

对流换热的研究

1. 对流换热有没有一些

共性规律 ？

(1) 现有教材的思路

1. 牛顿冷却定律

$$Q = hA(T_l - T_w)$$

2. 建立守恒方程组 (边界层分析)

集中讨论换热系数

h — 流体与固壁边界处

3. 准则关系式

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, \dots)$$

4. 分类研究(无法比较)

内流/外流、层流/湍流、通道形状、有无相变

(2) 缺乏共性规律的原因

- 对流换热系数 h 的定义有任意性
- 缺乏描述对流换热的一些基本量
- 不同类型对流问题的比较没有标准

2. 对流换热的物理机制

2.1 二维边界层能量方程(1)

导热: $-\dot{q} = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$

对流: $\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$

源项

对流换热可以比拟为有内热源的导热问题



二维边界层能量方程(2)

积分:
$$-\int_0^{\delta_T} \rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy = k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w$$

矢量化:
$$-\int_0^{\delta_T} \rho C_p (\vec{U} \cdot \nabla T) dy = k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w$$

源项愈大，意味着传热愈强

无因次化:
$$\text{Re}_x \text{Pr} \int_0^1 (\vec{\bar{U}} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} = \text{Nu}_x$$



2.2 强化传热的途径

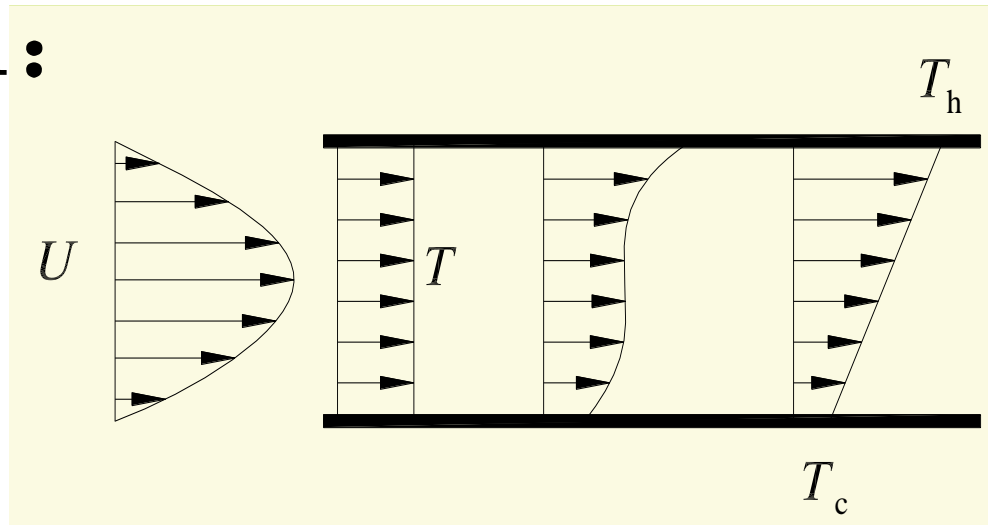
$$: \quad \text{Re}_x \text{Pr} \int_0^1 (\vec{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} = \text{Nu}_x$$

1. $\text{Re} \uparrow$, $\text{Pr} \uparrow$
 2. β (速度与温度梯度的夹角) \downarrow
 3. 速度与温度梯度剖面的饱满度 \uparrow
- $\text{Nu}_x \uparrow$



2.3 两个极端的例子(1)

例 1:

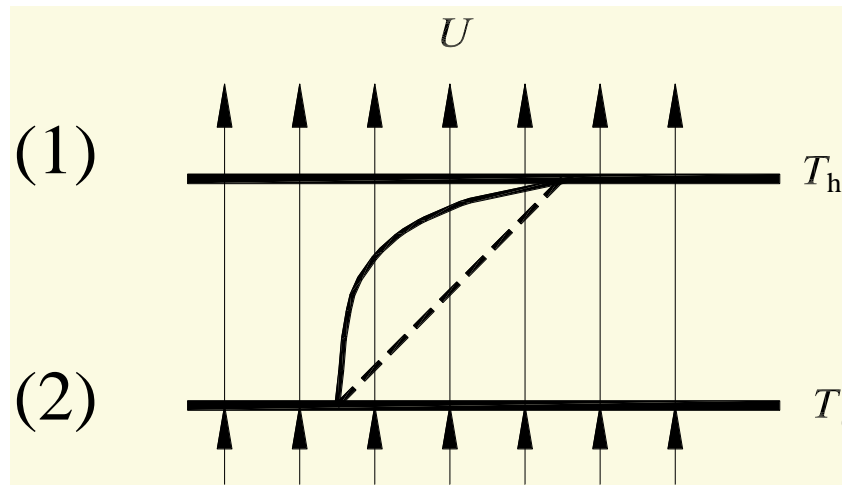


- 流线与等温线平行， $\beta = 90$ ， $\vec{U} \cdot \nabla T = 0$
- 流动对热交换无贡献
- 纯导热， $Nu = 1$



两个极端的例子(2)

例 2:



- 流线与等温线垂直, $\beta = 0^\circ$ 或 180°
- $Nu = Re Pr / [1 - \exp(-Re Pr)]$



$$Nu = Re Pr / [1 - \exp(-Re Pr)]$$

(1) $Re Pr > 3$, $Nu \rightarrow Re Pr$
对流换热还有很大潜力

(2) $-Re Pr > 0$, $Nu < 1$
 $-Re Pr > 3$, $Nu \rightarrow 0$
流动可以减弱热交换，比纯导热还差



2.4 对流换热的物理机制

- (1) 对流换热，不是传热的基本模式。它本质上是有流体运动条件下的导热。
- (2) 取决于速度与热流矢量的**夹角**，对流源项可正可负，
- (3) 流体流动既可强化换热，又可起保温作用。



3. 对流换热中的场协同原则 (理论)

3.1 场 分 析

$$Re_x Pr \int_0^1 \left(\vec{\bar{U}} \cdot \nabla \bar{T} \right) d\bar{y} = Nu_x$$

$$\vec{U} \cdot \nabla T = |\vec{U}| |\nabla T| \cos \beta$$

两个矢量场: \vec{U} , \vec{q}

三个标量场: $|\vec{U}|$, $|\vec{q}|$, $\cos \beta$



场协同的概念

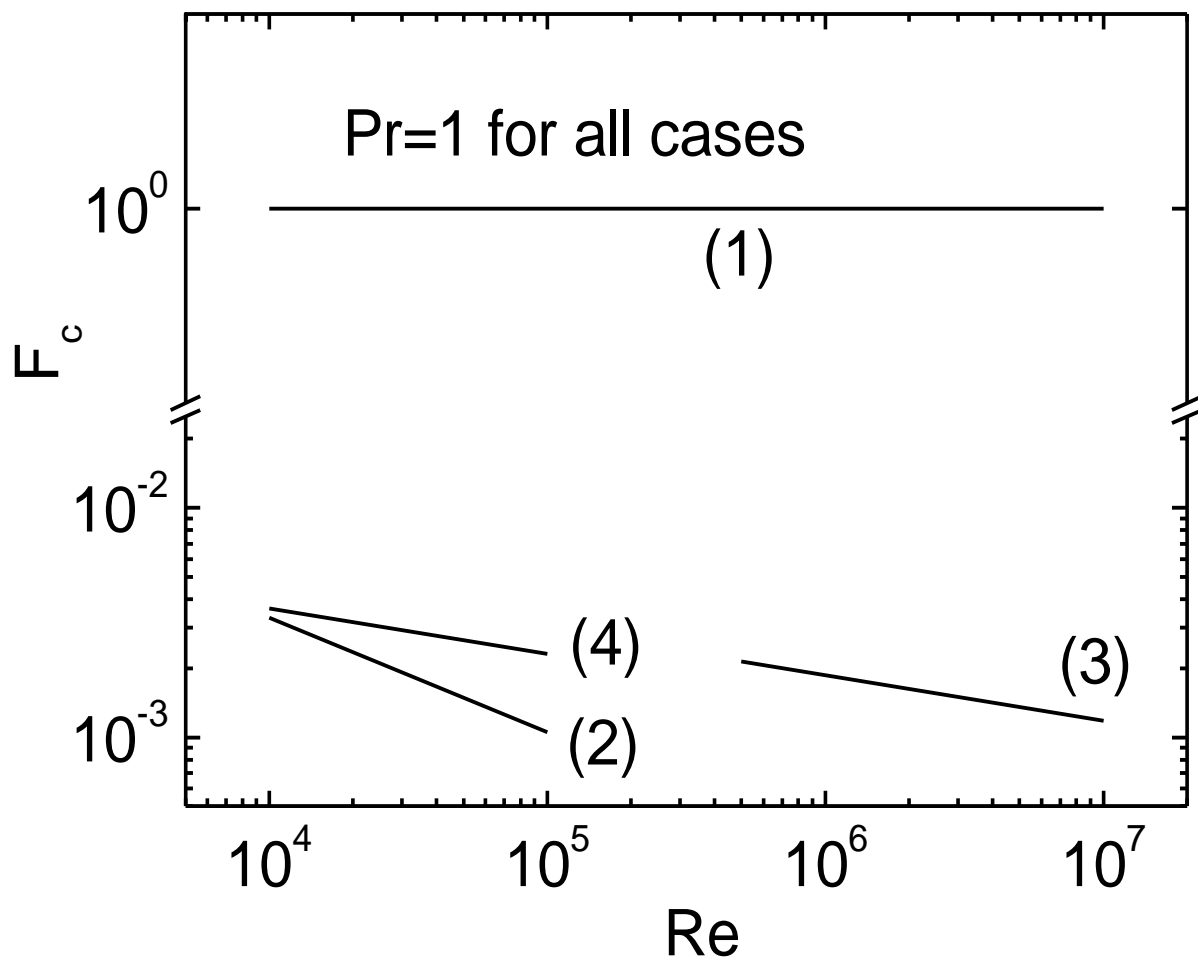
- \vec{U} 与 ∇T 的夹角尽可能小
- $|U|$, $|\nabla T|$ 尽可能均匀
- $|U|$, $|\nabla T|$, $\cos \beta$ 大值的搭配

3.2 场协同程度的定量分析

定义了对流换热的场协同数

$$Fc = \frac{Nu}{RePr} \quad , \quad Fc=1, \text{ 完全协同}$$

它代表了流场与热流场协同的程度，从而可定量分析比较各种对流换热性能的优劣。



(1) 完全协同

$$Fc=1;$$

(2) 外掠平板层流

$$Fc=0.332Re^{-0.5};$$

(3) 外掠平板紊流

$$Fc=0.0296Re^{-0.2};$$

(4) 园管内紊流

$$Fc=0.023Re^{-0.2}.$$

场协同数： (1) 给出了对流换热的上限， $Nu=RePr$ ，
 (2) 表明现有对流换热模式还有很多改进余地
 ($Fc \ll 1$)。

3.3 场协同原则的表述

对流换热的强度,不仅取决于温差和流动速度,而且还取决于流场与温度梯度(热流)场的**协同**,它们的协同**愈好**(夹角 $\beta(x, y, z)$ 愈小),则换热强度**愈高**。

3.4 与现有理论不同之处

现有传热强化理论	场协同理论
研究不同对流换热形式对换热强度的影响	流场和速度场的 协同 对换热强度的影响
不同强化技术有不同的理论： 扩展表面，减薄边界层，加大紊动度	场协同理论可以 统一 现有单相传热强化理论，并可以发展系列的新传热强化技术
传热强化同时，阻力增加更明显， 泵功率大，不利于工程应用	传热强化同时，泵功率增加少， 节能效果明显。

3.5 场协同理论适用性的推广

从边界层（抛物型）流动 → 回流（椭圆型）流动

从层流流动 → 紊流流动

从稳态流动 → 一维瞬态流动

从无外场流动 → 磁场作用下的热对流

从单股流 → 两股（多股流）换热器

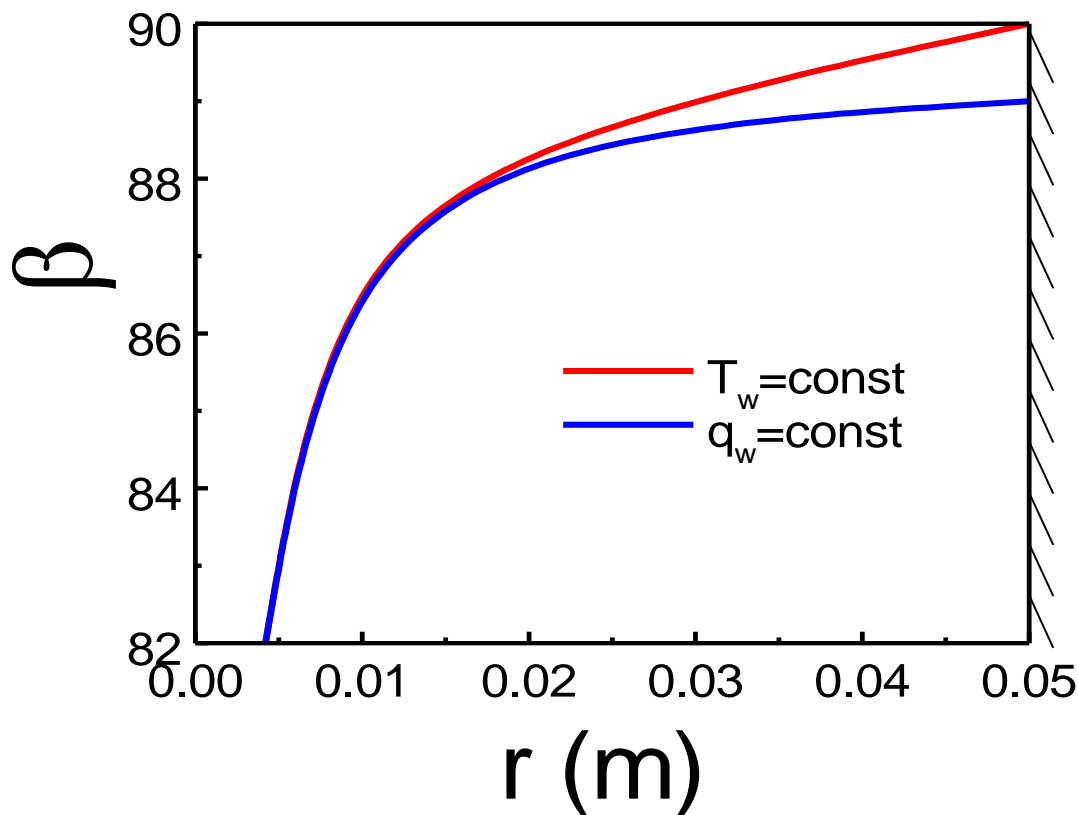
3.6 应 用

- ◆ 从**场的角度**认识已知传热现象
- ◆ 可望发展对流换热控制**多种新方法**

(1) 从新的角度认识已知传热现象

- 等热流边界园管流 $Nu = 4.36$, β_1
等壁温边界园管流 $Nu = 3.66$, β_2 $\beta_1 < \beta_2$
- 射流冲击，滞止点，换热强度高， $\beta \approx 0$
- 壁面抽吸，换热强度提高， β 减小

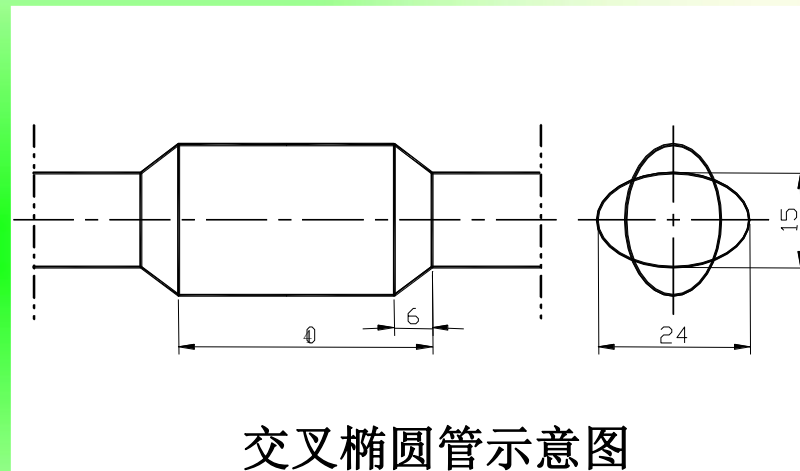
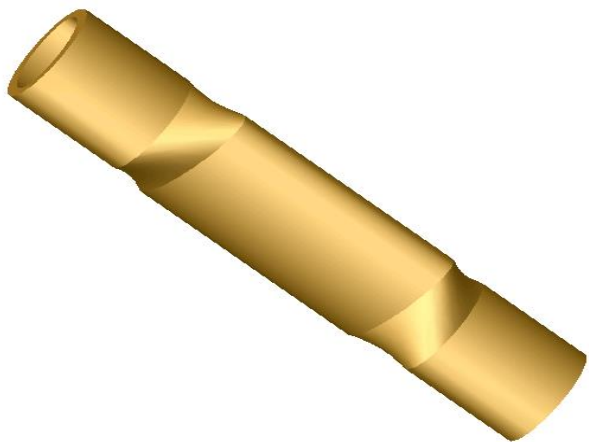
夹角的比较与分析



- 正是由于 β 的减少使 $Nu_q > Nu_T$
- $\beta \sim 90^\circ$ 表明换热强化还有很大潜力

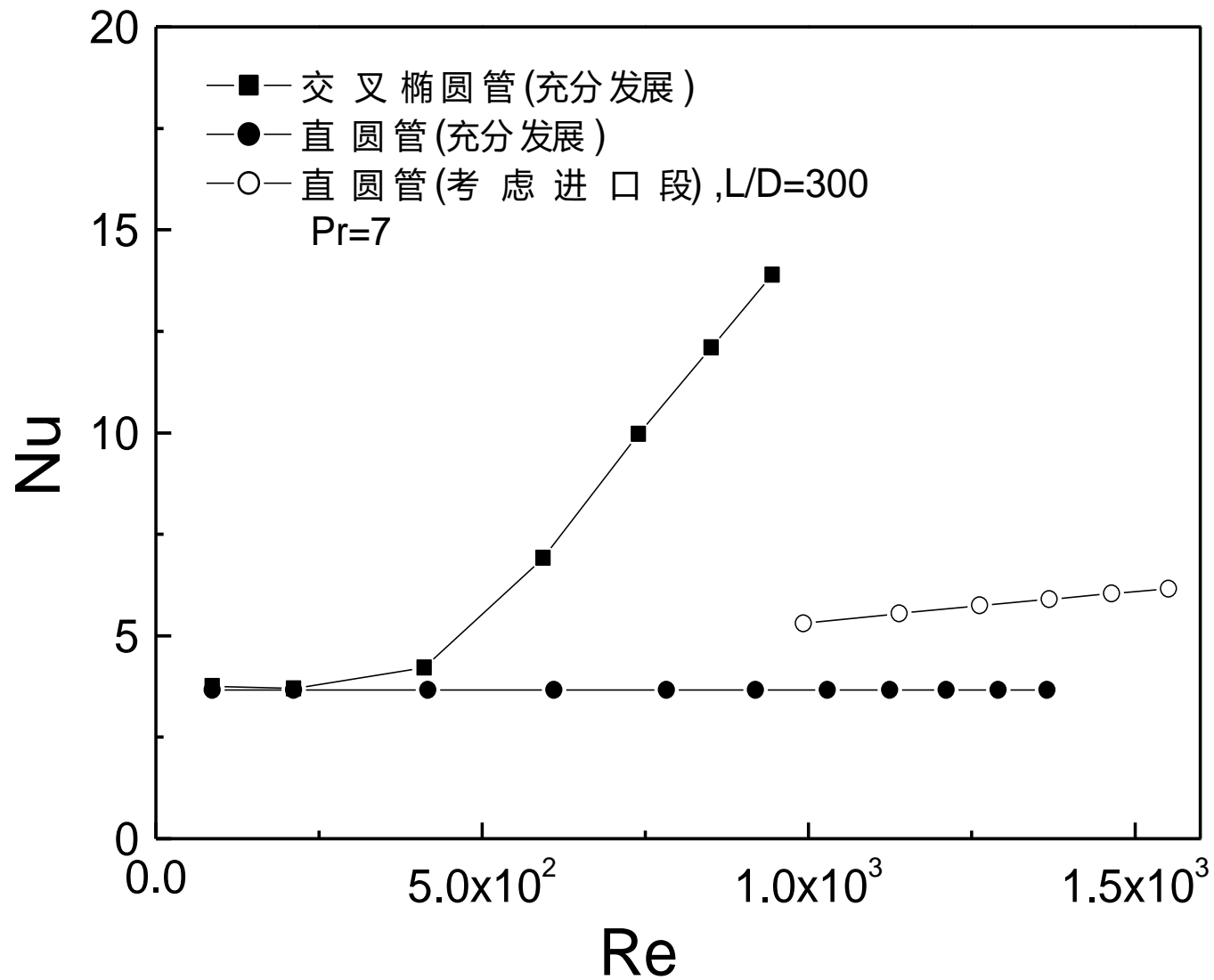


(2) 发展对流换热控制新方法

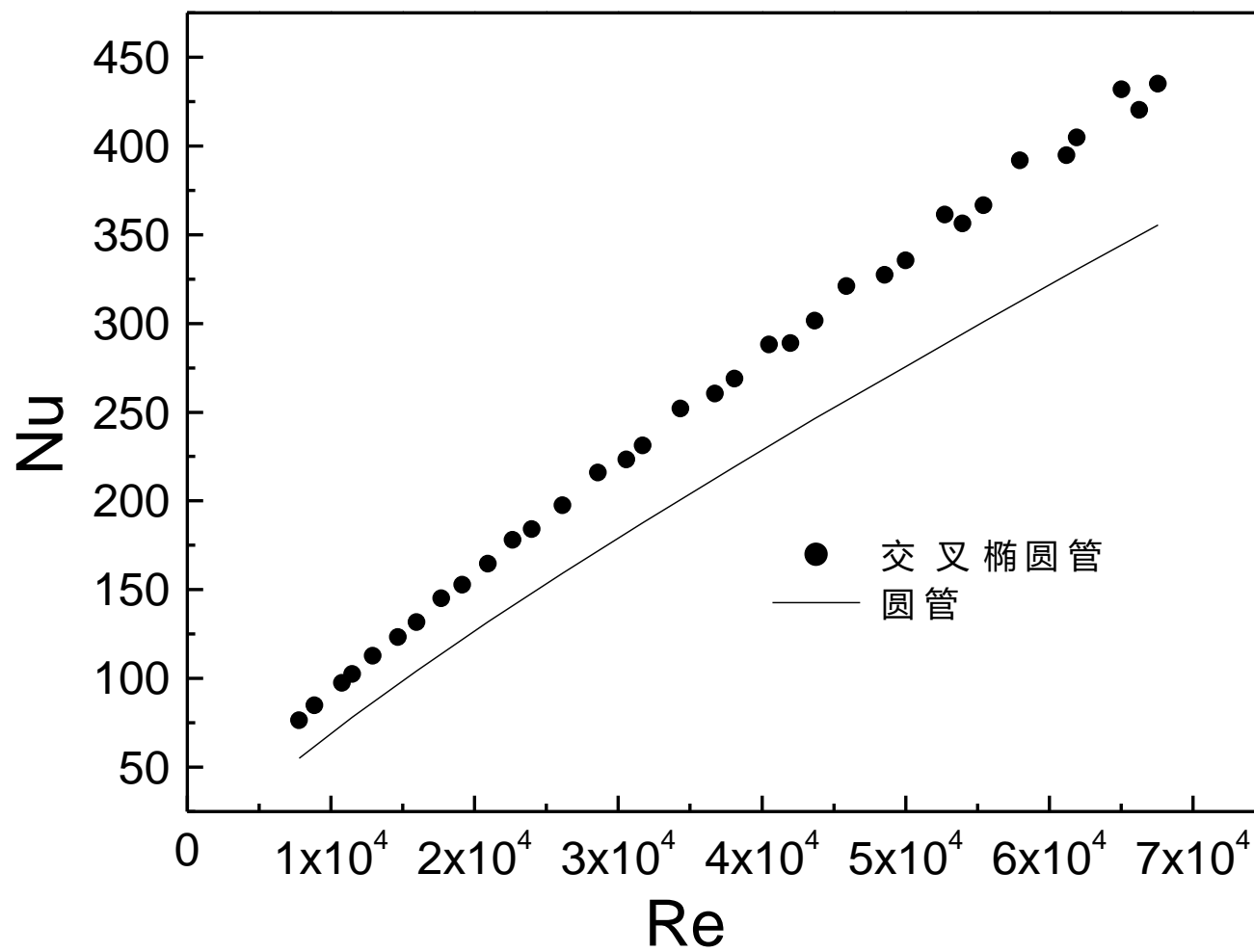


交叉椭圆管

• 层 流



• 湍 流



谢谢!

