文章编号:0253-4339(2014) 06 - 0068 - 07
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 06. 068

Einstein 制冷系统气泡泵理论模型修正验证研究

陈永军　刘道平　黄塬琳　赵荣祥　陆引哲　丁 充

(上海理工大学制冷技术研究所　上海　200093)

摘　要　基于漂移流模型理论建立了气泡泵理论模型,对 Einstein 制冷系统中气泡泵在绝热弹状流下的提升特性进行理论分析,并以饱和纯水为工质对气泡泵稳态性能进行实验研究。根据气泡泵性能参数的实验值和理论计算值,采用最小二乘法对气泡泵阻力损失系数进行拟合,对气泡泵理论模型进行修正并得到相应的实验关联式,并对该关联式的可信度进行验证。结果表明:实验结果与理论修正结果吻合性较好,误差在 5. 3% 以内,修正结果具有较强准确性和可行性,完善了气泡泵理论模型。为气泡泵的优化设计提供理论指导,对进一步研究 Einstein 制冷系统气泡泵性能具有重要参考价值。

关键词　Einstein 制冷循环;气泡泵;参数拟合;阻力损失

中图分类号:TB61$^+$1;TQ051. 5　　**文献标识码**:A

Correction and Validation of Theoretical Model of Bubble Pump in Einstein Refrigeration System

Chen Yongjun　Liu Daoping　Huang Yuanlin　Zhao Rongxiang　Lu Yinzhe　Ding Chong

(Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract　The bubble pump theoretical model was correspondingly established based on drift flow model theory. The analysis was performed on the working characteristics of the bubble pump operating under adiabatic slug flow condition in Einstein refrigeration system. The experiment was conducted on the steady-state process of the bubble pump with saturated water as the working fluid. The bubble pump resistance loss coefficient was fitted with the theoretical calculation data and experimental data of bubble pump by the least square fitting. The theoretical model of bubble pump was corrected to acquire the new empirical correlation, which was verified in terms of credibility . The results show that the experimental result is in reasonable agreement with the theoretical calculation of correction values. The data error of resistance loss coefficient fitted is within 5. 3% and the correction results have strong accuracy and feasibility, which perfect the theoretical model of bubble pump. The conclusion provides a theoretical guidance for the optimal design of the bubble pump, which also means a valuable reference for the further research of the bubble pump performance in Einstein refrigeration system.

Keywords　Einstein refrigeration cycle; bubble pump; parameter fitting; resistance loss

气泡泵是扩散吸收式制冷和 Einstein 制冷系统中的关键动力部件,其主要是发生制冷剂气体和提升溶液工质至所需要的液位高度。运行时通过热源加热发生器底部的循环工质,工质受热沸腾产生气泡进入气泡泵提升管中,在提升管内气泡受到浮力和储液器液位推动力的综合影响,推动溶液上升至气液分离器,从而实现系统循环。而在气泡泵性能研究中,气泡泵性能参数浸没比、管径、加热功率、阻力损失等关系到系统性能的优劣,甚至直接影响到系统能否正常运行和稳定启动;因此气泡泵性能参数的进一步探究对吸收式制冷系统中气泡泵的运行优化具有重要意义。

2001 ~ 2002 年 Shelton S V 等[1] 和 White S J 等[2] 提出了最大效率的气泡泵优化设计并对气泡泵理论模型进行分析,结果发现在特定的管径和稀溶液流量范围内,存在一个使气泡泵效率最高的管径。Koyfrnan A 等[3] 用 R22 为制冷剂、DMAC 为吸收剂,设计了连续的气泡泵实验装置,实验发现动力压头和加热功率是决定气泡泵性能的主要参数。2006 年 Zhang L Y 等[4] 提出了弦月形通道气泡泵模型,扩宽了气泡泵研究的结构形式,丰富气泡泵模型。后来 Vicatos G 等[5] 提出用多气泡泵提升管来提高系统流量的方法,该方法可满足更大的制冷量需求,并指出只要能维持弹状流流态,当加热量升高到一定程度,即使气体流量增大到一定范围,提升效率会有一个飞快降低的过程,为后来气泡泵运行调节提供理论指导。方甲阁等[6] 设计出多管弦月形流道截面的气泡

收稿日期:2014 年 2 月 24 日

泵,并进行理论与实验研究。结果表明多管弦月形通道气泡泵比单管弦月形通道气泡泵溶液提升性能更加稳定,提升连续性更强。2010 年,平亚琴等[7]基于两相流分相模型和流体动力学理论,建立气泡泵在绝热弹状流下的理论模型,并得出了相关的理论性能曲线。

目前国内外学者主要从提升管数量、气泡泵结构形式和理论模型等方面对气泡泵进行了大量实验研究[8-10],大部分研究还处于实验研究阶段;而关于气泡泵理论模型修正及参数拟合方面的研究较少。该文根据郝楠[11]在扩散吸收式混合制冷剂制冷系统中运用的气泡泵阻力损失系数拟合方法对 Einstein 制冷系统气泡泵理论模型进行修正分析,并验证修正结果的准确性,以期总结出 Einstein 制冷系统气泡泵性能参数的变化规律,为该类实验装置调试和优化提供理论和实验指导。

1 气泡泵理论模型

相流模型分为均相流、分相流、漂移流、两流体等[12]模型,此四种流型由简单到复杂,求解难度逐渐增加。为了计算结果更接近实际该文采用漂移流模型对气泡泵进行理论分析,并如下假设:

1)忽略水平管到发生器入口段的阻力损失、提升管内壁摩擦和气泡表面张力;提升管内流动为一维的稳定绝热弹状流动。

2)气泡在提升管内不再产生,储液器和发生器内工质为饱和纯水且储液器液位高度保持不变。

3)采用 Colebrook 方程[13]和 Nicklin 关联式[14]分别描述两相流平均物性和弹状流模型。

1.1 气泡泵数学模型

1.1.1 基本控制方程

由动量方程得图 1 中 1、2、3 点的压力 p_1、p_2、p_3:

$$p_1 = p_{sys} + \rho_L g H - \rho_L \frac{u_1^2}{2} \tag{1}$$

$$p_2 = p_1 - \rho_L u_2 (u_2 - u_1) \tag{2}$$

$$p_3 = p_1 - \rho_H u_2 (u_3 - u_2) \tag{3}$$

由气泡泵模型图中 1-2、2-3 处质量守恒得:

$$\rho_L A_1 u_1 = \rho_L A_1 u_2 \tag{4}$$

$$\rho_L A_1 u_2 = \rho_H A u_3 \tag{5}$$

式中:A_1 为水平管段截面积,$A_1 = \pi \frac{D_1^2}{4}$;$\rho_H$ 为 3 处两相流均密度。

两相流表观速度为:

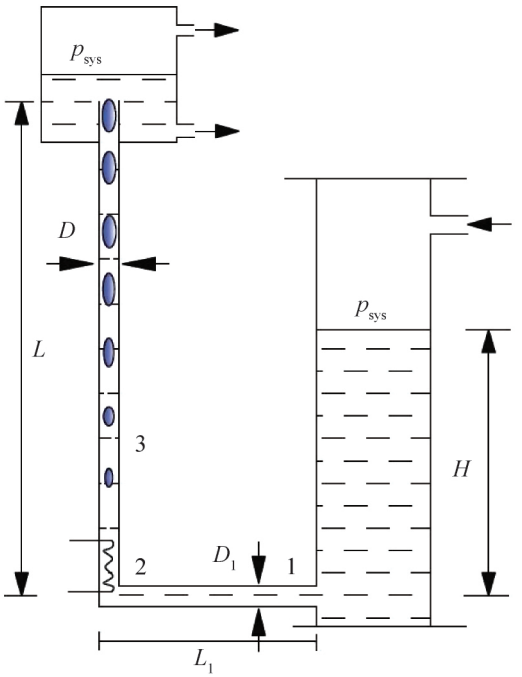


图 1 气泡泵模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the bubble pump

$$j_L = \frac{V_L}{A} = \frac{m_L}{\rho_L A} \tag{6}$$

$$j_G = \frac{V_G}{A} = \frac{m_G}{\rho_G A} \tag{7}$$

图 1 中 1、2 处为液态,3 处是两相流区则速度分别为:

$$u_1 = u_2 = \frac{V_L}{A_1} = j_L \left(\frac{A}{A_0}\right) \tag{8}$$

$$u_3 = \frac{V_L + V_G}{A} = \frac{V}{A} = j \tag{9}$$

空泡率为气相所占截面积与管径总截面积的比值:$\varepsilon = \frac{A_G}{A}$ (10)

式中:A 为提升管截面积,$A = \pi \frac{D^2}{4}$,$A = A_L + A_G$。

图 1 中位置 3 处到 p_{sys} 的动量方程:

$$p_3 = p_{sys} + f_T \frac{(\rho_L j_L + \rho_G j_G)^2}{2\rho_T} \left(\frac{L}{D}\right) - \rho_L g L (1 - \varepsilon) \tag{11}$$

由(1)~(11)得关于压力梯度和沉浸比 $\frac{H}{L}$ 方程:

$$\frac{H}{L} = f_T \frac{(\rho_L j_L + \rho_G j_G)^2}{2D\rho_L \rho_T g} + \frac{j_L^2}{2gL} \left(\frac{D}{D_0}\right)^4 + (1 - \varepsilon) + \frac{\rho_H j_L \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \left(j - j_L \left(\frac{D}{D_0}\right)^2\right)}{\rho_L L g} \tag{12}$$

式中:ρ_T 为两相流密度,$\rho_T = \rho_G \varepsilon + \rho_L (1 - \varepsilon)$;$f_T$

为两相流摩擦系数。

1.1.2 两相流物性和漂移流模型

基于 Colebrook 方程对提升管内气液两相流平均物性进行计算：

$$\frac{1}{f_T^4}=3.48-4\lg\left(2\frac{\varepsilon_R}{D}+\frac{9.35}{Re_t\sqrt{f_T^4}}\right) \tag{13}$$

$$Re_t=\frac{(\rho_L j_L+\rho_G j_G)D}{\mu_t} \tag{14}$$

$$\mu_t=\mu_L(1-\varepsilon_h)(1+2.5\varepsilon_h)+\varepsilon_h\mu_G \tag{15}$$

$$\varepsilon_h=\frac{x}{(x+\rho_L(1-x)/\rho_G)} \tag{16}$$

式中：f_T^4 为范宁摩擦系数，$f_T^4=\frac{f_T}{4}$；ε_R 为管壁粗糙度。

空泡率是气相所占截面积与管径总截面积的比值，采用 Zuber N 等[15]提出的基于漂移流模型分析两相流空泡率的方法进行空泡率计算：

$$\varepsilon=\frac{j_G}{(V_{GL}+C_0(j_L+j_G))} \tag{17}$$

式中：V_{GL}、C_0 为 Nicklin 关联式中的相关参数；$V_{GL}=0.35\sqrt{\frac{g(\rho_L-\rho_G)D}{\rho_G}}$，$C_0=1.2$。

1.1.3 气泡效率评价指标

目前衡量气泡泵性能评价指标主要采用气泡泵效率，而以前文献中气泡泵效率的定义为每单位加热量下气泡泵提升的液体量[16-17]，此定义方法未考虑气泡泵净提升高度（扬程）$(L-H)$ 对气泡泵性能的影响，在此借鉴机械泵效率定义的方法采用无量纲方式对气泡泵效率进行再定义即：

$$\eta=\frac{m_L g(L-H)}{P}=\frac{m_L g(L-H)}{2260 m_G} \tag{18}$$

式中：$m_L g(L-H)$ 为单位时间内泵的净输出功，J/s；m_G 为理论加热功率 P 加热饱和水时产生气体流量：

$$m_G=\frac{P}{2260} \tag{19}$$

联立(5)～(7)、(12)、(13)、(18)、(19)求解可得气泡泵提升量 m_L 与气体流量 m_G、沉浸比 $\frac{H}{L}$ 间的关联式，并得相应理论性能曲线。

2 气泡泵装置阻力损失修正

气泡泵理论模型未考虑系统中沿程和局部阻力损失，系统中两相流阻力计算比较困难，在此采用阻力损失系数拟合的方法来修正气泡泵溶液提升量，完善气泡泵理论模型。基于气泡泵两相流控制方程、两相流物性、漂移流模型及 Nicklin 关联式，通过 VB 编程求解得到气泡泵理论提升量计算值，并基于实验测量数据进行阻力损失修正，得到阻力损失修正系数 f_q：

$$m_L(\text{修正值})=m_L(\text{理论计算值})\times f_q \tag{20}$$

提升管管径 D 和浸没比 $\frac{H}{L}$ 是影响 Einstein 制冷系统中气泡泵阻力的关键因素，因此对其阻力损失修正应涉及管径和浸没比。则假设阻力损失系数 f_q 与管子横截面积 A 和浸没比 $\frac{H}{L}$ 的关系如：

$$(A\times\frac{L}{H})^n f_q=C \tag{21}$$

式中：n、C 为实验拟合数据所得的常数。

3 实验方案及流程

3.1 系统装置及原理

实验装置图 2 主要由气泡发生器、提升管、气液分离器、储液器等组成。竖直提升管通过转接接头分别与气泡发生器上端和气液分离器下端连接。通过转换接头可实现对内径 7 mm、8 mm、9 mm、10 mm、11 mm，管长均为 600 mm 的提升管进行实验。提升管由耐高温透明玻璃材质加工而成、软接管为橡胶材质，其余部件由不锈钢材料制成。此外在气泡发生器、储液器和提升管外部均安装有隔热材料减少漏热损失，提供系统运行性能。

实验过程中来自储液器中的饱和水经过发生器底部电加热器 1 加热，产生气泡进入提升管中，气泡在储液器和提升管间压力差作用下推动其上部液体进入气液分离器，气体从气液分离器的排气口逸出而提升的液体从排液口流回储液器，实现了整个循环过程。实验中通过调节加热器加热功率来保证水处于饱和状态，减少水过冷对实验造成的不利影响。

3.2 实验测量

实验在大气压下以 100 ℃饱和纯水为循环工质，运用控制变量法对不同沉浸比、不同加热功率下的气泡泵提升性能进行实验。待系统平稳运行时，用量杯在排液口处盛装液体的同时启动秒表，开始计数，待量杯中液体量达到其量程二分之一左右时，停止接液且同时暂停秒表，记录时间并在电子秤上称出量杯中液体质量，记录实验数据并每组重复 15 次以减少实验误差。操作过程中通过调节液位控制器来固定液位，并通过补水箱及时补充系统中蒸发掉的水分平衡实验系统。实验中加热器 1、2 的功率范围分别为 70～650 W、0～1500 W 且连续可调，测量工具为量杯 0～500 mL、精度为 0.001 g 电子秤和秒表。

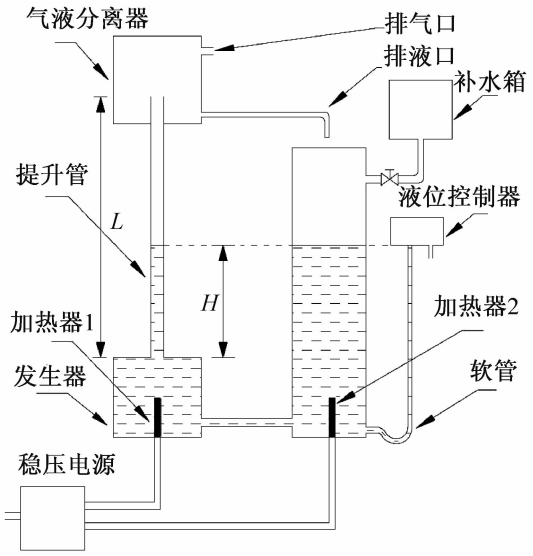


图 2 实验装置原理图

Fig. 2 The schematic diagram of experimental system

4 阻力损失系数拟合分析

在气泡泵提升性能理论计算及阻力损失系数拟合中,气泡泵管径 D,提升高度 L,气泡泵动力压头 H,水质量分数 X 和气相质流量 m_G 均作为变量,而液相量流量 m_L、气泡泵效率 η 作为因变量,根据气泡泵数学模型得到气泡泵提升量和提升效率的理论计算值,并基于实验数据拟合修正理论计算值得到气泡泵提升量和提升效率的理论修正值。

实验对沉浸比 0.4、提升管高度 0.06 m,内径分别为 7 mm、8 mm、9 mm、10 mm、11 mm 的气泡泵提升性能进行了实验,并根据内径 7 mm、9 mm 气泡泵提升量和提升效率实验数据进行阻力损失系数 f_q 的最小二乘法拟合,确定关系式(21)中 n、C 值。并解析出阻力损失系数与管径和沉浸比的经验关联式,再利用内径 8 mm、10 mm、11mm 气泡泵的实验数据验证该经验公式的可信度。

4.1 7 mm 管径沉浸比 0.4 时气泡泵性能分析

气相流量 0.02 ~ 0.3 g/s 下,根据工质水在 0.1 MPa,373 K 的物性,计算得到 7 mm、9 mm 气泡泵理论提升量和提升效率,并与实验值进行比较。

由图 3 可知:气泡泵提升量和提升效率的理论计算值与实验值相差一定倍数,但总变化趋势相似;理论模型计算结果未能很好地反映实验真实值,这是因为理论模型建立于理想情况下,未考虑系统中阻力对计算结果的影响。曲线中超过一定气体流量范围时,理论计算值比实验值下降较快,这是由于随着气体流量增大直接改变气液两相流的流型、扰乱气泡的成核生长状况和减少气泡脱离壁面时间,产生的气泡增多,气泡紊乱程度增加,而理论计算值是建立于弹状流基础之上,对气泡流型和气泡紊流程度比较敏感,致使气泡泵理论计算值曲线下降较快。

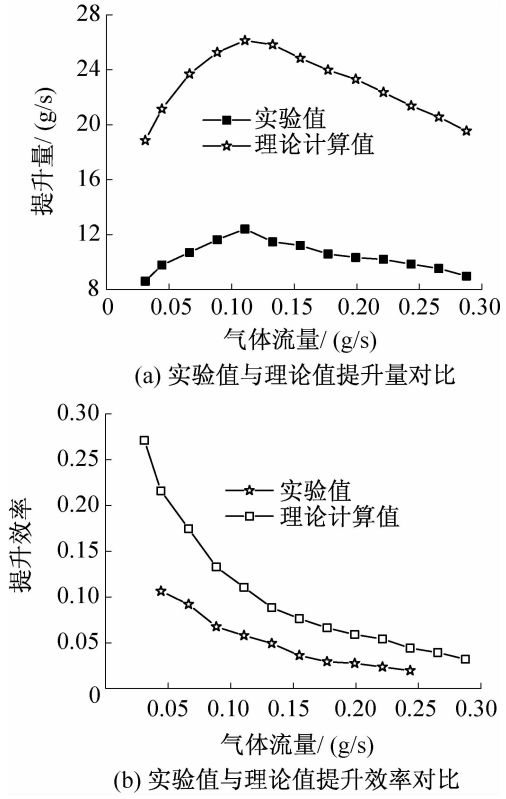


图 3 7mm 管径下气泡泵提升性能曲线

Fig. 3 The lifting-performance curve of bubble pump (d = 7mm)

现基于实验值对气泡泵提升量的理论计算值进行修正并得到该气泡泵提升量的理论修正值,采用最小二乘法拟合阻力损失系数得到 f_q 为 0.4535,其理论值修正值与实验值对比如图 4;可见提升量的理论修正值与实验值在一定气相流量范围时吻合性较好。但随气相流量增大,拟合曲线表现出明显差异性,这与气泡泵理论计算值和实验值的变化趋势具有一致性。

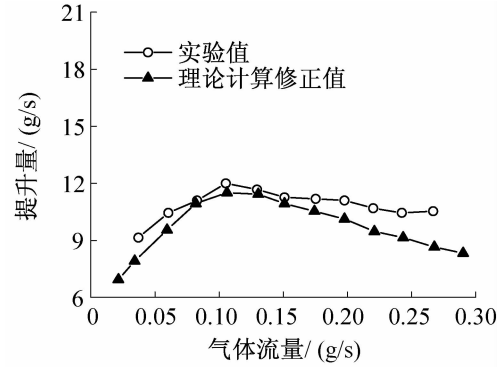
4.2 9 mm 管径沉浸比 0.4 时气泡泵性能分析

9 mm 管径下气泡泵提升性能理论计算值曲线和实验值曲线的变化趋势与 7 mm 管径气泡泵的类似,也未能真实地反映实验;对 9 mm 管径气泡泵阻力损失系数 f_q 拟合得 0.2978,该管径下气泡泵理论计算修正值和实验值对比如图 5。

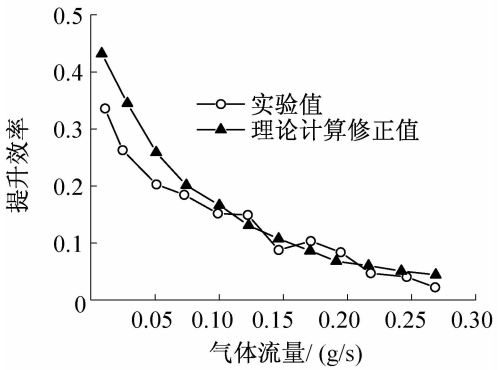
从趋势和数值上看,修正后的拟合数据更接近实验值且曲线变化趋势一致。

5 经验公式验证分析

式(21)中:n、C 分别为 0.2607、1.4912;则经验关联式为:



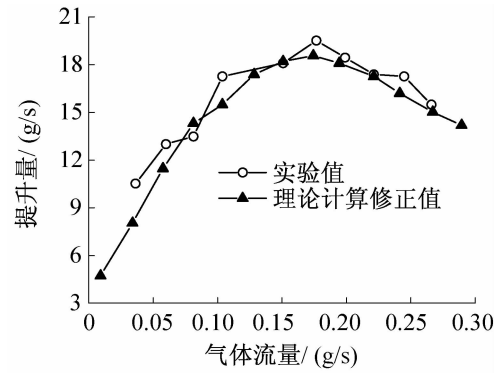
(a) 实验值与理论修正值提升量对比



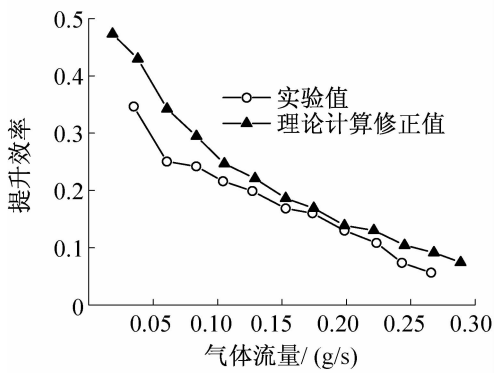
(b) 实验值与理论修正值提升效率对比

图 4 7 mm 管径下气泡泵提升性能修正曲线

Fig. 4 The lifting-performance correction curve of bubble pump (d = 7 mm)



(a) 实验值与理论修正值提升量对比



(b) 实验值与理论修正值提升效率对比

图 5 9 mm 管径下气泡泵提升性能修正曲线

Fig. 5 The lifting-performance correction curve of bubble pump (d = 9 mm)

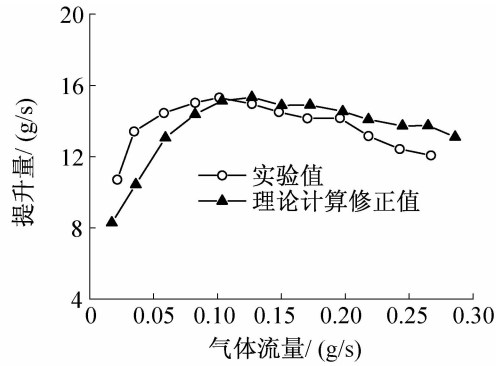
$$(A \times \frac{L}{H})^{0.2607} f_q = 1.4912 \tag{22}$$

式中：A 为提升管截面积，mm^2。

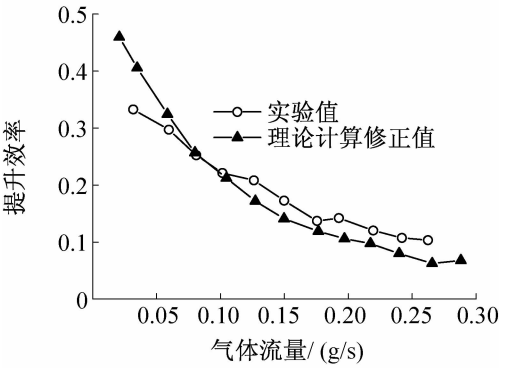
在气体流量 0.02 ~ 0.3 g/s 下，根据 0.1 MPa，373 K 下循环工质水的物性参数，采用 8 mm、10 mm、11 mm 管径气泡泵在沉浸比 0.4 时的实验数据验证关联式(22)的可信度。

5.1 8mm 管径沉浸比 0.4 时气泡泵

利用式(22)计算得 f_q 为 0.422989 代入理论模型拟合程序求解得理论计算修正值与实验值的对比，如图 6。



(a) 实验值与理论修正值提升量对比



(b) 实验值与理论修正值提升效率对比

图 6 8 mm 管径下气泡泵提升性能修正曲线

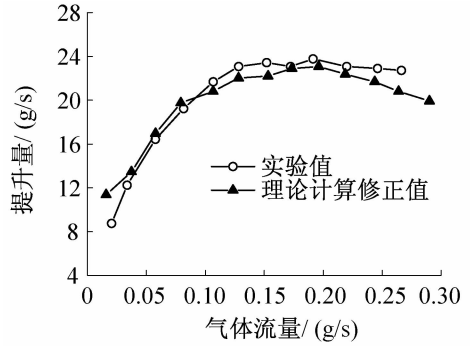
Fig. 6 The lifting-performance correction curve of bubble pump (d = 8 mm)

由图 6 可知：理论计算修正值与实验值吻合较好。同时该管径下的气泡泵阻力损失系数的最小二乘法拟合得 f_q 为 0.40792；与式(22)计算值相差不到 3.6%，可知该经验公式具有一定可信度。

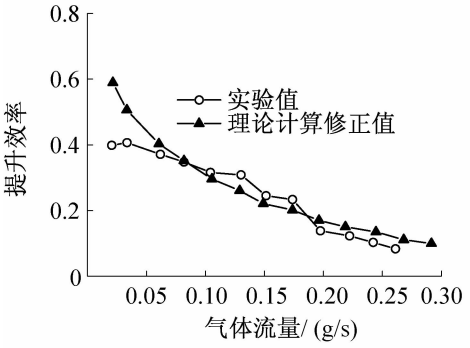
5.2 10 mm、11 mm 管径沉浸比 0.4 时气泡泵

根据式(22)算出内径 10 mm、11 mm 气泡泵阻力损失系数 f_q 分别为 0.376531、0.358276。该计算结果代入程序得 10 mm、11 mm 气泡泵的理论计算修正值与实验值曲线，如图 7 所示。

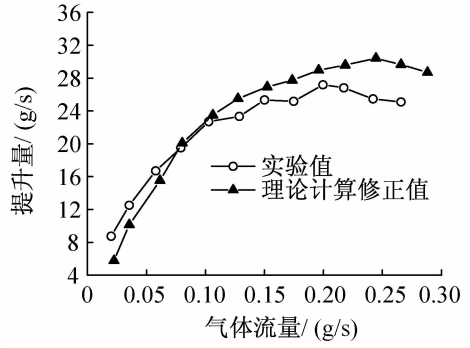
由图 7 可知：内径 10 mm、11 mm 气泡泵理论计算修正值与实验值也吻合较好，采用最小二乘法拟



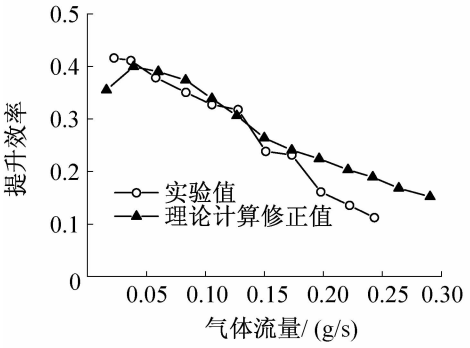
(a) 10 mm下实验与理论修正提升量对比



(b) 10 mm下实验与理论修正提升效率对比



(c) 11 mm下实验与理论修正提升量对比



(d) 11 mm下实验与理论修正提升效率对比

图 7 10 mm、11 mm 管径下气泡泵提升性能修正曲线

Fig. 7 The lifting-performance correction curve of bubble pump (d = 10 mm、11mm)

合出f_q分别为 0.36950、0.33950,这与式(22)的f_q计算值分别相差 2.8%、5.3%;气泡泵阻力系数拟合值与计算数值误差较小,该关联式具有一定可靠性。

6 结论

该文以 100 ℃饱和纯水为工质,搭建了气泡泵实验系统,对气泡泵的工作特性进行了实验研究,探索了加热量、管径、储液器液位、管长等因素对气泡泵性能的影响,并采用无量纲法定义气泡泵效率,对气泡泵阻力损失系数进行数值拟合并进一步验证。结果如下:

1)气泡泵的理论计算值曲线变化相对平稳而实验值曲线受气泡周期性波动的影响,波动较大。但两者总体变化趋势一致。分析可知理论模型能够贴合实验系统,理论模型修正结果与实验结果有一致性。

2)采用最小二乘法拟合气泡泵阻力损失系数,得到阻力损失系数与管径和沉浸比的经验关联式$(A\times\frac{L}{H})^{0.2607}f_q=1.4912$,经验证该关联式具有一定可信度和准确度。为解决气液两相流阻力计算存在的困难及阻力校核等问题,提供创新性指导方法,对完善气泡泵理论模型具有实用性。

3)拟合结果的可行性为 Einstein 混合制冷剂系统气泡泵性能研究提供了准确的模型支持,为该系统的设计、搭建和调试提供了重要参考。

本文受上海市研究生创新基金项目(JWCXSL1302)和上海市教育委员会科研创新项目(13ZZ117)资助。(The project was supported by Innovation Fund Project for Graduate Student of Shanghai(No. JWCXSL1302) and Innovation Program of Shanghai Municipal Education Commission(No. 13ZZ117).)

参考文献

[1] Shelton S V, Stewart S W, Erickson D. Bubble pump design for single pressure absorption refrigeration cycles[J]. ASHRAE Transactions, 2002, 108(1): 867-876.

[2] White S J. Bubble pump design and performance [D]. Atlanta: Georgia institute of Technology, 2001.

[3] Koyfman A, Jelinek M, Levy A, et al. An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(15): 1881-1894.

[4] Zhang L Y, Wu Y Y, Zheng H F, et al. An experimental investigation on performance of bubble pump with lunate channel for absorption refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 815-822.

[5] Vicatos G, Bennett A. Multiple lift tube pumps boost refrigeration capacity in absorption plants[J]. Journal of Energy in Southern Africa, 2007, 18(3): 49-57.

[6] 方甲闯, 郑宏飞, 李正良, 等. 小型太阳能吸收式空调多管弦月形通道溶液提升泵的性能研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(3): 290-295. (Fang Jiachuang, Zheng Hongfei, Li Zhengliang, et al. Study on performance of the thermosiphon solution elevation pump with multi-lunate channels in minitype solar absorption type air-conditioning system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2007, 28(3): 291-295.)

[7] 平亚琴, 刘道平, 陈盛祥, 等. 单压吸收式制冷系统气泡泵理论模型与实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(6):46-50. (Ping Yaqin, Liu Daoping, Chen Shengxiang, et al. Theoretical model and experimental analysis of bubble pump in single-pressure absorption refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(6): 46-50.)

[8] 王汝金, 刘道平, 薛相美,等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵参数的设计确定[J]. 流体机械, 2008, 36(1): 62-65. (Wang Rujin, Liu Daoping, Xue Xiangmei, et al. Parameter design and determination for bubble pump in single-pressure Einstein absorption refrigerator[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(1): 62-65.)

[9] 汤成伟, 祁影霞, 刘道平, 等. Einstein 制冷循环中气泡泵的试验研究[J]. 低温与超导,2009, 37(11): 55-59. (Tang Chengwei, Qi Yingxia, Liu Daoping, et al. Experimental investigation on bubble pump in Einstein refrigeration cycle [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2009, 37(11): 55-59.)

[10] 汤成伟, 刘道平, 祁影霞, 等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵的性能分析[J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 35-39. (Tang Chengwei, Liu Daoping, Qi Yingxia, et al. Performance investigation on bubble pump in single-pressure Einstein absorption refrigerator[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 35-39.)

[11] 郝楠. 混合制冷剂扩散吸收制冷系统气泡泵的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.

[12] Hetsroni G. Handbook of multiphase systems[M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1982.

[13] Beattie D R H, Whalley P B. A simple two-phase frictional pressure drop calculation method[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1982, 8(1): 83-87.

[14] Nicklin D J. The air-lift pump theory and optimization[J]. Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 1963, 41: 29-39.

[15] Zuber N, Findlay J A. Average volumetric concentration in two-phase flow systems[J]. Journal of Heat Transfer, 1965, 87(4): 453-468.

[16] 冯丽娜, 刘道平, 陈翠云, 等. 气泡泵冷态实验研究及性能参数的无因次分析[J]. 制冷学报, 2013, 34(2): 44-48. (Feng Lina, Liu Daoping, Chen Cuiyun, et al. Experimental study on bubble pump under the cold state and non-dimensional analysis of system performance parameters [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(2): 44-48.)

[17] 平亚琴, 刘道平, 薛相美, 等. 单压吸收式制冷机中气泡泵稳态工作特性研究[J]. 低温与超导, 2010, 38(4): 51-53. (Ping Yaqin, Liu Daoping, Xue Xiangmei, et al. Research on steady state characteristic of bubble pump in single-pressure absorption refrigerator[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2010, 38(4): 51-53.)

通信作者简介

陈永军,男(1988 -),硕士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院,18818262005, E-mail: chenboy918@126.com。研究方向: 制冷空调新技术。

About the corresponding author

Chen Yongjun(1988 -), male, master student, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 18818262005, E-mail: chenboy918@126.com. Research fields: new technology of refrigeration and air conditioning.

(上接第 15 页)

程, 2008(1): 61-64. (Shu Zhaohui, Luo Yan, Chen Huanxin, et al. Effect of fin parameters on air-side heat transfer and flow characteristics of parallel flow condenser in domestic air-conditioner[J]. Cryogenics, 2008(1): 61-64.)

[12] 林泉来, 裴清清. 干盘管用平行流换热器翅片参数对空气侧换热系数及压降的影响[J]. 制冷, 2010, 29(4): 21-24. (Lin Quanlai, Pei Qingqing. Effect of fin parameters on air-side heat transfer and pressure drop of parallel flow heat exchanger in dry-coil[J]. Refrigeration, 2010, 29(4):21-24.)

[13] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2010.

通信作者简介

谷波,男(1964 -),教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院,(021)34206260,E-mail:gubo@sjtu.edu.cn。研究方向:制冷空调系统数字化设计与模型分析,新能源汽车热管理系统,建筑空调系统能耗分析。

About the corresponding author

Gu Bo (1964 -), male, professor, doctorial tutor, School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, (021)34206260, E-mail: gubo@sjtu.edu.cn. Research fields: digital design and modeling analysis for air-conditioning and refrigeration systems, thermal management system of new energy vehicle, building air conditioning system energy consumption.