

文章编号:0253-4339(2013)02-0001-08

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2013.02.001

两相热虹吸循环动量模型评价

张朋磊 石文星 韩林俊 王宝龙 李先庭

(清华大学建筑学院建筑技术科学系 北京 100084)

摘要 两相热虹吸管在工业领域应用广泛,其内部工质的流动模拟是热虹吸管设计的主要因素。然而在模拟过程中,存在着两相流模型适用范围有限而自然循环模拟精度要求高的矛盾,因此有必要根据热虹吸特性对现有两相流动量模型进行适用性评价。建立了稳态两相热虹吸循环模型,结合不同工质(水、R113和R600a)的两相热虹吸循环实验数据,分别对4种均相流动量模型和24种分相流动量模型组合(4种分相流摩阻压降模型和6种截面含气率模型组合)进行了计算比较,发现Lorkhart-Martinielli摩阻压降模型结合Tom截面含气率模型的模拟精度最高。利用此模型分析两相热虹吸循环内工质的流动特征,证实了质量流速随着热流密度的增大先增大后减小的规律,并从内部分布参数变化角度给出了新的解释。

关键词 热虹吸;两相流;模拟;评价;流动特性

中图分类号:TK124

文献标识码:A

An Assessment of Momentum Models for Two-phase Thermosyphon Loop

Zhang Penglei Shi Wenxing Han Linjun Wang Baolong Li Xianting

(Dept. of Building Science, School of Architecture, Tsinghua University, Beijing, 100084, China)

Abstract Two-phase thermosyphon heat exchangers are widely used in different industry fields. The fluid flow characteristic is very important for the design of thermosyphon. However, the existing two-phase models are not accurate enough for the simulation of two-phase thermosyphon loop. Therefore it is important to make an assessment of existing two-phase momentum models corresponding to thermosyphon loop features. The mathematical model of two-phase thermosyphon loop, which include 4 homogenous pressure drop models, 24 separated-phase momentum combination models (4 separated-phase frictional pressure drop models multiply 6 representative void fraction correlations), has been developed in the paper. The predicted results from different models are compared with the experimental results of two-phase thermosyphon with refrigerants H₂O, R113 and R600a. The comparison results show that the combination of Lorkhart-Martinielli frictional pressure drop model and Tom void fraction model is better than other models. Finally, the flow features of two-phase thermosyphon loop have been simulated. It is shown that for a specific loop, the mass flux increases and then decreases slowly with the increase of heat flux. A reasonable explanation is given to the phenomenon.

Keywords thermosyphon loop; two-phase flow; simulation; assessment; flow features

两相热虹吸循环(自然循环)在核反应堆散热器、电子元件散热器、太阳能热水器、空调制冷设备和分离式热管等工业领域应用广泛^[1]。近年来,随着全社会节能减排意识的提高,基于两相热虹吸循环原理的系统以其优良的导热性、节能性和布置灵活性得到了更为广泛的推广应用。两相热虹吸循环的工作原理如图1所示,工质在蒸发段吸热蒸发,在冷凝段放热冷凝,由于工质的相变在气体上升管和液体下降管两侧形成密度差,引起的浮升力克服摩擦力和加速阻力驱动系统进行循环,完成换

热过程。两相热虹吸循环完整的稳态循环动量方程描述如式(1)所示:

$$-g\oint \rho dz = \sum_{i=1}^M G_i^2 \left(\frac{1}{(\rho_m)_{out}} - \frac{1}{(\rho_m)_{in}} \right)_i + \sum_{i=1}^M \left(\frac{fL}{D_h} + K \right)_i \frac{G_i^2}{2\rho_i} \quad (1)$$

在式(1)中,等式左边是由于上升管和下降管两边的密度差形成的循环动力,等式右边的第一项为加速阻力,第二项为摩擦阻力(包括局部和沿程阻力)。由式(1)可知,两相热虹吸循环是一个自然循环系

基金项目:国家自然科学基金(51176084)和国家杰出青年基金(51125030)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China(No. 51176084) and the National Science Foundation for Distinguished Young Scholars of China(No. 51125030).)

收稿日期:2012年6月9日

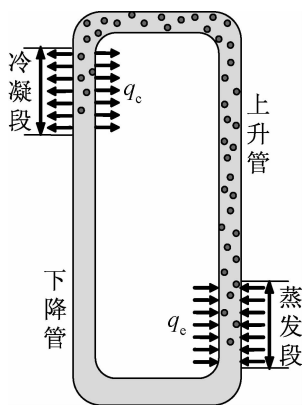


图1 两相热虹吸循环示意图

Fig. 1 Schematic diagram of two-phase thermosiphon loop

统,不同于有外部动力的循环系统(如泵或压缩机循环系统),两相热虹吸循环的循环动力和流量都很小,每一部分的压降等参数变化相比于自身绝对参数是一个微小值,正是因为微小的参数变化是循环的成因,故每一部分都应该精确地计算,而不能忽略或简化计算,这就要求描述其物理现象的模型应具有较高的精度。但是,两相热虹吸循环又是一个两相流动的系统,现有的两相流模型大多是基于一定实验条件的经验或半经验公式,适用范围有限,而且不同模型的计算结果相差很大,因此两相流模型的选取(尤其是截面含气率模型和摩阻压降模型)将对模拟结果产生很大的影响。

目前,有不少学者采用不同的两相流模型,对相关领域的两相热虹吸循环进行了模拟研究。如日本的 Immra^[2]等运用 Lorckhart-Martinelli 摩阻压降模型建立了两相热虹吸循环模型;N. M. Rao^[3]等分别应用均相流模型和漂移流模型模拟轻水反应堆热虹吸循环;Garrity^[4]运用 Mueller-Steinhagen 摩阻模型和 Zuber-Findlay 漂移流截面含气率模型模拟了用于燃料电池散热的两相热虹吸循环等。但是他们都是针对特定的装置建立模型,由此分析热虹吸循环的流动传热特性,而对两相流模型的选取问题未加以重视,导致模拟精度参差不齐,甚至结论各异。因此,有必要采用相同的模拟方法和评价标准,对于建模过程中应用不同的两相流摩阻压降模型和截面含气率模型进行比较评价。

由于两相流经验模型适用范围有限,很多学者曾对现有的两相流模型进行了适用性和精确性评价,如:Friedel(1980)^[5]比较了18种截面含气率模型和12种摩阻压降模型,认为 Hughmark(1965)截面含气率模型和 Lorchart -Martineili(1949)摩阻压降关系式计算精度最好;Chexal(1991)^[6]等运用沸水反应堆数

据评价了8种截面含气率模型,认为 Chexal(1986)截面含气率模型模拟精度最好。然而,针对具有较低压力、低流速特征的两相热虹吸循环的模型适用性和准确性评价尚未见报道。

因此,这里将建立两相热虹吸循环在等热流密度条件下一维、稳态、分布式参数模型。结合 Immra^[2](工质为水和 R113)和 Rahmatollah^[7](工质为 R600a)的实验数据,通过比较循环流量的模拟值和实验值,分别对具有代表性的4种均相流模型和24种分相流模型组合(由4种分相流摩阻压降模型和6种截面含气率模型组成)共计28种模型进行模拟精度评价,并与实验数据进行比较,寻找适用于两相热虹吸循环较低压力、低流速特性的两相流模型,为两相热虹吸循环建模过程中两相流的模型选取提供理论性指导。在此基础上,分析两相热虹吸循环的流动特性,从模拟角度给出微元化的解释。

1 两相热虹吸循环动量模型

两相热虹吸循环在稳态条件下,遵守动量守恒,即工质循环一周的压力积分为零,如式(2)所示:

$$\oint dp = 0 \quad (2)$$

工质循环过程中,压降由三部分组成:重位压降 dp_g 、摩阻压降 dp_f (包括局部阻力)、加速压降 dp_a ,见(3)式:

$$-dp = -dp_g - dp_f - dp_a \quad (3)$$

单相流的压降模型简单,关系式明确,在此不作过多介绍,具体可参见^[2]。

两相流重位压降关系式如式(4):

$$dp_g = \rho_m gh \quad (4)$$

两相流密度如式(5):

$$\rho_m = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (5)$$

由式(4)(5)可知,两相流的重位压降计算精度很大程度上取决于截面含气率模型的选取合适与否,因此1.1节将首先介绍截面含气率模型。

两相流摩阻压降模型将在1.2节中介绍,而两相流局部压降关系式(如弯头、急扩大、急缩小等)不作过多讨论,可参见文献^[8]。

加速压降影响较小,选用分相流加速压降模型,如式(6)所示,不作过多讨论。

$$dp_a = G^2 d \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right) \quad (6)$$

1.1 截面含气率模型

截面含气率 α 是气液两相流的基本参数,它与两相之间的相对速度有直接关系,具有热力学不平

衡特点,很难用连续性方程和热力学平衡方程计算,现有的模型大多是经过一些简化假设的半经验模型,模型之间的差距较大^[8-9]。虽然有很多学者:如 Dukler^[10] (1964)、Friedel^[5] (1980)、Chexal^[6] (1991)对截面含气率模型下进行了准确性评价,但尚未形成统一的认识。因此,这里将选用6种常用的,不同类型的截面含气率模型进行模拟评价,选用的模型和相应介绍见表1。在均相流模型中滑速比 $S=1$,截面含气率固定,如式(7)所示,不作过多讨论。

$$\alpha = \left(1 + \frac{(1-x)\rho_g}{x\rho_l}\right)^{-1} \quad (7)$$

表1 截面含气率模型
Tab.1 Void fraction models

模型	主要计算公式	模型说明
Chisholm 分离模型(1958)	$\alpha = 1 - 0.8(1 + 21/X + 1/X^2)^{-1/1.75}$	1. 建立在分相压力梯度比基础之上 2. 通过修正 Lockhart-Martinelli 模型得到
Bankoff 变密度模型(1960)	$\alpha = \frac{K}{1 + (\rho_g/\rho_l)(1-x)/x}$	1. 两相流视为密度是径向位置函数的单相流体 2. K 为 Bankoff 流动参数, $K=0.5 \sim 1$
Tom 模型(1964)	$\alpha = \left(1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.89}\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.18}\right)^{-1}$	1. 假设滑速比 S 只是压力 p 的函数 2. 满足 $x=1$ 时 $\alpha=1$ 的条件,使用范围较广 3. 在干度 $0.01 < x < 0.5$ 范围内精度较好
Zivi(1966) 最小熵增模型	$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{2/3}}$	1. 假设稳态速度分布产生最小的能量耗散 2. 没有考虑壁面摩擦和气相夹带 3. 较适用于环状流
Wallis(1969) 漂移模型	$\alpha = (1 + X^{0.8})^{-0.378}$	1. 两相参数只沿着轴向变化,不沿径向变化 2. 对泡状流的适用性较好
Smith 混合相-单相模型(1970)	$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_g K}{\rho_l} \frac{1-x}{x} + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1-K) \frac{1-x}{x} \times \sqrt{\frac{\rho_g/\rho_l + K(1-x)/x}{1 + K(1-x)/x}}\right]^{-1}$	1. 假设管壁上流动的是单相液体,管道中间流动的是均匀的气液混合物 2. 混合相气液之间无滑移,保持热力学平衡 3. $x < 0.01$ 时热力学不平衡性显著,此时不适用 4. K 的取值影响较大,一般取 $K=0.4$

1.2.1 均相流摩阻压降模型

在均相流模型中,把两相流体看作为均匀混合的介质。其摩阻压降和相应的雷诺数按照式(8)和式(9)计算,其中平均黏度 μ_m 采用4种不同的计算模型,如表2所示。

$$dp_f = \lambda \frac{dy}{d} \frac{G^2}{2\rho_m} \quad (8)$$

$$Re_m = Gd/\mu_m \quad (9)$$

1.2.2 分相流摩阻压降模型

分相流模型认为气相和液相具有不同的速度和压力梯度。分相流模型可以分为两大类:1)摩擦因

1.2 摩阻压降模型

在两相流研究中,摩阻压降计算是研究最早、且较为成熟的研究课题。但是由于影响两相流压降的因素很多,而且现有的摩阻压降模型大多是基于一定实验条件的经验公式,这就极大的限制了它们的应用范围。尽管不少学者对现有摩阻压降模型进行了准确性和适用性评价,如:Dukler^[10] (1964), Idsinga^[11] (1977), Friedel^[5] (1980), Ju Lee^[12] (2001)等,但是没有形成统一的认识,至今没有一个通用的两相流摩阻压降模型。因此,这里将选用具有代表性的4种均相流模型和4种分相流模型进行模拟评价,分析各个模型在两相热虹吸循环建模中的适用性。

表2 均相流黏度模型

平均黏度模型	模型计算式
Mecadam(1942)	$\frac{1}{\mu_m} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l}$
Cicchitti(1959)	$\mu_m = x\mu_g + (1-x)\mu_l$
Dukler(1964)	$\mu_m = x \frac{\rho_m}{\rho_g} \mu_g + (1-x) \frac{\rho_m}{\rho_l} \mu_l$
Beattie(1982)	$\mu_m = \mu_l(1-\beta)(1+2.5\beta) + \mu_g\beta$

子修正的方法:这类方法用一个摩擦因子修正气体或者液体单独流动的压降,进而计算两相总压降,最具

代表性的即:Lockhart-Martinelli(L-M)模型^[13](1949)和 Friedel 经验式^[14](1979);2)直接经验表达式:此类方法的典型代表有 Mueller-Steinhagen(M-S)模

型^[15](1986)和 Lombardi-Carsana 的 CESNEF-2 模型^[16](1992),具体的介绍如表 3 所示。

表 3 分相流摩阻压降模型

Tab. 3 Frictional two-phase pressure drop models

模型	主要计算公式	模型说明										
Lockhart-Martinelli 模型 (1949)	$\Delta p_{TP} = \Delta p_l \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right), \Delta p_l = \lambda_l \frac{\Delta y G_l^2}{d 2\rho_l}$ $X = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{l,l} / \left(\frac{dp}{dz}\right)_{l,g} = \left(\frac{\lambda_l \rho_g}{\lambda_g \rho_l}\right)^{0.5} \frac{G_l}{G_g}$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>流型</td> <td>tt</td> <td>lt</td> <td>tl</td> <td>ll</td> </tr> <tr> <td>C 值</td> <td>20</td> <td>12</td> <td>10</td> <td>5</td> </tr> </table>	流型	tt	lt	tl	ll	C 值	20	12	10	5	<ol style="list-style-type: none"> 1. 假设:没有明显径向压力梯度,液相静压降等于气态静压降,即两相平行流动,气相和液相体积之和等于总体积 2. 按各相单独通过流道特性是层流或者湍流定义四种组合:①层流-层流;②湍流-湍流;③层流-湍流;④湍流-层流 3. 在低压,低质量流速情况下适用性较好
流型	tt	lt	tl	ll								
C 值	20	12	10	5								
Friedel 模型 (1979)	$\Delta p_{l,tp} = \Delta p_l \phi_{Lo}^2, \phi_{Lo}^2 = A_1 + \frac{3.24A_2A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}}$ $A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{Lo}}\right), A_2 = x^{0.78} (1-x) 0.224$ $A_3 = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}$ $Fr = \frac{G^2}{gd\rho_h^2}, We = \frac{G^2 d}{\sigma\rho_h}$	<ol style="list-style-type: none"> 1. 利用 25000 个数据提出的经验公式 2. 同时适用于垂直向上流动和水平流动 3. 同时考虑了重力和表面张力的影响,分别用 Fr 数和 We 数体现 4. 对于单组分两相流的适用性较好 										
Mueller-Steinhagen 模型 (1986)	$\Delta p_l = [F(1-x)^{1/3} + Bx^3] \cdot L$ $F = A + 2(B-A)x$ $A = \lambda_l \frac{G^2}{2\rho_l d}, B = \lambda_g \frac{G^2}{2\rho_g d}$	<ol style="list-style-type: none"> 1. 利用 9300 个数据提出的经验公式 2. 气相液相单独流动,用两相流干度修正气相和液相单独流动的压降份额 3. 在湍流区的模拟精度较好 										
CESNEF-2 模型 (1992)	$\Delta p_{TP} = \frac{2G^2}{\rho_m d} [f_g b_g + f_l b_l + f_m b_m] L_R$ $L_0 = \frac{G^2 d}{\sigma\rho_m} \left[\frac{\mu_g}{\mu_l}\right]^{0.5}, C_0 = \rho_l g \frac{(d-d_0)^2}{\sigma} \frac{\mu_g}{\mu_l}$ $ForL_0 \geq 30C_e, \lambda_h = 0.046(L_0)^{-0.25}$ $ForL_0 < 30C_e, \lambda_h = 0.046(30C_e)L_0^{-1.25}$ $b_g = x^{600(v_l v_g)}, b_l = (1-x)^{2(v_g v_l)}, b_m = 1 - b_g - b_l$	<ol style="list-style-type: none"> 1. 总结了 10971 个数据得出的无因次经验公式 2. 分别用 b_l, b_g, b_h 代表液相、气相、两相的压降权重函数,它与两相流的密度和干度有关 3. 考虑了工质的表面张力以及管道表面粗糙度的影响,对于管径的适用范围较广,适用于小通道和微通道两相流计算 4. 对于垂直向上管内流动两相流的模拟精度较好 										

2 模型的建立及评价方法

2.1 建模方法

在等热流密度输入条件下,两相热虹吸循环通用的一维、稳态、分布式参数模型的计算流程如图 2 所示。把整个循环分为 n 个节点,每个节点通过热平衡干度 x_i 判断处于两相区或单相区。单相区关系式明确,不作过多讨论,重点关注两相区的计算方法(图 2 中阴影部分)。在两相区中,节点压降通过式(3)计算,其中摩阻压降分别按照表 2 和表 3 中的模型计算;分相流重位压降和相应的截面含气率选择表 1 中的模型计算,而均相流截面含气率用式(7)计算。最后以动量守恒为约束条件,求得循环的质量流速 G 。

模拟过程中,所有的物性参数调用 Refprop8.0,以 Matlab 为实验平台进行计算。

2.2 模型精确性评价方法

运用所建立的两相热虹吸循环模型,求解特定的热虹吸管的循环质量流速 G_C ,结合实测实验值 G_E 对所采用的两相流模型进行综合评价。评价采用统计学标准方法,分别计算各种两相流模型组合条件下的均方根误差 e_{rms} 和标准偏差 σ ,见式(10)和式(11)。

$$e_{rms} = \left(\sum_{i=1}^N e_i^2 / N\right)^{0.5} \quad (10)$$

$$\sigma = \left\{\sum_{i=1}^N (e_m - e_i)^2 / (N-1)\right\}^{0.5} \quad (11)$$

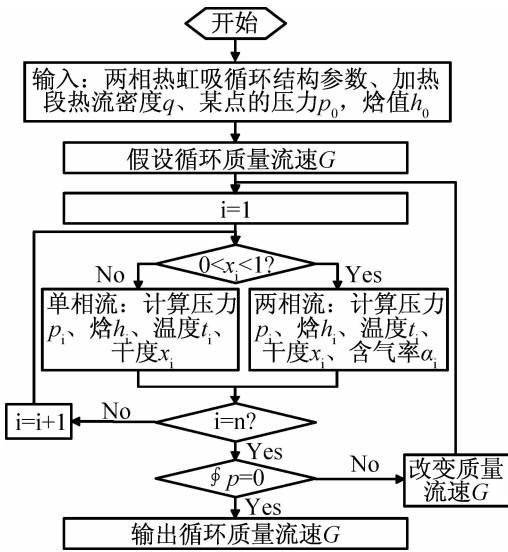


图 2 两相热虹吸循环模拟流程图

Fig. 2 Simulated flow diagram of two-phase thermosyphon loop

3 结果和讨论

3.1 两相流模型的评价结果

选取测量精细,可靠性较高的 Immra(1989)^[2]和 Rahmatollah(2005)^[7]实验数据。工况如下:系统压力为 100 ~ 130kPa,蒸发段的热流密度为 5 ~ 200kW/m²,工质分别为水、R113 和 R600a,共计 60 个工况点。在 2.1 节所述建模方法的基础上,分别应用表 2 中的 4 种均相流模型和表 3 中的 4 种分相流模型结合表 1 中的 6 种截面含气率模型方法,共计 28(4 种均相流模型方法 + 4 种分相流模型 × 6 种截面含气率模型 = 28)种方法,计算特定热虹吸循环在不同工况下的质量流速 G_c ,然后与实验值进行比较分析。举例说明,图 4 所示为两相流部分采用 Lockhart-Martirelli 分相流摩阻压降模型结合 Tom 截面含气率模

型,计算在不同工况情况下质量流速 G_c ,并且与实验值 G_E 进行比较的结果。

采用 2.2 节介绍的统计学评价方法,计算在每种方法下的质量流速的均方根误差和标准偏差,结果如图 3 所示。

在图 3 中给出了 4 种均相流模型和 24 种分相流模型组合(4 种分相流摩阻压降模型分别与 6 种截面含气率模型组合)计算得到的质量流速与实验结果的误差。其中,不同摩阻压降模型的均方根误差用不同灰度的柱状图表示,而同一摩阻压降模型对应的不同截面含气率模型按照均方根误差进行由小到大排序。

3.1.1 摩阻压降模型的评估结果

当采用相同截面含气率模型时,比较各种摩阻压降模型的均方根误差可以看出:L-M 分相流模型的模拟精度最高,均相流模型和 M-S 分相流模型次之,而 CESNEF-2 模型模拟精度最差。L-M 分相流模型更适用于低压、低质量流速的两相流摩阻计算,这与两相热虹吸循环的特点是相匹配的,因此在两相热虹吸循环建模过程中,推荐采用 L-M 分相流模型计算摩阻压降。

比较各种摩阻压降模型的标准偏差可以看出,均相流模型的标准偏差最小,L-M 分相流模型次之。标准偏差小,说明偏差的离散程度小,计算稳定性较好。在此采用不同工质的计算结果也说明模型对不同工质的通用性较好。

3.1.2 截面含气率模型的评价结果

在图 3 中,当采用同一个摩阻压降模型,比较不同的截面含气率模型可以看出:

摩阻压降采用 L-M 分相流模型、Friedel 分相流模型和 M-S 分相流模型时,截面含气率模型采用 Tom 模型模拟精度最好,Smith 模型次之,Zivi 模型的模拟

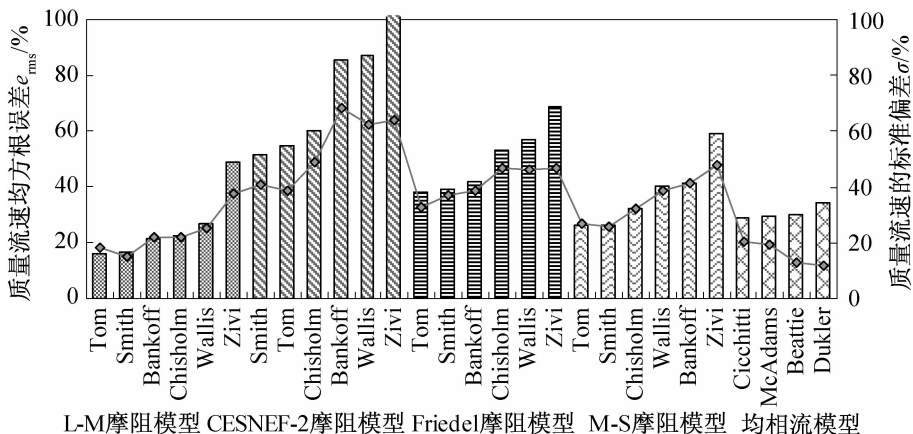


图 3 各种模型的评价结果

Fig. 3 The assessment of each simulated model

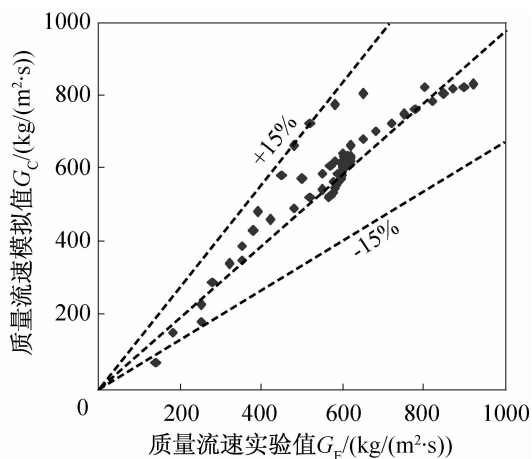


图 4 质量流速模拟值和实验值 (L-M 摩擦模型结合 Tom 截面含气率模型模拟)

Fig. 4 Simulated and experimental mass flux (simulated by L-M frictional pressure drop model and Tom void fraction model)

精度最差;而摩擦阻压降采用 CESNEF-2 模型时,截面含气率模型采用 Smith 模型模拟精度最好, Tom 模型次之, Zivi 模型的模拟精度最差。综合可知, Tom 截面含气率模型的模拟精度最好, Smith 模型次之,而 Zivi 模型最差; Tom 模型的模拟精度较好,可能是因为在 Tom 模型中假设滑速比 S 是压力的单值函数,而在两相热虹吸循环系统中系统各部分的压力变化不大,滑速比较为恒定,与 Tom 模型假设接近,因此适用性较好。因此在两相热虹吸循环建模过程中,计算截面含气率时推荐使用 Tom 模型。

比较均相流模型中 4 种平均黏度模型可知,各种模型的模拟结果相差不大。且各种模型的标准偏差较小,计算稳定性较好。

综合以上分析可知, L-M 分相流摩擦阻压降模型和 Tom 截面含气率模型对于两相热虹吸循环的模拟精度和适用性最好。

3.2 两相热虹吸循环流动特性分析

在评价模型适用性的基础上,采用模拟精度最高的 L-M 模型结合 Tom 截面含气率模型,模拟两相热虹吸循环随蒸发段热流密度变化的流动特性,结果如图 5 ~ 图 7 所示。

从图 5 中可以看出,两相热虹吸循环随着蒸发段热流密度的增大,循环质量流速先增大后减小,这与很多学者的实验结果是相符的。出现这种现象的原因,此前也有一些解释,如 Rahmatollah (2005)^[7],但是只是从干度变化的角度给出了可能性解释。

结合图 5 ~ 图 7 的计算结果,笔者认为:两相热虹吸循环的循环动力为上升管和下降管的密度差,循

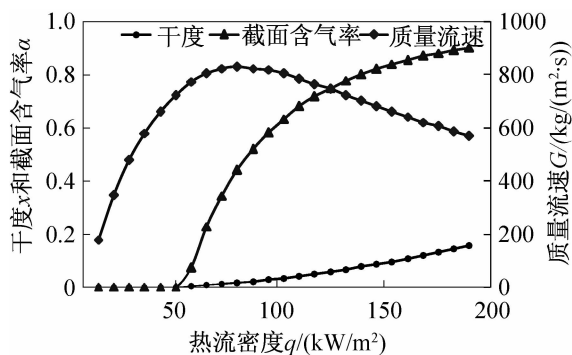


图 5 质量流速、蒸发段出口干度和截面含气率随热流密度变化

Fig. 5 Variations of mass flux, evaporator outlet vapor quality and void fraction with heat flux

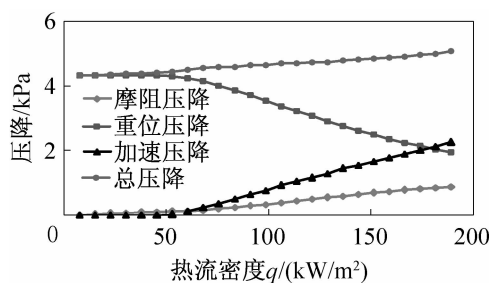


图 6 蒸发段阻力分布随热流密度变化

Fig. 6 Variations of pressure drop distribution in evaporator with heat flux

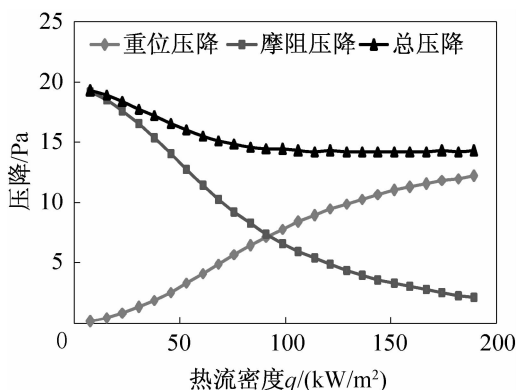


图 7 上升管段内阻力分布随热流密度变化

Fig. 7 Variations of pressure drop distribution in riser with heat flux

环阻力为流动过程中的摩擦损失;循环动力和循环阻力平衡,从而形成稳定流动。在图 5 中,在热流密度较小的区域,如图中 $q = 0 \sim 80 \text{ kW/m}^2$ 范围内,随着热流密度的增大,蒸发器出口工质干度缓慢增加,由 0 变化到 0.05 左右,而出口截面含气率迅速由 0 变化到 0.9 左右,由于两相流密度 $\rho_m = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l$,因此上升管内部两相流密度快速减小,使得上升管和下降管密度差增大,进而循环动力增大,进而质量流速增加;而在热流密度较大的区域,如图中 $q = 80 \sim$

200kW/m²范围内,此时蒸发器出口截面含气率趋近于1不再增加,因而循环动力基本不变,然而干度还在不断增大,使得单位质量的工质阻力损失增大,为了实现动量守恒,质量流速开始缓慢减小。因此出现了两相热虹吸循环质量流速随蒸发段热流密度先增大后减小的现象。

从图6可知,在蒸发段内,重位压降和加速压降所占比重较大,摩阻压降所占比重较小。随着蒸发段热流密度的增加,两相流干度增大,密度减小,因此重位压降减小,加速压降增大,摩阻压降也增大,总压降呈增大趋势。从图7可知,在上升管段内,随着热流密度的增加,两相流干度增加,因此重位压降减小,摩阻压降增加,但是由于质量流速先增大后减小,因此总压降有一个先减小后略有增大的趋势。

4 结论

为了解决两相热虹吸循环模拟过程中,两相流适用范围有限导致模拟精度差的矛盾,建立了两相热虹吸循环一维、稳态、分布式参数通用的数学模型,结合已有的不同工质(水、R113、R600a)的实验结果,对典型的4种均相流摩阻压降模型和24种分相流模型组合(由4种分相流摩阻压降模型结合6种截面含气率模型组成)进行比较评价,结果发现:

- 1)摩阻压降模型中,Lockhart-Martinelli分相流摩阻压降模型模拟精度最高,可能因为它适用于两相热虹吸循环低流速,较低压力的特性;
- 2)截面含气率模型中,Tom模型的模拟精度最高,可能是因为在两相热虹吸循环中,压力变化不大,滑速比较为恒定,符合Tom模型的假设条件;
- 3)分析了两相热虹吸循环在稳态下的流动特性,证实了循环质量流速随着蒸发段加热量的增加先增大后减小的规律,并且通过模拟结果从工质内部参数分布变化角度给出了更为完整、合理的解释。

符号说明

- d ——管径,m
- G ——流体质量流速,kg/(m²·s)
- g ——重力加速度,m/s²
- p ——压力,Pa
- p_f ——摩阻压降,Pa
- p_a ——加速压降,Pa
- p_g ——重位压降,Pa
- q ——热流密度,W/m²
- t ——温度,℃
- X ——Martinelli 参数
- x ——干度
- α ——截面含气率

- ρ ——密度,kg/m³
- μ ——动力粘度,kg/(m·s)
- 下标 g ——气体
- l ——液体
- m ——两相

参考文献

- [1] Chen K, Chen Y, Tsai S. Aim Experimental Study of the Heat Transfer Performance of a Rectangular Two-Phase Natural Circulation Loop [J]. *Experimental heat transfer*, 1990, 3(1): 27-47.
- [2] Imura H, Takeshita K, Horie Y, et al. Flow and heat transfer characteristics in a two-phase loop thermosyphon [J]. *Trans. of the JSRAE*, 1988, 5(1): 63-72.
- [3] Rao N, Sekhar C C, Maiti B, et al. Steady-state performance of a two-phase natural circulation loop [J]. *International communications in heat and mass transfer*, 2006, 33(8): 1042-1052.
- [4] Garrity P T, Klausner J F, Mei R. A flow boiling micro-channel evaporator plate for fuel cell thermal management [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2007, 28(10): 877-884.
- [5] Friedel L. Pressure drop during gas/vapor-liquid flow in pipes [J]. *Int. Chem. Eng.*, 1980, 20(3): 352-367.
- [6] Chexal B, Horowitz J, Lellouche G. An assessment of eight void fraction models [J]. *Nuclear engineering and design*, 1991, 126(1): 71-88.
- [7] Khodabandeh R. Pressure drop in riser and evaporator in an advanced two-phase thermosyphon loop [J]. *International journal of refrigeration*, 2005, 28(5): 725-734.
- [8] 林宗虎. 气液两相流和沸腾传热[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2003.
- [9] 徐济黎. 沸腾传热和气液两相流[M]. 北京:原子能出版社, 2001.
- [10] Dukler A, Wicks III M, Cleveland R. Frictional pressure drop in two-phase flow: A. A comparison of existing correlations for pressure loss and holdup [J]. *AIChE journal*, 1964, 10(1): 38-43.
- [11] Idsinga W, Todreas N, Bowring R. An assessment of two-phase pressure drop correlations for steam-water systems [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1977, 3(5): 401-413.
- [12] Ju Lee H, Yong Lee S. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2001, 27(5): 783-796.
- [13] Lockhart R, Martinelli R. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes [J]. *Chemical Engineering Progress*, 1949, 45(1): 39-48.
- [14] Friedel L. Improved friction pressure drop correlations for

horizontal and vertical two-phase pipe flow[C]// European two-phase flow group meeting, 1979.

- [15] Müller-Steinhagen H, Heck K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes[J]. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 1986, 20(6): 297-308.
- [16] Lombardi C, Carsana C. Dimensionless pressure drop correlation for two-phase mixtures flowing upflow in vertical ducts covering wide parameter ranges[J]. *Heat and Technology*, 1992, 10(1): 125-141.

作者简介

张朋磊,男(1987-),博士研究生,清华大学建筑技术科学系,13439816993,E-mail:zpl11@mails.tsinghua.edu.cn。研究方向:制冷系统和热管模拟仿真。

About the author

Zhang Penglei (1987-), male, Doctoral Candidate, Department of Building Science, Tsinghua University, 13439816993, E-mail:zpl11@mails.tsinghua.edu.cn. Research fields: Simulation of refrigeration system and heat pipe.