

水平管内二氟乙烷两相流动摩擦压降实验研究*

陈高飞¹⁾²⁾ 公茂琼^{1)†} 沈俊¹⁾ 邹鑫¹⁾²⁾ 吴剑峰¹⁾

1)(中国科学院理化技术研究所低温工程学重点实验室,北京 100190)

2)(中国科学院研究生院,北京 100049)

(2010 年 5 月 12 日收到;2010 年 8 月 11 日收到修改稿)

对制冷剂二氟乙烷(HFC-152a)在内径为 8 mm 的水平管内进行了两相流动沸腾摩擦压降的实验测量. 实验测量的压力范围为 0.19—0.41 MPa, 热流密度范围为 14—62 kW/m², 流量范围为 128—200 kg/m²s. 实验测量表明: HFC-152a 的两相摩擦压降随质量流量、质量含气率的增大而增大;热流密度则对摩擦压降的直接影响很小,但通过影响两相流流型间接影响了摩擦压降;当流型由分层流动转变为半环状流或环状流时,总压降中加速压降所占比例有所减小,而摩擦压降所占比例则有所增大;摩擦压降随饱和压力的增大而减小. 使用两个应用广泛的压降计算式进行了计算. 实验测试结果与计算结果对比后发现, Friedel 模型与实验结果偏差较大,而 Müller-Steinhagen-Heck 模型则与实验结果符合较好.

关键词: 两相流, 摩擦压降, 二氟乙烷, 水平管

PACC: 4755K, 4785, 5110

1. 引 言

伴随着相变的流动过程是众多工业流程当中非常普遍的现象,它包含单相流动中复杂的对流过程以及由于两相存在而产生的气液界面运动和变形. 两相流的理论研究一直是流体力学、物理学和数学工作者所重视的课题,迄今为止已取得了许多研究成果^[1,2]. 存在相变的气液两相流动过程中的压降预测方法在工程领域中有着广泛的应用,例如制冷与热泵、核反应堆和热电厂等. 近年来由氯氟烃和氢氯氟烃引起的环境问题越来越得到人们的重视,寻找高效低耗能并且对环境无害的新型制冷剂作为替代工质变得很紧迫. 一些氢氟烃作为制冷剂替代工质已得到了应用,其中二氟乙烷(HFC-152a)具有较高的本征热力学效率,并且无臭氧层破坏效应和小的温室效应,从而作为纯质或者混合物中的组元得到广泛应用.

很多学者已经对 HFC-152a 的物性和循环性能做了大量的研究工作^[3,4]. Jung 等^[5]在特定的参数范围内对 HFC-152a 的两相流摩擦压降开展了实验研究,并将实验结果与经典压降计算公式的计算

结果进行了对比. 最近文献[6,7]分别将实验数据与广泛使用的两相流摩擦压降计算公式进行了对比,并提出了新的计算公式. 目前在两相流动摩擦压降预测方法中,广泛应用的是以下模型: Lockhart-Martinelli 模型^[8], Friedel 模型^[9], Chisholm 模型^[10], Bankoff 模型^[11], Chawla 模型^[12]和 Müller-Steinhagen-Heck 模型^[13],其中 Friedel 模型由于其出现较早,并且兼具较好的精度和易于应用的优点,是应用最广泛的模型. 而近期的一项研究表明^[14],通过使用大范围内的实验数据与各计算公式对比,发现 Müller-Steinhagen-Heck 模型精度最高. 在实际应用中,主流计算公式的计算值偏差可能高达 100%^[15]. 两相流动摩擦压降的预测方法对于换热器及管道设计至关重要,而到目前为止,对 HFC-152a 的摩擦压降研究还远远不够,摩擦压降计算模型的可靠性需要更多实验数据的验证,因此开展这方面研究具有非常重要的意义. 本文研究了 HFC-152a 在水平管内多种参数条件下的两相流动摩擦压降特性,拓展了 HFC-152a 的实验研究范围,并分析了质量流量、热流密度、饱和压力以及质量含气率对摩擦压降的影响. 同时将测量得到的实验数据与利用经典计算公式得到的计算结果进行

* 国家自然科学基金重点项目(批准号:50890183)资助的课题.

† 通讯联系人. E-mail: gongmq@mail.ipc.ac.cn

了比较,给出了所选用的摩擦压降计算模型的计算值与本文工况下实验值的对比结果.这对 HFC-152a 的两相流动摩擦压降计算模型的选用具有指导意义.

2. 实验装置

图 1 为实验装置示意图,图 2 为实验装置中测试段的具体结构.实验测试段由 5 段长为 120 mm,内径为 8 mm,外径为 40 mm 的紫铜加热段和其间的 4 段长为 60 mm,内径为 8 mm,外径为 10 mm 的

不锈钢连接段(不加热)组成.各段之间用真空焊接,尽量保证各段的同轴度,在焊接后还采用机械加工使得测试段内壁面表面状况一致,连接处光滑无缝.每个紫铜加热段表面均匀紧密缠绕加热丝,通过直流电源对流体进行加热.每个加热段上分别在进出口的顶部、侧部和底部安装了共 6 支 PT100 型温度计用于测量壁面温度.测试段进口和出口处各安装了一个压力传感器,用于实验过程中测量绝对压力.实验段的进出口之间安装有一个压差传感器用于测量整个实验段压降值.本实验系统的更多详情,可参见文献[16].

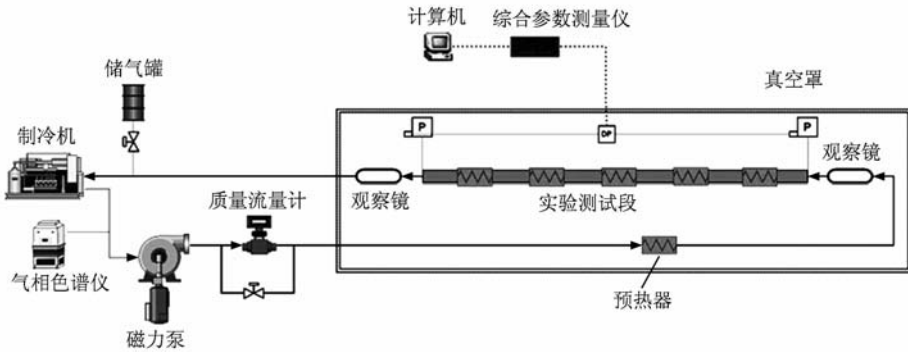


图 1 实验装置示意图

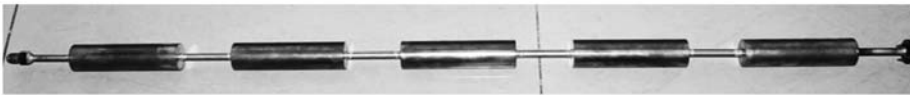


图 2 摩擦压降测试段

3. 计算方法

压差传感器测得的压降值为摩擦压降、流动加速引起的压降及重力势差引起的压降之和,因此摩擦压降需要通过计算获得.流动总压降的表达式为

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{static} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{frict}, \quad (1)$$

式中 ΔP_{total} 为管内流动总压降, ΔP_{static} 为重力势差引起的压降(本实验中,水平管 $\Delta P_{static} = 0$), ΔP_{mom} 为管内流体加速引起的压降, ΔP_{frict} 为流体与管壁的摩擦压降.因此本实验系统的摩擦压降为

$$\Delta P_{frict} = \Delta P_{total} - \Delta P_{mom}. \quad (2)$$

这里 ΔP_{mom} 由下式计算^[17]:

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{out} \right.$$

$$\left. - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{in} \right\}, \quad (3)$$

式中 G 为管道中气液两相总的的质量流量, x 为对应管道处气液两相流质量含气率, ρ_L 和 ρ_G 分别为液相和气相的密度, ε 为对应管道处的截面含气率,下标 out 表示使用出口处的参数计算,下标 in 表示使用入口处的参数计算.本文使用 1993 年由 Steiner^[18] 提出的基于 Rouhani-Axelsson 漂移流模型中的公式^[19]来计算截面含气率 ε ,即

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_G)]^{0.25}}{G\rho_L^{0.5}} \right]^{-1}, \quad (4)$$

式中 g 为重力加速度($g = 9.81 \text{ m/s}^2$), σ 为液体的表面张力系数.

本实验测试段是由 5 个加热段和 6 个非加热段共 11 段相间连接组成, 总长为 900 mm. 在使用经典计算公式计算摩擦压降时, 先对 11 段的摩擦压降分别进行计算, 然后将所得的 11 个压降值相加得到实验段总摩擦压降值. 计算过程中, 每个加热段的质量含气率取该段的平均值, 其截面含气率由该段的平均质量含气率代入(4)式计算获得. 每个非加热段的质量含气率和截面含气率为定值, 其对应的摩擦压降则使用这两个定值计算得到.

测试段进口处的质量含气率 x_{in} 是通过预热器上的传热能量平衡进行计算得到, 即

$$x_{in} = \frac{Q_{pre} - c_p \dot{m} (T_{sat} - T_i)}{\dot{m} H_{lv}}, \quad (5)$$

式中 Q_{pre} 为预热加热功率, c_p 为 HFC-152a 的比定压热容, \dot{m} 为流体每秒流经管内的质量流量, T_{sat} 为当地平衡压力下的饱和温度, T_i 为预热段入口处液体温度, H_{lv} 为 HFC-152a 在对应状态下的汽化潜热.

由于每个加热段上的壁面热流密度都相等, 因此在每个加热段中质量含气率沿着流动方向是线性增长的. 由此可知, 第 i 个加热段上的平均质量含气率 $x_{i,diab}$ 即为该段中点处的质量含气率, 可通过下式计算得到:

$$x_{i,diab} = x_{in} + \frac{\left(Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_{i-1} + \frac{Q_i}{2}\right)}{MH_{lv}}, \quad (6)$$

式中 Q_i 为第 i 段的加热量. 位于第 i 个和第 $i+1$ 个

加热段之间的非加热段质量含气率 $x_{i,adiab}$ 可通过下式计算得到:

$$x_{i,adiab} = x_{in} + \frac{(Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_{i-1} + Q_i)}{MH_{lv}}. \quad (7)$$

每个加热段上的热流密度由下式计算:

$$q_i = \frac{Q_i}{S}, \quad (8)$$

式中 S 为各个加热段的管内壁面面积.

本文实验数据分析中, 所有未指明的“质量含气率”均为图 1 和图 2 中所示的实验测试段的质量含气率积分平均值, 由下式计算:

$$\bar{x} = \frac{1}{Z} \int_0^Z x_z dz, \quad (9)$$

式中 \bar{x} 为实验测试段平均质量含气率, Z 为测试段压差传感器两个采集口之间的水平距离, z 为测试段对应点与入口点的水平距离, x_z 为测试段中 z 处的质量含气率.

数据分析中用到的流体热物性参数都是通过美国国家标准与技术研究院的 Refprop 软件 8.0 版^[20]查得. 实验中各个测量装置的测量范围和不确定度见表 1. 实验中采用的电容式压差传感器在实验前使用室内水柱的方法进行了校准, 测量不确定度在 $\pm 0.1\%$ 内. 所有的压降数据点对应的质量含气率的不确定度由文献[21]中的方法计算得出. 在本文的实验条件下, 质量含气率的不确定度不大于 2%.

表 1 测量系统的不确定度

测量参数	测量元件或仪器	量 程	不确定度
温度	PT100 型铂电阻温度计	80—300 K	± 0.1 K
压力	ZQ503 型压力传感器	0—0.5 MPa	± 0.5 kPa
压差	3351DP 型压差传感器	0—0.01 MPa	$\pm 0.1\%$
质量流率	MK II 型科氏力质量流量计	0—25 kg/h	$\pm 0.1\%$
直流电压	Keithley 2700 型综合参数测量仪	0—60 V	$\pm 0.005\%$
直流电流	SH1844 型精密电流计	0—5 A	$\pm 0.5\%$

4. 实验结果及分析

图 3 所示为不同热流密度条件下 HFC-152a 的两相流动摩擦压降和运动加速压降在总压降中所占的比例, $R_{\Delta P-friect}$ 表示摩擦压降占总压降的比例, $R_{\Delta P-mom}$ 表示运动加速压降占总压降的比例, 其中总压降为压差传感器所测值, 运动加速压降由(3)式

计算得到, 摩擦压降由(2)式计算得到. 当加热量增大时, 即热流密度增大时, 进出口的质量含气率之差 $x_{out} - x_{in}$ 增大, 同时质量含气率的平均值也增大, 进而计算所得的运动加速压降和摩擦压降都增大. 当热流密度为 14—18 kW/m² 时, $R_{\Delta P-mom}$ 的平均值为 23.2%; 当热流密度为 56—62 kW/m² 时, $R_{\Delta P-mom}$ 的平均值为 25.7%. 从图 3(a) 可以看出, 当质量含气率大于 0.14 后, $R_{\Delta P-friect}$ 有一个明显的增加. 结合实

验段出口观察镜(见图1)的观测结果分析可知, $R_{\Delta P\text{-frict}}$ 的增加是由流型转变引起的. 流型在此处由分层流动转变为半环状流, 流型的转变增加了液相浸润周边, 使摩擦压降显著增大, 而运动加速压降在图3所示范围内处于平缓增长状态, 因此摩擦压降增幅大于运动加速压降增幅, 进而使 $R_{\Delta P\text{-frict}}$ 增大.

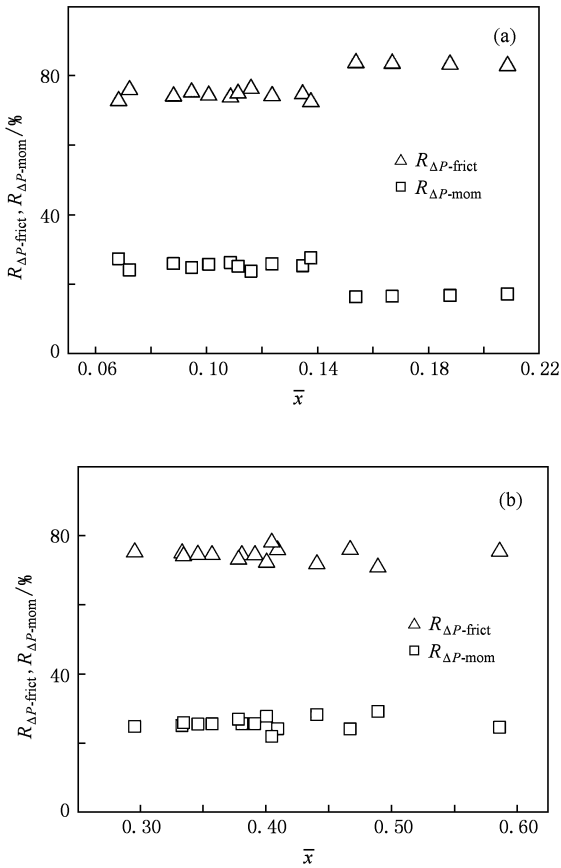


图3 不同热流密度时的 $R_{\Delta P\text{-frict}}$ 和 $R_{\Delta P\text{-mom}}$ $T = 265.3 \text{ K}$, $L = 900 \text{ mm}$. (a) 热流密度为 $14\text{--}18 \text{ kW/m}^2$, (b) 热流密度为 $56\text{--}62 \text{ kW/m}^2$

图4所示为 HFC-152a 在不同质量流量下的摩擦压降. 从图4可以看出, 随着质量流量的增大, 摩擦压降 ΔP_{frict} 增大. 在质量含气率小于0.5的三个不同流量条件下, ΔP_{frict} 都以近似正比的关系随着质量含气率的增大而增大, 这与文献[22]的实验结果相符合.

图5所示为不同热流密度下的摩擦压降. 从图5可以看出, 在不同的热流密度条件下, 摩擦压降随着质量含气率增大而增大的总体趋势不变. 当 $\bar{x} < 0.3$ 时, 在相同的 \bar{x} 点 ΔP_{frict} 的波动量较小; 当 $\bar{x} > 0.3$ 时, 在相同的 \bar{x} 点 ΔP_{frict} 的波动量增大. 这是由

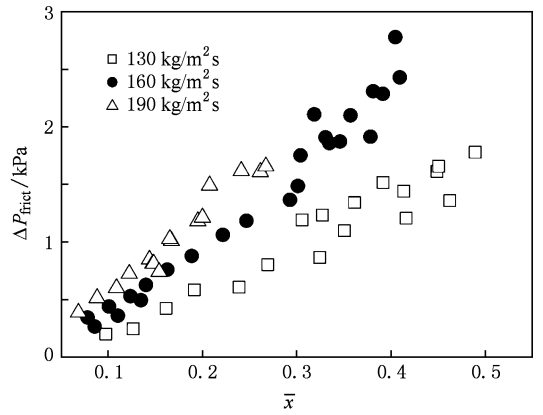


图4 不同质量流量下的摩擦压降 $T = 265.3 \text{ K}$, $L = 900 \text{ mm}$

于测试段的加热量随着热流密度的增大而增大, 根据公式(6)和(7)可知, 沿着管径方向的质量含气率有更显著的增大. 在恒定的质量流量下, 质量含气率的更快增长导致了更迅速的两相流流型变化, 增加了流动的不稳定, 正是这种不稳定造成了 ΔP_{frict} 的波动. 从总体上看, 热流密度对 ΔP_{frict} 的值影响不大.

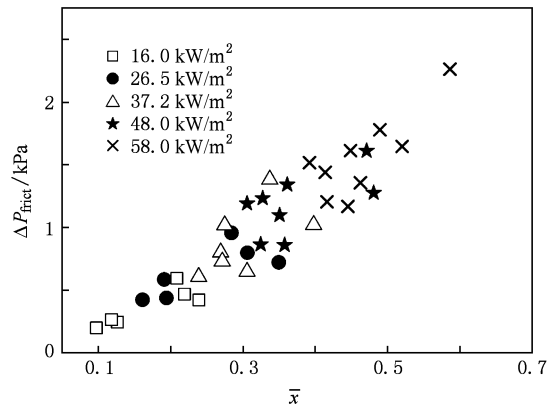


图5 不同热流密度下的摩擦压降 $T = 265.3 \text{ K}$, $G = 128 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $L = 900 \text{ mm}$

图6所示为不同饱和压力下的两相流摩擦压降. 从图6可以看出, 对于 HFC-152a, 在本实验的工况范围内, 质量含气率相同时 ΔP_{frict} 随着饱和沸腾压力的上升而下降. 发生这种现象的主要原因有两个方面. 一方面是随着饱和压力的上升, 气体密度显著增大而液体密度不变, 截面含气率相应降低, 总的体积流量也随之减小, 进而使摩擦压降降低. 另一方面, 随着饱和压力上升, HFC-152a 液体黏度减小, 这也导致了摩擦压降的降低.

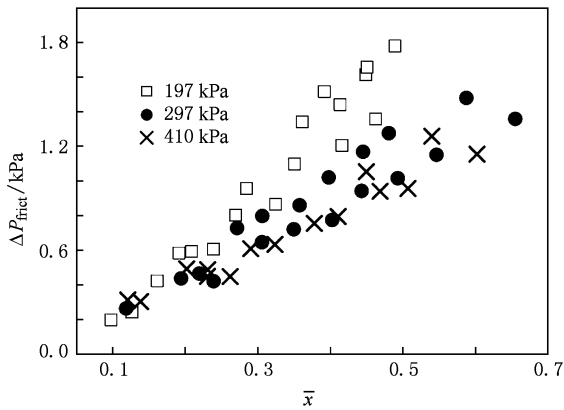


图6 不同饱和和沸腾压力下的摩擦压降 $q = 16\text{--}58 \text{ kW/m}^2$, $G = 128 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $L = 900 \text{ mm}$

5. 实验结果与计算结果的比较

本文选取了广泛应用的 Friedel 模型及具有高精度^[14,23]的 Müller-Steinhagen-Heck 模型,针对本实验各工况点进行计算并将计算结果与实验结果进行了比较.本文对 HFC-152a 的两相流压降实验测试的压力范围为 0.19—0.41 MPa,热流密度范围为 14—62 kW/m²,流量范围为 128—200 kg/m²s.

图 7 所示为实验测试获得的摩擦压降 ΔP_{frict} 与使用公式计算获得的摩擦压降 $\Delta P_{\text{frict-c}}$ 的对比.表 2 所列为选用的公式计算值与实验值的平均偏差. Müller-Steinhagen-Heck 模型的计算值与实验值的平均偏差为 25.19%,由文献[14,23]可知,实验结果与计算结果符合较好,且绝大部分数据点在 40% 的偏差范围内. Friedel 模型的计算值与实验值的平均偏差为 76.97%,总体上计算值比实测值偏大,在实验压降梯度小于 1 kPa/m 的区间平均偏差达 100%,而在实验压降梯度大于 2 kPa/m 的区间平均偏差小于 30%. 本文的实验观察表明,实验压降梯度小于 1 kPa/m 的区间均为层流流型,而实验压降梯度大于 2 kPa/m 的区间均为环流流型.因此, Friedel 模型更适用于两相流环流流型状态下的压降预测,而对本实验状态下层流工作区间的预测值存在着较大误差.

表 2 计算值与实验结果的平均偏差

计算模型	平均偏差
Müller-Steinhagen-Heck 模型	25.19%
Friedel 模型	76.97%

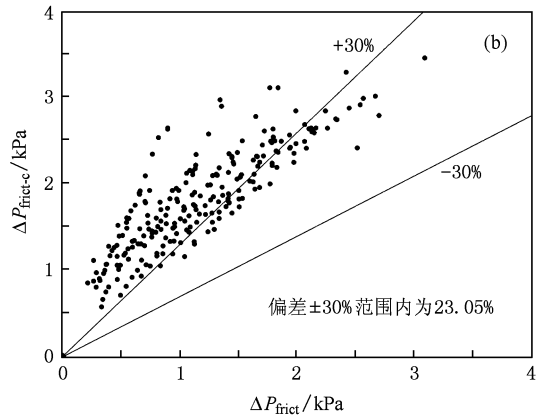
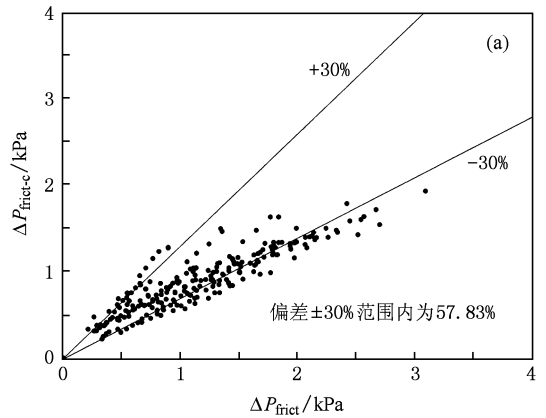


图7 ΔP_{frict} 与 $\Delta P_{\text{frict-c}}$ 的对比 (a) HFC-152a 实验数据与 Müller-Steinhagen-Heck 模型计算结果对比, (b) HFC-152a 实验数据与 Friedel 模型计算结果对比

6. 结 论

本文通过实验测试研究了 HFC-152a 在水平管内的饱和和沸腾两相流动摩擦压降特性,准确测量了管内两相流动摩擦压降值,分析了质量流量和饱和压力的变化对两相流动摩擦压降的影响,同时还研究了热流密度对含气率及两相流型的影响进而引起的摩擦压降占总压降比例的变化. HFC-152a 的两相流动摩擦压降受质量流量的大小、饱和压力的高低影响明显.随着质量流量的增大,摩擦压降增大;随着饱和压力的上升,摩擦压降降低.热流密度对摩擦压降的直接影响很小,但通过影响两相流流型间接影响了摩擦压降;当流型由分层流动转变为半环状流或环状流时,加速压降占总压降比有所减小,而摩擦压降占总压降比则相应增大.选取了广泛应用的两个摩擦压降计算模型进行了计算,计算结果与实验结果比较发现: Müller-Steinhagen-Heck

模型的计算结果与本文的实验结果符合很好,平均偏差只有 25.19%; Friedel 模型的计算结果与本文的实验结果平均偏差为 76.97%,总体上计算值比实测值偏大. 在本实验较宽泛的状态条件区间,

Müller-Steinhagen-Heck 模型都能提供准确的预测值,而 Friedel 模型比较适合用于两相流环流型状态下的压降预测,对于本实验状态下层流工作区间存在着明显的误差.

- [1] Jin N D, Zheng G B 2009 *Acta Phys. Sin.* **58** 4485 (in Chinese) [金宁德、郑桂波 2009 物理学报 **58** 4485]
- [2] Dong F, Jin N D, Zong Y B, Wang Z Y 2008 *Acta Phys. Sin.* **57** 6145 (in Chinese) [董 芳、金宁德、宗艳波、王振亚 2008 物理学报 **57** 6145]
- [3] Tillneroth R 1995 *Int. J. Thermophys.* **16** 91
- [4] Hozumi T, Koga T, Sato H, Watanabe K 1993 *Int. J. Thermophys.* **14** 739
- [5] Jung D S, Radermacher R 1989 *Int. J. Heat Mass Transfer* **32** 2435
- [6] Revellin R, Haberschill P 2009 *Int. J. Refrig.* **32** 487
- [7] Shannak B A 2008 *Nucl. Eng. Des.* **238** 3277
- [8] Lockhart R W, Martinelli R C 1949 *Chem. Eng. Prog.* **45** 39
- [9] Friedel L 1979 *European Two-Phase Flow Group Meeting* (Ispira: ETPFG) E2
- [10] Chisholm D 1973 *Int. J. Heat Mass Transfer* **16** 347
- [11] Bankoff S G 1960 *J. Heat Transfer* **11** 265
- [12] Chawla J M 1967 *ASHRAE J.* **4** 52
- [13] Müller-Steinhagen H, Heck K 1986 *Chem. Eng. Process* **20** 297
- [14] Tribbe C, Müller-Steinhagen H 2000 *Int. J. Multiphase Flow* **26** 1019
- [15] Didi M B O, Kattan N, Thome J R 2002 *Int. J. Refrig.* **25** 935
- [16] Zou X, Gong M Q, Chen G F, Sun Z H, Zhang Y, Wu J F 2010 *Int. J. Refrig.* **33** 371
- [17] Lin Z H, Wang S Z, Wang D 2003 *Gas-Liquid Two Phase Flow and Boiling Heat Transfer* (Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press) p101 (in Chinese) [林宗虎、王树众、王 栋 2003 气液两相流和沸腾换热 (西安:西安交通大学出版社) 第 101 页]
- [18] Steiner D 1993 *VDI-Wärmeatlas* (Düsseldorf: Springer) p375
- [19] Rouhani S Z, Axelsson E 1970 *Int. J. Heat Mass Transfer* **13** 383
- [20] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O 2007 *Standard Reference Database 23* (Version 8.0) (Boulder: National Institute of Standards and Technology)
- [21] Taylor B N, Kuyatt C E 1994 *Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results* (Boulder: National Institute of Standards and Technology)
- [22] Moreno Q J, Thome J R 2007 *Int. J. Heat Fluid Flow* **28** 1049
- [23] Moreno Q J, Thome J R 2007 *Int. J. Heat Fluid Flow* **28** 1060

Two-phase frictional pressure drop of 1,1-difluoroethane in a horizontal tube*

Chen Gao-Fei¹⁾²⁾ Gong Mao-Qiong^{1)†} Shen Jun¹⁾ Zou Xin¹⁾²⁾ Wu Jian-Feng¹⁾

1) (Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

2) (Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

(Received 12 May 2010; revised manuscript received 11 August 2010)

Abstract

This paper deals with an experimental investigation of two-phase frictional pressure drop behavior of 1,1-difluoroethane in an 8 mm inside-diameter smooth horizontal tube. Pressure drop characteristics are measured in a pressure range of 0.19—0.41 MPa, heat flux range of 14—62 kW/m², and mass flux range of 128—200 kg/m²s. The effects of experimental parameters on pressure drop are analyzed. It is found that with the increases of mass flow and vapor quality, the frictional pressure drop increases. The proportion of momentum pressure drop in the total pressure drop increases slightly as heat flux increases, and accordingly the proportion of the frictional pressure drop decreases. The frictional pressure drop increases with saturation pressure decreasing. Experimental results are compared with the calculations from the two extensively used correlation formulae. Our investigations show that the Friedel model has a relatively large deviation, and the Müller-Steinhagen-Heck model accords well with the experimental results.

Keywords: two-phase flow, frictional pressure drop, 1,1-difluoroethane, horizontal tube

PACC: 4755K, 4785, 5110

* Project supported by the Key Program of the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 50890183).

† Corresponding author. E-mail: gongmq@mail.ipc.ac.cn