

热泵系统四通换向阀特性研究(三)

四通换向阀传热、压降及制冷剂泄漏损失
对家用热泵性能的影响

上海交通大学 葛宏明 宋徐辉 于兵 阙雄才 陈芝久
浙江三花集团公司 胡梅宴 卢英明 汪钦尧

摘 要 提出了一种新的测试方法,能够有效地测试实际热泵系统中换向阀高压侧制冷剂向低压侧的细微泄漏量。通过搭建的真实系统换向阀综合特性实验台,对多种型号的小容量换向阀进行了传热、压降及制冷剂泄漏测试。建立了包括换向阀在内的热泵型空调器制冷系统的分布参数仿真数学模型,定量研究了换向阀的传热、压降和泄漏损失对家用热泵系统的性能影响。

关键词 家用热泵 换向阀 测试 性能损失 数学模型

1 引言

家用热泵空调器在我国应用非常广泛,其能源消耗已占国民能源消耗的很大一部分;在我国能源供应相对紧张的形势下,家用热泵空调器的节能显得尤为重要。

四通换向阀在实现了热泵系统制冷工况和供热工况的转换以及热气除霜等功能的同时,也使得热泵系统的性能产生了一定程度上的损失。由于换向阀不规则流道产生的流动阻力压降、高压侧制冷剂向低压侧的内部泄漏、高压高温侧向低压低温侧及环境的传热等不利因素,造成系统压缩机容积效率降低,系统容量及COP下降。根据文献[1~3]估计,换向阀使系统总体性能下降3%~10%。特别重要的是,不管四通换向阀换向与否,只要系统处于运行状态,这些损失就一直存在。研究四通换向阀对家用热泵性能的影响,将有利于我国每年数百万台家用热泵空调器的节能。

换向阀的研究者及制造商常采用空气测试装置对换向阀的压降及内部泄漏特性进行测试。事实上,空气测试装置与实际制冷剂系统相差甚远,其结果无法真实准确地反映实际热泵系统中换向阀的特性,仅有少量公开发表的文献是基于实际热泵系统的,而这些文献几乎均以中央空调系统的大容量换向阀为研究对象,对国内应用非常广泛的家用热泵空调器的小容量换向阀几乎没有任何研究。

2 四通换向阀内部泄漏量的测试

目前,对四通换向阀内部的泄漏测试一般都以空气为介质在常温下进行,这样的测试结果和实际相差甚远。在实际热泵系统中,由于内部泄漏量非常之小,其数量级在 $10^{-2} \sim 10^{-3} \text{g/s}$ 之间,低于绝大部分质量流量计的测量误差范围,因此直接采用质量流量计无法测出该泄漏值。文献[1]对实际系统的制冷剂泄漏进行了测试,其

• 本文课题得到上海交通大学科技发展基金资助。
收稿日期:1997-12-22

实验装置比较复杂,测试过程耗时较长。本文针对这种情况提出了一种在实际系统中对制冷剂泄漏进行测试的方法,该方法简单易行,并有较好的测试精度。

系统运行时,旁通阀 3 关闭;待系统运行稳定时开始测试:打开旁通阀 3 同时关闭低压侧连接管的进口阀 1 和出口阀 2,然后动态采集阀 1 到阀 2 之间的固定控制容积 CV(图 1 中灰色部分)内的压力和温度。

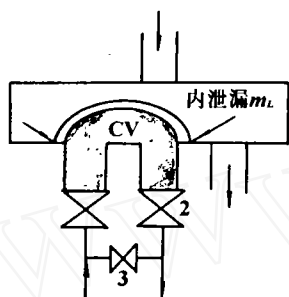


图 1 泄漏测试原理

初始时刻 t_1 控制容积 CV 内的质量为:

$$M_{CV1} = \rho_1 V_{CV} = f(P_{CV1}, T_{CV1}) V_{CV} \quad (1)$$

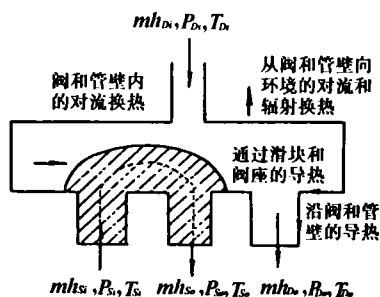
Δt 后的时刻 t_2 控制容积 CV 内质量为:

$$M_{CV2} = \rho_2 V_{CV} = f(P_{CV2}, T_{CV2}) V_{CV} \quad (2)$$

该时间间隔的平均泄漏质量为:

$$\bar{m}_L = \frac{M_{CV2} - M_{CV1}}{\Delta t} \quad (3)$$

当 Δt 取得较小时, \bar{m}_L 可认为是该稳定工况下的内部制冷剂泄漏流量。



□ 高温高压区, ▨ 低温低压区

图 2 换向阀进出口参数及传热途径

3 用于系统仿真模型的换向阀特性系数

为了定量研究四通换向阀的各种损失对家

用热泵空调系统性能的影响,本文定义了换向阀的各种损失特性系数。通过这些特性系数结合热泵系统的稳态仿真模型,即可分析出各种损失对系统性能的影响。

3.1 传热损失特性系数

换向阀高低压侧的进出口参数及传热路径如图 2 所示。在换向阀高低压侧温度差的驱动下,热量将从高压侧传向低压侧。热量的传递是通过对流和传导进行的。其中沿着阀体和连接管的导热是主要部分。换向阀低压侧(吸气管)的得热为:

$$Q_s = (h_{s0} - h_{si}) \dot{m} \quad (4)$$

定义换向阀低压侧的得热特性系数:

$$C_{HS} = \frac{(h_{s0} - h_{si}) \dot{m}}{(T_{Di} - T_A) - (T_{Si} - T_A)} \quad (5)$$

同样定义换向阀高压侧的失热特性系数:

$$C_{HD} = \frac{(h_{Di} - h_{Do}) \dot{m}}{(T_{Di} - T_A) - (T_{Si} - T_A)} \quad (6)$$

由于阀体的温度要高于周围空气的温度,热量将通过对流和辐射传向环境。

定义换向阀向环境的传热特性系数:

$$C_{HA} = \frac{Q_A}{(T_{Di} - T_A) - (T_{Si} - T_A)} \quad (7)$$

3.2 压力损失特性系数

由于摩擦和运动的影响,制冷剂通过换向阀高低压侧的流动都将产生压力损失。压力损失特性系数定义成如下的无量纲形式:

$$C_{Ps} = \frac{\rho_s \Delta P_s}{\dot{m}^2} \quad (8)$$

$$C_{PD} = \frac{\rho_D \Delta P_D}{\dot{m}^2} \quad (9)$$

式中 下标 S 和 D——换向阀吸气侧和排气侧

ρ ——通过换向阀的制冷剂平均密度

ΔP ——压力降

\dot{m} ——制冷剂质量流量

3.3 制冷剂的泄漏特性系数

由于换向阀换向功能的需要,换向阀的滑块和阀座不能绝对密封,制冷剂将在高低压差的作用下由高压侧向低压侧泄漏。定义换向阀泄漏特性系数:

$$C_L = \frac{\dot{m}_L \bar{\mu}}{(P_D - P_S) \rho} \quad (10)$$

式中 $\bar{\rho}$ 、 $\bar{\mu}$ ——对应于高低压侧的平均温度和压力的密度、粘度

4 实验装置及实验方法

本文建立了一套实验测量装置来定量测试传热、压降和制冷剂泄漏。实验台主要由压缩机、冷凝器、蒸发器、节流元件和换向阀 5 大部件组成,见图 3。为了对多种运行工况进行测试,本实验台使用了变频压缩机。图中控制阀 1~12 是进行不同的实验控制所需要的。

4.1 压力损失测试

在系统运行稳定后,通过高精度的压差传感器分别测定换向阀高低压侧的制冷剂压力损失。如图 3 中的 ΔP_3 和 ΔP_2 。为了确定压力损失系数,在测定压差同时测定换向阀进出口的制冷剂状态参数和热泵系统的制冷剂流量。

4.2 传热损失测试

测试可以和压力损失测试同时进行。当系统稳定以后测定 4 根连接管距阀体 10 倍管径处的制冷剂状态参数及系统的制冷剂质量流量和换向阀周围的空气温度,则可以得到换向阀各种传热损失系数。

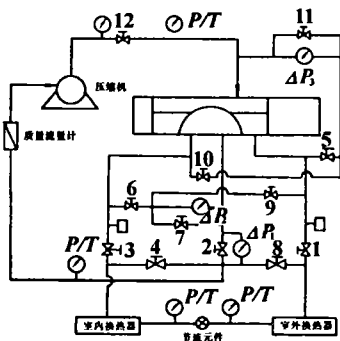


图 3 四通换向阀特性测试实验台

4.3 制冷剂泄漏损失测试

该测试需与上述压降及传热损失测试分开进行。如图 3:系统启动后,旁通阀 4 和 8 关闭。当系统运行稳定后,如果是制冷工况,打开旁通阀 4,同时关死低压侧连接管的进口阀 3 和出口阀 2,然后记录下阀 3 到阀 2 之间固定容积内制

冷剂的压力、温度随时间的变化,从而可以测得制冷工况时的制冷剂内部泄漏量;如果是供热工况,打开旁通阀 8,同时关死低压侧连接管的进口阀 1 和出口阀 2,然后记录下阀 1 到阀 2 之间固定容积内制冷剂的压力、温度随时间的变化,从而可以测得供热工况时的制冷剂内部泄漏。通过实际测试,发现该方法是可行的。改变运行工况,重复测试。

5 实验测试结果

5.1 四通换向阀的传热特性

通过实验,本文得到了四通换向阀的低压侧得热、高压侧失热和换向阀向环境的传热特性系数和热泵系统的制冷剂质量流量的关系。随着制冷剂质量流量的增大,四通换向阀的传热特性系数增大,这主要因为换向阀内部的对流换热作用随着流速的增大而加强。本文将高压侧漏热特性系数 C_{HD} 和低压侧得热特性系数 C_{HS} 表示成质量流量的关系式(传热特性系数的量纲为 $W/^\circ C$):

$$C_{HD} = a_1 \dot{m} + b_1 \tag{11}$$

$$C_{HS} = a_2 \dot{m} + b_2 \tag{12}$$

表 1 给出了四通换向阀的传热特性系数。

表 1 换向阀传热特性

阀号	a_1	b_1	a_2	b_2
A	44.932	0.2977	10.699	0.5533
B	54.388	0.3152	13.19	0.315
C	16.914	0.7268	8.388	0.2615

5.2 压力损失和制冷剂的泄漏

本文对主要几种四通换向阀在制冷工况下的压力损失和泄漏损失特性作了实验测定,结果如表 2 所示。通过实验发现,四通换向阀的高低压侧的压力降特性系数和制冷剂泄漏特性系数和热泵系统的运行工况关系不大。

表 2 四通换向阀的高低压侧压降和制冷剂泄漏特性系数

阀号	C_{FS} ($\times 10^8 m^{-4}$)	C_{PD} ($\times 10^8 m^{-4}$)	C_L ($\times 10^{18} m^3$)
A	1.81	2.74	4.72
B	1.736	2.65	6.71
C	2.48	2.25	4.63

6 热泵空调器系统的稳态仿真模型

本文建立了包括四通换向阀在内的热泵空调系统的稳态分布参数的仿真数学模型。系统模型包括：压缩机模型、节流部件模型、系统高压侧模型（排气管、四通换向阀高压侧、冷凝器）、系统低压侧模型（蒸发器、集液器、输液管、四通换向阀低压侧和吸气管）。制冷剂采用 R22。系统仿真时从压缩机入口处断开，假定压缩机进口的压力、过热度及压缩机排气压力，根据系统流量平衡、能量平衡和制冷剂充注量平衡进行迭代计

算，直至满足平衡、能量平衡和制冷剂充注量平衡进行迭代计算，直至满足平衡条件。

当给出系统的结构参数时，利用所建立的热泵空调器稳态仿真模型，可以得到在任意室内外空气参数下空调器各主要状态点的参数及计算出整机性能参数；同时利用该仿真模型，可对四通换向阀的传热、压降、泄漏损失所造成系统性能的下降低进行分析计算。

为了验证所建立热泵空调系统稳态仿真模型的正确性，本文在一常见制冷工况下对某一家用热泵空调器进行了性能实验和仿真计算。表 3 给出了在实验工况下，理论计算与实验测试的系

表 3 制冷工况下系统各主要性能参数的理论计算与实验对比

对比参数	蒸发器出口空气温度 (°C)	蒸发器出口空气相对湿度 (%)	系统制冷量 (W)	系统总功耗 (W)	COP	压缩机进口过热度 (°C)	冷凝压力 (MPa)	蒸发器进口压力 (MPa)	蒸发器出口压力 (MPa)
实验值	13.9	64.7	2958	1110	2.674	4.01	1.652	0.626	0.544
理论计算值	14.2	64.2	2928	1089	2.688	4.08	1.661	0.615	0.541
误差 (%)	2.12	-0.78	-1.02	-1.92	0.52	1.71	0.054	-0.176	-0.055

表 4 四通换向阀的各种损失对热泵系统的性能影响

考虑损失因素	阀 A			阀 B			阀 C		
	系统制冷量 (W)	总功耗 (W)	系统 COP	系统制冷量 (W)	总功耗 (W)	系统 COP	系统制冷量 (W)	总功耗 (W)	系统 COP
不考虑换向阀	2928.9	1089.7	2.688	2928.9	1089.7	2.688	2928.9	1089.7	2.688
传热	2893.4	1096.4	2.639	2899.1	1094.4	2.645	2895	1094.4	2.650
传热和压降	2877.7	1097.1	2.623	2882.7	1093.5	2.632	2884.8	1093.5	2.638
传热、压降和泄漏	2867.3	1096.0	2.614	2871.4	1093.2	2.621	2878.6	1093.2	2.630

统各主要性能参数的对比情况。

从表 3 可以看出，理论计算和实验测试值符合较好，从而基本验证了本文建立的仿真模型的准确性，为进一步分析四通换向阀的传热、压降、泄漏损失对热泵系统性能的影响提供了有力的工具。

泵系统性能的影响见表 4~6。

表 5 四通换向阀的总损失对热泵系统

阀号	COP 下降的百分比 (%)			总损失
	传热损失	压力损失	泄漏损失	
A	1.823	0.595	0.335	2.753
B	1.600	0.484	0.409	2.493
C	1.414	0.446	0.298	2.158

7 四通换向阀对系统性能影响的实例分析

四通换向阀对热泵系统性能影响很难直接测试。本文采用仿真的方法，将实验测得的换向阀传热、压降、泄漏损失特性参数作为换向阀部件模型的输入，通过仿真计算得出各具体损失对系统性能影响的量值，从而为四通换向阀和热泵系统的其它部件的匹配提出可供参考的意见。某一常见制冷工况下，四通换向阀的各种损失对热

表 6 四通换向阀的各种损失值

阀号	高压侧失热 (W)	低压侧得热 (W)	换向阀向环境传热 (W)	低压侧压力降 (kPa)	高压侧压力降 (kPa)	制冷剂泄漏率 (%)
A	96.5	62.1	34.4	3.899	2.386	0.613
B	113.5	47.2	66.3	3.740	2.210	0.608
C	82.5	34.5	48.0	5.324	1.928	0.875

(下转第 13 页)

馈参数,输入反馈控制环,来改变浮动环背部的流体压力,自动调节闭合力,达到调节端面间流体膜厚控制泄漏量的目的。

在低压和中速场合,可以用磁力使密封面保持贴合实现密封。通过在密封环内埋设热电偶,以端面温度作为反馈信号控制磁场强度,实现闭合力的调节,进而控制端面膜厚。

5 结束语

讨论了近年来国内外机械密封控制技术的最新发展。首次提出按密封系统有无外界能源供给,将机械密封分成无源控制型和有源控制型。对工作条件较稳定的应用场合,通常选择无源控制型;对存在较强外界干扰的或大型关键的动设备,未来必将出现大量使用有源控制型机械密封的局面。随着旋转设备向高参数的发展以及环保给密封提出的更高要求,相信未来的密封技术将因微电子学、测量技术和现代控制理论的发展及其在密封领域内的应用,会由只研究泄漏的无源控制转向研究以限制泄漏为目的有源控制。

参 考 文 献

- 1 彭旭东. 不同相态端面形貌和流体惯性对机

械密封性能的影响. 北京:石油大学硕士论文,1989

- 2 Doust T G, Parmar A. An Experimental and Theoretical Study of Pressure and Thermal Distortions in a Mechanical Seal. ASLE Trans., 1986;29(2):151~159
- 3 Etsion I. Performance of the Coned - Face End Seal with Regard to Energy Conservation. ASLE Trans., 1983; 26(4):415~429
- 4 Adams M L, Colsker R J. Design Optimization of Seal Energized Hydrostatic Shaft Seals. Proc. 4th ICFS, 1969
- 5 (日)绪方胜彦著,卢伯英等译. 现代控制工程. 北京:科学出版社,1978
- 6 彭旭东,顾永泉,王汝美. 相态监控机械密封的研制和应用. 石油化工设备技术,1995;16(3):30~33
- 7 彭旭东,顾永泉. 不同相态机械密封的性能计算. 流体机械,1994;22(8)
- 8 Etsion I. Ideas and Tendencies in Future Mechanical Seal Development. Lub Eng., 1990; 46(2):122~125

彭旭东 710049 西安市西安交通大学博 601 班

(上接第 51 页)

8 结论

本文建立了一套测试方法和装置,定量地测试了家用热泵四通换向阀的传热、压降和内部制冷泄漏值;所建立的家用的热泵空调系统的稳态分布参数仿真模型是可行的,可用来作为研究四通换向阀对热泵系统性能影响的工具,并且成功地分析了家用热泵四通换向阀的传热、压降及泄漏损失对系统性能的影响。从仿真结果表 4 和表 5 可以看出,四通换向阀的传热、压降及泄漏损失使热泵系统的 COP 下降了 3% 左右,其中传热损失是主要的,占总损失的 50% 左右;压力降损失其次,泄漏损失为最小。从仿真结果可以看出,由于这些能量损失所造成我国每年数百万台的

家用热泵空调器的能量损失是惊人的,如果能减小损失将是极大的节能。

参 考 文 献

- 1 Damasceno G D S et al. Heat transfer, pressure drop and mass leakage in reversing valves: characterizing parameters. ASHRAE Trans, 1986;92, Pt 2B
- 2 Damasceno G D S et al. Performance of heat pump reversing valves and comparison through characterizing parameters, ASHRAE Trans, 1988;94, Pt 1
- 3 Damasceno G D S et al. Effect of reversing valves on heat pump performance, Int. Journal of Refrigeration, 1991;14

葛宏明 200030 上海交通大学制冷与低温工程系