

U型管中单相液氮流的压降与传热特性

邓冬, 谢斯卫, 汪荣顺

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 200240 上海)

摘要: 采用两种单U型管和两种多U型管, 管径4~8 mm, 曲率比8~15, 对管中单相液氮流的压降和传热特性进行了实验研究. 结果发现: 无论是单U型管还是多U型管, 在180°弯头内的当地传热特性与直管不同, 壁面温度尤其是弯头后半段管的壁面温度明显下降, 换热增大. 对于单U型管, 在弯头出口处换热系数达到最大; 对于多U型管, 换热系数沿程曲折增大, 且在最后一个弯头出口处达到最大. 基于Idelshik压降关联式, 提出了单相液氮流在180°弯头内的摩擦压降关联式. 新的关联式引入了离心力项, 和实验数据良好吻合.

关键词: U型管; 弯头压降; 单相传热; 二次流; 液氮

中图分类号: TB75

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2013)07-0096-07

Pressure drop and heat transfer of single phase liquid nitrogen flowing in U tubes

DENG Dong, XIE Siwei, WANG Rongshun

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiaotong University, 200240 Shanghai, China)

Abstract: Two U tubes and two multi-U tubes are used to investigate the pressure drop and heat transfer characteristics of single-phase liquid nitrogen flowing in U-tubes. The diameter and curvature ratio of U tubes is from 4 to 8mm, and 8 to 15, respectively. It is found that the local heat transfer characteristics of both single U tubes and multi-U tubes in the 180° return bend are different from that of straight pipe. The wall temperature, especially the wall temperature of the latter part of the bend, decreases, and the heat transfer coefficient increases. For a single-U tube, the maximum heat transfer coefficient is at the exit of the return bend, for a multi-U tube, the heat transfer coefficient is sawtooth-type growing along the way, and reaches the maximum at the exit of the last bend. Based on Idelshik's correlation, the new correlation for the 180° return bend friction pressure drop is proposed. The new correlation adds the centrifugal force item and agrees well with the experimental data.

Key words: U tube; 180° return bend pressure drop; single phase heat transfer; secondary flow; liquid nitrogen

由180°弯头连接的两段直管或是多段直管在蒸发器、冷凝器等工业中有广泛应用. 其主要原因: 一是180°弯头能够改变流体的流向, 另一是180°弯头的存在能够缩小工业设备的体积, 节省成本. 当流体流经直管段时, 无论流动状态是层流

还是紊流, 都是管道中心上的流体速度要大于管道壁面的速度. 但当流体经过180°弯管时, 径向上受到离心力的作用, 此离心力与流体微元速度平方成正比, 与流体微元的曲率半径成反比. 所以, 速度快的中心流体微元移动到与远离180°弯道中心的外侧, 速度慢的流体微元被速度快的流体微元挤压移动到近弯道中心的内侧, 形成了伴随着沿管道线(轴向)的主流运动, 在管道横截面上出现二次环流现象.

Dean^[1-2]首次理论分析了层流二次流并提出

收稿日期: 2012-08-02.

基金项目: 国家自然科学基金青年基金资助项目(50806042).

作者简介: 邓冬(1983—), 女, 博士;

汪荣顺(1963—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 汪荣顺, rswang@sjtu.edu.cn.

量纲一的 Dean 数 $k, k = Re \sqrt{(r/R)}$, 以此来衡量二次流的大小. 直到 1983 年, Chang 等^[3]首次测量和计算方形截面管道内的紊流二次流强度, 给出了详细的平均和脉动速度场. Azzola 等^[4]测量了圆形截面的 U 型弯头的二次流强度, 发现圆形截面的二次流强度整体上比相应的方形截面的要小. Hawthorne^[5]从运动学上认为, 弯道内二次流运动轨迹并不是普遍认为的螺旋线, 而其循环方向是周期性变化且是振荡的. 人们除了关注二次流本身也注意到 180°弯道内的二次流不仅增加弯道本身的传热同时还加强弯道下游的传热. Moshfeghian^[6]研究了 180°弯头对传热性能的影响. 采用蒸馏水、导热油 (Dowtherm G) 和酒精 3 种介质. 雷诺数 55 ~ 31000, 4 种弯道, 其曲率比 4.84 ~ 25.62. Moshfeghian 得出对于 $10\,000 \leq Re \leq 50\,000, 4 \leq R_c/r_i \leq 14$ 的流体, 雷诺数不影响 180°弯道内以及弯道下游的径向传热系数分布. 同时他还指出, 180°弯道对其下游直管段传热的影响区域能延伸到 30 倍管径处, 30 倍管径以外的传热系数与直管无异. Johnson 等^[7]以空气为流体介质, 测量了方形截面 U 型弯头内的温度分布和局部传热系数, 认为 U 型弯头内诱导的二次流会提高弯头下游的传热效果. Ouzia 等^[8]实验研究了 R-22 通过圆形截面的竖直 U 型管的传热性能, 实验表明: 180°弯道内的局部传热系数与轴向径向的位置关系密切, 弯道及其下游的平均传热系数都要比相应的水平直管大. Mochizuki^[9]对长方形截面的竖直 U 型管进行测

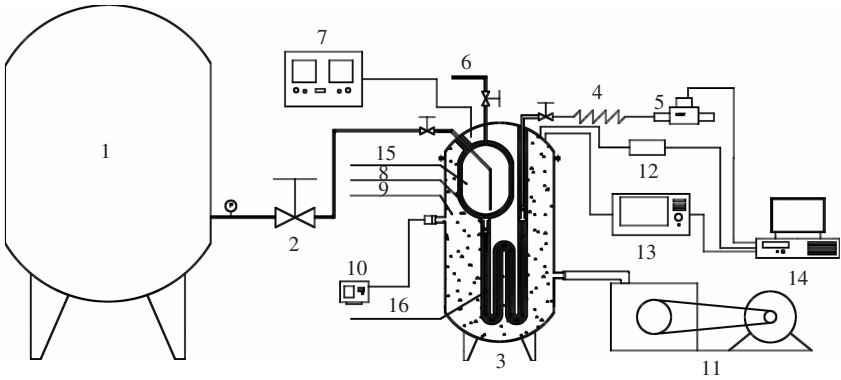
量后, 提出整个流道最高的传热系数出现在最外层壁面的靠近弯头出口处 (邻近的第二边界层复位点). 它的大小超过 4 倍的直线管情况. 但 Hong^[10]却说, 180°弯道对于流道的传热效果与入口效应一样. Clarke 等^[11]对圆形截面的水平 U 型管进行了三维数值模拟. 形象的看到了 180°弯道内及其下游传热增强现象. 他们指出下游传热系数增大超过入口 20% 并且此效应能够持续到下游 20 倍管径处. 同时他们还对弯道内及其下游传热增强机理进行了分析: 由于二次流的存在, 很大程度上大削减了边界层的厚度, 使得传热热阻减小, 传热系数增大.

综上所述, 180°弯道内二次流对弯道传热增强是公认的, 但是对于增强的传热量, 受哪些因素影响存在异议. 况且, 目前的文献很少有 180°弯头受热的情况. 本文以液氮 (LN₂) 为流体介质, 对受热的由 180°弯头连接的 U 型管或多 U 型管进行试验研究. 其目的是研究 U 型管沿程换热特性以及讨论热流密度, 180°弯头弯曲程度等因素对 U 型管传热和压降的影响. 同时弥补以往文献中缺乏的以低温介质在弯道内流动为研究对象的不足.

1 实 验

1.1 实验装置

如图 1 所示, 实验装置主要包括液氮储罐、测试筒、抽真空测真空系统、加热系统和数据采集系统等.



1—液氮储罐; 2—低温阀; 3—测试筒; 4—换热器; 5—流量计; 6—放空口; 7—电加热系统; 8—高真空多层绝热材料; 9—珠光砂; 10—真空计; 11—真空泵; 12—压力与压差变送器; 13—温度采集系统; 14—计算机; 15—内筒; 16—测试管.

图 1 实验装置示意图

液氮储罐的最大能储存 5 000 L, 最大工作压力为 1.6 MPa. 通过压力控制阀, 可以调节液氮储罐的出口压力. 为保证尽量少的漏热, 连接液氮储罐和测试筒的是真空绝热低温管道. 液氮经储罐、压力控制阀、真空绝热低温管道流入测试筒后, 先进入到测试筒的内筒中. 进入到测试筒内筒的液

氮管 (304# 不锈钢, 0Cr18Ni9), 一直深入到接近测试筒内筒底部, 这样有利于入口液氮的过冷. 测试筒顶部开有排气阀, 及时分离出已蒸发的氮气以及调节测试段的入口压力. 测试筒内筒的下游是测试段的入口. 液氮经过测试段后, 再经过稳流器、调节阀、汽化器, 完全转化为氮气, 最终经过气

体流量计(量程:0~1 500 L/min,精度 0.1%),并排向大气空间。

为保证测试筒的漏热最小,对测试筒内筒、测试管段以及稳流器、毛细管等测试筒内部管道用高真空多层绝热材料包裹,在高真空多层绝热材料的外围填上珠光砂。同时采用真空机组对测试筒进行抽真空,保证真空度在 0.1 Pa。

图 1 中的测试段是由 3 个 180°弯头连接的 4 根直管段的多 U 型管。图 2 详细给出了由单个弯头连接的 U 型测试管道,并包括了测试段的上下游。测试管的上下游都是管径稍大的稳流器。在上游稳流器中安装有测试管段流体入口压力与温度的探头。测试管段的起始点与终止点以及测试管第一个弯头的起始点分别插入焊接了毛细管用以测量压差。阀 1、2、3 是截止阀,起选择开关作用,关闭阀 2 开启阀 1 和 3,测量的是第一个 180°弯头上游直管段的压降;关闭阀 3 开启阀 1 和 2,测量的是整个测试管段的压降。测试管段的入口压

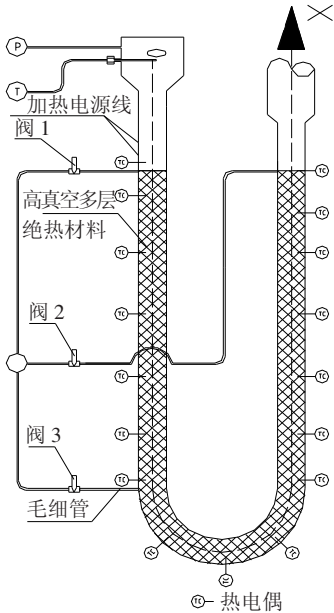


图 2 测试管段示意图

力和两个压差分别由压力变送器(量程:0~4.0 MPa,精度 0.1%)和差压变送器(量程:0~30 kPa,精度 0.5%)测量。测试管段的入口流体温度和沿程壁面温度分别由铂电阻(准确度:0.1 K)和铜-康铜 T 型热电偶测量。本文中一共测试了 4 根管道,4 根测试管段的起始点都为距离第一个 180°弯头入口处 200 mm 处,终止点都为距离最后一个 180°弯头出口处 200 mm。

测试管段表面加热的详细结构如图 3 所示。

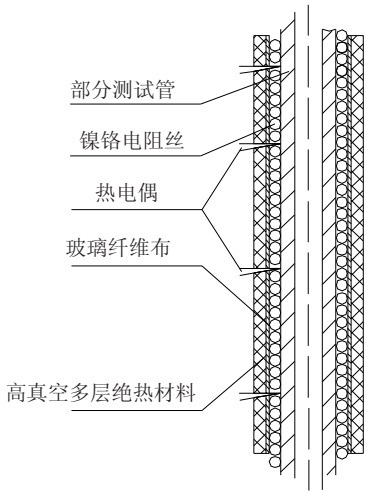


图 3 测试管段部分结构图

包裹或是缠绕在测试管段外围的从里至外为:低温绝缘导热硅脂,带绝缘皮的直径为 0.4 mm 镍铬电阻丝,阻燃玻璃纤维布,高真空多层绝热材料。应注意,缠绕镍铬电阻丝时,避开已固定好的在测试管壁面的 T 型热电偶。

1.2 实验步骤

在进行试验前,需要对测试筒进行检漏。按照图 1 安装连接好各个部件和线路。详细的实验参数如表 1。

表 1 实验工况

管型	入口温度/K	入口压力/kPa	质量流量/(kg·m ⁻² ·s ⁻¹)	热流密度/(W·m ⁻²)
U 型 R/r = 8(r = 4)	79.2~79.8	82.7~88.9	166.2~172.3	145.8~1 478.3
U 型 R/r = 15(r = 4)	78.9~79.5	34.6~35.3	105.7~129.4	45.0~353.6
W 型 R/r = 10(r = 4)	77.9~78.4	39.8~41.2	149.8~153.0	53.2~1 974.0
W 型 R/r = 10(r = 2)	78.0~78.6	33.3~34.1	363.4~484.0	145.1~1 170.0

说明:U 型指由单个 180°弯头连接的测试管;W 型指由 3 个 180°弯头连接的测试管。

具体实验步骤如下:

- 1) 直流稳压电源的电压调 0 V;
- 2) 启动真空泵,对测试筒抽真空至测试筒真空度达到 0.1 Pa;
- 3) 加液氮预冷系统,待测试管段的入口压力和温度稳定在一定值;

- 4) 缓慢调大直流稳压电源的电压,在每一个电压值稳定一定时间,采集该压力下的温度压力压差数据;
- 5) 至所有已设定好的电压值测定结束;
- 6) 关闭加液阀,待测试筒内液氮完全蒸发,更换测试管段,重复步骤 1)~5)。

2 结果与讨论

2.1 单相对流换热分析

质量流速由流量计测量的质量流率 m 和通道截面积 A_c 计算,

$$G = m/A_c.$$

热流密度为

$$q = UI/A_s.$$

内壁温根据测量的外壁温,通过热传导方程计算,

$$T_{w,i} = T_{w,o} - qD_i \ln(D_o - D_i)/2\lambda_{ss}.$$

流体温度,由热平衡方程计算,

$$T_{f,z} = T_{f,in} + \int_0^z qA_s/(GAc_pL) dz.$$

局部对流换热系数为

$$h_z = q/(T_{w,i} - T_{f,z}).$$

局部 Nusselt 数为

$$Nu_z = h_z D_i / \lambda_{f,z}.$$

2.2 漏热分析

在不加热情况下,对测试系统的漏热量进行

了分析.测量可得到的参数有:入口压力 p_{in} ,压降 Δp ,质量流速 G 和测试管壁面温度 T_z . 定义测试管进出口的壁面温度分别为 T_{in} 和 T_{out} .

漏热量可表示为

$$q_L = c_{p,f}GA_c(T_{out} - T_{in})(T_{out} < T_{out,sat}).$$

这里, $T_{out,sat} = f(p_{sat})$, $p_{sat} = p_{in} - \Delta p$.

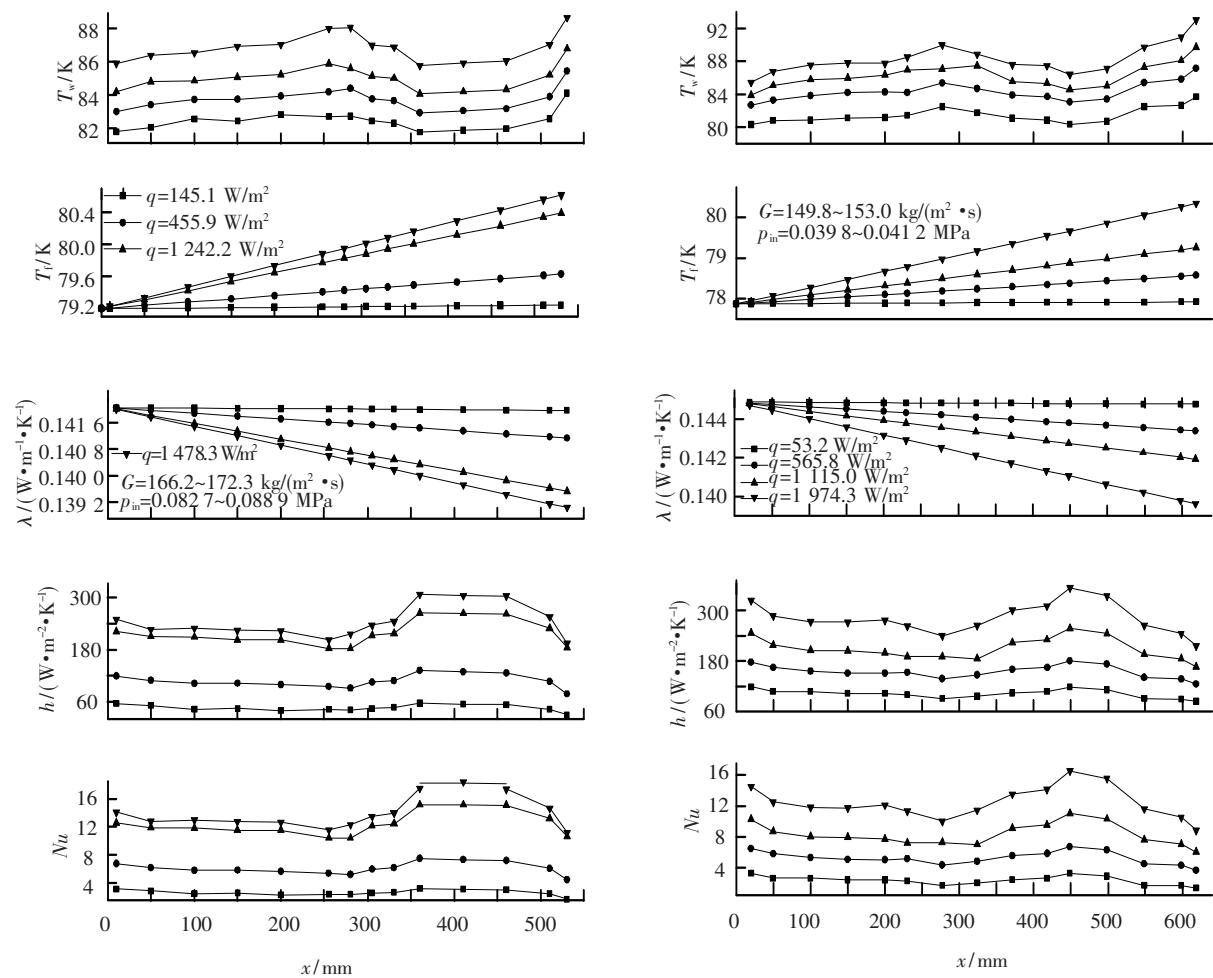
对于测试管 UD8R32, 当 $p_{in} = 190.0$ kPa, $\Delta p = 1.02$ kPa, $G = 136.7$ kg/m²s, $q = 0$, $T_{in} = 79.2$ K, $T_{out} = 79.8$ K. 有 $T_{out,sat} = 83.1$ K, 则 $T_{out} < T_{out,sat}$, 计算的漏热量为

$$q_L = c_{p,f}GA_c(T_{out} - T_{in}) = 8.55 \text{ W/m}^2.$$

和外界加热量比较,8.55 W/m² 很小且可以忽略不计.其他工况下的漏热量可用同样的方法计算且能得到同样结论,这里不再重复.

2.3 当地传热特性

如图 2 所示,对测试管段沿其中心线建立一维坐标,则每个热电偶在沿程方向上有其唯一的坐标.基于此坐标系,绘制了图 4、5.



(a) U 型 $R/r = 8(r = 4)$

(b) U 型 $R/r = 15(r = 4)$

图 4 不同热流密度下两种 U 型管的局部换热特性

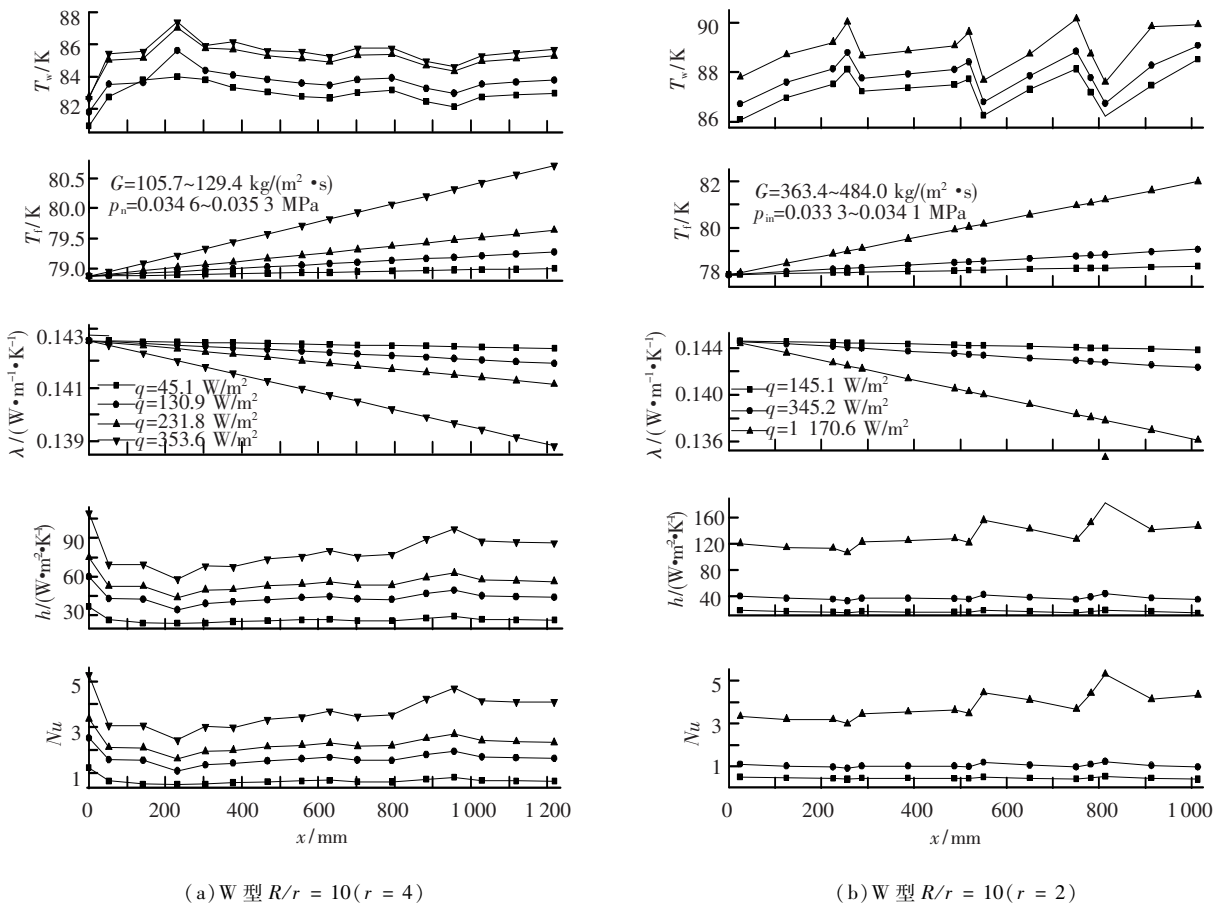


图 5 不同热流密度下两种多 U 型管的局部换热特性

图 4、5 给出了 4 种测试管型在不同热流密度下的局部传热特性,包括壁面温度、液体温度、液氮导热系数、局部换热系数和局部 Nu 数的沿程变化.从图中可以看出,无论是哪一种管型,其壁面温度都不像是直管道那样沿程逐渐上升,而是在 180° 弯头中发生了变化,使得壁面温度在整个 U 型或是 W 型管道呈现曲折上升趋势:在弯头中的前半段壁面温度上升,后半段则下降.这是因为 180° 弯头内诱导二次流的发生,使上游形成的热边界层厚度得到削减甚至是消失,使得壁面温度降低.正是这种 180° 弯头内的二次流的作用,使局部换热系数和当地 Nu 数在 180° 弯头内开始增大,并在弯头出口处附近达到最大,弯头下游开始减小,对于本文中的 U 型管,约在距离弯头出口处 200 mm (即 25 倍管径处),减至进入 180° 弯头前的水平;对于本文中的 W 型管,提高的局部换热系数和 Nu 数恢复到 180° 弯头前的距离需要 200 mm 以上.也就是说,多个 180° 弯头较单个弯头更能增强换热.从图 4 图 5 中还可看出:液氮的导热系数在本文测试范围内变化小,并对局部换热系数和 Nu 数没影响,因为换热系数和 Nu 数沿

程变化几乎一致,导热系数贡献甚小.

2.3.1 热流密度对当地传热特性的影响

从图 4、5 中也可以看到热流密度对 U 型管传热的影响.在入口压力和质量流量都相近的情况下,壁面温度、流体温度、换热系数和 Nu 数都随热流密度增大而增大.并且热流密度较大时的换热系数比热流密度较小时的沿程波动要大,尤其是在 180° 弯头内.举例讲,对于单 U 型管 U8R60 ($R/r = 15$),在热流密度为 53.2 W/m^2 时, 180° 弯头内换热系数最大值点与最小值点的差值为 $27.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,而当热流密度增大到 1974.3 W/m^2 时, 180° 弯头内换热系数最大值点与最小值点的差值为 $112.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

2.3.2 弯曲程度对传热的影响

图 6 给出了不同弯曲程度下的管型的换热系数.从图 6 可以看出,对于单个 U 型管,在相同的热流密度下,曲率比越大的管型,换热系数越大;对于两根具有相同曲率比的多 U 型管(W 型管),管径大些的(弯曲的更厉害)换热系数也大.综合两类管型,弯曲程度大的 U 型管换热系数更大.

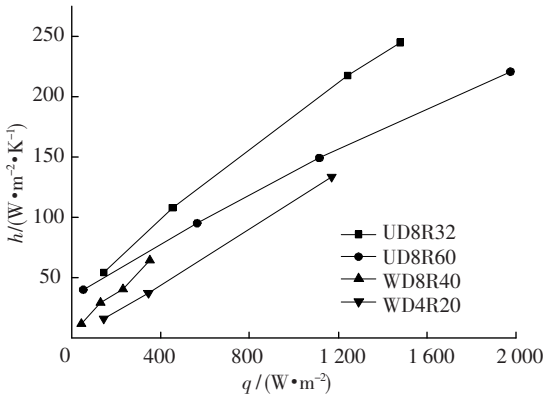


图 6 U 型管弯曲程度对换热系数的影响

2.4 180°弯头压降损失

如图 2 所示, 用 Δp_{12} 表示测试管总的压降, Δp_{13} 表示测试管 U 型弯头或 W 型第一个弯头上游的直管段压降. 认为单相液氮是不可压缩液体, 忽略加速压降, 则 U 型和 W 型弯头的摩擦压降可由式(7)和(8)计算. 计算结果见图 7.

$$\Delta p_{th} = \Delta p_{12} - 2\Delta p_{13} \text{ (for U bend)}, \quad (7)$$

$$\Delta p_{th} = (\Delta p_{12} - 4\Delta p_{13})/3 \text{ (for W bend)}, \quad (8)$$

为便于比较, 由 Idelshik 计算式(9)得到的 180°弯头摩擦压降一同包含在图 7 中. 式(9)中的摩擦压降系数 K_{SP} 具体如(10)所示:

$$\Delta p_{th} = K_{SP} G^2 / 2\rho \text{ (from Idelshik)}, \quad (9)$$

$$K_{SP} = fL/D + 0.294(R/D)^{0.5}, \quad (10)$$

包含两部分: 第一部分是表示由管程引起的摩擦压降, 其中摩擦因子 f 由等式(11)计算,

$$f = 0.079Re^{-0.25}, \quad (11)$$

L 等于 πR ; 第二部分是由弯曲造成的摩擦压降, 表达成曲率比的形式.

由图 7 可见, Idelshik 的计算结果比实测结果小得多. 原因有: 1) 由等式(7)或(8)计算的实验测量弯头压降, 默认弯头下游与其上游的管程摩擦压降相等. 而实际上, 弯头下游摩擦压降要略大于其上游的, 因为二次流由于惯性在其下游会维持一段管程. 按照等式(7)或(8)计算出来的弯头摩擦压降, 就将下游大于上游那一部分压降损失归到 180°弯头中了. 使得计算出来的弯头压降略大于实际压降; 2) Idelshik 提出的单相流 180°弯头摩擦压降系数 K_{SP} 中的第二部分偏小. 由弯曲造成的压降损失不仅跟曲率比相关, 还与离心力大小相关.

在 Idelshik 的单相压降系数(10)的基础上, 引入离心力, 新的压降系数 K'_{SP} 如等式(12).

$$K'_{SP} = fL/D + a(u^2/R)^b(2R/D)^c, \quad (12)$$

式中: u 代表的是速度, 由 G/ρ 计算得到. 系数 a 、

b 、 c 通过实验测量值, 进行最小二乘法拟合得到. 最终, 180°弯头新的摩擦压降系数 K'_{SP} 如等式(13)所示:

$$K'_{SP} = fL/D + 4.745(u^2/R)^{-0.3631}(2R/D)^{0.599}. \quad (13)$$

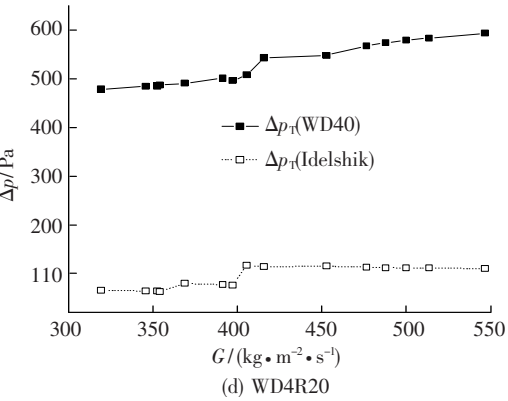
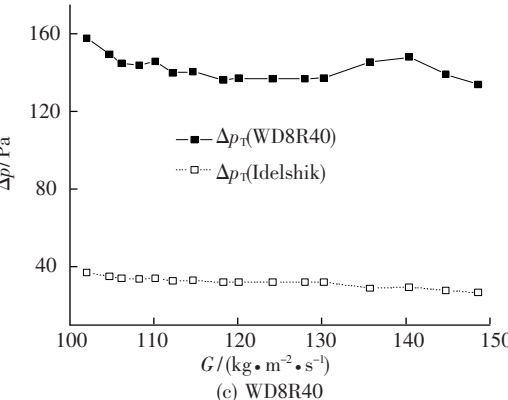
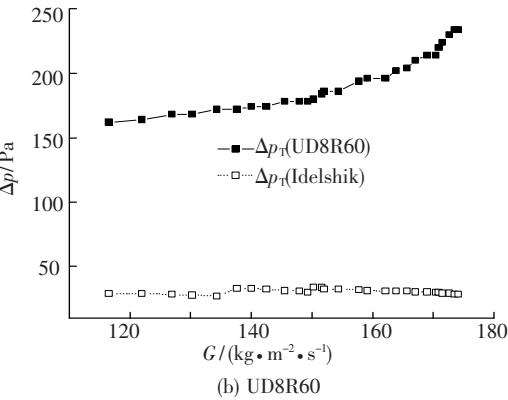
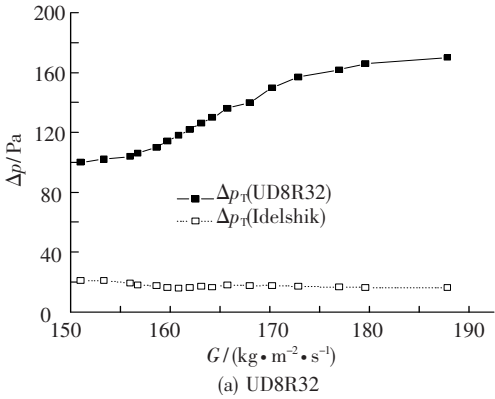


图 7 各个管型下的 180°弯头摩擦压降

由新的摩擦压降系数 K'_{sp} 计算的弯头摩擦压降与实验测量进行了比较. 比较结果如图 8 所示. 可以看到 95% 以上的预测值在实验值的 $\pm 35\%$ 误差线范围内. 总体平均绝对误差和相对误差分别为 24.1% 和 -3.92%.

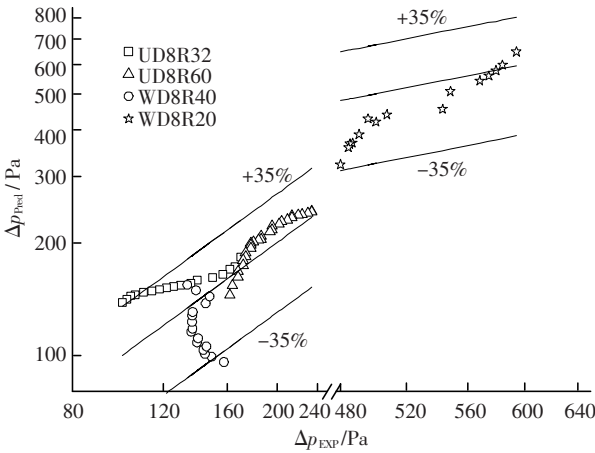


图 8 180°弯头摩擦压降预测值与实验值的比较

3 结 论

本文对单相液氮流通过受热 U 和 W 型管的压降与传热进行了实验研究. 对当地传热特性和 180°弯头的压降进行了分析与讨论, 得出以下结论:

1) 与直管不同的是, U 型或是 W 型在 180°弯头内的壁面温度尤其是弯头后半段管的壁面温度出现下降, 并且换热系数增大. 对于 U 型管, 在弯头出口处换热系数达到最大; 对于 W 型管, 换热系数沿程曲折增大, 且在第 3 个弯头出口处达到最大.

2) 基于 Idelshik 的关联式, 提出了单相液氮流在 180°弯头摩擦压降新的关联式. 该关联式引入了离心力, 且和实验数据具有良好的吻合性.

参考文献

[1] DEAN W R. Note on the motion of fluid in a curved pipe [J]. Philos Magazine, 1927, 4(20):208-223.
[2] DEAN W R. The stream line motion of fluid in a curved pipe [J]. Philos Magazine, 1928, 5(30):673-695.

[3] CHANG M S, HUMPHREY J A C, MODAVI A. Turbulent flow in a strongly curved U-bend and downstream tangent of square cross sections [J]. Physico Chemkal Hydrodynamics, 1983, 4(3):243-269.
[4] AZZOLA J, HUMPHREY J A C, LACOVIDES H, LAUNDER B E. Developing turbulent flow in a U-bend of circular cross-section measurement and computation [J]. Journal of Fluids Engineering, 1986, 108(6):214-221.
[5] HAWTHORNE W R. Secondary circulation in fluid flow [J]. Proceedings of the royal society Lond, 1951, A(206):374-387.
[6] MOSHFEGHIAN M. Fluid flow and heat transfer in U-bends [D]. Stillwater: Oklahoma State University, 1978:20-25.
[7] JOHNSON R W, LAUNDER B R. Local nusselt number and temperature field in turbulent flow through a heated square-sectioned U-bend [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1985, 6(3):171-180.
[8] OUZIA B, MARVILLET C, FEIDT M. Forced convective heat transfer of refrigerant 22 evaporating in upward and downward flow in U-bends [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(4):250-256.
[9] MOCHIZUKI S. Detailed measurements of local heat transfer coefficients in turbulent flow through smooth and rib-roughened serpentine passages with a 180° sharp bend [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(11):1925-1934.
[10] HONG S H. Heat transfer in thermally developing flow of fluids with high prandtl numbers preceding and following U-bend [D]. [S. l.]: University of Illinois, Air Conditioning and Refrigeration Center, 1999:48-58.
[11] CLARKE R, FINN D P. The influence of secondary refrigerant air chiller U-bends on fluid temperature profile and downstream heat transfer for laminar flow conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(3/4):724-735.

(编辑 杨 波)