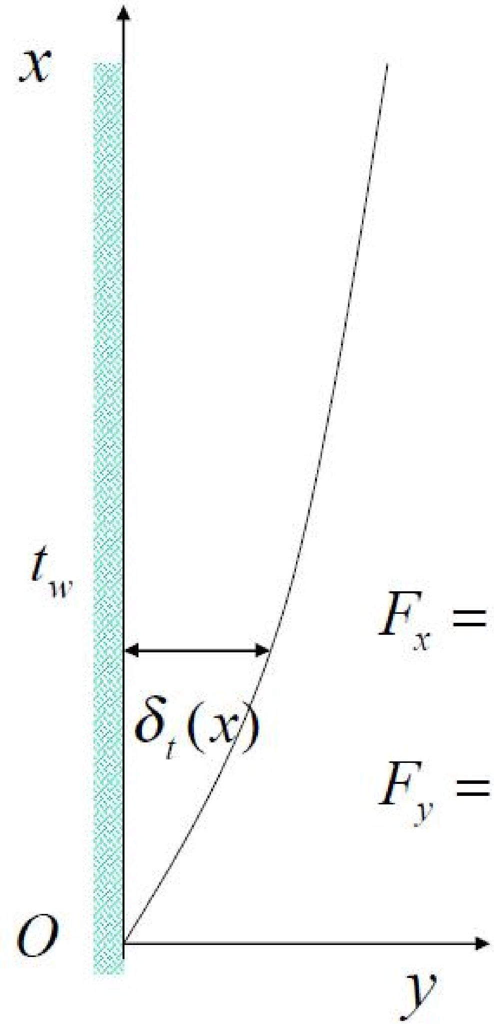
$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-g-\frac{1}{\rho}\frac{d\rho}{dx}+\nu\frac{d^2u}{dy^2}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\underbrace{\frac{g}{\rho}(\rho_\infty-\rho)}_{\text{浮升力}}+\nu\frac{d^2u}{dy^2}$$

能量微分方程

$$u\frac{\partial t}{\partial x}+v\frac{\partial t}{\partial y}=a\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$$

自然对流换热中与雷诺数作用相当的格拉晓夫数*Gr*



t_∞

$u_\infty=0$

$v_\infty=0$

$$F_x=-\rho g,\quad \frac{\partial p}{\partial x}=-\rho_\infty g$$

$$F_y=0,\quad \frac{\partial p}{\partial y}=0$$

方程组的无因次化处理

$$u^{*}=\frac{\nu}{l},\ \bar{u}=\frac{u}{u^{*}},\ \bar{v}=\frac{v}{u^{*}},\ \bar{x}=\frac{x}{l},\ \bar{y}=\frac{y}{l},\ \bar{\theta}=\frac{t-t_{\infty}}{t_{w}-t_{\infty}}$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}}+\frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}}=0$$

$$\bar{u}\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}}+\bar{v}\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}}=\frac{g\alpha_{v}l^{3}(t_{w}-t_{\infty})}{\nu^{2}}\bar{\theta}+\frac{\partial^{2}\bar{u}}{\partial \bar{y}^{2}}$$

$$\bar{u}\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}}+\bar{v}\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{y}}=\frac{1}{\Pr}\frac{\partial^{2}\bar{\theta}}{\partial \bar{y}^{2}}$$

$$\bar{y}=0 \qquad \bar{u}=0,\ \bar{v}=0,\ \bar{\theta}=1$$

$$\bar{y}\to\infty \qquad \bar{u}\to 0,\ \bar{v}\to 0,\ \bar{\theta}\to 1$$

$$\boxed{\mathrm{Gr}=\frac{g\alpha_{v}l^{3}(t_{w}-t_{\infty})}{\nu^{2}}}$$

格拉晓夫数：控制粘性流体自然对流传热的无因次量

自然对流传热的无因次关系式

$$Nu_x = f_6(Gr, \Pr, \bar{x})$$

$$Nu = f_7(Gr, \Pr)$$

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\alpha_v l^3 (t_w - t_\infty)}{\nu^2}$$

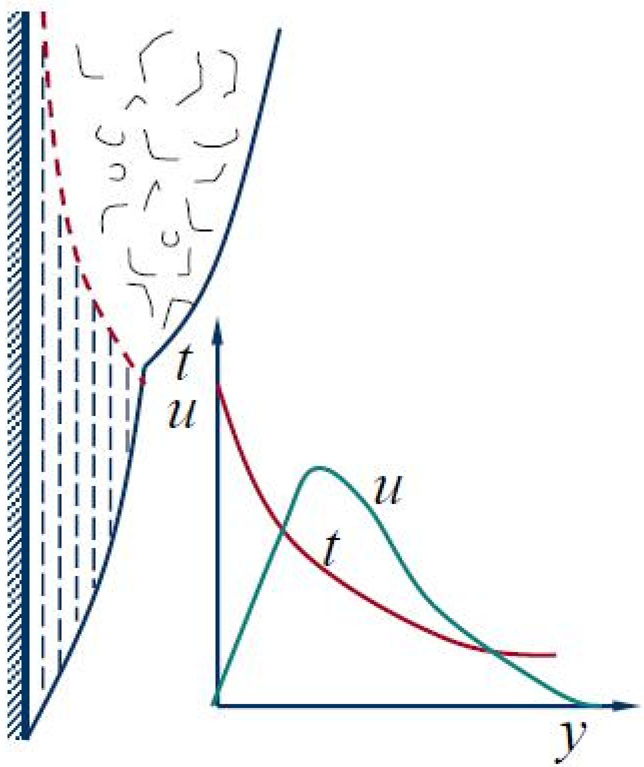
是控制粘性流体自然对流传热的无因次量

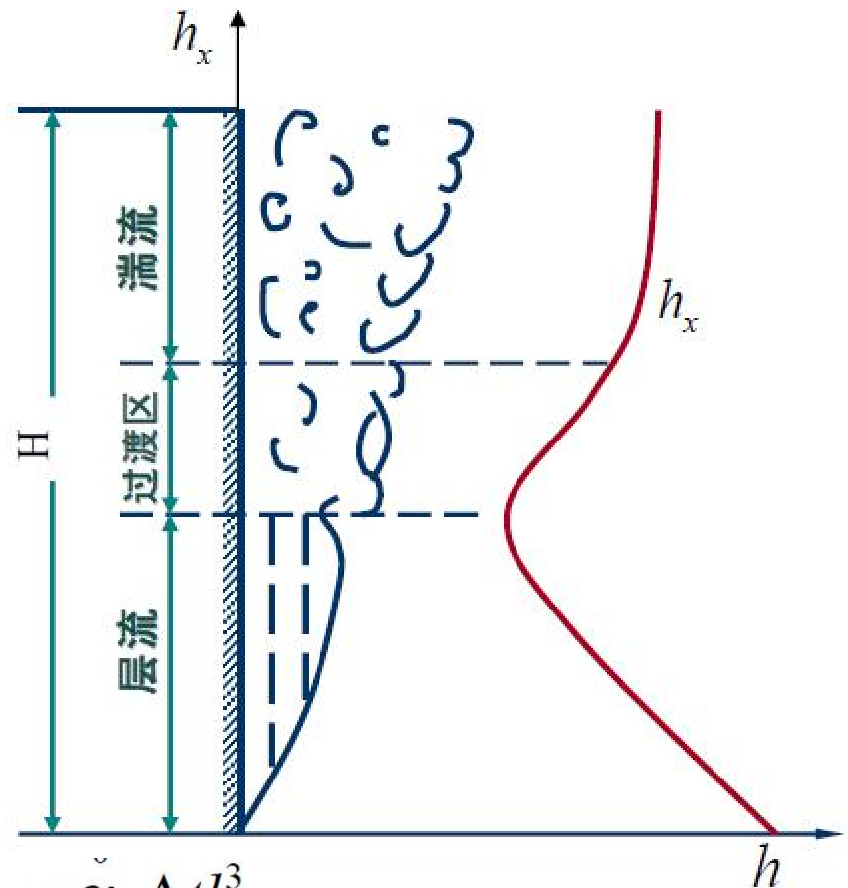
自然对流换热中与雷诺数作用相当的格拉晓夫数***Gr***

补充： $$\frac{g\beta x^3 (t_w - t_\infty)}{a^2}$$

是控制无粘性流体自然对流传热的无因次量

1. 大空间自然对流换热问题





格拉晓夫数 $Gr=\dfrac{g\alpha_V\Delta t l^3}{\nu^2}$

大空间自然对流传热的经验关联式

恒壁温情况下

$$Nu_m = c(GrPr)_m^n$$

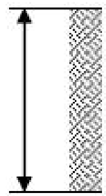
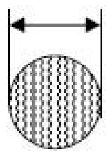
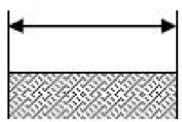
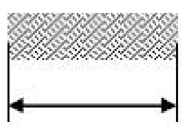
对于理想气体，格拉晓夫准则数Gr中体积膨胀系数 $\alpha_V = \dfrac{1}{T}$

特征温度采用膜平均温度 $t_m = \dfrac{t_w + t_\infty}{2}$

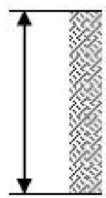
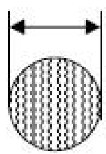
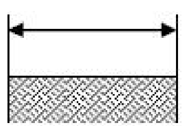
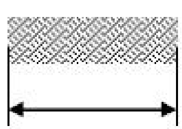
而 $Gr = \dfrac{g\alpha_V \Delta t l_c^3}{\nu^2}$ 中的 $\Delta t = t_w - t_\infty$

特征尺寸和常数 c, n 的值列表于P 155 表6-6中。

经验关联式中的常数

加热面形状及位置	图示	流态	c	n	特征尺寸l	$(GrPr)_m$
竖直平壁或竖直圆柱		层流	0.59	1/4	高度H	$10^4 \sim 10^9$
		湍流	0.10	1/3		$10^9 \sim 10^{13}$
水平圆柱		层流	0.48	1/4	外径D	$10^4 \sim 1.5\times10^8$
		湍流	0.10	1/3		$>1.5\times10^8$
水平板（热面朝上或冷面朝下）		层流	0.54	1/4	正方形取边长 长方形取两边平均值 狭长条取短边 圆盘取直径的0.9倍	$2.5\times10^4 \sim 5\times10^6$
		湍流	0.15	1/3		$5\times10^6 \sim 1.0\times10^{11}$
水平板（冷面朝上或热面朝下）		层流	0.27	1/4		$3.0\times10^5 \sim 3.0\times10^{10}$

经验关联式中的常数的启示？

加热面形状及位置	图示	流态	c	n	特征尺寸l	$(GrPr)_m$
竖直平壁或竖直圆柱		层流	0.59	1/4	高度H	$10^4 \sim 10^9$
		湍流	0.10	1/3		$10^9 \sim 10^{13}$
水平圆柱		层流	0.48	1/4	外径D	$10^4 \sim 1.5\times10^8$
		湍流	0.10	1/3		$>1.5\times10^8$
水平板（热面朝上或冷面朝下）		层流	0.54	1/4	正方形取边长 长方形取两边平均值 狭长条取短边 圆盘取直径的0.9倍	$2.5\times10^4 \sim 5\times10^6$
		湍流	0.15	1/3		$5\times10^6 \sim 1.0\times10^{11}$
水平板（冷面朝上或热面朝下）		层流	0.27	1/4		$3.0\times10^5 \sim 3.0\times10^{10}$

关于湍流自然对流的自模化

仔细研究表中经验关联式的指数 n,我们注意到湍流时

$$n=\frac{1}{3}$$

这意味: $\mathrm{Nu_m=c(GrPr)_m^n} \rightarrow \frac{hl}{\lambda_m} \propto \left(\frac{g\alpha_V \Delta t l^3}{\nu^2}\frac{\nu}{a}\right)_m^{\frac{1}{3}}$

而 $$\frac{h}{\lambda_m} \propto \left(\frac{g\alpha_V \Delta t}{\nu^2}\frac{\nu}{a}\right)_m^{\frac{1}{3}}$$

即对流传热系数与尺寸无关。这种情况称为**自模化**现象。

大空间自然对流传热的计算例题

水平放置的蒸汽管道，保温层外径d_0=383mm, 壁温t_w=48℃，周围空气温度t_∞=23℃。试计算保温层外壁的对流散热量。

解 特征温度 $$t_m = \frac{t_w + t_\infty}{2} = \frac{48+23}{2} 35.5℃$$

由附录4中查取空气的物性参数值

$$\lambda_m = 0.0272 W/(m \cdot K), \quad \nu_m = 16.53\times10^{-6} m^2/s, \quad \Pr_m = 0.7$$

$$\alpha_V = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{273+35.5} = 3.24\times10^{-3}\mathrm{K}^{-1}$$

选择系数c、n $$\left(\mathrm{GrPr}\right)_\mathrm{m} = \frac{g\alpha_V \Delta t d_0^{\ 3}}{\nu_m^2} \Pr_m$$

$$(\mathrm{GrPr})_{\mathrm{m}} = \frac{g\alpha_V \Delta t d_0^{\ 3}}{\nu_m^2}\mathrm{Pr}_m = \frac{9.8\times 3.24\times 10^{-3}\times (48-32)\times 0.383^3}{\left(16.53\times 10^{-6}\right)^2}\times 0.7$$

$$= 1.14\times 10^8 < 1.5\times 10^8$$

查表6-6得 c=0. 48、n=1/4。

对流传热系数 $h = 0.48(\mathrm{GrPr})_{\mathrm{m}}^{1/4}\dfrac{\lambda_m}{d_0}$

$$= 0.48\times\left(1.14\times 10^8\right)^{1/4}\times\frac{0.027}{0.383} = 3.53\,\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

单位管长的对流散热量

$$\Phi_l = h\pi d_0\left(t_w - t_\infty\right) = 3.53\times\pi\times(48-23) = 106\,\mathrm{W/m}$$

壁面恒热流

恒热流情况下

$$\mathrm{Gr}^{*}=\mathrm{GrNu}=\frac{g\alpha_V\Delta t l^3}{\nu^2}\frac{hl}{\lambda}=\frac{g\alpha_V q l^4}{\lambda\nu^2}$$

这里局部对流传热系数可能更为重要。对于竖直平壁

$$Nu_x=\frac{h_x x}{\lambda_m}=0.60\left(\mathrm{Gr}^{*}\mathrm{Pr}\right)_m^{1/5}\quad 10^5<\mathrm{Gr}^{*}\mathrm{Pr}<10^{11}$$

$$Nu_x=\frac{h_x x}{\lambda_m}=0.17\left(\mathrm{Gr}^{*}\mathrm{Pr}\right)_m^{1/4}\quad 2\times10^{13}<\mathrm{Gr}^{*}\mathrm{Pr}<10^{16}$$

$$t_m=\frac{t_{wx}+t_\infty}{2}$$

受迫对流和自然对流的相对强弱

对流传热的过程往往是受迫对流和自然对流同时存在的。通常可以采用对流传热的相似准则关系的相对大小来判断自然对流的强弱：

$$\frac{Gr}{\mathrm{Re}^2} < 0.1$$ 自然对流可以忽略

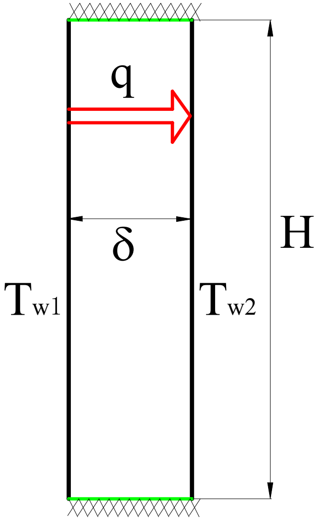
$$\frac{Gr}{\mathrm{Re}^2} > 10$$ 强迫对流可以忽略。

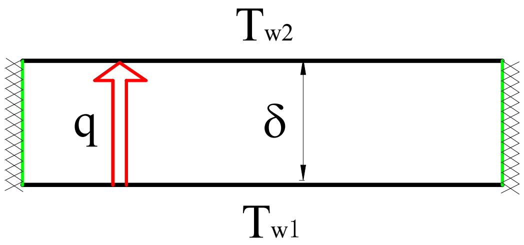
2. 有限空间自然对流换热问题

两种最简单而典型的有限空间自然对流

1）竖夹层(双层窗)

2）水平夹层(太阳能集热器的空气夹层)





有限空间自然对流的经验关联式

有限空间自然对流传热的特征数关联式可以写成

$$\frac{\lambda_e}{\lambda} = c(\mathrm{Gr\,Pr})_m^{\mathrm{n}} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{\mathrm{k}}$$

式中 C, m, n 均由实验得到。对于竖直的空气夹层

$$\frac{\lambda_e}{\lambda} = \begin{cases} 1 & \mathrm{Gr\,Pr} < 2000 \\ 0.197(\mathrm{Gr\,Pr})_m^{1/4}\left(\dfrac{\delta}{H}\right)^{1/9} & 6000 < \mathrm{Gr\,Pr} < 2\times10^5 \\ 0.073(\mathrm{Gr\,Pr})_m^{1/3}\left(\dfrac{\delta}{H}\right)^{1/9} & 2\times10^5 < \mathrm{Gr\,Pr} < 1.1\times10^7 \end{cases}$$

$$\mathrm{Pr} = 0.5 \sim 2, \frac{H}{\delta} = 11 \sim 42, t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

本章总结（选择很重要）

重要

- 流态的判断

（1）确定特征温度

（2）计算雷诺数（自然对流为格拉晓夫数）

- 无因次关联式的选择

（1）根据雷诺数（格拉晓夫数）选择无因次关联式

（2）计算努塞尔数

（3）计算对流传热系数

- 传热量计算