

制冷空调换热器传热强化研究的一些进展



何雅玲 陶文铨

报告人：陶文铨

西安交通大学能源与动力工程学院
热流科学与工程教育部重点实验室



2017年5月18日北京

内 容

1. 前言

2. 传热强化技术的研究进展

3. 不同强化技术的性能比较

4. 换热器系统性能优化研究

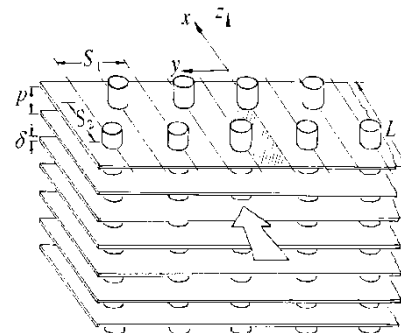
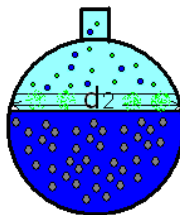
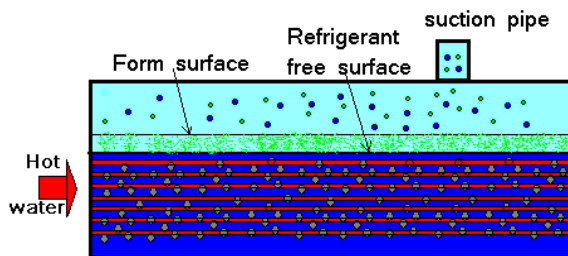
5. 小结与展望

1. 前言

制冷设备中的主要工作过程之一是对流传热，流体的传热特性对设备的效率有重要影响；

制冷设备中的传热介质：制冷剂、水及空气；针对不同的场合，均可能成为传热过程的主要热阻环节；

对于由多个换热器组成的系统而言，还需考虑各个换热器之间的匹配与优化对整个系统效率的影响。



内 容

1. 前言

2. 传热强化技术的研究进展

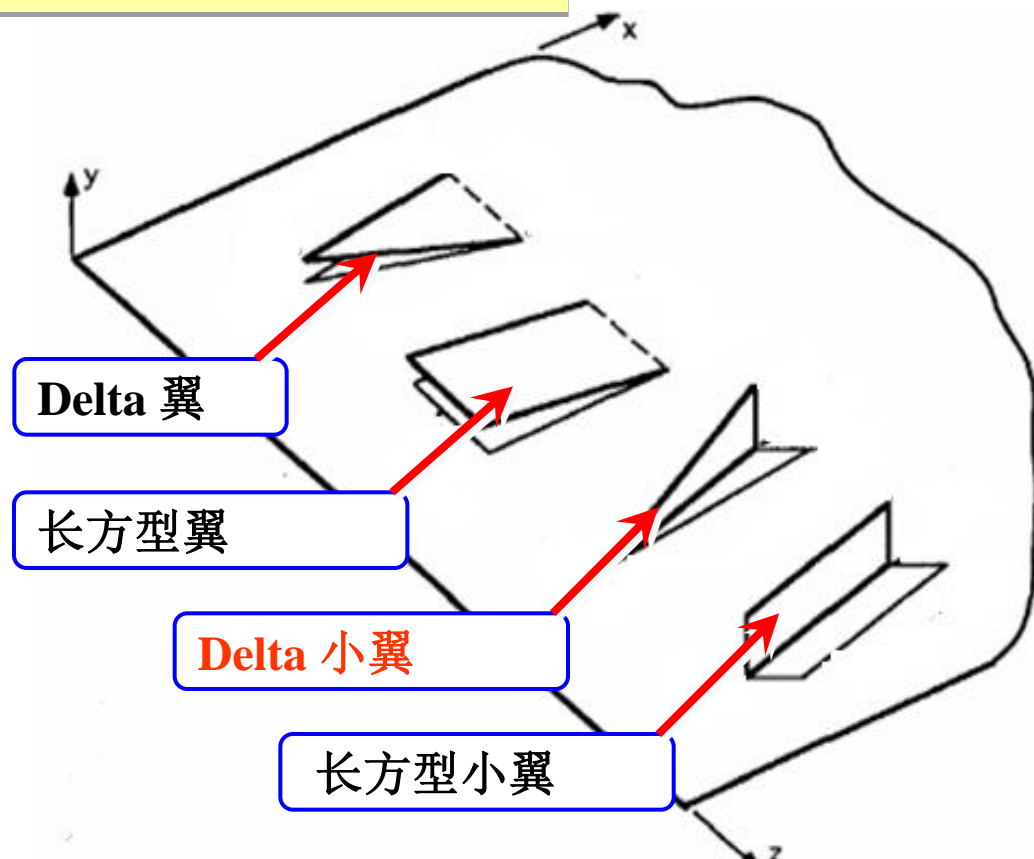
3. 不同强化技术的性能比较

4. 换热器系统性能优化研究

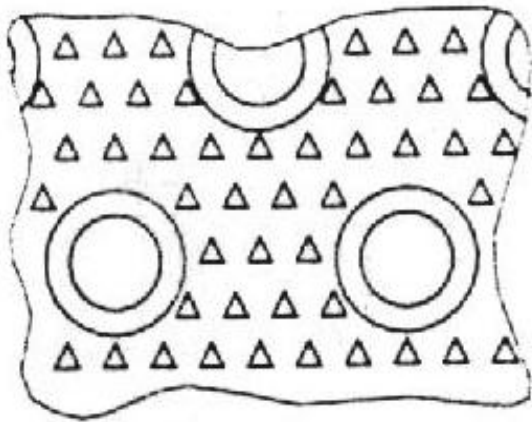
5. 小结与展望

2.1 适合于强化气体传热的纵向涡发生器

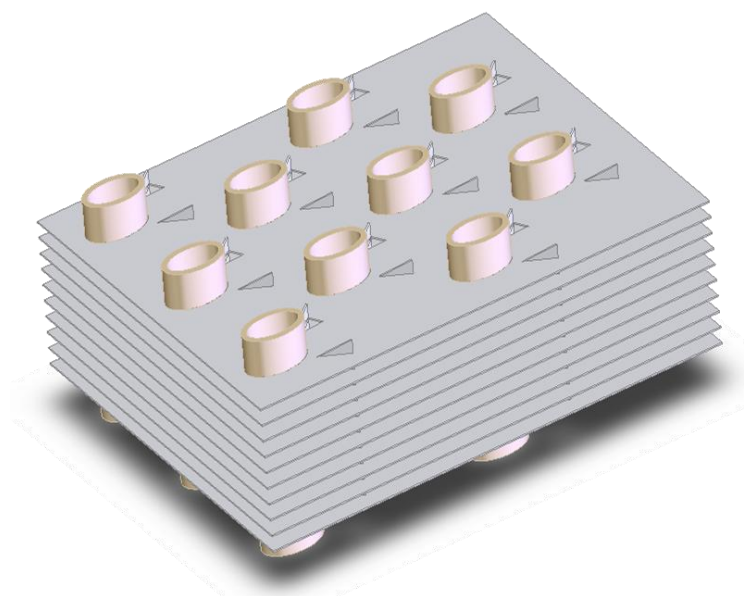
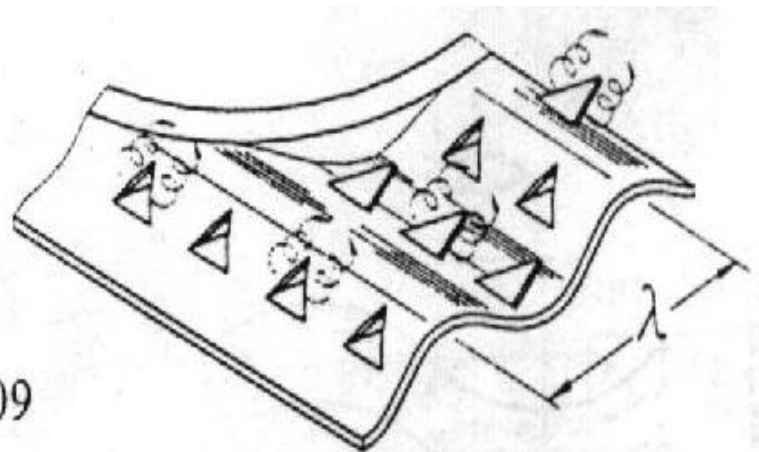
布置涡发生器的翅片表面



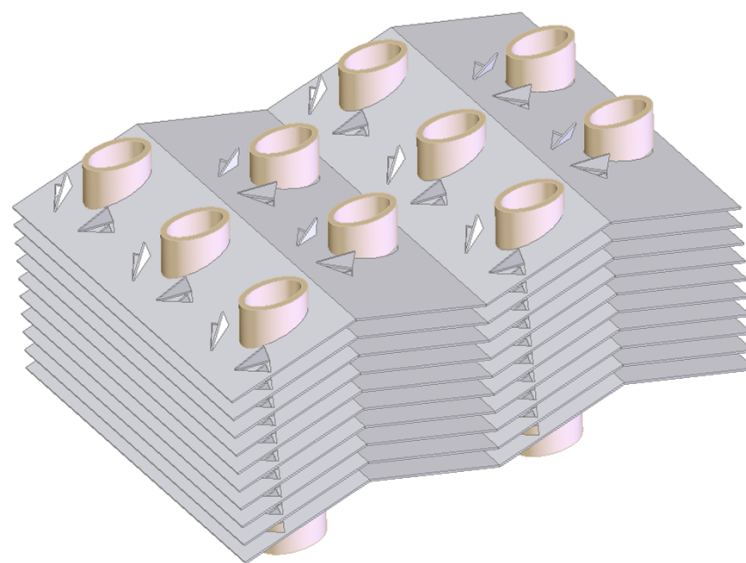
纵向涡发生器的种类



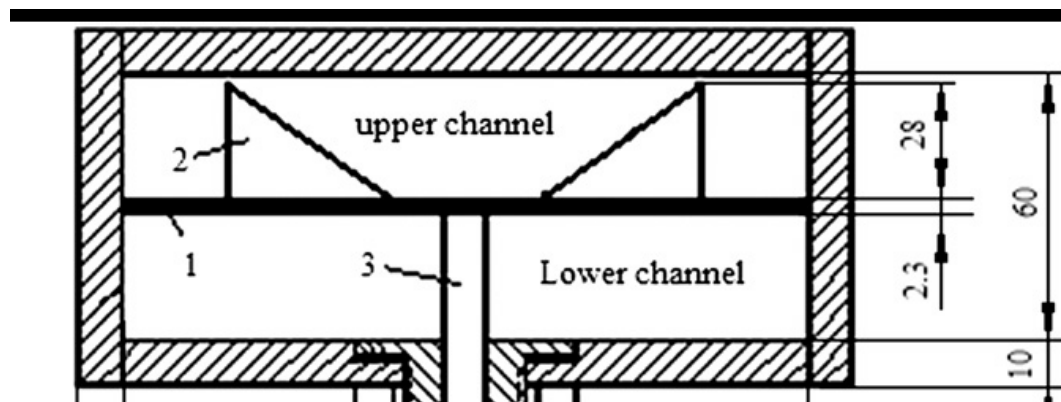
09



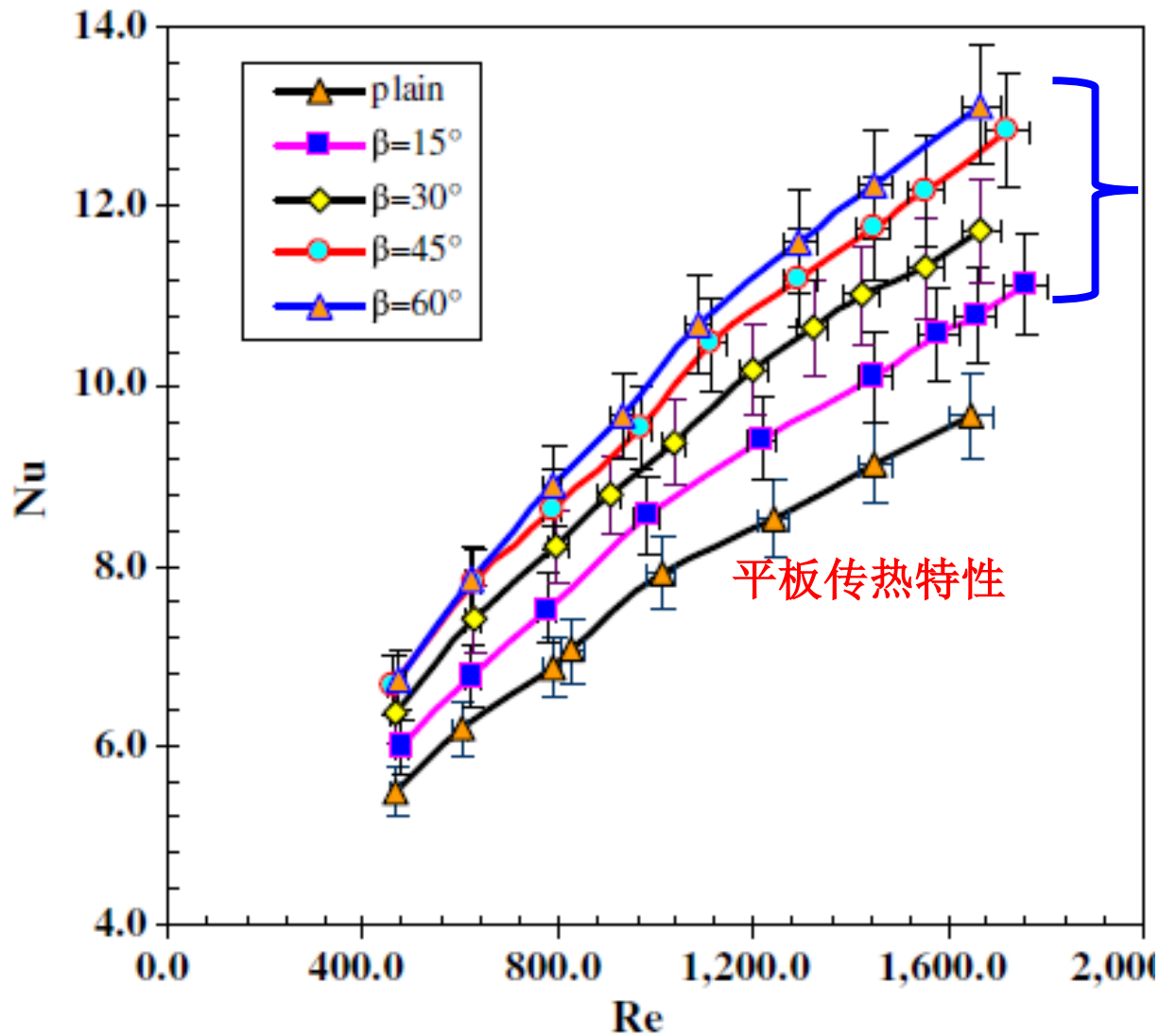
平直翅片上开纵向涡发生器



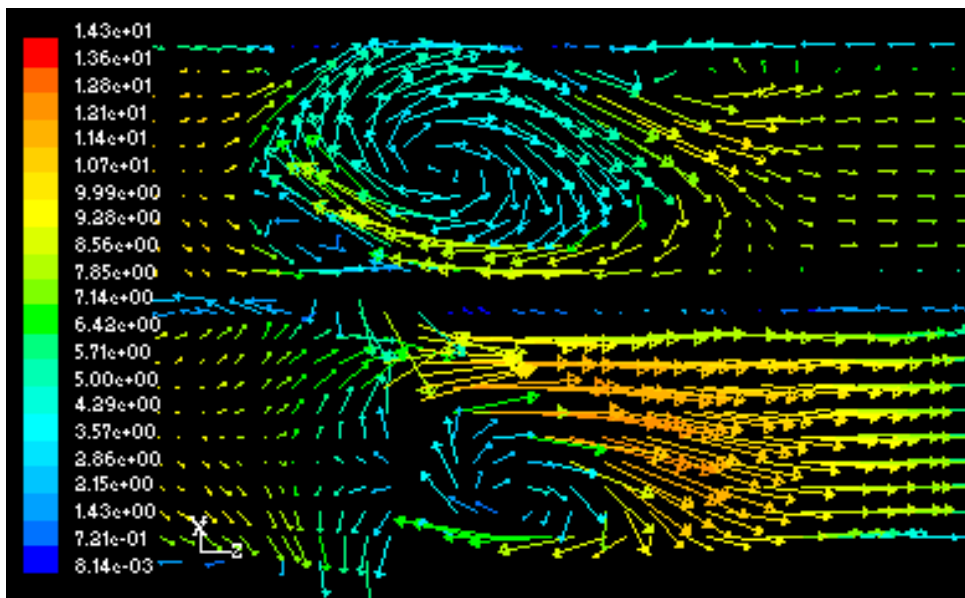
波纹翅片上开纵向涡发生器



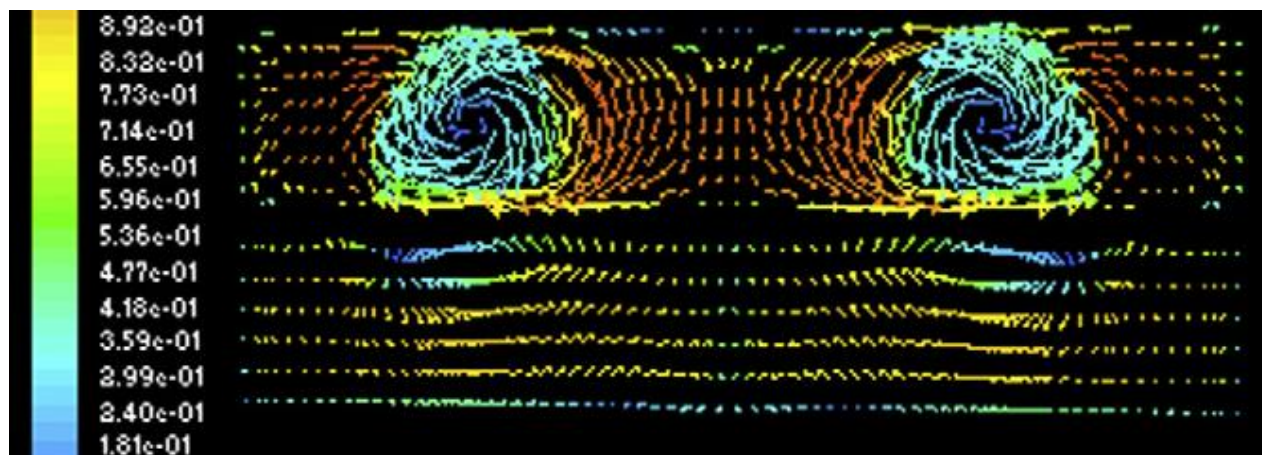
在试验段内放置的情况



J.M. Wu , W.Q. Tao. Applied Thermal Engineering 37 (2012) 67-72

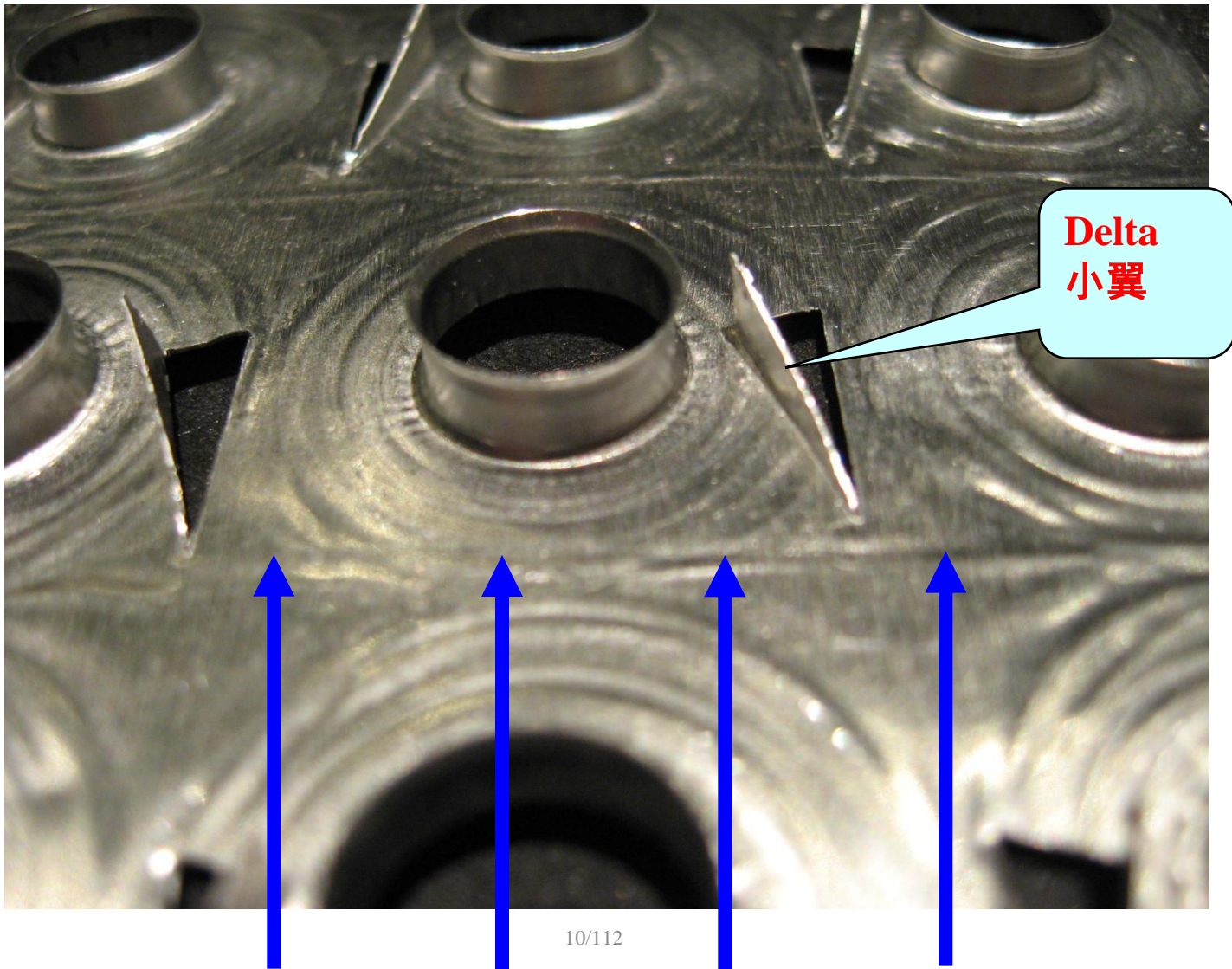


数值模拟得
出的纵向涡

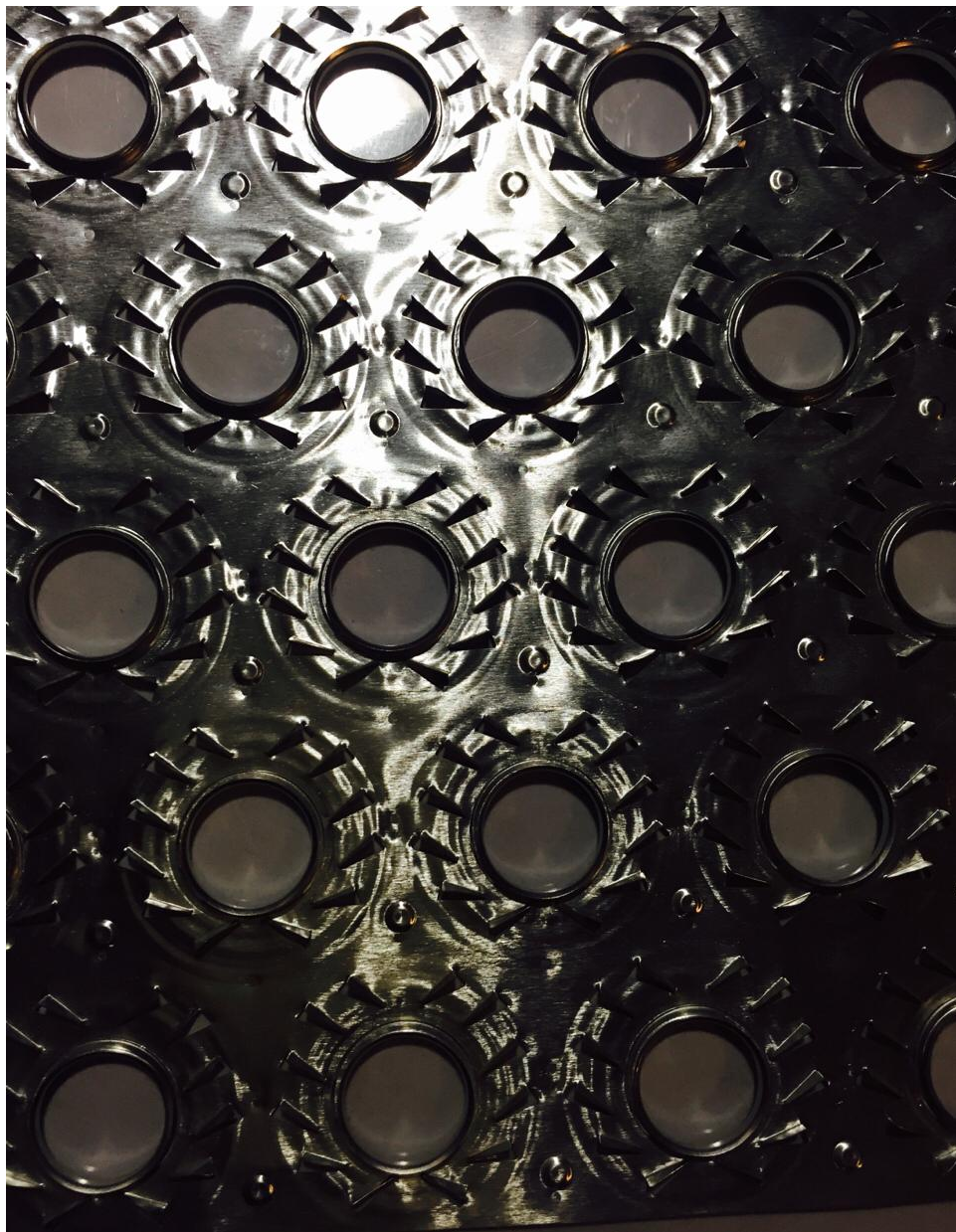


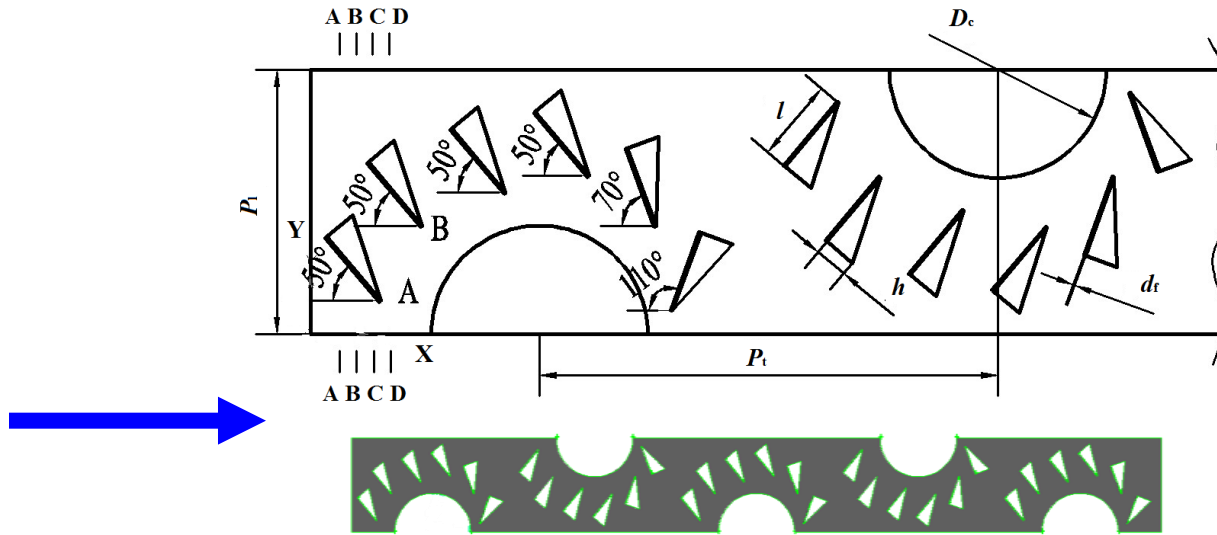
设置于圆管附近的纵向涡发生器能显著减小圆管后的回流区，既减小压降，又强化了传热。

UIUC Jakobi 教授采用纵向涡发生器的空调换热器

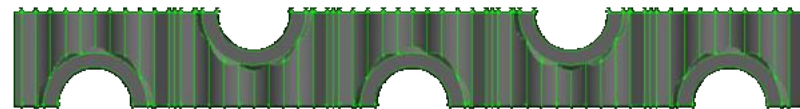


我们设计的采用环状布置的涡发生器换热面器





环状涡发生器(5排管)



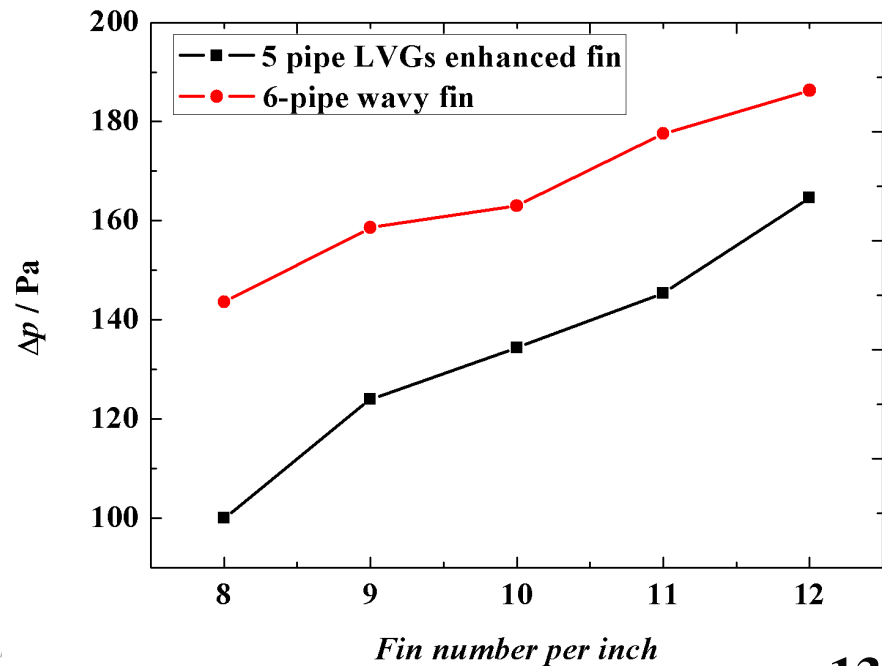
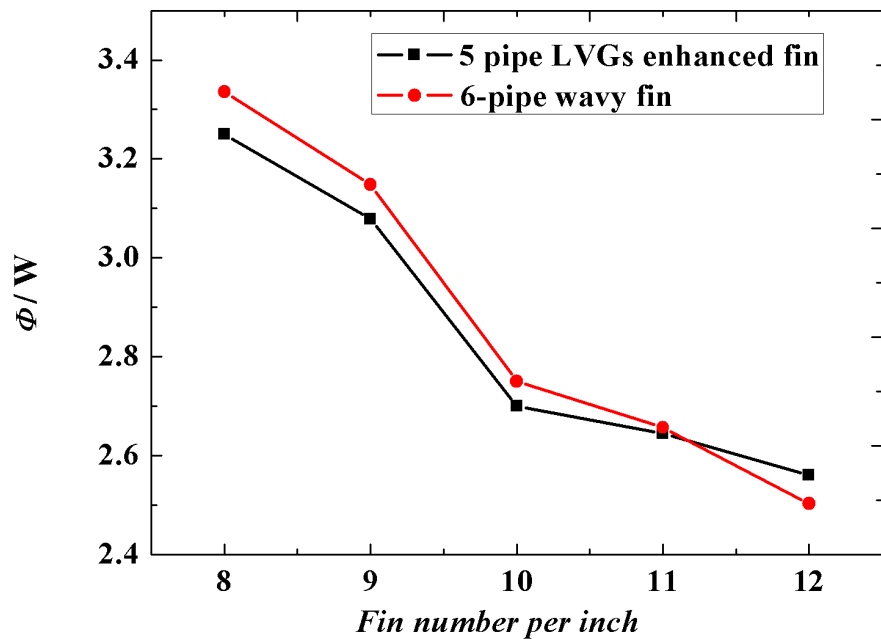
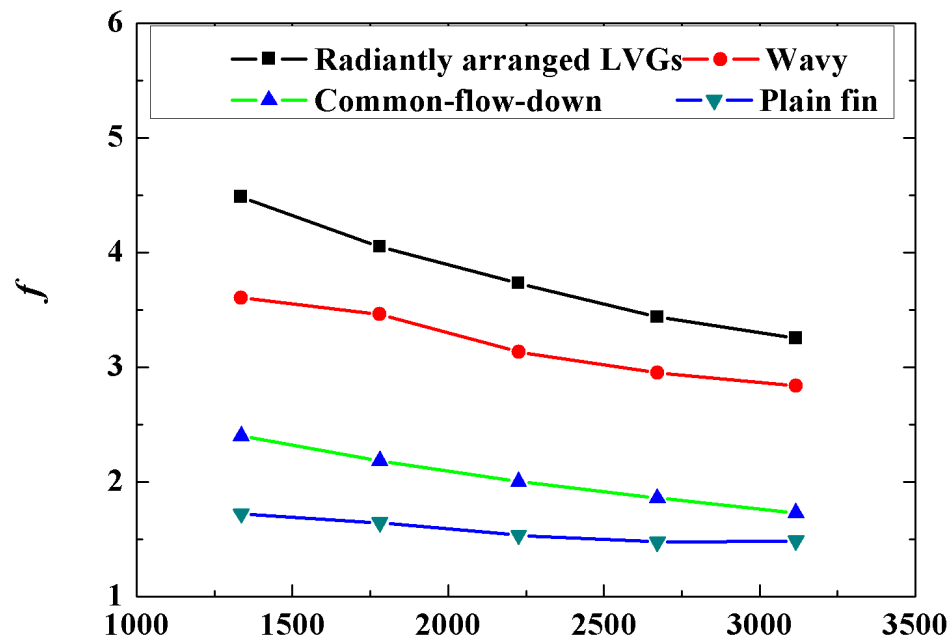
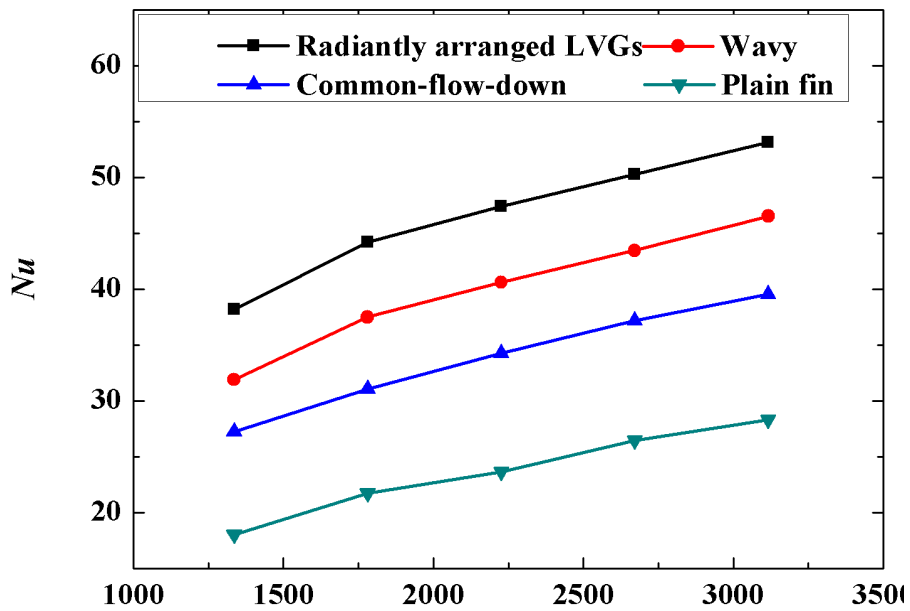
波纹翅片 (6排管)



一般纵向涡发生器 (6排管)



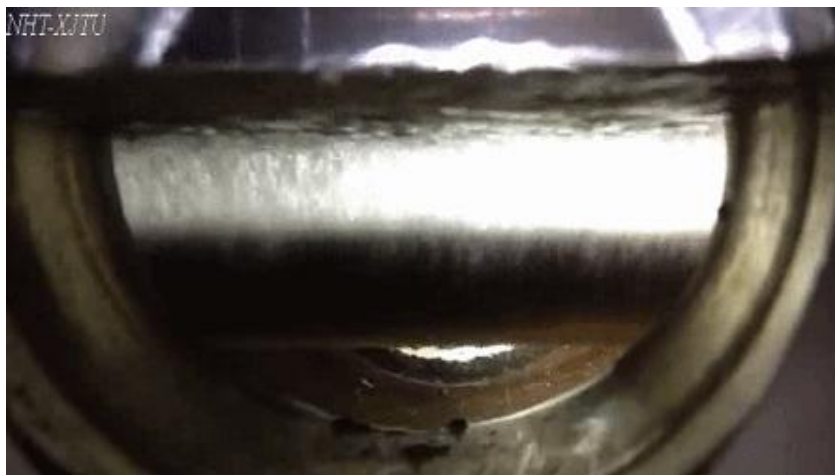
平直翅片 (6排管)



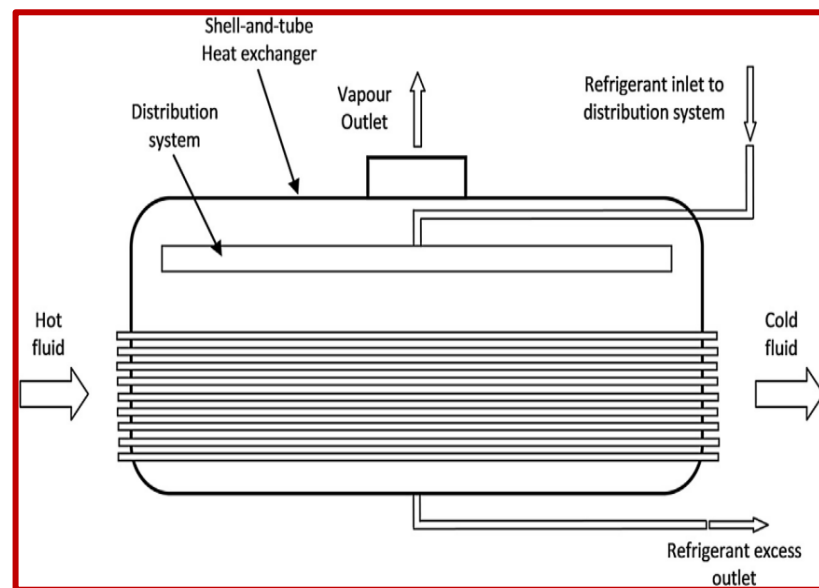
2.2 强化沸腾传热的降膜蒸发

2.2.1 基本情况介绍

蒸发器是中央空调和热泵系统的重要组成部分。目前大多数蒸发器采用满液式蒸发形式：制冷剂充灌量大；液体静压影响大；回油性能差；蒸气带液现象严重。

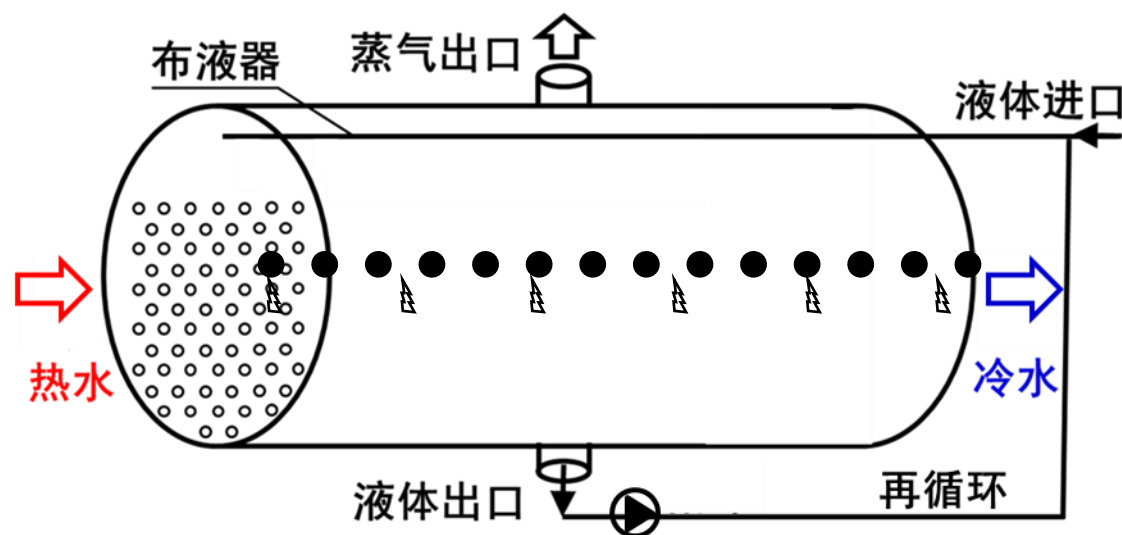


降膜蒸发可克服这些缺。

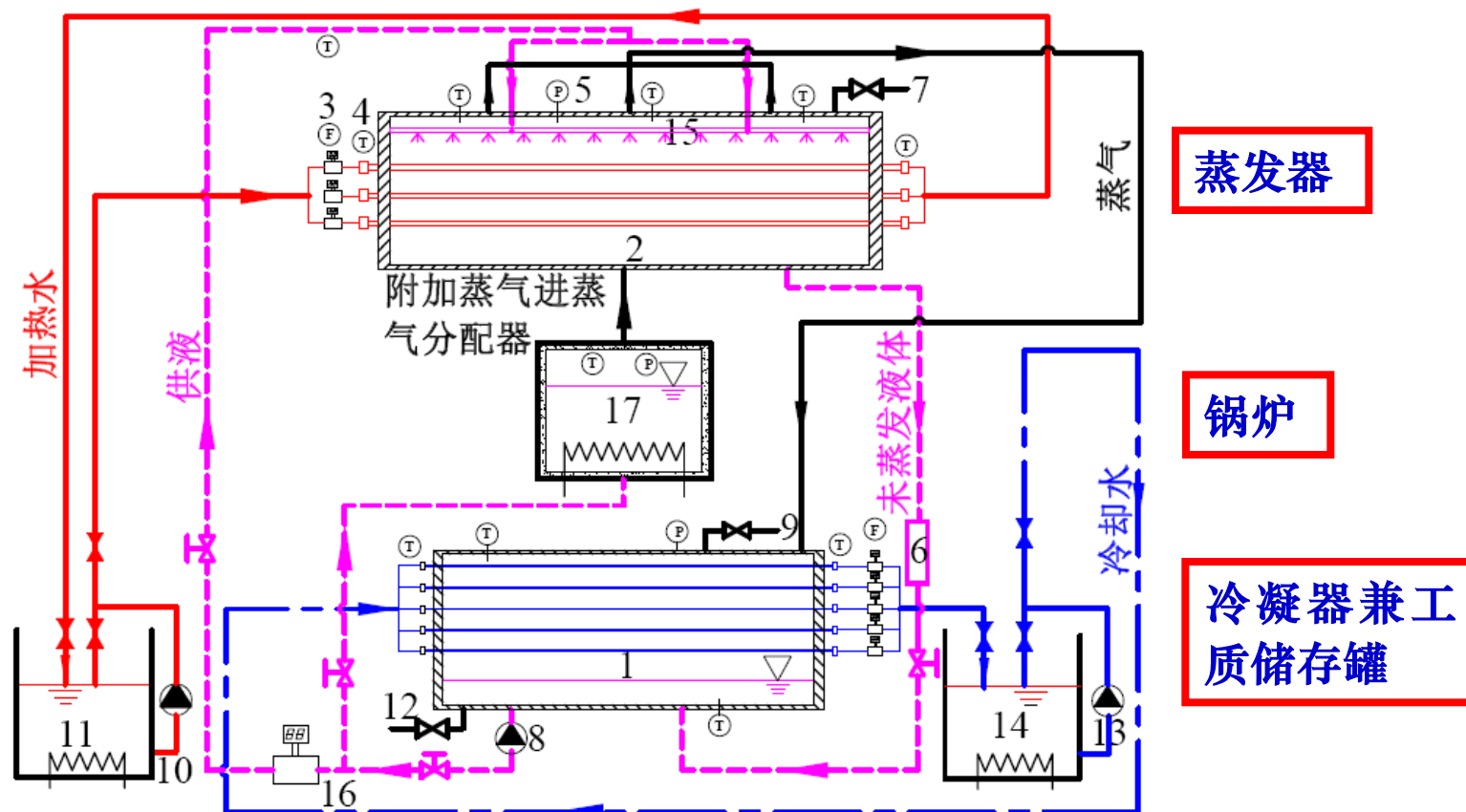


降膜蒸发：制冷剂经布液器分配到换热管表面，然后在重力作用下沿换热管壁面流下并吸热蒸发的过程。

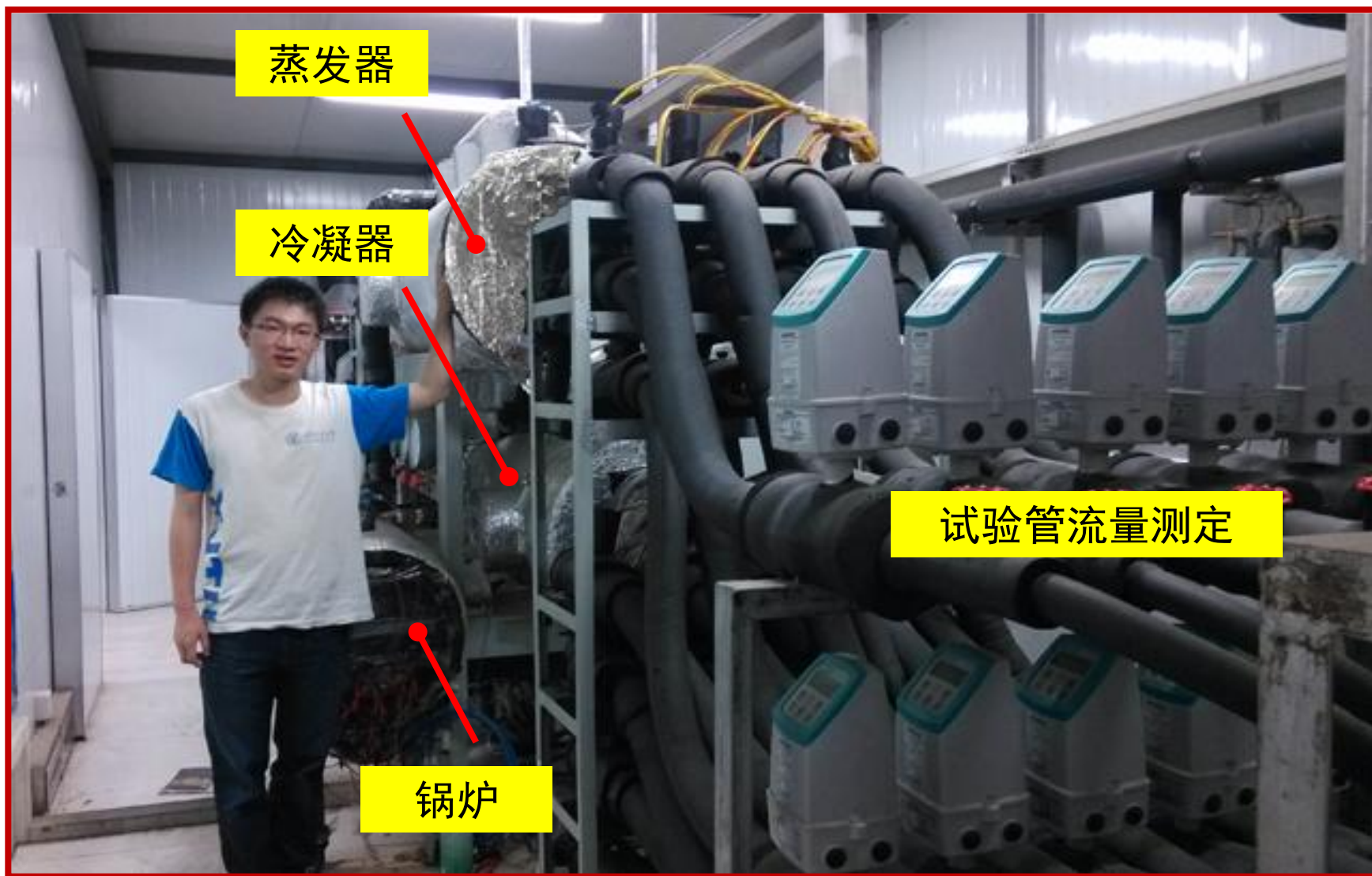
优点：制冷剂充灌量小；传热系数大；无静压影响；回油性能好；低温差情况下传热性能优良。



2.2.2 实验系统



(1) 冷凝器兼工质储存罐; (2) 降膜蒸发器; (3) 电磁流量计; (4) 温度计; (5) 压力表; (6) 液体量筒; (7) 排气阀; (8) 屏蔽泵; (9) 工质充注口; (10) 加热水泵; (11) 加热水箱; (12) 工质回收阀; (13) 冷却水泵; (14) 冷却水箱; (15) 液体分配器; (16) 质量流量计; (17) 锅炉



降膜蒸发实验台局部图

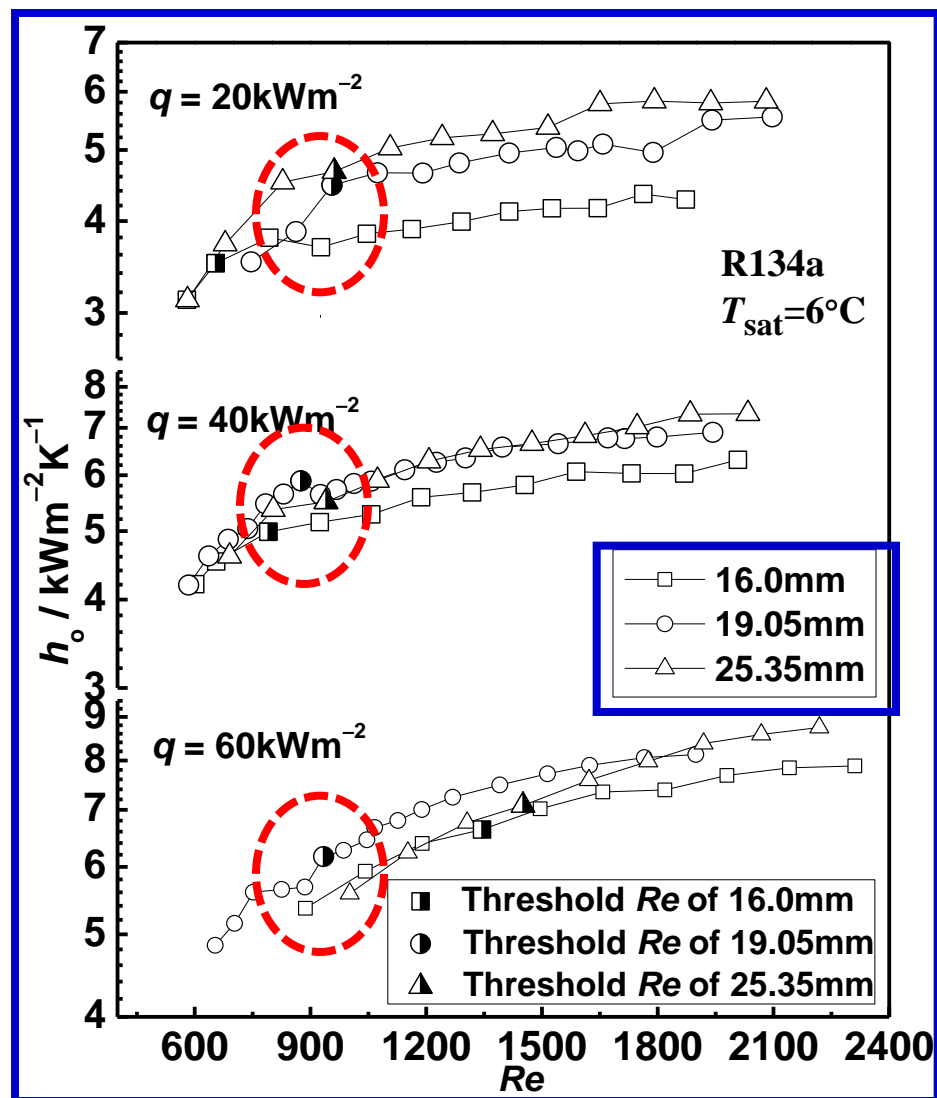
2.2.3 单管的初步实验研究结果

(1) 不同的管径

16.0, 19.05, 25.35 mm
饱和温度6.0 °C

h_o 随着 Re 的减小先缓慢减小，当减小到一定程度时，开始明显降低。

$$Re = \frac{4\Gamma}{\eta}$$

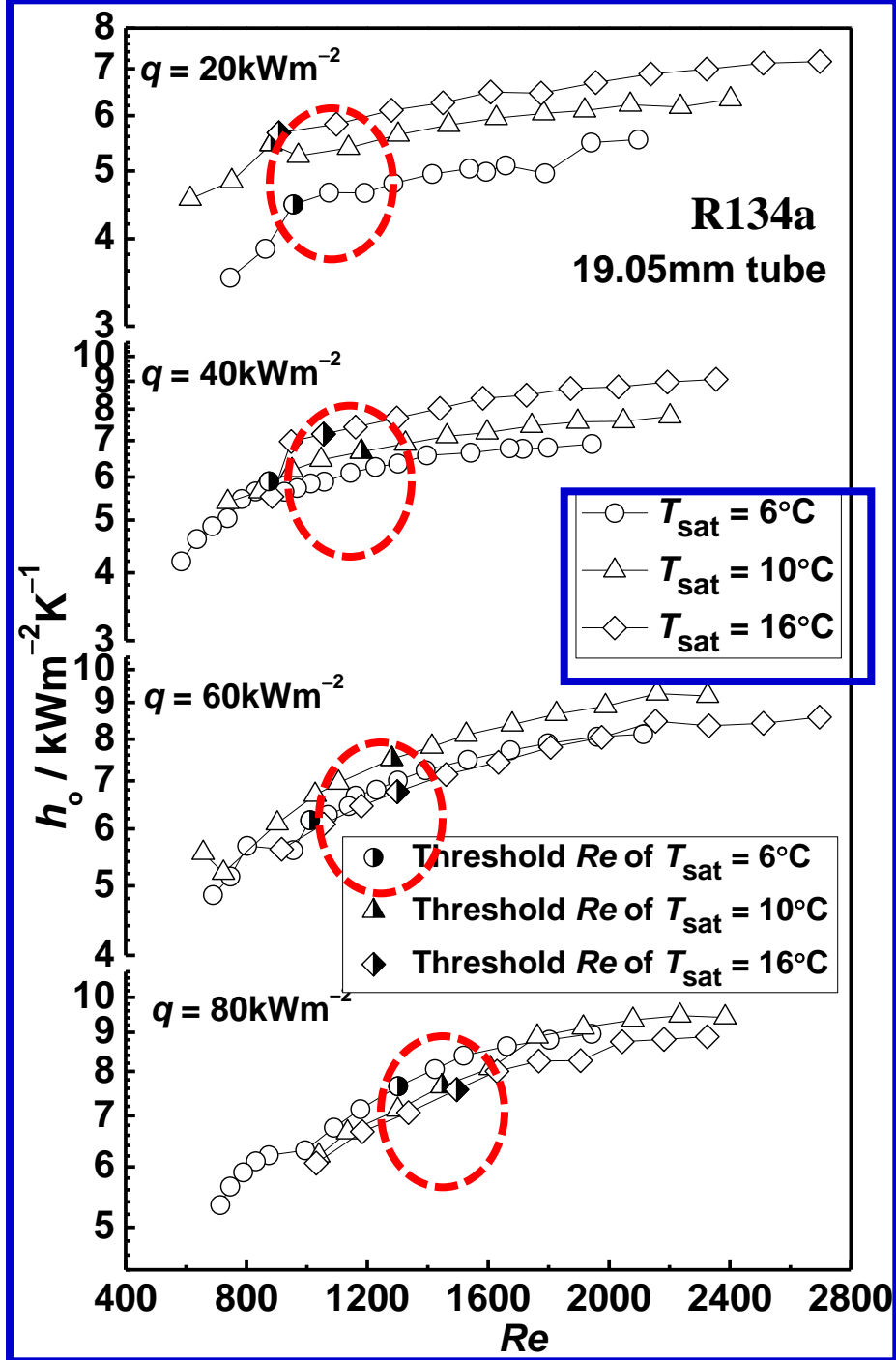


(2) 不同的饱和温度

6.0, 10.0, 16.0 °C

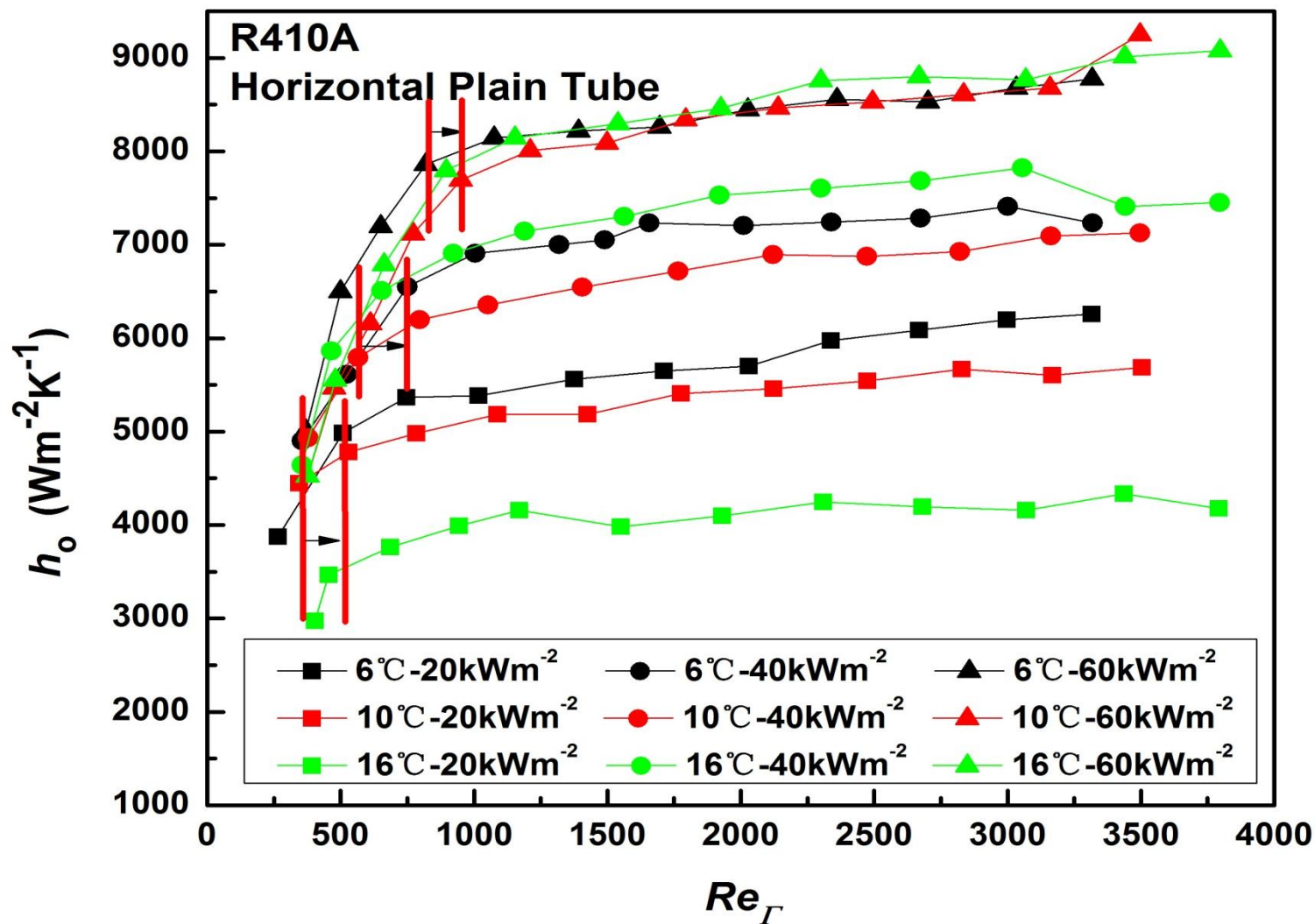
19.05 mm

随着液膜流量减小，传热系数的变化经历两个明显状态。因此，为了提高关联式的精度在建立传热系数关联式时应应对两个状态分别考虑，及完全润湿状态和部分蒸干状态。

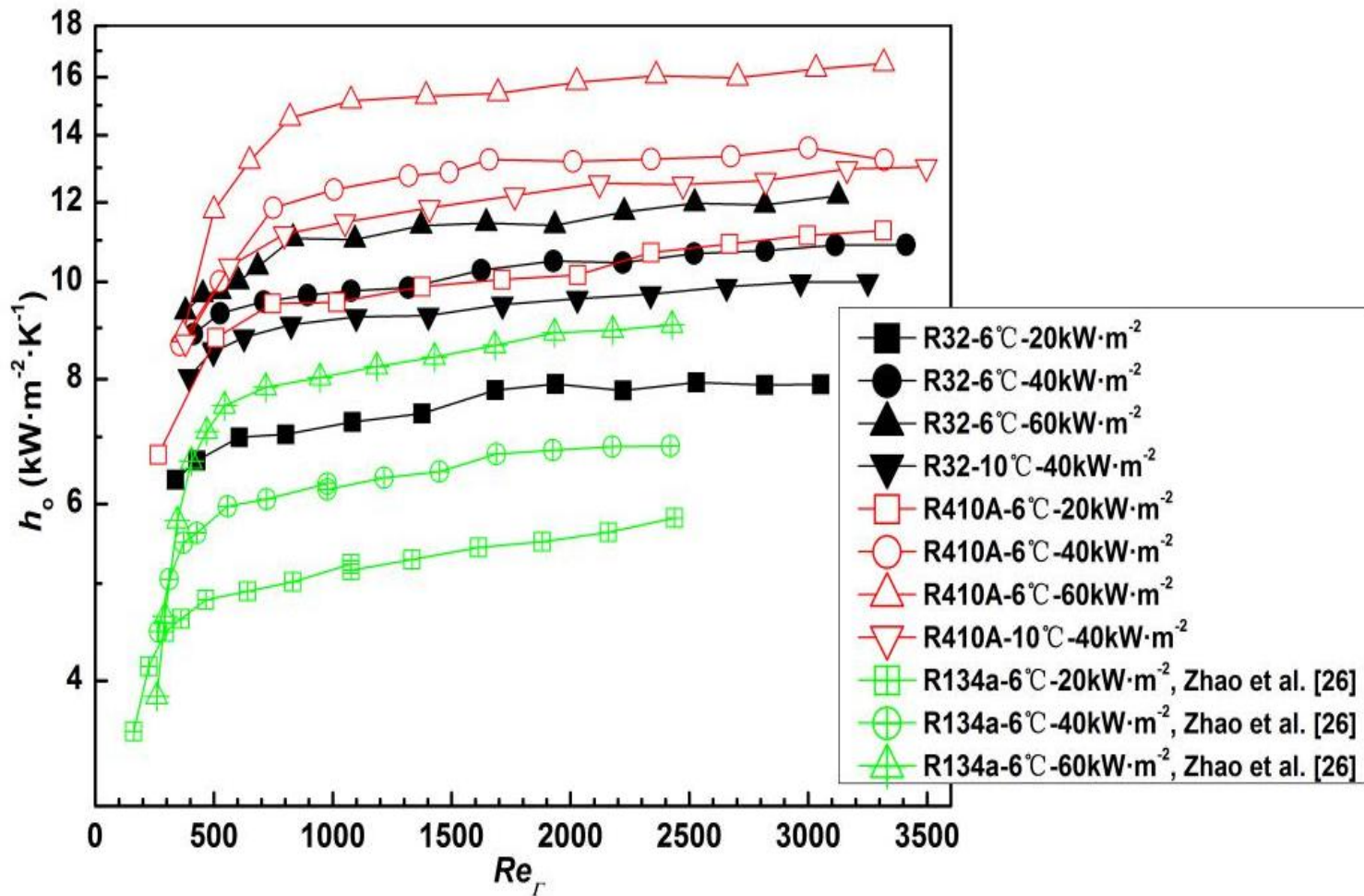


(3) 不同的工质

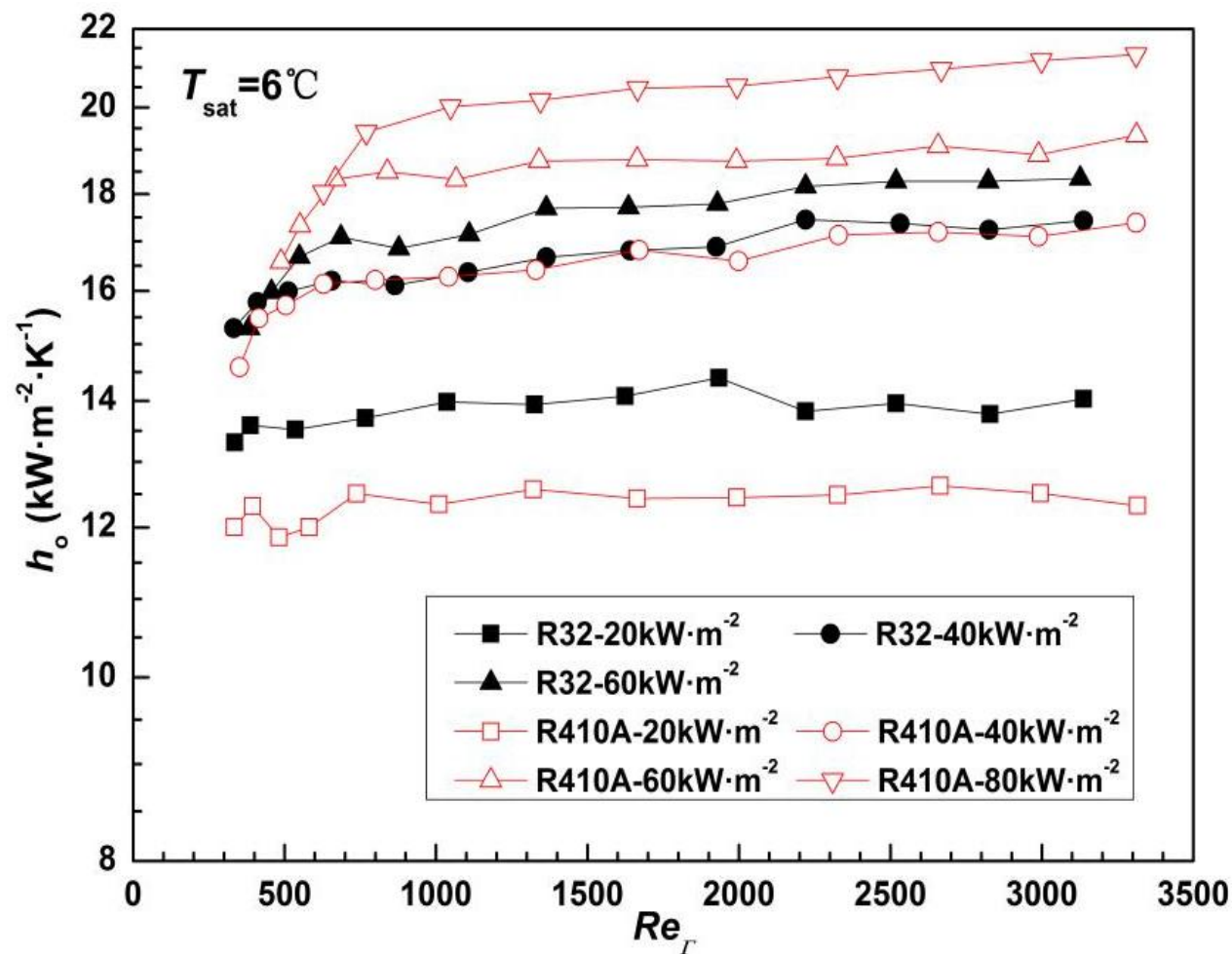
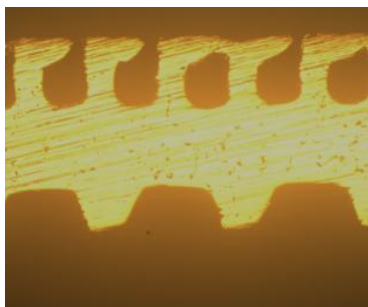
R410A

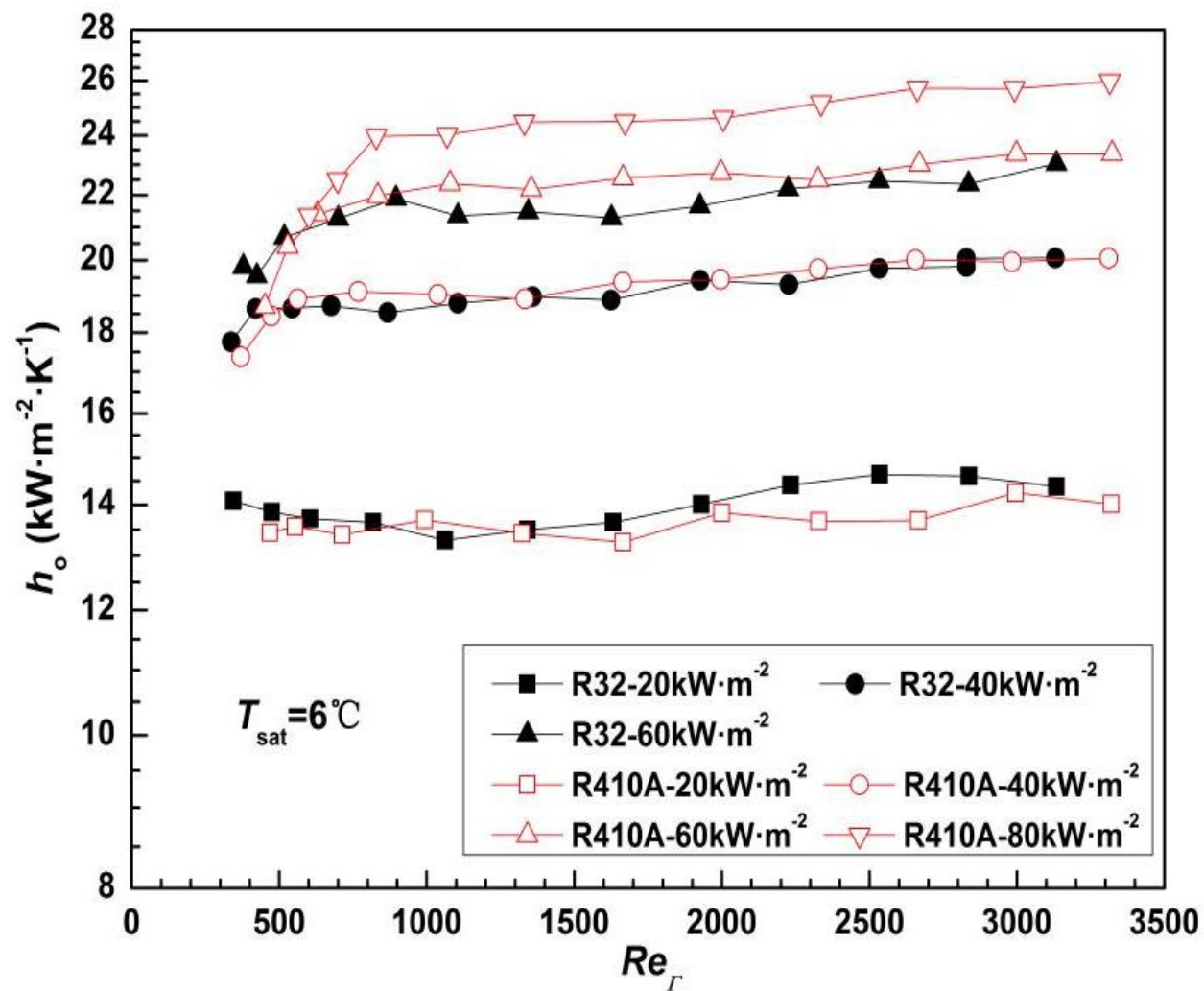
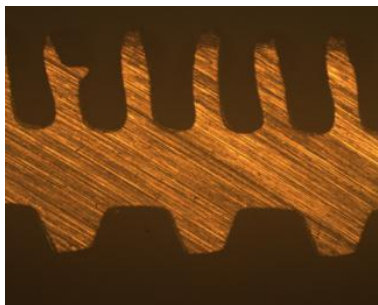


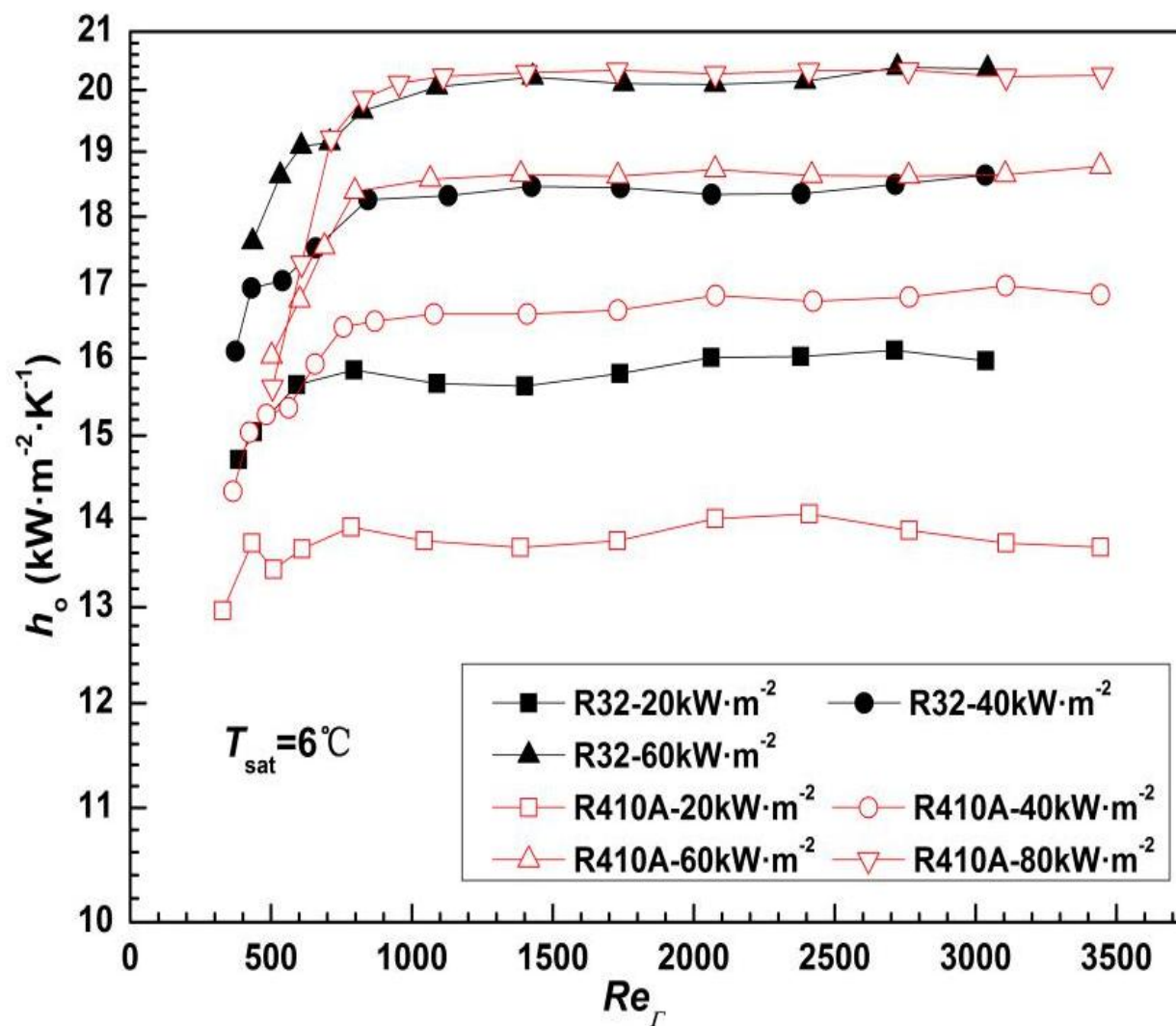
R32

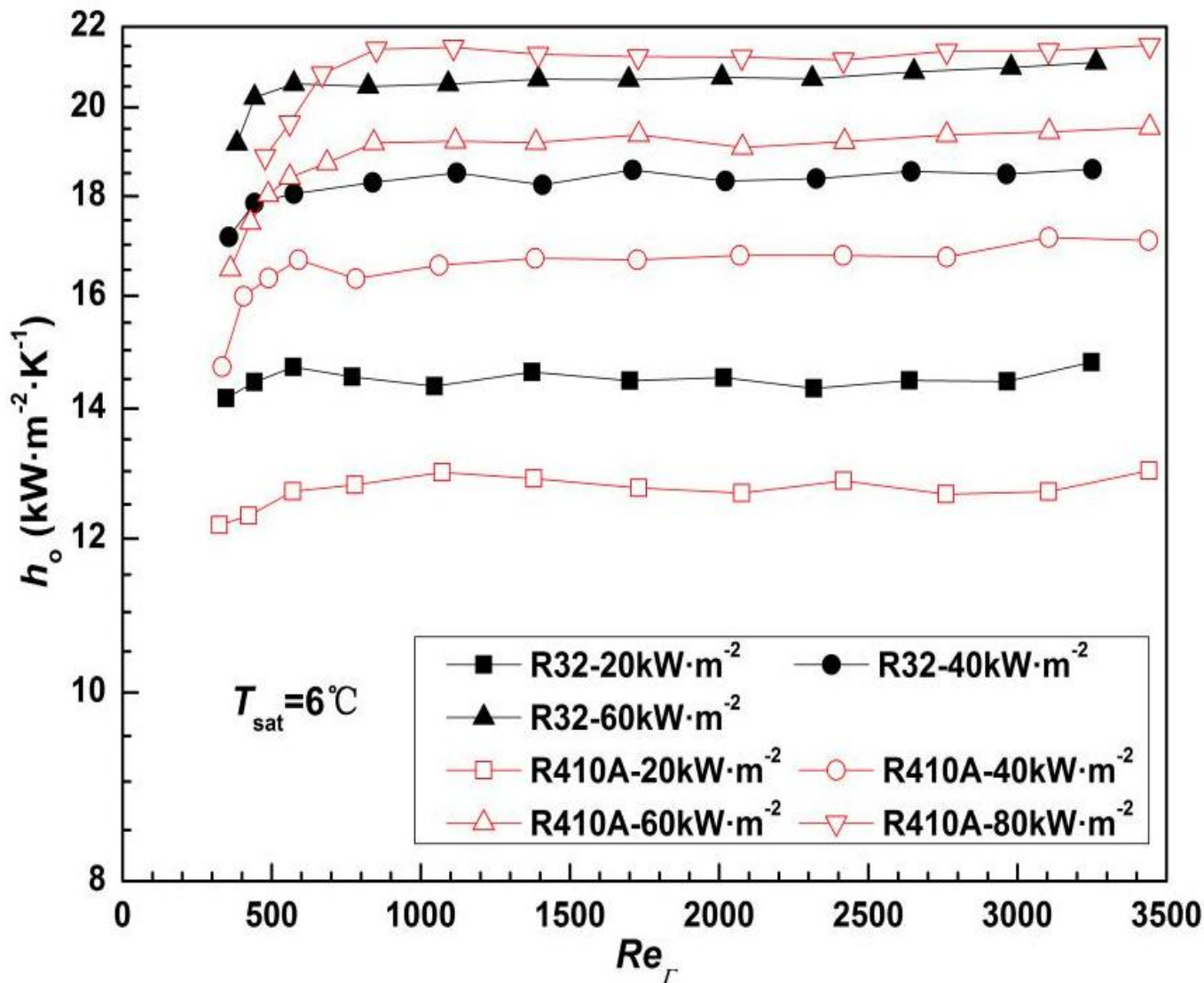
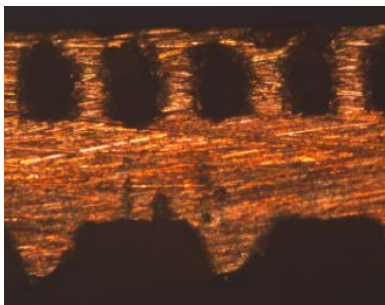


(4) 不同的强化管



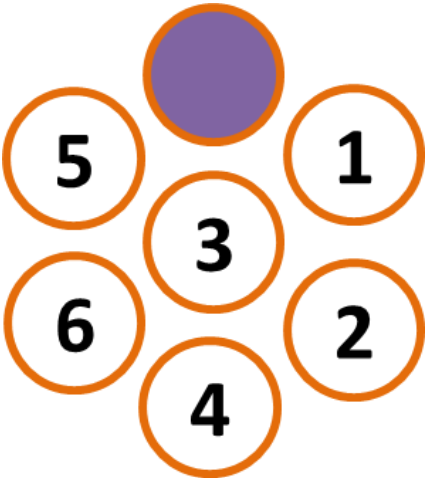






2.2.4 管束的实验研究成果

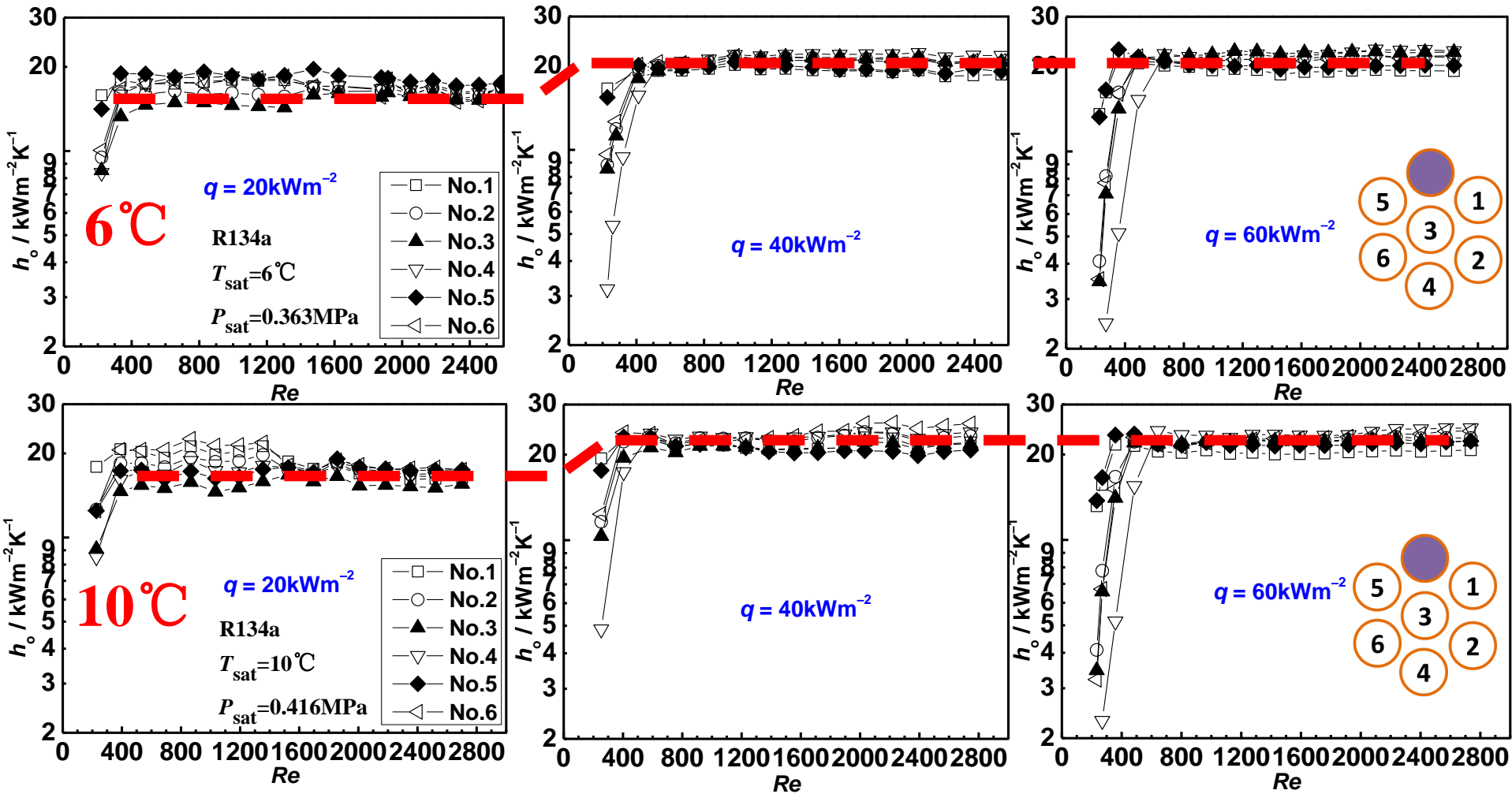
- 1) 列间液膜分配的均匀性;
- 2) 管列间形成液桥的影响



测试工况

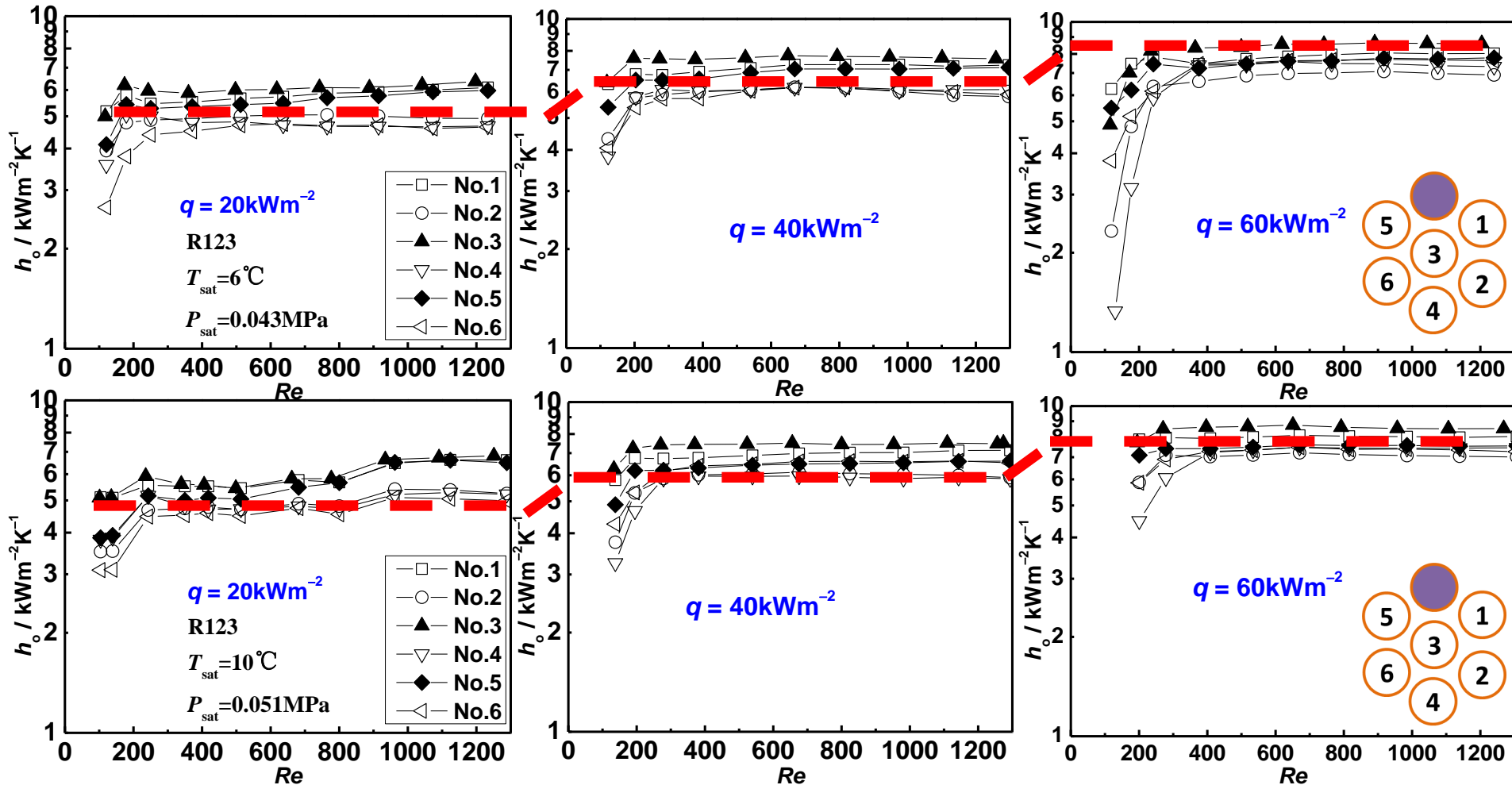
参数	R134a			R123		
饱和温度, °C	6	10	16	6	10	16
饱和压力, MPa	0.363	0.416	0.504	0.0427	0.0506	0.0646
热流密度, kWm ⁻²	20, 40, 60			20, 40, 60		
液膜流量, kgm ⁻¹ s ⁻¹	0.016–0.18			0.016–0.18		
液膜雷诺数	220–2650			120–1400		

R134a的管束局部传热系数



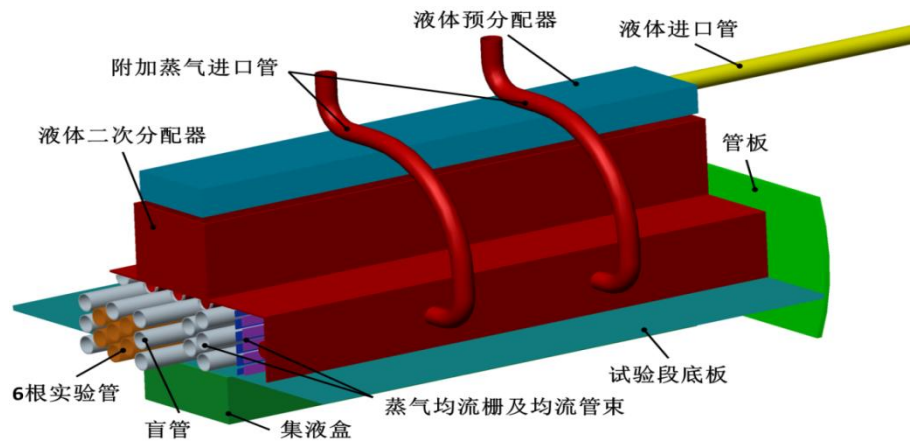
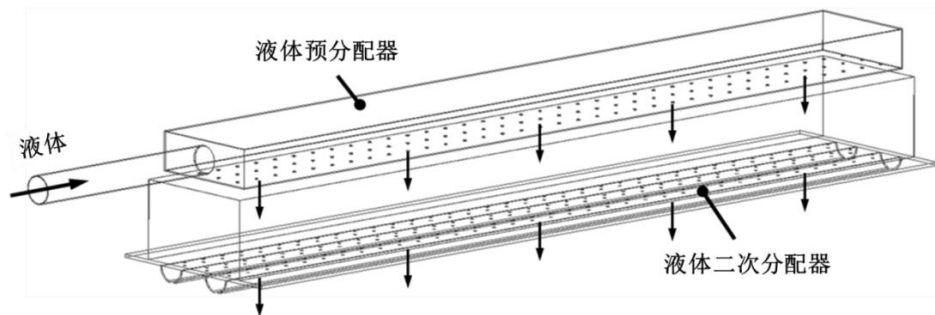
随液膜流量的减小，传热系数变化呈现两个阶段。

R123的管束局部传热系数



随液膜流量的减小，传热系数变化呈现两个阶段。

2.2.5 提出了较理想的配液器



2.2.6 对实验关联式整理的考虑

要按照液膜流量 (Re) 区分两个阶段：完全湿润与部分蒸干；

要确定两个阶段转变的临界 Re ；

要区别单管与管束；

要区别光滑管与强化管；

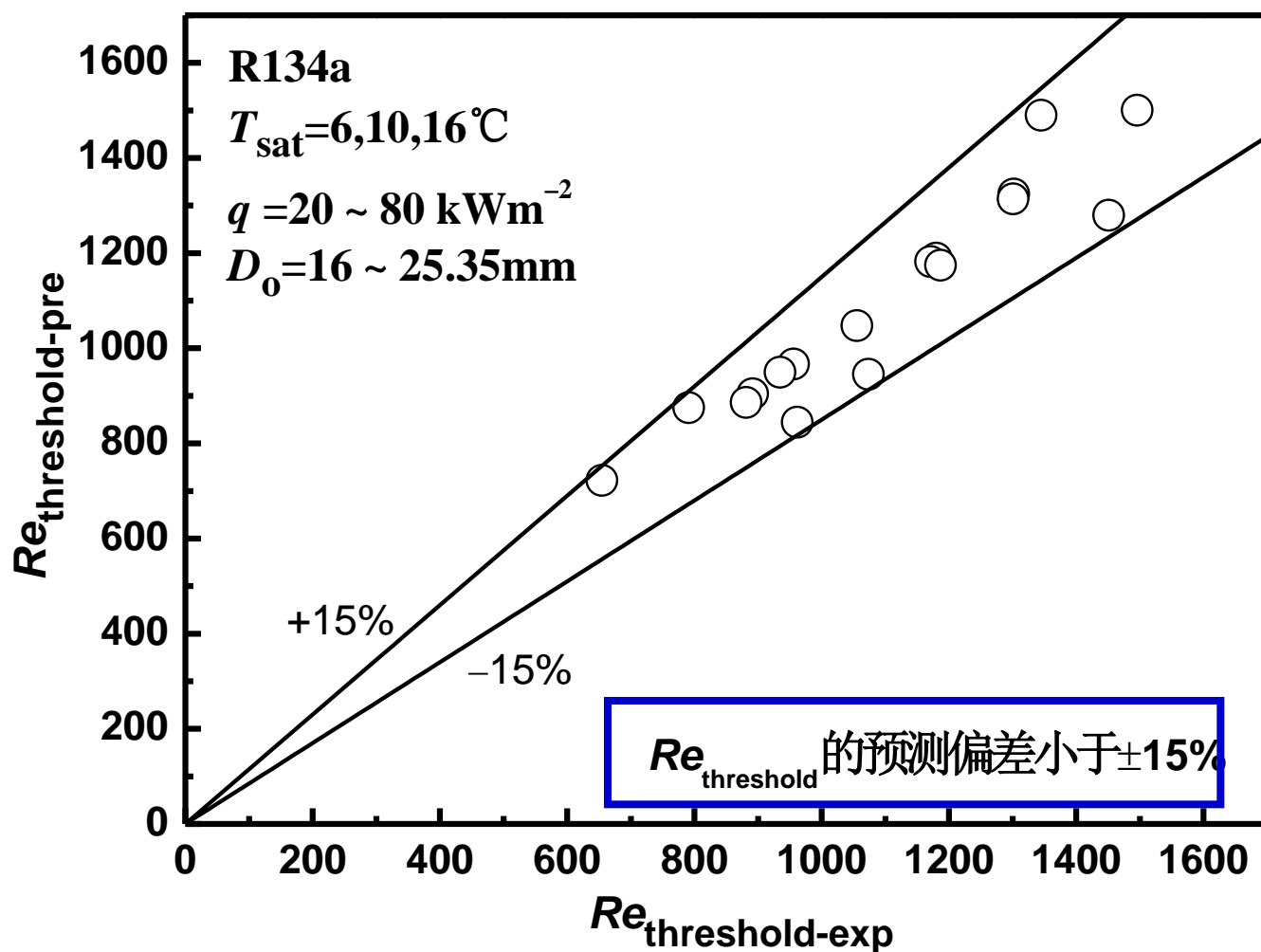
要考虑单相对流及沸腾的影响；

要考虑粘性力，表面张力及重力的影响；

Chuang-Yao Zhao, Wen-Tao Ji, Pu-Hang Jin, Wen-Quan Tao .Heat transfer correlation of the falling film evaporation on a single horizontal smooth tube. Applied Thermal Engineering 103 (2016) 177–186

基于实验数据建立了临界液膜雷诺数预测公式：

$$Re_{\text{threshold}} = 5.36 \times 10^4 Bo^{0.45 \times 10^{-2}} Pr^{-0.52} We^{0.5}$$

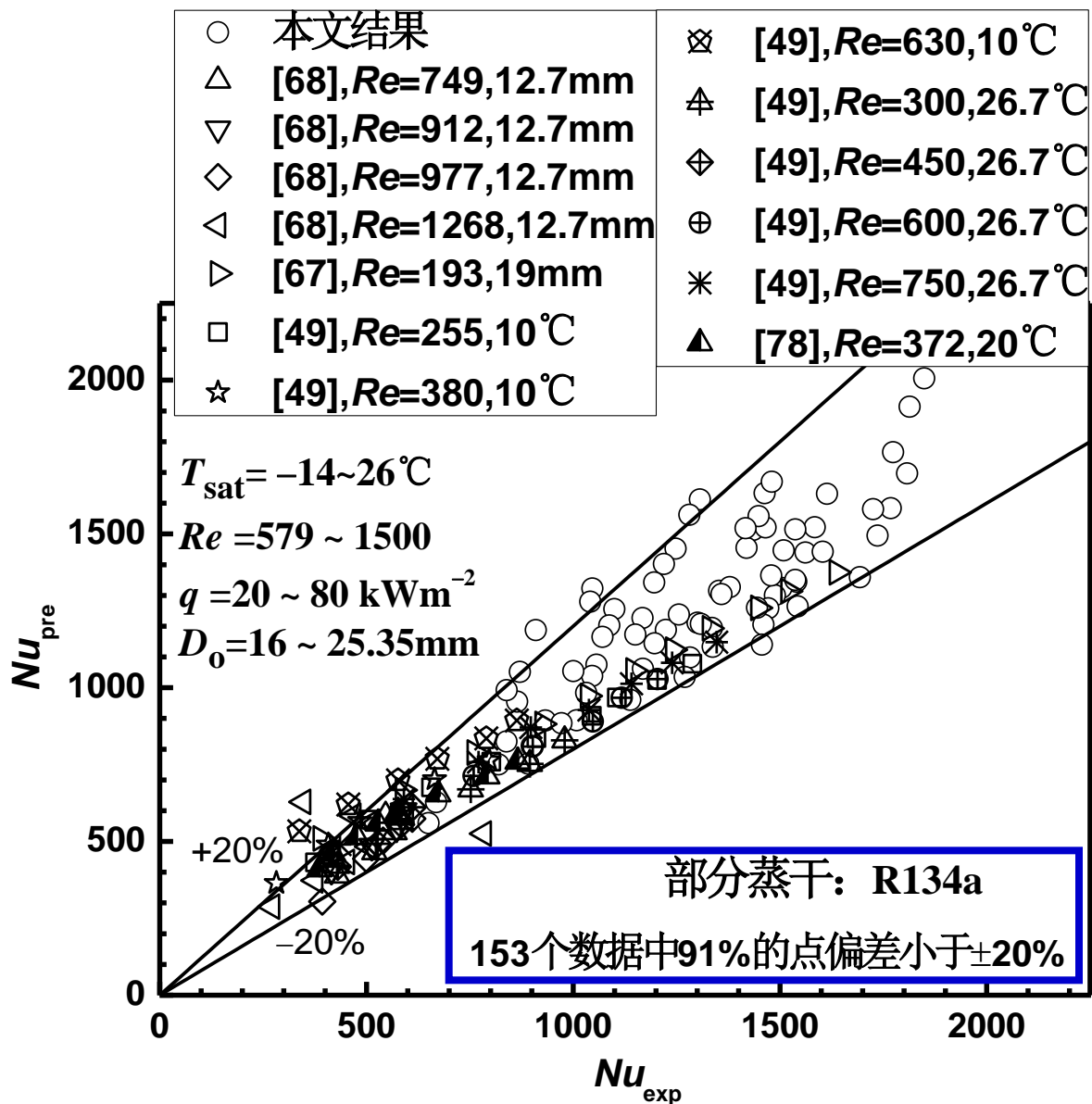


$$Pr = \mu_1 c_p / \lambda_1$$

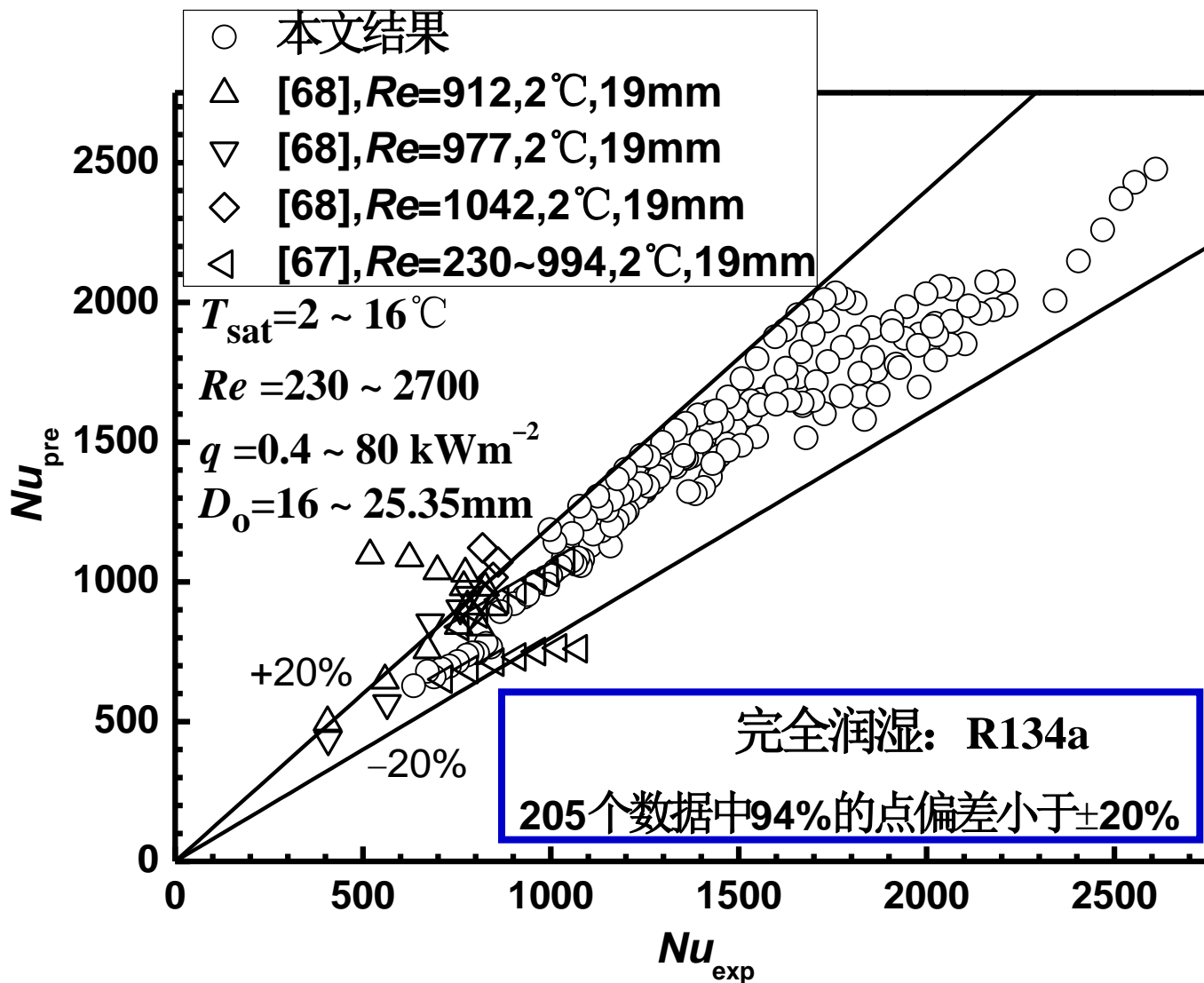
$$Bo = q D_o / r \Gamma$$

$$We = \frac{\Gamma^2}{\pi^2 (\rho_1 - \rho_v) D_o \sigma}$$

单管部分蒸干公式: $Nu = 4.64 \times 10^{-3} Re^{1.51} Bo^{0.43} Pr^{0.15} We^{-0.45}$

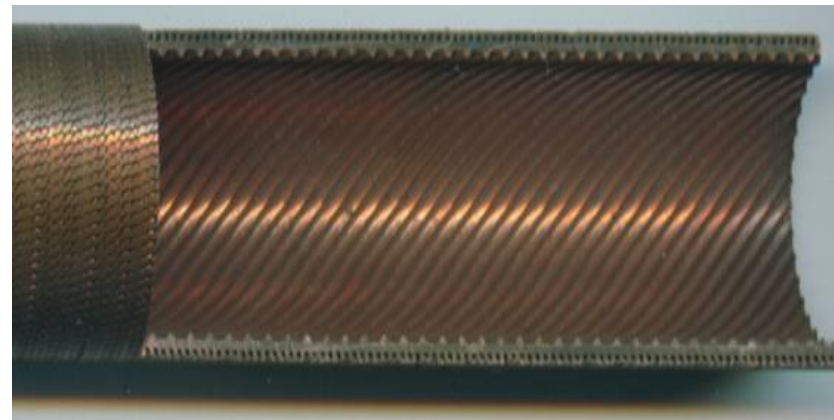
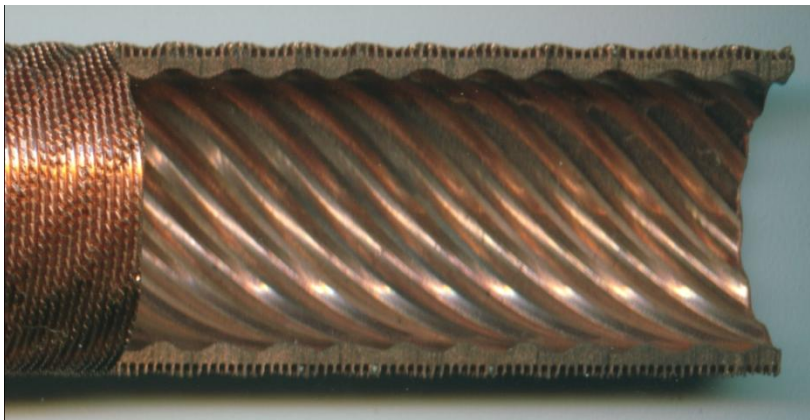


单管完全润湿公式: $Nu = 3.58 \times 10^{-9} Re^{2.89} Bo^{0.37} Pr^{0.2} We^{-1.13}$



2.3 内螺纹管的传热计算关联式

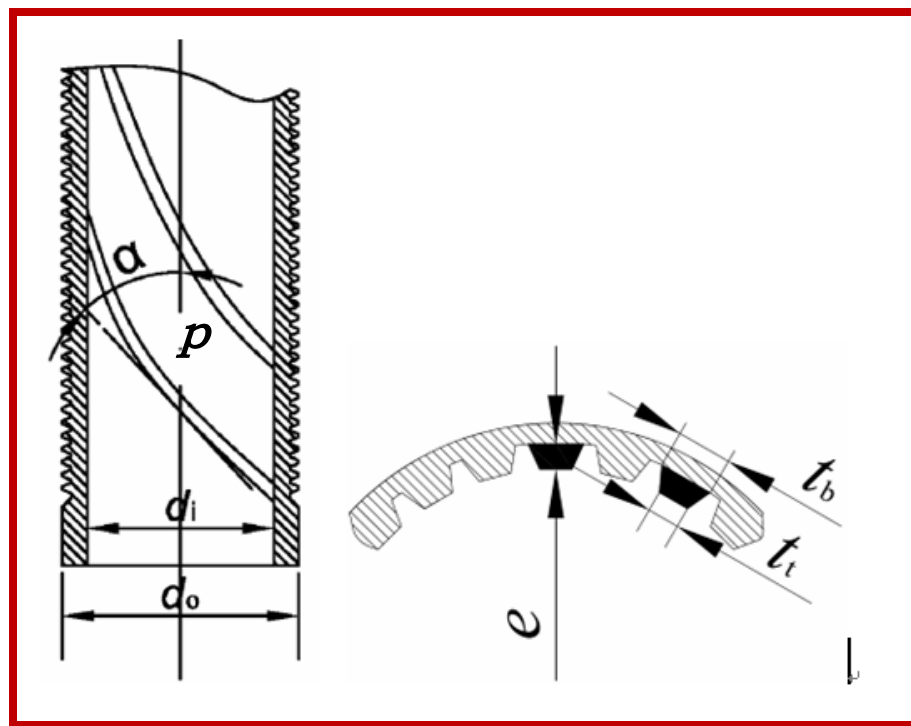
内螺纹管是强化管内强制对流传热的重要方式之一，在制冷的双侧强化管中广为应用；目前文献中内螺纹强化管管内对流传热系数的计算公式均基于内螺纹管的微观尺寸，使用不便，因此发展一个不需要微观尺寸管内强制对流传热的公式具有工程应用意义。



2.3.1 现有关联式的不足

1996年, Ravigururajan和Bergles基于内螺纹管的显微镜剖面参数, 如齿高, 螺旋角和肋间距等参数, 给出了内螺纹管内流动传热系数和阻力系数的计算关联式,

$$\text{Nu}_r/\text{Nu}_p = \{1 + [2.64 \text{Re}^{0.036} (e/d)^{0.212} \times (p/d)^{-0.21} (\alpha/90)^{0.29} (\text{Pr})^{0.024}]^7\}^{1/7}$$



2.3.2 对文献中现有实验数据的分析

文献中不同内螺纹传热管几何参数和换热数据 ($Re=27000$, $Pr=5.2$), ($d_o=19.05mm$, $Re=25000$, $Pr=10.4$),和 ($d_o=19.05mm$, $Re=27000$, $Pr=9.35$)

传热管	$d_i(mm)$	$e(mm)$	Ns	$\alpha(deg)$	p/e	h/h_p	f/f_p	η
Tube 1 ^[106]	15.54	0.327	45	45	2.81	2.74	2.32	1.18
Tube 2 ^[106]	15.54	0.398	30	45	3.50	2.45	2.33	1.05
Tube 3 ^[106]	15.54	0.430	10	45	9.88	1.74	1.65	0.95
Tube 4 ^[106]	15.54	0.466	40	35	3.31	2.35	2.26	1.04
Tube 5 ^[106]	15.54	0.493	25	35	5.02	2.10	2.08	1.01
Tube 6 ^[106]	15.54	0.532	25	25	7.05	2.03	1.93	1.05
Tube 7 ^[106]	15.54	0.554	18	25	9.77	1.51	1.48	0.98
GEWA-TW TM [8]	15.3	0.245	1	89	5.3	1.40	1.40	1.00
Thermoexcel-CC TM [8]	14.97	0.374	1	73	46.7	1.59	1.90	0.84
GEWA-SC TM [8]	15.02	0.526	25	30	2.67	1.87	1.65	1.13
Korodense TM (LPD) [8]	17.63	0.705	1	81	20.3	1.89	2.26	0.84

$$\eta = (h / h_p) / (f / f_p) = 1 \pm 0.20$$

文献中不同内螺纹传热管几何参数和换热数据[106] (Re=27000, Pr=5.2), ($d_o=19.05\text{mm}$, Re=25000, Pr=10.4),和 ($d_o=19.05\text{mm}$, Re=27000, Pr=9.35) (续)

传热管	$d_i(\text{mm})$	$e(\text{mm})$	N_s	$\alpha(\text{deg})$	p/e	h/h_p	f/f_p	η
Turbo-Chil ^[8]	14.60	0.380	10	47	11.1	1.98	1.83	1.08
Korodense TM (MHT) ^[8]	17.63	0.441	1	81	12.0	2.5	4.63	0.54(?)
Tred-26d TM [8]	14.45	0.347	10	45	7.63	2.24	1.88	1.19
Turbo-B TM [8]	16.05	0.449	30	35	1.94	2.34	2.14	1.09
Turbo-BIII LPD ^[8]	16.38	0.360	34	49	3.56	2.40	1.98	1.21
Turbo-BIII ^[8]	16.38	0.410	34	49	3.22	2.54	2.30	1.10
Tred-19d TM [8]	14.45	0.347	10	57	7.63	2.55	1.76	1.45(?)
A8(Table 9.8) ^[8]	13.5	0.486	2	57	7.6	3.75	3.35	1.11
AC1 ^[126]	17.59	0.51	-	-	6.08	2.97	2.78	1.07
AC2 ^[126]	17.27	0.38	-	-	8.16	2.77	2.66	1.04
AC3 ^[126]	17.32	0.43	-	-	3.95	3.72	4.38	0.85

$$\eta = (h / h_p) / (f / f_p) = 1 \pm 0.20$$

通过文献中的实验结果分析和比拟理论，我们提出以下假设：

$$\frac{h_e}{h_p} = \frac{f_e}{f_p} \rightarrow h_e = h_p \frac{f_e}{f_p}$$

目前国际公认计算光滑管管内湍流传热最高精度的Gnielinski公式为：

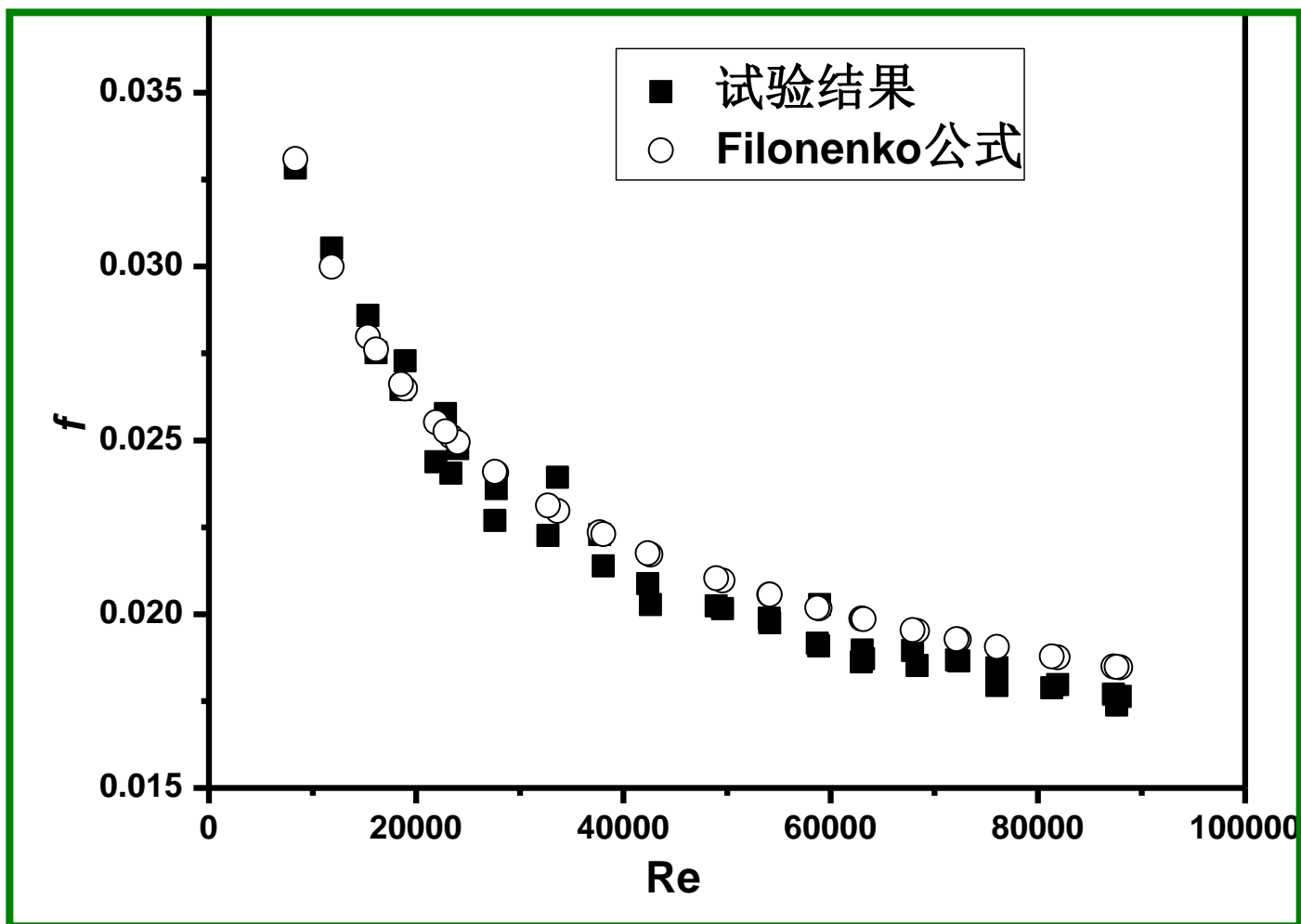
$$\text{Nu} = \frac{(\cancel{f_p}/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12.7(\cancel{f_p}/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.11} \times \frac{f_e}{\cancel{f_p}}$$

$$\text{Nu} = \frac{(f_e/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12.7(f_p/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.11}$$

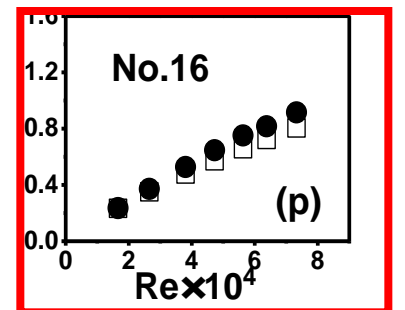
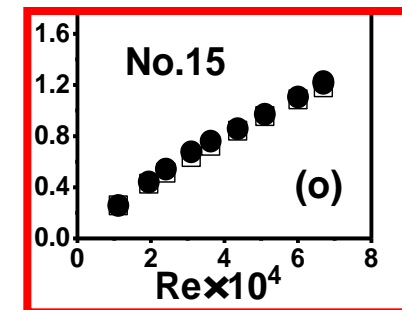
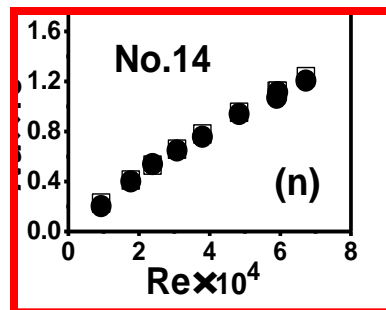
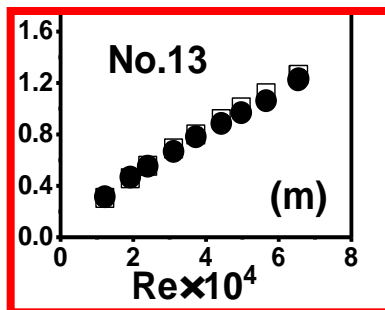
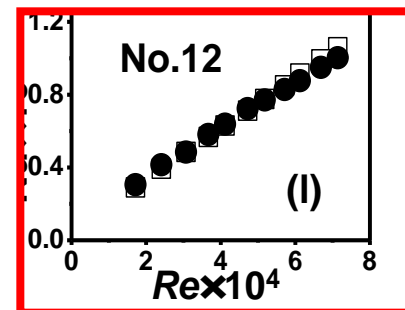
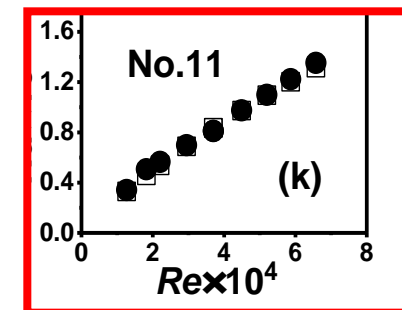
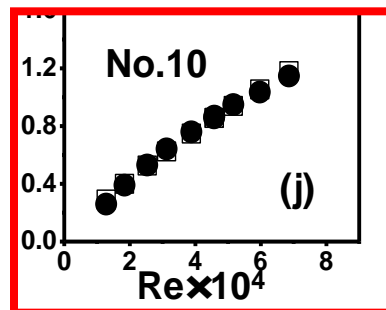
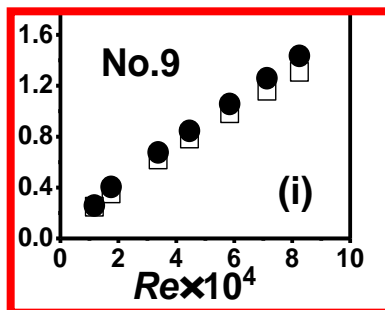
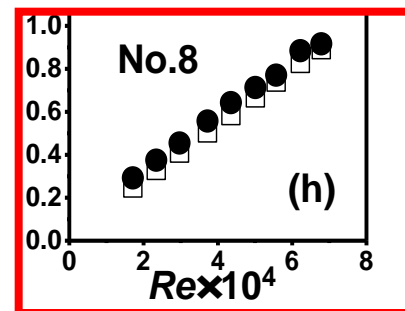
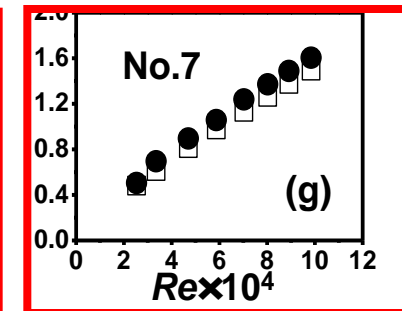
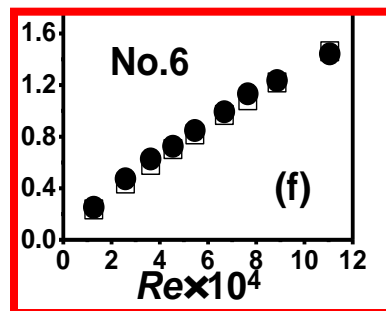
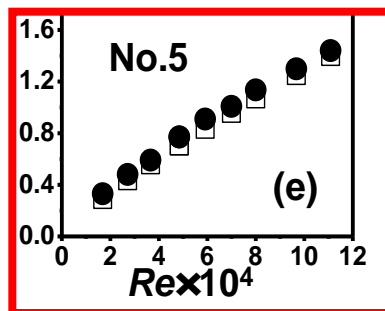
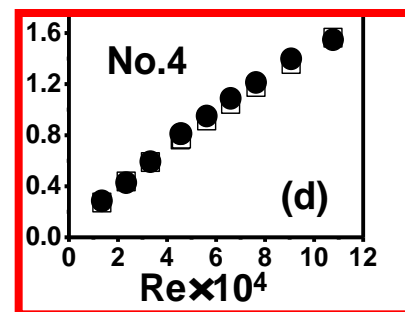
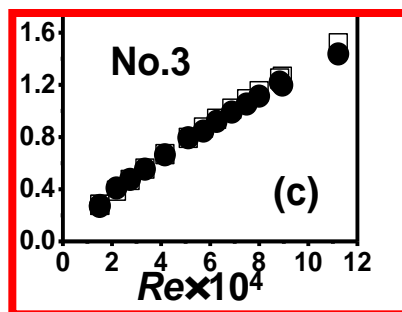
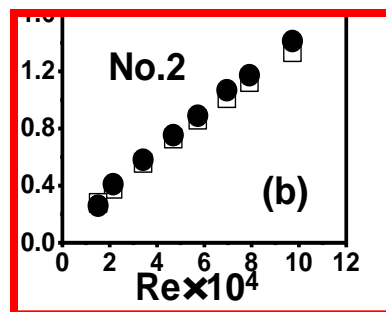
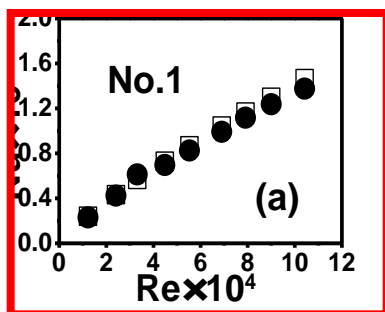
2.3.2 与我们自己的实验数据的对比

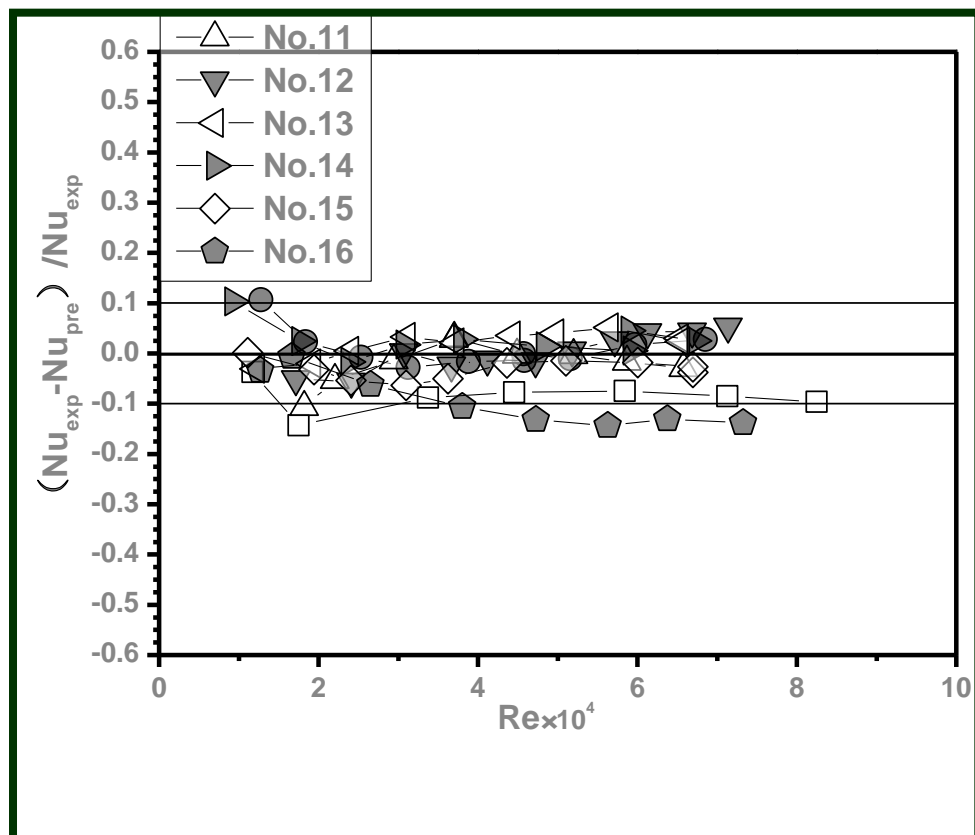
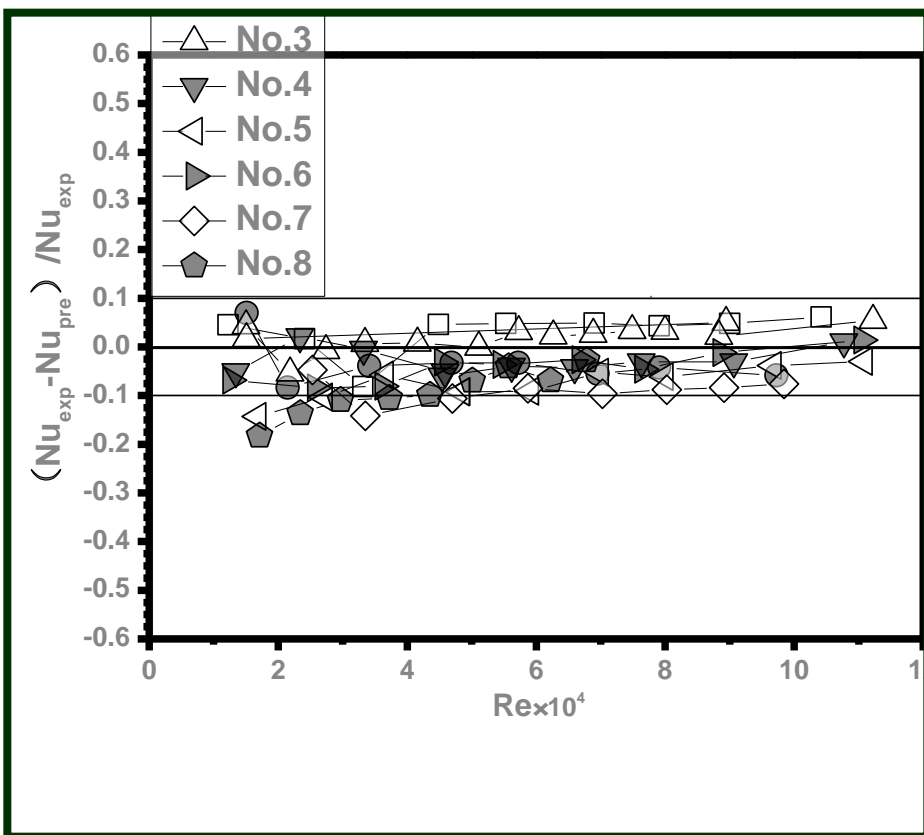
我们自己的11根实验测试传热管尺寸参数(另外4根无资料)

编号	内径 $d_i(\text{mm})$	内齿高 $e(\text{mm})$	内齿数 N_s	螺旋角 $\alpha(\text{deg})$	内齿底厚 $t_b(\text{mm})$	内齿顶厚 $t_t(\text{mm})$	测试长度 $L(\text{mm})$
光管	16.41						1100
No.1	16.63	0.338	45	30	0.821	0.507	1331
No.2	16.49	0.293	43	30	0.743	0.451	1310
No.3	16.66	0.351	38	30	0.826	0.287	1330
No.4	16.63	0.374	45	25	0.914	0.457	1330
No.5	16.59	0.357	43	18	0.765	0.306	1333
No.6	16.66	0.334	45	20	0.668	0.292	1325
No.7	16.55	0.331	45	35	0.534	0.267	1300
No.8	16.66	0.456	13	35	3.00	1.320	1490
No.9	16.70	0.340	45	27	0.680	0.340	1500
No.10	16.66	0.361	43	22	0.552	0.276	1090
No.11	16.61	0.346	45	40	0.622	0.216	1095

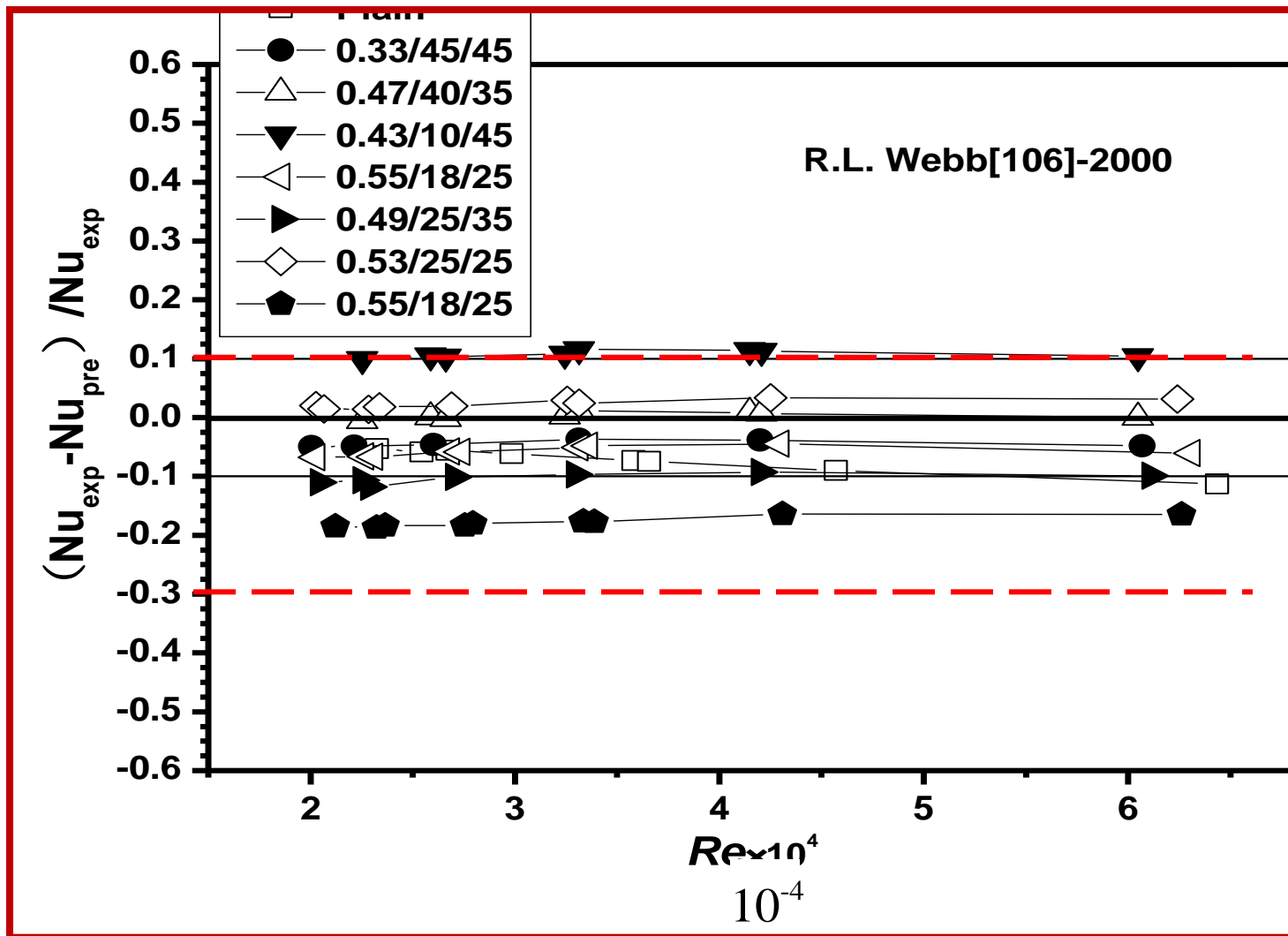


光管阻力系数试验结果和Filonenko公式对比





推广公式预测结果和试验结果比较两者偏差



Webb试验结果和本章推广预测公式偏差对比

内 容

1. 前言

2. 传热强化技术的研究进展

3. 不同强化技术的性能比较

4. 换热器系统性能优化研究

5. 小结与展望

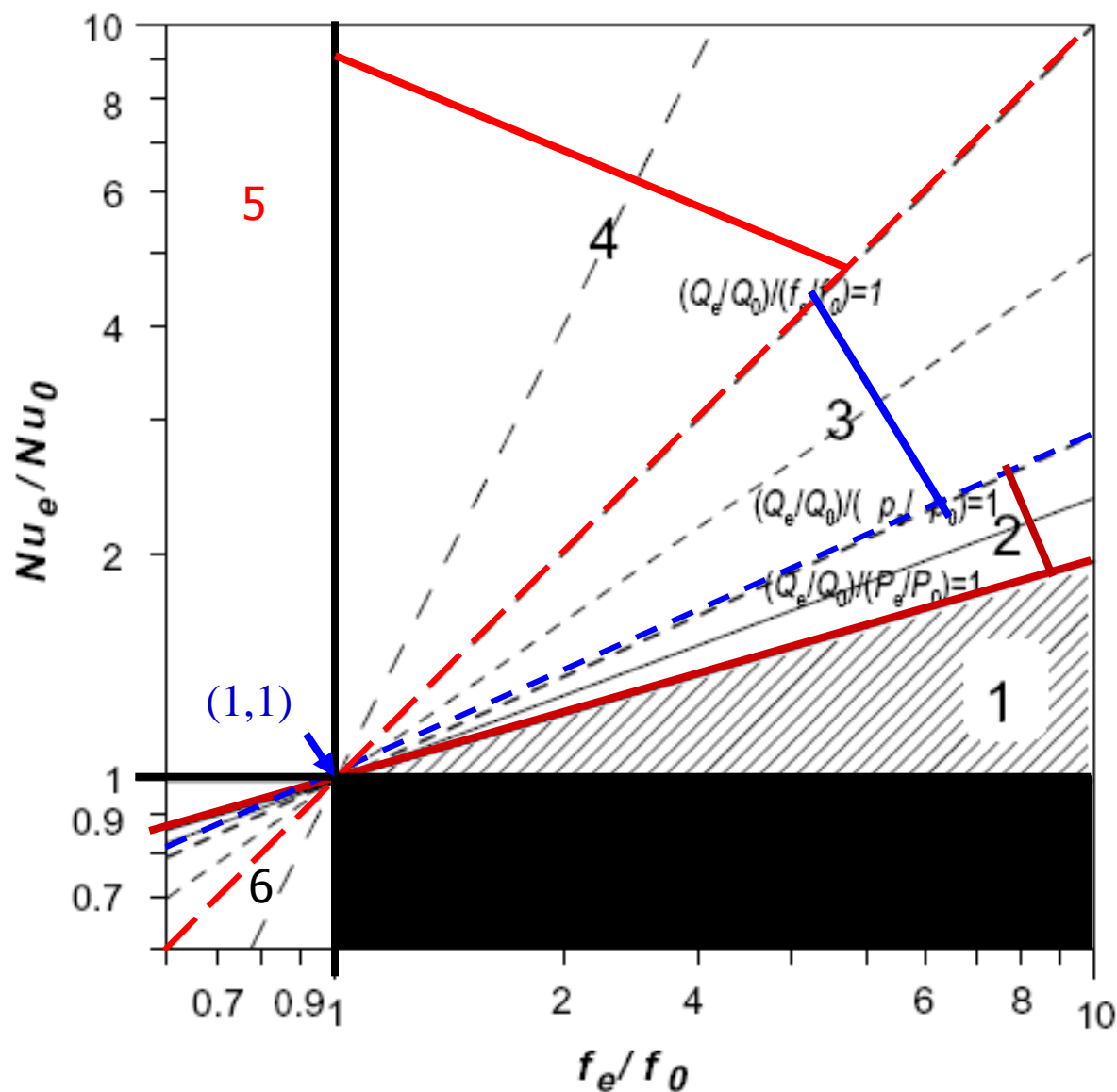
3.1 三种约束条件下的统一的性能比较图

通过分析现有的各种评价方法和传热学流体力学的基本原理，经过严格的推导分析，提出了以节能为主要评价目标的一种统一的评价方法。

该评价体系的指标表示在一张双对数直角坐标图上，能清晰地表示出所开发的技术与原有传热设备优越性，能方便地比较不同强化技术之间的差异，对开选择和开发强化技术具有一定的指导意义。

Fan JF, DingWK, ZhangJF, HeYL, TaoWQ, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (1-2) :33-44

性能比较图



区域 1--- 强化传热而不节能；

区域2--- 在等泵功条件下节能；

区域3---在等压降条件下节能；

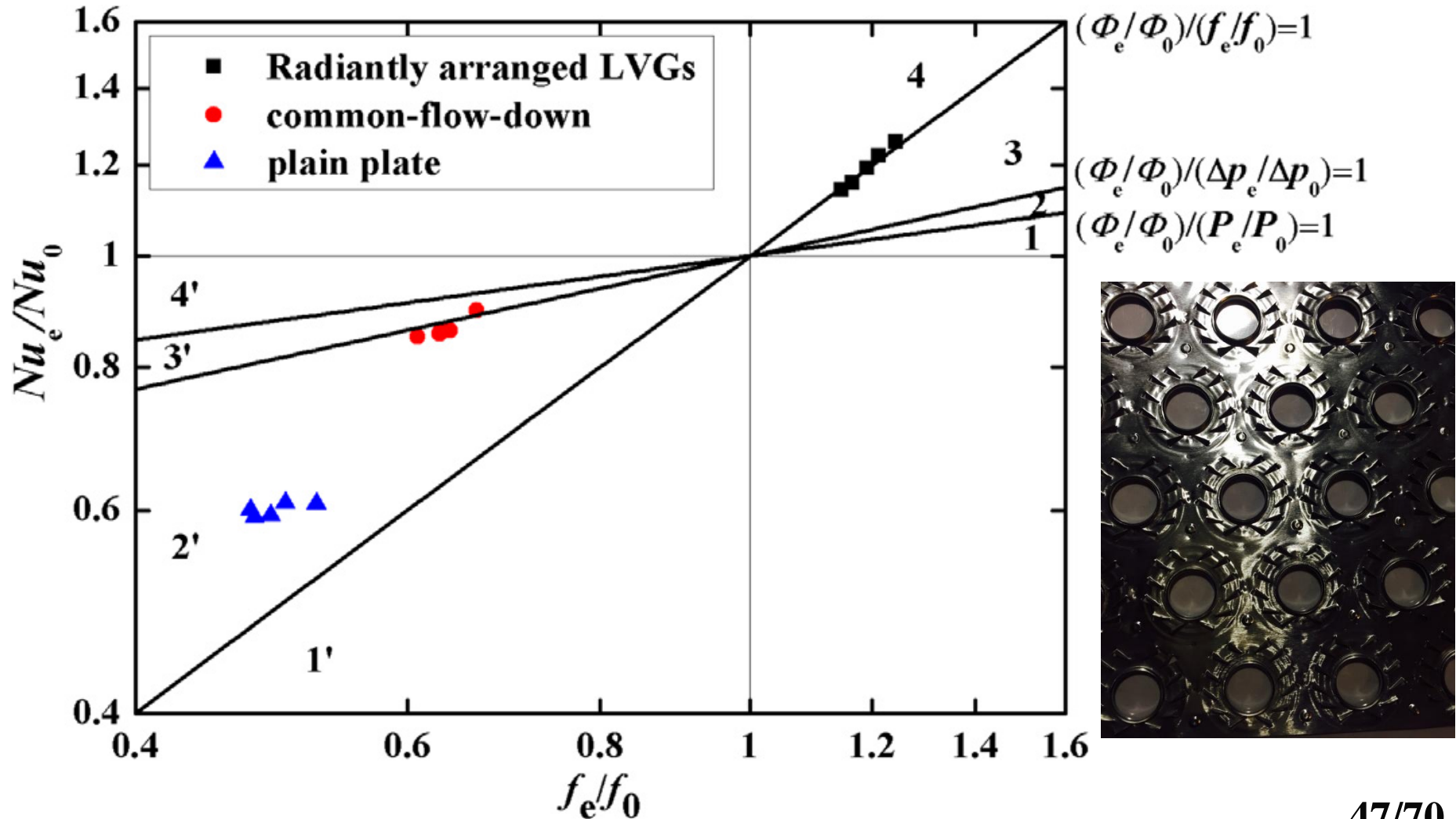
区域4--- 在等流量下传热强化大于压降增加倍率；

区域5--- 在等流量下传热强化而压降降低；

区域6--- 传热和压降都下降。

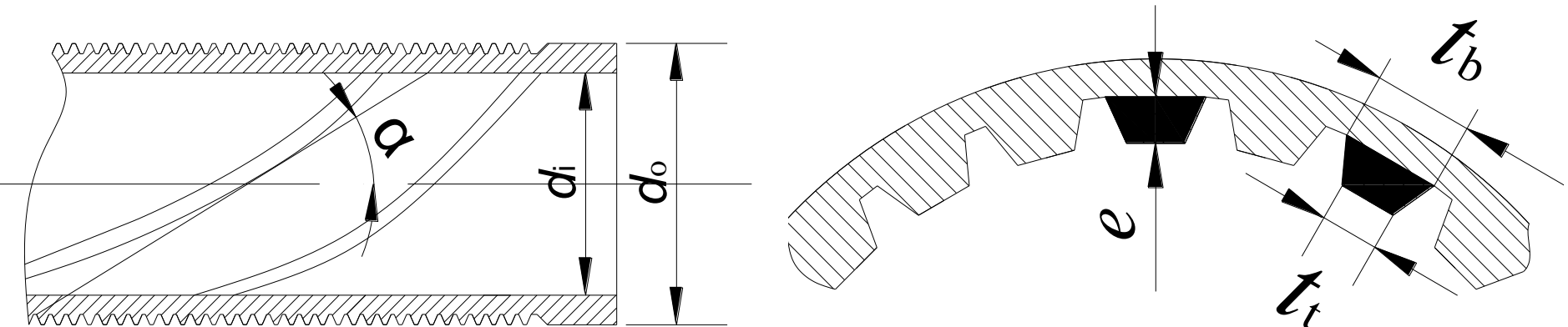
3.2 统一性能比较图的应用

3.2.1 环形涡发生器群

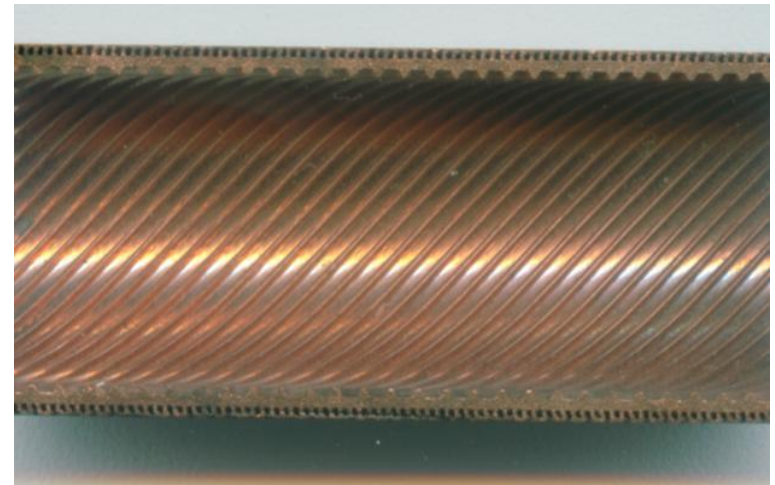
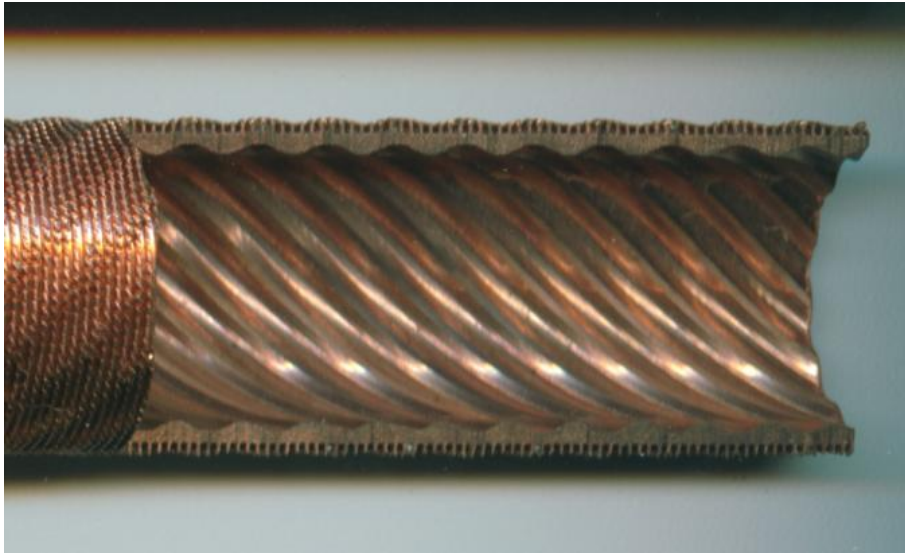
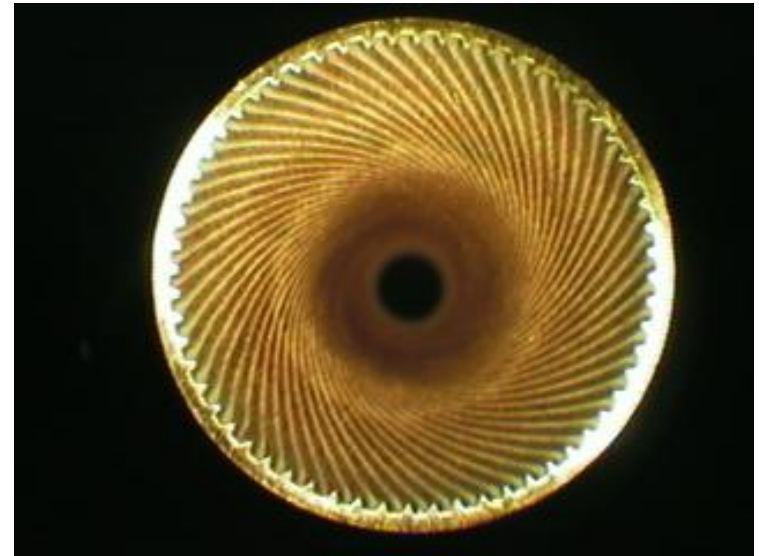
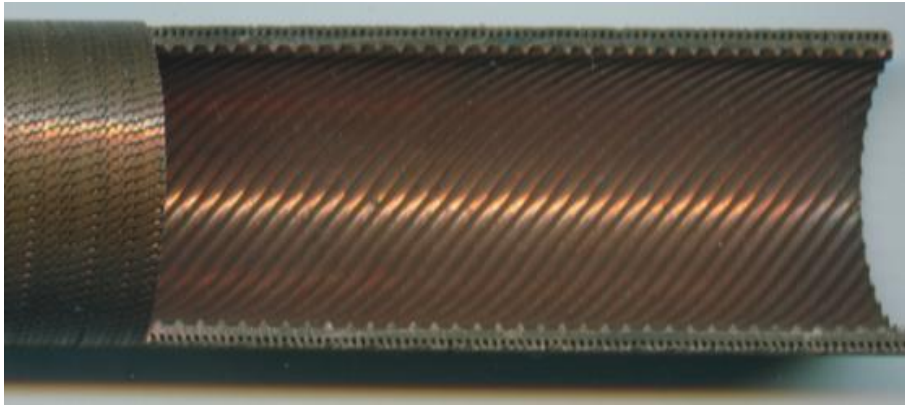


3.2.2 管内强化技术 (1) 内肋管

A certain number of protruding ribs is machined based on tube wall. The fins can be either transverse or helical.

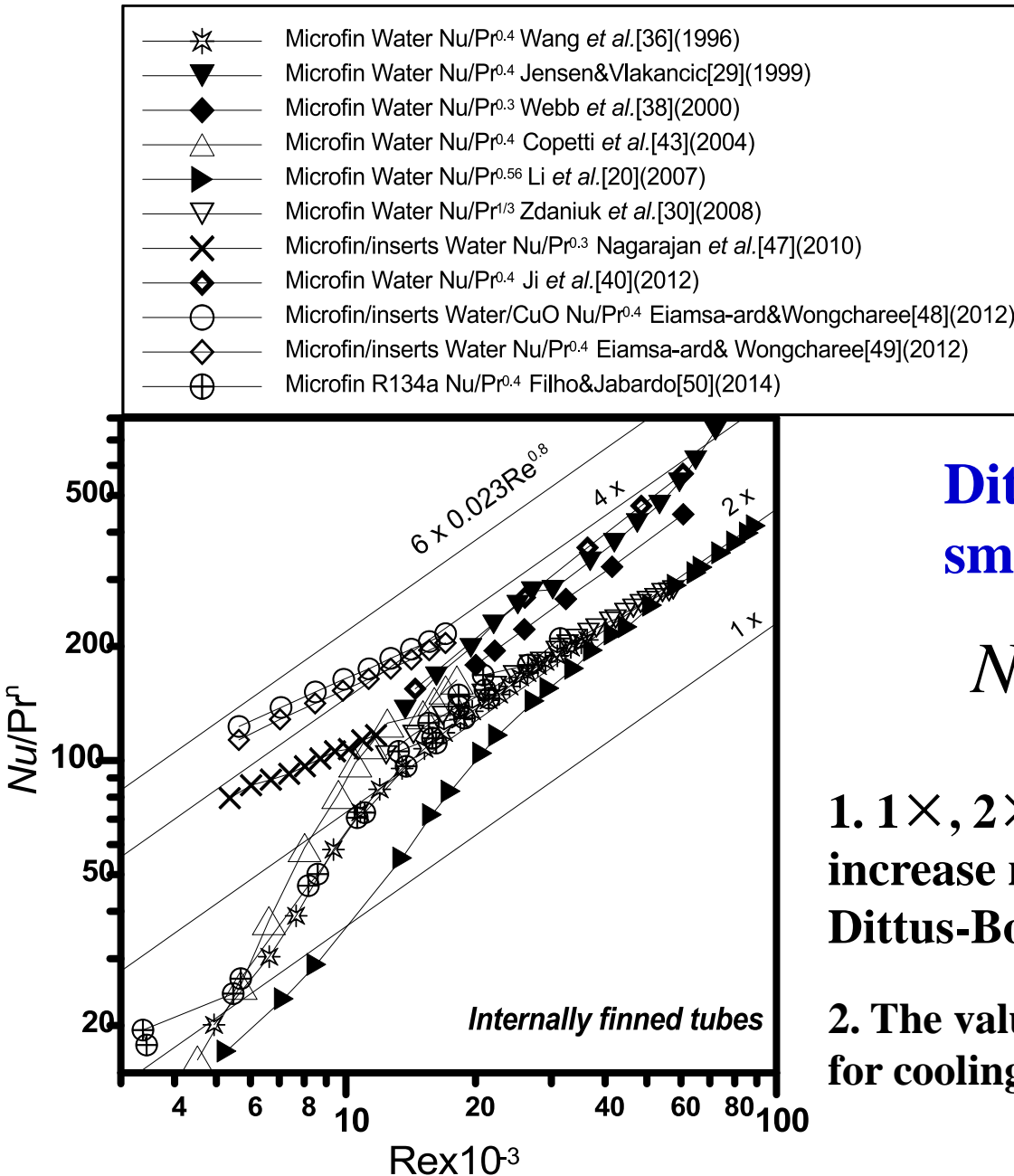


Typically, the parameters of internally-fined tube are in the range of $0.01 \leq e/d_i \leq 0.4$, $1 \leq N_s \leq 82$, $1.5 \leq p/e \leq 46.7$, $1.5 \leq t_b/e \leq 2.5$, and $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$.



Internal helically-finned tubes

Heat transfer performance of internally finned tubes

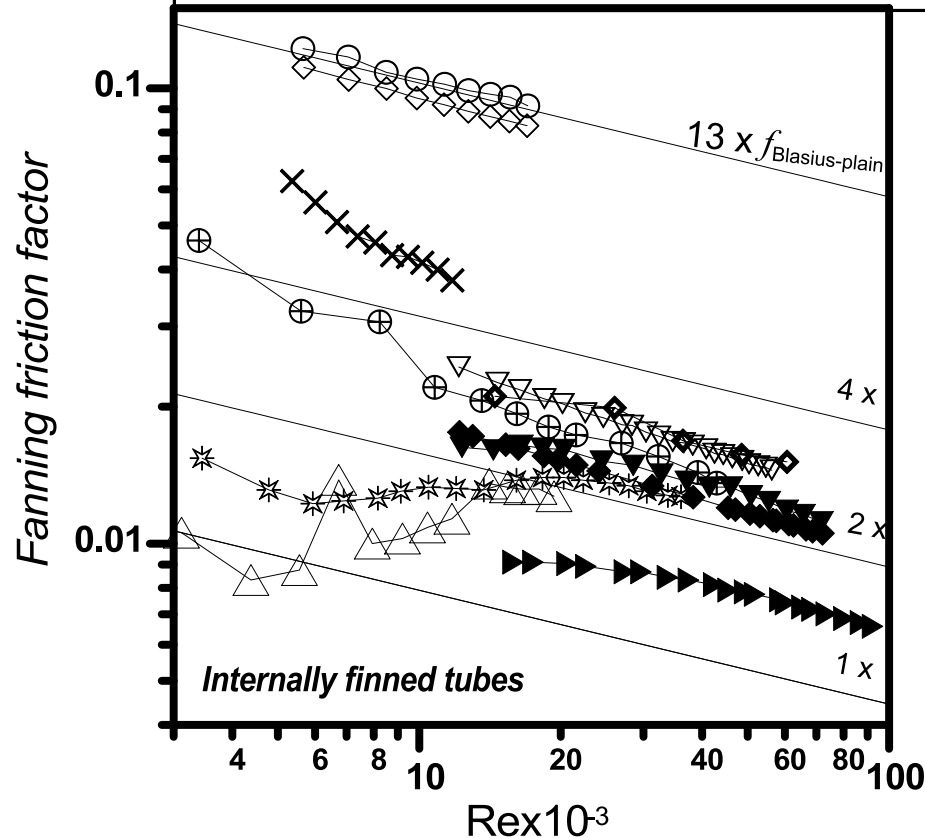
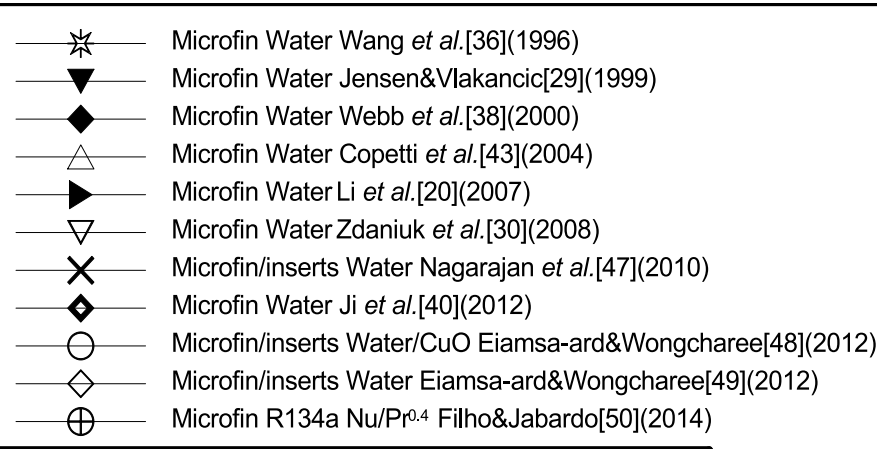


Dittus-Boelter equation of smooth tube for reference:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

1. 1×, 2×, 4×, and 13× show the increase ratios over the value predicted by Dittus-Boelter equation .
2. The value of n is 0.4 for heating and 0.3 for cooling or indicated by the author.

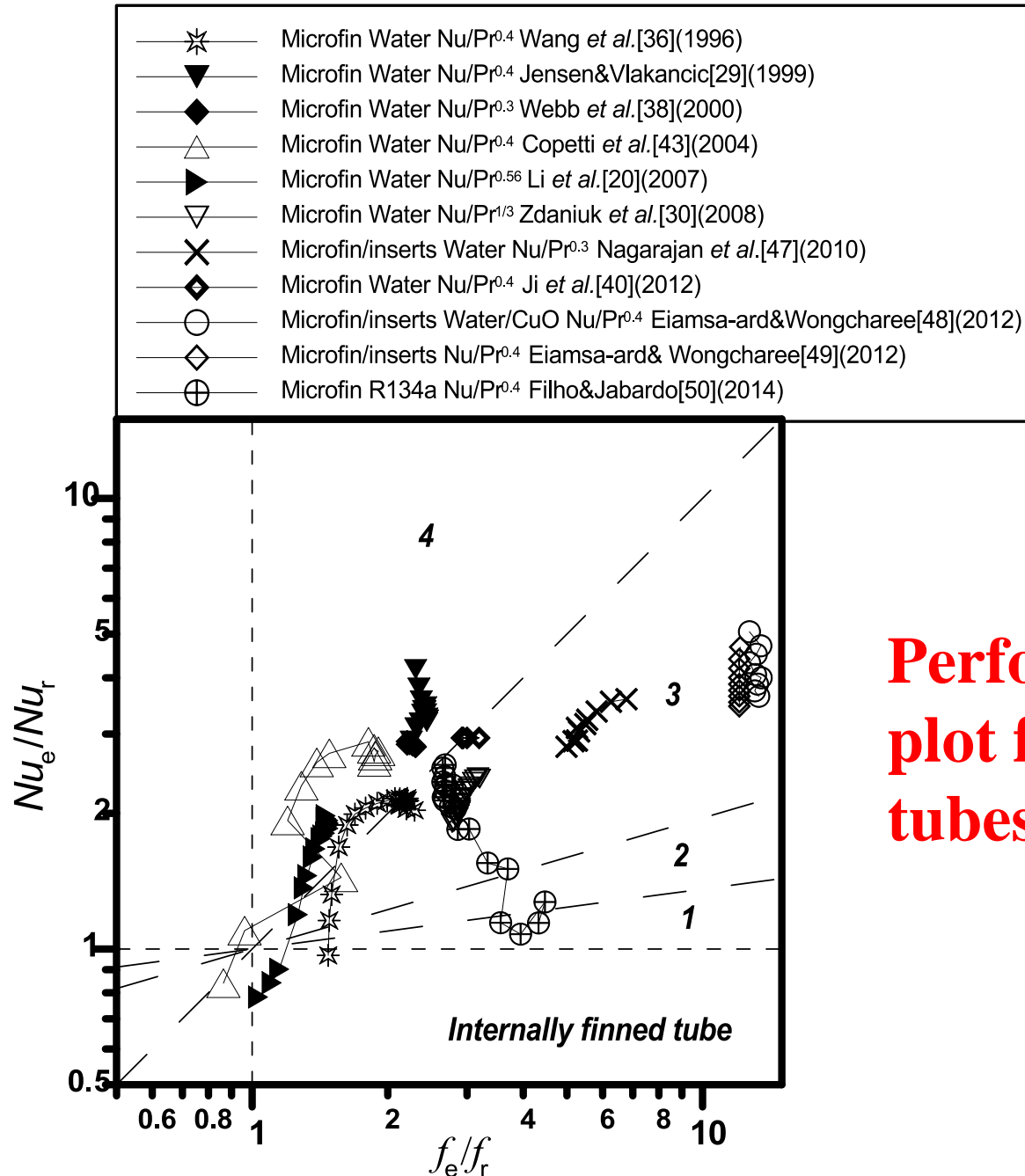
Friction factor of internally finned tubes



Fanning friction
factor of smooth tube
for reference:

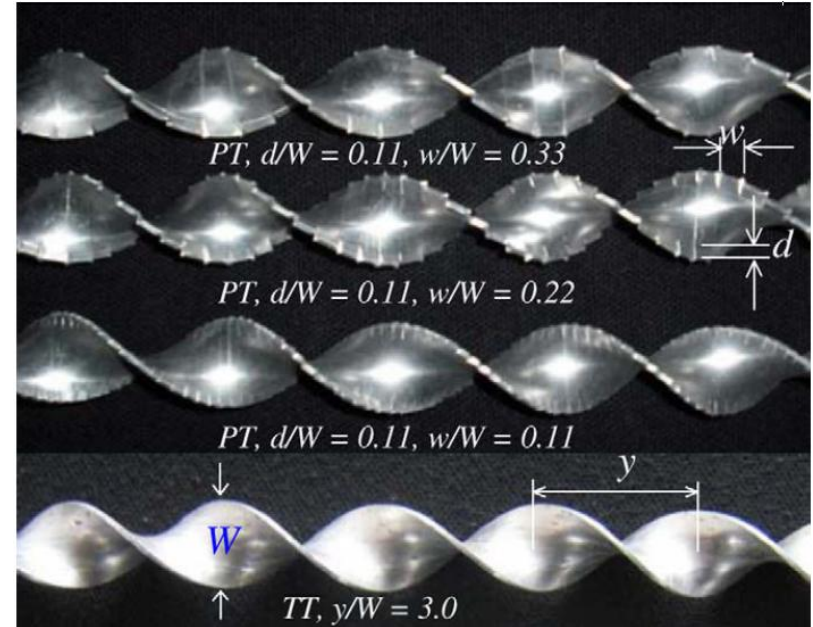
$$f = 0.079 Re^{-1/4}$$

1. $1 \times$, $2 \times$, $4 \times$, and $13 \times$ show the increase ratios over the value predicted by Fanning equation .



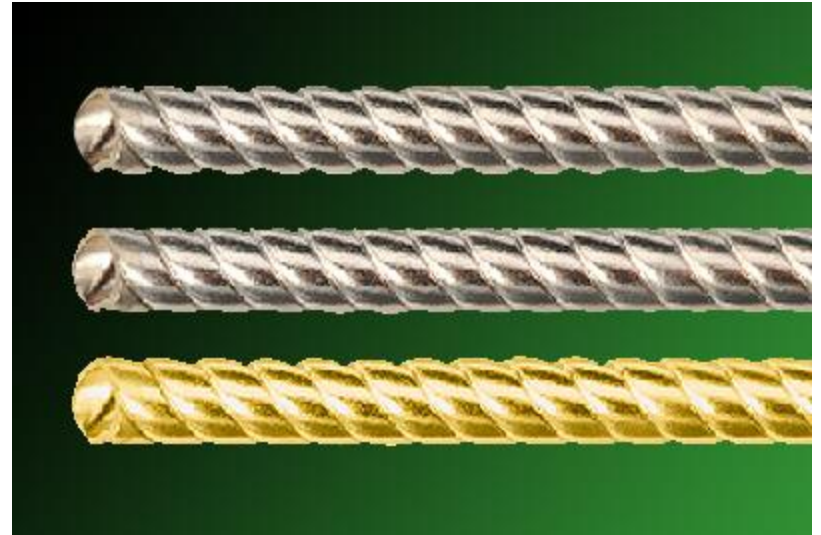
**Performance evaluation
plot for internally finned
tubes**

3.2.2 管内强化技术 (2) 纽带与内螺旋线



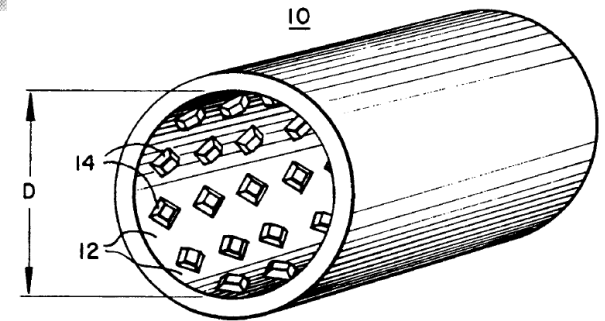
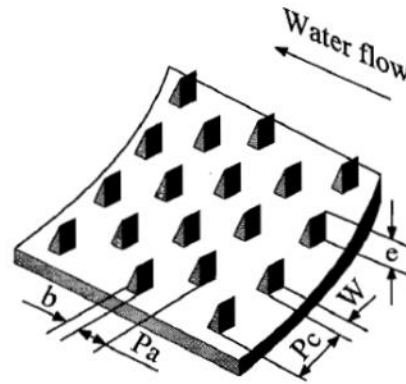
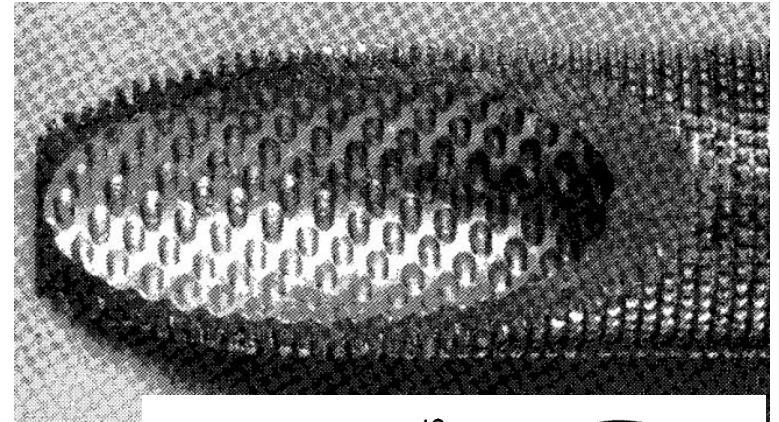
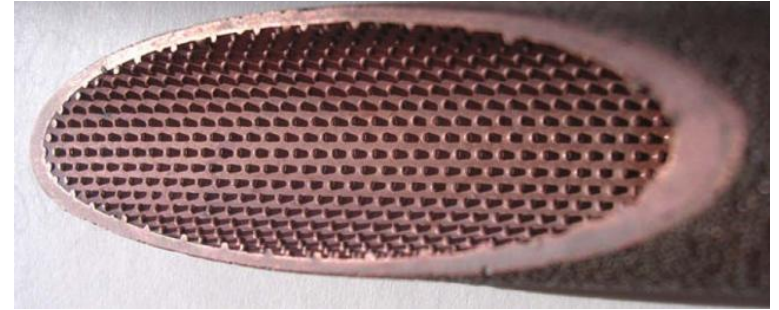
Pictures of twisted tape inserts

3.2.2 管内强化技术 (3) 波纹管与扭转管

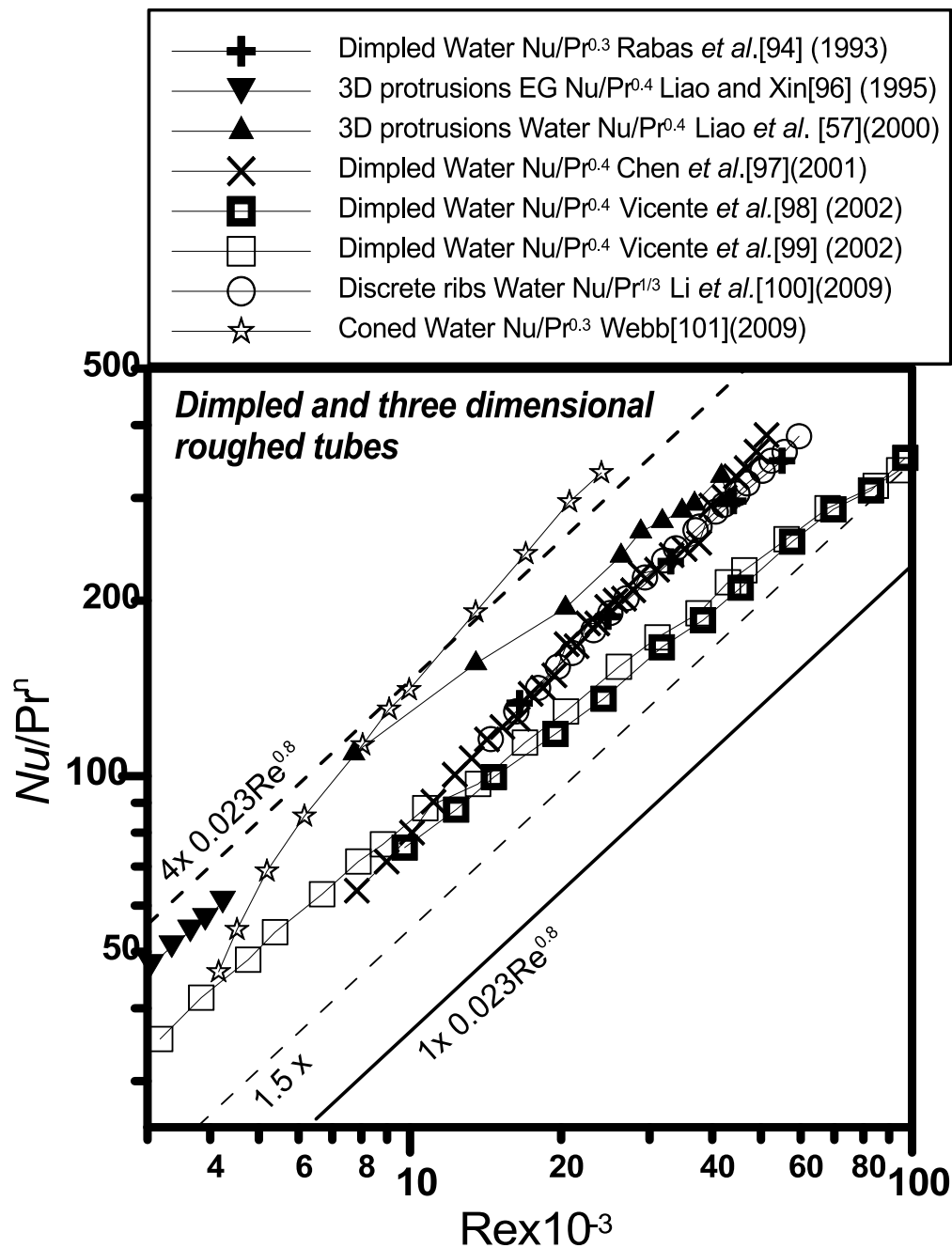


Corrugated tubes

3.2.2 管内强化技术 (4) 酒窝管及其他三维管



Three dimensional roughed and dimpled tubes



Heat transfer performance of dimpled and three dimensional roughed tubes

四大类强化手段比较

(1) 相对D-B公式传热的强化倍率为

内螺纹管：2-4,

内插扭带：1.5-6,

波纹管：1.5 to 4,

波纹管：1.5 to 4

相对于Blasius 公式阻力系数的增加

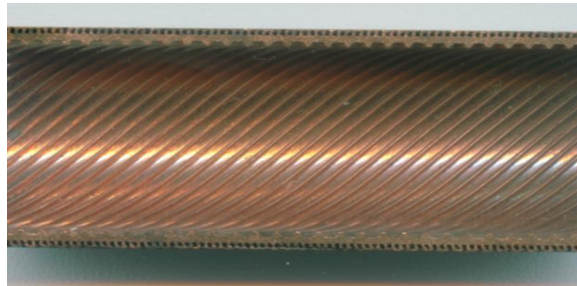
内螺纹管：1-4,

内插扭带：2-13

波纹管：2 to 6

波纹管：3 to 5.

(2) 在四大类的管内流通强化手段中以内螺纹管的综合性能最优。



内 容

1. 前言

2. 传热强化技术的研究进展

3. 不同强化技术的性能比较

4. 换热器系统性能优化研究

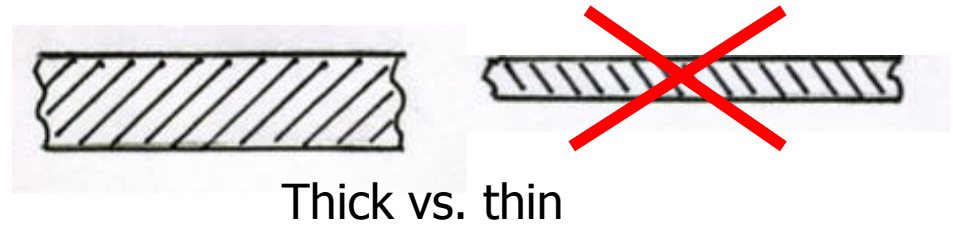
5. 小结与展望

4.1 一个全新的热力系统的状态参数--- 焓

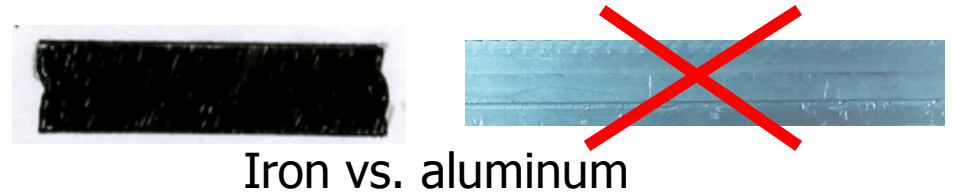
4.1.1 从铁板烧牛肉说起



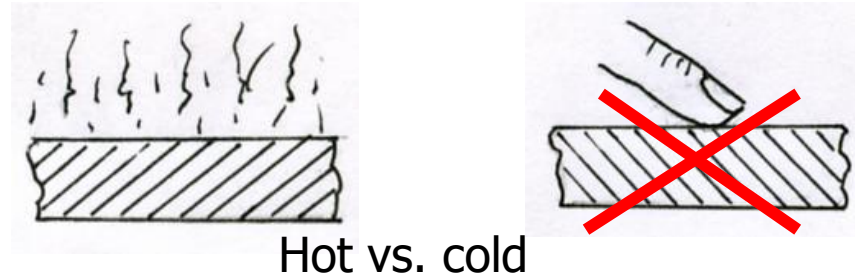
1.为什么要用一块较厚的板?



2.为什么要用一块铁板?



3.为什么需要较高的温度?



这三个因素都是
为了使得有足够的
能量处于较高的
温度!

$$\frac{1}{2}[(\rho C_v T) \bullet V] \bullet T$$

需要有足够的内
能-----这是守
恒的!

能量所处的温度,
是不守恒的温度
总是自动降低的

这个新的物理量称为 焠 ，它有两部分组成：

一部分是物体的内能，其值是守恒的；

另一部分是这个内能所处的温度，这部分是不是恒的，可以升高也可以降低！

焠代表了物体向环境传递热能的能力！



热力学中的熵定义是
Entropy

$$ds = \frac{dQ}{T}$$

过增元院士定义 焠
Entransy

$$E = \frac{1}{2}QT$$

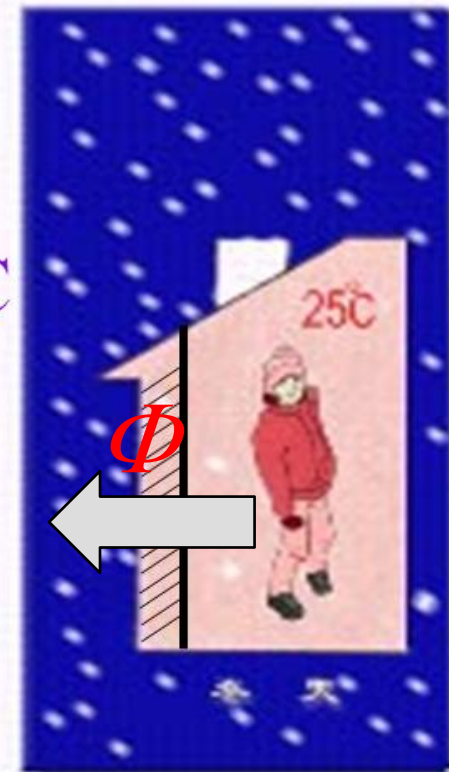
熵和积都是过程参数，都可以表示过程的不可逆程度，不可逆过程中熵增大，而积减少（积耗散）；

Entransy=

$$\frac{1}{2}[(\rho C_v T) \cdot V] \cdot T$$

在热量传递过程中，所传递的热量是守恒的，但是物体的火积则发生变化，得到热量的物体火积增加，而释放热量的物体火积减少；由于热量总是从高温物体到低温物体，因此火积的总量是减少的，这就是火积的耗散！

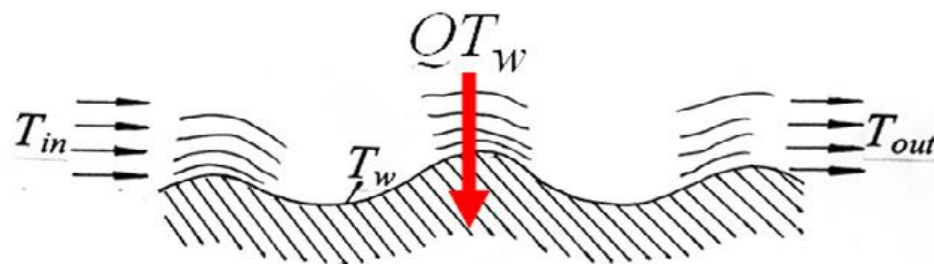
10°C



要使传递过程优化，基于单位传热量的总的 㶲耗散必须最小，这就是火积耗散极值原理。利用 㶲的概念及相关的原理可以对热能传递过程的效率、损耗及优化等问题做全面的分析，是能量利用过程分析的前沿。

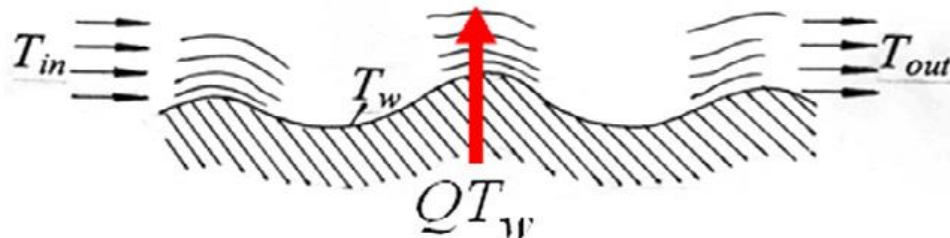
(a)

$$T_{in} > T_w$$



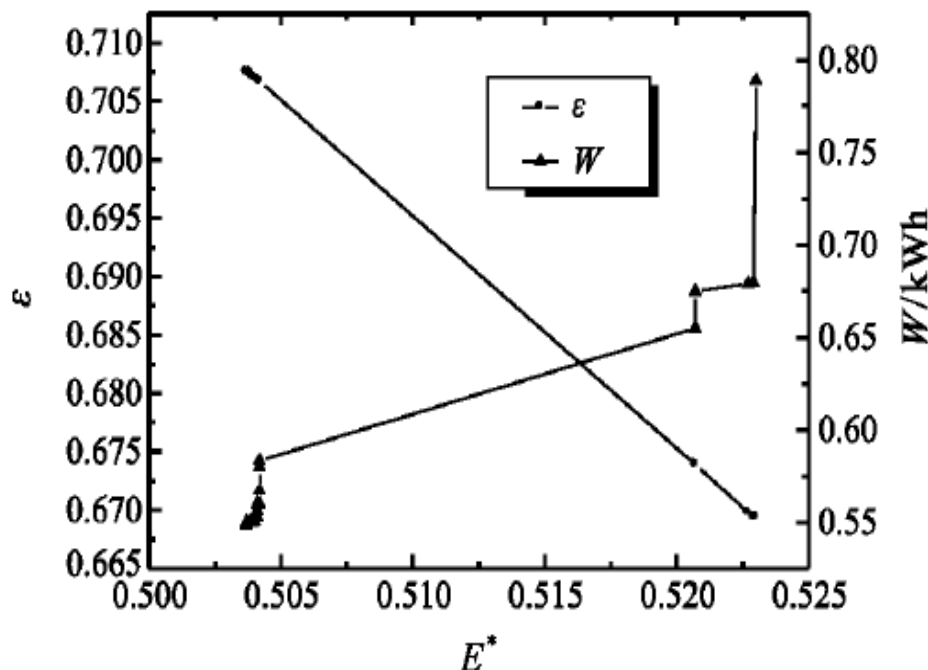
(b)

$$T_{in} < T_w$$



1. 耗散理论在管壳式换热器优化设计中的应用

优化后换热器有效度增加了约5.7%，泵功减少了约30%，换热面积需有所增加。



李孟寻, 郭江峰, 许明田, 程林. 火积耗散理论在管壳式换热器优化设计中的应用
过程热物理学报, 2010, 7

2 基于焓耗散热阻的换热器网络优化

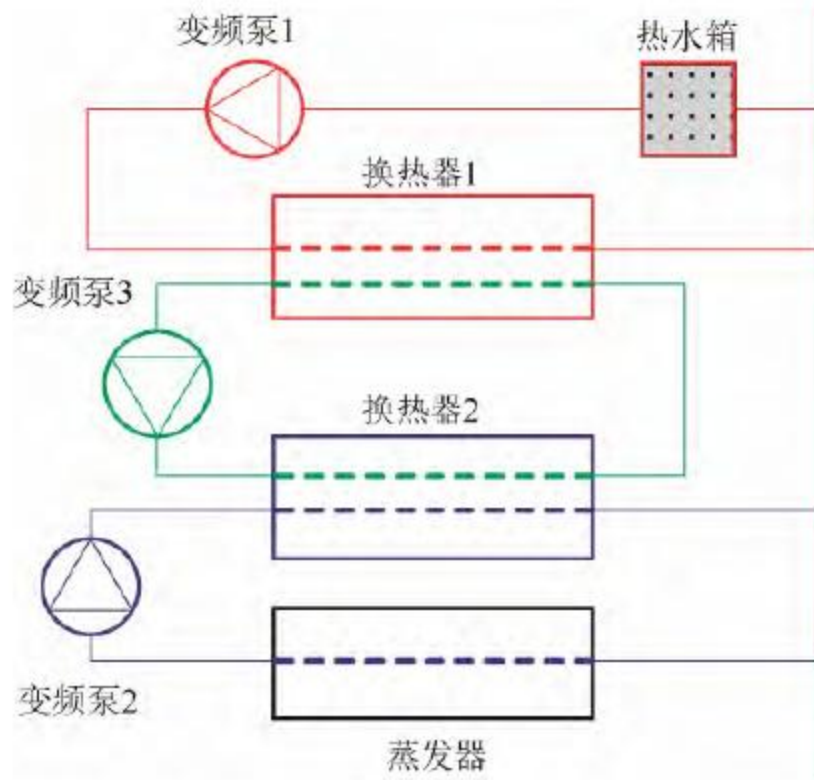


图2 换热器网络示意图

焓耗散热阻

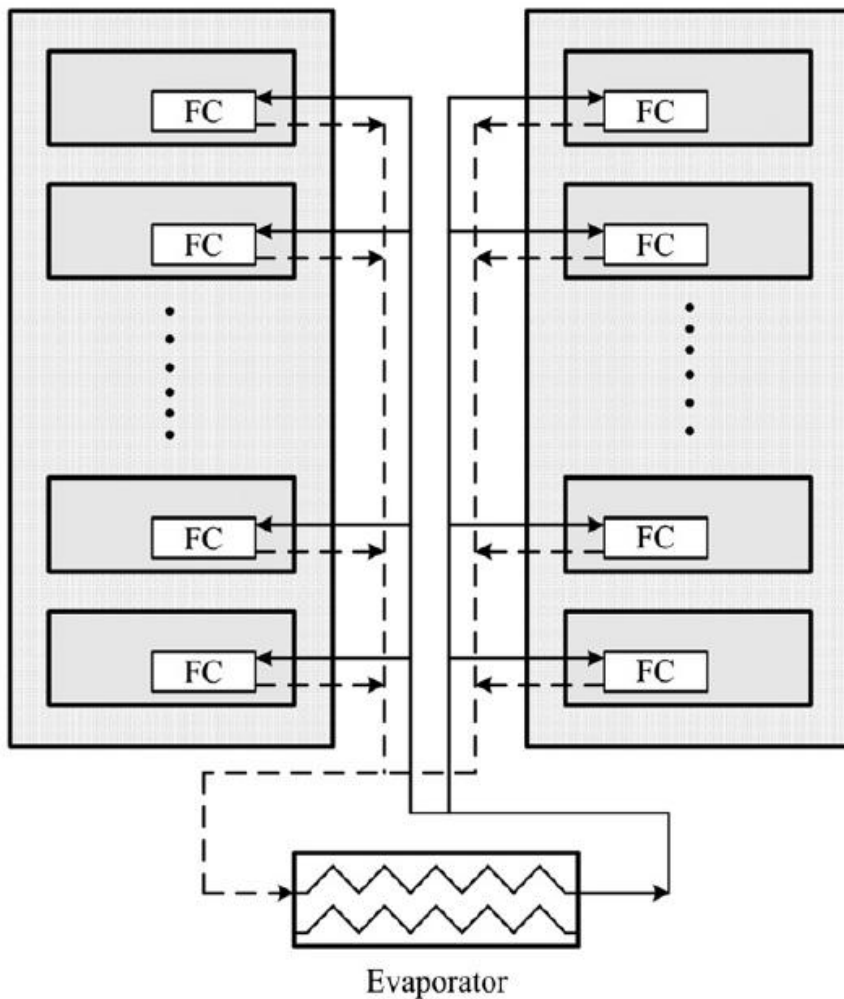
换热器
网络传
热过程
分析

管网
阻力
分析

变频
泵性
能分
析

基于焓耗散热阻的换热器网络优化方法：给定每个换热器热导和换热量获得使泵的总能耗最低的每个变频泵的运行参数

3 中央空调冷却水系统的优化设计



以一个含有两个用户的中央空调冷却水系统为例，在一定的约束条件下，采用积耗散原理分析可以得出最佳的系统组成或者最佳的运行工况。

内 容

1. 前言

2. 传热强化技术的研究进展

3. 不同强化技术的性能比较

4. 换热器系统性能优化研究

5. 小结与展望

过去几十年与制冷工业密切相关的传热学研究也取得了长足的进展：从跟跑、大部分并跑到目前部分方向的领跑；我国家用空调从80年代的窗式大家伙到现在室内小型的壁挂式的发展，就有传热技术进步的贡献在内。

制冷工业和制冷学科的发展事关国计民生和国防安全，随着微纳米流动和传热技术的进一步发展、纳米材料研究的深入及应用的拓宽，以及互联网技术的普及等，我国的制冷工业及制冷学科一定会在实现伟大的中国梦中发挥更大的作用！

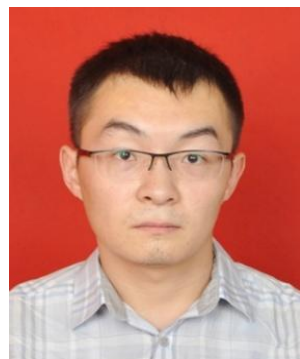
谨以此汇报热流祝贺中国制冷学会成立40周年！

致 谢

本报告中提到的研究成果受到下列基金及项目的资助：
国家自然科学基金；(2)国家重点基础研究发展计划（973计划）
资助；(4)教育部博士学科点专项基金；(5)日大金公司项目。



张定才（2008）刘启斌(2008) 吴俊梅(2009) 樊菊芳(2011) 丁炜堃（2013）冀文涛（2013）



赵创要（2016）靳蒲航（在读）李明杰（在读）王晓娟（在读）李霁鑫（在读）69/70

同舟共济渡彼岸!

People in the same
boat help each
other to cross to the
other bank, where....

谢谢， 欢迎批评指正

