

文章编号:0253-4339(2026)02-0123-09
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20241021001

家用空调压缩机储液器出口带液量预测模型

廖健生^{1,2} 燕子腾¹ 詹飞龙¹ 丁国良¹ 郑立宇²

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240; 2 广东美芝制冷设备有限公司 佛山 528300)

摘要 为了避免家用空调器中储液器出口带液量过高或过低会引起压缩机“液击”或缺油的问题,需要将储液器出口的带液量控制在合理范围,这就需要有准确预测储液器出口带液量的方法。研究目的是提出储液器出口带液量的预测模型,并对模型进行实验验证。通过将储液器内制冷剂-润滑油混合物的流动过程划分为气液相区状态变化子过程、气液相间传质子过程、进口管喷射流动子过程和出口管汇合流动子过程 4 个子过程,并对这 4 个子过程分别建立数学模型,来构建储液器出口带液量预测模型;再通过开发基于向后差分法的模型求解算法,来求解该出口带液量预测模型。搭建了储液器出口带液量实验台,利用实验数据对模型精度进行了验证,结果表明出口带液量百分比的模型计算值与实验值的差值在 3% 以内,平均偏差为 0.7%。利用提出的储液器数学模型可对储液器的回油孔结构参数进行优化设计,从而为降低压缩机“液击”或缺油的风险提供理论指导。

关键词 压缩机;储液器;R32;制冷剂-润滑油混合物;仿真

中图分类号:TB61⁺1;TB652;TB657.2

文献标识码:A

Model for Carried Out Liquid Fraction from Accumulator of Compressor Used in Room Air-Conditioners

Liao Jiansheng^{1,2} Yan Ziteng¹ Zhan Feilong¹ Ding Guoliang¹ Zheng Liyu²

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. GD Meizhi Compressor Co., Ltd., Foshan, 528300, China)

Abstract To prevent issues such as liquid hammer or oil starvation resulting from excessive or insufficient liquid carried from the accumulator in air conditioner compressors, controlling the liquid mass within reasonable limits is essential. This requires an accurate prediction method for evaluating the liquid carryover. The purpose of this study is to develop a model to predict the mass of liquid carried from an accumulator and to validate this model experimentally. The flow process of the refrigerant-oil mixture is divided into four subprocesses: vapor-liquid phase change, vapor-liquid interphase mass transfer, inlet tube injection flow, and outlet tube convergence flow. Four submodels are established to describe these subprocesses, and an algorithm based on the backward difference method is developed to solve them. An experimental apparatus is set up to measure the liquid carryover from the accumulator. The experimental results show that the deviation between the model predictions and experimental values is within $\pm 3\%$, with an average deviation of 0.7%. The proposed accumulator model can be used to design the structural parameters of the oil return hole, avoiding liquid hammer and oil starvation in compressors.

Keywords compressor; accumulator; R32; refrigerant-lubricating oil mixture; simulation

家用空调器广泛采用制冷剂 R32 作为制冷循环工质,且依靠压缩机来驱动制冷剂的循环流动。为确保压缩机正常工作,压缩机入口处通常会设置储液器^[1],如图 1 所示。储液器内储存的液体为制冷剂与润滑油形成完全互溶的液相混合物,系统运行时储液器内的部分液体会从出口管被带回至压缩机^[2-3]。储液器出口带液量过大会导致过多的液相制冷剂涌入压缩机,引起压缩机运动部件的“液击”损

伤^[4];储液器出口带液量过小会导致返回压缩机的润滑油量不足,增大压缩机磨损风险^[5]。

为避免压缩机出现“液击”或缺油,储液器出口带液量应当被调节在合理范围内。实现出口带液量的调节,需要提出储液器出口带液量的预测模型。储液器出口带液量由制冷剂-润滑油混合物完整流动过程决定;该过程由液位高度动态变化过程、气液相之间传质过程、进出口管两相流动过程组成。因

基金项目:国家重点研发计划(2023YFC3806404)资助项目。(The project was supported by the National Key Research and Development Program of China (No. 2023YFC3806404).)

收稿日期:2024-10-21;修回日期:2024-11-18;录用日期:2024-12-09

此,本文建立的储液器出口带液量预测模型需要涵盖上述过程。

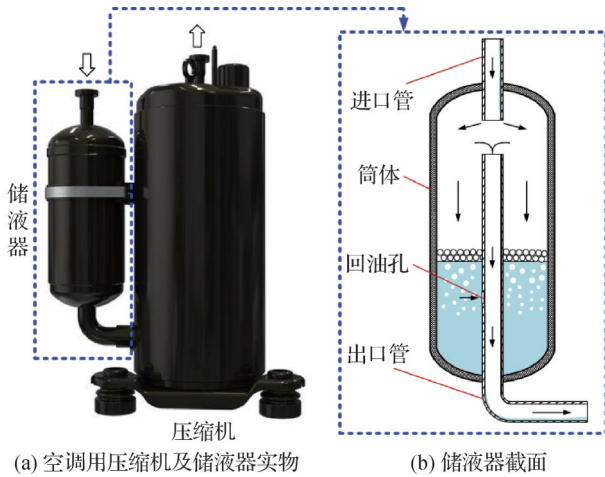


图 1 空调用压缩机及储液器

Fig.1 Compressor and accumulator used in air-conditioners

现有储液器模型研究未直接反映液位高度动态变化过程。现有模型将储液器内的气相和液相作为整体,通过储液器内两相混合物的平均物性参数的变化来近似反映液位高度的变化,主要包括平均密度法^[6]和平均焓值法^[7]。平均密度法基于不同进口流量和干度下的实验数据拟合得到储液器内流体密度随高度变化的函数,再通过该函数曲线的变化率近似确定液位高度;平均焓值法基于腔体内流体的平均焓值推算得到腔体内气液相的分布比例,从而近似估计储液器内的液位高度。

现有储液器模型研究未涉及气液相之间传质过程。相间传质过程是由液相混合物中制冷剂溶解和析出引起的。现有文献中的储液器模型基于制冷剂-润滑油混合物溶解度不变的假设建立,不涉及制冷剂-润滑油混合物中制冷剂的动态析出和溶解^[8-9]。现有文献中关于动态溶解过程的模型,假设制冷剂在液相中的扩散过程是由质量分数差驱动的一维质量扩散过程,并基于一维质量扩散的 Fick 定律建模^[10-12]。现有文献中关于动态析出过程的模型,认为在压力变化的情况下制冷剂以气泡的形式从混合物中析出,并基于经典成核理论进行建模^[13-14]。

现有储液器模型研究已涵盖进出口管两相流动过程。现有模型针对 U 型管式储液器的进出口管内的流动过程进行建模。该模型通过划分进出口管流动路径、建立各路径动量守恒方程来描述各路径的两相流动过程^[15]。针对本文研究的立管式储液器,可采用相同方式进行建模。

本文的目的是建立能够反映完整储液器的制冷

剂-润滑油的流动过程的出口带液量预测模型,模型需要涵盖储液器内的液位高度动态变化过程、气液相之间传质过程、进出口管两相流动过程。

1 建模技术路线

储液器内包含气相区和液相区 2 个相区,储液器内的两相流动过程可以分为进口管流动过程、气相区状态变化过程、相间传质过程、液相区状态变化过程和出口流动过程,如图 2 所示。进口管流动过程是进口管内两相流体喷射流入储液器腔体内的流动过程;气相区状态变化过程是气相制冷剂质量、能量的动态变化过程;相间传质过程是液相混合物中制冷剂溶解和析出引起的气液相间传质过程;液相区状态变化过程是液相制冷剂-润滑油混合物质量、能量的动态变化过程;出口管流动过程是腔体内两相流体通过出口管顶端和回油孔流出口管并在出口管内汇合后流出的流动过程。

为了准确预测储液器的带液量,需要分别建立气相区状态变化子模型、液相区状态变化子模型、相间传质子模型、进口流动子模型和出口流动子模型,分别对储液器内存在的气相区状态变化过程、液相区状态变化过程、相间传质过程进口管流动过程和出口流动过程进行描述。

2 数学模型

2.1 进口管流动子模型

由于进口管内容积远小于储液器腔体容积且外壁面包裹有保温材料,因此可认为进口管的两相流动过程是稳态绝热的。进口管的两相流动过程如图 3 所示。采用进口管的压力平衡方程对该过程进行描述,进口管的压力平衡方程如式(1)所示。

$$p_{in} - p = \Delta p_{in,f} + \Delta p_{in,exp} \quad (1)$$

式中: $\Delta p_{in,f}$ 为进口管沿程摩擦压力损失,kPa; $\Delta p_{in,exp}$ 为进口管出口处的突扩局部压力损失,kPa。 $\Delta p_{in,f}$ 采用 H. Müller-Steinhagen 等^[16]的关联式计算; $\Delta p_{in,exp}$ 采用 S. Wang 等^[9]的关联式计算。

2.2 气相区状态变化子模型

气相区状态变化过程如图 4 所示。建立气相区的质量和能量守恒方程,来反映气相区状态变化过程,如式(2)、式(3)所示。

$$\rho_g \frac{dV_g}{dt} + V_g \frac{d\rho_g}{dt} = Gr_{in,g} - Gr_{out,g} + Gr_{phase} \quad (2)$$

$$\rho_g V_g \frac{dh_g}{dt} + h_g \rho_g \frac{dV_g}{dt} + h_g V_g \frac{d\rho_g}{dt} - V_g \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_g}{dt} = Gr_{in,g} h_{in,g} - Gr_{out,g} h_{out,g} + Gr_{phase} h_g \quad (3)$$

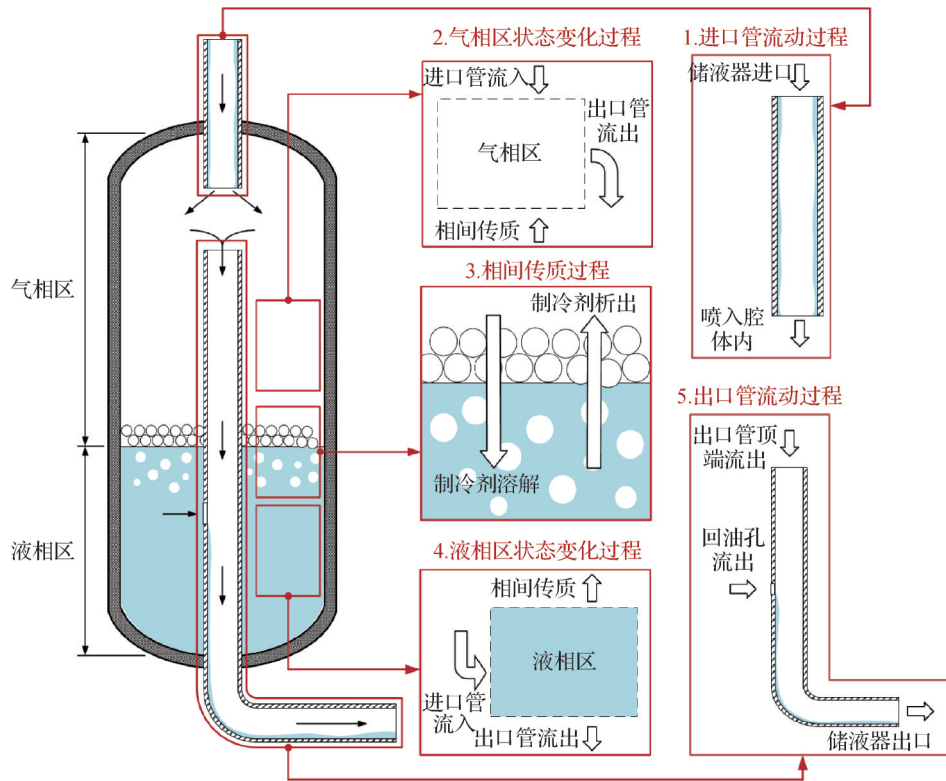


图 2 储液器内两相流动过程分析

Fig.2 Analysis of two-phase flow processes in accumulators

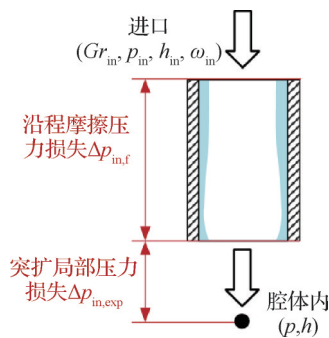


图 3 进口管流动过程

Fig.3 Flow process in inlet pipe

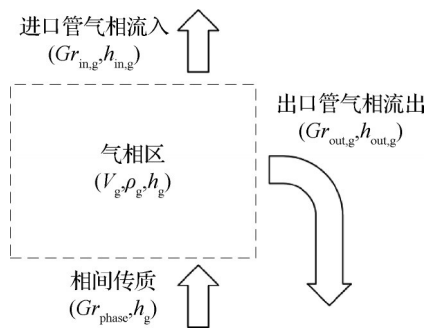


图 4 气相区状态变化过程

Fig.4 State change processes in gas-phase zone

2.3 相间传质子模型

储液器内压力脉动会导致储液器的气相与液相之间存在制冷剂溶解与析出的相间传质现象,如图 5

所示。

相间传质质量可以通过制冷剂从混合物中析出质量流量 Gr_{des} 与制冷剂从混合物中溶解质量流量 Gr_{dis} 的差值计算得到,如式(4)计算。制冷剂从混合物中析出质量流量 Gr_{des} 与制冷剂从混合物中溶解质量流量 Gr_{dis} 通过 2.3.1 和 2.3.2 节的计算方程计算。

$$Gr_{phase} = Gr_{des} - Gr_{dis} \quad (4)$$

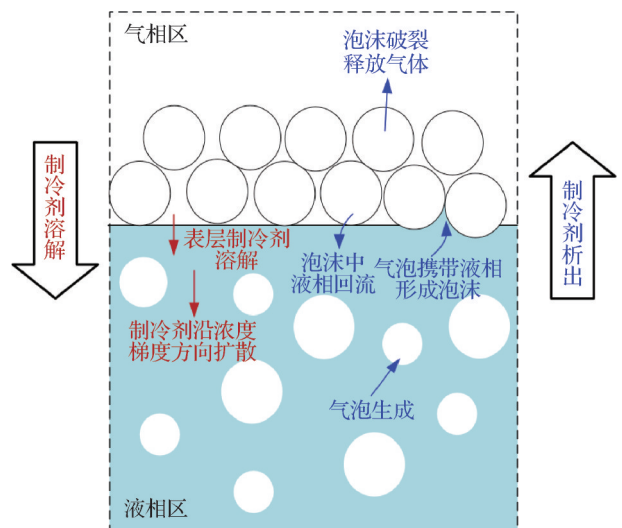


图 5 相间传质过程

Fig.5 Interphase mass transfer process

2.3.1 制冷剂从混合物中析出质量流量计算方程

制冷剂从混合物中析出的过程中,液相控制单元中制冷剂蒸发形成气泡,气泡上浮至气液界面处并携带一定的液相混合物形成泡沫;气液界面处的泡沫破裂,泡沫中的气体进入气相控制单元,泡沫中的液相混合物重新流回到液相控制单元中,实现制冷剂的质量传递。

制冷剂从混合物中析出的质量流量 Gr_{des} 可通过制冷剂气泡生成质量流量 Gr_B 和气泡携带的液相混合物质量流量 Gr_C 和回流的液相混合物质量流量 Gr_C 计算,如式(5)所示。

$$Gr_{des} = Gr_B + Gr_C - Gr_C \quad (5)$$

Gr_B 可根据经典成核理论以及 Blander and Katz 公式^[17]计算,如式(6a)~(6c)所示。 Gr_C 可通过 F. P. Fortkamp 等^[13]提出的气液界面处的体积平衡公式计算,如式(7)所示。 Gr_C 可通过 F. P. Fortkamp 等^[13]提出的计算公式计算,如式(8)所示。

$$Gr_B = JAL \quad (6a)$$

$$J = a_1 J_0 \exp \left\{ -a_2 \frac{\sigma^3}{[\rho_l(\omega - \omega_s)h_{fg}]^2 k_B T} \right\} \quad (6b)$$

$$J_0 = \rho_l(\omega - \omega_s) \left(\frac{2\sigma N_A}{\pi M_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6c)$$

$$Gr_C = \frac{\rho_l(1 - \alpha_F)}{\rho_g \alpha_F} Gr_B \quad (7)$$

$$Gr_C = a_3 \rho_F \sqrt{gL_F} A \exp \left(a_4 \frac{tU_D}{R_F} \right) \quad (8)$$

式中: $a_1 \sim a_4$ 为拟合系数,通过实验数据拟合得到。

2.3.2 制冷剂从混合物中溶解质量流量计算方程

制冷剂从混合物中析出的过程可以看作由质量分数差驱动的一维质量扩散过程。制冷剂从混合物中析出的质量流量 Gr_{dis} 可以通过液相密度、储液器截面积和液相混合物中制冷剂质量分数随时间的变化率积分得到,如式(9a)所示。其中,液相混合物中制冷剂质量分数随时间的变化率可根据一维质量扩散的 Fick 定律求解,如式(9b)所示。式(9b)的初始条件与边界条件如式(9c)所示。

$$Gr_{dis} = \int_0^L \rho_l A \frac{\partial \omega}{\partial t} dz \quad (9a)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(D \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) \quad (9b)$$

$$\begin{cases} \omega = \omega_{int} & , t = 0 \\ \omega = \omega_s & , z = 0 \\ \partial \omega / \partial z = 0 & , z = L \end{cases} \quad (9c)$$

式中: D 为扩散系数, m^2/s , 根据 Xie Liyi 等^[18]提出的关

联式计算;下标 int、s 分别代表初始、饱和状态。

2.4 液相区状态变化子模型

液相区状态变化过程如图6所示。建立液相区的质量和能量守恒方程,来反映液相区状态变化过程,如式(10)、式(11)所示。

$$\rho_1 \frac{dV_1}{dt} + V_1 \frac{d\rho_1}{dt} = Gr_{in,1} - Gr_{out,1} - Gr_{phase} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \rho_1 V_1 \frac{dh_1}{dt} + h_1 \rho_1 \frac{dV_1}{dt} + h_1 V_1 \frac{d\rho_1}{dt} - V_1 \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_1}{dt} \\ = Gr_{in,1} h_{in,1} - Gr_{out,1} h_{out,1} - Gr_{phase} h_g \end{aligned} \quad (11)$$

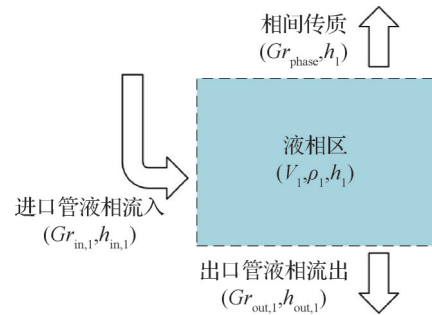


图6 液相区状态变化过程

Fig.6 State change processes in liquid-phase zone

2.5 出口管流动子模型

由于出口管内容积远小于储液器腔体容积且外壁面包裹有保温材料,因此可认为出口管的两相流动过程是稳态绝热的。出口管的两相流动过程可分为3条路径,如图7所示。分别建立这3条路径的压力平衡方程对各路径的流动过程进行描述。

路径1的压力平衡方程:

$$p - p_{hole} = \Delta p_{out1,con} + \Delta p_{out1,f} \quad (12)$$

式中: $\Delta p_{out1,con}$ 为路径1出口管顶端处的突缩局部压力损失, kPa; $\Delta p_{out1,f}$ 为路径1沿程摩擦压力损失, kPa。 $\Delta p_{out1,con}$ 采用 S. Wang 等^[9]的关联式计算; $\Delta p_{out1,f}$ 采用 H. Müller-Steinhagen 等^[16]的关联式计算。

路径2的压力平衡方程:

$$p - p_{hole} = \Delta p_{out2,gra} + \Delta p_{out2,con} \quad (13)$$

式中: p_{hole} 为回油孔处的压力, kPa; $\Delta p_{out2,gra}$ 为路径2的液相重力压力损失, kPa; $\Delta p_{out2,con}$ 为路径2回油孔处的突缩局部压力损失, kPa。 $p_{out2,gra}$ 采用式(14)计算; $\Delta p_{out2,con}$ 采用 S. Wang 等^[9]的关联式计算。

$$\Delta p_{out2,gra} = \begin{cases} \rho_l g (L - L_{hole}) & L > L_{hole} \\ 0 & L \leq L_{hole} \end{cases} \quad (14)$$

路径3的压力平衡方程:

$$p_{hole} - p_{out} = \Delta p_{out,f,vertical} + \Delta p_{out,bend} + \Delta p_{out,f,level} \quad (15)$$

式中: $\Delta p_{out,f,vertical}$ 为路径3竖直管的沿程摩擦压力损失, kPa; $\Delta p_{out,bend}$ 为路径3弯管的局部压力损失, kPa; $\Delta p_{out,f,level}$ 为路径3水平管的沿程摩擦压力损失, kPa。

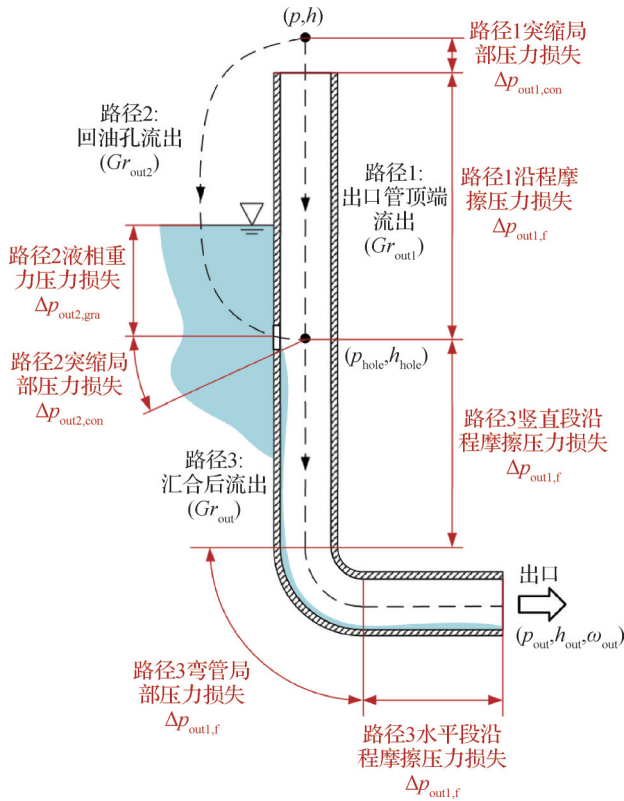


图 7 出口管流动过程

Fig.7 Flow process in outlet pipe

$\Delta p_{out,f,vertical}$ 和 $\Delta p_{out,f,level}$ 采用 H. Müller-Steinhagen 等^[16] 的关联式计算; $\Delta p_{out,bend}$ 采用 D. Chisholm^[19] 的关联式计算。

3 模型求解算法

为求解储液器数学模型,基于向后差分法开发了求解算法,如图 8 所示。该算法的输入参数为:进口压力、进口焓值、进口油浓度和出口压力。该算法的输出参数为:液位高度、出口带液量、出口回油量随时间的变化曲线。

首先,给定初始时刻储液器的状态参数:压力 p 、气相焓值 h_g 、液相焓值 h_l 、液相油浓度 ω 和液相体积 V_l ;通过求解式(10)得到进口流量 Gr_{in} ;通过多次迭代求解式(12)~式(14)得到出口流量 Gr_{out} 、出口管顶端流出流量 Gr_{out1} 、回油孔流出流量 Gr_{out2} 、出口带液量 $Gr_{out,1}$ 和出口回油量 $Gr_{out,oil}$;通过式(4)~式(9)求解计算当前时刻相间传质量 Gr_{phase} ;然后将上述参数代入式(2)、式(3)、式(10)和式(11)中,采用向后差分法求解下一时刻储液器内的 p 、 h_g 、 h_l 、 ω 和 V_l ;依次对后续的每一时刻重复上述计算过程,直至完成最后一个时刻的计算,输出计算结果。

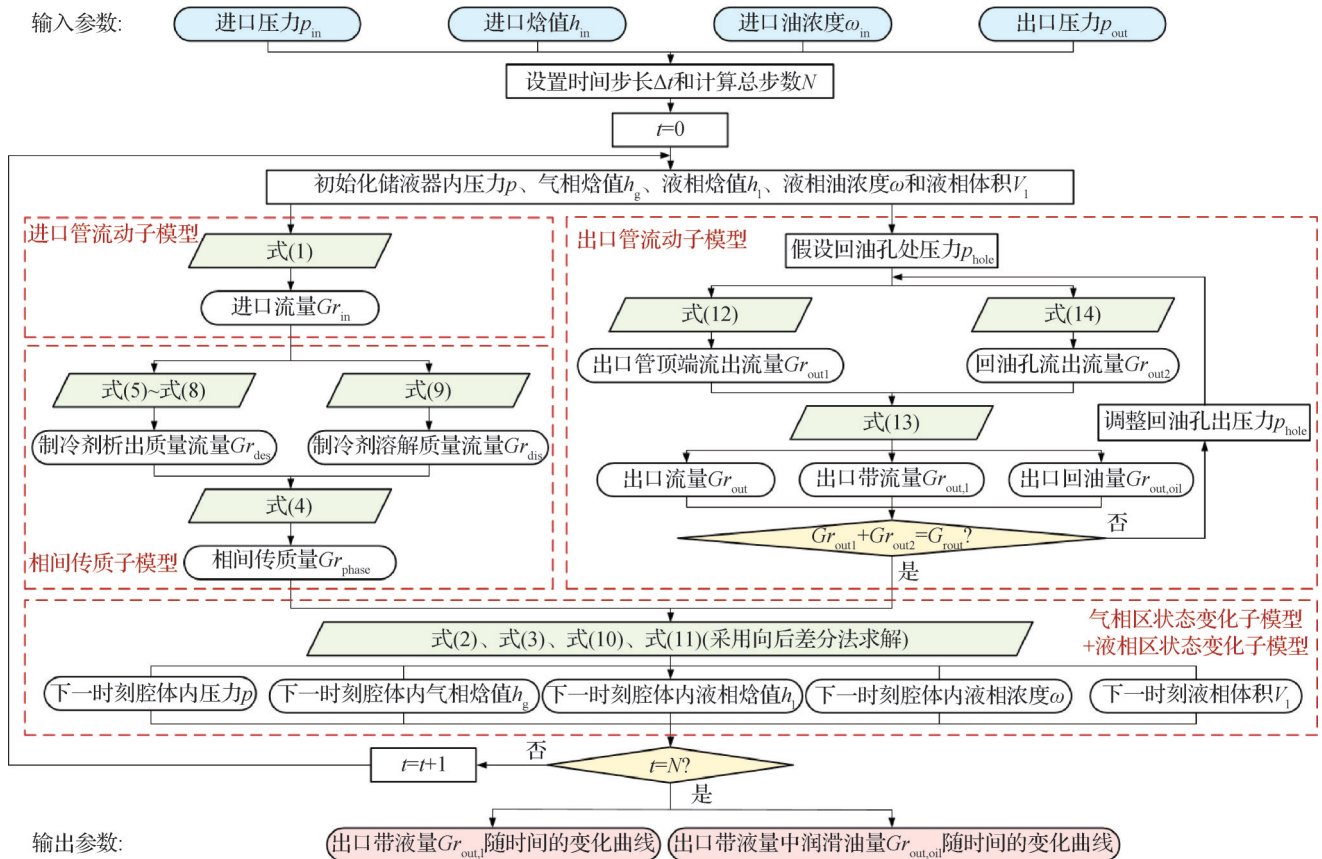


图 8 求解算法

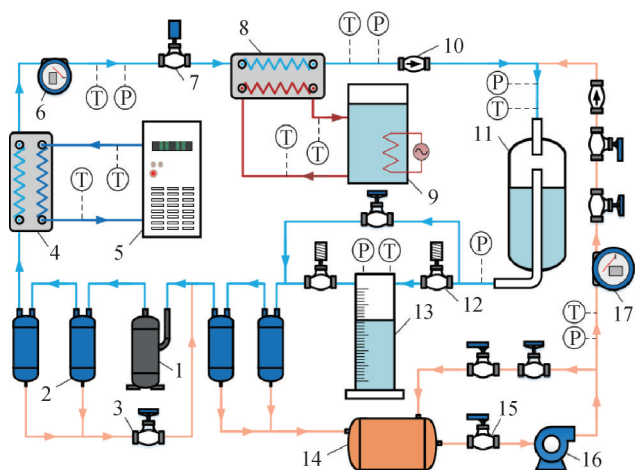
Fig.8 Solving algorithm

4 模型实验验证

4.1 实验装置与实验工况

采用图9所示的实验装置进行稳态条件下的储液器出口带液量测试,验证储液器模型的计算精度。该实验装置通过制冷剂回路和润滑油回路向储液器样件中输送特定流量、压力的制冷剂和润滑油,制冷剂和润滑油的质量流量分别采用质量流量计测得;通过测量集液器一段时间内收集到的液体体积,来得到储液器的出口带液量。

实验采用R32-POE68润滑油作为工质,实验工况范围如表1所示。



1 压缩机; 2 油分离器; 3 调节阀; 4 冷凝板换; 5 冷水机组;
6 制冷剂流量计; 7 电子膨胀阀; 8 蒸发板换; 9 电热水器;
10 止回阀; 11 储液器样件; 12 电磁阀; 13 可视化集液器;
14 油罐; 15 截止阀; 16 油泵; 17 润滑油流量计。

图9 实验装置

Fig.9 Experimental device

表1 实验工况范围

Tab.1 Experimental condition range

工况参数	数值或范围
进口压力/kPa	800~1 100
进口流量/(kg/h)	20~40
进口干度	0.7~1.0
进口油浓度/%	0.2~3

4.2 实验数据导出

采用带液量百分比 ω_1 作为模型的被验证参数。带液量百分比定义为储液器出口液相流量与出口总流量的百分比,通过式(16)计算得到。

$$\omega_1 = \frac{V_1 \rho_1}{\Delta t G_{r \text{ total}}} \quad (16)$$

式中: Δt 为集液时长,实验采用的集液时长为600 s;

$G_{r \text{ total}}$ 为储液器总流量,等于制冷剂流量和润滑油流量之和,kg/s; V_1 为集液时长内集液器中收集到的液体体积, m^3 ; ρ_1 为集液器内液体密度, kg/m^3 ,利用腔体内的温度、压力测量数据,根据M. K. Jensen等^[20]提出的制冷剂-润滑油混合物物性计算公式计算得到。

实验参数包括测量参数和计算参数。测量参数(温度、压力、制冷剂流量、润滑油流量、液相体积)的不确定度由测量仪器决定,如表2所示。计算参数的不确定度根据R. J. Moffat^[21]提出的方法计算,得到带液量百分比的不确定度为 $\pm 0.3\%$ 。

表2 测量参数的不确定度

Tab.2 Uncertainties of measurement parameters

参数	测量仪器	测量不确定度
温度	热电偶	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$
压力	压力传感器	$\pm 1.5 \text{ kPa}$
制冷剂流量	制冷剂流量计	$\pm 8.5 \times 10^{-3} \text{ g/s}$
润滑油流量	润滑油流量计	$\pm 3.8 \times 10^{-4} \text{ g/s}$
液相体积	集液器	$\pm 20 \text{ mL}$

4.3 实验结果与模型计算结果的对比

实验数据与模型计算数据的对比如图10所示,其中横坐标表示带液量百分比的实验值,纵坐标表示带液量百分比模型计算值与实验值的差值。对比可知,带液量百分比模型计算值与实验值之间的差值在 $\pm 3\%$ 以内,平均偏差为0.7%。

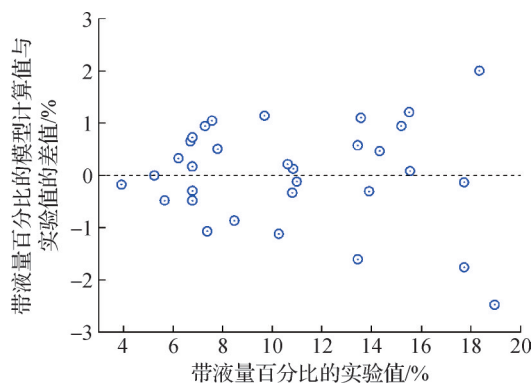


图10 实验数据与模型计算数据对比

Fig.10 Comparison of experimental data with model-calculated data

5 模型应用示例

储液器在流量高且干度低工况下最容易导致压缩机“液击”;在流量低且干度高工况下最容易导致压缩机缺油。为了避免压缩机“液击”和缺油的发生,储液器的设计需要满足以下要求:1)在流量高且

干度低工况下,保证储液器出口带液量小于等于压缩机允许的最大吸气带液量;2)在低流量高干度工况下,保证储液器出口带液量中的润滑油量大于等于压缩机吐油量。优化储液器带液量最关键的结构参数是回油孔直径。

利用本文开发的储液器出口带液量模型可以计算得到流量高且干度低工况和流量低且干度高工况下出口带液量与回油孔直径之间的关系。本节选取某款采用 R32 的压缩机储液器作为模型应用示例,该款压缩机允许的最大吸气带液量为 4.5 kg/h、压缩机吐油率为 1.2%,仿真工况参数如表 3 所示。仿真采用的回油孔直径包括 0.5、0.75、1.0、1.25、1.5 mm。

仿真结果如图 11 所示。由图 11 可知:1)在流量高且干度低工况条件下,回油孔直径 ≤ 1.23 mm 时,储液器出口带液量 \leq 压缩机允许的最大吸气带液量,能够确保压缩机不发生“液击”;在低流量工况条件下,回油孔直径 ≥ 0.85 mm 时,储液器出口带液量中的润滑油量 \geq 压缩机吐油量,能够确保压缩机不发生缺油。因此,该款储液器回油孔直径在 0.85~1.23 mm 时能够同时确保压缩机不发生“液击”和缺油。

表 3 仿真工况参数

Tab.3 Working condition parameters for simulation

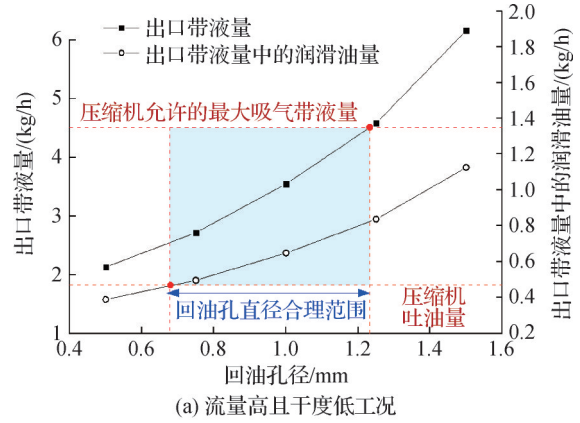
工况参数	流量高且干度低工况	流量低且干度高工况
进口压力/kPa	1 000	1 000
进口流量/(kg/h)	40	20
进口干度	0.7	1.0

6 结论

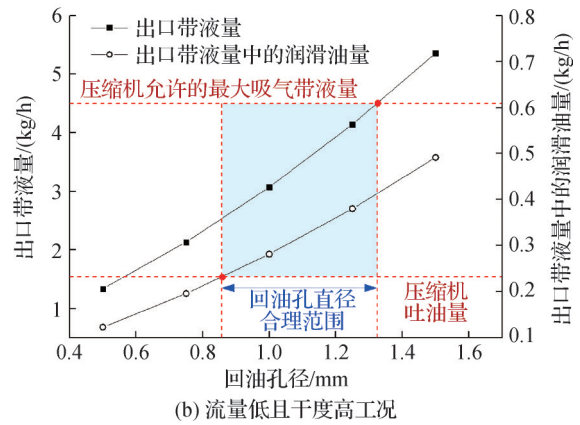
本文针对空调器用立管式储液器建立了反映储液器完整的制冷剂-润滑油的流动过程的带液量预测模型,用于预测不同工况下储液器内的带液量。得到结论如下:

1)本文提出的储液器数学模型基于储液器内气相和液相的质量和能量守恒建立,考虑了储液器进口管与出口管内的两相流动过程、储液器内制冷剂-润滑油混合物溶解和析出引起的相间传质过程,能够反映完整的制冷剂-润滑油的流动过程;针对储液器数学模型开发了基于向后差分法的求解算法,能够实现储液器数学模型的快速求解。

2)将储液器稳态条件下的出口带液量测试结果与模拟结果进行了对比,出口带液量百分比的模型计算值与实验值之间的差值在 $\pm 3\%$ 以内,平均偏差为 0.7%。



(a) 流量高且干度低工况



(b) 流量低且干度高工况

图 11 仿真计算结果

Fig.11 Calculation results

3)本文提出的储液器数学模型可以用于储液器回油孔直径的优化设计,降低压缩机“液击”或缺油的风险。

符号说明

- A ——横截面积, m^2
- g ——重力加速度, m/s^2
- Gr ——流量, kg/s
- h ——焓值, kJ/kg
- J ——单位体积成核速率, $kg/(m^3 \cdot s)$
- J_0 ——成核系数
- k_B ——玻耳兹曼常数
- L ——液位高度, m
- M_1 ——液相混合物的摩尔质量, kg/mol
- N_A ——阿伏伽德罗常数
- p ——压力, kPa
- R_F ——泡沫的特征长度, m
- t ——时间, s
- U_D ——表观排水速度, m/s
- T ——温度, K
- V ——体积, m^3
- z ——垂直位置, m
- α_f ——泡沫空泡系数, 取 0.74
- δ ——不确定度

ρ ——密度, kg/m^3
 σ ——表面张力, N/m
 ω ——质量分数

下标

in——进口
out——出口
out1——出口路径1
out2——出口路径2
l——液相
g——气相
phase——相间
hole——回油孔
dis——溶解
des——析出
B——气泡
C——液相夹带
F——泡沫
G——回流
int——初始
s——饱和
fg——潜热
f——摩擦

参考文献

- [1] 黄允棋, 何林. 关于房间空气调节器回油回液问题研究[J]. 家电科技, 2014(5): 68-70. (HUANG Yunqi, HE Lin. The disquisition of the room air-condition system's refrigeration oil and liquid cycle [J]. China Appliance Technology, 2014(5): 68-70.)
- [2] SHIVA PRASAD B G. Effect of liquid on a reciprocating compressor[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2002, 124(3): 187-190.
- [3] 陆雪军, 孙文喆, 丁国良. 风冷热泵涡旋压缩机防护分析[J]. 制冷技术, 2008, 28(2): 25-27. (LU Xuejun, SUN Wenzhe, DING Guoliang. Analysis on guarding scroll compressors of air-cooled heat pumps[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2008, 28(2): 25-27.)
- [4] 王丹东, 柳慈翀, 梁媛媛, 等. 气液分离器的可视化实验研究[J]. 制冷技术, 2018, 38(3): 19-23. (WANG Dandong, LIU Cichong, LIANG Yuanyuan, et al. Experimental study on visualization of gas-liquid separator [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2018, 38(3): 19-23.)
- [5] 汪厚泰. 空调气液分离器设计研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2010, 31(4): 6-10. (WANG Houtai. Design and research of air conditioning gas-liquid separator [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2010, 31(4): 6-10.)
- [6] RAISER H, HECKENBERGER T, TEGETHOFF W, et al. Transient behavior of R744 vehicle refrigeration cycles and the influence of the suction side accumulator design [C]//SAE Technical Paper Series. SAE International, 2006.
- [7] BOCKHOLT M, TEGETHOFF W, LEMKE N, et al. Transient modelling of a controllable low pressure accumulator in CO_2 refrigeration cycles [C]//6th International Modelica Conference. Bielefeld, Germany: Modelica Association, 2008.
- [8] 潘益东. U型管式气液分离器的带液量研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2021. (PAN Yidong. Study on liquid carrying capacity of U-tube gas-liquid separator [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2021.)
- [9] WANG S, GU J, DICKSON T. Modeling and experimental investigation of accumulators for automotive air conditioning systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(7): 1109-1118.
- [10] YOKOZEKI A. Time-dependent behavior of gas absorption in lubricant oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 695-704.
- [11] FUKUTA M, YANAGISAWA T, OMURA M, et al. Mixing and separation characteristics of isobutane with refrigeration oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(7): 997-1005.
- [12] GESSNER T R, BARBOSA J R. Modeling absorption of pure refrigerants and refrigerant mixtures in lubricant oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 773-780.
- [13] FORTKAMP F P, BARBOSA J R. Refrigerant desorption and foaming in mixtures of HFC-134a and HFO-1234yf and a polyol ester lubricating oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 53: 69-79.
- [14] 高欢, 丁国良, 周发贤, 等. R410A制冷剂在润滑油中的动态析出特性的研究[J]. 化工学报, 2022, 73(3): 1054-1062. (GAO Huan, DING Guoliang, ZHOU Faxian, et al. Research on dynamic separation characteristics of R410A refrigerant with lubricant [J]. CIESC Journal, 2022, 73(3): 1054-1062.)
- [15] 陶宏, 杨军, 叶柯嘉, 等. 吸气储液器稳态储液模型的研究[J]. 流体机械, 2011, 39(7): 75-78. (TAO Hong, YANG Jun, YE Kejia, et al. Study on accumulator steady model [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(7): 75-78.)
- [16] 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.
- [17] BLANDER M, KATZ J L. Bubble nucleation in liquids [J]. AIChE Journal, 1975, 21(5): 833-848.
- [18] XIE Liyi, ZHUANG Dawei, DING Guoliang. Measurement

and correlation development of the diffusion coefficient of R32 in lubricating oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 162: 179-193.

- [19] CHISHOLM D. Pressure losses in bends and tees during steam-water flow[R]. NEI. Reprint, 1967.
- [20] JENSEN M K, JACKMAN D L. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant-oil mixtures [J]. Journal of Heat Transfer, 1984, 106(1): 184-190.
- [21] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.

通信作者简介

丁国良,男,教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院制冷所,021-34206378, E-mail: glding@sjtu.deu.cn。研究方向:制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。

About the corresponding author

Ding Guoliang, male, professor, Ph. D. supervisor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-34206378, E-mail: glding@sjtu.deu.cn. Research fields: simulation and optimization research for room air conditioner and utilization of new refrigerant.

勘误及撤稿声明

我们在过往出版的《制冷学报》中,发现了一些内容错误及学术不端文章,对此我们深感歉意。为确保信息的准确性,特发布此勘误及撤稿声明,对相关错误予以更正。

具体勘误及撤稿内容如下:

1. 2022 年 43 卷第 1 期 P46 页《大容量螺杆式无霜空气源热泵系统特性研究》一文基金项目编号由“51206022”变更为“52106022”。
2. 2023 年 44 卷第 5 期 P143 页《大豆油微乳液冰浆的制备及其性能研究》一文参考文献[2]中文文章题目由原来的“冰浆技术的发展”变更为“冰浆技术及其应用进展”。
3. 2023 年第 44 卷第 5 期 P1-10 页《电动压缩式大温差机组设计实测与分析》(DOI: 10. 3969/j. issn. 0253-4339. 2023. 05. 001)一文因第一作者原因撤稿,并撤销该文章 2024 年优秀论文。

本刊始终致力于为读者提供高质量的内容,此次疏漏我们引以为戒,并将进一步加强编校流程的严谨性,力求避免类似情况再次发生。衷心感谢广大读者和作者一直以来的支持与理解!

《制冷学报》编辑部
2026 年 4 月 16 日