

R134a 螺杆制冷压缩机工作过程数值模拟及实验研究

吴华根, 邢子文, 束鹏程

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了深入研究螺杆制冷压缩机内部的微观工作过程, 建立了描述 R134a 螺杆制冷压缩机工作过程的热力学模型, 全面考虑了螺杆制冷压缩机的 5 个泄漏通道损失、油气混合物热交换、喷油和部分负荷对压缩机工作过程的影响。为了验证数学模型, 录取了表征螺杆制冷压缩机工作过程的 $p-V$ 指示图及测试了压缩机宏观性能参数。通过比较表明, 理论计算结果符合实验测试结果(误差小于 4%), 所建立的数学模型能准确地反映双螺杆制冷压缩机的工作过程特性及其宏观性能特征, 为螺杆制冷压缩机设计参数优化提供了理论及实验依据。

关键词: 螺杆制冷压缩机; 工作过程; R134a

中图分类号: TH455 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2004)05-0487-04

Theoretical and Experimental Investigation on Working Process of Screw Refrigeration Compressor with R134a

Wu Huagen, Xing Ziwen, Shu Pengcheng

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To acquaint the working process of screw refrigeration compressor with R134a thoroughly, a new thermodynamic with model for screw refrigeration compressor is proposed, in which the effects, such as internal leakage through five paths, gas-oil heat transfer, oil injection and part load, are taken into account simultaneously. The experimental recording of $p-V$ indicator diagram and the measurement of screw refrigeration compressor performance are carried out to confirm the model. The theoretical calculation results coincide with the measured data well. The proposed model provides a basis for the performance prediction.

Keywords: screw refrigeration compressor; working process; R134a

螺杆制冷压缩机由于具有结构简单、可靠性高和振动小等一系列优点, 已逐渐代替其他类型的压缩机而被广泛地应用于工业制冷以及集中制冷供暖领域, 因此对于螺杆制冷压缩机的研究显得非常迫切。经过多年的发展, 在活塞式制冷压缩机的工作过程研究方面已经积累了大量的经验^[1]。本课题组结合活塞式制冷压缩机工作过程计算模拟方面的有益经验和在螺杆压缩机工作过程方面多年深入研究^[2~4]的成果, 并且吸取了国外对于螺杆压缩机的大量研究经验^[5~7], 建立了螺杆制冷压缩机工作过程的数学模型。该模型不再单一地考虑某个因素对

螺杆制冷压缩机性能的影响, 如喷油或泄漏等, 而是比较全面地考虑了螺杆制冷压缩机内的泄漏损失、油气混合物热交换、喷油和部分负荷等对压缩机工作过程的综合影响, 也考虑了 R134a 制冷剂本身的特点。为了验证数学模型, 录取了不同负荷工况下表征螺杆制冷压缩机工作过程的 $p-V$ 指示图及测试了压缩机的宏观性能参数。通过比较表明, 理论计算与实验测试结果相符, 所建立的数学模型能正确地反映双螺杆制冷压缩机的工作过程特性及其宏观性能特征。

1 工作过程的数学模型

1.1 基本假设

螺杆制冷压缩机内部为油气混合物的两相流动, 由于泄漏、热交换、油气之间的相互作用, 运动部件的摩擦损失以及脉动损失等因素的影响, 该工作过程为变质量系统的热力过程. 为便于对其进行过程模拟, 需忽略一些次要因素, 现给出以下基本假设:

- (1) 压缩机吸排气腔容积无限大. 在此假设下, 可以不考虑吸排过程中的压力脉动影响.
- (2) 各基元容积在相同转角时, 制冷剂与油的状态参数分别相同, 压力相等.
- (3) 油相无相变, 不可压缩.
- (4) 制冷剂气体在流经泄漏通道时, 由于流速较高, 认为可压缩, 而在流经其他通道时认为不可压缩, 是绝热流动.

1.2 控制方程

在上述基本假设下, 取一个工作腔为控制体, 利用变质量系统热力学原理, 根据能量守恒、质量守恒方程建立工作腔的热力学基本方程.

根据变质量系统热力学第一定律

$$\delta U = \delta E_{in} - \delta E_{out} - \delta Q + \delta W \quad (1)$$

式中: U 为内能; E 为存储能量; Q 为热交换量; W 为过程功. 将其分别用于控制体中的气相(制冷剂气体)和液相(油), 可得到如下的控制方程

$$\frac{dp}{d\theta} = \left[\frac{1}{v_g} \left[\left(\frac{\partial h_g}{\partial v_g} \right)_{T_g} - \frac{(\partial h_g / \partial T_g)_{v_g} \cdot (\partial p / \partial v_g)_{T_g}}{(\partial p / \partial T_g)_{v_g}} \right] \right] \cdot \quad (2)$$

$$\frac{dv_g}{d\theta} - \frac{1}{V_g} \left[\sum \frac{dM_{g,i}}{d\theta} (h_{g,i} - h_g) - \frac{dQ_g}{d\theta} \right] \cdot \left[1 - \frac{1}{v_g} \frac{\partial h_g / \partial T_g}{(\partial p / \partial T_g)_{v_g}} \right]^{-1} \quad (2)$$

$$\frac{dT_g}{d\theta} = \left[\frac{1}{v_g} \left(\frac{\partial h_g}{\partial v_g} \right)_{T_g} - \left(\frac{\partial p}{\partial v_g} \right)_{T_g} \right] \frac{dv_g}{d\theta} - \frac{1}{V_g} \left[\sum \frac{dM_{g,i}}{d\theta} (h_{g,i} - h_g) - \frac{dQ_g}{d\theta} \right] \cdot \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T_g} \right)_{v_g} - \frac{1}{v_g} \left(\frac{\partial h_g}{\partial T_g} \right)_{v_g} \right]^{-1} \quad (3)$$

$$\frac{dT_l}{d\theta} = \frac{1}{M_l} \left[\sum T_{l,i} \frac{dM_{l,i}}{d\theta} - T_l \sum \frac{dM_{l,o}}{d\theta} - T_l \frac{dM_l}{d\theta} - \frac{1}{c_l} \sum \frac{dQ_l}{d\theta} \right] \quad (4)$$

$$\frac{dM_g}{d\theta} = \frac{dM_{g,i}}{d\theta} - \frac{dM_{g,o}}{d\theta} \quad (5)$$

$$\frac{dM_l}{d\theta} = \frac{dM_{l,i}}{d\theta} - \frac{dM_{l,o}}{d\theta} \quad (6)$$

式中: p 为压力; T 为温度; v 为比容积; V 为容积;

M_g 为制冷剂气体的质量; M_l 为油的质量; h 为比焓; θ 为旋转角度; Q 为换热量; c 为比热容; 下标 g 代表制冷剂气体; 下标 l 代表油; 下标 i 代表流入; 下标 o 代表流出.

在转子几何特性计算的基础上求得工作腔容积随转角的数值解, 再结合补充方程, 可利用龙格-库塔法求解上述微分方程, 得到工作腔内气相和液相随转角变化的状态参数.

1.3 补充方程

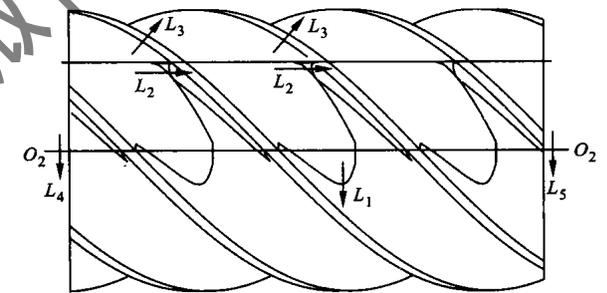
为了提高模型的精确度, 本文在该模型中补充了实际制冷剂状态方程、泄漏模型、热交换模型以及排气过程模拟.

1.3.1 实际气体状态方程 由于上述模型中有很多气体状态的表述, 因此引入了实际气体的状态方程, 考虑到制冷工质为 R134a, 故其的状态由下述马丁-侯方程表述

$$p = \frac{RT}{v-b} - \sum_{j=2}^5 \frac{A_j + B_j T + C_j e^{-\kappa T / T_c}}{(v-b)^j} \quad (7)$$

式中: A 、 B 、 C 和 b 为马丁-侯方程系数.

1.3.2 泄漏模型 对于压缩机内部的泄漏, 被划分为 5 种泄漏通道, 如图 1 所示.



L_1 : 接触线泄漏; L_2 : 泄漏三角形泄漏; L_3 : 阴阳转子齿顶泄漏; L_4 : 排气端面泄漏; L_5 : 吸气端面泄漏

图 1 泄漏通道

油气混合物在通过泄漏通道时的流动被认为是气液两相层流流动, 用下列方程描述

$$M_g = a S u_g \rho_g \quad (8)$$

$$M_l = (1-a) S u_l \rho_l \quad (9)$$

$$a = \left[1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_g}{\rho_l} s \right]^{-1} \quad (10)$$

$$s = 0.4 + 0.6 \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0.4 \frac{1-x}{x} \right]^{1/2} \cdot \left[1 + 0.4 \frac{1-x}{x} \right]^{1/2} \quad (11)$$

$$u_g = C(2(h_1 - h_2))^{1/2} \quad (12)$$

$$u_1 = u_g / s \quad (13)$$

式中: a 为空泡率; S 为泄漏通道的横截面积; s 为滑移系数; x 为油气混合物干度; C 为流量系数; h_1 和 h_2 分别为气体的出口和进口比焓; u_g 和 u_1 分别为泄漏通道内气体和油的速度; ρ_g 和 ρ_1 分别为泄漏通道内气体和油的密度。

在本样机中, 泄漏通道的间隙分别为: 螺杆齿间啮合间隙 0.04 mm; 阳螺杆与齿顶内圆间隙 0.05 mm; 阴螺杆与齿顶内圆间隙 0.05 mm; 螺杆与吸气端面间隙 0.4 mm; 螺杆与排气端面间隙 0.05 mm。

1.3.3 热交换方程 压缩机工作腔的热交换主要有油气混合物之间的热交换以及气体与机体之间的热交换。

工作腔内的油主要来自喷油孔口, 喷油流量的计算公式为

$$M_1 = CF(2\rho_1\Delta p)^{1/2} \quad (14)$$

式中: F 为喷油孔口的有效面积; Δp 为喷油孔口两侧压差; 试验测得 C 为 0.71 左右。

喷入工作腔的油被不同程度地雾化, 雾化的总体效果可用索特尔 (Sauter) 平均直径表示

$$d_{32} = \int_0^\infty d^3 \left(\frac{dn}{dd} \right) dd \sqrt{\int_0^\infty d^2 \left(\frac{dn}{dd} \right) dd} \quad (15)$$

本课题组利用 PIV 仪器对喷油雾化后的油滴颗粒进行测量, 发现 d_{32} 一般为 0.5~0.8 mm, 因此油气之间的热交换可以用下式表示

$$Q_1 = \frac{Nu\lambda_1}{d_{32}} (\pi d_{32}^2) (T_g - T_w) \frac{M_1}{(4/6)\rho\pi d_{32}^3} \quad (16)$$

$$Nu = 2 + 0.6Re^{0.5}Pr^{0.33} \quad (17)$$

$$Pr = c_{p,g} \mu_g / \lambda_g \quad (18)$$

式中: Nu 为努赛尔数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; $c_{p,g}$ 、 μ_g 和 λ_g 分别为气体的定压比热容、动力粘度和热导率。

对照式 (16), 气体与机体之间的换热量可以表示为

$$Q_{g,w} = \xi \alpha V_c^{2/3} (T_g - T_w) \quad (19)$$

式中: ξ 为修正系数; α 为传热系数; V_c 为控制容积; 下标 w 表示为机体。

因此, 制冷剂气体总的换热量为

$$Q_g = Q_{g,w} + Q_1 \quad (20)$$

1.3.4 排气过程 由于基元容积中喷入了大量的润滑油, 而且在排气孔口处油的体积含量较高, 因此将压缩机排气孔口的流动视为通过孔板的气、液两相流动更为合理。通过孔板的两相流动的流量公式

为^[8]

$$M = (b a \epsilon H (2\rho_1 \Delta p)^{1/2}) \cdot ((1-x)\phi + x(\rho_l/\rho_g)^{1/2})^{-1} \quad (21)$$

$$M_g = xM \quad (22)$$

$$M_1 = (1-x)M \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \phi = & 1.48625 - 9.26541(\rho_g/\rho_l) + \\ & 44.6954(\rho_g/\rho_l)^2 - 60.6150(\rho_g/\rho_l)^3 - \\ & 5.12966(\rho_g/\rho_l)^4 - 26.5743(\rho_g/\rho_l)^5 \end{aligned} \quad (24)$$

式中: M 为油气混合物质量; b 为修正系数; ϵ 为流量系数, 由经验取 0.5~0.8; H 为排气孔口的有效面积; ϕ 为林氏关系式系数。

2 实验研究

2.1 实验装置

为了验证螺杆制冷压缩机工作过程数学模型的正确性, 通过安装在阴转子齿根靠近排气端面的微型压力传感器, 录取了压缩机的 $p-V$ 指示图, 并测量了该压缩机的宏观性能。本实验按满负荷和部分负荷 (75%) 2 个工况进行。该螺杆制冷压缩机的设计转速为 2 960 r/min, 流量为 3.8 m³/min, 阳转子外径为 138.5 mm, 阴转子外径为 109.7 mm, 制冷剂工质为 R134a。 $p-V$ 指示图的录取装置如图 2 所示。利用此装置就可以得到压缩机工作腔压力随阳转子转角变化图 ($p-V$ 图)。利用螺杆压缩机工作腔容积与阳转子转角之间的几何关系 ($V-\theta$) 就可以把 $p-\theta$ 图转换为 $p-V$ 图^[9]。

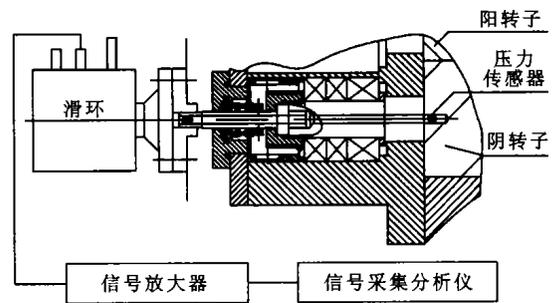


图 2 指示图的录取装置

2.2 实验结果与分析

我们将从两个方面来验证本文所建立的数学模型的正确性: ①螺杆制冷压缩机的宏观性能比较, 如压缩机的指示功、指示效率、容积效率等性能参数比较; ②表征螺杆制冷压缩机微观工作过程的 $p-V$ 指示图比较。压缩机工作腔内的压力是瞬态变化的, 也是构建 $p-V$ 指示图的最重要的参数。如果模型计算所得的 $p-V$ 指示图能较好地符合实验所测

的 $p-V$ 指示图, 那么该数学模型对压缩机的性能预测是可信的. 反之, 则需要对该模型做进一步的修改和调整.

螺杆制冷压缩机的宏观性能(包括指示功率 P_i 、指示效率 η_i 和容积效率 η_v) 的比较如表 1 所示.

表 1 宏观性能比较

	满负荷			75% 负荷		
	P_i/kW	$\eta_i/\%$	$\eta_v/\%$	P_i/kW	$\eta_i/\%$	$\eta_v/\%$
测量值	24.225	78.90	88.47	14.768	70.82	55.07
计算值	24.096	79.32	90.11	14.272	73.28	57.09
误差/%	-0.53	0.53	1.85	-3.36	3.47	3.67

从表 1 可以看出, 理论计算的指示功、指示效率以及容积效率都较好地符合了实验测试值. 在满负荷工况下, 理论计算的压缩机宏观性能与实验结果误差不超过 2%. 在部分负荷工况下, 误差都有所增大, 但都小于 4%. 螺杆制冷压缩机的微观工作过程比较如图 3、图 4 所示. 图 3 和图 4 分别给出了螺杆制冷压缩机在满负荷和部分负荷工况下的理论计算和实测的 $p-V$ 指示图的比较结果. 从图中可以看出, 在吸气以及压缩过程中, 理论模拟所得的压力变化曲线与实验所测的压力变化曲线符合较好. 只是在排气过程中, 理论模型未能精确地反映实际过程, 这主要是由于在排气过程中存在着较大的压力脉动, 影响了工作腔内的气体压力.

从图 4 可以看出, 在部分负荷工况下, 压缩过程开始点被延迟, 使得压缩线变陡峭, 这是由于在压缩初期, 容调滑阀打开, 使得压缩腔与吸气腔相联通而导致压缩过程延后. 但是, 由于压缩机内有滑阀固定

块的存在, 在压缩开始时压缩腔并没有马上与吸气腔联通, 导致了压缩腔内气体上升. 直到跃过了滑阀固定块, 压缩腔与吸气腔才得以联通, 因此压缩腔内的气体压力才又有所下降.

从以上分析可知, 本文所建立的螺杆制冷压缩机工作过程数学模型能正确描述压缩机工作腔内的压力变化过程, 对压缩机宏观性能的预测也具有较高的可信度.

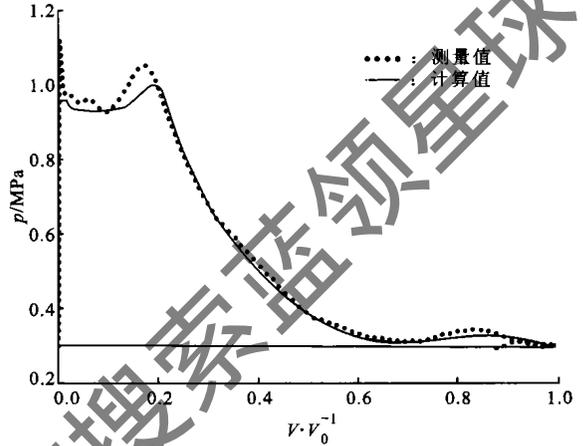


图 4 部分负荷工况下 $p-V$ 图比较

3 结论

(1) 本文建立了螺杆制冷压缩机工作过程的数学模型, 充分考虑了螺杆制冷压缩机内的泄漏损失、油气混合物热交换、喷油以及部分负荷等对压缩机工作过程的影响, 也考虑了 R134a 制冷剂本身的特点.

(2) 通过实验, 录取了螺杆制冷压缩机在不同负荷工况的 $p-V$ 指示图, 测试了压缩机的宏观性能. 通过实验结果与数值计算结果比较表明: 该数学模型能正确地反映螺杆制冷压缩机的微观工作过程和宏观性能特征, 从而为螺杆制冷压缩机的设计参数优化提供了理论及实验依据.

参考文献

[1] 黄 虎, 刘启芬. 空调用全封闭活塞式制冷压缩机工作过程的数值模拟 [J]. 南京建筑工程学院学报, 1995, 53(4): 53~58.

[2] 邢子文, 彭学院, 束鹏程. 螺杆压缩机设计计算软件的研究与开发 [J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(11): 38~42.

[3] 邢子文, 彭学院, 束鹏程. R134a 螺杆制冷压缩机的泄漏特性研究 [J]. 制冷学报, 2000, 21(4): 23~28.

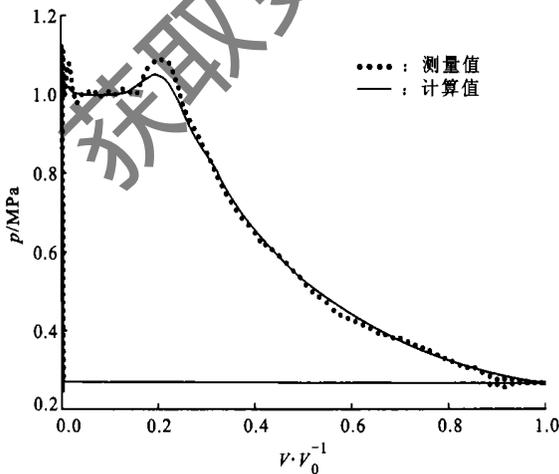


图 3 满负荷工况下 $p-V$ 图比较

6] 所计算的 Nu , 这其实是新方法在 $\xi \rightarrow \infty$ 的特例, 因此本方法有较广的适用性. 对于相同的 ξ , 随着 D 增大, 2 种方法计算出的 Nu 相对偏差均迅速增大.

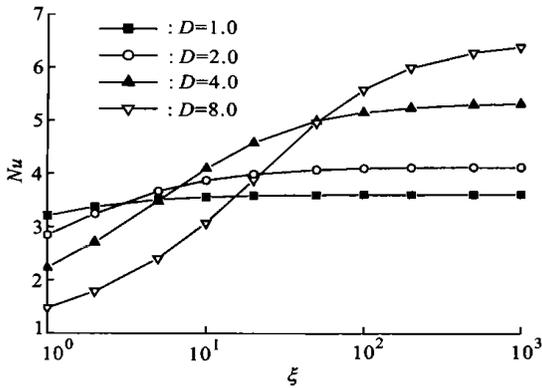


图 4 根据传统方法计算的 Nu 与 D 及 ξ 的关系图

D 值大, 表示换热器通道为长而窄的通道, ξ 是表示二次表面效率的一个无量纲量, $\xi \rightarrow \infty$ 表示二次表面和一次表面处于相同的温度, 此时 $\eta \rightarrow 1$. 对于普通的板翅式换热器, D 和 ξ 的取值范围为: $D=2 \sim 7$; $\xi=50 \sim 150$. 在这个区域内, 除了 $D=7$, $\xi=50$ 附近的取值外, 2 种方法计算所产生的相对偏差均在 5% 内, 总的来说传统的计算方法不失为一种简便可靠的计算方法.

4 结 论

本文通过合理的假设, 建立了计算板翅式换热器二次表面传热性能的模型, 提出了一个表示二次表面换热性能的无量纲准则数 ξ , 与传统的计算翅

片效率的方法相比, 本文的新方法采用的 ξ 更具有合理性. 对 2 种方法的层流充分发展区的对流换热进行了比较, 计算结果表明: 在 ξ 较大时用传统方法计算出的 Nu 相对有很好的精度; 在 ξ 较小时用传统方法计算出的 Nu 偏高; 随着 ξ 的减小, 用 2 种方法计算出的 Nu 偏差会增大; 在换热器的一般使用范围内, 传统的计算方法除一小部分区域外, 基本上能满足精度要求.

参考文献

- [1] 陈长青, 沈豫浩. 低温换热器 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993. 48~52.
- [2] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001. 109~123.
- [3] Schmidt F W, Newell M E. Heat transfer in fully developed laminar flow through rectangular and isosceles triangular ducts [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1967, 10 (8): 1121~1123.
- [4] Makkawi Y, Demirel Y, Al-Fali H H. Numerical analysis of convection heat transfer in a rectangular packed duct with asymmetric heating [J]. Energy Convers, Mgmt, 1998, 39(5/6): 455~463.
- [5] Shah R K, London A L. Laminar flow forced convection in ducts. Advances in heat transfer [M]. Supplement 1. New York: Academic Press, 1978. 17~36.
- [6] Incropera F P, DeWitt D P. Introduction to heat transfer [M]. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 1996. 417.

(编辑 王焕雪)

(上接第 490 页)

- [4] 张小军, 邢子文, 彭学院, 等. 喷油螺杆压缩机指示图的试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(5): 475~478.
- [5] Fujiwara M, Osada Y. Performance analysis of an oil-injected screw compressor and its application [J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(4): 220~227.
- [6] Stosi N, Milutinovic L, Hanjalic K, et al. Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process [J]. International Journal

of Refrigeration, 1992, 15(4): 206~220.

- [7] Fleming J S, Tang Y. The analysis of leakage in a twin screw compressor and its application to performance improvement [J]. Journal of Process Mechanical Engineers, 1995, 209(E2): 125~136.
- [8] 林宗虎. 气液两相流和沸腾换热 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1987.
- [9] 邢子文. 螺杆压缩机——理论、设计及应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.

(编辑 王焕雪)