

微管内流动与换热实验研究与分析

赵孝保¹, 刘志刚², 李 蓓¹

(1. 南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042 2. 山东省科学院 能源研究所, 山东 济南 250014)

[摘要] 采用不同压力下的水蒸汽来加热微管, 蒸馏水流过内径分别为 215 μm 、322 μm 、530 μm 及 765 μm 微管, 实验同时测量了微管两端的压力降及流量, 实验得到了 Re 数在 100~7 000 之间变化时的摩擦阻力系数 f 及 Nu 数, 并与经典的流动阻力系数及经典层流、过渡流及紊流换热准则方程式进行了对比。实验结果表明, 在 Re 数较低时, 微管内部 f 值与经典的理论值基本相等, 微管内部的 Nu 数略低于常规经典的换热准则方程式的解; 在 Re 数增加到 1 800~2 000 时, f 值偏离经典的层流解, 但微管内的 Nu 数与过渡流准则方程式的解基本一致; 当 Re 数增加到 3 000~7 000 左右时, f 值达到或接近勃拉修斯解, 管内部换热的 Nu 数达到常规尺度下的紊流换热方程式的解。

[关键词] 微管, 摩擦系数, 努谢尔特数

[中图分类号] TK 124 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2007) 01-0027-05

Experimental Study and Analysis About Flow and Heat Transfer in Micro-tubes

Zhao Xiaobao¹, Liu Zhigang², Li Bei¹

(1. School of Power Engineering Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China

2. Energy Research Institute of Shandong Academy of Sciences, Jinan 250014, China)

Abstract The steam with different pressures were used as heating sources to heat the micro-tubes and the distilled water used as the working fluid, flowed through micro-tubes with inner diameters of 215 μm , 322 μm , 530 μm and 765 μm , respectively. At the same time, pressure drops and flow rates in micro-tubes were experimentally measured. As the Reynolds number varied in the range from 100 up to 7 000 in the experiments and the friction factor and the Nusselt number were obtained correspondingly. The experimental results were compared with the classical flow theories and the classical convective heat transfer correlations in laminar, transitional and turbulent regimes for conventional tubes. The compared results indicated that the values of the friction factors in micro-tubes were in rough agreement with those of the Poiseuille equations and the Nusselt number were slightly less than those of the classical laminar heat transfer correlations at a low Reynolds number. As Reynolds number was larger than 1 800~2 000, the values of the friction factor departs from those of the Poiseuille equations and the Nusselt number reached the values of the transitional heat transfer correlations. The values of the friction factors were approximately equal to or near those of the Blasius equation and the Nusselt numbers were larger than those of the classical turbulent correlations when Reynolds number reached 3 000~7 000.

Key words micro-tube; friction factor; Nusselt number

随着计算机等电子设备、航天器、大型激光器、高温燃气轮机及核聚变反应堆等高新技术的发展, 在上述领域有巨大应用前景的微尺度冷却技术得到了国内外研究者广泛研究, 但是各研究者所得到的结论各不相同甚至相互矛盾。Judy 等^[1]对直径为 15~150 μm 的微管对流摩擦阻力特性进行了研究, Liu 等^[2]研究了水力直径在 244~974 μm 之间矩形槽内部流动特征; 他们都使用了 3 种工质, 两种材质和两种不同微槽的断面积, 得到结论与常规尺度结论相比, 没有明显的差别。因此他们认为如果在微管或微槽内部有任何不连续流动存在, 那么其影响也被实验误差所掩盖。Celata 等^[3]采用 R114 为工质, 对内径为 0.130 mm

收稿日期: 2006-11-27

基金项目: 江苏省自然科学基金(BK2006222)资助项目。

作者简介: 赵孝保(1962-), 教授, 博士, 主要从事传热强化及节能技术、热管技术、汽液两相流动与传热等方面的教学与研究。

E-mail: zha@njnu.edu.cn

的管进行了对流换热的实验研究,发现随着雷诺数的增加,管内流动从层流到过渡流再到紊流变化时,其实验换热系数与经典的准则关系式的对比并无规律. Lee 等^[4]通过实验与数值研究了宽度在 194~534 μm、深度是宽度 5 倍的微槽内部的换热,他们采用经典的连续流进行计算得到的结果与实验结果吻合很好. 因此关于微尺度流动与传热还需要做进一步的研究.

除了微尺度效应外^[5],实验测量手段和测量方法也是导致实验结果不同的原因. 在进行微细通道内部换热实验时,最难以精确测量的就是壁面温度. 目前绝大多数测量微细通道壁面的平均温度基本上都是采用沿壁面布置热电偶^[3],这种方法缺点在于不能反应整个壁面的平均温度值,同时热电偶头的尺寸与微细通道的壁面尺寸可能不在同一数量级上,这会导致肋片效应而根本不能准确测量壁面温度;同时一般采用热电偶或热电阻进行测量时,都是在沿管壁布置测头,再取各测点的平均温度值来代替整个壁面的平均温度值,因此,这无疑会带来比较大的误差.

本实验为了消除热电偶测温误差,采用饱和水蒸气对微管外壁面进行冲击来对微管进行加热,根据水蒸气的压力来确定水蒸汽的温度值,进而得到微管的壁面的平均温度,明显的提高了外壁平均温度的测量精度. 微管进出口压力差及流量也同时被测量. 实验所得到的摩擦阻力系数与 *Nu* 数与经典的准则方程式进行了对比.

1 实验装置及实验误差

1.1 实验装置

为更精确地提供压力,本实验系统采用两种供压装置,在压力小于 1.6MPa 时,采用气压系统;当压力超过 1.6MPa 时,采用往复柱塞计量泵 (JLB-2B),该泵最大供压力达到 10MPa 流量范围为 0~12 000 ml/h 实验台采用气压供压系统时,以 12MPa 的高压氮气作为压力源,氮气经过氧气减压阀后与供压系统相连. 供压系统由快开阀、气态过滤器、精密调压阀及储气罐等组成. 精密调压阀能准确调节实验所需要的压力. 实验段进出口处的聚氨酯软管内插入 K 型热电偶,用于测量进出实验段液体的温度;流量采用高精度量筒测量,当微管进出口端的温度不随液体流动而变化时,用量筒测量出在某一时间内流到集液罐内液体的重量,从而得到流量的大小. 管外以蒸汽加热,传热量以微管内对流换热量计算,消除了保温层热量损失导致的实验误差. 除流量外的所有参数可在数据采集系统中读出.

实验段如图 2 所示. 蒸汽发生器 (DZ-300) 每分钟最大有 64mL 的蒸发量,得到的蒸汽进入镀锌管后,对里面的微石英管进行加热.

在实际实验中,镀锌管外壁有一层保温层,以避免更多的热量通过镀锌管外壁散走. 镀锌管上的压力传感器 (CYB-10S 型) 用于监测镀锌管内的压力,从而能根据压力直接得到蒸汽的温度,也就是微管的外壁面温度 T_{out} . 实验段与实验台的连接方式采用 914 胶水连接,该胶水能耐 120℃ 的温度. 微管内壁温度 T_{in} 为:

$$T_{in} = T_m - \Delta T, \quad (1)$$

式中, ΔT 为内外壁的温度差,其计算式为:

$$\Delta T = \frac{Q_1 \ln \left(\frac{D}{d} \right)}{2\pi k l}, \quad (2)$$

式中: Q_1 为对流换热量 W ; l 为微石英管壁厚 m ; k 为微管材质的导热系数 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 本次实验采用石

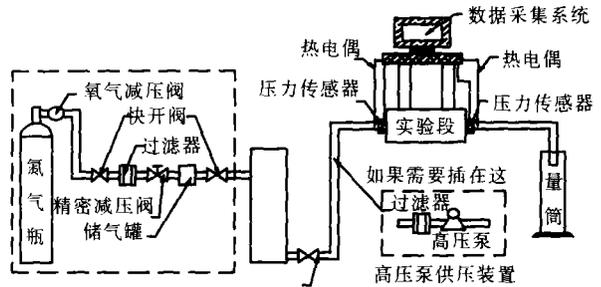


图 1 实验装置图

Fig.1 Schematic of the experimental loop

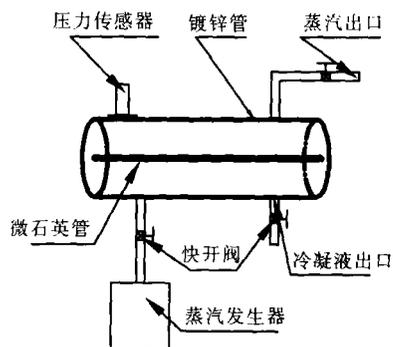


图 2 定温加热实验段

Fig.2 The test section of constant temperature heating

英微管.

$$Q_i = C_p \rho Q \Delta t \tag{3}$$

式中: C_p 为流体定压比热 $J/(kg \cdot K)$; ρ 为流体密度 kg/m^3 ; Q 为流量 mL/s .

实验中分别采用了内径为 $215 \mu m$ 、 $320 \mu m$ 、 $530 \mu m$ 及 $765 \mu m$ 的微管做为实验段. 实验段长度 L 采用卡尺来测量, 外径 D 采用千分尺来测量, 内径 d 采用 S-570 型电子显微镜来测量, 其分辨率高于 $0.1 \mu m$, 测量误差小于 0.5% . 4 种石英管的尺寸数据如表 1 所示.

1.2 实验误差

蒸汽加热时, 附着在管外壁冷凝液薄膜的内外壁温差必须仔细考虑, 否则会引起较大的测量误差. 为减小这部分误差, 在实验中, 加热时用略微过热蒸汽, 进气口尽可能对微管入口处进行冲刷, 并结合文献 [6], 得到微管壁面冷凝液膜内外壁的温差. 根据各种参数的测量误差, 并根据文献 [7] 提供的分析方法进行, 其总的实验误差如表 2 所示.

2 实验结果与分析

2.1 流动特性

当流过微管的流体的流量恒定时, 摩擦系数 f 公式为:

$$f = \frac{\Delta P}{L} \frac{2d}{\rho u^2} \tag{4}$$

式中, ΔP 为两端的压降 Pa ; u 为流体速度 m/s .

根据实验测量到的压降及流量, 由公式 (4) 计算得出的 f 值与 Re 数的关系, 并与经典的理论值 ($f = 64Re$) 及勃拉修斯解 ($f_{Blasius} = 0.3164Re^{-0.25}$) 对比由图 3 所示.

从图 3 可以看出, 当 Re 数较小时, 实验得到的 f 值基本与经典层流理论解相符合, 随着 Re 数的增大, 当 Re 数分别大于 1 200、1 400、1 800、2 100 时, 内径为 $215 \mu m$ 、 $320 \mu m$ 、 $530 \mu m$ 及 $765 \mu m$ 管内的 f 值开始偏离经典理论值.

随着 Re 数进一步增大, Re 数分别大于 2 400 及 3 200 时, 内径为 $215 \mu m$ 及 $320 \mu m$ 管内的 f 值将超过勃拉修斯解, 而内径为 $520 \mu m$ 及 $765 \mu m$ 管内的 f 值在 Re 数大于 6 500 时略大于勃拉修斯解. 由图 3 明显看出, 对于内径分别为 $215 \mu m$ 、 $320 \mu m$ 、 $530 \mu m$ 和 $765 \mu m$ 的管, 当 Re 数分别大于 1 800、2 000、2 200 及 2 400 时, f 值随着 Re 数的增加而增大, Re 数分别大于 3 000、3 500、3 800 及 4 500 左右时, 却又开始随 Re 数的增加而减小, 最终达到或接近于紊流换热准则式的值, 此时 Re 数值约为 6 000 左右, 此过程中可能是从层流向紊流的过渡, 其区域如图 3 所示虚线部分. 另外, 由图 3 也可以看出, 当 Re 数大于 1 500 时, 管径越小, f 值越大. 但随着 Re 数的进一步增大, 4 种尺寸微管内的 f 值渐渐接近.

2.2 换热特性

通过铜丝对微石英管外壁加热, 得到定热流加热. 微石英管的内壁温度由式 (3) 获得. 实验同时测量微管内流量、进出口温度, 并根据式 (5) 得到 Nu 数.

表 1 微管的几何尺寸及测量误差

Table 1 Microtube parameters and measurement errors

L/mm	$\epsilon_1/\mu m$	$D/\mu m$	$\epsilon_2/\mu m$	$d/\mu m$	$\epsilon_3/\mu m$
148.27	± 20	446	± 1	215	± 1.21
148.44	± 20	556	± 1	320	± 1.58
148.61	± 20	812	± 1	530	± 2.60
151.34	± 20	1194	± 1	765	± 3.83

表 2 实验误差

Table 2 Experimental errors

变量	$Re < 1000$	$1000 < Re < 2500$	$Re > 2500$
Δt	$\pm 0.2C$	$\pm 0.2C$	$\pm 0.2C$
ρ	0.6	0.5	0.2
μ	0.7	0.6	0.4
u	2.3	1	0.5
Re	8.9	5.7	5.6
f	8.5	7.1	6.8
Nu	15	10.9	7.8

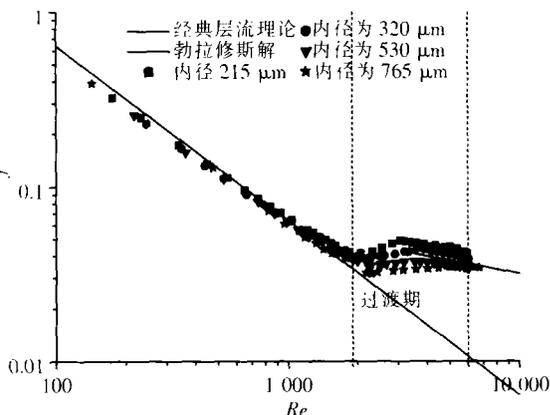


图 3 微管内的摩擦系数与雷诺数的关系和与经典理论解与勃拉修斯解比较图

Fig.3 Comparison of friction factor between experimental data and classical theories, Blasius Eq.

$$Nu_f = \frac{C_p Q d (t_2 - t_1)}{kF \left[T_{in} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right]} \quad (5)$$

式中, t_1 为工质进口温度 /C; t_2 为工质出口温度 /C; F 为微管内壁面积 μm^2 .

实验结果与经典的管内层流换热关系式、过渡流关联式及紊流关系式的计算结果进行了对比, 这些经典的关联式如下所示.

管内常壁温条件下流动充分发展时热入口段层流换热采用 Sieder-Tate 关联式^[8],

$$Nu = 1.86 \left[Re_f Pr_f \frac{d}{L} \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (6)$$

适用范围: $Re_f < 2\,200$ $Pr = 0.05 \sim 17\,000$ $\frac{\eta_f}{\eta_w} = 0.044 \sim 9.8$ $Re_f Pr_f \frac{d}{L} > 10$

如果 $Re_f Pr_f \frac{d}{L} < 10$ 则用 Hausen 关联式^[9] 来计算:
$$Nu = 3.66 + \frac{0.19(Re_f rd/L)^{0.8}}{1 + 0.117(Re_f rd/L)^{0.467}} \quad (7)$$

式中, L 为管长度 μm .

管内过渡区内平均换热系数采用 Hausen 式^[9] 为:

$$Nu_f = 0.116 \left(Re_f^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr_f^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (8)$$

适用范围: $2\,200 < Re_f < 10\,000$ $Pr_f > 0.6$

管内紊流换热关联式 (Dittus-Boelter)^[10] 为:

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n \quad (9)$$

适用范围为: $10^4 < Re_f < 1.2 \times 10^5$.

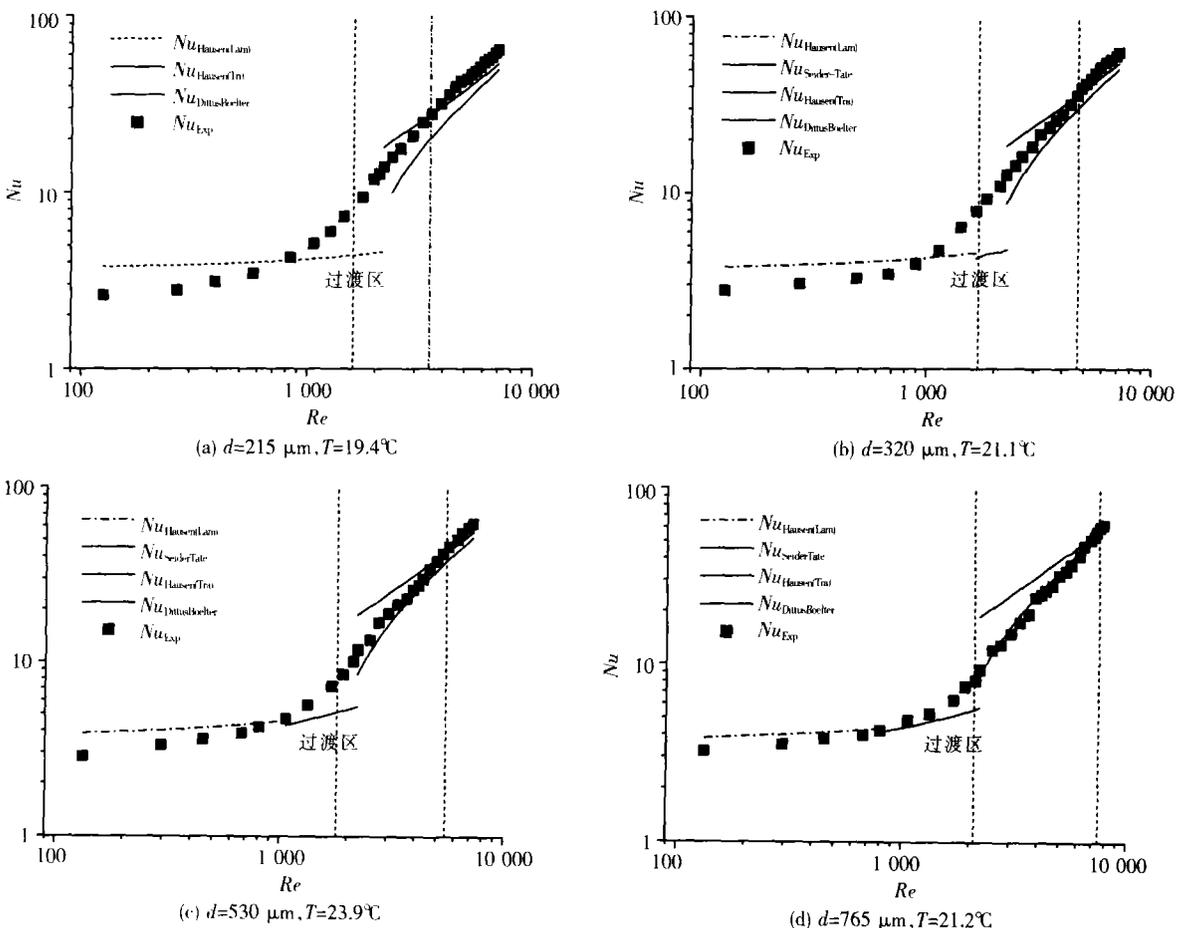


图 4 微石英管的实验得到的 Nu 数与经典理论值的对比

Fig.4 Comparison of Nusselt numbers between experimental data and classical correlations in microtube

图 4是在定热流加热条件下,4种规格的微石英管内部强迫对流换热的 Nu 数与经典换热准则式对比图(图中 T 表示工质去离子水的进口温度值)。

由图 4可知,实验所得到的 Nu 数(也称实验值)与经典的关联式的解并不一致.在 Re 数较小时,实验值低于关联式的解.随着 Re 数的增加,实验值迅速超过关联式的解,继续增加 Re 数,实验值快速上升,对于内径分别为 $215\ \mu\text{m}$ 、 $320\ \mu\text{m}$ 、 $530\ \mu\text{m}$ 及 $765\ \mu\text{m}$ 的管,当 Re 数分别达到 $1\ 600$ 、 $1\ 700$ 、 $1\ 900$ 及 $2\ 100$ 时,实验值已达到过渡流关联式的解;随着 Re 数的进一步升高,在 Re 数分别达到 $3\ 500$ 、 $4\ 000$ 、 $5\ 000$ 及 $7\ 000$ 时,实验值达到或超过经典紊流换热理论值。

本文把实验值达到过渡流关联式时的解时的 Re 数与达到紊流关联式的解时的 Re 数之间的这一区域作为过渡区,如图 4中两条虚线画出区域.随着内径的增大,其从层流向紊流区域也增大,同时由实验值达到紊流准则理论值时的 Re 数也增加.另随着管径的增加,实验值与理论解越来越接近.对于内径为 $765\ \mu\text{m}$ 的管,实验值与关联式的解相差 20% 之内,可以认为与常规尺度下的换热并无明显区别。

根据上述分析,由流动特性得到过渡区域的 Re 数约在 $1\ 800\sim 6\ 000$ 间,而由换热得到的过渡区域的 Re 数约 $1\ 600\sim 7\ 000$ 间.两者在过渡流开始时的 Re 数基本相等,而到达紊流时的 Re 数存在较小的差别,但考虑到实验及分析误差,作者认为两者差别在合理误差范围内.因此可以认为,根据实验结果,微管内部的过渡区域的 Re 数在 $1\ 800\sim 7\ 000$ 左右。

3 结论

(1) Re 数较低时, f 值与经典层流理论值相吻合;当 Re 超过 $1\ 500$ 时,各微管内部的 f 值均已偏离经典理论值,管径越小,偏离程度越大;随着 Re 数进一步增大,上述4种微管内部的 f 值渐渐接近; Re 数达到 $7\ 000$ 时,上述4种尺寸的微管内部之 f 值都大于勃拉修斯解;

(2) Re 数较低时,实验得到的 Nu 数略小于经典的理论值;随着 Re 数的增大, Nu 数的实验值迅速增加,并在 $Re=1\ 600\sim 1\ 900$ 时,达到经典过渡流关联式的值;当 $Re=3\ 500\sim 7\ 000$ 时, Nu 数的实验值与经典的紊流关联式的值相等;

(3) 管内径越大, Nu 数的实验值达到紊流关联式时对应的 Re 数也越大,过渡区 Re 数的跨度也越大;同时,随着管内径的增加, Nu 数的实验值与经典关联式的值越接近.本实验中,对于内径为 $765\ \mu\text{m}$ 的管, Nu 数的实验值与关联式的计算值大多相差在 20% 左右。

[参考文献] (References)

- [1] Judy J, Mayes D, Webb B W. Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels[J]. Int J Heat Mass Transfer, 2002(45): 3477-3489.
- [2] Liu D, Garimella S V. Investigation of liquid flow in microchannels[J]. AIAA J Thermophys Heat Transfer, 2004(18): 65-72.
- [3] Celata G P, Cumo M, Guglielmi M, et al. Experimental investigation of hydraulic and single phase heat transfer in $0.130\ \text{mm}$ capillary tube[J]. Microscale Thermophys Eng, 2002(6): 85-97.
- [4] Le P S, Garimella S V, Liu D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels[J]. Int J Heat Mass, 2005(48): 1688-1704.
- [5] Guo Z Y, Li Z X. Size effect on microscale single-phase flow and heat transfer[J]. Int J Heat Mass Transfer, 2003(46): 149-159.
- [6] 刘静. 微米/纳米尺度传热学[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 269-270.
- [7] Liu Jing. Micro/Nano-scale Heat Transfer[M]. Beijing: Science Publishing, 2001: 269-270 (in Chinese).
- [8] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Exp Thermal Fluid Sci, 1988(1): 3-17.
- [9] Seider E N, Tate G E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes[J]. Industrial and Engineering Chemistry, 1936, 28(12): 1429-1435.
- [10] Hausen H. Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier und erzwungener Strömung[J]. Allg Wmtech, 1959(9): 75-79.
- [11] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. Univ Calif Publ Eng, 1930, 2(13): 443-446.

[责任编辑: 刘健]