

过载环境下水平管内水的流动沸腾特性

李 根, 方贤德, 罗组分, 覃业棋

(南京航空航天大学 航空学院

飞行器环境控制与生命保障工业和信息化部重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 利用地面离心旋转台实验研究了不同过载环境下水在 1.8 mm 内径水平管内流动沸腾的摩擦压降特性。实验工况为过载加速度 1.00g~3.16g, 质量流速为 230、330 kg/(m²·s), 热流密度为 102、141 kW/m², 干度为 0.07~0.58。结果表明: 不同过载环境、干度、热流密度和质量流速对水的摩擦压降均有影响。摩擦压降随着过载的增加而略微减小, 随着干度的增加而明显增大。另外热流密度和质量流速的增大均会增加摩擦压降, 并且受到质量流速的影响更为显著。评价了 8 个常重力流动沸腾摩擦压降预测模型对实验数据的适用性, 其中最小的平均绝对误差和平均相对误差分别为 7.8% 和 6.9%。由于流动沸腾流型受到过载的影响较大, 因此利用 Fluent 软件模拟研究了常重力和过载环境下的流型图, 模拟结果显示过载对流动沸腾气液分离影响明显。

关 键 词: 过载; 流动沸腾; 微通道; 摩擦压降; 流型

中图分类号: V245.3; TK124

文献标志码: A

Flow boiling characteristics of water in a horizontal tube under hypergravity environment

LI Gen, FANG Xiande, LUO Zufen, QIN Yeqi

(Key Laboratory of Aircraft Environment Control and Life Support,

Ministry of Industry and Information Technology, College of Aerospace Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Test on flow boiling frictional pressure drop characteristics of water in a horizontal 1.8 mm inner diameter tube under different hypergravities were conducted by using a centrifugal acceleration machine on the ground. The test conditions were hypergravities of 1.00g—3.16g, mass fluxes of 230 and 330 kg/(m²·s), heat fluxes of 102 and 141 kW/m², and vapor qualities from 0.07 up to 0.58. The results showed that different hypergravities, vapor qualities, heat fluxes, and mass fluxes all had effect on the frictional pressure drops of water, and the frictional pressure drops decreased with increasing hypergravities slightly, and increased with increasing vapor qualities significantly. Moreover, the frictional pressure drops increased with increasing both mass flux and heat flux, and the effect of mass flux was more remarkable. The applicability to the test data of eight flow boiling frictional pressure drop correlations developed for normal gravity were evaluated, and the minimum mean absolute deviation and mean relative

收稿日期: 2021-03-23

基金项目: 国家自然科学基金(52076107, 51576099); 江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 李根(1989—), 男, 博士生, 主要从事飞行器环境控制和两相流传热传质研究。E-mail: ligenlglg@nuaa.edu.cn

引用格式: 李根, 方贤德, 罗组分, 等. 过载环境下水平管内水的流动沸腾特性[J]. 航空动力学报, 2022, 37(1): 46-54. LI Gen, FANG Xiande, LUO Zufen, et al. Flow boiling characteristics of water in a horizontal tube under hypergravity environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(1): 46-54.

deviation were 7.8% and 6.9%, respectively, among the correlations. The flow patterns of normal gravity and hypergravity were simulated by using Fluent software because the flow patterns of flow boiling were affected by hypergravities significantly. The simulation results indicated that the effect of hypergravity on flow boiling gas-liquid separation was obvious.

Key words: hypergravity; flow boiling; mini-channel; frictional pressure drop; flow pattern

近年来随着高效率、小体积的换热设备越来越多地被用于现代飞行器上,使得对于微通道换热设备的研究越来越广泛^[1]。由于飞行器在爬升和降落阶段经常处于过载环境,因此对于过载环境下的流动沸腾研究有着非常重要的意义。

目前对于管内流动沸腾特性的研究主要是在常重力(地球重力)环境,其次是微重力环境,而对于过载环境下的研究则很少。对过载环境的模拟目前主要是通过飞机的抛物线飞行和地面离心旋转台两种方式实现。早前很多研究团队通过飞机的抛物线飞行模拟了过载环境。Ohta^[2-3]利用日本三菱重工的MU-300客机抛物线飞行进行了R113的流动沸腾压降实验,该抛物线飞行可产生持续15 s的1.8g过载条件。实验段为内径8 mm,外径12 mm的透明丙烯酸玻璃管,实验条件为压力 $p=0.093$ MPa,温度 $t=20$ °C,液相流速 $V_l=0.0497\sim0.199$ m/s,气相流速 $V_g=1.99\sim15.9$ m/s,实验结果与地面垂直向上流动的结果进行了对比,结果表明压降随着重力的增加有增大趋势,但在大流速下重力对压降的影响会减弱,在小流速下过载时的压降和常重力时的压降没有明显区别。Choi等^[4]也通过MU-300客机抛物线飞行进行了R113的流动沸腾实验研究,发现压降受到流动沸腾流型的影响,不同过载条件下大概只有11%的差距。

Luciani等^[5]和Brutin等^[6]通过使用法国国家太空研究中心的空客A300客机进行抛物线飞行,研究了微重力条件至1.8g过载条件下的HFE-7100流动沸腾特性。实验段为水力直径分别是0.49、0.84、1.18 mm的矩形微通道,流动方向为垂直向上流动。实验条件为热流密度 $q=15\sim55$ kW/m²,质量流速 $G=30\sim248$ kg/(m²·s),结果表明:层流时过载条件下的摩擦压降比常重力下的大30%左右,他们认为这主要与空泡率和浮力有关。

作者所在研究团队早前利用地面离心旋转台对过载下的R134a管内流动沸腾压降特性进行了

实验研究,管内径分别为1.002 mm^[7]和2.168 mm^[8],过载范围为1.00g~3.16g,结果表明:在大干度($x>0.5$)时过载下的摩擦压降要大于常重力下的摩擦压降,而在小干度($x\leq0.5$)时过载下的摩擦压降要小于常重力下的摩擦压降,且偏差均在10%,说明过载对摩擦压降的影响较小。

目前对于过载下水的流动沸腾研究较少,因此本文通过利用离心旋转台实验研究了过载下水的管内流动沸腾压降特性,并与常重力压降模型进行了适用性评价,具有很重要的工程应用价值。

1 实验装置及步骤

本文实验研究装置主要由地面离心旋转台、流体循环系统和数据采集控制系统三部分组成。

1.1 地面离心旋转台

如图1所示,地面离心旋转台由地面支撑装置、安全防护网、转台、电动机和两个电刷组成。转台半径为1 000 mm,旋转轴下部与电动机相连,通过调整电动机变频器的频率来改变转台转速进而可以模拟不同的过载环境。转台下部配有两个电刷,在转台旋转时可以为安装在转台上的实验设备持续供电。流体循环系统和数据采集控制系统均用高强度扎带和铁丝固定在转台上,防止转台高速旋转产生的离心力使设备脱落。

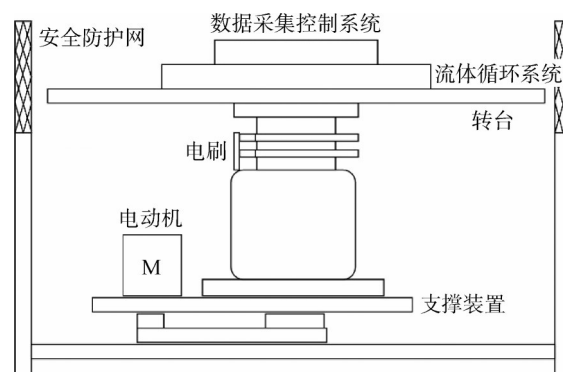


图1 地面离心转台示意图

Fig.1 Schematic of the centrifugal acceleration machine on the ground

1.2 流体循环系统

如图 2 所示,流体循环系统主要由预热段、实验段、冷凝器、储液罐、齿轮泵、流量计和控制阀组成。本文实验以水作为工质。

首先工质通过储液罐上部的阀门加注进流体循环系统中,然后齿轮泵将工质从储液罐中抽出,通过流量计进入预热段。工质在预热段中被加热到所需干度,再经发展段进入实验段中再次被加热。最后工质流出实验段进入冷凝器,充分冷凝成液体后流回到储液罐,如此往复循环。

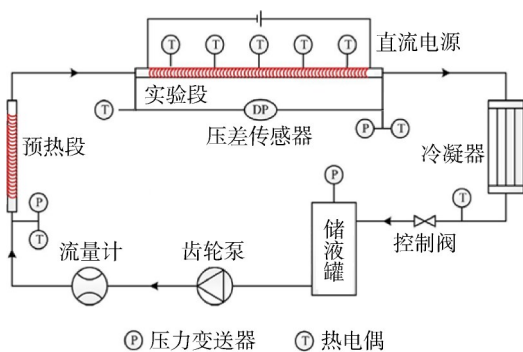


图 2 流体循环系统示意图

Fig.2 Schematic of the fluid cycle system

实验段和预热段外表面均匀缠绕了镍铬丝以此作为加热装置,预热段和实验段分别采用交流调压模块和大功率直流电源为加热丝供电。在实验段入口前布置了 100 mm 长的直管作为充分发展段以防止进入实验段流体的流型受到干扰,其管径与实验段一致。预热段、发展段和实验段均采用耐高温隔热材料严密包裹,以此减少与外界环境的热交换使得测量数据更为准确。

实验段为长度 200 mm,内径 1.8 mm 的紫铜直管,水平布置在距离转台圆心 950 mm 位置处且与半径方向垂直,如图 3 所示,工质在实验段内从左向右流动且转台顺时针转动,保证了流动方向垂直于所受离心力的方向。

1.3 数据采集和控制系统

实验采用 T 型(铜-康铜)热电偶作为温度传感器,并使用高精度水浴锅对热电偶进行了温度标定,使其精度达到 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 。在沿实验段轴向均匀地布置了五个温度测点用来测量实验段外壁温度,并且在实验段进出口位置分别布置了热电偶用于测量实验段的进出口温度,同时在预热段入口处布置了热电偶用来测量预热段的入口温度。在每一个温度测点处打磨了一个深 0.2 mm 的凹

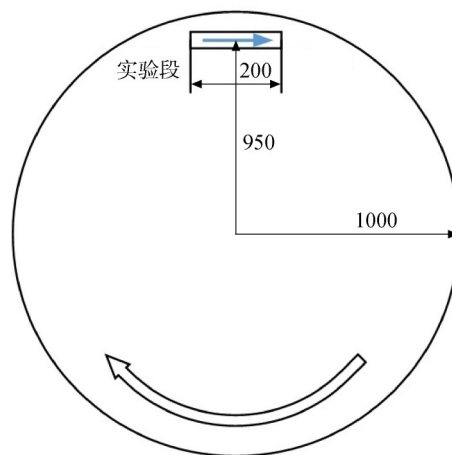


图 3 实验段在转台上的位置(单位:mm)

Fig.3 Location of the test section on the turntable
(unit:mm)

槽用于放置热电偶测头,随后在热电偶测头和管壁间的空隙处填充了高导热系数的镓-锡液态金属用以减少热电偶测头与管壁的接触热阻,进而可以测得更精确的壁温。

在预热段入口处、实验段出口处和储液罐上部安装了压力变送器测量实时压力,量程均为 0~0.6 MPa。压差传感器与实验段进出口相连用来测量实验段的进出口压差,量程为 0~100 kPa。环境压力通过精度为 100 Pa 的空压表测得,与压力变送器测量值之和即可得到绝对压力值。实验段流量采用椭圆齿轮流量计测量,可直接测得管路体积流量值,并将其安装在转台的中心位置以减小转台旋转时产生的震动和离心力的影响。

在转台最上部放置了一台计算机用于实时数据采集,通过 Teamviewer 远程控制软件与另一台计算机连接,因此可实现远程控制转台上的实验设备进行实验。

1.4 实验步骤

首先在转台没有旋转时,即常重力环境下调节齿轮泵转速、预热段和实验段加热功率使其达到预定值,等待系统稳定后采集相关数据即可得到常重力下的流动沸腾数据值,然后调节转台电动机变频器使离心加速度依次从 $0g$ 增加到 $1.00g$ 、 $2.00g$ 和 $3.00g$,对应的过载加速度为 $1.41g$ 、 $2.24g$ 和 $3.16g$,即可得到不同过载下的流动沸腾实验数据。

2 数据处理

2.1 过载加速度

实验台旋转产生的离心加速度 a_c 为

$$a_c = (2\pi n)^2 L_a \quad (1)$$

其中 n 为转台的转速, L_a 为实验段中心到转台圆心的距离。由于实验段长度 L (200 mm) 远小于 L_a (950 mm), 因此可用实验段中心处的离心力来代表整个实验段所受的离心力。过载加速度 g_a 是转台离心加速度 a_c 和实验段所受重力加速度 g 的合成加速度, 即

$$g_a = \sqrt{a_c^2 + g^2} = g\sqrt{(a_c/g)^2 + 1} \quad (2)$$

从上式中可以看出当 $a_c=0$ 时, g_a 为 $1.00g$, 此时处于常重力条件; 当 $a_c>0$ 时, g_a 大于 $1.00g$, 则实验处于过载条件。

2.2 饱和压力

由于工质在进入实验段之前已达到饱和状态, 因此实验段饱和压力 p_{sat} 为

$$p_{\text{sat}} = p_{\text{in}} - \frac{1}{2} \Delta p \quad (3)$$

式中 p_{in} 为实验段的入口压力, Δp 为实验段压降。然后可通过 REFPROP 软件查询饱和压力下的相关物性参数。

2.3 热流密度

实验段热流密度 q 可用下式计算:

$$q = \frac{Q_{\text{test}}}{\pi D L_{\text{eff}}} \quad (4)$$

式中 D 为实验段内径, L_{eff} 为实验段有效加热长度, Q_{test} 为考虑热量损失后的实验段净加热功率, 可利用下式计算:

$$Q_{\text{test}} = Q - \frac{t_{i,\text{ins}} - t_a}{\frac{\ln(D_{o,\text{ins}}/D_{i,\text{ins}})}{2\pi L_{\text{eff}} \lambda_{\text{ins}}} + \frac{1}{k_o \pi L_{\text{eff}} D_{o,\text{ins}}}} \quad (5)$$

式中 Q 为实验段总加热功率, $t_{i,\text{ins}}$ 为保温层内壁面温度, λ_{ins} 为保温层的导热系数, $D_{o,\text{ins}}$ 和 $D_{i,\text{ins}}$ 分别为保温层的外径和内径, k_o 为保温层外表面的传热系数, t_a 为环境温度。由于保温层外表面用高反射率的铝箔包裹, 使得辐射传热可忽略不计, 因此保温层外表面的传热主要是对流传热。常重力时, k_o 用水平圆柱外表面自然对流传热公式计算; 过载时, k_o 用外掠平板强迫对流传热公式计算。

2.4 干度

根据能量守恒方程可得

$$x_{\text{in}} = \frac{1}{h_{\text{lg},\text{in}}} \left(\frac{Q_{\text{pre}}}{GA} - \Delta h_{l,\text{in},\text{pre}} \right) \quad (6)$$

式中 x_{in} 为实验段的入口干度, $h_{\text{lg},\text{in}}$ 为实验段进口压力条件下的汽化潜热, Q_{pre} 为预热段的净加热功率, A 为实验段截面积, $\Delta h_{l,\text{in},\text{pre}}$ 为实验段进口压

力条件下的饱和液体焓值与预热段进口焓值之差, G 为质量流速, 可由下式计算得到

$$G = \frac{q_v \rho}{A} \quad (7)$$

式中 q_v 为流量计测得的体积流量, ρ 为工质的密度, 同样可得实验段出口干度为

$$x_{\text{out}} = x_{\text{in}} + \frac{Q_{\text{test}}}{GA h_{\text{lg},\text{out}}} \quad (8)$$

式中 $h_{\text{lg},\text{out}}$ 为实验段出口压力条件下的汽化潜热。因此实验段的平均干度 x 可用进口干度和出口干度的算术平均值来计算:

$$x = \frac{1}{2} (x_{\text{in}} + x_{\text{out}}) \quad (9)$$

2.5 摩擦压降

压差传感器测量得到的实验段压降为摩擦压降、重力压降和加速压降之和, 即

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_{\text{fr}} + \Delta p_{\text{gr}} + \Delta p_{\text{ac}} \quad (10)$$

式中 Δp_{fr} 为摩擦压降, Δp_{gr} 为重力压降, Δp_{ac} 为加速压降。对于本实验中水平管内流动, 重力压降为零。对于流动沸腾, 加速压降按下式计算:

$$\Delta p_{\text{ac}} = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\rho_g \epsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\epsilon)} \right]_{\text{out}} - \left[\frac{x^2}{\rho_g \epsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\epsilon)} \right]_{\text{in}} \right\} \quad (11)$$

式中 ρ_g 和 ρ_l 分别为工质气相和液相的密度, ϵ 为空泡率, 计算公式如下:

$$\epsilon = \left[1 + (1 + 2Fr_{\text{lo}}^{-0.2} \epsilon_h^{3.5}) \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (12)$$

式中 Fr_{lo} 为全液相弗劳德 (Froude) 数, ϵ_h 为均相空泡率, 分别可由式 (12) 和式 (13) 计算。

$$Fr_{\text{lo}} = \frac{G^2}{g D \rho_l^2} \quad (13)$$

$$\epsilon_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (14)$$

3 实验不确定度分析和可靠性验证

3.1 不确定度分析

本实验中直接测量得到的参数和间接计算得到的参数的不确定度利用 Kline 和 McClintock^[9] 提出的分析方法进行不确定度的分析计算, 结果如表 1 所示。

3.2 可靠性验证

在进行两相流流动沸腾实验之前, 需要先通过单相流实验对实验系统的可靠性进行验证。单

表 1 不确定度
Table 1 Uncertainty

参数	不确定度	参数	不确定度
内径/ μm	± 10	压差/ $\%$	$\pm 0.075\text{FS}$
长度/ mm	± 1	转台转速/ $\%$	± 0.2
温度/ $^{\circ}\text{C}$	± 0.2	过载加速度/ $\%$	± 0.42
相对压力/ $\%$	$\pm 0.5\text{FS}$	热流密度/ $\%$	± 3.5
环境压力/ Pa	± 100	干度/ $\%$	± 5.4
质量流速/ $\%$	± 0.5		

注:FS表示满量程。

相流摩擦因子 f 的计算公式如下所示:

$$f = \frac{2D\rho}{G^2} \cdot \frac{\Delta p_{\text{fr}}}{L} \quad (15)$$

根据上式计算得到的单相流摩擦因子与经验公式的预测值进行比较则可判断出实验系统的可靠性高低与否。

对于层流选择理论公式如下:

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re \leq 2000 \quad (16)$$

对于湍流,可选择近年来计算光滑管单相湍流摩擦因子最准确的 Fang 等^[10]经验公式,具体形式如下:

$$f = 0.25 \left[\lg \left(\frac{150.39}{Re^{0.98865}} - \frac{152.66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad Re = 3000 \sim 10^8 \quad (17)$$

根据式(15)求得的实验摩擦因子与 Fang 等^[10]公式的预测值进行比较,结果如图 4 所示,可以看出实验值与预测值较为接近,偏差在 5% 以内,说明本实验系统用于两相流动沸腾实验是可靠的。

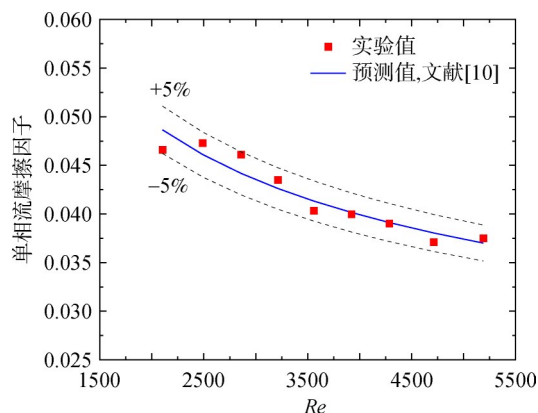


图 4 实验值与文献[10]的预测值比较($g_a = 1.00g$)

Fig.4 Comparison of test value and predicted value in Ref.[10] ($g_a = 1.00g$)

4 实验条件与结果分析

4.1 实验条件

本文实验条件汇总在表 2 中,包含常重力和三个不同过载、干度、热流密度和质量流速。

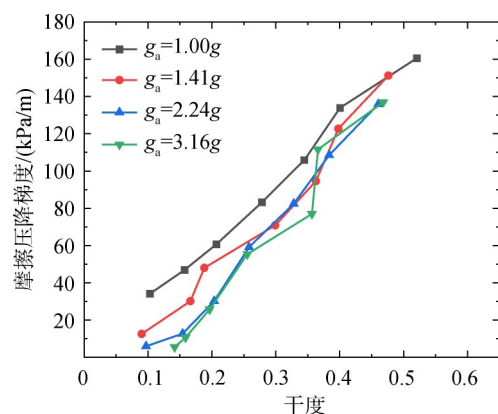
表 2 实验条件
Table 2 Test conditions

参数	范围
g_a/g	1.00、1.41、2.24、3.16
干度 x	0.07~0.58
热流密度 $q/(\text{kW}/\text{m}^2)$	102、141
质量流速 $G/(\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}))$	230、330

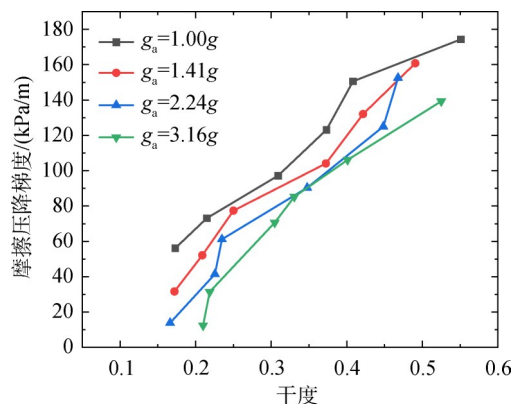
4.2 过载和干度对摩擦压降的影响

常重力和不同过载环境下,水在 1.8 mm 管径的水平管内流动沸腾摩擦压降的实验结果如图 5 所示,从图中可以看出:

1) 水的摩擦压降随着过载的增大而略微减



(a) $G=230 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q=102 \text{ kW}/\text{m}^2$



(b) $G=230 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q=141 \text{ kW}/\text{m}^2$

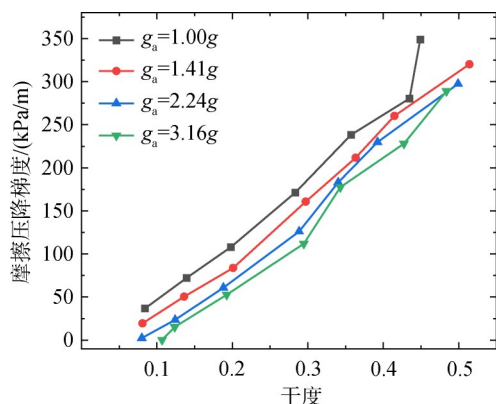
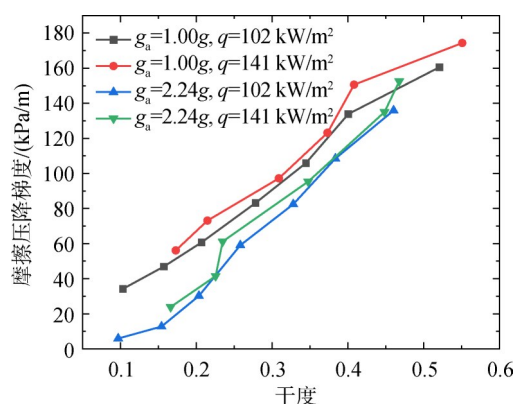
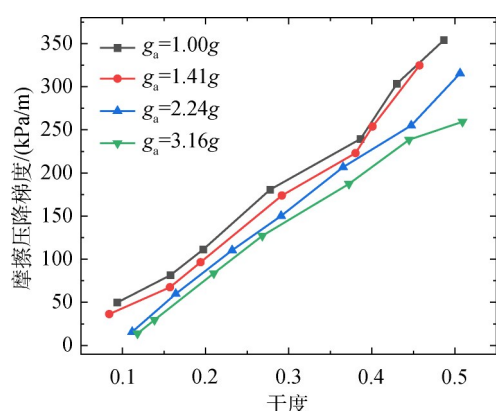
(c) $G=330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q=102 \text{ kW}/\text{m}^2$ (a) $G=230 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ (d) $G=330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q=141 \text{ kW}/\text{m}^2$

图 5 不同过载下摩擦压降的变化

Fig.5 Variation of frictional pressure drops under different hypergravities

小,常重力下的压降值最大,3.16g时的压降值最小,不同过载下的摩擦压降偏差较大,说明过载对摩擦压降的影响较小。过载下摩擦压降偏小原因主要和流型有关,过载的增大会对气泡脱离尺寸和气泡分层流动有一定影响。

2) 不同过载环境下,摩擦压降随着干度的变化趋势基本一致,均为随着干度的增加而增大。这是由于当干度逐渐增大时,管内气相增多并向中心处聚集导致了流体流速逐渐变大而贴着管壁流动的液膜流速较慢,导致了干度对摩擦压降有非常明显的影响。

4.3 质量流速和热流密度对摩擦压降的影响

图 6(a) 和图 6(b) 分别为质量流速在 $230 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 和 $330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 条件下两种不同热流密度对水的沸腾摩擦压降的影响。从图中可以看出在两种过载环境下热流密度为 $141 \text{ kW}/\text{m}^2$ 的摩擦压降要略大于 $102 \text{ kW}/\text{m}^2$ 下的摩擦压降,但幅度较小,均在 15% 以内。主要原因是大热流密

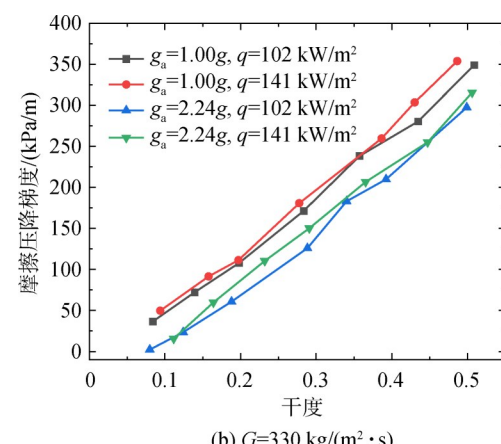
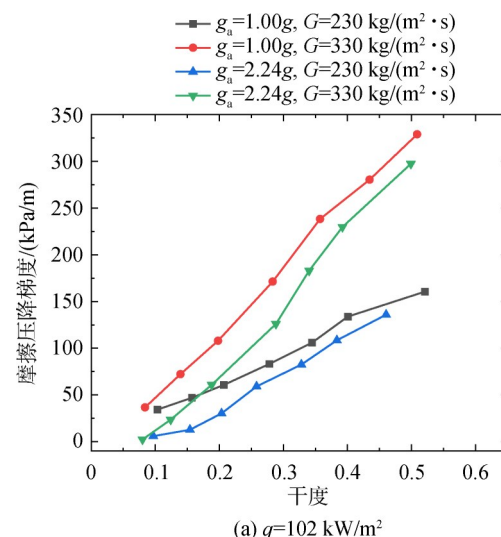
(b) $G=330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

图 6 不同热流密度下摩擦压降的变化

Fig.6 Variation of frictional pressure drops under different heat fluxes

度会增加管内流体的干度进而导致进出口压差增大,另外由于水的潜热较大,故对摩擦压降的影响效果较小。

不同质量流速对水的摩擦压降的影响如图 7(a) 和图 7(b) 所示,很明显地看出在不同热流密

(a) $q=102 \text{ kW}/\text{m}^2$

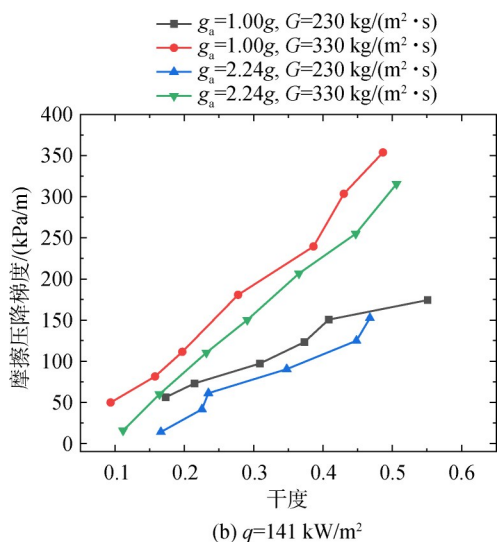


图7 不同质量流速下摩擦压降的变化

Fig.7 Variation of frictional pressure drops under different mass fluxes

度和过载条件下,摩擦压降随着质量流速的升高而明显增大,且当干度越大时质量流速对摩擦压降的强化作用越明显。当干度小于0.2时,330 kg/(m²·s)质量流速下的摩擦压降比230 kg/(m²·s)下的高20%~30%,而当干度在0.5左右时则高出了150%左右。主要原因是大质量流速会增大流体流动时与管壁的剪切力而导致摩擦压降增大。

5 常重力沸腾压降模型对本实验数据的适应性

通过分析实验数据与预测模型的平均绝对误差(MAD,记为 e_{mad})来判断不同模型对本实验数据预测的精确性,MAD越小则预测精度越高。另外平均相对误差(MRD,记为 e_{mrd})可用来衡量各个关联式对本实验数据的预测值偏高还是偏低。MAD和MRD分别由下列公式计算:

$$e_{\text{mad}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{y(i)_{\text{pred}} - y(i)_{\text{test}}}{y(i)_{\text{test}}} \right| \quad (18)$$

$$e_{\text{mrd}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{y(i)_{\text{pred}} - y(i)_{\text{test}}}{y(i)_{\text{test}}} \quad (19)$$

式中 $y(i)_{\text{pred}}$ 为模型的预测值, $y(i)_{\text{test}}$ 为实验值, N 为实验数据点的个数。

本文选用的常重力压降模型包含:Xu和Fang^[11]、Muller-Steinhagen和Heck^[12]、Lee和Mudawar^[13]、Cavallini等^[14]、Chisholm^[15]、Wilson等^[16]、Gronnerud^[17]、McAdams等^[18]。结果如表3所示,

表3 八个预测模型对实验数据的预测误差

Table 3 Prediction deviation of eight correlations for test data

预测模型	$e_{\text{mad}}/\%$	$e_{\text{mrd}}/\%$
Xu 和 Fang ^[11]	7.8	6.9
Cavallini 等 ^[14]	17.5	15.7
Muller-Steinhagen 和 Heck ^[12]	21.2	21.2
Gronnerud ^[17]	22.9	22.9
Chisholm ^[15]	28.8	22.4
Lee 和 Mudawar ^[13]	36.1	-30.9
Wilson 等 ^[16]	37.2	-32.9
McAdams 等 ^[18]	44.3	44.3

从表中可以看出:

1) Xu和Fang^[11]预测模型与本文实验数据的预测误差最小,MAD和MRD分别为7.8%和6.9%。说明该预测模型对过载数据有着较好的预测精度。

2) 除了Xu和Fang^[11]模型外,MAD小于30%的预测模型还有Cavallini等^[14]、Muller-Steinhagen和Heck^[12]、Gronnerud^[17]和Chisholm^[15],MAD分别为17.5%、21.2%、22.9%和28.8%。

3) 除了Lee和Mudawar^[13]和Wilson等^[16]模型预测结果偏低外,其他预测模型均为偏高。

6 不同过载条件下的数值模拟研究

本文利用Fluent软件模拟研究了长度为200 mm、直径为2 mm的水平管内流动沸腾流型,网格采用二维四边形网格并在壁面处进行了六层膨胀加密。选用volume of fluid(VOF)多相流模型和 $k-\epsilon$ 湍流模型进行分析计算,沸腾模型采用通过C语言编写的用户自定义函数(UDF)导入进Fluent软件进行模拟计算。该UDF程序主要包含了相变潜热以及气液之间的质量转移,使用的能量和质量转移方程形式如下:

$$S_m = -0.1\varphi_1\rho_1 \left| \frac{t_1 - t_{\text{sat}}}{t_{\text{sat}}} \right| \quad (20)$$

$$S_m = 0.1\varphi_1\rho_1 \left| \frac{t_1 - t_{\text{sat}}}{t_{\text{sat}}} \right| \quad (21)$$

$$S_E = -0.1\varphi_1\rho_1 \left| \frac{t_1 - t_{\text{sat}}}{t_{\text{sat}}} \right| h_{\text{lg},\text{sat}} \quad (22)$$

式中 φ_1 为液相的体积分数, t_1 为混合区液相的温度, t_{sat} 为液体饱和温度, $h_{\text{lg},\text{sat}}$ 为液体在饱和条件下

的汽化潜热。

图 8 为水在常重力和三种不同过载下的数值仿真流型图对比,包含了泡状流、塞状流、弹状流以及间歇环状流。从图中可以看出在常重力时,气泡多集中于管内中心位置流动,而在过载条件下由于浮力作用,气泡向管壁内侧聚集,从而气液部分分离产生分层流。从仿真结果可知过载对流动沸腾的流型有着一定影响,因此仍需要对过载下的流动沸腾流型做进一步的实验观测。

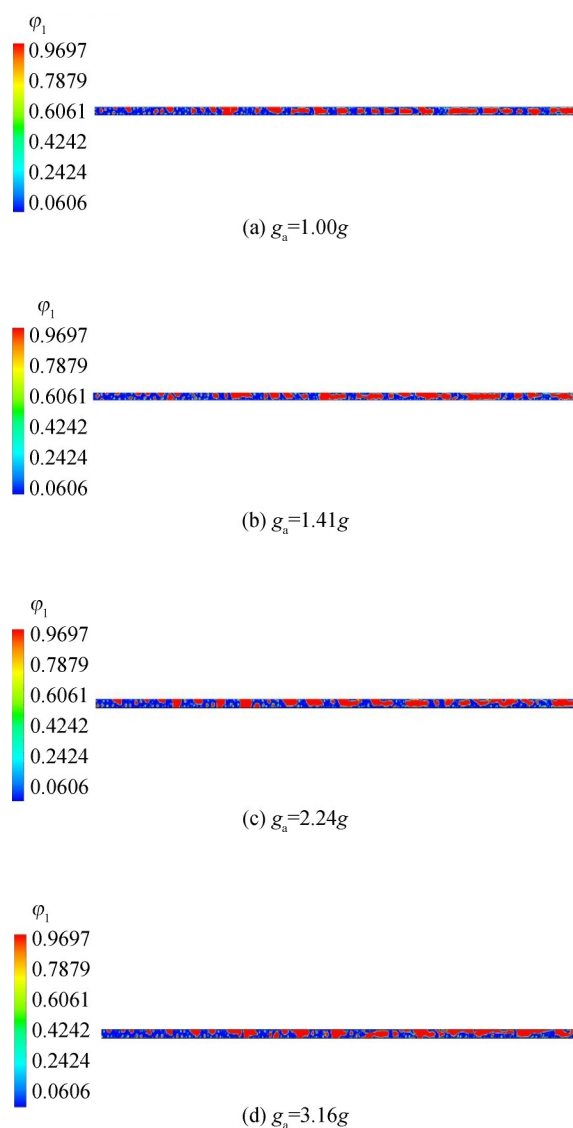


图 8 常重力和过载下数值模拟流型图对比
Fig.8 Comparison of numerical simulation flow patterns under normal gravity and hypergravity

7 结 论

通过利用地面离心旋转台对过载环境的模

拟,实验研究了不同过载环境下 1.8 mm 内径水平管内水的流动沸腾摩擦压降特性。实验数据包含了常重力环境和 1.41g、2.24g、3.16g 三种过载环境,热流密度为 102 kW/m²和 141 kW/m²以及质量流速为 230 kg/(m²·s)和 330 kg/(m²·s)。结果表明:过载对水的摩擦压降有着略微减弱的影响,且摩擦压降随着干度的增加而明显增大。另外摩擦压降均随着热流密度和质量流速的增加而增大,尤其受到质量流速的影响更为明显。将过载和常重力下的数据点与八个常重力摩擦压降预测模型进行了误差分析和评价,结果表明 Xu 和 Fang^[11]模型对本文实验数据具有最好的预测精度,MAD 和 MRD 分别为 7.8 %和 6.9 %。由于过载会影响流动沸腾流型,因此本文使用 Fluent 软件模拟分析了常重力和过载下的水平管内流动沸腾流型,从模拟结果可以看出过载对流动沸腾气液分层流动的影响,因此接下来仍需要对过载下管内流动沸腾流型的观测进行更进一步的研究。

参考文献:

- [1] 方贤德,李国华,袁宇良,等.过载环境下 1.002 mm 管内流动沸腾传热的实验[J].航空动力学报,2019,34(8):1644-1651. FANG Xiande, LI Guohua, YUAN Yuliang, et al. Experiment on flow boiling heat transfer in 1.002 mm tube under hypergravity[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1644-1651. (in Chinese)
- [2] OHTA H. Experiments on microgravity boiling heat transfer by using transparent heaters[J]. Nuclear Engineering and Design, 1997, 175(1/2):167-180.
- [3] OHTA H. Heat transfer mechanisms in microgravity flow boiling[J]. Annals of the New York Academy of Sciences, 2002, 974(1):463-480.
- [4] CHOI B, FUJII T, ASANO H, et al. A study of gas liquid two-phase flow in a horizontal tube under microgravity[J]. Annals of the New York Academy of Sciences, 2002, 974(1):316-327.
- [5] LUCIANI S, BRUTIN D, NILIOT C, et al. Boiling heat transfer in a vertical microchannel: local estimation during flow boiling with a nonintrusive method[J]. Multiphase Science and Technology, 2009, 21(4):297-328.
- [6] BRUTIN D, AJAEV V S, TADRIST L. Pressure drop and void fraction during flow boiling in rectangular mini-channels in weightlessness[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1/2):1317-1327.
- [7] LI Guohua, FANG Xiande, YUAN Yuliang, et al. An experimental study of flow boiling frictional pressure drop of R134a in a horizontal 1.002 mm tube under hypergravity[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 247-256.

- [8] XU Yu, FANG Xiande, LI Guohua, et al. An experimental investigation of flow boiling heat transfer and pressure drop of R134a in a horizontal 2.168 mm tube under hypergravity: Part I frictional pressure drop[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 75:769-779.
- [9] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-sample experiments[J]. Mechanical Engineering, 1953, 75(1):3-8.
- [10] FANG Xiande, XU Yu, ZHOU Zhanru. New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations[J]. Nuclear Engineering and Design, 2011, 241(3):897-902.
- [11] XU Yu, FANG Xiande. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7):2039-2050.
- [12] MULLER-STEINHAGEN H, HECK K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes[J]. Chemical Engineering and Processing, 1986, 20(6):297-308.
- [13] LEE J, MUDAWAR I. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I pressure drop characteristics[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(5):928-940.
- [14] CAVALLINI A, CENSI G, DEL C D, et al. Condensation of halogenated refrigerants inside smooth tubes[J]. HVAC & R Research, 2002, 8(4):429-445.
- [15] CHISHOLM D A. Theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1967, 10(12):1767-1778.
- [16] WILSON M J, NEWELL T A, CHATO J C, et al. Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4):442-451.
- [17] GRONNERUD R. Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators: Part IV two-phase flow resistance in boiling refrigerants[EB/OL]. [2021-03-05]. [http://refhub.elsevier.com/S0029-5493\(13\)00240-9/sbref0120](http://refhub.elsevier.com/S0029-5493(13)00240-9/sbref0120).
- [18] MCADAMS W H, WOOD W K, BRYAN R L. Vaporization inside horizontal tubes- II Benzene oil mixtures[J]. Transactions ASME, 1942, 66(8):671-684.

(编辑:陈 越)