

HG-45b 宽温区环控装置研发

陶安发¹, 王铁军¹, 陈志文², 江斌¹, 张周品²

(1. 合肥工业大学, 合肥 230009; 2. 合肥天鹅制冷科技有限公司, 合肥 230051)

摘要: 针对载运装备宽温区人机环控的需要, 在 HLD-45b 环控装置应用实践的基础上, 分析了中高温混合工质流动和传热特性对系统性能的影响, 认为优化蒸发器结构、强化室内侧换热能力可进一步提升产品性能。根据应用需求研发了 HG-45b 宽温区环控装置, 基于 HLD-45b 的室外机配套设计了壁挂式的室内机, 改进蒸发盘管结构、增大换热面积和蒸发风量, 并优化热力膨胀阀的匹配。新款 HG-45b 与 HLD-45b 的检测对比数据表明, 制冷量提高约 10%, 压缩机功率降低约 5%, 能效比提高约 14.5%, 系统性能稳定, 压缩机排气温度、排气压力均在安全范围内, 达到了系统优化的目标。

关键词: 环控装置; 宽温区; 非共沸制冷工质; 蒸发器

中图分类号: V245.3⁺43; V444.3 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2013)02-0116-04

Research and Development of HG-45b Environmental Control Equipment for Wide Temperature Range

TAO An-fa¹, WANG Tie-jun¹, CHEN Zhi-wen², JIANG Bin¹, ZHANG Zhou-pin²

(1. Hefei University of Technology, Hefei 230009, China; 2. Hefei Swan Refrigeration Technology Co., Ltd., Hefei 230051, China)

Abstract: Effects of flow and heat transfer characteristics of medium and high temperature mixed-refrigerant on system performance were analyzed combing with the application experience of HLD-45b according to the requirement of man-machine environment control of wide-temperature range of transporting vehicle. It was concluded that evaporator structure optimization and enhancement of indoor side heat transfer capacity were the key points to improve the performance of air conditioner. HG-45b air conditioner was developed which used HLD-45b outdoor unit and wall-mounted style of indoor unit, to meet the practical applications requirements. Heat transfer area and air volume were both increased while changing the evaporation duct structure and the thermal expansion valve was also optimized. The test data showed that cooling capacity and EER of HG-45b are 10% and 14.5% more than that of HLD-45b respectively while its input power is 5% less; the system performance is stable while the exhaust temperature and pressure of compressor are in the safe range, and the optimized goal is achieved.

Key words: environment-control equipment; wide-temperature range; non-azeotropic refrigerant; evaporator

执行运输、通讯、导航、探测等任务的载运装备 可达 75 ℃。环控装置作为上述装备的基础单元执行需要可靠运行于各种气候环境, 所在环境极端高温 行空气调节的任务, 在宽温区必须保持可靠的工作

收稿日期: 2012-10-17

作者简介: 陶安发(1987—), 男, 安徽太和县人, 硕士研究生, 主要研究方向为低温溶液热力学。

性能以应对外部环境和内部热负荷的变化。载运装备的环控装置通常采用风冷蒸气压缩式制冷技术,常规制冷系统运行在60℃以上高温区时制冷量严重衰减,压缩机排气温度过高,安全性和可靠性问题突出^[1]。在中高温混合制冷工质及其循环系统研究的基础上^[2-4],研发了适用于宽温区应用环境的制冷技术及产品HLD-40b,HLD-45b^[5-6],满足了25~75℃宽温区人机环控的需求。

研究表明,高温工质具有临界温度高、压力低的性质。制冷系统在一定环境温度下运行时,高温工质的分压小,中、高温工质混合使用可有效降低制冷系统的冷凝压力和最高排气温度,拓展工作温区的上限,改善环控设备高温区的工作性能。HLD-45b利用中高温混合工质的这一性质,在R22制冷系统中充入一定比例的R142b达到了宽温区可靠运行的目的。R22与R142b的标准沸点差值较大,由它们组成的混合工质定压相变过程中温度滑移大。优化系统匹配、降低热力循环过程中的不可逆损失,是新品开发的重要任务。

应用REFPROP8.0模拟分析发现,由于R142b的热导率较低,当其与R22以一定比例混合时,混合工质的液体热导率明显下降,如图1所示;由于R142b的加入,导致制冷剂在蒸发器中的黏度增大,如图2所示。黏度的增大不仅使得制冷剂在蒸发器中流动产生阻力与压降,还会降低制冷剂在气化过程中的对流运动强度,进而造成对流传热系数的降低。

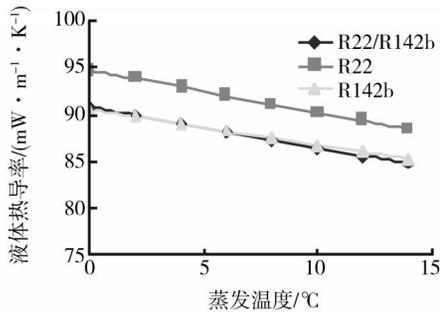


图1 工质液体热导率随蒸发温度变化

Fig. 1 Variation of thermal conductivity of liquid with evaporating temperature

由不同沸点的制冷工质组成的混合工质在蒸发过程中低沸点组分先蒸发,蒸发器换热面积不足会造成混合工质蒸发不充分^[7],压缩机进气中R22

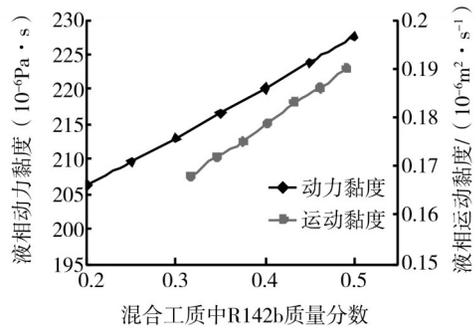


图2 混合工质黏度随R142b变化

Fig. 2 Viscosity of mixtures with different mass fraction of R142b

组分高于混合工质配比。由于R22排气压力、温度较高,导致压缩机排气压力和温度并未因R142b的加入而明显降低。同时由于流动阻力等因素的影响,蒸发压力较低,压缩比较高,压缩机功率大。当环境温度升高时,相对于纯工质制冷系统,能效比改善并不明显。

为了提升环控装置的性能并满足空间布局的应用需求,基于HLD-45b的应用实践和系统换热特性分析,通过对室内侧结构的重新设计,研发了室内机为壁挂式的新机型HG-45b,达到了系统的优化目标。

1 HG-45b 设计

1.1 室内侧蒸发器匹配设计

HLD-45b样机的蒸发器结构选用 $\phi 9.52 \text{ mm} \times 0.45 \text{ mm}$ 内螺纹紫铜管,翅片选用 $\delta_f=0.125 \text{ mm}$ 的平直铝套片,翅片间距 $s_f=2.3 \text{ mm}$ 。管束按正三角形叉排排列,垂直于流动方向,管间距 $s_t=25.4 \text{ mm}$,沿流动方向管排数 $n_t=3$,蒸发器宽 $B=420 \text{ mm}$,高 $H=465 \text{ mm}$ 。通过相关公式计算换热器尺寸,算得蒸发器实际换热面积 $S=13.87 \text{ m}^2$ 。

HLD-45b型环控装置设计制冷量 $Q_0=4500 \text{ W}$,设计工况(T3工况)为室内侧干球温度30℃,湿球温度23℃;室外侧干球温度46℃,湿球温度24℃。

根据之前所测实验数据,当HLD-45b样机在T3工况下运行时,平均蒸发温度约14℃,在不计R22/R142b的流动阻力对蒸发温度影响的情况下,蒸发器传热温差见式(1)。

$$\theta'_m = \frac{t_{a1} - t_{a2}}{\ln \frac{t_{a1} - t_0}{t_{a2} - t_0}} = \frac{30 - 17.5}{\ln \frac{30 - 14}{17.5 - 14}} = 6.73 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

式中： t_0 为平均蒸发温度； t_{a1} 为进口空气的干球温度； t_{a2} 为出口空气的干球温度。

运用制冷剂热物性计算软件 REFPROP 8.0 确定混合工质在 $t_0=14 \text{ } ^\circ\text{C}$ 时的热物性参数，见表 1。

由表 1 所列参数计算蒸发器传热系数，见式(2)。

$$K_0 = \frac{1}{\frac{a_i}{\alpha_i a_i} + \gamma_w + \gamma_s + \frac{a_i}{\alpha_m} \gamma_t + \frac{1}{\alpha_j}} = 40.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (2)$$

式中： $\gamma_w + \gamma_s + \frac{a_i}{\alpha_m} \gamma_t$ 为管壁导热热阻及翅片与

表 1 $t_0=14 \text{ } ^\circ\text{C}$ 时混合工质热物性参数

Table 1 Thermal parameters of the mixture at $t_0=14 \text{ } ^\circ\text{C}$

物性	饱和液体比定压热容 $c_{pl}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	饱和蒸气比定压热容 $c_{pv}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	饱和液体密度 $\rho_l/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	饱和蒸气密度 $\rho_g/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	气化热 $r/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	饱和压力 p/MPa	
参数	1.2285	0.799 14	1202.1	19.948	200.83	0.6	
物性	表面张力 $\sigma/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	液体黏度 $\mu_l/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	蒸气黏度 $\mu_g/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	液体热导率 $\lambda_l/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	蒸气热导率 $\lambda_g/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	液体普朗特数 P_{rl}	蒸气普朗特数 P_{rg}
参数	11.89×10^{-3}	204.5×10^{-6}	11.5×10^{-6}	84.768×10^{-3}	7.953×10^{-3}	2.964	1.156

管壁间接触热阻之和； α_i 为单位管长的内表面积； α_j 为当量表面传热系数； a_i 为单位管长总外表面积。

蒸发器所需的表面传热面积见式(3)。

$$A_0 = \frac{Q_0}{K_0 \theta'_m} = \frac{4500}{6.73 \times 40.5} = 16.51 \text{ m}^2 \quad (3)$$

以上计算说明，HLD-45b 样机的蒸发器换热面积比理论计算值偏小约 19%。蒸发器换热面积不足会导致制冷剂在蒸发器中大量积存，有效换热面积不足，压缩机吸气过热度低，冷量无法释放。随着环境温度的升高，制冷量衰减明显，压缩机功耗增大，长时间运行会影响系统的稳定性。

从人机环控装置的实际应用需求出发，在 HLD-45b 型环控装置的基础上，参考理论计算值对蒸发器的结构重新设计，增大换热器面积和风量，同时选择合适的热力膨胀阀以期达到提高系统制冷量、改善高温区环控装置工作性能的目的。

新研制的 HG-45b 蒸发器采用内螺纹铜管 $\phi 9.52 \text{ mm} \times 0.45 \text{ mm}$ ，翅片仍选用 $\delta_f=0.125 \text{ mm}$ 的平直铝套片，翅片间距 $s_f=2.2 \text{ mm}$ 。管束按正三角形叉排排列，垂直于流动方向，管间距 $s_t=25.4 \text{ mm}$ ，沿流动方向管排数仍设计为 3 排。根据蒸发器所需换热面积计算所需铜管长度，新设计的蒸发器按市场需求采用壁挂式，其中蒸发器宽 $B=680 \text{ mm}$ ，高 $H=208 \text{ mm}$ 。

1.2 HG-45b 室外机

HG-45b 型环控装置的室外机沿用 HLD-45b 室外机配制，采用常规制冷系统，由 R22 与 R142b 组成混合制冷工质充灌，质量配比为 6.8/3.2；制冷压缩机为西安大金庆安压缩机有限公司在 JT90GABY1L 基础上开发的高温型，提高了压缩机的高压气密性能、高温绝缘性能和运行极限温度，最高排气温度 $145 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，额定功率 2470 W，理论排气量 $7.97 \text{ m}^3/\text{h}$ ；针对环控装置热负荷及运行环境温度变化幅度大的特点，系统选用丹佛斯 2.5 t 外平衡热力膨胀阀；热交换器均采用平直套片，考虑到压缩机在较高环境温度下运行时排气温度、压力高，对系统运行不利，HLD-45b 环控装置的冷凝器传热面积和风量在设计时较常规环控设备增大 15%~20%。针对 HLD-45b 样机所做的宽温区试验表明，随着环境温度的升高，冷凝器出口过冷度下降并不明显，这表明冷凝器换热面积充足，在设计 HG-45b 时未改变冷凝器结构。

2 HG-45b 实验方法与结果

2.1 实验设备

实验委托合肥通用机电产品检测院在合肥天鹅

制冷科技有限公司12 kW焓差实验室完成,用电热装置、加湿器和风冷制冷机组组成的工况机组控制各实验工况。测试本体的最大测试风量满足实验需求。

温度传感器选用PT100,采集系统测量温度范围为-100~150℃,测量精度为0.1级。

数据采集由焓差法实验室相关数据采集设备完成,实验数据直接由计算机采集并保存。为了保证数据的准确性,另设一套独立的数据采集系统,由二次仪表显示、记录与保存,并与天鹅焓差实验室采集的数据对比。

HLD-45b与HG-45b环控装置室外机匹配相同的压缩机和冷凝器,冷凝器和蒸发器均采用平直套片;新款HG-45b型仍选用外平衡式热力膨胀阀。

2.2 实验方法与步骤

根据环控设备的使用需求及性能特点,参照GB/T 21361—2008《汽车用空调器》和Q/S RTCJS1—2010,拟对HLD-45b与HG-45b型环控装置分别进行环境温度46℃与55℃的焓差法性能实验。环控装置焓差法性能实验的方法为调试室内及室外侧空气状态,测量蒸发器进/出风平均温度、风量和输入总功率,间接计算环控设备的制冷性能参数。

1) 将HLD-45b实验样机置于焓差实验室。焓差实验室由两个房间组成,分别模拟室外侧和室内侧,将含压缩机的室外机(冷凝器侧)置于室外侧,蒸发器放在室内侧,连接制冷系统管路,对蒸发器抽真空。

2) 在压缩机、冷凝器以及蒸发器进出口部位设置测温点(如图3所示,1—6为测温点),将感温元件紧贴管道并用隔热泡沫包裹密封,设定温度每隔1 min采集一次。

3) 当室内外温度达到设定工况后,启动实验样

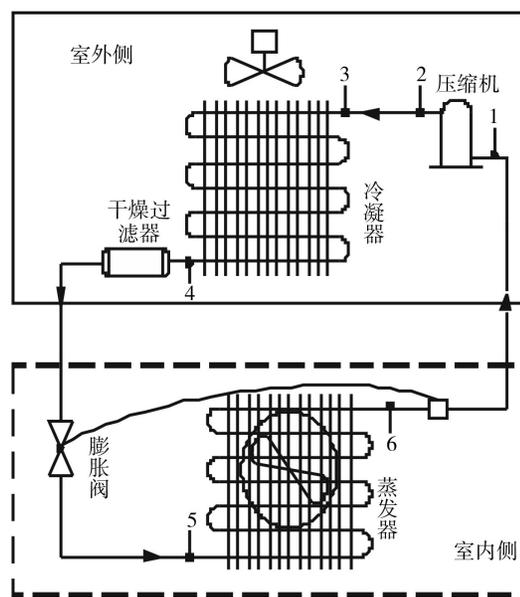


图3 环控装置制冷循环系统

Fig. 3 Air-conditioner system of environmental control device

机,完成HLD-45b型环控装置样机的性能实验,样机均在室内外侧达到设定值后测试。

4) 采用同样方法完成新款HG-45b样机的性能实验,所测实验工况及各工况实验结果见表2。

2.3 实验结果分析

通过对HLD-45b系统的蒸发器重新设计以及对热力膨胀阀的重新选型,增大了蒸发器的换热面积及风量,保证了制冷剂在蒸发器中能够充分换热、释放冷量。同时更换热力膨胀阀后制冷剂流量得到调节,与系统的匹配更加合理。新研制的HG-45b型样机实验数据表明,增大蒸发器换热面积后,系统制冷量较HLD-45b提高约10%;蒸发面积的增大,不仅使得制冷量明显提高,而且通过对系统不同部位布

表2 HLD-45b和HG-45b测试结果

Table 2 Test results of HLD-45b and HG-45b

实验工况/℃		HLD-45b			HG-45b		
室内(干球/湿球)	室外干球	制冷量/W	功率/W	EER	制冷量/W	功率/W	EER
30/23	46	4400	2611	1.685	4827	2496	1.934
30/23	55	4011	3005	1.335	4366	2856	1.528
36.5/29	75	室内机进出风温差 13.54℃					

产生响应差异的一些特点。多维基础随机振动结构响应一般表现为叠加效应;在激励相关时,由于相干函数和振型函数的影响,多维基础随机振动结构响应相互增强或相互削弱,在激励谱满足一定条件下,结构响应可能丢失对称模态的响应。多维振动响应的这些特点可为工程结构设计人员提供参考。

参考文献:

[1] 王梦魁. 多维振动环境试验的实践[J]. 装备环境工程, 2005, 2(2): 22—25.
 [2] 王光芦, 祝耀昌, 刘达德, 等. 多轴向多激励振动技术[J]. 环境技术, 2000(5): 2—6.
 [3] 夏益霖. 多轴振动环境试验的技术、设备和应用[J]. 导弹

与航天运载技术, 1996(6): 52—59.

[4] 赵宝平, 王刚, 高贵富. 多输入多输出振动试验应用综述[J]. 装备环境工程, 2006, 3(3): 25—32.
 [5] 吴家驹, 荣克林. 多维振动环境试验方法[J]. 导弹与航天运载技术, 2003(4): 27—32.
 [6] 白凤龙, 李宏男. 地震动多点激励下大跨空间网架结构的反应分析[J]. 工程力学, 2010, 27(7): 67—73.
 [7] 武芳文, 薛成凤, 赵雷. 多维地震激励作用下大跨度斜拉桥的随机响应[J]. 武汉理工大学学报, 2010, 32(9): 344—347.
 [8] 柳国环, 李宏男, 田利. 九江长江大桥在多点多维地震激励下的反应分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9): 204—209.

(上接第 119 页)

点所测温度对比发现,蒸发温度也有所提高,即蒸发压力有所提高,压缩比降低。实验结果表明压缩机功率降低约 5%,压缩机排气温度、压力都有所降低,对于高温环境工况的空气调节、改善压缩机的工作状态、环控装置的稳定运行具有重大意义;通过对风机风量的调节,降低了空气与制冷剂的换热温差,循环的不可逆损失降低。综合以上因素,新研发的 HG-45b 型环控装置的能效比较 HLD-45b 型提高约 14.5%。

3 结论

通过对原环控装置系统的蒸发器结构重新设计以及热力膨胀阀的重新选型,增加了蒸发器的换热面积,并对两种型号样机在不同工况下做了对比实验。结果表明,通过增大蒸发器换热面积及风量,制冷剂在管内换热充分,蒸发压力与制冷量明显得到改善,改进后的 HG-45b 型环控装置制冷量较改进前提高约 10%。由于蒸发压力提高,压缩比降低,压缩机功率也随之降低约 5%,能效比提高约 14.5%,压缩

机排气温度、压力都有所降低,达到了对系统的优化设计。

参考文献:

[1] 王涛, 刘颖, 邬志敏, 等. 高温行车空调器研制与运行性能分析[J]. 流体机械, 2007, 35(11): 54—58.
 [2] 王铁军, 赵鹏, 金从卓, 等. 非共沸混合制冷剂在高温空调中的实验研究[J]. 低温与超导, 2011, 37(9): 69—72.
 [3] KIM S H, KIM D S, KIM M S, et al. Thermal Conductivity of R22, R142b, R152a and Their Mixtures in the Liquid State [J]. International Journal of Thermophysics, 1993, 14(4): 937—950.
 [4] 王铁军, 江斌. 适用于高温环境制冷空调装置的混合制冷剂: 中国, 200910116254.9[P]. 2011-05-11.
 [5] 金从卓, 王正, 王铁军, 等. HLD-40b 高温空调混合制冷剂替代研究[J]. 流体机械, 2011, 39(1): 62—64.
 [6] 王正, 王铁军, 金从卓, 等. 特种车用高温空调研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(2): 60—63.
 [7] DAVIDE Del Col. Flow Boiling of Halogenated Refrigerants at High Saturation Temperature in a Horizontal Smooth Tube [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(2): 234—245.