

热泵系统四通换向阀特性研究(二)

实际热泵系统的四通换向阀压降
测试及容量分析*

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

摘 要 提出了在实际热泵空调器系统内测量四通换向阀制冷剂压降及四通换向阀容量的方法,对不同型号的多种四通换向阀的容量进行了测量,并对实际热泵系统换向阀测试结果和以空气为介质的测试结果进行了比较,表明两者有较大的差异。

关键词 测试 四通换向阀 压降 容量

1 引言

四通换向阀是热泵系统制冷与供热工况转换的关键部件之一。热泵系统运行时,制冷剂流经换向阀的高低压侧流道会产生一定的沿程阻力压降。由于低压侧流道紧靠压缩机的吸气口,因此低压侧流道的压降对系统的性能影响尤为明显,它使压缩机的吸气压力下降,导致压缩机容积系数降低,压缩机容量减小,进而使系统的制冷剂流量下降,系统容量及COP降低。特别重要的是,只要系统处于运行状态,这些损失就一直存在。

热泵空调器系统选择四通换向阀的主要标准之一是换向阀的容量。热泵四通换向阀的容量大小直接影响到热泵空调器的合理匹配,因此准确确定换向阀的容量对热泵空调器的优化节能具有重要的意义。对于国内应用非常广泛的家用分体式热泵型空调器的小容量四通换向阀,无论是行业标准,还是生产厂家,均以空气为介质测得四通换向阀低压侧压降,进而确定四通换向阀的容量;而对实际制冷剂系统内四通换向阀压降

及容量的测试至今尚未见到任何报道。由于空气介质和实际制冷剂的特性相差较大,空气实验工况和实际热泵空调器运行的工况差别也较大,因此由空气介质测得的换向阀容量和换向阀运行于实际系统内的容量差别甚大。这样使得热泵空调器主机厂家对四通换向阀的选择具有一定的不准确性,由此影响热泵空调器的运行性能和效率。

2 低压吸气侧及高压排气侧流动沿程阻力压降的测试

在系统运行稳定时,流阻压降可采用高精度的微压差传感器直接测试。如图1所示,图中的 ΔP_1 和 ΔP_2 分别用来测试高低压侧的沿程阻力压降。为了分析压力损失测试结果,在测定压差时同时测定换向阀进出口的状态参数和热泵系统的制冷剂流量。当系统处于制冷工况时,阀6打开,阀5与阀7关闭, ΔP_2 测试低压侧压降;同时阀9打开,阀8与阀10关闭, ΔP_1 测试高压侧压降。当系统处于供热工况时,阀5打开,阀6与

* 收稿日期:1997-11-18

阀 7 关闭, ΔP_2 测试低压侧压降; 同时阀 10 打开, 阀 8 与阀 9 关闭, ΔP_1 测试高压侧压降。改变运行工况重复测试。

本实验用的压力测量采用绝对压力传感器和微压差传感器。前者的精度为 0.15%, 后者的精度为 0.1%。采用高精度的质量流量传感器测量系统的制冷剂质量流量, 其精度为 0.1%, 量程为 0~30g/s。由于本实验的数据量大, 采用网络型数据采集控制系统进行数据采集。

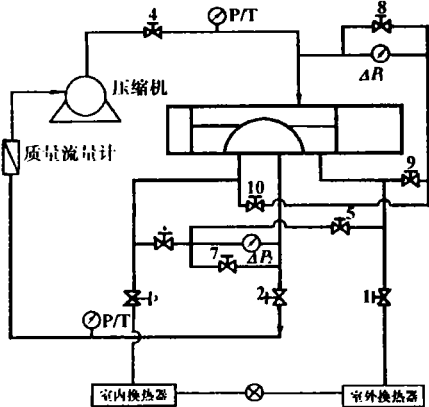


图 1 四通换向阀流阻压降测试原理

3 压降特性系数的定义

根据流体力学和工程热力学的原理可知, 当流道一定及流体状态稳定时, 流动阻力及由此产生的压降与流速的平方成正比, 亦即与系统质量流量的平方成正比。压降可以表示为如下的无量纲形式:

$$f = \frac{\Delta P}{(1/2)\rho U^2} \quad (1)$$

运用质量方程可得到:

$$f = 2\bar{A}^2 \frac{\rho \Delta P}{\dot{m}^2} \quad (2)$$

式中 \bar{A} ——换向阀流道的平均流通面积

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

对于特定的换向阀, 无量纲因子 f 主要是雷诺数的函数, 而换向阀入口端制冷剂流动的雷诺数一般在 4.0×10^5 左右, 已进入旺盛湍流区,

此时 f 将不依赖于雷诺数, 而仅取决于流道的结构。由于四通换向阀高低压侧流道在制冷和供热工况时各不相同, 因此对于特定的阀处于制冷或供热工况时, 相应的 f 为定值。

由于四通换向阀流道几何形状复杂, 且截面积不等, 因此式(2)中的 \bar{A} 不能简单地认为是连接管的内截面积。据此我们分别定义低压吸气管侧和高压排气管侧的制冷剂压降特性系数为:

$$C_{ps} = \frac{\rho_s \Delta p_s}{\dot{m}^2} \quad (3)$$

$$C_{pd} = \frac{\rho_d \Delta p_d}{\dot{m}^2} \quad (4)$$

式中 下标 s ——低压吸气侧

下标 d ——高压排气侧

我们定义系数 $C_{f,s}$, 使得:

$$C_{ps} = \frac{1}{C_{f,s}^2} \quad (5)$$

式(3)可转化成下列形式:

$$\dot{m} = C_{f,s} \sqrt{\rho_s \Delta P_s} = C_{f,s} \sqrt{\Delta P_s / \nu_s} \quad (6)$$

式中 ν_s ——低压侧流道的制冷剂平均比容

4 四通换向阀容量的确定

根据中国机械行业标准, 四通换向阀的容量是指在规定的标准工况下, 流经四通换向阀低压管侧的制冷剂质量流量和制冷系统节流元件入口处的流体比焓值与蒸发温度下压缩机吸气过热蒸汽比焓值差的乘积。这里的标准工况是, 四通换向阀的低压侧压力损失为 $\Delta P = 15\text{kPa}$, 冷凝温度为 40°C , 进入节流元件的液体制冷剂温度为 38°C , 蒸发温度为 5°C , 压缩机吸气温度为 15°C 。

5 测试、分析及计算结果

针对众多品牌的两种型号四通换向阀进行了测试及分析。其中 7 型常用于 1.12kW 的热泵空调器, 4 型常用于 0.75kW 的热泵空调器。

5.1 低压侧压降与流量的关系

由于实验对每个阀均进行了多种工况的测

试,因此用式(3)得出的 C_{ps} 难以反映出低压侧压降与流量的变化关系。而式(6)却反映出压降与流量的线形关系,故本文用测得的 $\sqrt{\Delta P_s}/v_s$ 和 m 为坐标,作出一直线,该直线的斜率即为系数

$C_{f,s}$ 的值,再由式(5) 得出 C_{ps} 的值。

图 2 是根据实验得出的一些四通换向阀的低压侧流量—压降特性图。由图可见,流量—压降曲线的线性度较好。

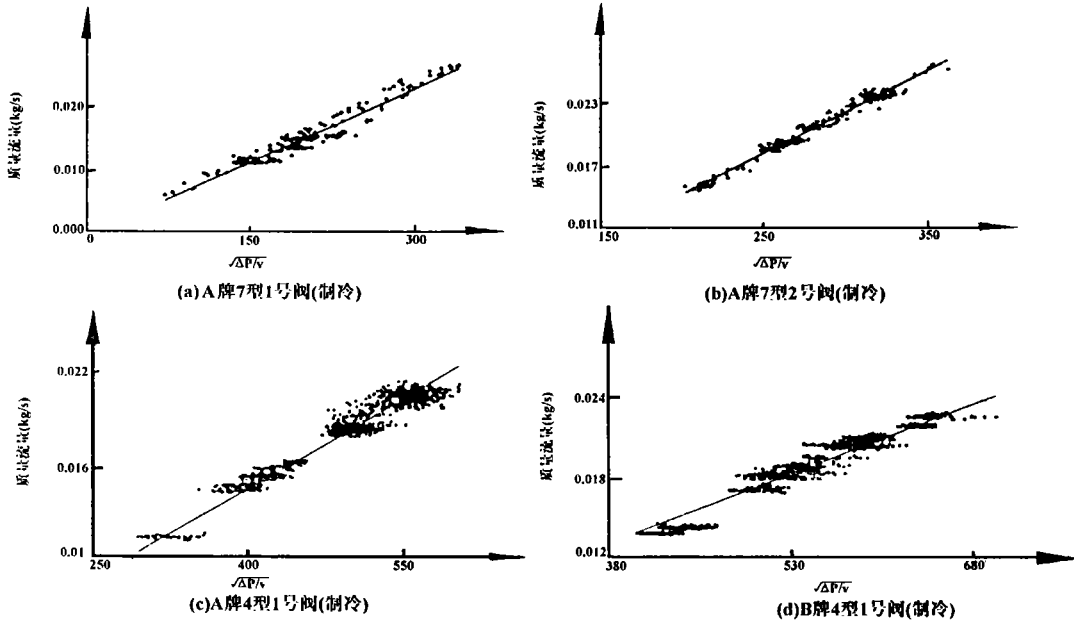


图 2 流量—压降特性图

表 1 7 型四通换向阀的压降系数和容量

7 型四通换向阀型号	C_f ($\times 10^{-5}$)	C_{ps} ($\times 10^6 m^{-4}$)	C_{pd} ($\times 10^6 m^{-4}$)	容量 (kW)
A 牌 7 型 1 号(制冷)	7.43	1.81	2.74	7.392
A 牌 7 型 2 号(制冷)	7.59	1.74	2.65	7.551
A 牌 7 型 3 号(制冷)	7.50	1.78	2.81	7.462
A 牌 7 型 4 号(制热)	9.28	1.16	2.36	9.232
B 牌 7 型 1 号(制冷)	6.5	2.37	1.49	6.467
B 牌 7 型 1 号(制热)	7.08	1.99	3.76	7.044
B 牌 7 型 2 号(制冷)	6.35	2.48	3.39	6.318
B 牌 7 型 1 号(制热)	7.35	1.85	2.52	7.313
C 牌 7 型 2 号(制热)	6.6	2.3	1.06	6.566
D 牌 7 型 1 号(制冷)	7.15	1.96	1.64	7.114
D 牌 7 型 1 号(制热)	7.38	1.84	4.33	7.342
D 牌 7 型 2 号(制冷)	6.69	2.23	1.22	6.656
D 牌 7 型 2 号(制热)	9.75	1.05	2.89	9.7
E 牌 7 型 1 号(制冷)	6.77	2.18	1.24	6.735
E 牌 7 型 1 号(制热)	8.78	1.30	4.32	8.735

5.2 各种阀的压降系数和阀的容量

通过大量的实验,本文得到了各种不同四通

换向阀的流量特性系数及在国家标准工况下的

表 2 4 型四通换向阀的压降系数和容量

4 型四通换向阀型号	C_f ($\times 10^{-5}$)	C_{ps} ($\times 10^6 m^{-4}$)	C_{pd} ($\times 10^6 m^{-4}$)	容量 (kW)
A 牌 4 型 1 号(制冷)	3.63	7.59	18.5	3.611
A 牌 4 型 1 号(制热)	3.36	8.86	24.9	3.343
A 牌 4 型 2 号(制冷)	3.70	7.30	18.2	3.681
A 牌 4 型 2 号(制热)	3.17	9.95	22.1	3.154
A 牌 4 型 3 号(制冷)	3.60	7.72	19.1	3.582
A 牌 4 型 3 号(制热)	3.23	9.59	21.9	3.214
B 牌 4 型 1 号(制冷)	4.06	6.07	15.9	4.039
B 牌 4 型 1 号(制热)	3.46	8.35	14.4	3.442
C 牌 4 型 1 号(制冷)	3.50	8.16	18.1	3.482
C 牌 4 型 1 号(制热)	3.04	10.82	22.3	3.024
D 牌 4 型 1 号(制冷)	3.54	7.98	17.2	3.522
D 牌 4 型 1 号(制热)	3.08	10.54	21.2	3.064
F 牌 4 型 1 号(制冷)	3.51	8.12	17.4	3.492
F 牌 4 型 1 号(制热)	3.19	9.83	22.6	3.174
G 牌 4 型 1 号(制冷)	3.41	8.60	19.3	3.393
G 牌 4 型 1 号(制热)	3.19	9.83	19.8	3.174

容量,如表 1、表 2 所示。

5.3 实际制冷系统、空气系统的测定容量比较

本文对A牌的7型和4型四通换向阀在实际制冷系统和空气系统的测定容量进行了比较,如表3所示。

由表3可见,在以空气介质的系统中所测的容量比实际制冷系统中所测得的容量大20%左右,这样对于热泵空调主机厂家在选择四通换向阀上起了一定的误导作用,将影响四通换向阀和热泵空调器系统其它部件的匹配,直接影响热泵空调器系统的运行效率。

表3 实际制冷系统和空气系统四通换向阀的测定容量对比

四通换向阀型号	实际测试容量(kW)	空气测试容量(kW)	相对误差(%)
A牌7型1号(制冷)	7.392	8.93	20.8
A牌7型3号(制冷)	7.462	9.18	23.1
A牌4型1号(制冷)	3.611	4.43	22.7
A牌4型3号(制冷)	3.582	4.39	22.6

6 结论

(1)在真实制冷剂系统内测试四通换向阀高低压侧沿程阻力压降,更能反映四通换向阀的真实特性。由此计算出的四通换向阀容量,为主机厂合理选用四通换向阀提供了可靠的依据,对热泵系统的优化节能具有重要的意义。

(2)四通换向阀低压侧压降与系统制冷剂流量具有较好的线形关系,故线形拟合是完全可行的。

(3)由于四通换向阀在制冷和制热工况时流道不同,因此在制冷和制热工况时的压降特性和容量也不一样。

(4)基于实际制冷剂系统得出的四通换向阀容量明显小于以空气为介质得出的四通换向阀容量,这表明以前基于空气测试得出的容量数据有较大的误差。

阙雄才 200030 上海市上海交通大学制冷与低温工程系

表面式蒸发器的计算机模拟计算及传热方式的对比分析

机械部通用机械研究所 张秀平 张朝晖
西安交通大学 俞炳丰

摘 要 介绍了表面式蒸发器计算机模拟分析模型,分别对采用逆流和顺流两利热交换方法的传热情况进行了计算,并给出了计算结果。

关键词 空调 蒸发器 计算机模拟 逆流换热 顺流换热

符 号

A ——面积, m^2

B_o ——沸腾系数

C_p ——定压比热, $J/(kg \cdot K)$

D ——管径, m

$D_{e, g}$ ——当量直径, m

d ——湿空气含湿量, g/kg 干空气

e ——肋片间距, m

f ——阻力系数