

文章编号: 1671-6612 (2019) 01-016-5

铁路客车空调机组检修中制冷压缩机排量的检验

谢 晴¹ 左 鹏² 彭 栋² 谢军龙¹

(1. 华中科技大学 武汉 430074; 2. 武汉迪昌科技有限公司 武汉 430014)

【摘 要】 简述了铁路客车空调压缩机排量试验台的设计参数和工作原理。设计的试验台为双循环系统, 主要包括空气循环系统和制冷循环系统两部分。同时介绍了试验台的设计和试验情况, 通过进行验证性试验, 确定试验台的测试精度在 10% 以内。

【关键词】 空调压缩机; 排量试验台; 热力性质

中图分类号 U279.3+3 文献标识码 B

Inspection of Refrigerator Compressor Displacement in Maintenance of Railway Passenger Car Air-conditioning Unit

Xie Qing¹ Zuo Peng² Peng Dong² Xie Junlong¹

(1. Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074; 2. Wuhan Dichang Technology Co., Ltd, Wuhan, 430014)

【Abstract】 This article briefly describes the design parameters and working principle of therefrigerator compressor displacement test bench for railway passenger cars. The designed test bed is a two-cycle system, which mainly includes the air system and the refrigeration system. The design and test conditions of the test bench were introduced. Through verification tests, the accuracy of the test bench was determined to be within 10%.

【Keywords】 Air Conditioning Compressor; Displacement Test Bench; Thermal Properties

0 引言

2015 年青岛地区库存检修作业统计, 压缩机故障是空调制冷机组主要故障之一^[1]。铁路客车高速行驶时, 车体表面的压力升高, 同时在穿越隧道时还有“活塞效应”等, 这些因素会恶化铁路客车空调机组的运行条件^[2], 使铁路客车空调机组故障率升高。因此需要对客车空调机组进行定期检修。铁道部在《客车空调机组三机检修规程》中规定^[3]: “压缩机进行制冷量或排气量的测试, 低于原设计参数 90% 时, 更换新品”。所以可以建造相应的试验台, 在铁路客车检修时判断压缩机是否满足《规程》要求。

目前很多试验台是依据国家标准 GB/T 5773—2004^[4], 选用第二制冷剂量热器法^[5]进行研制的。

但这种方法研制的试验台结构复杂, 造价高, 占地空间大, 达到稳定工况需要时间较长, 检修单位承担的费用较高。

铁路客车压缩机检修精度要求低于国家标准^[4]中压缩机出厂检测精度。为降低检修费用, 本文研制了压缩机排量试验台。试验台为双循环系统: 制冷循环系统和空气循环系统。其中空气循环系统设计了 3 个循环回路, 充分利用系统余热, 节约能耗。采用一台出厂合格的压缩机进行验证性检验试验, 确定试验台的测试精度在 10% 以内。

1 压缩机排量试验台设计参数

压缩机排量试验台由制冷循环系统和空气循环系统两个子系统构成。空气循环系统的进风温度

作者简介: 谢 晴 (1992.5-), 女, 硕士研究生, E-mail: 2856915938@qq.com

通讯作者: 谢军龙 (1970-), 男, 博士, 副教授, E-mail: hustxjl@163.com

收稿日期: 2018-03-30

随外界环境温度的变化而变化, 而试验台在一年四季内均要精确测试压缩机的排量, 结合我国一年内室内温度的实际情况, 将测试工况温度(环境温度)定在 5℃~35℃ 的范围内。

根据实际情况, 将试验台体积控制在 2m×2m×2m 范围内, 达到占地空间小的目的。

铁路常用压缩机冷量的范围为 5.9kW~40kW。根据国家标准^[6], 确定制冷系统压缩机名义工况如表 1 所示。

表 1 压缩机名义工况

Table 1 Nominal condition of the compressor

参数	单位	参数数值
吸气饱和(蒸发)温度	℃	7.2
排气饱和(冷凝)温度	℃	54.4
环境温度	℃	35
测试电源	V	220
电源频率	Hz	50

要测试的参数为:

- (1) 电力参数: 电压、电流、功率和频率;
- (2) 工况参数: 吸气压力、排气压力、吸气温度、环境温度(室温);
- (3) 其他参数: 被测压缩机排气温度、膨胀阀前压力、冷凝器进出口温度、蒸发器进口温度;
- (4) 压缩机吸气量。

2 试验台工作原理

图 1 为铁路客车空调压缩机排量试验台原理图。黑色实线代表制冷循环系统, 彩色虚线代表空气循环系统, 故压缩机排量试验台为双系统。其中, 1→2→3→4→1 为制冷系统的循环; I: 5→6→7→9→17→5, II: 5→6→10→11→13→14→15→17→5, III: 5→6→10→12→14→15→17→5 为空气系统的三个循环; 通过蒸发器和冷凝器将制冷循环系统和空气循环系统连接起来。

对于制冷系统, 从压缩机排出高温高压制冷剂气体 2 进入冷凝器, 经过冷凝器后变为高压过冷液体 3, 进入电子膨胀阀变为低温低压的液体 4, 再流经蒸发器变为低温低压的气体 1, 随后制冷剂流经管道被压缩机吸入, 完成制冷循环。

图 2 为空气系统循环立体图。空气循环系统主要包括三个循环, 从冷凝器出来的高温低湿空气, 通过风机 1 后经风阀 6 到达蒸发器进口, 再依次通

过风机 2、风阀 4, 与进口风汇合, 到达冷凝器形成空气系统循环 I; 从冷凝器出来的高温低湿空气通过风机 1 后, 一部分从出风口流出, 另一部分经风阀 5 与进口风的混合气体混合进入冷凝器, 形成空气系统循环 II; 从冷凝器出来的高温低湿空气, 通过风机 1 后经风阀 6, 再依次通过风阀 2 和风阀 4, 再与混合风到达冷凝器进口形成空气系统循环 III。

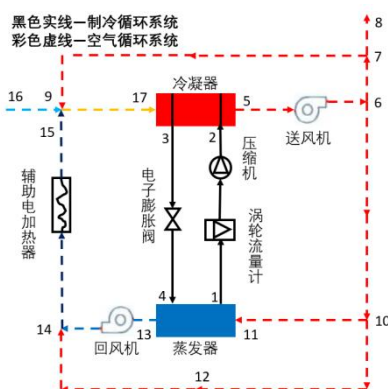


图 1 空调压缩机排量试验台原理图

Fig.1 Principle diagram of displacement test bed of air conditioning compressor

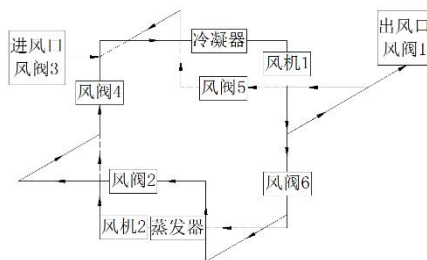


图 2 空气系统循环立体图

Fig.2 Cycling of the air system

3 试验台总体设计

铁路客车空调压缩机排量试验台的设计共分为空气系统和制冷系统两部分。为了保证压缩机在一定工况下稳定运行, 必须对吸气温度、吸气压力和排气温度进行控制。

3.1 空气系统的设计

为保证压缩机测试工况需要控制空气系统中蒸发器进口空气温度为 26℃, 相对湿度为 65%, 蒸发器出口空气温度为 18℃, 相对湿度为 90%; 冷凝器进口空气温度为 37℃, 出口空气温度为 45℃。

在制冷循环中, 制冷剂在冷凝器中冷凝放出大量的热, 在蒸发器中蒸发吸收大量的热。为保证冷凝器进口空气温度为 37℃, 可以合理利用蒸发器和冷凝器吸收及放出的热量, 节约能源的消耗, 因此空气系统循环设计了 3 个循环回路。

当外界环境温度过低时, 为保证冷凝器进口温度不低于 37℃, 可以用辅助电加热器对空气进行加热。

空气系统中各处的风量分配通过图 2 中的 6 个电动风阀的开度进行控制。

3.2 制冷系统的设计

制冷系统中制冷剂采用 R22。蒸发器采用冷却强制流动空气的干式蒸发器, 选用平直式翅片, 采用正三角形叉排排列; 冷凝器采用空气强制流动的空冷冷凝器, 选用平直式翅片采用正三角形叉排排列。试验台需测试不同型号压缩机, 压缩机冷量范围变化较大, 制冷系统采用电子膨胀阀实现变工况要求。在标况下计算得到压缩机进口制冷剂比体积为 $v=0.04002\text{m}^3/\text{kg}$ 。

压缩机的排量是按压缩机进口处吸气状态进行换算^[7], 压缩机进口制冷剂为过热态, 因此需要气体流量计测量压缩机的吸气量, 本试验台选用气体涡旋流量计, 该流量计压降较小, 对制冷系统影响较小。

选用一台出厂合格的型号为 ZR81KC—TFD—522 的涡旋压缩机进行验证性校验试验。

4 试验台的试验与分析

压缩机排量试验台调试完成后, 进行了压缩机排量测试试验, 试验台整体图如图 3 所示。试验的环境温度在 20℃ 左右, 温度较高, 未开启辅助电加热器。该试验台主要依靠风系统将试验台产生的热量带走, 空气的比热容较小, 升温快, 试验台可在 1 小时内达到稳定工况, 较第二制冷剂热量法试验周期较短。试验工况达到稳定后进行试验数据记录, 并且每隔 10min 记录一次数据。

4.1 空气系统风量对比

在 20℃ 工况下, 进行空气系统循环风量的测量。风速的理论值和实测值对比如图 4 所示。

经过冷凝器、蒸发器、风阀 2 和进出口的循环风量接近理论值。经过风阀 5 的热回风风量偏小, 造成此现象的原因为:



图 3 试验台整体图

Fig.3 Test stand integral diagram

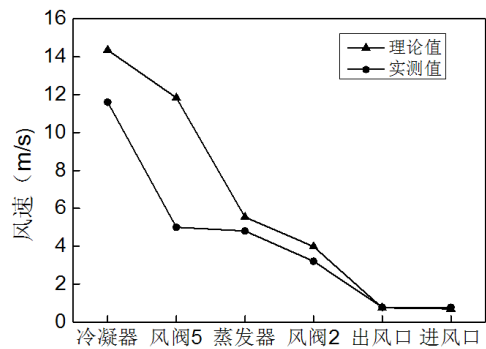


图 4 空气系统循环风量对比图

Fig.4 Comparative Figure of Circulated Wind Volume in Air System

(1) 常规风阀在阀片全闭时, 漏风量一般不超过 5%。本试验台中, 送风机竖直安装, 风速较大且风竖直向下吹, 导致风阀 6 漏风严重, 因此通过出风口和风阀 5 热回风的总风量减小。

(2) 试验台控制在 2m×2m×2m 空间内, 风道较紧凑, 风阀 5 的测点位于风道转弯处, 风在转弯时会发生湍流现象, 导致热线风速仪测量风速出现较大偏差。

风阀 5 风量偏小, 导致风阀 6 处于全闭状态。后期应对风阀 6 严密性进行改进。

4.2 压缩机吸气量修正

试验台稳定运行时, 压缩机进口制冷剂的排量会出现小范围的波动, 需要对压缩机吸气量进行修正^[4]。

国家标准 GB/T18429—2001 规定的压缩机吸气温度在 4.4℃~18.3℃ 范围内, 因此本文选择的曲线拟合温度范围为 0℃~22℃, 拟合的原始数据取自文献[8]附录。

R22 过热气体热力性质 $\rho=f(P,T)$ 显式拟合公式如公式 (1) 所示:

$$\rho = \frac{a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4P + a_5P^2}{1 + a_6T + a_7P + a_8P^2} \quad (1)$$

其中, ρ 为过热气体密度, kg/m^3 ; T 为温度, $^{\circ}\text{C}$, 范围: $0^{\circ}\text{C} \sim 22^{\circ}\text{C}$; P 为压力, kPa , 范围: $400\text{kPa} \sim 961.9\text{kPa}$ 。

表 2 为过热气体密度与温度压力的拟合结果, 表 2 中 e_1 为拟合结果与参考数据源之间的最大相对误差, e_2 为拟合结果与参考数据源之间的平均相对误差 (所有拟合数据相对误差的平均值)。

表 2 过热气体密度与温度压力简化模型系数及误差

Table 2 Simplified model coefficients and errors of overheated gas density and temperature pressure

系数	数值	系数	数值
$a_1 (\times 10^{-2})$	-5.56513	$a_6 (\times 10^{-3})$	4.15868
$a_2 (\times 10^{-3})$	2.46232	$a_7 (\times 10^{-4})$	-5.23300
$a_3 (\times 10^{-4})$	1.27155	$a_8 (\times 10^{-8})$	3.43525
$a_4 (\times 10^{-2})$	3.82577	$e_1\%$	0.0454
$a_5 (\times 10^{-5})$	-1.25712	$e_2\%$	0.00945

R22 过热区热力性质相对误差如图 5 所示, R22 过热区热力性质整体拟合精度达到 99.5% 以上, 未出现个别点误差较大的情况。

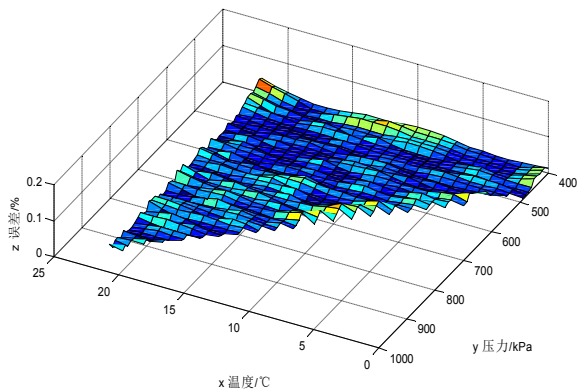


图 5 R22 过热区热力性质相对误差

Fig.5 R22 Relative error of thermal properties in overheated areas

压缩机吸气量修正计算公式如公式 (2) 所示:

$$Q = v\rho Q' \quad (2)$$

其中, Q 为压缩机排量, m^3/h ; v 为比体积, m^3/h ; ρ 为过热气体密度, m^3/h ; Q' 为压缩机吸气量, m^3/h 。

在控制系统中, 压力传感器和温度传感器分别监控压缩机进口制冷剂温度 T 和压力 P , 根据公式

(1) 计算得到 R22 的密度 ρ 。压缩机进口制冷剂比体积 $v=0.04002\text{m}^3/\text{kg}$, 可以由公式 (2) 对压缩机吸气量进行修正, 计算得到压缩机排量。

4.3 压缩机试验台精度

选用标准机进行压缩机排量测试。当电流频率为 50Hz 时, 压缩机设计排量为 $19.23\text{m}^3/\text{h}$ 。

为了获得压缩机排量试验台调试过程中各处的试验数据, 用温度及压力传感器分别采集各个测点的温度及压力, 为便于记录压缩机排量试验台的测试数据, 设计了空调压缩机排量试验台调试程序界面, 如图 6 所示。



图 6 空调压缩机排量试验台调试程序界面

Fig.6 Interface of Debug Program of Air Conditioning Compressor Emission Test Platform

图 6 中流量计值 (压缩机吸气量) 已在控制系统中用公式 (2) 进行修正。空调压缩机排量试验台工作稳定时, 压缩机的排量为 $21\text{m}^3/\text{h}$, 测试压缩机的设计排量为 $19.23\text{m}^3/\text{h}$, 误差为 9%, 因此试验台测试精度控制在 10% 以内。本试验台用于铁路客车检修, 所需精度比压缩机出厂精度低, 故试验台测试精度满足检修要求。

5 结论

为降低铁路客车检修费用, 本文设计了压缩机排量试验台。该试验台具有结构简单, 占地空间小, 试验周期短, 造价低等优点, 且测试精度可控制在 10% 以内。

参考文献:

[1] 王伟. 空调机组制冷故障原因分析及检修改进措施[J]. 铁道车辆, 2015, 53(7): 43-44.

- [2] 陈焕新,牛永明.铁路客车空调机组性能试验台测控系统现状与发展[J].铁道科学与工程学报,2002,20(4):35-38.
- [3] 铁道部车辆局.客车空调机组三机检修规程[R].1994.
- [4] GB/T 5773—2004,容积式制冷压缩机性能试验方法[S].北京:中国标准出版社,2004.
- [5] 王磊,姜德凡,李征涛,等.全自动制冷压缩机性能测试试验台的研制[J].制冷技术,2006,(2):5-7.
- [6] GB/T 18429—2001,全封闭涡旋式制冷压缩机[S].北京:中国标准出版社,2001.
- [7] 吴业正.制冷压缩机[M].北京:机械工业出版社,2010.
- [8] 郑贤德.制冷原理与装置[M].北京:机械工业出版社,2008.

(上接第 15 页)

- [11] 高锦秀.新型建筑墙体无机保温隔热板材的研究与开发[D].杭州:浙江大学,2013.
- [12] 卢芳慧,桂经亚,宋兵,等.纳米-TiO₂/膨胀珍珠岩复合光催化材料的制备与表征[J].硅酸盐通报,2013,32(4):754-755.
- [13] P Delano. Classification of manganese dioxides[J].Ind. Eng. Chem., 1950,42(3):523-527.
- [14] SL Brock, NG Duan, ZR Tian, et al. A review of porous manganese oxide materials[J].Chem. Mater, 1998,10(10):2619-2628.
- [15] CL Xu, YQ Zhao, GW Yang, et al. Mesoporous nanowire array architecture of manganese dioxide for electrochemical capacitor applications[J].Chem. Commun., 2009:7575-7577.
- [16] P Strobel, F Thiery, C Darie, O Proux, et al. Structural and electrochemical properties of new nanospherical manganese oxides for lithium batteries[J].J. Mater Chem., 2005,15:4799-4808.
- [17] 徐海云.室内空气中甲醛清除材料的研制及评测[D].天津:天津大学,2009.
- [18] 商连弟,王惠惠.活性氧化铝的生产及其改性[J].无机盐工业,2012,44(1):1-6.
- [19] 宋雪瑞,郑洁,刘鹏.风道式空气净化器降解甲醛的性能[J].环境工程学报,2016,10(8):4371-4376.
- [20] GB/T 18801—2015,空气净化器[S].北京:中国标准出版社,2015.