

Journal of Appliance Science & Technology

家电科技

增刊

京新出期刊(2018) Z 171号

第十四届全国电冰箱(柜)、空调器及压缩机学术年会

论文集

第十四届全国电冰箱(柜)、空调器及压缩机学术年会论文集

ISSN 1672-0172



《中国核心期刊(遴选)数据库》收录
“万方数据-数字化期刊群”全文收录

海尔生物医疗：生物科技物联网生态价值创领者

十年创业创新，作为中国低温冷链行业自主品牌，海尔生物医疗推动了中国低温冷链产业发展提速，成长为全球唯一全冷链服务品牌。并历经三次蝶变，实现从电器到网器，从网器到平台、生态的转型跨越，化茧成蝶。三次变革，与时代同行。如今，海尔生物医疗正加速引爆物联网时代生命科学生态圈共享增值平台模式，成为生物科技物联网生态价值创领者。

从单一电器引领到物联网器引领



2006年，海尔生物医疗自主创新-86度超低温冰箱，打破国外品牌长达30年技术垄断。并在2013年凭借“低温冰箱系列化产品关键技术及产业化”项目，获得国家科技进步二等奖。

2015年，新一代节能型超低温冰箱诞生。全球率先突破HC碳氢制冷技术，零碳排放，零臭氧层破坏，绿色环保。同时制冷效率提高30%，节能省电高达一半。

2018年，第三代物联网超低温冰箱诞生。通过云物联平台和BIMS样本信息化平台，将人、设备、样本三者信息互联，实现双向信息交互，样本智能存储和样本资源化利用。领先智能变频技术结合碳氢制冷系统，双重节能，日均耗电量低至个位数。引领样本存储进入智能物联3.0时代。

从单一存储到云BIMS 3.0 生物样本库解决方案

2010年，通过整合各方资源，海尔生物医疗从满足用户简单存储需求，升级为向用户提供样本存储管理、样本及样本信息应用的服务，实现超低温冰箱向生物样本库解决方案跨越的一步，带动了中国低温冷链产业提速。

生物科技物联网生态价值创领者

如今紧随物联网时代发展，海尔生物医疗正努力打造5U智能物联网络触点，来建设生命银行五大共享平台。通过构建共创共赢的生态模式，实现生命科学大数据共享增值。未来，海尔生物医疗将继续以生物样本库切入，逐步进入自动化存储、细胞存储与应用、基因诊断、大数据信息系统等生命科学及转化医学上下游产业链，成为生物科技物联网生态价值创领者。



“第十四届全国电冰箱(柜)、空调器及
压缩机学术年会”

论文集
(2018)

中国制冷学会小型制冷机低温生物医学专业委员会
中国家用电器研究院

2018.7

创刊 1981年
主管 中国轻工业联合会
主办 中国家用电器研究院
出版 家电科技杂志社

编委会

丁雪梅 马国远 王 浚 石文星
 田长青 白雪涛 祁 冰 杜军平
 李 一 李竹林 李红伟 吴 晓
 张寅平 陈 谊 杨伟成 苗莉莉
 金 科 周怡琳 赵 鹏 贺 泓
 柴建云 徐 鸿 徐继宁 徐樛华
 黄 东 鲁建国 潘 权

(按姓氏笔划排序)

社长 刘 挺
副社长 马德军
总编辑 徐 鸿
主编 鲁建国
执行主编 石文鹏
副主编 张 晓 汪 超
编辑主任 张 蕊
编辑/记者 张晏榕 郑心怡
设计 连 伟
发行 申 琪

国际刊号 ISSN 1672-0172
国内刊号 CN 11-4824/TM
邮发代号 国内 2-129 国外 M4433
国内总发行 北京报刊发行局
国外总发行 中国国际图书贸易总公司
广告登记证 京西工商广登字20170248号
出版日期 每月15日
社址 北京市西城区月坛北小街6号
订阅热线 010-68144926
收稿信箱 bjb@cheari.com
印刷 北京市地矿印刷有限公司

家电科技

理事长单位

中国家用电器研究院

副理事长单位

海尔集团
 珠海格力电器股份有限公司
 广东美的制冷设备有限公司
 阿波罗环保器材有限公司

常务理事单位

合肥美的电冰箱有限公司
 宁波方太厨具有限公司
 无锡小天鹅股份有限公司
 艾欧史密斯(中国)热水器有限公司
 格兰仕集团
 TCL集团股份有限公司
 莱克电气股份有限公司
 九牧厨卫股份有限公司
 上海浩泽净水科技发展有限公司

理事单位

九阳股份有限公司
 海信(山东)空调有限公司
 中山上品环境净化技术有限公司
 华大半导体有限公司
 瑞萨电子(中国)有限公司
 湖北黄石东贝机电集团有限责任公司
 广东美芝制冷设备有限公司
 杭州老板电器股份有限公司
 佛山市爱德电器有限公司
 太阳雨集团有限公司
 四季沐歌集团
 佛山市顺德区乐华陶瓷洁具有限公司
 中国扬子集团滁州扬子空调器有限公司

前言

由中国制冷学会小型制冷机低温生物医学专业委员会(以下简称六专委)主办的“全国电冰箱(柜)、空调器及压缩机学术年会”是具有二十多年历史的行业高级学术会议,至今已成功举办十三届。

近年来,小型制冷行业在企业加强技术创新和科技人员不断寻求技术突破的氛围下稳中有序发展。而在当前,全球经济持续复苏回暖,全球贸易成扩张态势,新一轮科技和产业变革蓄势待发,传统模式与新兴技术的深度融合将产生更多的经济增长点。在这样的新形势下,小型制冷行业也将获得更多的发展机遇。那么,如何在新时代、新模式、新格局中提升行业的国际竞争力,是小型制冷相关企业及行业从业人员应该思考的问题。

在此背景下,以“制冷创造美好生活”为主题的“第十四届全国电冰箱(柜)、空调器及压缩机学术年会”在山东青岛隆重举行。本次学术年会由六专委与《家电科技》杂志社联合主办,会议就电冰箱(柜)、空调器、压缩机和其它小型制冷设备及关键零配件等领域的绿色设计、智能制造、CAE工程仿真技术、新型节能材料及制冷剂替代的研究、制冷器具标准与检测等方面的最新进展及相关学术问题向广大企业、院校、科研院所广泛征稿,共收到广大科技工作者、生产一线的工程技术人员和高校师生等投稿70篇,并以《家电科技》期刊增刊的形式出版了论文集。在此,六专委与《家电科技》杂志社对支持本次论文集出版的科研人员、高校师生表示衷心的感谢。

论文是科技人员研究成果的总结,通过论文的交流 and 研讨,对行业发展和科技进步将起到极大地推动作用。我们希望论文集能成为科技人员的良师益友,沟通交流的平台。在行业迅猛发展的今天,广大科技人员任重道远,需要孜孜不倦地追求更高的目标,共同为创造美好、舒适、环保的绿色家园而不懈努力!

由于时间有限,论文集有不妥之处,恳请指正、谅解。

中国制冷学会
小型制冷机低温生物医学专业委员会
《家电科技》杂志社
2018年7月

GMCC

用芯创造未来

征服极寒 热能无阻驰骋

越冷越知芯

热驰芯 热泵采暖专用压缩机

“煤改电”工程核芯之选，清洁能源先锋



热驰无阻Unlimited 更高效、更稳定、更省心

-  低温无阻：-25度超低温出色启动
-  高效无阻：柔性智适应系统，能效跃升，有效解决极寒下热损失
-  工况无阻：运行范围宽广，适应各恶劣工况
-  匹配无阻：电控配套支持，一站式采暖解决方案



www.gmcc-welling.com

目 录

第一部分 “优秀论文奖” 论文

热气旁通联合相变蓄热的风冷冰箱新型除霜技术	刘忠宝 赵飞 亓新 闫家文 贾宇博	2
卧式双温无霜冰柜的研发及应用	王冬祥 魏邦福 李乾坤 张波	10
自复叠制冷系统的特性研究	朱珠 李奇贺 赵孝保	13
L型与U型热交换器性能理论分析与实验研究	戚文端 李丰 高浩 张浩 赵夫峰	17
聚芳醚砜多孔材料在空调防凝露领域的应用	李云蹊 李本卫 张江 唐合存 王志刚	20
基于响应面法的风管机蜗壳布置优化	杨岳 刘涔钰 赵希枫 郝玉密 任晓庆	23
一种自由嵌入式冰箱技术开发研究	陈开松 陈俊 张波 张魁仓	27
流路布置对蒸发器除湿性能的影响	杨哲 张浩 邓海钊 程超 刘迎文	31
制冷系统材料兼容性试验方法及装置研究	蔡宁 杨双 吴晓丽 徐华保	36
基于R290和R600a两种工质的直线压缩机性能对比分析	邹慧明 唐明生 田长青	39
多联式热泵/热管复合式空气源热泵实验研究	许树学 邵月月 马国远 牛建会	43
压缩机变频调节的小型空气源热泵制热性能实验研究	牛建会 马国远 许树学 刘帅领	46
全封闭制冷压缩机吸气消声器消声特性分析	戴竟雄 李华军 叶海	49
送风角度对冷藏室内流场及温度场的影响	张耀吉 石丽华 黄东	55
针对空调系统设计的气候区域性特征研究	王志强 徐象国	59

第二部分 电冰箱(柜)及相关技术

利用室内自然风的风冷式冰箱除霜性能实验研究	刘忠宝 亓新 闫家文 贾宇博	66
真空绝热板厚度对风冷冰箱影响的模拟研究	迟丽华 张耀吉 黄东	77
热负荷仿真在冰箱保温层优化中的应用	崔培培 刘鹏	81
毛细管对冷柜系统的性能影响	刘青山 丁剑波 李靖 李大伟 刘迎文	84
嵌入式冰箱压缩机仓室及底部流场CFD分析	张波 张魁仓	88
微通道换热器在冰箱中的应用研究	盛伟 高相启 孙好雷 裴阳 王跃河	93
对开门风冷冰箱能效提升研究	孙好雷 盛伟 高相启 兰庆云 王跃河	96
风冷冰箱冷藏室风道流场数值模拟	盛伟 高相启 李飞 裴阳 王跃河	99
电冰箱保鲜的行业现状分析	张宇佳 蔡宁	103
冰箱气味检测影响因素研究	胡海梅 张宇佳 张凯	106
电冰箱沙特能效标准SASO 2892-2018标准解析	吴晓丽 胡冉 庞思渤	110
采用滑动档片调节风口的两门风冷冰箱仿真计算探讨	刘道金	115
冰箱内胆多工位成型线输送部分的两种典型结构	袁登国 江银兵	118
冰箱亲水翅片应用研究	李平 楼伟 程祥 郭昌民 叶茂	121
R290制冷系统节流毛细管的设计及分析	田德强 李平 逯兆栋 田向阳 夏俊伟	125

第三部分 空调器及相关技术

机房空调实际运用能耗分析	王飞	132
--------------------	----	-----

柜式空调器室内机蜗壳结构的优化设计	金昕祥 王镜儒	136
空调环境下吊扇对热舒适影响的研究	王晓倩 刘益才 毕麟 刘绍文	140
空调压缩机低温工况油粘度分析和研究	史传民 王树涛	144
挂壁式变频空调器温度场特性与热舒适研究	陈守海 高童 王军 王铁 王宏超	147
微型厨房空调的设计	魏华锋 班永	152
大规格转子压缩机止推音研究	蓝榕江 罗积广 廖熠	155
基于改进贝叶斯神经网络的多联机故障诊断策略	曾宇柯 陈焕新 黄荣庚 龚麒麟	157
基于个性化桌面空气调节对人体热舒适影响的数值模拟	龙杰 刘益才 王宇迪 朱晓涵	162
工质对R134a/[Emim]BF ₄ -NMP应用于车载吸收式制冷系统的理论研究	刘绍文 刘益才 雷斌义 化豪爽	165
变频空调电磁骚扰的整改思路及实例分析	方立勇 韩冰冰 万涛	174
辐射供冷空调系统的室内热舒适性研究	李根 刘益才 毕麟 刘绍文 王晓倩	180
空调器室外风机IPM模块热阻测试	毕晓猛 冯宇翔 江雪晨 张土明 苏宇泉 张少生	185
电子膨胀阀在高效高温制冷空调系统中的应用	高银堂 王业煌	188
空调器蚀泄漏原理分析	尚秀玲 黎海华	190
一种易清洗的空调器室内机左右导风叶片结构	黄俊豪 林思轩	193
基于ANSYS的柜内机出风面板装配卡扣结构强度分析及研究	熊协梅	196
探讨空调产品卡扣结构强度优化分析	汤志平	201
光伏直驱变频多联机空调生产供电方法	陈文琼 路小倩 黄茂科 黄锐斌	205
汽车空调平行流冷凝器性能研究与优化	韩雷 郭瑞安 蒋开涛	209

第四部分 压缩机及相关技术

基于压缩机低频噪音的仿真优化设计	周小东 沈慧 田丽娟 郭蘅 孙万杰	214
双层上消音器内层隔板结构设计探究	康炎平 沈慧 田丽娟	218
粉末冶金技术制备高性能压缩机用涡旋盘	王艳艳 吴茂永 曲华 袁讯道	222
定频压缩机轴系动力学特性研究	郭蘅 王珂 沈慧 谢利昌 范乐瑶	225
冰箱压缩机非正常测试装置的研究和应用	蔡宁 王志坤 杨双 徐华保 张宇佳	229
变频器应用与原理的研究	刘猛 陈宇 刘龙球 顾少成	232
关于间隙选配系统测量误差的研究	甘念 刘同燎 胡利军	236
驱动微型节流制冷机的压缩机	曹海山 李俊明	240

第五部分 热泵及其他技术

基于CYCLEPAD的双压缩机分路冷凝热泵干燥系统热力学模拟	江轶政 刘益才 刘绍文 朱声浩	246
J-T节流制冷器非稳态模拟与热力性能研究	刘春娇 刘洁雨 亓新 刘迎文	250
“铝代铜”技术在空调制冷行业中的开发与应用	王丽丹 曾庆亚 曲华 袁讯道	254
基于仿真的榨汁机柜体制冷系统设计研究	黄胜华 王冬祥 刘宏宇 李乾坤	258
尖劈障碍物对射流扩散流场影响	王芸芸 吴建华 谢军龙	261
回热对R1270/CO ₂ 复叠式制冷系统性能影响的试验研究	张业强 何永宁 贾明正 吴学红 金昕祥	265
小型制冷设备非共沸制冷剂充注量估算优化	陆宏杰 张忠斌 胡昕昊	269
基于全年性能分析的小型制冷设备非共沸制冷剂充注量优化	胡昕昊 张忠斌 姚响晨	273
热电制冷器制冷性能的影响因素及改善措施	徐昊 任祯	278
制冷设备在线自动质量检测系统的分析	于彤娟 鲍宏宇	280

第一部分

“优秀论文奖”论文

热气旁通联合相变蓄热的风冷冰箱新型除霜技术

刘志宝¹ 赵飞¹ 亓新² 闫家文¹ 贾宇博¹
(1.北京工业大学 北京 100124; 2.中国家用电器研究院 北京 100053)

摘要: 风冷冰箱常用的除霜方式是电加热除霜 (EHD), 但是这种除霜方式耗电量很大, 而反向除霜 (RCD) 不能用在冰箱系统中, 因为四通阀频繁的反向运行会导致制冷剂的泄露, 这是不安全的。因此, 本文设计了新的除霜技术——热气旁通联合相变蓄热除霜 (BCD-CCTS), 并且利用蓄热包蓄存压缩机壳体废热, 用于加热旁通除霜后的制冷剂。EHD和BCD-CCTS的试验系统均使用50W的压缩机, 实验结果表明BCD-CCTS与180~419W EHD相比, 化霜时间减少65%~77%, 化霜电能消耗减少89%~92%。在压缩机正常运行60h的实验时间内, 暴露在空气中的压缩机壳体温度稳定在60℃左右, 然而包裹蓄热包的压缩机壳体温度稳定在54℃左右, 实验数据表明蓄热包不仅不会使压缩机壳体温度集聚, 反而会使其温度降低。此外蓄热包包裹压缩机壳体还可以有效降低压缩机运行时产生的噪音, 与同型号没有包裹蓄热包的压缩机相比, 能够有效降低噪音18.5%。

关键词: 除霜; 压缩机壳体; 蓄热包; 相变蓄热材料; 风冷冰箱; 热气旁通

Performance of bypass cycle defrosting system using compressor casing thermal storage for air-cooled household refrigerators

LIU Zhongbao¹ ZHAO Fei¹ QI Xin² YAN Jiawen¹ JIA Yubo¹
(1. Beijing University of Technology Beijing 100124; 2. China Household Electric Appliance Research Institute Beijing 100053)

Abstract: Electric heater defrosting (EHD) is extensively used on refrigerator evaporators. However, this method has a high level of energy consumption. Conversely, reverse-cycle defrosting (RCD) cannot be used in refrigerators because frequent reversal of the four-way valve may cause mass leakage of the refrigerant, which is unsafe. Hence, we develop a bypass cycle defrosting system using compressor casing thermal storage (BCD-CCTS). Experiments utilizing the EHD and BCD-CCTS methods are conducted on a refrigerator with a 50 W compressor. Experimental results reveal that in the BCD-CCTS method, defrosting time decreased by 65%~77% compared with 180~419W EHD. Whereas defrost energy consumption decreased by 89%~92% compared with 180~419W EHD method. After 60h of normal operation, the temperature of the compressor casing exposed to air was maintained at approximately 60℃, whereas that of the compressor casing exposed to the heat storage phase change material (PCM) was maintained at about 54℃. The presence of heat storage PCM can effectively reduce the temperature of the compressor casing. It can also reduce the operating noise of the compressor by 18.5% compared with the same type of compressor without heat storage PCM.

Keywords: Defrosting; Compressor casing; Waste heat storage; Phase change material; Household refrigerator; Bypass cycle

1 研究背景

随着生活水平的提高和生活节奏的加快,冰箱的需求也在日益增加。然而传统的直冷式冰箱已经无法满足大容量冰箱冷却的需求,所以风冷冰箱的需求量正在逐渐增大,此外风冷冰箱的霜层不会结在储藏室内,而是结在风道中,因此风冷冰箱也被称为空气冷却无霜冰箱。当冰箱长时间运行时,霜层变得越来越厚,加厚的霜层增加了蒸发器的表面热阻,阻塞了散热片之间的通道,降低了系统的蒸发温度。因此,当霜层达到一定的厚度时,就必须要对冰箱进行除霜^[1-4]。

目前国内外学者对冰箱化霜的相关过程进行了大量研究。Pradee^[5]使用传热模型来分析化霜过程中的热量分配,指出钢管辐射对流式电加热器产生的热量仅有30%用于化霜。文中将辐射管形式的加热器改装,降低其加热温度,延长加热管长度,改善其与蒸发器的接触情况,取得了一定的节能效果,但不明显。文末的总结指出,如果加热器能够充分接触霜层,就能够有效提高化霜效率。Pradee^[5]等人建立了间冷式冰箱蒸发器内结霜时的数学模型,分析了结霜时各位置的能量分配情况,并进行了除霜性能实验,比较了不同霜层厚度下,蒸发器除霜时蒸发器翅片表面温度的变化特性。结果表明,不同的霜层厚度下,蒸发器翅片表面温度在52~56℃之间波动,化霜加热器的效率为30.3%,化霜电耗最高占冰箱总耗电量的17.7%。

Fernando^[6]等人研究了冰箱蒸发器上的霜层分布情况。文中,作者建立了一个霜层分布数学模型,并搭建了一套实验装置用于验证其数学模型。实验装置通过九个瞬态实验,验证系统压降和结霜,实验和模型误差在10%以内。最后,通过模型分析,针对蒸发器上疏下密的分布规律,设计了两根功率不同的电加热器分别对蒸发器上、下管排进行化霜,提高了化霜效率。

宋新洲^[7]等人针对单蒸发器的风冷冰箱,利用冷藏室回风对霜层进行预热处理,优化了回风的时间和风量,可以降低化霜过程中电加热器的电量消耗。文中实验表明,利用这种方法,可以降低27%的化霜电耗和6.7%的整机电耗。

韩志涛^[8]提出了用于空调冬季工况的蓄能化霜新系统,将系统供热后的余热热量蓄存进蓄能器中,当化霜开始时,蓄热器中储存的热量首先传递给反向运行的制冷剂,用于室外蒸发器化霜。

压缩机壳体废热蓄热与热气旁通相结合除霜的技术多用于空气源热泵^[9],然而,现有的利用压缩机壳体废热除霜的空

气源热泵也只会冬季使用,因为在夏季时,换热器表面覆盖有保温材料,所以会使蓄热包温度集聚,最终导致压缩机壳体温度升高。而压缩机壳体温度的升高不仅会降低热泵系统的COP,同时也可能使润滑油破裂。

刘忠宝^[10]等人提出了一种结合热气旁通的新型蓄热除霜技术。笔者分析了蓄热除霜系统的可行性,对四种不同类型的相变材料(PCM)进行了测试,分析了整个系统的运行模式,对蓄热式换热器的结构进行了设计和优化,并且建立了一个实验原型。此外,笔者针对不同的除霜模式进行了相关的实验研究。结果表明,压缩机排气废热结合热气旁通的蓄热除霜模式比原来的电加热除霜模式在除霜时间上减少了约50%,除霜电耗减少约71%。然而,本实验系统没有改变原有的冷凝器,而是在冷凝段增加了蓄热盘管,将导致制冷剂在制冷系统高压侧的阻力增加,因此,该制冷系统的冷却能力在高温高湿条件下会降低,对制冷系统的制冷能力产生一定的影响。

国内外学者对冰箱除霜过程进行了广泛的研究。然而,关于使用压缩机壳体蓄热(BCD-CCTS)的热气旁通除霜系统的研究却非常少。在制冷系统正常运行时,一定量的热量(6~10%)会通过压缩机壳体散发到大气中。本文设计了BCD-CCTS来改进除霜过程,利用压缩机壳体废热联合热气旁通来优化除霜方式。除霜过程利用双螺旋管的相变换热器来强化蓄热材料与制冷剂之间的传热。

2 制冷/除霜系统

本文BCD-CCTS包括相变蓄热包,常开和常闭电磁阀以及一个旁路管道。当蒸发器霜层达到一定的厚度,需要除霜时,制冷剂将通过旁路管道进入蒸发器,与蒸发器表面霜层换热,换热之后再进入蓄热包,与蓄存了压缩机壳体废热的蓄热包进行换热,这样可以提高制冷剂进入压缩机时的吸气温度,有效防止压缩机的液击。冰箱正常制冷循环和除霜循环的原理示意图,如图1所示。图中:1—压缩机;2—冷凝器;3—节流装置;4—蒸发器;5—相变蓄热包;6—常开电磁阀;7—常闭电磁阀;8—旁通管道;9—常闭电磁阀;10—制冷剂过热旁通管道;11—电加热器。

正常制冷工作状态:常闭电磁阀(7、9)关闭,常开电磁阀(6)打开。低温低压制冷剂从蒸发器(4)流出进入压缩机(1),被压缩成高温高压的气态制冷剂,在正常运行过程中,压缩机壳体不断产生废热,包裹在压缩机壳体上的蓄热

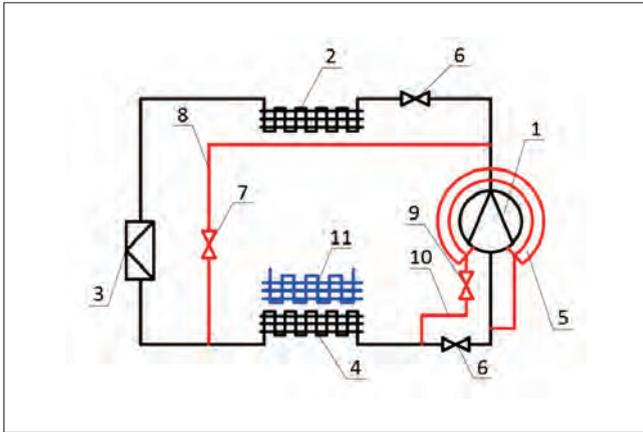


图1 冰箱正常制冷循环以及除霜循环的原理图

包将会不断蓄存压缩机壳体的废热，使PCM发生相变，压缩机壳体废热将以潜热的形式被储存在蓄热包中。随后，高温高压气态制冷剂进入冷凝器(2)，被冷凝成中温高压的液态制冷剂，然后制冷剂经过毛细管被节流，最后再进入蒸发器(4)进行相变蒸发，成为低温低压的气态制冷剂，最后再进入压缩机(1)完成整个制冷循环。

除霜工作状态：随着制冷时间的延长，在蒸发器(4)外表面会形成霜层，常闭电磁阀(7、9)打开，常开电磁阀(6)关闭，从压缩机(1)流出的高温高压制冷剂通过旁通管(8)进入蒸发器(4)中，高温制冷剂气体与蒸发器外表面的霜层进行换热，使其溶化，随后从蒸发器(4)流出的制冷剂流经过热旁通管道(10)在相变蓄热包中得热处于过热状态，之后进入压缩机(1)，制冷剂如此循环，进行除霜。

3 实验装置

3.1 方法和实验设备

本文参考GB 12021.2-2015中的相关规定制定了详细的测试方法和测试条件。本文的测试过程在中国家用电器研究院冰箱标准实验室进行。标准性能冰箱实验室的主要设备参数如表1所示。

表1 冰箱标准性能实验室的主要参数		
设备名称	性能参数	品牌
空调机组	10HP	谷轮
温度控制器	-5~60°C±0.3°C	希曼顿UT35A
湿度控制器	40%~93%RH±3%RH	希曼顿STH-TW1-RTH2
热电偶	±0.5°C	美国欧米伽Φ0.3T型
温度参数采集仪	—	横河DA100
功率计	—	青智A8775B1

实验室设定环境温度为25°C。在测试过程中通过水蒸发引起结霜。为了统一变量，将相同的负载(相同温度、质量和

体积的水)放入到冰箱中，并且控制参数使测试冰箱箱室的温度、湿度和真实冰箱箱室的温度湿度一致。图2显示了蒸发器表面温度为-15°C(除霜过程开始)和蒸发器表面温度达到15°C(除霜过程结束)时的测量温度点。通过控制这些参数，使冰箱蒸发器表面的霜层厚度一致，从而保证实验结果拥有高可信度。



图2 蒸发器表面的温度测点

3.2 制冷设备

在一个实际冰箱中，压缩机和放置压缩机的舱室设计的非常紧凑，增加了将蓄热包放置在实际冰箱的压缩机室的难度。本文所搭建的测试模型不仅可以提供足够的空间来安装蓄热包和旁通管道，还可以降低实验处理和数据收集的难度。因此，本文建立了一个冰箱样机，如图3所示。该冰箱样机是以美的BCD-372风冷冰箱为模型，其主要技术参数如表2所示。该测试模型使用与原型完全相同的蒸发器、冷凝器、节流装置以及制冷剂。该测试模型的箱体模拟的是BCD-372冰箱的风道，如图4所示，图中：1—风道；2—风门；3—BCD-372冰箱箱室；4—蒸发器；5—风门。蒸发器位于风道内，风门在除霜过程中关闭，因此在控制结霜时间方面，测试模型比原型更容易控制，特别是体现在两个方面：(1)使用相同温度、体积、质量的水作为负载；(2)测试过程在标准实验室进行。

标准冰箱性能实验室的主要参数如表1所示，实验室温度设定为25°C。被测测试冰箱功率输入是220V/50Hz，压缩机功率是50W，冷凝器风扇的功率是25W，蒸发器风扇的功率是25W，使用的制冷剂是R600a。

本文制冷循环工作12h除霜一次，采用的温控器精度为±0.5°C，在研究蓄热包对压缩机性能的影响以及对系统制冷量影响的实验中，温控器的温度设定为1°C~5°C，除此之外，温控器的温度均设定在-12°C到-6°C，以此控制压缩机的工作周期。

表2 BCD-372WTV冰箱的主要技术参数

技术参数名称	参数	技术参数名称	参数
型号	BCD-372WTV	耗电量	0.86kW·h/24h
气候类型	T	能效等级	1级
防触电保护类别	I类	额定电流	1.4A
星级标志		化霜额定输入功率	180W
总有效容积	372L	照明灯额定输入功率	4W
冷冻室有效容积	112L	重量	104kg
变温室有效容积	40L	外形尺寸	696mm×716mm×1836mm
冷冻能力	10kg/24h	制冷剂 and 充注量	R600a, 63g
电源	220V~/50Hz	噪音	42Db(A)

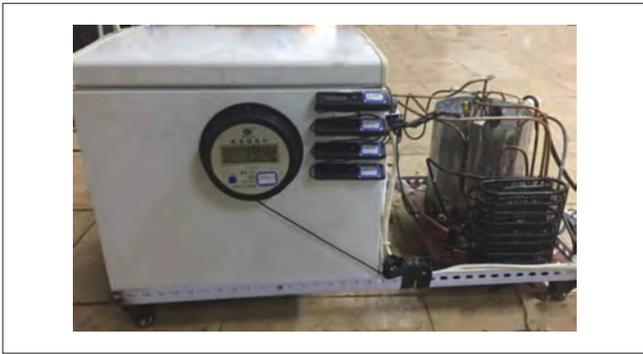


图3 冰箱实验样机

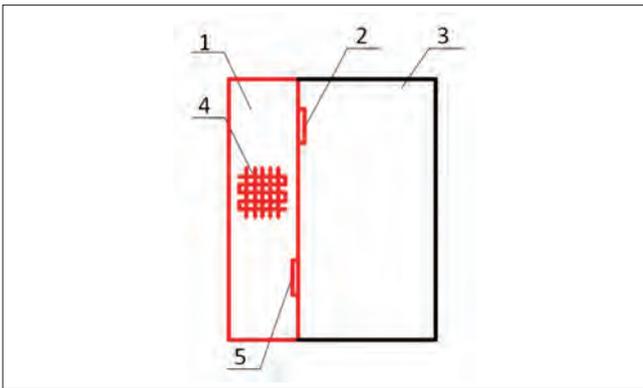


图4 BCD-372 冰箱的风道

4 结果和讨论

4.1 压缩机壳体温度的测量与分析

本文利用热电偶测试了压缩机运行3000min之后的壳体温度,图5显示了压缩机壳体温度测试的测点位置,图6显示压缩机壳体温度在3000min内的变化,正常运行的压缩机壳体温度稳定在60℃左右。

满足该温度的相变材料包括有机相变材料,例如石蜡和多元酸物质,以及无机相变材料,如水、盐等。因此,这种类型的冰箱压缩机壳体温度可以满足作为本文提出的蓄热除霜系统的热源要求。

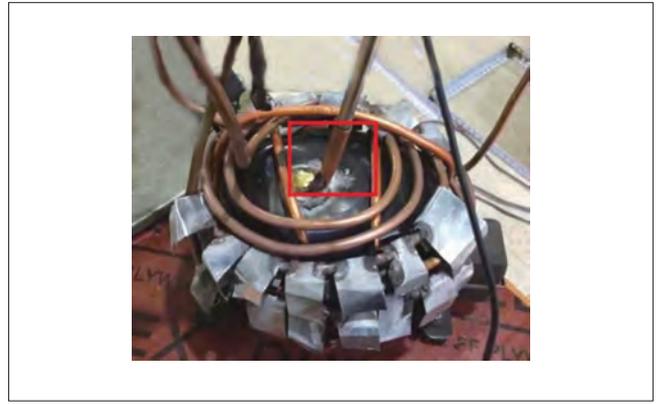


图5 压缩机壳体温度的测量点位置

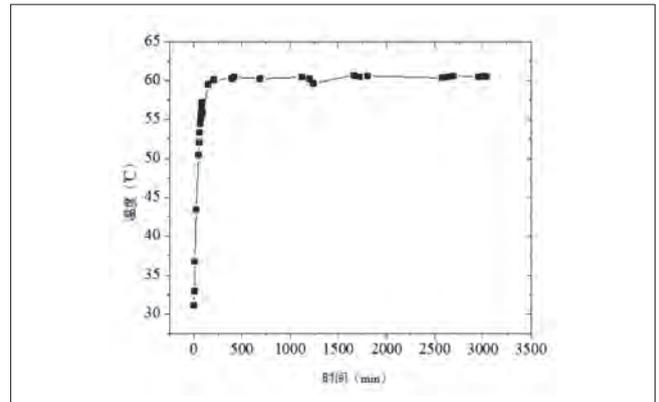


图6 压缩机壳体温度变化

4.2 蓄热包的选择以及换热器的设计

4.2.1 蓄热材料的选择

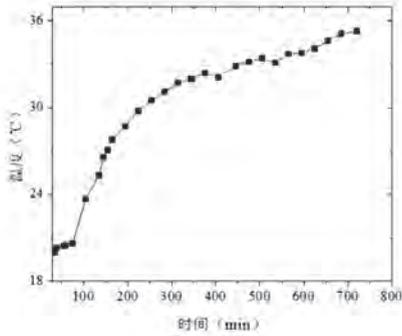
实验表明,压缩机运行产生的壳体平均温度约为60℃,在相变温度范围内,无机材料主要为结晶水和盐,虽然无机材料的传热系数较高,但是在重复相变过程中,无机材料容易发生结晶,从而导致材料性质的发生变化,降低了材料的可靠性。在此相变温度范围内,有机材料多为多碳有机物,这种材料性能稳定,反复相变过程中也不会发生脱水结晶现象,但导热系数低,相变持续时间长。

本文以石蜡为相变蓄热材料,在实验中加入了相变温度为17℃的液体石蜡,降低了混合石蜡的相变温度,使之适用于压缩机壳体温度,石蜡固液比为6:4。石蜡相变时的潜热如表3所示。蓄热包的温度变化如图7所示,在正常制冷过程中,石蜡温度达到20.2℃时开始发生相变(开始除霜前),在720min的实验时间内,石蜡温度升高到35.3℃(固-液相变发生在不同的温度阶段,并伴有显热温度升高)。

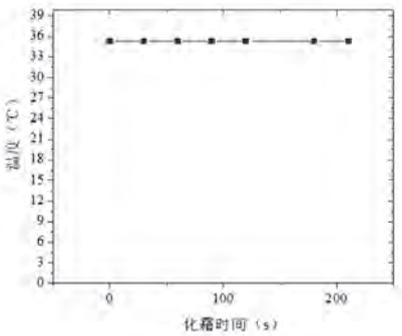
如图8所示填充的石蜡在蓄热后基本上完成了相变,图7(b)表示在除霜过程中蓄热包的温度变化情况。在210s的除霜过程中,石蜡处于等温相变释放热量的状态,它的温度保

表3 蓄热材料的相变温度和相变潜热

参数	混合相变蓄热材料
相变潜热/ $J \cdot g^{-1}$	77.3
相变初始温度/ $^{\circ}C$	20.2
相变峰值温度/ $^{\circ}C$	35.3
相变温度区间/ $^{\circ}C$	15.1



(a) 720min的正常制冷时间内蓄热包的温度变化



(b) 210s化霜时间内蓄热包的温度变化

图7 蓄热包在制冷/化霜时的温度变化



(a) 蓄热之前

(b) 蓄热之后

图8 蓄热前后相变材料石蜡的对比

持在 $35.3^{\circ}C$ 左右, 但只有部分石蜡发生了相变, 所以在今后的研究中, 仍然需要对石蜡填充量和传热效率进行研究。

本文所使用的冰箱压缩机的额定功率为50W, EHD的额定功率为410W, 平均除霜时间为210秒。不考虑旁通除霜过程中压缩机做功(类似热泵循环)产生的热, 储存在蓄热包中的用以除霜的热量应等于EHD所消耗的热量。

因此该制冷系统电加热除霜所需要的热量计算如下:

$$Q = P \cdot T = 410 \times 600 = 246000J \quad (1)$$

蓄热除霜时蓄热包所需要的石蜡质量为:

$$M = \frac{Q}{\alpha} = \frac{246}{77} = 3.2kg \quad (2)$$

4.2.2 换热器的设计

4.2.2.1 相变蓄热包的传热强化

为了达到实际应用的目的, 必须提高蓄热材料的换热效率。本文通过添加翅片提高了相变蓄热材料的传热效率, 如图9所示。



图9 相变蓄热包的传热强化

由于压缩机外形的不规则, 本文通过制作一个蓄热包包裹住压缩机壳体来蓄存压缩机壳体废热。将固体石蜡熔化, 与相应的液体石蜡混合后倒入压缩机蓄热包中, 石蜡冷却后的成型图如图10所示。



图10 相变蓄热包最终成型图

4.2.2.2 换热器基本结构和尺寸设计

添加3.2kg的相变蓄热材料的所需体积可计算如下:

$$V_m = \frac{m}{\rho} = \frac{3.2}{732} = 0.00437m^3 \quad (3)$$

测量压缩机的直径为0.22m, 高度为0.26m。因此, 该压

压缩机体积是:

$$V_y = \pi \cdot 0.11^2 \cdot 0.26 = 0.00989m^3 \quad (4)$$

因此蓄热包的体积可计算如下:

$$V_1 = V_m + V_y = 0.00437 + 0.00989 = 0.01426m^3 \quad (5)$$

考虑到铜管和其他因素的体积,实验采用安全系数 $\lambda = 1.3$ 。因此,蓄热包的实际体积可以计算为:

$$V_s = V_1 \cdot \lambda = 0.01426 \times 1.3 = 0.01854m^3 \quad (6)$$

因此,计算得出蓄热包的直径为0.28m,高度为0.3m。

4.3 蓄热除霜系统的安全测试

压缩机的运行12h除霜一次,即除霜循环为12小时一次。

此外,利用温控器控制压缩机的工作周期,并将其温度设定在-12℃到-6℃。

4.3.1 压缩机吸排气温度变化实验

在压缩机正常运行10小时的实验时间内,通过热电偶测量压缩机的吸排气温度变化,如图11所示。BCD-CCTS时的压缩机吸排气温度变化,如图12所示。由图11、图12可知,压缩机不论是在正常制冷时还是在蓄热除霜时均是安全的,在蓄热除霜过程中压缩机吸气温度在23℃左右,可以有效防止

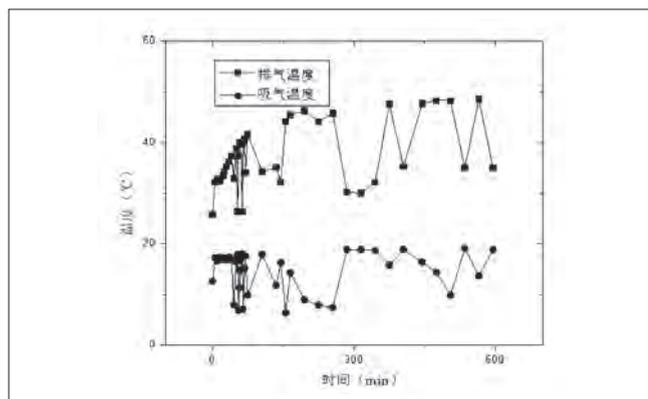


图11 压缩机正常制冷10h内的吸排气温度变化

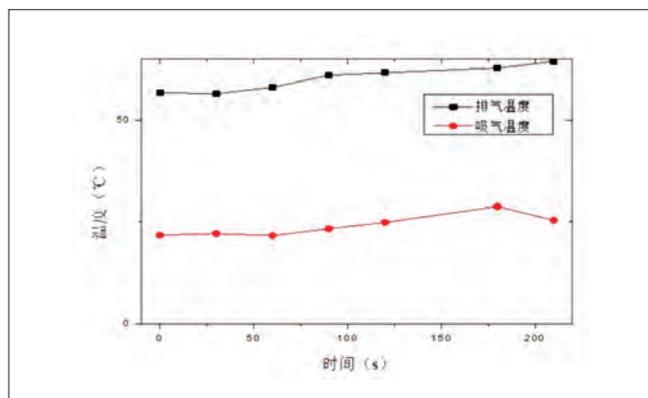


图12 BCD-CCTS除霜过程中压缩机的吸排气温度变化

压缩机的液击。

4.3.2 压缩机长时间运行的壳体温度变化实验

本实验在压缩机运行60h的时间内,观察BCD-CCTS模式下的压缩机壳体温度变化情况,实验记录了蓄热包的温度变化情况以及压缩机壳体温度的变化情况。实验结果表明,暴露在空气中的压缩机壳体温度最终稳定在60℃左右,而被蓄热包包裹的压缩机壳体温度最终稳定在54℃左右,如图13所示。

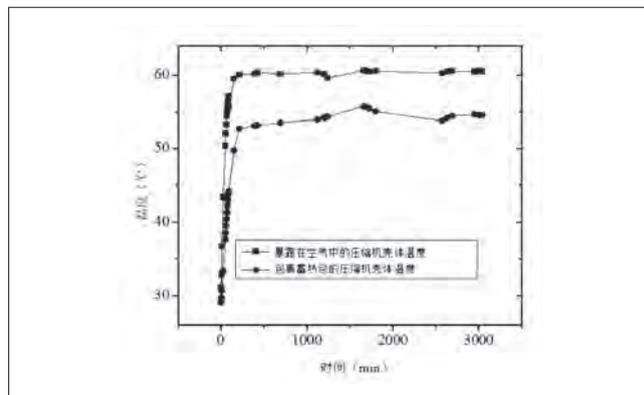


图13 压缩机正常制冷60h内的壳体温度变化

4.4 EHD和BCD-CCTS的比较实验

4.4.1 化霜时间

在相同的实验条件下,410W的EHD化霜时间是600s,180W的EHD化霜时间是932s,而BCD-CCTS的化霜时间是210s,不同除霜模式下的蒸发器温度变化如图14所示。BCD-CCTS的化霜速度要明显比EHD快,BCD-CCTS和EHD的化霜过程对比图,如图15所示。

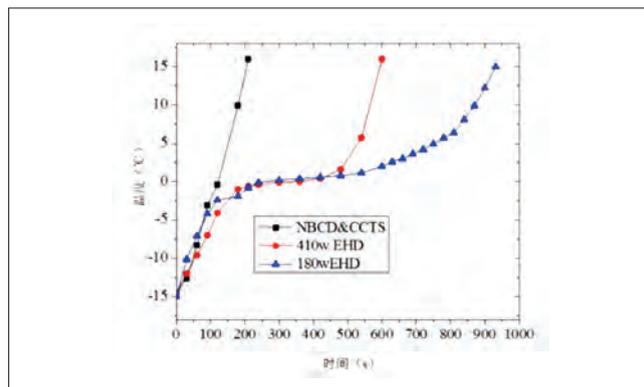


图14 不同除霜模式下的蒸发器温度变化

4.4.2 化霜功率消耗

蓄热除霜的化霜时间是210s,它的电能消耗是19284J,0.00054kW·h,如图16所示。410W的EHD化霜时间是600s,电能消耗是246000J,0.068kW·h。180W的EHD化霜时间是

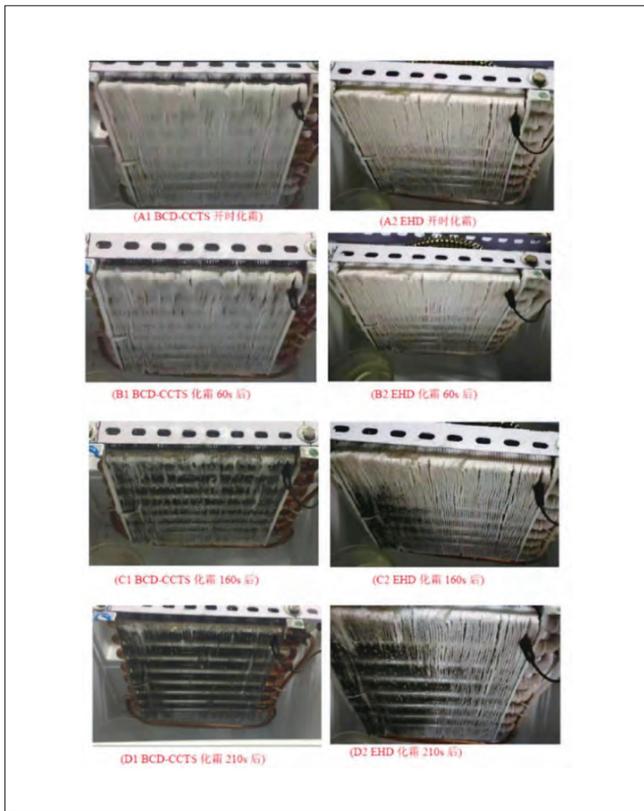


图15 BCD-CCTS与EHD化霜过程比较

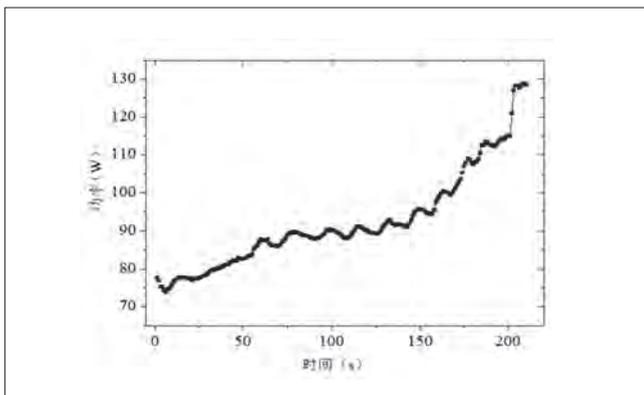


图16 蓄热化霜时的功率变化

932s, 电能消耗是167,760J, 0.047kW·h, 实验结果表明, 蓄热除霜节约了大量的电能。

4.5 蓄热包对于压缩机噪音的影响实验

压缩机噪音实验是于某晚上10点在实验室利用HT-825分贝仪进行测量的(范围30~130dB, 精度级±1.5dB, B类综合不确定度是0.867dB(A), 扩展综合不确定度是49.7±1.7dB(A))。实验室环境基底噪音平均为37.2dB, 然后测量了由蓄热包包裹的压缩机的工作噪音, 噪音测量3min, 平均噪音49.7dB。为了进行对比实验分析, 同一时间同一环境对另一台完全相同的制冷压缩机(不包裹蓄热包)进行了噪音测试, 噪

声测量3min, 平均噪音58.9dB。结果表明, 蓄热包对压缩机的运行噪音有明显的抑制作用, 能够有效降低18.5%。

4.6 蓄热包对压缩机启停特性的以及系统制冷量的影响

温控器温度设定为1℃至5℃(当温度达到1℃时压缩机停止运转, 温度达到5℃压缩机开始运转), 在压缩机正常运行13h的实验时间内, 压缩机壳体温度稳定在58.2℃左右。这样就可以通过观察压缩机的功率输入情况来得到蓄热包对压缩机启停特性以及制冷量的影响。当温度从5℃降低到1℃时, 压缩机运行9' 22", 当温度从1℃升高到5℃时压缩机运行8' 40"。在24h之后, 温度从5℃降低到1℃时压缩机运行9' 25", 当温度从1℃升高到5℃时压缩机运行8' 40"。图17表示系统的制冷量保持稳定并且蓄热包对系统制冷量不会产生影响。

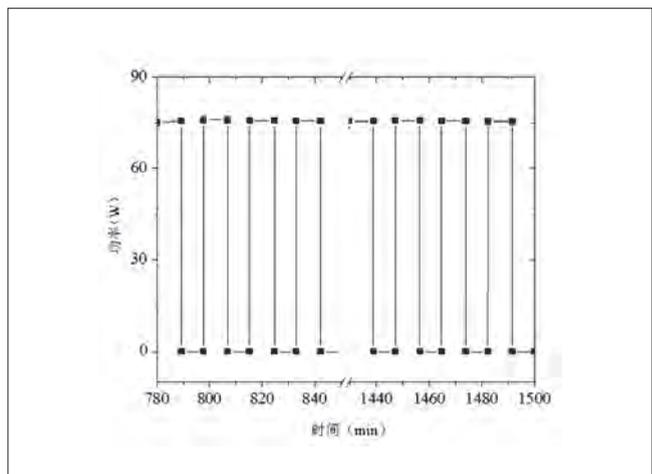


图17 压缩机的功率变化

4.7 成本、制造可行性和适用性

表4是热气旁通联合相变蓄热除霜系统的不包括劳动成本核算的成本。

类别	单价(元)	总价(元)
石蜡(3kg)	6(固)	7.2
	10(液)	18
铁皮	—	5
旁通管道(铜管4m)	6	24
三通阀(2个)	18	36
总价		90.2

该BCD-CCTS适应范围如下:

本实验中使用的蓄热包(包括石蜡)的直径为0.28m, 高度为0.3m, 体积相对较大, 然而实际冰箱的舱室很小。因此, 我们在设计实际冰箱的压缩机室时, 应考虑增加其高度和宽度。

(1) 相变蓄热包的制造可行性

基于压缩机的尺寸和蓄热材料的质量,在本实验中,利用金属薄板制成圆柱形容器,将压缩机外壳包裹起来,以吸收壳体废热。因此,该加工方法简单、廉价、可靠。

(2) 制冷剂过热旁路管道的制造可行性

在本实验中,制冷剂过热旁通管道连接到蒸发器出口和压缩机入口。在管的中间部分加上翅片后,通过相变蓄热包缠绕在压缩机壳体上。在管道上再安装一个常闭电磁阀,如图1所示。因此,本实验的过热旁通管道加工处理方法简单容易。

(3) 旁通管道的制造可行性

旁路管的一端连接在蒸发器和毛细管之间,如图1所示,另一端连接到压缩机的出口。常闭电磁阀安装在旁通管道中间位置。因此,蓄热除霜系统的旁通管道加工方法简单方便。

5 结论

BCD-CCTS和EHD分别是内部和外部的融霜方法。外部融霜是基于热辐射的除霜原理,外部霜层由于受到电加热器的辐射作用而最先开始融化,然后内部霜层再慢慢融化。因此,EHD的除霜时间比BCD-CCTS长,耗能更大。内部融霜时内层霜首先融化,当融化的霜达到一定量时,由于重力的作用,霜层会脱落,也就是说,因此,BCD-CCTS的除霜速度快,耗能最小。此外,本文还利用压缩机壳体的废热来对除霜之后的制冷剂进行再热,可以有效防止压缩机的液击。

本实验以3.2kg石蜡为蓄热材料,固液比为4:6,通过在换热铜管外添加传热翅片来改善传热性能。蓄热换热器的尺寸为200mm×200mm×100mm。压缩机壳体利用蓄热包包裹,可对除霜之后的制冷剂进行再热,有效地防止压缩机液击。

实验结果表明,BCD-CCTS的除霜时间比180~410W的EHD缩短了65%~77%,除霜能耗比180~410W的EHD降低了89%~92%。压缩机正常运行60h后,暴露在空气中的压缩机壳体温度保持在60℃左右,而蓄热包包裹的压缩机壳体温

度保持在54℃左右,蓄热包的存在不仅不会引起压缩机壳体温度的升高,相反,它还可以是压缩机壳体温度有所降低。此外,蓄热包的存在也可以有效降低压缩机运行产生的噪声,与同类型的压缩机相比可以有效降低噪声18.5%。

本文并没有做整机节能实验,但由于蓄热包包裹的压缩机壳体温度较暴露在空气中的压缩机壳体温度低,并且压缩机排气温度也低,所以仅从理论上分析,对于整机节能应该是有利的,具体效果需要后续研究。

参考文献

- [1] Melo C., Knabben F., Pereira P. (2013). An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 51, 239-245.
- [2] Hermes, C.J.L., Piucco R.O., Barbosa, J.R., Melo C. (2009). A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 371-379.
- [3] Tudor, V. (2003). Control of Frost Growth in Refrigeration Systems using the EHD Technique. Ph.D. thesis. University of Maryland, Maryland.
- [4] Hewitt, N., Huang, M.J. (2008). Defrost cycle performance for a circular shape evaporator air source heat pump. *Int. J. Refrigeration*, 31, 444-452.
- [5] Bansal, P., Fothergill D., Fernandes R. (2010). Thermal Analysis of the Defrost cycle in a Domestic Freezer. *International Journal of Refrigeration*, 33, 589-599.
- [6] Melo, C., Knabben F., Pereira P. (2013). An Experimental Study on Defrost Heaters Applied to Frost-free Household Refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 51, 239-245.
- [7] 宋新洲, 范志军. 利用冷藏室循环热进行化霜预处理的蒸发器化霜系统的试验研究[J]. *制冷技术*. 2012(01): 15-18.
- [8] 韩志涛. 空气源热泵常规除霜与蓄能除霜特性实验研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2007.
- [9] Zhang L. (2014). A Novel Defrosting Method Using Heat Energy Dissipated by the Compressor of an Air Source Heat Pump. *Applied Thermal Engineering*, 118, 256-265.
- [10] Liu, Z., Li A., Wang Q., Chi Y., Zhang L. (2017). Experimental Study on a New Type of Thermal Storage Defrosting System for Frost-Free Household Refrigerators. *Appl. Therm. Eng.*, 118, 256-265.

国家自然科学基金(批准号: 51776006)和北京自然科学基金(批准号: 3162008)资助。

卧式双温无霜冰柜的研发及应用

王冬祥 魏邦福 李乾坤 张波
(合肥美菱股份有限公司 安徽合肥 230000)

摘要: 本文提出并详细分析了三种卧式双温无霜风冷冰柜方案的优缺点, 针对其中之一的结构设计进行详细研究, 利用CFD仿真优化风道效率, 提升箱体性能, 最终制作产品样机试验验证。结果显示, 样机满足新国标一级能效和T型高环温储藏温度, 去除内置辅助风道显著降低了产品安装工艺难度, 风冷无霜、冷藏室变温以及间室精确控温极大的提升了消费者体验, 为卧式冰柜无霜化、风冷化提供一些参考。

关键词: 卧式双温无霜冰柜; 卧式风冷冰柜; CFD仿真

Development and application of horizontal double temperature frostless freezer

WANG Dongxiang WEI Bangfu LI Qiankun ZHANG Bo
(Hefei Meiling Company Limited Co.,Ltd, Hefei 230000)

Abstract: In this paper, the advantages and disadvantages of the three horizontal double temperature frostless air-cooled freezer are analyzed in detail. The structure design of one of them is studied. CFD simulation is used to optimize the efficiency of the air duct, improve the performance of the box, and finally make a prototype test. The results show that the sample machine meets the first level energy efficiency and the T type performance test. The removal of the built-in auxiliary air duct significantly reduced the difficulty of the product installation process. The air-cooling frost free, the temperature change and the precise temperature control greatly improved the consumer experience, and provided some reference for the horizontal air-cooling freezer.

Keywords: Horizontal double temperature freezer; Horizontal air-cooled freezer; CFD simulation

1 引言

卧式双温冰柜作为一种便利的制冷工具, 广泛应用于商业、家用领域。市面上的卧式双温冰柜一般采用直冷方式制冷, 将蒸发器管道缠绕在冷藏间室和冷冻间室内胆上发泡, 造成卧式双温冰柜的通病: (1) 结霜严重, 开门费力; (2) 控温不准确, 冷藏间室温区难以变化。

在冰箱领域, 无霜冰箱早已是一个成熟的产品, 借鉴无霜冰箱的经验, 部分厂家已经研发出单温卧式无霜风冷冰柜, 将

蒸发器和风道组件设置在冰柜的一侧, 由于冰柜送风距离较远且堆积式储物容易阻挡风量循环, 使冷量难以达到蒸发器远端一侧, 因此需要在泡层内安装辅助风道加强风量循环。

卧式双温冰柜的间室温区更加广泛, 更易满足消费者的需求, 但当前还未见卧式双温无霜风冷冰柜相关产品和研究。由于卧式双温冰柜结构上的特殊性, 直接套用无霜冰箱或者单温无霜冰柜的结构方案不能满足, 本文对卧式双温无霜风冷冰柜的结构设计、风道优化等进行研究, 利用CFD仿

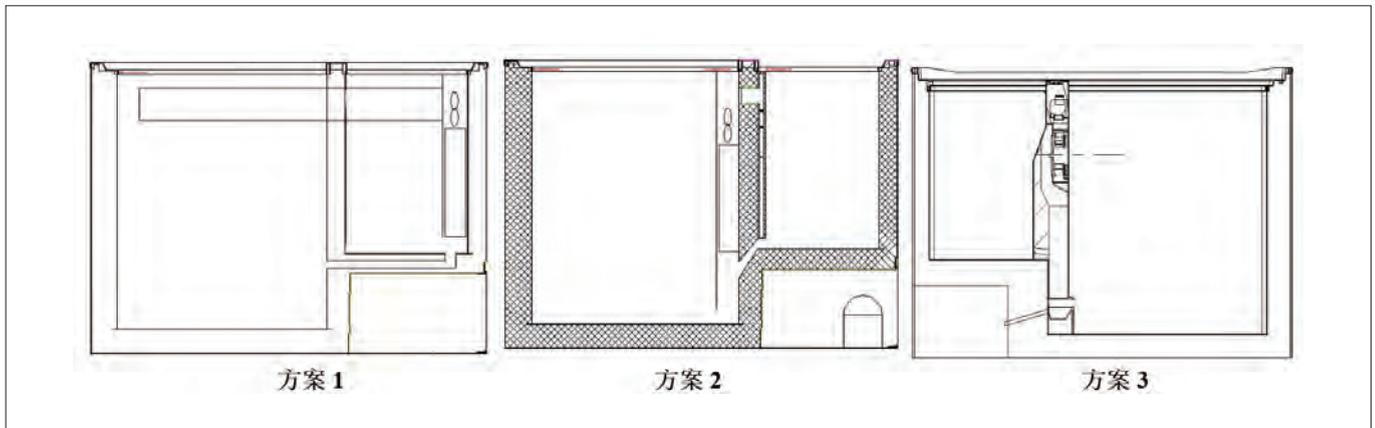


图1 卧式双温无霜冰柜示意图

真保证箱体性能,制作样机进行试验验证,为双温冰柜无霜化提供一些参考。

2 系统设计

考虑到家用卧式双温冰柜的一般容积段处于100~300L,本文选取某一款209L卧式双温冰柜作为研究平台,原型机中冷藏66L,冷冻143L,由于要在箱内内部设计翅片蒸发器和风扇等组件,初步设计的三种方案如图1所示,三种方案的优缺点对比如表1所示。

方案	简介	优点	缺点
方案1	将翅片蒸发器等设置在箱体冷冻室较远的一侧,利用辅助风道往冷藏送风和回风	模式和单温风冷冰柜基本相同,部分结构和模具可以借用	冷藏室回风和风门位置难以设计和安装,实际生产时辅助风道安装麻烦
方案2	将翅片蒸发器等组件设置在箱体冷冻室内靠近冷藏室一侧,在两个箱体之间的泡层内安装冷藏送风风道	去除了较长的辅助送风风道,便于安装	组件在箱体中间,一打开门会看到箱体中梁太厚,影响美观和消费者体验,占用容积较多
方案3	去除卧式双温冰柜原有发泡中梁,将蒸发器设置在中间,两侧利用风罩组件隔离出两个间室	占用容积小,较美观	冷藏间室、蒸发器腔室、冷冻间室之间的密封传热需重点设计

据图1所示,如果将蒸发器和风扇组件设计在双温冰柜的中间位置,其两侧单程送风距离与单温无霜冰柜相比,减短了很多,因此方案2和方案3中均将辅助风道去除,通过风道和附件的设计尽量减小冰柜内食物对风量循环的影响,降低实际制造的工艺难度。通过对比,方案3与前两个方案相比有明显的优势,因此选择方案3作为卧式双温无霜风冷冰柜结构的初步方案。

结构初步图如图2所示,蒸发器设置在两个间室之间,蒸发器上方有风扇和控制冷藏风量的风门,冷藏侧有保温泡

沫避免冷藏温度过低,顶部中梁的厚度仅有55mm左右,和一般的直冷卧式双温冰柜中梁厚度相当,实际测试容积冷冻141L,冷藏61L,与原有平台相比仅减少了7L,大大提升了箱体的空间使用率和美观度。将间室出风口设计在靠近两侧的壁面,借助冰柜附件吊篮可以保证冷量沿壁面输送至冰柜两端,减少箱体内物品对空气循环的影响。

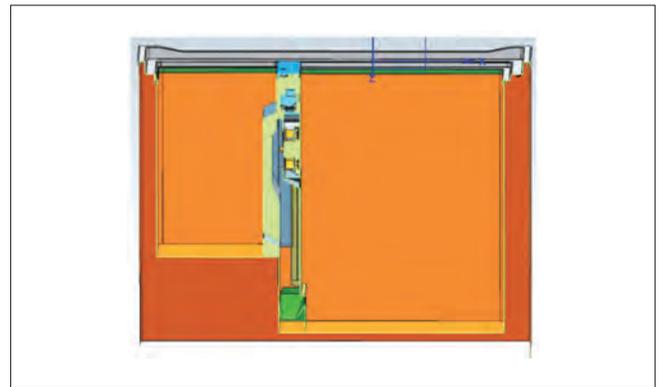


图2 卧式双温无霜风冷冰柜结构剖视图

3 风道设计及仿真

为了提升冷藏间室的用途和竞争力,冷藏间室设计为5至-6℃(冷冻一星级室),利用风门和冷藏间室传感器精确控制冷藏室温度,解决了常规直冷双温冰柜难以控温的难题。设计储藏温度需满足43℃高环温储藏温度,表2列举了高环温时的冷藏和冷冻间室热负荷。

冷藏温度(℃)	冷冻温度(℃)	环温(℃)	冷藏热负荷(W)	冷冻热负荷(W)	总热负荷(W)
6	18	43	29.23	47.54	76.77

CFD仿真已经成为风道性能分析优化的重要工具,在UGS NX中建立卧式双温无霜冰柜计算模型,网格划分为

非均分,计算方法选用k-ε湍流模型,二阶迎风格式离散,SIMPLE算法,整个箱体为内流场,仅依靠风扇旋转驱动空气循环,建模图形和仿真流线图形见图3,重点关注沿壁面吹往冷冻室远端上下的流线。

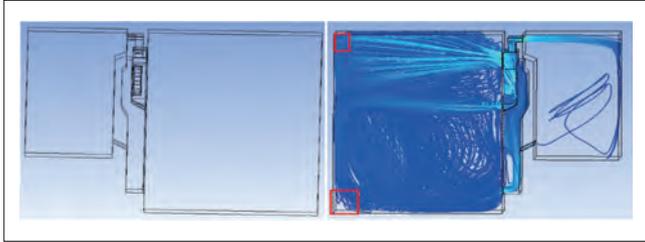


图3 卧式双温无霜风冷冰柜仿真模型及结果

表3为优化后的风门开关时风量的仿真数据,由于没有卧式双温无霜冰柜产品的风量仿真数据作为对比,与一般单系统无霜冰箱的风量(约为18g/s)对比,卧式双温无霜冰柜的循环流程更短,但从仿真风量数据来看两者相当,主要由于为了压缩中梁厚度,风道内结构更加紧凑,风扇吸风距离较小,影响了部分循环效率。

表3 卧式双温无霜冰柜仿真风量

风门开冷冻风量 (g/s)	风门开冷藏风量 (g/s)	风门开总风量 (g/s)	风门关冷冻风量 (g/s)
16.11	2.62	18.73	17.57

依据经验假设高环温储藏温度同时制冷和冷冻单独制冷时的蒸发温度分别为-24℃和-28℃,根据风量计算,冷藏间室和冷冻间室冷量远远满足相应热负荷的要求,因此风道设计满足制冷性能需求。



图4 卧式双温无霜风冷冰柜样机图

4 样机制作及测试

根据上述分析结果,确定结构并制作样机,如图4所示,产品变频压缩机依据冷量计算结果进行选择。测试方法参照国标GB/T 8059-2016《家用和类似用途制冷器具》^[1],根据容积计算,T型新国标一级限定值为0.697。

表4中给出了样机测试的能耗数据,根据标准方法计算,卧式双温无霜冰柜标准耗电量为0.658,标准能效指数33%,满足新国标一级能效。测试43℃储藏温度,冷冻和冷藏最高点温度均在-18℃和-6℃之下,低温10℃储藏温度下,冷藏室温度为2℃,冷冻室为-19℃,样机满足高低储藏温度要求,同时测试其它一些性能试验和可靠性试验,均符合标准要求。

表4 卧式双温无霜冰柜能耗测试数据

耗电量	kW·h/24h
32度稳态能耗	0.840
16度稳态能耗	0.378
32度化霜增量	0.085
16度化霜增量	0.04

5 结论

本文考虑目前市场上卧式双温无霜风冷冰柜产品的空白,提出并详细分析了三种卧式双温无霜风冷冰柜方案的优缺点后,选择其中一种,利用CFD仿真分析优化并做产品样机试验验证,结果表明:

(1) 去除中梁,将蒸发器中置,有利于提升风冷冰柜空间利用率,将风口设置在两侧壁面附近,同时辅助冰柜附件吊篮可以明显降低间室内物品对风量循环的影响,去除内置辅助风道,大大降低了安装工艺;

(2) 利用CFD仿真分析,可以有效预测风冷产品性能并优化;

(3) 卧式双温无霜风冷冰柜样机满足新国标一级能耗和T型储藏温度,风冷无霜、冷藏室变温以及精确控温可以极大的提升消费者体验,使家用卧式冰柜向无霜化、风冷化、高端化转变。

参考文献

[1] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 家用和类似用途制冷器具. 中国标准出版社, 2016.12.

自复叠制冷系统的特性研究

朱珠^{1,2} 李奇贺^{1,2} 赵孝保^{1,2}

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院 江苏南京 210042;
2. 南京师范大学能源动力工程省重点实验室 江苏南京 210096)

摘要: 本文对自动复叠式制冷系统的循环特性进行了实验研究,以二级自动复叠的制冷系统为研究对象,采用非共沸混合制冷剂,利用混合制冷剂的沸点温度差异,获得比单一制冷剂更低的蒸发温度,实验对蒸发器温度、压缩机进出口压力、压缩机进出口温度和制冷量进行测量。通过理论对实验参数进行分析,得出制冷机组的最佳工况。

关键词: 混合制冷剂; 自动复叠制冷循环; 单级压缩; COP

Experimental research on two stage auto cascade refrigeration system

ZHU zhu^{1,2} LI Qihe^{1,2} ZHAO Xiaobao^{1,2}

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University Nanjing 210042;
2. Provincial Key Laboratory of energy and power engineering, Nanjing Normal University Nanjing 210096)

Abstract: In this paper, the cycle characteristics of an automatic cascade refrigeration system are studied. The refrigeration system with two stages of automatic cascade refrigeration is taken as the research object. Using the non azeotropic refrigerant and using the difference of the boiling point temperature of the mixed refrigerant, the evaporation temperature is lower than that of the single refrigerant. The experiment on the evaporator temperature and the compressor inlet and outlet is carried out. The mouth pressure, compressor inlet and outlet temperature and refrigerating capacity were measured. Through theoretical analysis of the experimental parameters, the best working condition of the refrigeration unit is obtained.

Keywords: Mixed refrigerant; Auto cascade refrigeration cycle; Single compression; COP

1 引言

自动复叠制冷循环与传统的制冷循环相比,具有结构简单,可靠性高,操作简单,经济节能等优势,特别是多级自动复叠制冷循环在低温领域的应用受到越来越多的重视。因此越来越多的人开始集中研究自动复叠式制冷循环系统。Sivakumar和Somandaram对使用非共沸混合制冷剂R290/R23/R14和R270/R170/R14的自动复叠式制冷系统进行了不同混合工质配比下的实验研究,通过对系统的能量和焓进行分析研究,得到了混合工质R290/R23/R14占质量比为

0.218:0.346:0.436时,为该三级自动复叠式制冷系统的最佳工况,此时系统的COP为0.253^[1]。浙江大学的陈光明等人提出了单级压缩,一次精馏多元混合工质自动复叠循环,采用混合制冷剂R1150/R13/R12,在高压为1.5MPa、低压0.12MPa的运行工况下,制取了-73℃的低温,制冷量为35.8W,系统的COP为0.14^[2]。上海理工大学搭建了一套三级自动复叠式制冷系统的实验台,采用非共沸混合制冷剂R134a/R23/R14,对实验装置和混合工质配比进行优化,制取了-100℃的低温,COP值为0.056^[3]。

本文以二级自动复叠式制冷系统为研究对象,分析其压力和温度变化特性,通过计算得出制冷机组的最佳运行工况。

2 实验方法

图1为二级自动复叠式制冷循环系统的示意图,图中:
A—压缩机; B—冷凝器; C—干燥过滤器; D—一级回热换热器; E—限压阀; F—缓冲罐; G、I、K—毛细管; H—分凝分离器; J—二级回热换热器; L—蒸发器; P—汇合点; 1~13—测点。本系统采用的混合制冷剂为R14/R23/R227,表1为三种工质的主要物性参数,混合制冷剂的初始混合质量比为30:30:40。本实验装置采用分凝分离器^[4],利用高压流体内部传热传质分离方式和低压返流提供分离驱动力,分离方式只依靠重力无须外来机械部件和特殊流道设计。

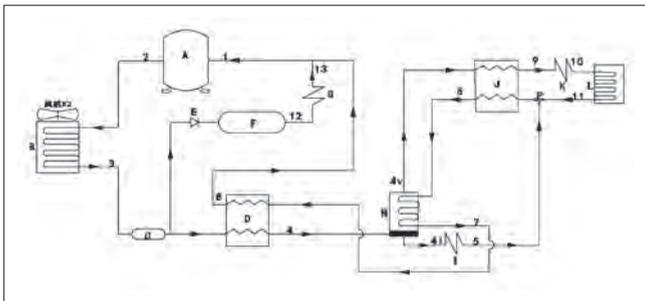


图1 两级自动复叠式制冷循环系统图

二级自动复叠式制冷系统工作流程:混合工质经压缩机(A)压缩后进入冷凝器(B),在冷凝器(B)中进行变温冷凝,其中高温工质冷凝为液体,而中、低温工质仍然保持为气态。从冷凝器出来的气液混合物进入一级回热换热器(D),进入分凝分离器(H),在重力作用下气体和液体实现分离,低温高压工质的液体经分凝分离器底部送至毛细管(I),低温高压气体经过二级回热换热器(J)进行冷却送至毛细管(K),然后气体进入蒸发器(J)变成高温低压气体和从毛细管(I)出来的低温低压液体在(P)点处混合,随后进入二级回热换热器(J)变成低温低压液体进入分凝分离器(H),在分凝分离器(H)中上升气流和下降液体之间进行热传递,而且分离的液体中高沸点组元含量高且分离后气体会被冷却到更低温度。从分凝分离器(H)中出来的高温低压液体进入一级回热换热器(D)变成低温低压液体进入压缩机(A),完

成整个循环。

图2为二级自动复叠式制冷系统的压焓图,在3点处表示混合制冷剂从冷凝器出来后气液平衡,4点表示混合制冷剂进入气液分离器实现气液分离,4v表示富含R23的气体。4l表示富含R227的液体,4v-9-10-11表示富含R23的制冷剂在蒸发器里面的过程,4l-5-6表示富含R227的制冷剂在二级换热器里面的过程,点4、5、9、10表示的节流的过程,点1和点2表示压缩机进出口。

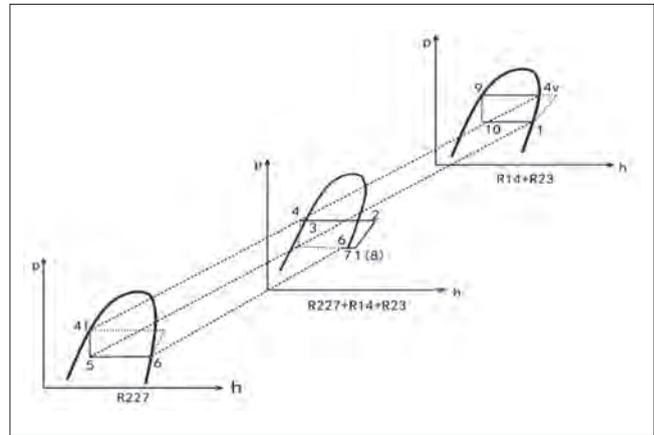


图2 二级自动复叠式制冷循环的压焓图

工质R227在循环里面的温度超过其临界温度,全部以气态形式存在,这会导致管内平衡压力偏高,所以设置限压阀和缓冲罐,目的是降低制冷机停机后的平衡压力和压缩机启动时的排气压力。

对于复叠式制冷循环,R23适用的蒸发温度范围是-70~-110℃,R14适用的蒸发温度范围是-110~-140℃。考虑本文选择蒸发温度是-80℃,冷凝温度为30℃,选用的三种工质^[5]:R23、R14、R227,其主要热物性质如表1所示,三种工质都不会对臭氧层有破坏作用。

3 理论分析与实验研究

3.1 循环系统的理论性能分析

基于热力学的第一定律对二级自动复叠式制冷循环系统的性能进行理论评价,作出如下假设^[6-9]:

(1)系统中所有的部件均假设为稳定和循环过程假设为稳定过程;

表1 三种工质的主要热物性参数

工质	分子式	分子量	ODP	GWP	标准沸点/°C	凝固温度/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa
R23	CHF ₃	70.01	0	14800	-82.1	-160.0	25.9	4.68
R14	CF ₄	88.01	0	—	-127.9	-184.0	-45.5	3.75
R227	CF ₃ CHFCF ₃	170.03	0	—	-15.6	—	102.8	2.98

- (2) 压缩机的过程都是不可逆;
- (3) 毛细管内的节流过程为等焓过程;
- (4) 分凝分离器的蒸汽和液体都是饱和的;
- (5) 蒸发器出口的蒸汽和冷凝器出口的液体都是饱和的;
- (6) 制冷剂的压降和循环过程中的热损失忽略不计。

本文研究主要基于以下参数: 制冷量和性能系统, 基于上述假设, 从质量和能量守恒的角度, 根据图2可以得到下列主要成分的方程。

(a) 压缩机做功: $W_c = m(h_2 - h_1)$ $m = m_1 + m_2 + m_3$

(b) 冷凝器排热量: $Q_1 = m(h_2 - h_3) + (m_2 + m_3)(h_{4v} - h_9)$

$$m = m_1 + m_2 + m_3$$

(c) 蒸发器吸热量: $Q_2 = m_1(h_6 - h_5) + (m_2 + m_3)(h_{11} - h_{10})$

(d) 毛细管节流: $h_{14} = h_5$ $h_9 = h_{10}$

(e) 忽略换热器中能量的损失, 能量的平衡:

$$h_3 - h_4 = h_7 - h_8 \quad h_{4v} - h_9 = h_{11} - h_{10}$$

循环系统性能: $COP = \frac{W_c}{Q_2}$

3.2 制冷机组降温特性

本文所研究的自动复叠式制冷机组要求: 冷凝温度为30℃。通过功率表测得冷凝机组的输入功率为3560W, 制冷量为151W, 运行性能系数COP为0.042系统运行进入稳定阶段后, 高压稳定在1.65MPa左右, 低压稳定在0.35MPa, 压缩机压比为5。

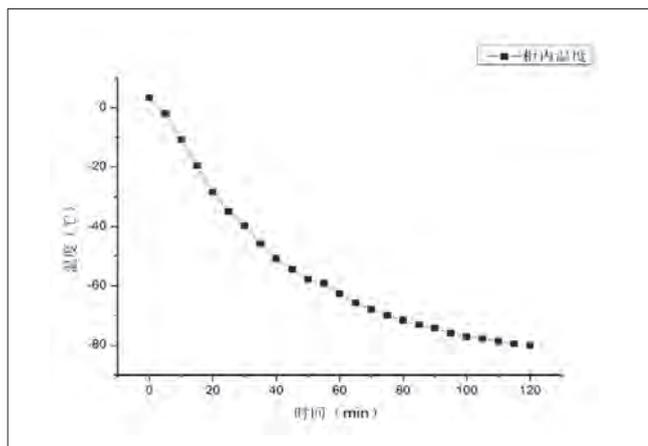


图3 制冷机组降温曲线图

图3为在30℃的环境温度下, 制冷机组的降温过程, 由图3可知降温过程不是匀速的, 根据降温特点把降温过程分为4个阶段: 延迟段、快速段、慢速段、稳定调整阶段。实验测试系统运行2个小时后, 制冷机组温度下降-80℃, 并稳定在-80℃。机组温度前20分钟下降比较缓慢, 刚开始运行时

压缩机时混合工质中R227最先被分离出来, 在系统循环的实际操作过程中, 混合制冷剂浓度与实际浓度是有差异的^[10]。从图3可以看出R227的含量比较低, 所以开始的温度下降较缓慢。

3.3 吸排气压力和温度特性

循环系统中安装缓冲罐之后, 压缩机可以顺利启动运行, 排气高压峰值在2.2MPa以内。图4反映了压缩机从启动到运行的整个过程中吸排气压力的变化情况, 由于膨胀容器中混合气体源源不断地充注到系统中给系统压力带来影响, 运行期间系统高压仍有0.1MPa幅度的波动。系统运行进入稳定阶段后, 高压稳定在1.65MPa左右, 低压稳定在0.35 MPa, 压缩机压比为5。

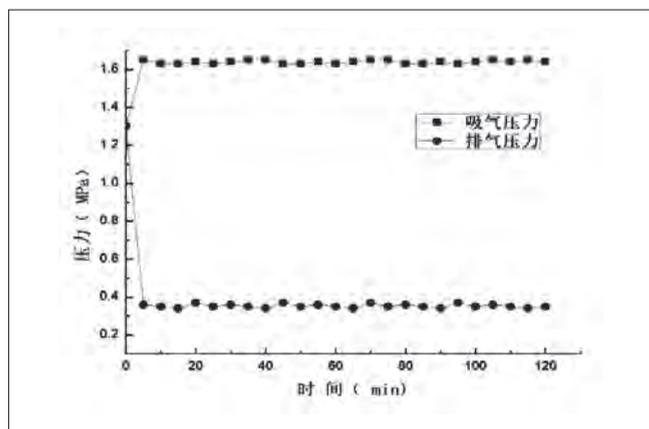


图4 压缩机的吸排气压力

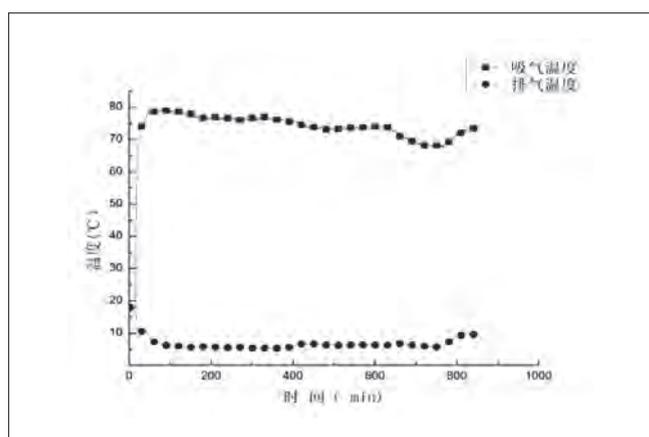


图5 压缩机的吸排气温度

压缩机的吸排气温度变化情况如图5所示, 吸排气温度在开机后变化幅度均较大, 运行60min后才开始进入稳定阶段。系统开机时参与循环的工质量较少, 排气温度并不太高, 吸气温度下降也较少。随着膨胀容器中工质的不断充入, 流经压缩机的工质流量持续增大, 排气温度很快上升

到约80℃；随着工质流量的增加，吸气温度开始降低，运行约2h后，吸气温度降至5℃。系统平衡后，吸气温度稳定在5℃附近，排气温度稳定在78℃附近，压缩机的排气温度相对较高。造成排气温度过高的因素主要有两个：一是压缩机压比较大；二是R227/R23/R14工质在常温下的绝热压缩指数较大。

3.4 制冷机组最佳性能

二级自动复叠式制冷系统采用R227/R23/R14混合制冷剂，分在不同的混合制冷剂的配比的下，通过计算得出相应的性能系数COP和制冷量。

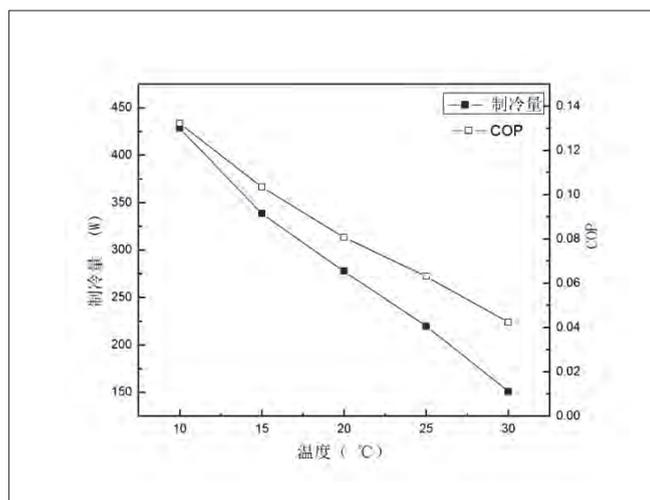


图6 不同温度下的机组性能曲线图

由图6可知，制冷量随着环境温度的降低而降低，系统循环最佳性能为环境温度10℃，制冷量为428W，COP为0.132，机组温度下降至-80℃并且运行稳定可靠。通过计算得出R14/R23/R227的质量比为：30/55/15。

4 结论

自动复叠制冷循环通过单级压缩、多级分凝产生低温环境，结构简单，运行安全，造价低，自动复叠式制冷系统成为低温节流制冷机的一个重要发展方向。通过理论和实验研究，可以得到以下结论：本文研制的三元非共沸混合工质R14/R23/R227自动复叠低温设备，在环境温度为10℃和混合工质R14/R23/R227质量比：30/55/15时，为制冷机组最佳运行工况，制冷系数COP为0.132，此时制冷机组的温度可降至并稳定在-80℃并且运行稳定可靠。

参考文献

- [1] M.Sivakumar,P.Somasundaram. Exergy and energy analysis of three stage suto refrigerating cascade system using Zeotropic mixture for sustainable development[J]. Energy Conversion and Mangement 84, 2014, 589-596.
- [2] 张绍志, 王剑锋, 张红线等. 具有精馏装置的自动复叠制冷循环分析. 工程热物理学报. 2001, 22(1): 25-27.
- [3] 张华等. 一种三级自动复叠制冷系统的实验研究. 低温于超导, 2005, 33(4): 24-26.
- [4] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安交通大学出版社, 2015.
- [5] 马一太, 高志明, 陈东等. 多元混合工质筛选及配比原则的研究[J]. 工程热物理学报, 1997, 18(1): 17-20.
- [6] Gong Maoqiong, Wu Jianfeng, Luo Erchang. Study of the single-stage mixed-gases refrigeration cycle for cooling temperature-distributed heat loads[J]. International Journal of Termal Sciences, 2004, 43: 31-41.
- [7] 牛宝联, 张于峰. CO2/R290应用于复叠制冷低温环路浓度配比实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(01): 35-38.
- [8] 郑大宇, 刘卫党, 颜涛等. -80℃环保型低温设备的设计[J]. 哈尔滨商业大学学报: 自然科学版, 2011, 27(5): 725-728.
- [9] Dale J Missimer, Refrigerant conversion of auto-refrigerating cascade (ARC) systems, Int. J. Refrig. 20 (3) (1997) 201-207.

L型与U型热交换器性能理论分析与实验研究

戚文端 李丰 高浩 张浩 赵夫峰
(广东美的制冷设备有限公司 广东佛山 528311)

摘要: 房间空调器室外机管翅式热交换器主要存在L型折弯和U型折弯两种结构形式, 其对换热的主要影响差异因素为风速场以及局部阻力造成的压降和局部二次环流影响的扰动, 为探究两种不同形式热交换器对整机性能的具体影响, 本文对两种形式热交换器的换热效果从理论分析、数值建模以及实际焓差室能力测试来进行分析比较。数值模拟以及能力测试结果显示, 在同一整机系统下, L型与U型热交换器对整机能力以及能效的影响差异较小, 两者能力能效基本相当。

关键词: 房间空调器室外机; L型热交换器; U型热交换器; 能力能效

Theoretical analysis and experimental study on the performance of type L and U heat exchangers

Qi Wenduan LI Feng GAO Hao ZHANG Hao ZHAO Fufeng
(GD Midea Air Conditioning Equipment Co., Ltd Foshan 528311)

Abstract: There are two types of pipe fin heat exchanger in room air conditioner, which are mainly L bending and U bending. The main influence factors of heat transfer are wind velocity field, pressure drop caused by local resistance and disturbance of local two circulation, to explore the specific effects of two different types of heat exchangers on the performance of the machine. The heat transfer effect of the two types of heat exchangers is analyzed and compared from theoretical analysis, numerical modeling and actual enthalpy chamber capability test. The results of numerical simulation and ability test show that, under the same whole machine system, the difference between L and U heat exchangers has little effect on the ability and efficiency of the whole machine, and their ability energy efficiency is basically equal.

Keywords: Room air conditioner; L bending heat exchanger; U bending heat exchanger; Energy efficiency

1 引言

房间空调器已成为家庭必不可少的一部分, 其开发研究技术也比较成熟。空调室外机的结构布局是一个比较值得探究的部分, 如何在有效的空间里对冷凝器、风道、以及压缩机配管等部件进行合理布局, 使室外机的换热能力达到其最大化, 还有很大潜力可挖, 如文章^[1]采取基于能量流分析的方法进行房间空调器外机风道系统优化设计, 实现气动噪声不增加条件下的室外机风道系统能效提高。冷凝器作为承担冷媒与空气换热的载体, 其强化换热与空气侧阻力的关系也是研

究的热门对象, 如文章^[2]对纵向涡强化型换热器进行了实验研究, 在雷诺数 $4400 < Re < 11000$ 的范围内, 分析了不同来流速度对换热器传热阻力特性的影响。

目前在市场上房间空调器室外机主要存在两种不同折弯形状的冷凝器, 一种是U型折弯的冷凝器, 一种是L型折弯的冷凝器, 其运行时的风速场和不同的折弯数, 以及增加的折弯处冷媒会形成局部的二次环流是影响其换热性能的主要因素, 为探究两种不同折弯的冷凝器对空调整机的能力影响, 本文从数值模拟, 以及在焓差室进行相同整机系统不同

折弯换热器的基本能力测试,来验证不同折弯形状的冷凝器对空调整机能力能效的影响。

2 理论分析及数值模拟

根据换热器计算过程,空气侧的表面传热系数对总传热系数的影响起主要作用^[3],空气侧表面换热系数 h_{out} 如式(1)所示:

$$h_{out} = \frac{c\lambda_f Re_f^n}{d_{eq}} \left(\frac{l}{d_{eq}}\right)^m \quad (1)$$

其中 d_{eq} 为铜管当量直径, λ_f 为空气导热系数, l 为翅片宽度, Re 为雷诺数 C 、 m 、 n 为系数,其中雷诺数如式(2)所示:

$$Re = \frac{ud_{eq}}{\nu} \quad (2)$$

其中 u 为风速, ν 为空气运动粘性系数。

由式(1)及式(2)可看出,不同的风速场影响着空气侧的雷诺数,从而影响到空气侧的表面传热系数。U型冷凝器相对于L型冷凝器来说增加了一个折弯,从冷媒侧来说,折弯段相对于直管段局部阻力增加较多,导致流动阻力增大,损失能量增加,但在整机系统中其压力损失占比较小,同时折弯处冷媒局部形成二次环流,增加了冷媒的扰动,会使局部换热系数的增加。为探究其压力损失、局部扰动及风速等主要因素对冷凝器整体换热效果的综合影响,采用换热器计算软件HXSIM^[4],对L型以及U型的冷凝器进行理论的建模运算,软件根据设置不同换热器的结构形式,以及翅片管的各参数,进风的风速场进行模拟计算,所以在相同整机系统下,实测L型和U型两种不同换热器在额定制冷工况下运行时的风速场,如图1及图2所示,L型冷凝器的风速场风速基本集中在1.3~1.5m/s附近,风速均匀型比较好,U型冷凝器在靠近中隔板的风速为0.5~0.6m/s,其余部分集中分布在1.6~1.8m/s附近。

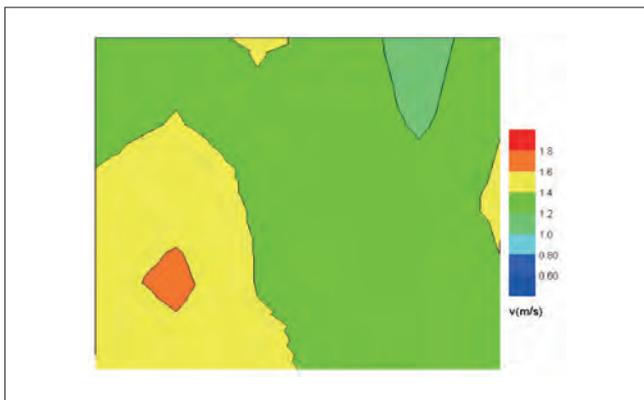


图1 L型冷凝器风速场分布图

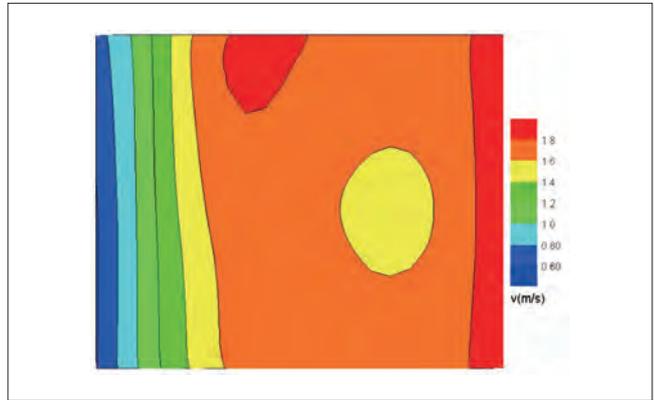


图2 U型冷凝器风速分布图

通过输入实测的风速分布,流路同为两进两出型流路,对D7管径L型冷凝器以及D7管径U型进行基本换热能力的计算。根据实验测试设定制冷剂为R32冷媒,进口压力为3.142MPa,温度为78℃,冷媒质量流量为17.2g/s,所建模型如图3、图4所示。

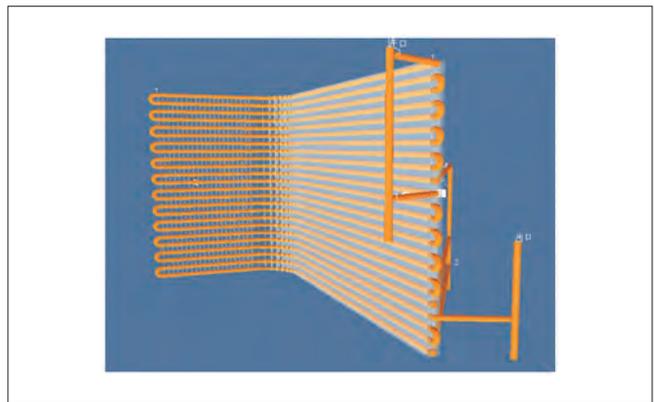


图3 L型冷凝器数值分析建模运算图

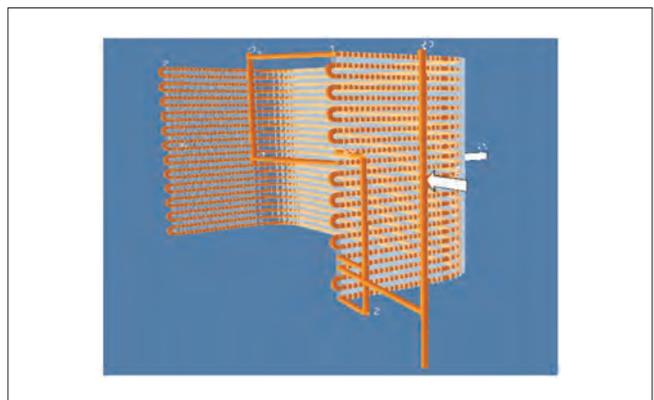


图4 U型冷凝器数值分析建模运算图

将L型以及U型冷凝器的冷媒侧总换热量、换热系数、冷媒侧压降,空气侧总换热量、总换热系数、空气侧压降模拟结果如表1所示。

通过表1可以看出,L型的冷媒侧总换热量比U型低2.3%,

表1 数值仿真结果

类别	冷媒侧总换热量 (W)	冷媒侧总换热系数 (W/m ² ·K)	冷媒侧压降 (kPa)	空气侧总换热量 (W)	空气侧总换热系数 (W/m ² ·K)	空气侧压降 (Pa)
L型	5017.8	3043.5	13.1	5015.9	105.963	38.597
U型	5138	3116.8	13.8	5135.8	108.495	41.946

表2 基本能力能效测试工况

工况	额定制冷	43℃制冷	48℃制冷	额定制热	2℃制热	-7℃制热
室内工况(干湿球)/℃	27.00/19.00	27.00/19.00	32.00/23.00	20.00/15.00	20.00/15.00	20.00/15.00
室外工况(干湿球)/℃	35.00/24.00	43.00/27.00	48.00/34.00	7.00/6.00	2.00/1.00	-7.00/-8.00

也在相同的胀高以及片型和流路下,总换热系数也相对较低,L型的冷媒侧压降比U型冷媒测压降低5.1%,压降的差异只要由U型冷凝器增加的一道折弯造成,在折弯处冷媒生成了二次环流,增强了冷媒的扰动以及局部换热,使换热量有一定提升。从数值模拟单个冷凝器热负荷的换热角度上来说,L型冷凝器和U型冷凝器差异较小。

3 L/U型冷凝器性能实验验证

为探究L型和U型冷凝器在换热能力以及压降引起的功耗差异在整机系统上对实际的制冷制热能力和能效的影响,保证室外机相同流路以及系统其他部件不变,分别采用D7管径L型冷凝器、D7管径U型冷凝器在焓差室进行基本能力能效测试,测试工况如表2所示。

同工况下控制压缩机运行在相同频率,两种不同冷凝器外机运行能力情况如图5所示。

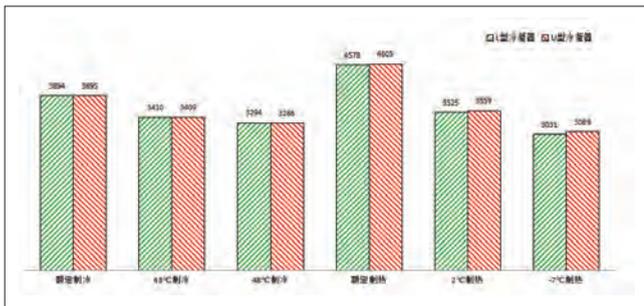


图5 U型和L型能力对比

在3个制冷工况下,L型冷凝器和U型冷凝器能力差距均在0.2%以内,几乎没有差别。在三个制热工况下,U型冷凝器外机与L型冷凝器外机相比,额定制热高27W,差比为0.59%;2℃制热高34W,占比为0.96%,其中U型冷凝器外机结霜周期为58min 53s,除霜时间为4min 56s,L型冷凝器外机除霜周期55min 53s,化霜时间4min 10s;-7℃制热高58W,占比为1.88%,其中U型冷凝器外机结霜周期1h 56min 49s,化霜时间5min 02s,L型冷凝器外机结霜周期1h 43min 49s,化霜时间5min 05s。由上可知,在同一整机系统下,L型冷凝器与U型冷凝器在

6个制冷制热工况下的能力表现基本相当。

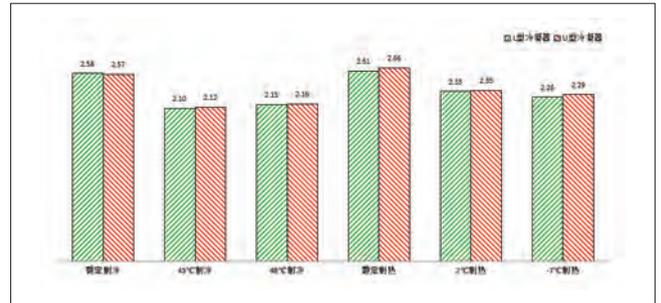


图6 U型和L型能效对比

两种不同冷凝器外机运行能效情况如图6所示,额定制冷工况下L型比U型能效高0.1,43℃制冷和48℃制冷下U型比L型高0.01~0.02,差距比例在0.94%以内;额定制热、2℃制热、-7℃制热三个工况中,U型冷凝器能效均比L型冷凝器高,幅度在0.02~0.05范围内,差比在0.85~1.88%内。由上可以看出,在同一个整机系统中,L型冷凝器与U型冷凝器的室外机能效比基本相当。

4 结论

通过实测风速场进行数值模拟以及实际焓差室基本能力测试可知,在同一整机系统下,房间空调器室外机选择L型冷凝器或U型冷凝器对整机实际制冷制热能力以及能效影响不大,两者能力能效基本相当。工程师在进行冷凝器选型时可根据实际外机尺寸需求及布局进行选择,长度空间较宽裕时选择L型冷凝器,宽度空间较宽裕时选择U型冷凝器。

参考文献

- [1] 王洪磊. 典型机电产品节能降耗设计的能量流建模、优化与应用[D]. 清华大学博士学位论文. 2011:81-89.
- [2] 楚攀. 新型管翅式换热器的传热与阻力特性研究[J]. 企业技术开发. 2010,29(17):23-28.
- [3] 杨珊珊. 流程布置对管翅式冷凝器换热性能影响的研究[D]. 江苏科技大学硕士学位论文. 2016:27-29.
- [4] 任滔, 丁国良, 王婷婷. 制冷剂-空气热交换器集成式数字化设计软件[J]. 制冷学报. 2012,33(2):24-30.

聚芳醚砜多孔材料在空调防凝露领域的应用

李云蹊 李本卫 张江 唐合存 王志刚
(1. 海信(山东)空调有限公司 山东青岛 266000;
2. 青岛科技大学 山东青岛 266000)

摘要: 空调在制冷过程中, 出风口边缘、导风片以及空调导风板等冷表面遇到室内湿度较高的热空气时, 在表面发生水滴的凝结, 形成凝露。空调的凝露会导致水滴吹出, 影响用户体验, 是空调亟待解决的问题。本文基于磺化聚芳醚树脂, 提供一种高耐久性空调防凝露材料及其制备方法, 材料含有亲水基团同时具有微米级多孔结构, 能够有效的贮存水份, 同时由于微孔结构的高比表面积, 易于加强水分挥发, 达到重复利用的目的。同时材料具有优异的耐氧化性和力学性能, 有利于材料的长期使用。

关键词: 多孔材料; 凝露; 全芳香树脂; 空调器; 制冷

High-performance porous aromatic polymers for applications in anti-condensation of air conditioner

LI Yunxi LI Benwei ZHANG Jiang TANG Hecun WANG Zhigang
(1. Hisense Air Conditioner R&D Centre, Hisense (Shandong) Air Conditioner Co. Ltd., Qingdao 266000;
2. School of Polymer Science and Engineering, Qingdao University of Science and Technology Qingdao 266000)

Abstract: Condensation often causes serious flooding of air conditioners during the refrigeration process. The generated water droplets could be blown out which greatly affected user experiences. The ponding water could also lead to mildew and further problems. To solve this problem, we developed a method via fabrication of porous hydrophilic polymers. The resulting material possesses extremely high water capacity and the porous structure also provides high contact areas which enhances the evaporation of absorbed water for the recycling usage. The material exhibited excellent oxidative stabilities as well.

Keywords: Porous matrix; Condensation; Aromatic resin; Air conditioner; Refrigeration

1 引言

空调在制冷过程中, 出风口边缘冷表面遇到室内湿度较高的湿热空气时, 温度达到露点在表面发生水滴的凝结, 成为空调的凝露现象。空调的凝露会导致有水滴吹出, 影响用户体验, 是空调亟待解决的重要难题^[1-2]。目前, 凝露主要发生在空调室内机的内部风道、贯流风叶、电加热器等部分, 同时出风口周围、扫风叶片和导风板等也是凝露发生的主要部位, 如不避免凝露现象, 不但会导致水珠大量凝结, 水滴从

出风口吹出, 影响用户体验, 而且积水的增加会滋生细菌、污染空气甚至存在电器隐患。凝露现象的发生与空调整体的系统匹配、结构设计、工艺制作等均密切相关, 常用的凝露解决方法是在出风框周围添加电加热系统或在易凝露部位贴植绒, 植绒布有吸水作用, 可以吸附形成凝露水滴, 达到防止水滴吹出的作用。

亲水性多孔材料同样具有较强的贮水能力, 其亲水基团可以与水分子结合, 同时亲水基团带来的表面亲水性^[3-5]利

于水分进入多孔结构的大量孔隙空间,进一步提升贮水能力。亲水聚合物具有溶胀作用,为了使材料在反复吸水溶胀和脱水收缩过程中有更长的使用寿命,主链芳香结构的聚芳醚砜树脂可以作为多孔材料的基体。聚醚砜材料作为一类高性能工程塑料具有优异的机械性能、耐候性及耐腐蚀性,由于分子链中含有大量的芳香结构,材料刚性强,又因为醚键的存在,材料分子链同时具有优异的柔性,是制备高分子薄膜的优异材料^[6]。磺化聚醚砜为使用一定比例磺化二氯二苯砜聚合而成的含有磺酸基改性的材料,磺酸基团为亲水性基团,因而材料在引入磺酸基之后具有更好的亲水、吸水性能。

本文为了解决凝露问题,设计制备了一种聚醚砜基微孔膜材料并对其孔径形貌、材料稳定性和凝露吸收能力进行了研究。由于凝露发生在材料表面,本实验通过改变材料微观形貌,制备微孔结构的薄膜材料,具有高比表面积和内部蓄水能力,对凝结水分进行吸收。同时,在空调停止使用的时间里,水分在比表面积很高的多孔结构作用下快速蒸发^[7],达到反复使用的目的。

2 实验部分

2.1 实验试剂

实验中使用的试剂有:联苯二酚(AR,国药),4,4-二氯二苯砜(AR,国药),乙醇(98%,北京化工),甲醇(95%,北京化工),N-甲基吡咯烷酮(AR,北京化工),碳酸钾(AR,北京化工),β-环糊精(AR,Aladdin),过氧化氢(30wt%,Aladdin),硫酸亚铁(AR,国药)。

2.2 磺化聚芳醚砜树脂的制备

本实验中,利用亲核反应和多元共聚技术,制备了磺化聚芳醚砜树脂,合成路线见图1所示,其中反应的双氯结构单体中,含有30%摩尔比的磺化单体,从而使聚合物具备亲水性,提高聚合物吸水率,磺化双氯的合成方法参见^[8-9]。

聚合物聚合路线如下:首先,将4,4-二氯二苯砜0.00886mol,3,3'-二磺酸钠0.00186mol,联苯二酚0.0062mol,碳酸钾0.00744mol,环丁砜8.0mL和甲苯4.0mL加入到一个25mL的三口圆底烧瓶中,圆底烧瓶配备分水器,球形冷凝管,机械搅拌桨和氮气通口。所加入的混合物首先在室温,氮气存在的条件下持续搅拌三十分钟,以除去瓶中空气,避免加热过程中双酚氧化,而后反应体系升温至150℃,甲苯回流带水。回流四个小时后,放出分水器中的甲苯与水,并使体系温度升高至180℃。整个反应在恒温下继续进行五个小时。聚合结束

后,待体系温度在氮气流存在下自然降温至60℃,将得到的粘稠聚合物溶液缓慢出料在搅拌中的去离子水中。而后得到产物经粉碎机粉碎后,分别由去离子水和乙醇各回流半小时洗五次后烘干保存。

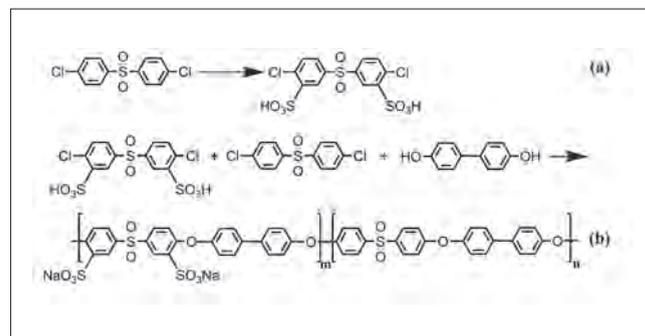


图1 磺化聚芳醚砜树脂合成示意图

2.3 聚芳醚砜多孔膜的制备

多孔膜制备使用小分子模板聚合物溶液铺膜法。使用β-环糊精乙醇溶液作为多孔膜制备的致孔剂。首先将β-环糊精加入乙醇溶液中搅拌4小时制备β-环糊精乙醇溶液,β-环糊精固含量为20%。同时制备磺化聚芳醚砜铸膜液,溶剂为N-甲基吡咯烷酮,含固量10%,而后将β-环糊精乙醇溶液按照一定比例加入到磺化聚芳醚砜铸膜液中,使得β-环糊精相对于磺化聚芳醚砜质量占比分别为:0.001%,0.005%,0.01%,0.05%。混合液在室温下继续搅拌12小时后得到均匀铸膜液。铸膜液经过滤后浇铸于水平玻璃板表面,在60℃烘箱72小时中烘干成膜,而后在真空环境80℃两小时除去剩余的溶剂小分子。得到的透明平板膜由玻璃板表面取下后,在95%甲醇溶液中回流30分钟,除去膜中的β-环糊精,固定孔的形貌,得到不透明的磺化聚醚砜多孔膜。得到的多孔膜微观形貌及孔径分布图如图2所示。

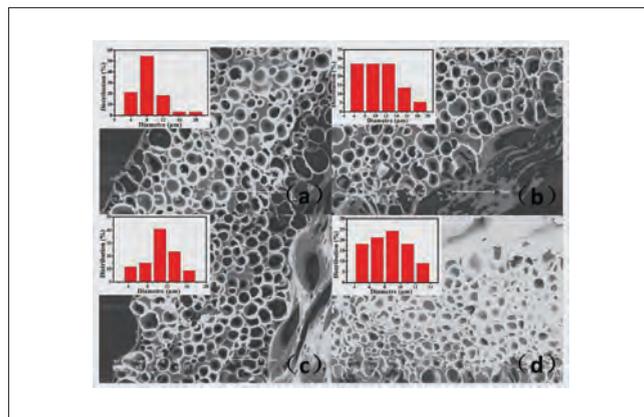


图2 多孔膜截面扫描电镜及孔径分布图(a), (b), (c), (d) 分别为PPES-01、PPES-02、PPES-03、PPES-04

由图2可以看出, (a), (b), (c), (d) 分别为 β -环糊精与磺化聚醚砜质量比为0.001%, 0.005%, 0.01%, 0.05%的比例下制备的多孔膜的扫描电镜图。根据孔径统计结果可得制备的多孔膜孔径尺寸分别为(a) 11.36 μm , (b) 7.99 μm , (c) 10.15 μm 和(d) 8.92 μm , 如表1所示。由此可知, 小分子 β -环糊精的添加量并未对孔径尺寸产生规律性的影响, 在保证处理条件不变的情况下, 孔径形貌及平均尺寸相近。

同时, 在电镜图中我们可以看到, 多孔膜孔径较大, 且孔分布密集, 如若成孔机理为小分子占位, 我们所添加的环糊精含量远不能填满孔位, 因而可以得知环糊精的作用并非传统的占位作用, 其作用实质类似于为成孔提供点位, 孔的形成是在不断的甲醇回流过程中, 高分子链在极性溶剂高温相变的作用下发生蠕变而形成最终的孔径及其形貌。因此, 小分子 β -环糊精的添加量对孔径尺寸并未呈现规律性的影响。

	β -cyclodextrin /wt%	Diameter / μm	Water uptake/wt%	Oxidative stabilities/h
PSPE-01	0.001	11.36	23.1	$\geq 99\%$, $\geq 6\text{h}$
PSPE-02	0.005	7.99	22.0	$\geq 99\%$, $\geq 6\text{h}$
PSPE-03	0.01	10.15	23.2	$\geq 99\%$, $\geq 6\text{h}$
PSPE-04	0.05	8.92	24.1	$\geq 99\%$, $\geq 6\text{h}$

为了研究膜在空调出风口长期使用的化学稳定性, 我们对材料的氧化稳定性进行了测试, 针对这一材料多孔膜氧化稳定性的测试是通过将样品膜浸没在在Fenton试剂(3% H_2O_2 水溶液, 含有2ppm FeSO_4)中测试其氧化稳定性的表现来实现。分别取两块样品膜, 一块用来测试膜在80 $^\circ\text{C}$ 芬顿试剂中开始溶解的时间, 另一块用来测试膜在80 $^\circ\text{C}$ Fenton试剂中处理一小时后剩余质量百分比。测试结果表明, 材料在芬顿试剂中2小时时候质量剩余均大于99%, 且材料发生溶解时间均大于6小时, 证明材料具有优异的氧化稳定性, 可以在严

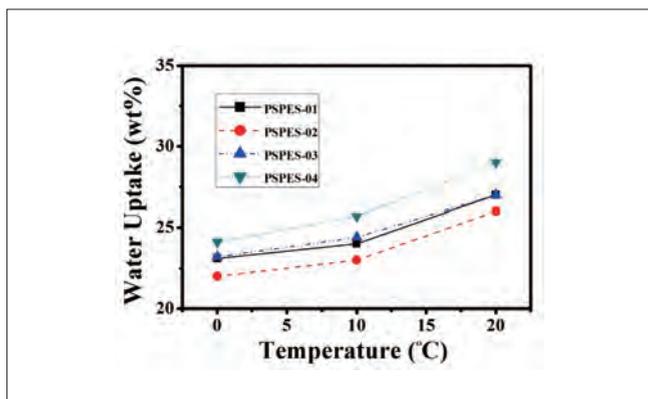


图3 多孔材料在0~20 $^\circ\text{C}$ 温度内的吸水率

苛的温度条件下长期工作。

材料的防凝露机理主要是通过对于水分的吸收, 因而对多孔膜的吸水性能进行了测试。将尺寸为5cm \times 5cm的多孔膜样条首先置于100 $^\circ\text{C}$ 的真空烘箱中24小时除水。干膜的重量被记录为(W_{dry})。测试过程中, 样条分别被浸没在0 $^\circ\text{C}$, 10 $^\circ\text{C}$ 和20 $^\circ\text{C}$ 的去离子水中10分钟, 之后立刻对样品质量(W_{wet})进行测量。样品膜的吸水率的测试结果通过以下公式进行计算:

$$\text{Wateruptake}(\text{wt}\%) = \frac{W_{wet} - W_{dry}}{W_{dry}} \times 100\% \quad (1)$$

经对样品质量变化的测量, 如图4所示, 发现首先样品的吸水率均随着温度的升高而不断提高, 在由0 $^\circ\text{C}$ 到20 $^\circ\text{C}$ 的分能为, 随温度升高, 吸水率普遍提高11%以上; 由材料的化学结构及多孔形貌可知, 材料的吸水作用主要包括两个部分 (1) 磺酸基团的结合水; (2) 孔隙中填充的水分。因而材料具有较强的吸水性能, 在10 $^\circ\text{C}$ 时, 浸没在水中仅10分钟的情况下吸水率均达到20%以上, 证明此多孔磺化聚醚砜树脂具有优异的吸水性能。

3 结论

通过环糊精占位法制备了一系列多孔磺化聚醚砜, 同时对小分子模板用量对孔径分布影响进行了研究。发现孔径大小与小分子添加量无关, 其孔径形成为极性溶剂的作用。得到的多孔材料经过吸水率及芬顿试剂耐氧化性的测试。结果表明, 材料由于其亲水结构及多孔形貌拥有极高的贮水能力, 能够快速吸收水分, 证明材料能够较好的完成吸收凝露的作用。同时材料由于其主链芳香结构, 具有优异的氧化稳定性, 能够长期使用在温度严苛的工作环境中。多孔膜可直接使用在空调出风口凝露易发生位置(如导风板、面板下沿、导风叶等部位), 多孔膜对凝露具有吸附作用, 同时在空调停止使用时, 多孔结构中较大的比表面积有利于积存的水分快速蒸发, 从而可进行循环使用。

参考文献

- [1] Zhao M, Zhengrong F U. Radiant Air Conditioning System Miniaturization and Anti-condensation in Hot Summer and Cold Winter Region. Refrigeration, 2012.
- [2] Ge T S, Hao R Y, Dai Y J, et al. Experimental investigation on anti-condensation characteristic of desiccant coated metal cabinet. Renewable Energy, 2017, 113:835-845.
- [3] Del Col D, Parin R, Bisetto A, Bortolin S, Martucci A.

(下转26页)

基于响应面法的风管机蜗壳布置优化

杨岳 刘岑钰 赵希枫 郝玉密 任晓庆
(海信(山东)空调有限公司 山东青岛 266071)

摘要: 本文基于响应面法对风管机的蜗壳电机布置进行优化, 结合中心复合试验方法对风机蜗壳距离箱体距离, 风机蜗壳与电机之间的距离2个参数进实验设计, 利用CFD分析软件求解相应实验组的风量与噪音数据, 对得到的实验结果进行响应面拟合, 结合优化条件, 寻求风量最大, 噪音最低的迭代优化结果, 最终确定风管机的蜗壳与电机距离位置, 以分析数据为指导设计风管机样机进行试验, 对比优化前后的风量噪音数据, 结果表明, 优化后风量提升2.3%, 噪音水平相当。

关键词: 响应面法; 风管机蜗壳布置; 中心复合试验方法

Optimization of volute arrangement of ducted air conditioning unit based on response surface method

YANG Yue LIU Cenyu ZHAO Xifeng HAO Yumi REN Xiaoping
(Hisense (Shandong) Air-conditioning Co., Ltd Qingdao 266071)

Abstract: In this paper, based on the response surface method, the spiral casing motor of air duct machine is optimized. Combined with the central composite test method, the distance between the volute casing and the distance between the volute casing and the motor is entered into the experimental design, and the CFD analysis is used. The software solves the air volume and noise data of the corresponding experimental group. The experimental results are fitted to the response surface, combined with the optimization conditions, to find the iterative optimization results with the largest air volume and lowest noise, and ultimately determine the distance between the volute and the motor of the air duct machine. Based on the analysis of data, a prototype of the ducted duct was designed and tested. The air volume noise data before and after optimization was compared. The results showed that the air volume was increased by 2.3% after optimization, and the noise level was equivalent.

Keywords: Response surface method; Duct arrangement of wind turbine; Center composite test method

1 引言

随着人们生活水平的提高, 中央空调正在逐步取代传统的分体式空调, 其中风管式空调由于造价便宜, 安装方便, 装饰美观以及维护方便等特点, 适用于独立大开间使用, 近些年来逐渐被普通家用用户接受, 其中风道系统作为风管机的

主要组成部分, 逐渐成为提升风管机性能的关键结构, 很多工程师对于风管机风道系统做了优化设计^[1-6]。

本文基于响应面法对风管机的蜗壳电机位置进行优化, 结合中心复合试验方法对风机蜗壳距离箱体距离, 风机蜗壳与电机之间的距离2个参数进实验设计, 利用CFD分析软件

求解相应实验组的风量与噪音数据,对得到的实验结果进行响应面拟合,结合优化条件,寻求风量最大,噪音最低的迭代优化结果,从而达到通过改变蜗壳、电机之间的间距提高风道特性,提供一种风道优化的方法。

2 风管机几何模型

风管机的几何模型如图1所示,风管机主要部件包括1-风管机箱体、2-风机蜗壳、3-风扇(2个)、4-蒸发器组件、5-电机组件、6-电机钣金支架、7-接水盘、8-电路板与电器盒、9-电加热装置等。对风管机流体模型抽出并进行简化,如图2所示。主要简化了蒸发器管路、水泵等结构,简化后的流体分析模型主要包括1-进风口以及延长段、2-风扇流域、3-风机蜗壳流域、4-箱体内部流体流域、5-蒸发器流域、6-流体出口以及延长段。

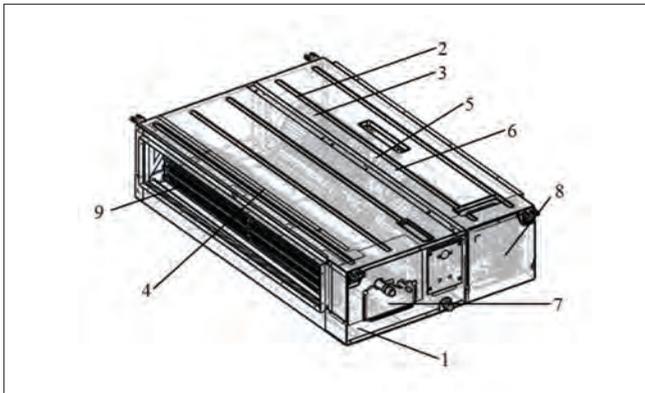


图1 风管机的几何模型

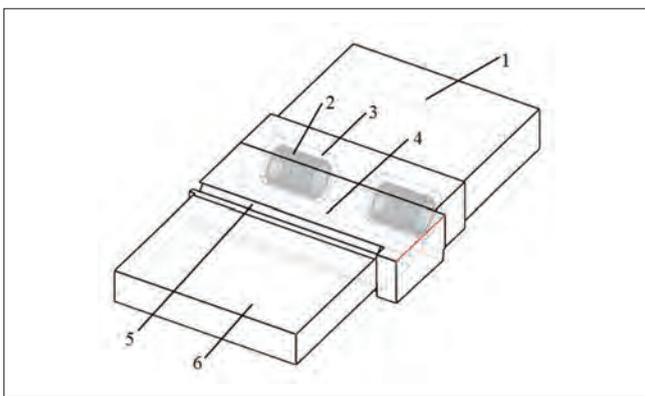


图2 风管机流体模型

3 风管机蜗壳布置优化数学模型

3.1 设计变量

本文主要探究蜗壳位置,以及蜗壳与电机位置布置对整机的风量与噪音的影响,其中机箱尺寸不变、风机(风扇蜗

壳)尺寸不变,电机尺寸不变,电机转速不变,探究蜗壳与机箱之间距离 x_1 、电机与蜗壳之间距离 x_2 对风量与噪音的影响,设计变量如图3所示,其中现有设计为 $x_1=100\text{mm}$, $x_2=72\text{mm}$,变量范围为 $x_1=50\sim 100\text{mm}$, $x_2=50\sim 90\text{mm}$ 。

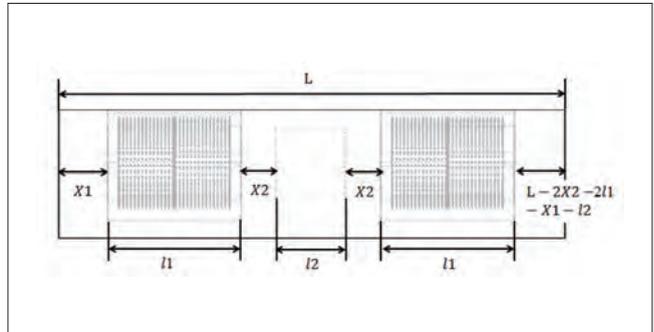


图3 变量设计

3.2 目标函数与约束条件

风管机蜗壳布置优化的目的是不改变风机、电机以及箱体基础上,通过调整蜗壳与电机之间的距离,寻求风量最高、噪音最低组合,故将该问题的数学模型建立如下:

$$\begin{cases} \max f(x_1, x_2) \\ \min g(x_1, x_2) \\ x_{n\min} \leq x_n \leq x_{n\max} \quad (n=1, 2) \end{cases}$$

式中: x_1, x_2 ——设计变量,分别对应尺寸为蜗壳与机箱距离、蜗壳与电机距离, mm;

$f(x)$ ——目标函数1,风管机风量 m^3/h ;

$g(x)$ ——目标函数2,风管机噪音, dB(A);

$x_{n\max}, x_{n\min}$ ——设计变量上、下界,即蜗壳与机箱距离、蜗壳与电机距离的最大、最小值, mm。

4 响应面模型建立

4.1 响应面法

响应面法是通过一系列确定性实验,多项式函数来近似极限状态函数。通过合理的选取试验点和迭代策略,保证多项式函数能在失效概率上收敛于真实的极限函数。本文利用的响应面法优化流程如图4所示。

4.2 试验设计

利用流体分析软件对风管机流场进行计算,得到不同试验样本的风量与宽频噪音计算响应值。其中风扇转速1300rpm,进出口风压为0Pa,蒸发器采用多孔介质模拟,计算模型采用k-epsilon RNG湍流模型,进行试验设计并收集数据,如表所示1。

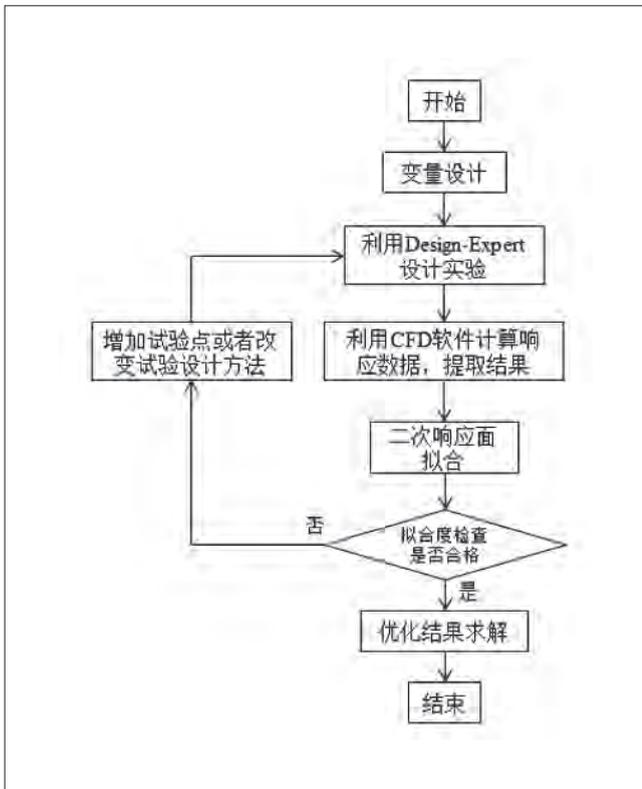


图4 响应面法优化流程

表1 中心复合试验设计 (CCD) 试验数据

组号	x_1/mm	x_2/mm	风量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	噪音/ dB (A)
1	134.5	70.0	2535	58.6
2	85.0	70.0	2356	62.8
3	50.0	90.0	2470	66.9
4	120.0	50.0	2339	60.3
5	35.5	70.0	2229	65.4
6	85.0	41.7	2306	62.8
7	120.0	90.0	2328	58.1
8	85.0	70.0	2356	62.8
9	85.0	70.0	2356	62.8
10	85.0	70.0	2356	62.8
11	85.0	70.0	2356	62.8
12	85.0	98.3	2539	57
13	50.0	50.0	2288	60.2

4.3 二阶响应面拟合

二阶多项式响应面是最常用的构建近似模型的方法,其数学表达形式为:

$$F(x) = \alpha_0 + \sum_{j=1}^n \alpha_j x_j + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} x_i x_j$$

式中: $F(x)$ —— 拟合函数;

n —— 设计变量个数;

x_i —— 设计变量;

α_0 、 α_j 、 α_{ij} —— 分别为常数项,一次项和二次项待定系数。

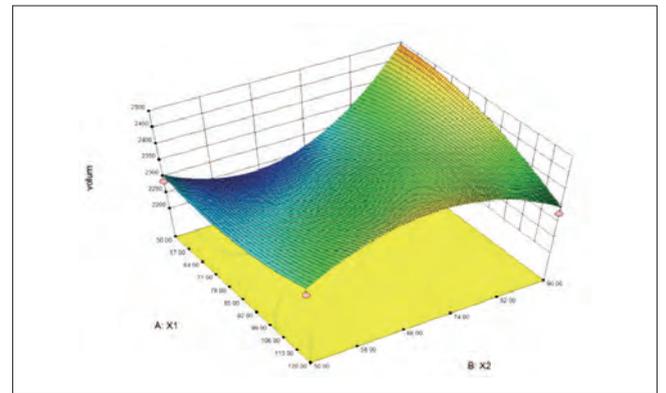
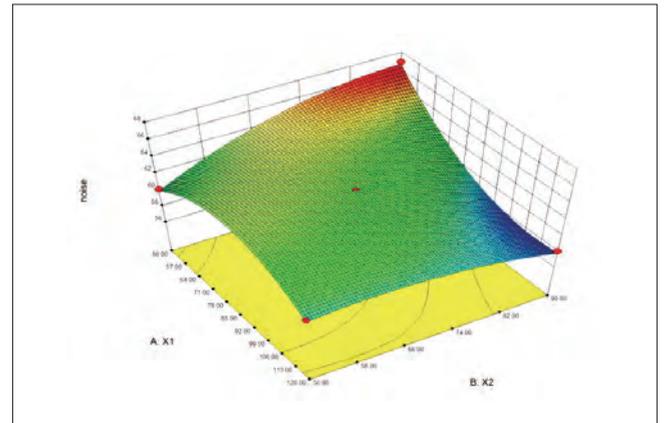
利用数据处理分析软件Design-Expert对试验数据进行最小二乘法参数估计,得到初始响应函数,对响应面进行优

化,去掉失拟项,最终得到拟合公式为:

$$\begin{cases} f(x) = 48.54 + 1.11x_1 + 0.84x_2 - 0.49x_1x_2 \\ \quad + 0.22x_2^2 - 0.4x_1^2x_2 - 1.34x_1x_2^2 \\ g(x) = 47.8 - 2.29x_1 - 2.05x_2 - 2.23x_1x_2 \\ \quad - 0.29x_1^2 - 1.34x_2^2 + 3.18x_1^2x_2 \end{cases}$$

4.4 响应面拟合与优化求解

利用Design-Expert软件生成响应值(风量与噪音)与变量(x_1 与 x_2)的响应面图形如图5和图6所示,由图5可知 x_1 靠近50mm, x_2 靠近90mm时风量值出现极大值,由图6可知 x_1 靠近120mm, x_2 靠近90mm,噪音值出现极小值,故需要通过优化求解寻找最优结果。

图5 风量与 x_1 和 x_2 响应面图6 噪音与 x_1 和 x_2 响应面

利用Design-Expert自带的优化功能,对数学模型进行求解,寻求风量最高、噪音最低组合,最终得到4组优化结果,如表2所示,对优化结果,3和4组虽然风量较大,但是噪音较1和2组较高,1和2相比,数据相当,故最终优化方案为 $x_1=86\text{mm}$, $x_2=90\text{mm}$ 。

利用得到的优化结果进行风管机的风机板优化设计后进行手板制作,对比优化前后的整机风量与噪音测试数据如

组号	x_1/mm	x_2/mm	风量/ $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	噪音/ dB (A)
1	86.57	90.00	2456.32	59.21
2	85.64	90.00	2458.29	59.32
3	120.00	72.06	2463.80	60.09
4	120.00	71.59	2464.40	60.12

		x_1/mm	x_2/mm	风量/ $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	噪音/ dB (A)
原始方案	CFD仿真	100	72	2440	60.1
	测试数据			2285	50.4
优化方案	CFD仿真	86	90	2457	59.3
				2338	50.8

表3所示。

分析表3中的数据可知：

(1) 原始方案CFD仿真数据与测试数据风量测试差别为6.8%，优化方案CFD仿真数据与测试数据风量测试差别为5.8%，分析造成分析误差大于5%的主要原因在于模型简化，分析模型由于简化了箱体内部的管路造成风阻减小，风量结果显示，CFD分析结果较样机测试结果偏高；

(2) 原始方案CFD噪音仿真数据与噪音测试数据差别为19.2%，优化方案CFD噪音仿真数据与噪音测试数据差别为16.7%，故结论是噪音仿真与实际测试噪音数据差别较大，只能运用CFD分析工具判断噪音趋势变化，计算数值精度不高；

(3) 对比发现样机实际测试，优化方案比原始方案风量提升 $53\text{m}^3/\text{h}$ ，噪音增大 0.4dB (A) ，故可疑认为优化方案与原始方案噪音水平相当，风量提升2.3%，达到了噪音水平相当，提升风量的目的，具有一定的工程应用价值。

5 结论

本文基于响应面法对风管机的蜗壳电机位置进行优化，结合中心复合试验方法对风机蜗壳距离箱体距离，风机蜗壳与电机之间的距离2个参数进实验设计，利用CFD分析软件求解相应实验组的风量与噪音数据，对得到的实验结果进行响应面拟合，结合优化条件，寻求风量最大，噪音最低的迭代优化结果，结论如下：

(1) 经过反复对比计算，CFD仿真手段可以较为精确的分析得到风量数据，但是分析噪音得到的数据精确度超出工程许可精度范围，CFD仿真只能近似模拟噪音趋势，数值精度不足；

(2) 利用响应面法优化结果显示，优化方案比原始方案风量提升 $53\text{m}^3/\text{h}$ ，噪音增大 0.4dB (A) ，故可疑认为优化方案与原始方案噪音水平相当，风量提升2.3%，达到了噪音水平相当，提升风量的目的，具有一定的工程应用价值。

参考文献

- [1] 黄强. 风管机的风叶和蜗壳优化研究[J]. 科学与财富, 2015(19):103-104.
- [2] 赵丽丽, 吴成刚, 宫天泽. 应用多翼离心式风机的风管机流场优化[J]. 制冷与空调, 2016,16(12):15-17.
- [3] 姜义. 中静压风管机的流场优化和噪声控制[D]. 华南理工大学, 2016.
- [4] 肖彪, 王成, 武连发. 风管机噪声分析及应对措施[C]. 全国暖通空调制冷2006年学术年会文集, 2006.
- [5] 杨焕弟. 中静压风管机减振降噪应用研究[D]. 华南理工大学, 2015.
- [6] 陈志航, 陈新厂. 进风口样式对离心风机风道流动特性和性能的影响[J]. 日用电器, 2017(11):51-54.

(上接22页)

- Int. J. Heat and Mass Transfer, 2017, 107: 307-318.
- [4] Grzebielec A, Rusowicz A. Experimental and theoretical studies on heat and mass transfer in anti-condensation coatings. Archives of Thermodynamics, 2011, 32:45-56.
 - [5] Hou Y, Xu H, Tang J. Experimental study on anti-condensation of vacuum glazing for low-temperature freezer. Refrigeration and Air-Conditioning, 2016.
 - [6] Yang Q, Adrus N, Tomicki F, Ulbricht M. Composites of functional polymeric hydrogels and porous membranes. J. Mater. Chem., 2011, 21: 2783-2811.
 - [7] Avcı A, Can M, Etemog lu A B. A theoretical approach

- to the drying process of thin film layers[J]. Appl. Therm. Engineering, 2001, 21:465-479.
- [8] Liu B, Ying D, Robertson G.P, et al. A comparative structure-property study of methylphenylated and fluoromethylphenylated poly (aryl ethers) and their gas permeabilities and permselectivities. Polymer, 2005, 46: 11279-11287.
 - [9] Ueda M, Toyota H, Ouchi, et al. Synthesis and characterization of aromatic poly (ether sulfone)s containing pedant sodium sulfonate groups. J. Polym. Sci. Part A Polym. Chem., 2003, 31:853-858.

一种自由嵌入式冰箱技术开发研究

陈开松 陈俊 张波 张魁仑
(合肥美菱股份有限公司 安徽合肥 230601)

摘要:以带有外置冷凝模块的大容积风冷冰箱为研究载体,依托CFD仿真分析软件分析自由摆放与嵌入式状态下的冰箱载体性能,同时通过实验验证,将两种结果进行对比分析,得出自由嵌入式冰箱的设计研究方法。结果表明,宣称自由嵌入式的冰箱须以满足嵌入式冰箱测试状态的性能为基准。外置冷凝模块的散热优劣是自由嵌入式冰箱整机性能优劣的关键因素,在进、出风口之间采用档条等措施避免冷凝模块进、出风短路,通过侧帮开孔等方式提升冷凝换热风量,确保了带有外置冷凝模块的大容积风冷冰箱在自由摆放与嵌入式状态下的冰箱载体整机性能的可靠性。

关键词:自由摆放;嵌入式;大容积风冷冰箱;冷凝模块

Study on technological development of a free embedded refrigerator

CHEN Kaisong CHEN Jun ZHANG Bo ZHANG Kuicang
(Hefei Meiling Company Limited Co.,Ltd, Hefei 230601)

Abstract: The performance of refrigerator carrier under free placement and embedded state is analyzed with CFD simulation analysis software, the results are compared and analyzed through experiments, the design and research method of free embedded refrigerator is obtained with a large volume air cooled refrigerator with an external condensing module as the research carrier. The results show that the refrigerator, which claims to be free and embedded, must be benchmarked to meet the performance of the embedded refrigerator. The heat dissipation of the external condensing module is the key factor of the performance for the free embedded refrigerator. The use of the gear between the inlet and outlet to avoid the short circuit of the condensing module, and to improve the heat transfer volume, ensure the freedom of the large volume air cooled refrigerator with the external cold condensing module. Reliability of the whole refrigerator carrier placed in the embedded state and free placement is ensured through the use of the gear between the inlet and outlet to avoid the short circuit of the condensing module, the sides opening and so on.

Keywords: Free placement; Embedded state; Air cooled refrigerator with large volume; Condensing module

1 引言

当前,随着社会的进步,人们生活水平的提升,大容积风冷冰箱逐渐成为人们生活的必需品。大容积风冷冰箱因其冷藏、变温以及冷冻温区的间室容积大,很好地满足了当前人们日益增长的物质文化需求。

大容积冰箱的体积比较大,实际家庭摆放位置占用空间较大,为了更好地利用家用空间,国内越来越多的使用者将冰箱进行嵌入式设计,置于家用厨房的嵌入式空间内或者与家用橱柜等做成一体式结构设计^[1],突出美感,确保整个家居看起来格调一致性好等要求。

但目前在售的大容积风冷冰箱为了要满足此种嵌入式的设计需求,在自由摆放与嵌入式状态下的冰箱整机可靠性与性能都需进一步研究,确保一款冰箱可以更好地满足自由摆放状态与嵌入式状态的要求。

2 具体方案

以BCD-558W风冷冰箱为研究载体,依托CFD分析软件^[2]对冰箱载体建模,从自由摆放、嵌入式,结构改进后的状态进行分析,同时进行对应的实验验证,对比仿真与实验结果的一致性,给出满足自由嵌入式冰箱可靠性要求的具体设计方案。

2.1 CFD仿真分析

以BCD-558W风冷冰箱为载体,根据现有的冰箱尺寸结构图,重点关注冰箱载体正常使用位置摆放状态,冰箱压缩机仓室的风道仿真建模依据其各零件分布进行建模,箱体外部的风道系统依据冰箱常规测试实验时后背及两侧挡板位置进行建模,主要分为以下四种状态。

(1) 原冰箱+原测试状态

箱体后背间隙250mm,两侧挡板距离1200mm,挡板长度360mm,箱体的顶部空间建模高度250mm,箱体前面300mm,箱体两侧最大宽度建模2200mm。仿真建模轮廓和外形图分别如图1(a)所示。

(2) 原冰箱侧帮开孔+原测试状态

在状态(1)的基础上,冰箱载体两侧帮压缩机仓位置开孔,孔的尺寸为长*宽:150mm*150mm,仿真建模轮廓和外形图如图1(b)所示。

(3) 原冰箱+嵌入测试

冰箱为原始状态,箱体后背间隙20mm,两侧挡板距离20mm,箱体顶部间隙20mm。仿真建模轮廓和外形图分别如图1(c)所示。

(4) 冰箱侧帮开孔+嵌入测试状态

箱体后背间隙20mm,两侧挡板距离20mm,箱体顶部间隙20mm,两侧帮分别开孔增加压缩机仓风道的进风面积和出风面积。仿真建模轮廓和外形图分别如下图1(d)所示。

2.2 实验测试

以BCD-558W风冷冰箱为载体,以上面CFD仿真设计提到的四种状态在实验室中对冰箱进行位置摆放,重点测试压缩机仓的风循环对冷凝器,压缩机等重要部件的换热影响,以及整机运行过程中的安全性与可靠性。考虑到自由状态摆



图1 仿真建模结构图

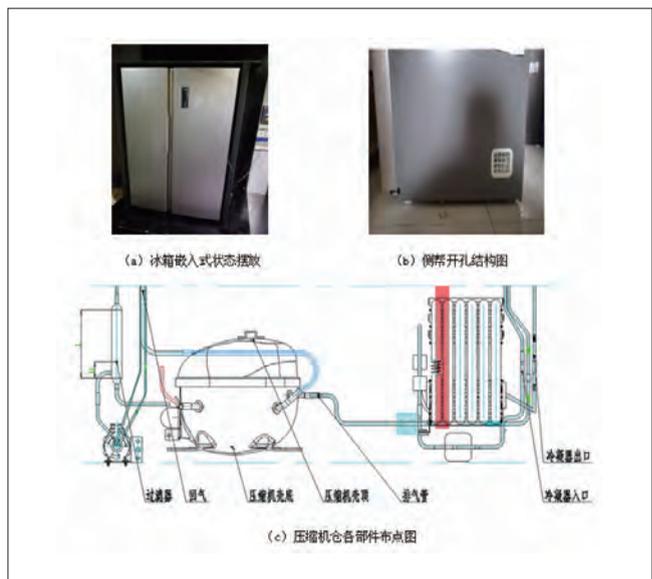


图2 冰箱与压缩机仓布点图

放测试为常规的使用方式,在此不做详述,重点考察嵌入式状态下的冰箱性能,压缩机仓风循环结果,冰箱以嵌入式状态再测试台位上的摆放图如图2(a)。由图可知,冰箱置于嵌入式围栏中,冰箱侧帮、后背、顶部与测试围栏之间的间隙按照上面CFD仿真设计的尺寸进行摆放,确保试验结果的有效对比性。

同时,冰箱侧帮底部开孔,实现压缩机仓从侧帮进风的需求,对比分析侧帮开孔与不开孔条件下的压缩机仓进出风量变化,侧帮开孔尺寸与上面提到的仿真尺寸相同,如图2(b)所示。在嵌入式状态下,为了解冰箱压缩机仓各部件的升温结果,对压缩机仓重要部件进行布点测试,如图2(c)所示,从图2(c)中可知,压缩机顶部、排气、冷凝器进口、冷凝

器出口等点是重点监测的,这些数据的结果可以比较直观的分析出冰箱整机运行的可靠性。

3 仿真软件与实验室测试

3.1 CFD仿真软件

本研究主要采用的是CFD仿真分析软件,CFD即计算流体力学,其作为流体力学的一个分支,是数值数学和计算机科学结合的产物,以电子计算机为工具,应用离散化的数学方法,对流体力学的各类问题进行数值实验、计算机模拟和分析研究,以解决各种实际问题。文中利用CFD软件模拟冰箱在运行过程中压缩机仓室风道系统流体的流动状态。

3.2 冰箱性能测试实验室

我司实验室为国家级实验室,测试冰箱性能所使用的测试室是按照国家标准设计的,性能测试时按照GB 12021.1-2015, GB 8059-2016要求进行。环境温度为43℃, 32℃等,嵌入式状态的冰箱所在台位摆放方式见图2 (a) 所示。

4 试验结果分析

4.1 CFD仿真结果

依托CFD仿真分析软件得到图1 (a) 原冰箱+原测试状态、图1 (b) 原冰箱+嵌入式, 图1 (c) 原冰箱侧帮开孔+原测试状态与图1 (d) 原冰箱侧帮开孔+嵌入式共计四种仿真结果,具体如下:

(1) 原冰箱+原测试状态的整机仿真流线图, 压缩机仓室仿真流线放大图, 压缩机仓室速度矢量图如图3所示。由图可知, 从目前常规的测试状态来判断, 压缩机仓室的短路问题不明显, 冷凝换热较好, 冰箱整机运行可靠性满足要求。

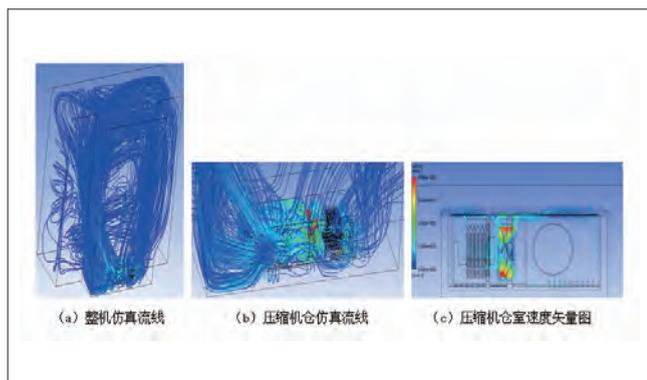


图3 原冰箱+原测试状态仿真结果

(2) 原冰箱+嵌入式的整机仿真流线图, 压缩机仓室仿真流线放大图, 压缩机仓室速度矢量图如图4所示。由图可

知, 嵌入状态下, 冰箱后背会有明显的短路现象, 致使冰箱整机载体尤其是压缩机仓的换热效果很差, 在实际运行过程中, 压缩机负荷较大, 可靠性不满足要求。

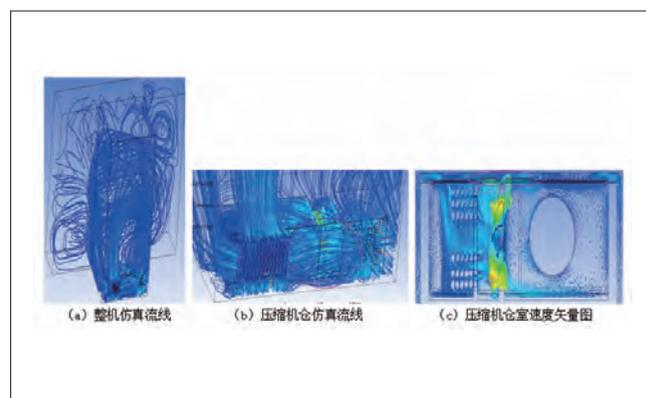


图4 原冰箱+嵌入式的整机仿真结果

(3) 原冰箱侧帮开孔+原测试状态的整机仿真流线图, 压缩机仓室仿真流线放大图, 压缩机仓室速度矢量图如图5所示。由图可知, 该种设计方法压缩机仓风循环效果更好, 对应的冷凝器、压缩机、电磁阀等部件的换热效果更优, 可靠性得到进一步提升。

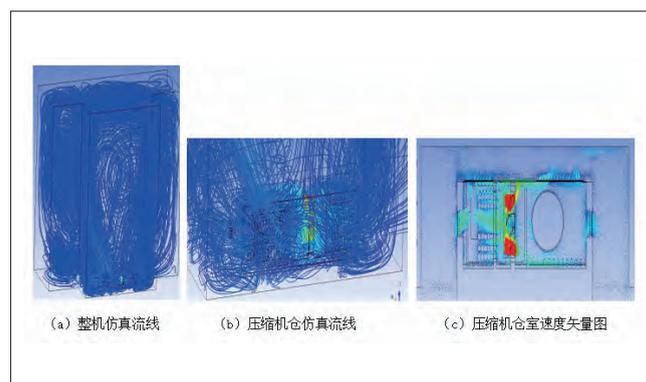


图5 原冰箱侧帮开孔+原测试状态的整机仿真结果

(4) 原冰箱侧帮开孔+嵌入式的整机仿真流线图, 压缩机仓室仿真流线放大图, 压缩机仓室速度矢量图如图6所示。由图可知, 该种侧帮开孔的冰箱在嵌入式状态下的压缩机仓冷凝器换热效果改善明显, 还存在稍许的风短路现象, 需要在压缩机后盖板、压缩机底板等部位安装隔风档条, 进一步避免风短路问题, 确保可靠性得到进一步提升。

在计算过程中没有对后盖板的进出风进行流量监测, 根据流量守恒公示进行计算, 具体如下:

后盖板的进风流量=系统风量-侧帮进风-底部进风

后盖板的出风流量=系统风量-底部出风。

得出的风循环量结果如表1所示。从该表中的数据可知,

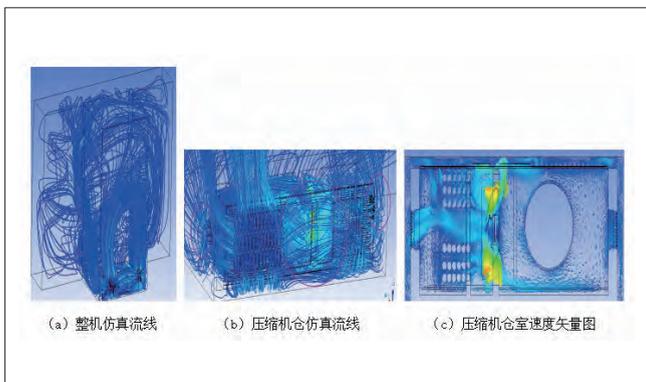


图6 原冰箱侧帮开孔+嵌入式的整机仿真结果

原冰箱状态+嵌入式测试的系统风量较原冰箱+原测试状态的系统风量降低约19.3%，经过冷凝器风量降低约13.7%，说明系统风量变小，冷凝风量也变小，会导致冰箱整机换热性能变差，整机能耗升高，运行可靠性得不到保证。

冰箱侧帮开孔+原测试状态的系统风量较原冰箱+原测试状态的系统风量提高约11.4%，经过冷凝器风量提高约18.6%，说明在侧帮开孔的条件下，冰箱系统风量达到了较大提升，冷凝换热也到了提升，进一步确保了整机的性能与运行可靠性。

表1 CFD软件仿真分析结果

状态	系统风量	经过冷凝器风量	侧帮进风	侧帮出风	底部进风	底部出风
原冰箱+原测试状态	31.47	21.83	—	—	0.76	1.32
原冰箱侧帮开孔+原测试状态	35.05	25.9	3.09	4.08	0.73	1.67
原冰箱状态+嵌入式测试	25.39	18.84	—	—	0.77	2.04
原冰箱侧帮开孔+嵌入式测试	28.77	21.26	4.79	3.45	0.68	2

原冰箱侧帮开孔+嵌入式状态的系统风量较原冰箱+嵌入式状态的系统风量提高约13.3%，经过冷凝器风量提高约12.8%，说明在侧帮开孔的条件下，冰箱系统风量达到了较大提升，侧帮开孔设计方案是一个较理想的设计方案。冷凝换热也到了提升，满足了整机的性能与运行可靠性。

4.2 实验性能测试结果分析

通过以上的一系列仿真优化技术与分析设计来看，原冰箱+嵌入式状态的风循环效果不佳，实际高环温（43℃）条件下，会出现高低压运行、降温试验以及储藏温度等实验测试的压缩机跳机以及压缩机壳温较高等问题，导致可靠性运行不满足设计要求。基于此种情况，重点验证原冰箱侧帮开孔+嵌入式状态的测试数据，环温43℃，进行降温实验测试，测试结果如表2所示。由表可知，压缩机壳体温度、冷凝器进出口温度均满足要求。其他的主要性能与

表2 降温实验测试数据

名称	稳定值	峰值
功率 (W)	122.6	221.1
冷藏平均(°C)	1.9	—
冷冻平均(°C)	-18.3	—
压缩机壳顶(°C)	79.9	92.1
压缩机壳底(°C)	77	87.3
排气(°C)	87.4	109.6
冷凝器进(°C)	57.3	75.7
冷凝器出(°C)	55.1	64.5
过滤器(°C)	56.4	65.8
回气(°C)	47.2	58.4
冷藏降温时间(min)	95	
冷冻降温时间(min)	268	

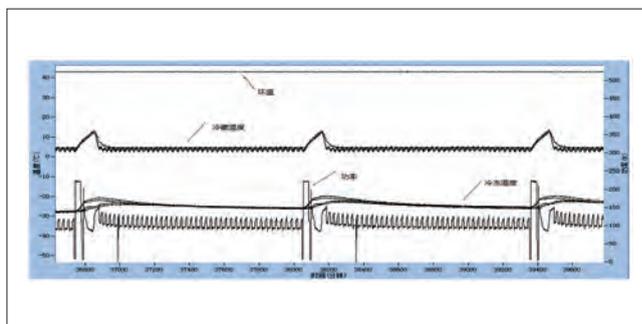


图7 储藏温度测试曲线图

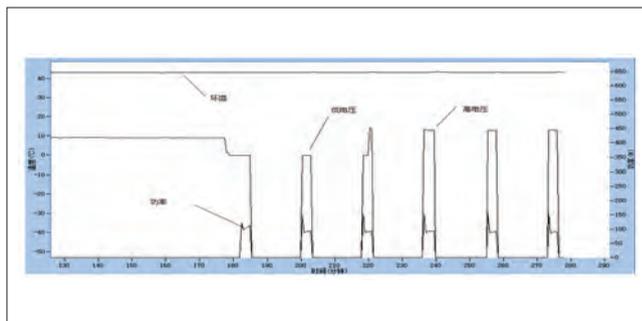


图8 高低压启动测试曲线图

可靠性实验如高低压启动、储藏温度均为合格，测试曲线如图7、图8所示。

4.3 自由嵌入式冰箱设计方法

从上面的分析来看，为满足可靠性与整机性能的要求，自由嵌入式冰箱设计方法主要如下：

(1) 高环境温度下整机运行率的设计

考虑到嵌入式的不利使用环境，嵌入式产品的气候类型应尽量满足T型，常规状态进行试验时，建议其高环温储藏温度测试时运行率控制在90%以下。

(2) 热负荷的估算

冰箱嵌入式使用会使得压缩机腔室经外置冷凝器换热后的高温冷凝出风往冰箱侧面及冰箱背部发散，会使得冰箱背
(下转35页)

流路布置对蒸发器除湿性能的影响

杨哲¹ 张浩² 邓海钊² 程超² 刘迎文¹

(1.西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室 陕西西安 710049;
2.广东美的集团股份有限公司 广东佛山 528311)

摘要: 本文模拟研究了四种不同流路布置对于蒸发器除湿性能的影响, 结果发现: 在相同换热条件下增加流路数可使压降损失大幅降低, 但由于多流程的分流降速作用, 制冷剂侧换热系数减小, 系统换热及除湿性能不佳。相比而言, 两支路流路布置时除湿量增加约30~70g/h, 对提升除湿能力更有优势; 其中UN顺流布置能够保证空气与制冷剂的温降趋势一致, 因而具有更大的除湿能力和潜热占比, 相比于同支路数目的其他流路除湿能力提升约2.4%。

关键词: 流路布置; 除湿性能; 蒸发器

Effect of circuit arrangement on the dehumidification performance of evaporator

YANG Zhe¹ ZHANG Hao² DENG Haizhao² CHENG Chao² LIU Yingwen¹

(1.MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an 710049;
2.Midea Group Co., Ltd., Foshan 528311)

Abstract: In this paper, the effect of four different circuit arrangements on the dehumidification performance of evaporator is studied. It is found that under the same heat transfer conditions, with increasing the number of channels, the loss of pressure drop is greatly reduced, but the heat transfer coefficient of the refrigerant decreases which leads to lower capacity of overall heat transfer and dehumidification. In comparison, the dehumidification of the two branch arrangement increases about 30~70g/h, which is more advantageous for the dehumidification performance. Compared with the other circuits with the same branch number, the UN circuit arrangement can get a greater dehumidification and latent heat ratio, and the dehumidification capacity increases by about 2.4% because of the same temperature drop trend between air and refrigerant.

Keywords: Circuit Arrangement; Dehumidification performance; Evaporator

1 引言

研究表明, 现代人类每天约有80%~90%的时间在室内进行各类生产, 学习, 工作等活动, 因此室内环境的舒适性越来越受到人们的重视。湿度作为一种环境舒适性的评价标准, 表征着空气中所含水分的多少, 湿度过高和过低都会影响人体健康。当空气湿度较高时, 身体的散热功能受到抑制, 容易诱发关节炎, 精神上容易烦躁不安; 当空气湿度较低时,

呼吸系统的抵抗力会降低, 从而引发一系列呼吸道疾病^[1]。因此维持室内适宜的环境湿度尤为重要。

冷冻除湿作为一种常见的除湿方式, 采用简单的制冷原理实现除湿目标。在经过低于露点温度的蒸发器换热表面时, 湿空气中的水分凝结析出, 变为低温的干空气, 而后经过冷凝器提升温度, 空气温湿度均达到人体适宜水平被送入室内。由此可知, 蒸发器作为湿空气中水汽凝结的主要场所, 是

整个冷冻除湿系统中的关键部件，其流动换热特性直接影响到除湿系统性能的优劣。

对于一定换热铜管数目的蒸发器，流路布置方式的不同将直接影响到蒸发器的换热流动特性^{[2]-[5]}。因此本文采用数值模拟研究，对比分析了不同流路布置对蒸发器除湿性能的影响，总结了除湿系统中蒸发器流路布置方式的一般规律，为冷冻除湿系统能效提升提供了改进意见。

2 模拟条件

本文的模拟对象选自某款经典除湿机，其蒸发器详细配置如表1所示，模拟研究中蒸发器的运行条件根据其实际实验运行参数和测试标准而定，如表2所示。

表1 蒸发器几何结构参数

换热管	材质	铜
	外径/mm	7
	内径/mm	6.52
	长度/mm	360
	间距/mm	21
	排数	3
翅片	内表面	内螺纹
	材质	铝
	类型	百叶窗

表2 蒸发器运行条件

类型	制冷剂			空气		
	进口饱和温度/°C	进口干度	质量流量/kg·h ⁻¹	温度/°C	相对湿度	流量/m ³ ·h ⁻¹
R410A	2.5	0.1	56	18.33	60%	480

图1为本次模拟研究中各种蒸发器流路布置方式，其中流路1为采用两进两出的方式，整体上采用逆流换热的方式，局部为“Z”型顺逆流交替；流路2与流路3同样采用两进两出的方式，进一步简化为“UN”型布置，其中流路2为逆流换热，

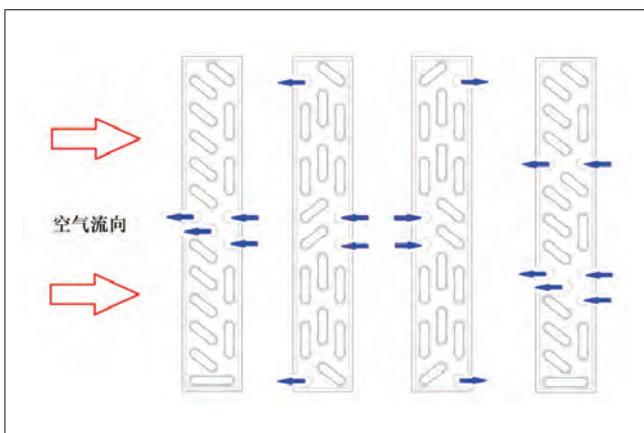


图1 蒸发器流路布置示意图（由左至右分别为流路1、流路2、流路3和流路4）

流路3为顺流换热；流路4采用了3个支路数，其余类似流路1布置方式。为了后续便于分析，将换热管按顺序编号排布，迎风第一排自上至下为1~12，以此类推，迎风第二排自上而上为13~24，迎风第三排自上至下为25~36。

本次研究采用的模拟软件为美国标准与技术研究所（NIST）开发的EVAP-COND，该软件在管翅式换热器的数值模拟方面具有很强的代表性，在国际上也具有广泛的影响。

3 模拟结果与分析

根据上述换热条件，分别对不同流路下的蒸发器性能进行模拟计算，计算结果汇总见表3，其中折合除湿量是根据潜热量与水蒸气冷凝潜热之间的关系计算得到。对比四个流路的换热情况，采用两支路的蒸发器流路换热能力明显优于三支路的蒸发器流路，其中流路3的换热量达到最大。流路1、2和3由于均采用两支路方式，总换热量相差不大，但是流路3的潜热占比更大，相同冷量下用于水蒸气凝结的热量更多，因此流路3的潜热量更大，除湿量增大30~40g/h，提升约2.4%。流路4采用更多的支路数，流经每一支路的制冷剂流速减小，因此制冷剂侧换热系数减小，整体换热水准减弱，换热量最小；相比于两支路流路，换热量减少约30~50W，除湿量降低30~70g/h。

根据表3中汇总结果，由于支路数目的减少，制冷剂流速增大，两支路蒸发器流路压降明显大于三支路流路，压降损失增大1~2倍。制冷剂侧压降的变化与换热情况正好相反：换热较优的流路压降损失大，而换热较差的流路压降损失小。

3.1 传热除湿性能对比

图2展示了不同蒸发器流路时沿着换热管和管排换热量的分布图，可以看出换热量沿着空气流动方向递减；流路3在迎风第一排时，换热能力最低，而第二三排换热管的换热量却明显优于其余三种流路布置；流路4中三排换热管的平均换热能力最低，整体换热量最小。

由传热学可知，换热量的大小与换热面积、换热系数和换热温差成正比。图3展示的是不同蒸发器流路时各个换热管换热温差大小的分布图，三支路与两支路流路的换热温差相近。四种蒸发器流路采用相同的换热管和翅片，且换热管外空气的流动状态近似相等，因此空气侧换热系数也相差不大。对比两支路流路（流路1、流路2和流路3）和三支路（流

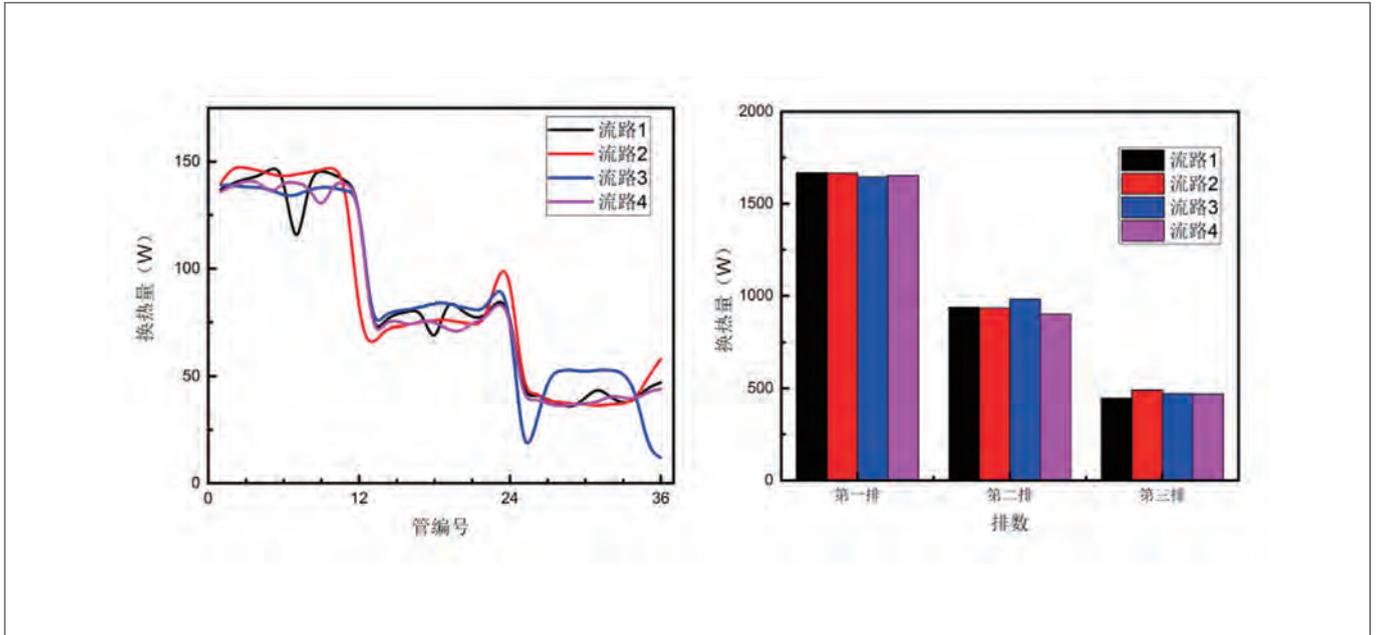


图2 换热量沿换热管(左)和管排(右)分布情况

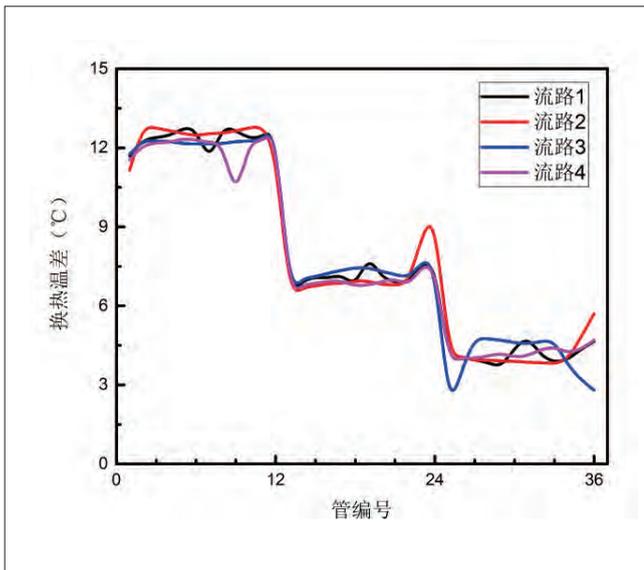


图3 不同换热管处换热温差的变化情况

表3 不同蒸发器流路模拟结果汇总表

对比	流路1	流路2	流路3	流路4
换热量/W	3090	3089	3099	3024
潜热量/W	1026	1019	1047	996
潜热占比	33.20%	32.99%	33.79%	32.94%
折合除湿量/g·h ⁻¹	1477	1467	1508	1434
压降/kPa	26.3	24.8	33.3	8.4

路4) 蒸发器流路, 由于支路数目的不同, 流经每个支路的制冷剂流量差异较大, 三支路平均每支路制冷剂流量为两支路的2/3, 因此三支路制冷剂侧表面换热系数较小, 总换热系数

较小。因此换热系数成为影响蒸发器在不同支路数换热能力的主要因素。

对于存在相同支路数的流路1、流路2及流路3, 由上述分析可知, 总换热系数相差不大, 制冷剂与空气的温差成为了换热能力差异的重要原因。在图3中, 流路3的第二、三排的换热温差略高于流路1及流路2, 因此换热能力更强。进一步分析可知, 沿空气流动方向, 空气吸收冷量温度降低, 即从第一排至第三排换热管外空气温度逐渐降低; 而管内制冷剂主要处于气液两相状态, 若忽略压降因素, 则制冷剂始终维持恒定的此压力下的饱和温度, 但由于压降的存在, 沿制冷剂流动方向, 制冷剂饱和温度下降。因此对于顺流UN布置的流路3来说, 沿流动方向制冷剂与空气的温降趋势一致, 这与常规单相介质逆流换热类似, 此时整体换热温差达到最大。而逆流布置的回路, 沿流动方向制冷剂与空气的温降趋势相反, 其效果类似于常规介质顺流换热, 相比而言整体换热温差小于顺流UN布置。

根据模拟结果中流经每根换热管空气温度的变化, 计算出每根换热管的除湿量及潜热占比, 结果如图4所示。从图4左中可以看出除湿量的变化趋势与总换热量的变化趋势基本保持一致, 即换热量多的换热管上除湿量也越多, 但是每排换热管上除湿量之间的差距减小, 尤其是第一、二排换热管上的除湿量。根据图4右的结果来看, 迎风第一排上的换热管的潜热占比小于后两排换热管, 可能的原因为在第一排中

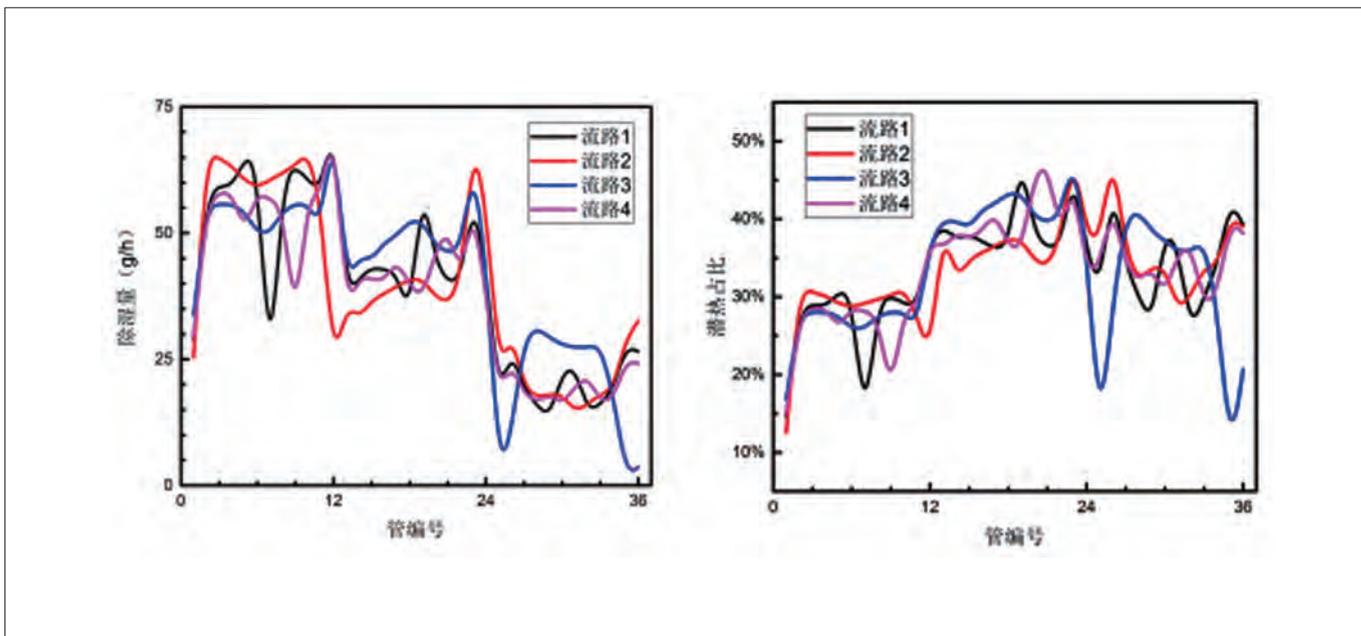


图4 不同换热管处除湿量（左）和显热占比（右）的变化情况

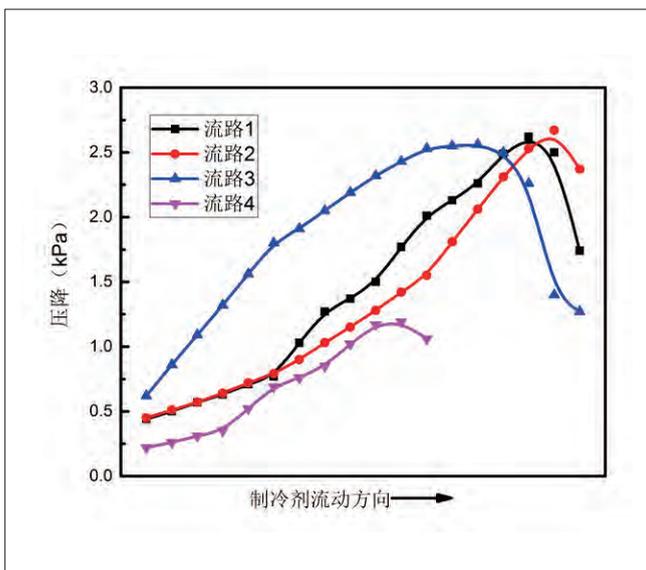


图5 制冷剂压降沿程变化情况

进行换热的空气温度最高，要实现凝结析湿需要一个空气冷却的过程，因此相比而言第一排换热管中更多的冷量用于空气的降温，潜热占比较小。由于第一排换热管的冷却作用，后续换热管上空气的凝结相比较容易，冷量中更多的部分用于水蒸气的凝结，潜热占比升高。因而第一排与第二排换热管之间的除湿量差距变小。

从上述分析来看，蒸发器前排换热管主要作用是冷却空气，即将空气降温到一个有利于水蒸气凝结的温度，以便后

排换热管能够更加高效的除湿（更高的潜热占比）。对于本次模拟中采用的蒸发器流路，流路3中迎风第一排换热管换热温差最大，总换热量最小，但潜热占比相比于其他三种流路更小，综合来看显热量却最大，因此进入后续两排换热管道的空气温度更低，水蒸气更容易凝结析出，所以后两排潜热占比相比更大，除湿量及换热量更多。

3.2 压降损失比较

图5为不同蒸发器流路制冷剂沿程压降变化趋势。可以看出，换热管中制冷剂的压降呈现先增后降的趋势，原因在于沿着流动方向，制冷剂吸热蒸发，其干度逐渐增大，在物性上表现为比容增大。对于一定制冷剂质量流量的系统，比容越大，体积流量越大，而制冷剂管道直径保持一致，这意味着沿流动方向，制冷剂是一个加速的过程，因此压降损失逐渐增大。当制冷剂完全蒸发后，液态完全转化为气态，流速达到最大，但是由于气态制冷剂与管壁之间的摩擦系数远小于液态制冷剂，因此压降损失减小，其后随着继续吸收热量，过热度增大，制冷剂比容减小，流速减缓，因此压降损失持续保持着减小的趋势。

对比四种流路的压降变化趋势，由于支路数目的增多，单支路中制冷剂流量减小，三支路蒸发器流路（流路4）对于减小系统压降损失极为有利，单管压降及总压降远小于两支路流路。对比三种不同布置方式的两支路蒸发器流路，由于流路3采用顺流UN布置，其入口段位于换热能力最佳的迎风第

一排,由于换热量多,干度及比容变化剧烈,制冷剂保持一个较大加速度的流动,因此在制冷剂入口阶段压降损失最大。而流路1与流路2在进口阶段流路布置相同,因此压降变化保持一致;到达后半程时,流路1的换热效率更大,吸收更多的热量,因此比容有了更大的变化,压降损失增大。在制冷剂流动的后半程,流路1与流路2的换热效果好(迎风第一、二排换热),压降损失达到了单管最大;但由于流路3整体拥有最大的换热量,制冷剂过热度最大,因此在出口阶段,其制冷剂压降最小。

4 结论

湿度的重要性越来越被广大群众重视,湿度控制逐渐也成为了空气调节过程中重要的一环。对于冷冻除湿方式,蒸发器的性能决定了除湿效率的优劣,而流路布置方式的不同直接影响到蒸发器的换热流动特性。因此本文分析研究了相同换热条件下四种不同流路布置对于蒸发器除湿性能的影响,模拟结果表明:增加流路数使得压降损失大幅降低,但由于多流程的分流降速作用,制冷剂侧换热系数减小,系统

换热及除湿性能不佳;相比三支路流路,两支路流路布置可使除湿量增加约30~70g/h,对于提升除湿能力更有优势;其中UN顺流布置能够保证空气与制冷剂的温降趋势一致,因而具有更大的除湿能力和潜热占比,相比于同支路数目的其他流路除湿能力增大约2.4%。

参考文献

- [1] 何天祺. 供暖通风与空气调节[M]. 第2版. 重庆: 重庆大学出版社, 2002.
- [2] Liang S Y, Wong T N, Nathan G K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(8):823-833.
- [3] 郭进军. 管路流程布置对换热器性能影响的数值模拟及实验研究[D]. 西安交通大学, 2003.
- [4] 黄东, 陈群, 袁秀玲. 支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2007,41(5):543-548.
- [5] 黄东, 李权旭, 吴蓓, 等. 流路布置对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(9):1107-1112.

(上接30页)

部下侧、冷凝出风端侧帮下部外表面温度升高,在进行热负荷估算时需要考虑这一影响。

(3) 压缩机壳体温度超标(嵌入式状态下,43℃环境温度下测试时,稳定运行状态压缩机壳体温度不允许超过90℃),可以从如下几个方面着手进行改进设计:考虑选用高效外置冷凝器,优化冷凝风循环效率,考虑使用更高效或更大冷量的压缩机。

(4) 压缩机仓冷凝换热结构设计

强化底部散热可以考虑:适当的加大压缩机底板与箱体沙发座之间的间隙,适当提高箱体底部与地面之间的距离等。

减小风循环短路可以考虑:增加底部和背部增加挡风条,将冷凝进风和回风之间进行挡隔。通过在侧帮两侧开孔

来改善冷凝风循环,增大风循环量。

5 结论

根据所设计的冰箱结构及摆放方式,运用CFD仿真分析软件建立四种状态的模型,对比分析冰箱原冷凝模块的系统风量,并进行试验验证与结果分析,结果表明侧帮开孔的嵌入式结构可以很好地满足可靠性测试要求。为确保自由嵌入式冰箱设计的一致性,给出了自由嵌入式冰箱设计要点,为自由嵌入式冰箱的设计提供了参考。

参考文献

- [1] 秦丽. 填补领域空白 嵌入式制冷器具行业标准正在制定. 电器. 2013年11期.
- [2] 刘晓庆, 李凌云等. 基于CFD的风冷冰箱风道仿真分析. 家电科技. 2017年第1期.

制冷系统材料兼容性试验方法及装置研究

蔡宁 杨双 吴晓丽 徐华保
(中家院(北京)检测认证有限公司 北京 100176)

摘要: 兼容性试验装置主要应用于制冷系统材料与制冷剂/油的兼容性测试,对于考核系统的可靠性及安全性具有至关重要的作用。特别是可燃制冷剂以低ODP和GWP值被作为替代制冷剂得到了业内度高认可,兼容性测试的开展将为其推广奠定良好的基础。

关键词: 制冷系统;可燃制冷剂;兼容性测试

Research of compatibility test method and equipment of refrigerating system materials

CAI Ning YANG Shuang WU Xiaoli XU Huabao
(CHEARI (Beijing) Certification & Testing CO.,Ltd Beijing 100176)

Abstract: Compatibility test equipment is mainly used for the compatibility test of refrigerating system materials with refrigerant/lubricant, which plays an important role in system reliability and safety. Particularly, flammable refrigerant with low GWP and ODP is highly recognized by the industry as alternative refrigerant, so compatibility test will lay a good foundation for the promotion.

Keywords: Refrigerating system; Flammable refrigerant; Compatibility test

1 引言

由于制冷系统中制冷剂/冷冻机油与材料的兼容性直接影响系统的可靠性和安全性,在可燃制冷剂作为替代工质得到业内高度认可的背景下,开展材料兼容性测试特别是压缩机漆包线、绑扎线等材料与新工质的兼容性测试,对于保证冰箱和空调等制冷器具整机性能具有至关重要的作用^[1-2]。IEC 60335-2-34最新修订版5.2版中新增了附录BB和附录CC两个章节,特别规定了绕组线绝缘兼容性试验以及绑扎带和绝缘的兼容性测试的相关要求及测试条件^[3]。ISO 14903中也对制冷和热泵系统中密封材料的兼容性测试提出了明确的要求和测试方法^[4]。

2 装置介绍

试验装置主要由压力容器、恒温油槽、测试环境间、测控系统以及辅助测试工具等部分组成,可为兼容性测试提供稳定可靠的环境条件和测试手段。

2.1 压力容器

试验所需的测试容器需要能够承受高温和高压,并且与各种制冷剂和冷冻机油具有良好的兼容性,容器本体材料采用不锈钢材质,耐热性能达到200℃以上。压力容器配置有温度压力测量接口(其中压力部分包括压力传感器、指针式压力表)、抽空及制冷剂/冷冻机油充注口、泄压控压装置等。容器结构尺寸需要考虑测试需要,特别是样品大小、数量、与

恒温油槽的匹配等因素。此外,标准要求试验开始前需要将容器内抽空至 $100\mu\text{m}$ 汞柱高或以下,因此需要考虑容器的密封问题,密封材料需要耐高温,同时满足与制冷剂/冷冻机油的相容性,保证试验过程中不会因为腐蚀等造成油剂液的污染以及罐内压力变化导致试验结果的不可靠。压力容器如图1所示。

2.2 恒温油槽

在测试过程中,需要对测试样品进行规定时间和温度下的周期性测试,考虑样品不可直接与热源接触,因此设计将压力容器置于恒温油槽内进行加热。油槽内设置有制冷和加热组件,能够根据测试需要调整测试温度,自动化程度高。导热介质采用硅油,闪点在 350°C ,较好的解决了高温加热可能产生的油烟及自燃问题,安全系数较高。恒温油槽结构如图2所示,右侧上端为测试部位,压力容器置于盖板开孔处。左侧蓝色部分为控制面板,可进行启动、急停、温度设定等操作。

2.3 测试环境间

测试环境间可根据使用需要建设,如果有散热较好的场地条件,能够满足新风及排烟等条件,则可以不考虑。测试环境间主要应对恒温油槽的散热、可燃制冷剂的泄露等问题。

(1) 散热问题:油槽采用风冷制冷机组,降温启动时风冷外机将对环境间散热,此外,油槽在加热过程中也会对房间散热,为保证试验间内温度的稳定性,配置有温度可调的空气处理机组,能够保证测试过程中室内温度的稳定。



图1 压力容器



图2 恒温油槽

(2) 泄露问题:室内配备气体报警装置,主要考虑R290、R600a、R32等可燃制冷剂在泄露发生时的报警提示及动作保护;设置有新风、排风以及泄压系统,能够保证试验过程、泄露发生时的保护性动作,保证人员安全、减少对周边环境的危害。

此外,为防止静电影响,环境间地面铺设防静电胶垫,门口设置有静电消除装置。

2.4 测控系统

测控系统主要由温度传感器、压力变送器、数据采集器、计算机、测试软件等部分组成,测试软件可对测试数据进行实时采集和存储。

所有的测试元器件在投入使用前都需要进行计量,其中包括温度测量元件、压力测量元件、数据采集器等,保证测试过程中数据的准确性。另外,设备安装就位正式运行前,需要进行试运转,运转无误后方可正式投入运行。

3 试验说明

制冷系统中涉及到兼容性试验要求的材料主要包括电动机上的绕组、槽绝缘、绑扎线、引出线、接插件以及用于密封的橡胶和热塑性材料等,本节以绕组线绝缘兼容性试验为例进行说明。

3.1 测试样品的制备

每次试验需要准备两组样品(每组6个代表性样品)进行对比试验,漆包线按照GB/T 4074.5-2008的4.4.1的要求准备。两组样品分别为不接触制冷剂和润滑油,接触制冷剂和

表1 样品测试项目

序号	样品组别	测试项目
1	不接触制冷剂和润滑油	电气强度试验：施加电压为电动机-压缩机最大工作电压的125%，但是不应少于500V
2	接触制冷剂和润滑油	(1) 真空加热：样品置于压力容器内，密封后抽空到100μm汞柱高或以下，并且加热到不低于150℃保持至少一个小时； (2) 注入润滑油抽空加热：容器内注入润滑油，重复(1)中的密封、抽空、加热过程； (3) 注入制冷剂周期性加热：容器内注入满足压力要求的制冷剂蒸气量，根据制造商确定的时间-温度加热周期进行试验； (4) 电气强度试验：施加电压为电动机-压缩机最大工作电压的100%。

润滑油，测试的项目内容如表1所示。

样品在制备过程中需要进行编号，记录关键信息，并对样品拍照存档，以确保试验前后数据结果与样品的一致性对应关系。

3.2 测试容器中制冷剂充注量的确定

IEC 60335-2-34中要求任意制冷剂蒸汽的压强可以是1.0MPa 到2.4MPa之间任意一个方便的值，但对于超临界制冷剂R774，其压强应不低于7.3MPa。在此处试验操作时制冷剂蒸气压力由于充注过程中受到温度及压力波动的不稳定性影响而无法作为可精确测量的直接测量量，因此考虑采用理想气体状态方程 ($PV=mRT/M$) 计算制冷剂充注量来保证标准中对压力范围的要求。其中R为气体常量，取值8314Pa·L/mol·K。容积V的确定需要考虑压力容器内部有效容积除去样品以及充注的冷冻机油所占空间之后制冷剂的最大充注容积。常用制冷剂摩尔质量M如表2所示。

表2 制冷剂摩尔质量

序号	制冷剂	摩尔质量 (g/mol)
1	R22	86.5
2	R134a	102
3	R404A	97.6
4	R407A	86.2
5	R407C	86.17
6	R410A	72.6
7	R290	44.1
8	R507	98.86
9	R600a	58.1
10	R32	52
11	R744	44

3.3 时间—温度加热周期

对于绕组线绝缘兼容性试验，测试样品应由制造商按照IEC 60335-2-34表BB.1规定的时间温度周期进行选择确定。以加热温度140℃为例，理论的周期曲线如图3所示，加热时间划分为5个相等的加热周期，每个加热周期之后跟随一个不加热周期，不加热周期需在25℃左右持续约为48h。试验开始

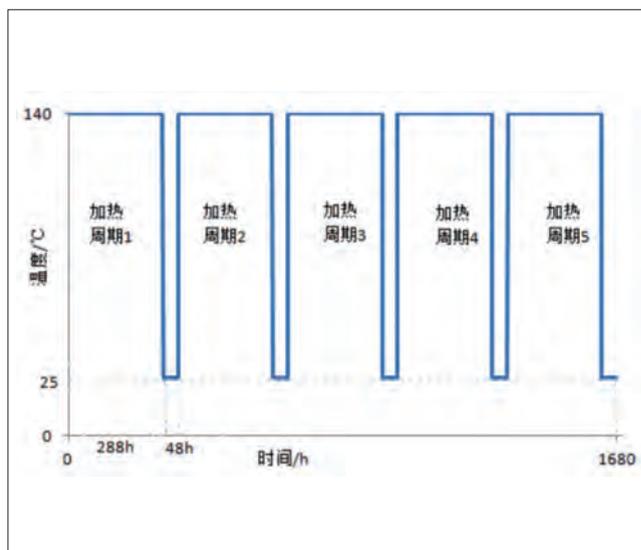


图3 时间—温度加热周期

至结束总时长约为1680h。

不加热周期有两种操作方式：第一种是采用恒温油槽直接降温，第二种是将压力容器从油槽取出，置于环境温度温度为25℃的试验间内。第一种方式无需人为操作，整个温度周期由系统自动控制，但是升降温过程受到系统配置的影响，周期将略长，而且要求油槽内所有测试压力容器同步进行试验。第二种方式需要人员根据测试周期情况将压力容器取出和放回，但是样品的测试灵活性相对较大，只要测试温度一致即可，周期时间不受影响。两种方式的选择可根据试验具体情况来确定。

3.4 加热温度的确定

根据标准要求，测试温度条件140℃应该是压力容器内的介质温度。而实际控制参数为恒温油槽内导热油的温度，由于传感器安装位置、传热温差等因素的影响，控制温度与压力容器内的温度存在一定偏差。经试验发现，恒温油槽的温度设定在145℃时，能够保证压力容器内部温度稳定在略大于140℃的数值。需要注意的是，试验过程中，压力容器内部的最低温度为140℃，可以略高，但是不能偏低。针对温差问题，可以通过多次试验得出经验数据进行如下处理：(1) 直接修正恒温油槽的测量温度，每个加热温度的偏差值不尽相同，需要根据温度设定值来进行确定；(2) 调整恒温油槽的设定温度，将测试需要的温度值加上温度偏差进行设定。

3.5 压力容器操作注意事项

压力容器在进行抽空、充注制冷剂/冷冻机油、密封、开罐

(下转42页)

基于R290和R600a两种工质的直线压缩机性能对比分析

邹慧明^{1,2} 唐明生^{1,2} 田长青^{1,2,3}

(1.中国科学院低温工程学重点实验室(理化技术研究所) 北京 100190;

2.热力过程节能技术北京市重点实验室(中国科学院理化技术研究所) 北京 100190;

3.中国科学院大学 北京 100049)

摘要: 在直线压缩机理论模型的基础上,建立了基于MATLAB的直线压缩机设计程序,开展了R290和R600a两种环保工质的直线压缩机进行性能模拟。在同样的运行工况下,R290工质等效刚度和等效阻尼约是R600a的2.65倍,需要的供电电压更高,制冷量是R600a工质的3.75倍,但相比于R600a工质2.0的COP,R290工质的COP约为1.5。为提高R290工质直线压缩机的制冷性能,可以从增加电磁力系数、减小间隙泄露两个方面来实现。

关键词: 直线压缩机;冷柜;R290;R600a

Performance comparison of linear compressor with R290 and R600A

Zou Huiming^{1,2} Tang Mingsheng^{1,2} Tian Changqing^{1,2,3}

(1.Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS Beijing 100190;

2.Beijing Key Laboratory of Thermal Science and Technology, Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS Beijing 100190;

3.University of Chinese Academy of Sciences Beijing 100049)

Abstract: In this paper a design program on MATLAB is set up based on the basic theoretical model of linear compressor. The performance comparison of linear compressor with R290 and R600a is carried out. The study results show that the equivalent stiffness and damping of the linear compressor with R290 is around 2.65 times of that with R600a. The cooling capacity of the linear compressor with R290 is around 3.75 times of that with R600a. But the COP the linear compressor with R290 is just about 1.5, which is much lower than that with R600a. To improve the performance of the linear compressor with R290, it is necessary to improve the motor constant and decrease the leakage from the gap between piston and cylinder.

Keywords: Linear compressor; Commercial refrigerator; R290; R600a

1 引言

发展安全高效节能、零ODP、低GWP的替代制冷剂已成为当前制冷空调行业可持续发展的一项紧迫而重要的任务。对于商用冷柜这样的小型制冷装置,碳氢HCs制冷剂R290或R600a具有很好的性能优势,相比于传统的HFCs,系统能效一般提高20%以上^[1-3]。由于HCs制冷剂具有可燃性,在小

型商用冷柜中得到推广应用需要对其可燃性进行风险评估,Colbourne^[4-5]等人对使用碳氢HCs制冷剂的冷柜进行了可燃性风险进行了量化分析,从泄漏制冷剂泄漏着火概率以及后果的严重性两个方面对压缩机室和房间内可燃性风险进行评估建立了风险评估模型,可以分析热辐射伤害和爆炸超压的事故后果。在充注量得到有效控制的情况下,R290在小型商

用制冷装置上具有很大的发展优势。

压缩机是蒸汽压缩式制冷系统的关键部件，目前冰箱、冷柜这类小型制冷装置主要采用活塞式压缩机以保证较高的容积效率。直线压缩机采用直线电机驱动活塞，取消了旋转驱动和往复压缩之间的转换装置，结构更加紧凑，传动效率更高，易于实现无油或少油润滑，且变容量特性优异，具有很大的节能潜力^[6-7]。本文在R600a冰箱压缩机的开发研究基础上，针对基于R290和R600a两种环保工质的直线压缩机进行性能分析对比，为R290冷柜用直线压缩机的开发及性能优化提供理论依据。

2 设计工况

根据冷柜和冰箱用压缩机的设计要求，额定工况为：蒸发温度-23.3℃，吸气温度32.3℃，冷凝温度54.4℃，过冷温度32.2℃（环境温度32.2℃）。

制冷工质为R600a，绝热指数（κ）1.07，压缩机吸气压力（ p_s ）0.062MPa，排气压力（ p_d ）0.76MPa。理论循环的制冷量 $q_c=334.83\text{kJ/kg}$ ，压缩机指示功 $P_c=116.22\text{W/kg}$ ，理想制冷 $COP_i=2.88$ ，吸气密度 $\rho=1.443\text{kg/m}^3$ 。

制冷工质为R290，绝热指数（κ）1.11，压缩机吸气压力（ p_s ）0.217MPa，排气压力（ p_d ）1.883MPa。理论循环的制冷量 $q_c=356.87\text{kJ/kg}$ ，压缩机指示功 $P_c=130.88\text{W/kg}$ ，理想制冷 $COP_i=2.73$ ，吸气密度 $\rho=3.892\text{kg/m}^3$ 。

3 理论模型与模拟程序

在直线压缩机的设计阶段，为了简化计算，通常采用傅里叶算法将非线性气体力进行线性化处理，得到气体力的等效刚度、等效阻尼等参数，并结合活塞运动过程中受到的电磁力、摩擦力、惯性力及弹簧力的作用，建立直线压缩机的动力学模型，如式（1）所示：

$$\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \frac{d^2 x}{dt^2} + (c_f + c_g) \frac{dx}{dt} + (k_s + k_g) x = K_0 i \quad (1)$$

将线圈电阻与铁芯损耗简化为等效电阻，线圈电感与铁芯感应简化为等效电感，直线电机的电路模型如式（2）所示：

$$R_e i + L_e \frac{di}{dt} + K_0 \frac{dx}{dt} = u \quad (2)$$

其中， m_1 为动子质量， m_2 为机身质量， c_f 为压缩机摩擦阻尼， c_g 为气体力等效阻尼， k_s 为弹簧刚度， k_g 为气体力等效刚度， K_0 是电机电磁力系数， R_e 是压缩机等效电阻， L_e 是压缩机

等效电感。根据上述模型，基于Matlab平台建立直线压缩机设计程序，计算流程及算法如图1所示。

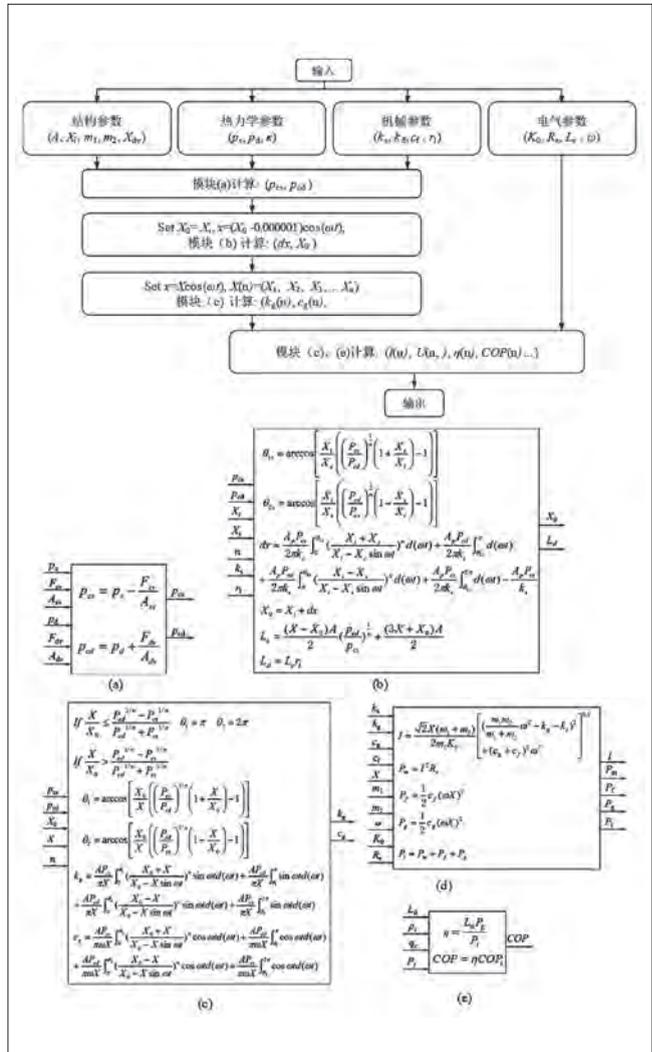


图1 直线压缩机设计程序框图

根据直线压缩机的应用对象需求，将已知参数输入设计程序，通过试算进行压缩机参数配置，经过反复试算，配置如表1所示。

表1 直线压缩机主要参数		
参数	R600a	R290
气缸直径, d	0.036m	0.036m
设计行程, H	0.012m	0.012m
设计频率, f	60Hz	70Hz
运动部件质量, m_1	0.75kg	0.99kg
机身质量, m_2	6.0 kg	6.3 kg
电磁力系数, K_0	85 N/A	85 N/A
等效电阻, R_e	6.86Ω	6.86Ω
等效电感, L_e	0.378H	0.378H
气体等效刚度, k_g	29400N/m	87540N/m
谐振弹簧刚度, k_s	58800N/m	85700N/m
偏移量, d_x	0.002m	0.0039m
初始余隙, X_1	0.004m	0.0021m

4 分析与讨论

在上述直线压缩机基本参数的配置基础上,针对R290和R600a这两种工质在额定工况下进行制冷性能模拟计算。

图2为气体等效刚度与等效阻尼随行程变化曲线。总行程12mm,气体等效刚度随着行程的增加逐步升高,R290工质等效刚度从40000N/m增加到140000N/m,R600a工质等效刚度从10000N/m增加到49000N/m。当压缩机气缸内的压力大于排气压力时排气阀打开,压缩机开始泵气,R290工质开始泵气的行程为9.24mm;R600a开始泵气的行程为10.18mm,泵气前气体等效阻尼均为0Ns/m。

泵气后,随着行程继续增加,气体等效刚度开始下降,气体等效阻尼逐步增加,直到活塞到达上死点位置,R290工质等效刚度下降到78000N/m,等效阻尼增加到122Ns/m,R600a工质等效刚度下降到29000N/m,等效阻尼增加到46Ns/m。当活塞行程冲过上死点后,气体等效刚度开始反转上升,等效阻尼反转下降。可以看出,R290和R600a两种工质在同样的直线压缩机气体条件下,气体力特性有很大差距,以上死点位置为例,R290工质等效刚度和等效阻尼约是R600a的2.65倍。因此设计过程中需要根据各自的参数特性进行频率参数配置。

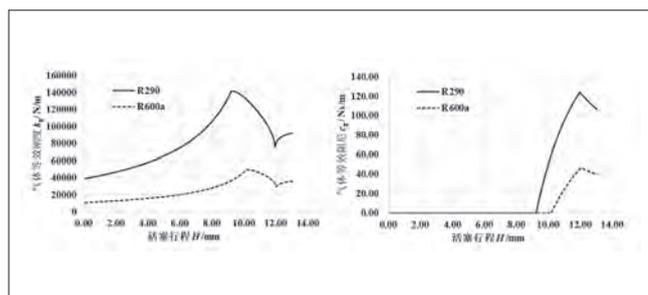


图2 气体等效参数随行程变化

图3(a)为在表1的配置参数基础上,两种工质需要的供电电压变化曲线。随着行程的逐步增加,供电电压U呈非线性上升趋势,当直线压缩机开始泵气后,电压略有上升后开始又缓慢降低,R290工质需要的电压为614V,R600a电压为210V。可以看出,R290工质需要的电压要求太高,电压变化曲线的非线性特性会很大程度上增加行程控制的难度。进一步,考虑在直线压缩机的供电回路中串联15 μ F的电容,图3(b)为串联电容后的计算结果,可以看出,此时直线压缩机行程增加需要的电压值得到了大幅降低,R290工质需要的电压为191V,R600a电压为146V,同时电压与行程关系曲线的线性度也有了很大的提升。

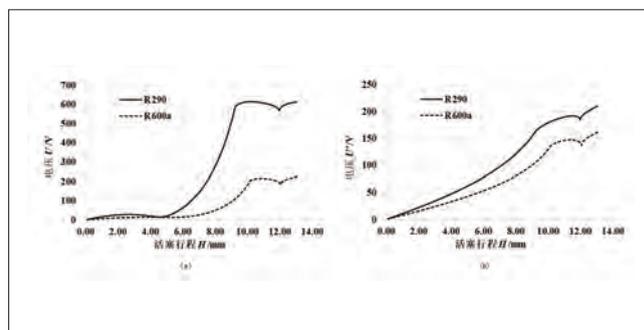


图3 供电电压随行程变化

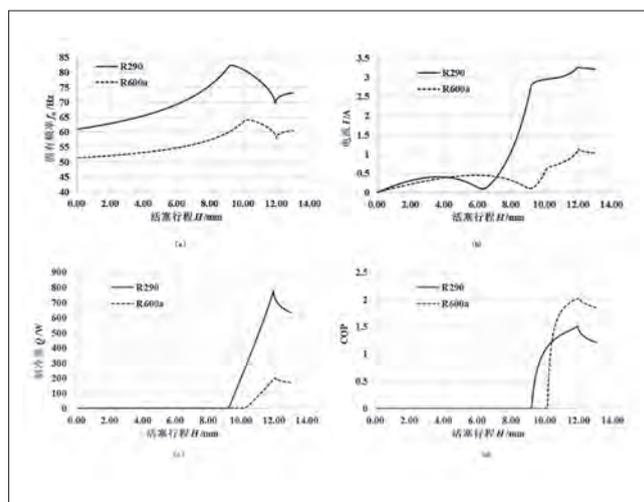


图4 性能参数随行程变化

由于两种工质气体等效刚度的差异较大,通过动子质量、弹簧刚度的分别配置如表1所示,得到直线压缩机的固有频率变化曲线如图4(a)所示,在上死点位置,两种工质的固有频率与设计频率接近,值得注意的是在泵气的行程区间内,固有频率变化较大,控制系统需通过频率追踪来保证较高的电机效率。图4(b)为直线压缩机的电流曲线,受气体力非线性影响,电流随行程变化具有显著的非线性特性,两种工质在上死点位置的电流约为3.25A和1.10A。图4(c)和4(d)为两种工质的制冷量与COP变化曲线,上死点位置,R290的制冷量约为750W,COP为1.5,R600a的制冷量约为200W,COP为2.0。可以看出,同样的气缸活塞配置条件下,由于R290本身的热物性,制冷量是R600a工质的3.75倍,但COP却比R600a工质的小很多,这是由于一方面在同样的直线电机条件下,R290工质的电流更大,电机效率相对较低,另一方面,R290工质的活塞两侧压差更大,压缩腔向背压腔泄露更大。因此对于R290工质的直线压缩机,为提高其制冷性能,还需要一方面增加电磁力系数来降低运行电流,提高直

线电机的效率,另一方面通过气缸活塞间隙的优化设计减少压缩气体的泄露,提高压缩效率。

5 结论

通过上述R290和R600a两种工质的直线压缩机性能模拟分析,得到以下主要结论:

(1) 两种工质在同样的运行工况条件下,气体力特性有很大差距,以上死点位置为例,R290工质等效刚度和等效阻尼约是R600a的2.65倍,设计过程中需要根据各自的参数特性进行频率参数配置。

(2) 在同样的直线电机参数条件下,R290需要的供电电压较高,通过在供电回路中串联电容的方法,降低无功电压,提高直线压缩机的运行功率因素,同时提升电压与行程关系曲线的线性度,降低行程控制难度。

(3) 同样的气缸活塞配置条件下,由于R290本身的热物性,制冷量是R600a工质的3.75倍,但由于R290工质的电流更大,电机效率相对较低,两侧压差更大,压缩腔向背压腔泄露更大,使得制冷COP比R600a工质小很多。

(4) 为提高R290工质直线压缩机的制冷性能,需要从增加电磁力系数、减少气缸活塞间隙泄露两个方面来实现。

(上接38页)

等操作时,需要采取固定措施,以防止容器倾倒引起破裂或元器件的损坏。特别是在加热周期完成之后取出样品时,如果容器发生倾倒,内部油剂混合液将溢出,测试样品也可能从容器内逃出,造成样品污染和损坏,增加测试结果的不确定性。

如果加热周期完成之后或者加热过程中压力容器需从恒温油槽中取出来,由于油槽内温度较高,取出过程中需要佩戴手套并采取相应的安全防护,防止烫伤。

样品从压力容器取出前需先对压力容器进行泄压处理,将内部蒸气排出直至容器内压力达到大气压。放气过程需要在开放的环境中进行,禁止在人员操作区放气。

4 结论

本文对制冷系统材料与制冷剂/冷冻机油的兼容性装置

参考文献

- [1] Rene Van Gerwan, Alan Gerrard, Fabio Roberti. Ice cream cabinets using a hydrocarbon refrigerant: from technology concept to global rollout 2008.
- [2] 何广. R290制冷剂在商用制冷柜领域的应用与研究. 中国新产品新技术, 2014.7.
- [3] 叶俊荣. R290制冷剂在商用冷柜中的应用. 化工管理, 2015.9.
- [4] D Colbourne, L Espersen. Quantitative risk assessment of R290 in ice cream cabinets. International Journal of Refrigeration, 2013,36 (4) :1208-1219.
- [5] 钱文波, 晏刚, 冯永斌等. 丙烷和丙烯用于低温冷柜的性能和充灌量研究. 西安交通大学学报, 2009,43 (9) :104-108.
- [6] Heo K B, Lee C W, Song G Y, et al. Capacity Modulation of Linear Compressor for Household Refrigerator. Science & Technology of Household Electric Appliance, 2004.
- [7] Huiming Zou, Mingsheng Tang, Changqing Tian, et al. Performance characteristics around the TDC of linear compressor based on whole-process simulation. International Journal of Applied electromagnetics and mechanics, 2014, 28 (10) :4163-4171. (SCI) .

基金项目: 国家重点研发计划2016YFD0400905, 国家自然科学基金 51576203、51505466

进行了介绍和描述,该装置能够满足相关标准的要求,操作性强,具有较好的推广应用价值。以绕组线绝缘兼容性试验为例对操作进行了解释,阐述了试验过程中存在的问题及注意事项,为兼容性试验的开展提供了技术性指导。

参考文献

- [1] 绿色环保型制冷压缩机用漆包线的要求和试验方法[J]. 张玉章. 电工材料, 2005.03.
- [2] 绿色环保型制冷压缩机用漆包线兼容性试验方法的研究[J]. 王朝霞. 中国金属通报, 2014.
- [3] Household and similar electrical appliances—safety—Part 2—34: Particular requirements for motor—compressor, IEC 60335—2—34—2016[S].
- [4] Refrigerating systems and heat pumps—Qualification of tightness of components and joints, ISO 14903—2017[S].

多联式热泵/热管复合式空气源热泵实验研究

许树学 邵月月 马国远 牛建会
(北京工业大学 北京 100124)

摘要: 提出了多联式热泵/热管复合式空气源热泵的循环原理, 基于3HP压缩机研制出一套样机进行测试, 室内机为6台串联。考查不同工况下系统的制热性能, 研究热管温度分布及启动过程特性, 多个室内机的温度分布状况, 比较热管内充注R134a和水的运行特征, 为开拓新型的热泵采暖装置提供参考。

关键词: 热泵; 热管; 多级; 温度分布

Experimental study on multi-type heat pump/heat pipe composite air source heat pump

XU Shuxue SHAO Yueyue MA Guoyuan NIU Jianhui
(Beijing University of Technology Beijing 100124)

Abstract: The circulation principle of multiple heat pump/heat pipe air source heat pump was put forward. A prototype was developed based on 3HP compressor and the indoor unit was 6 series. The heating performance of the system under different working conditions were carefully examined, the heat pipe temperature distribution, starting-up process characteristics and the temperature distribution of multiple indoor units were also studied. At last, the charging characteristics of R134a and water in the heat pipe was compared. This research can provide reference for the development of a new type of heat pump heating device.

Keywords: Heat pump; Heat pipe; Multistage; Temperature distribution

1 引言

大气污染的问题越来越受到人们的关注。京津冀多个城市PM2.5的来源解析结果表明, 燃煤排放出的多种污染物是形成PM2.5污染的主要来源。加快郊区及城市上风口的农村地区采暖“煤改电”工程建设, 是实现空气治理行动计划目标的重要措施^[1]。目前“煤改电”主流家用采暖设备为小型空气源热泵和分体式风冷热泵型空调器两种。家用小型空气源热泵采用蒸汽压缩式热泵加水循环, 通过水泵将热量输送到室内, 此种设计需对热泵系统和水系统协调准确控制, 系统构造复杂繁重, 为安装和检修带来困难, 同时须着重考虑

冬季运行安全及水路的防冻问题。普通风冷热泵型分体式空调用风机供热, 产生的热空气从上至下循环, 不符合供暖的空气动力学及热力学原理, 长时间运行后换热器内积累尘土和有害细菌并产生异味, 对人体健康造成损害^[2]。

热管是一种高效的两相传热装置, 与常规散热器相比热管散热器的传热性能更好。将热泵与高效率传热热管结合起来国外也有相关研究。文献^[3]采用热管散热器将水箱里的热量抽出冷却热水。文献^[4]将热管应用在太阳能换热装置上, 结论认为其性能系数比传统换热器提高1.5~4倍。文献^[5]将热管应用在地源热泵的蒸发器端, 蒸发器置于热管散热器

内。与普通的直接膨胀式相比性能系数提高10.3%；与复合回路换热型式相比性能系数提高21.1%。文献^[6]将热管应用在地源热泵上，通过热管复合的地板将热量供给办公室。

近两年市场上出现了热风机，采用制冷剂直接冷凝供热。热风机虽然能满足无水循环的要求，但在带动多台室内机的情况中出现了困难。本文提出多联式热泵/热管复合式空气源热泵，结合了热泵与热管的优势，解决现有空气源热泵多个室内机，系统复杂，供热速度慢和供暖效率低的问题。提高整个热泵系统的舒适度、供热速度和运行效率。

2 循环原理

多联式热泵/热管复合式空气源热泵如图1所示。系统包括热泵和热管散热器两个部分，热泵由压缩机（3HP）、冷凝器、节流装置（电子膨胀阀）和蒸发器组成；热管散热器由多个热管组合而成，通过集液管连接在并与热泵的冷凝器隔离焊接在一起。单台压缩机带动6台热管式热辐射装置工作，6台室内机串联连接。其工作过程如下：压缩机排出的高温高压制冷剂气体通过冷凝盘管与热管散热器中的工质换热，冷凝后的制冷剂液体经节流后进入蒸发器，在蒸发器中蒸发吸热，蒸发后的制冷剂气体回到压缩机。热管散热器中的工质吸热后热管启动，通过辐射和自然对流将热量传递给室内。

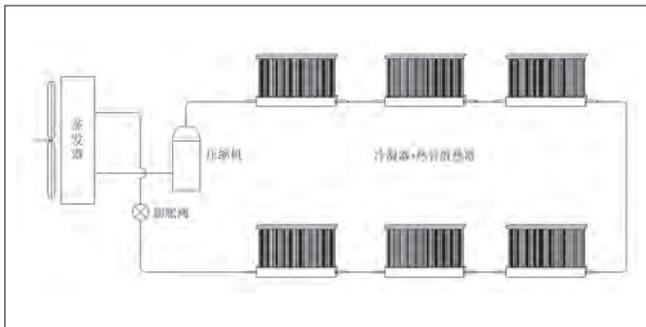


图1 多联式热泵/热管复合式空气源热泵机组

图2所示为热管式热辐射末端的结构原理示意图。由上集管、下集管、热管束、冷凝器组成，材料选用铝。其中冷凝器为紫铜管并联而成，热管束为带有纵向平直翅片的铝材。

3 实验装置与测试

多联式热泵/热管复合式空气源热泵机组安装在北京工业大学实验室的楼道内。楼道顶部安装3台风机盘管抵消散热器散出的热量。压缩机的吸气压力和吸气温度由风量和电子膨胀阀调节，稳定在一定的范围内。实验装置如图3所示。

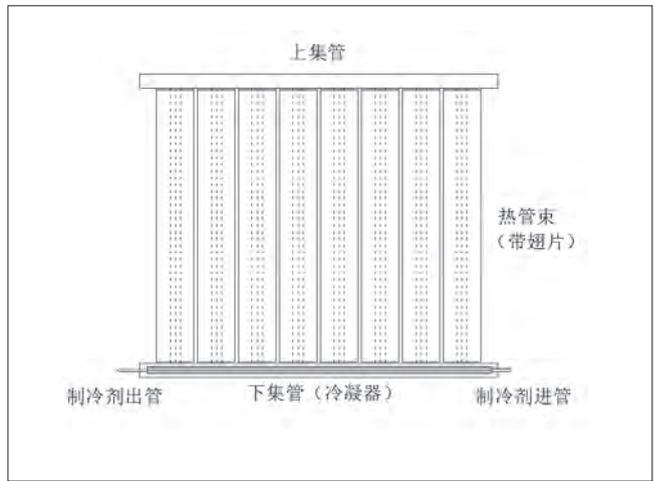


图2 热管式热辐射末端

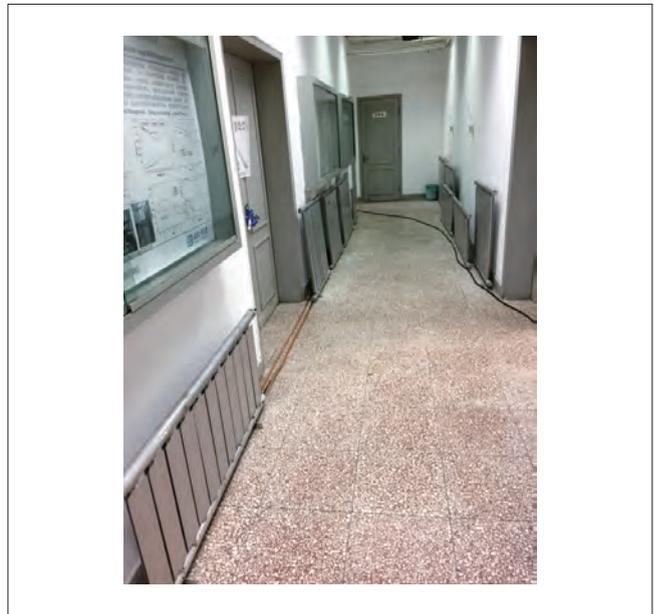


图3 多联式热泵/热管复合式空气源热泵机组实际测试图

4 测试结果与分析

在室内温度18~22℃，蒸发温度0~5℃，吸气过热度10℃的工况下进行测试。热泵工质为R22，热管工质选用R134a和水，分别研究多个热管散热器表温度分布、启动时间、工质充注量等性能参数。

图4所示为系统启动过程热管散热器表面温度分布情况。由图可知，热泵冷凝温度在30分钟内从20℃上升到40℃。随着热泵冷凝器温度的升高，热管散热器表面温度持续上升，热管表面温度与热泵冷凝温度之间的温度梯度在30分钟内逐渐减小并趋于稳定。稳定状态下冷凝温度与热管表面的温差仅为1℃到1.5℃。其原因是：冷凝器和热管蒸发段仅通过铜管壁面传热，传热热阻非常小而面积相对大。

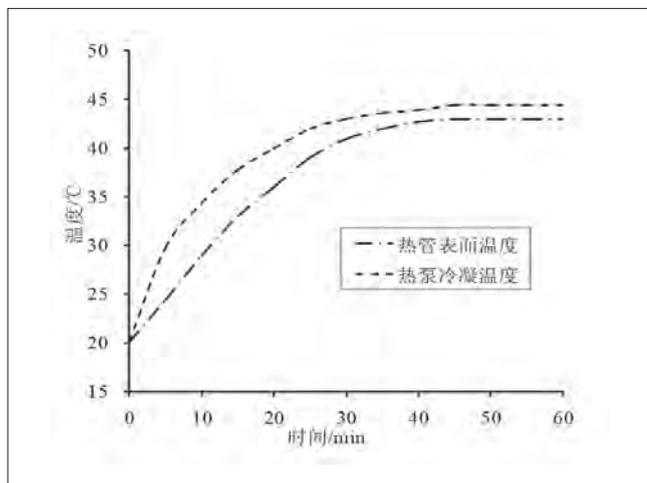


图4 启动过程温度分布

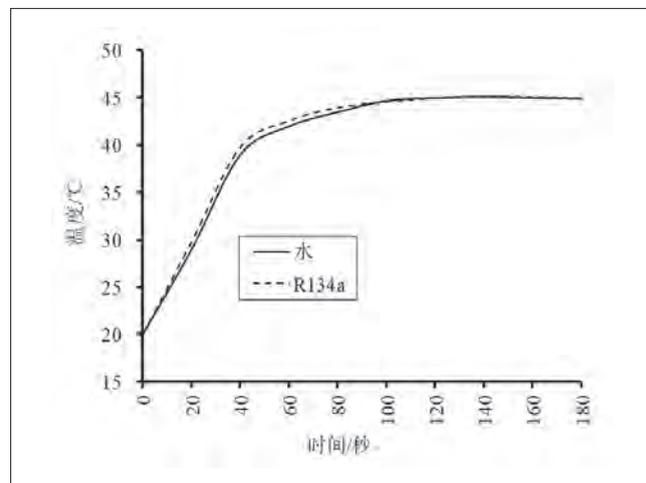


图6 热管内充注R134a和水的启动过程

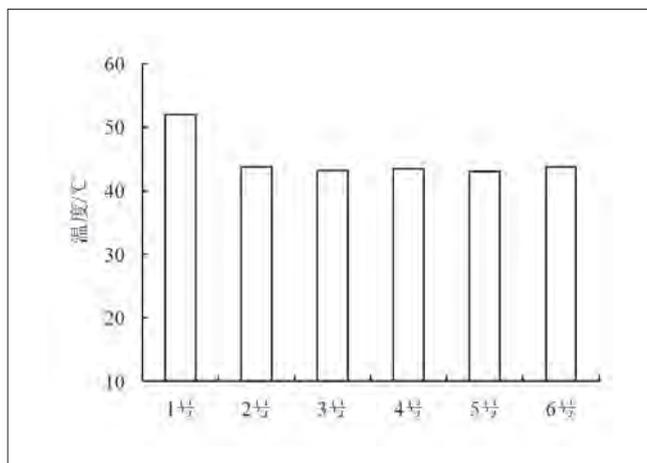


图5 6台室内机的表面温度情况

图5所示为系统稳定运行时,6台室内热管散热器表面温度情况。由图可知,除了第一台(1号)温度高外,其余5台的表面温度基本相等,大约为45°C,1号的表面温度比其他5台高约8°C,为53°C。这主要是因为压缩机的排气首先进入到1号散热器内。

图6所示为热管内充注R134a和水的启动过程情况。由图可知,R134a和水的稳定工作过程表面温度差别不大,在启动阶段,水的启动时间略高于R134a。

图7所示为选用水为热管工质时,不同充注量下热管的启动时间。由图可知,热管内水的充注量越大,启动时间越长。比如,当充注300g水时,热管表面温度在100s左右达到稳定;当充注1000g时,热管表面温度稳定需要180s的时间。这主要是因为随着水量的增加,加热水到一定温度需要的时间越来越长,同时,热泵的冷凝器通过冷凝管束将热量传递给水,引起水的气化,气化产生的气泡在上升过程需要克服水的液位

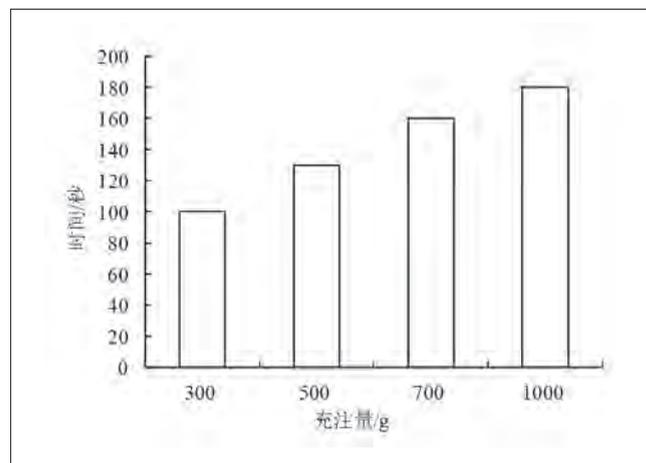


图7 热管内充注不同质量水的启动时间

阻力越来越大,导致其启动时间加长。

5 结论

本文搭建了多联式热泵/热管复合式空气源热泵机组实验装置,通过实验研究系统的启动过程特性和温度分布特性,研究比较热管内充注R134a和水对系统制热性能的影响,得到的结论如下:

- (1) 热泵驱动热管式辐射供热装置启动过程快,常温下30分钟内达到稳定运行状态。
- (2) 除了最接近压缩机排气管的1号室内机外,其余5台室内机的表面温度基本相同。
- (3) 当热管内充注R134a和水时,系统稳定工作时表面温度相差不大;在启动阶段,水的启动时间略长于R134a。
- (4) 热管内充注水时系统能够正常工作,但启动时间受

(下转54页)

压缩机变频调节的小型空气源热泵制热性能 实验研究

牛建会^{1,2} 马国远¹ 许树学¹ 刘帅领¹
(1.北京工业大学 环境与能源工程学院 北京 100124;
2.河北建筑工程学院 能源与环境工程学院 河北张家口 075000)

摘要: 为研究压缩机变频对热泵制热性能的影响,搭建了额定4HP变频压缩机热泵系统实验装置,实验研究压缩机在不同频率下,热泵的排气温度、吸气压力、制热量、压缩机耗功率和制热COP的变化,为空气源热泵的进一步节能运行提供理论依据。

关键词: 空气源热泵; 变频; 制热性能

Experimental study on heating performance of small air source heat pump with compressor frequency conversion

NIU Jianhui^{1,2} MA Guoyuan¹ XU Shuxue¹ LIU Shuailing¹
(1.College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology Beijing 100124;
2.College of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Architecture Zhangjiakou 075000)

Abstract: In order to prove the influence of compressor frequency conversion on the heat pump performance, the experimental device of the rated 4HP with compressor frequency conversion heat pump system is set up in this paper. The experimental study on the change of exhaust temperature, suction pressure, heat production, compressor power consumption and heat production COP of the compressor at different frequencies was carried out, hoping to provide a theoretical basis for the further energy saving operation of the air source heat pump.

Keywords: Air source heat pump; Frequency conversion; Heating performance

1 引言

目前,京津冀地区正在进行大规模的“煤改电”工程,上百万户的农村家庭冬季供暖已由原来的家用燃煤小锅炉替换成空气源热泵机组。但目前农户里安装的空气源热泵机组多数为定频率运行,供暖温度的控制靠启停实现,这必将造成要么房间内过冷、要么浪费电能,没有真正达到既舒适又节能的目的。

若目前的空气源热泵能变频调节,当达到室内温度设置值时,自动调节压缩机和电机的运转速度,自动调整工作的频率输出电量,以低转速运行,不会停机。这不仅提高了运行效率,也为用户节省了电费。在变频热泵产品中,变频热泵空调器的

应用最为广泛,与普通定频热泵空调器相比,制热性能及采暖体验得到提升^[1-4]。为了进一步降低空气源热泵机组成本,本文提出以毛细管作为节流元件,搭建了压缩机变频的空气源热泵系统,以R134a为制冷剂,实验研究机组制热性能。

2 系统原理

2.1 系统组成

压缩机变频热泵系统工作原理如图1所示。系统由变频压缩机、室内换热器、毛细管、4台室外换热器及油分离器、储液器、气液分离器等附件组成,实现冬季制热功能。与普通热泵系统不同之处在于本装置包含4台相同结构、相同换热面积

的管翅式蒸发器和与之相对应的4根相同内径和相同长度的毛细管。

这样设置的目的是为了机组在不间断供热的前提下实现室外蒸发器轮换过冷融霜,本文暂不讨论轮换过冷融霜,只研究正常蒸发制热的工况。高温高压制冷剂液体由储液器经供液管送到4台室外机入口前的毛细管,经节流降压后进入室外换热器吸热气化,经回气管流入气液分离器后被压缩机吸入压缩,压缩机排气经分离器后进入室内换热器放热制取热量。

2.2 实验测试系统

基于一台额定4HP变频压缩机搭建了实验装置,实验测试装置如图2所示。机组组装完毕后在焓差实验室中进行测试,室内侧温度控制范围10~50℃,相对湿度30%~85%,室外侧温度-15~55℃,相对湿度30%~85%,室内、外侧温度控制精度±0.1℃,湿度控制精度±0.1℃(WB)。压缩机功率通过高精度电量测试仪表获得。系统的制热量通过制冷剂流量计测得的质量流量乘以冷凝器的进出口制冷剂焓差获得。

为了更好地评价系统的性能,本实验对其主要部位的温度传感器、压力变送器及压缩机功率计、制冷剂质量流量计等仪表进行了标定,主要实验测量仪器如表1所示。

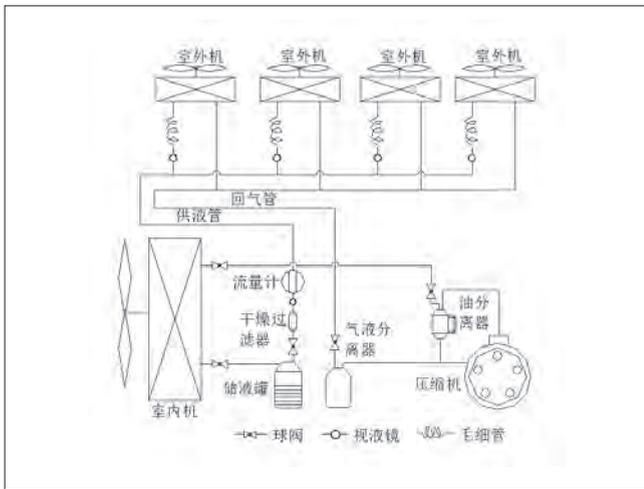


图1 压缩机变频的空气源热泵系统

表1 主要实验仪器

测量仪器	测量变量	测量范围	测量精度
PT100	温度/℃	-150~150℃	±0.15℃
压力变送器	压力/MP	-0.1~4.0	±0.2%
数据采集器	-	0~100mA	±0.2%
流量计	制冷剂流量/(kg/h)	0~150	±0.2%
功率计	压缩机功耗/kW	-	±0.5

3 实验方案

实验控制室内侧温度为24℃,室外侧温度为0℃,压缩机

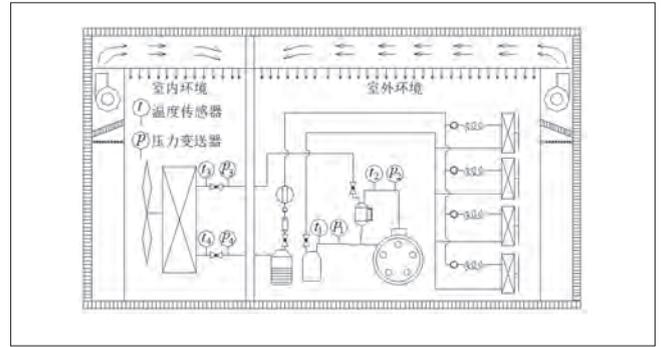


图2 空气源热泵实验测试装置

和变频器相连,压缩机频率调节范围:从35Hz到50Hz。研究压缩机吸气压力、排气温度、制热量及制热COP随压缩机频率的变化。

4 结果与讨论

如下实验数据均取为热泵机组稳定后运行20分钟的数据进行分析。

4.1 排气温度

由图3可知,压缩机排气温度随频率的增加而增加,频率越高,排气温度越高,频率一定时,排气温度变化不大。当压缩机频率为35Hz时,稳定运行10分钟的排气温度为67.34℃,频率增加到45Hz时,排气温度升高至71.87℃,平均排气温度升高了4.53℃,频率为50Hz时,平均排气温度升高至78.50℃,相比35Hz时的平均排气温度升高了16.6%。频率为40Hz时,运行5分钟时排气温度为71.48℃,而运行到20分钟时,排气温度为71.47℃,与运行5分钟时相比排气温度基本不变。

4.2 吸气压力

图4所示为吸气压力随频率的变化。由图4可知,压缩机吸气压力随频率的升高而降低,频率越高,吸气压力越低,频率一定时,吸气压力变化不大。在运行5分钟时,压缩机频率为35Hz时,吸气压力最大,其吸气压力为1.92Bar,压缩机频率为45Hz时,其吸气压力为1.51Bar,吸气压力降低了0.41Bar,而压缩机频率升高至50Hz时,其吸气压力最低,降低至1.33Bar。压缩机频率为40Hz,稳定运行5分钟的吸气压力为1.69Bar,稳定运行20分钟时,吸气压力为1.66Bar,变化很小。

4.3 制热量

图5所示为制热量随频率的变化。由图5可知,机组制热量随压缩机频率升高而升高,频率越高,制热量越高。随着频率的升高,制热量升高的幅度降低,频率一定时,制热量

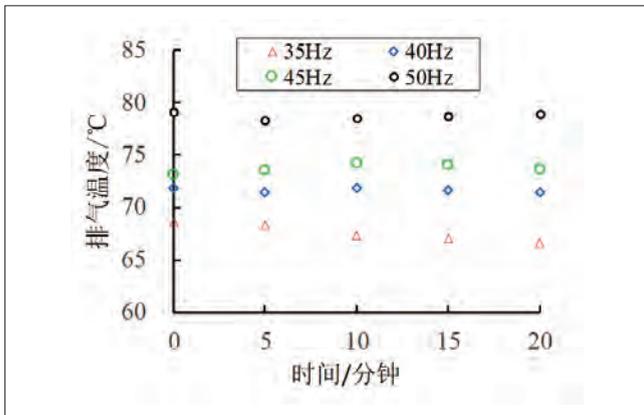


图3 排气温度随频率的变化

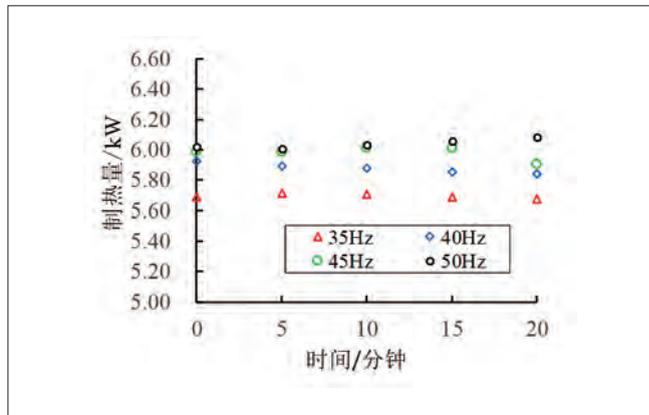


图5 制热量随频率的变化

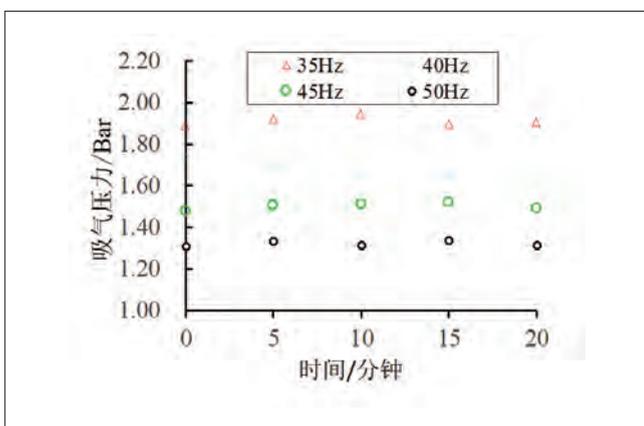


图4 吸气压力随频率的变化

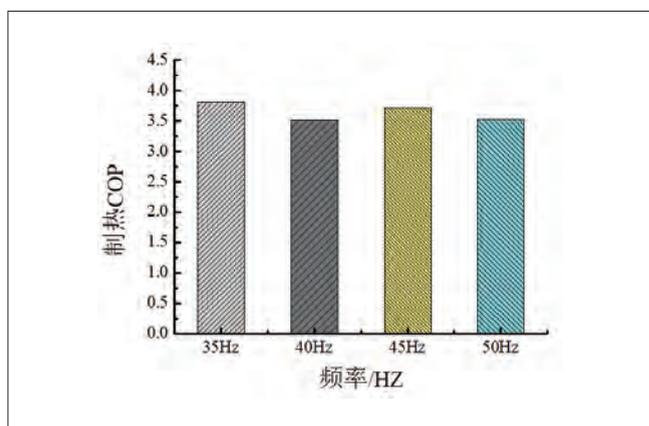


图6 制热COP随频率的变化

基本不变。当压缩机频率为35Hz时,机组运行20分钟的平均制热量为5.69kW,压缩机频率为40Hz时,平均制热量为5.88kW,增加了0.19kW,压缩机频率增加到50Hz时,机组平均制热量为6.04kW,相比35Hz时制热量增加了0.35kW,而相比45Hz时却只增加了0.06kW,制热量升高幅度降低。

4.4 制热COP

由图6可知,机组制热COP随压缩机频率的变化没有呈现明显的一致的规律性,这主要是由于制热COP受机组制热量和压缩机耗功率的综合影响,压缩机频率为35Hz时,机组制热COP稍高一些,其原因如下:尽管此时机组制热量最低,但其压缩机耗功率也最低,因此其制热COP不但是最低反而最高。

5 结论

本文针对“煤改电”工程中的空气源热泵,提出采用毛细管节流,同时压缩机变频的空气源热泵系统,搭建了实验装置,实验研究了系统的制热性能随压缩机频率的变化。得出

的结论如下:压缩机排气温度随频率的增加而增加,频率越高,排气温度越高,频率一定时,排气温度变化不大。压缩机吸气压力随频率的升高而降低,频率越高,吸气压力越低,频率一定时,吸气压力变化不大。机组制热量随压缩机频率升高而升高,频率越高,制热量越高,随着频率的升高,制热量升高的幅度降低,频率一定时,制热量基本不变。机组制热COP随压缩机频率的变化没有呈现明显的一致的规律性。

参考文献

- [1] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.
- [2] 凌勇坚. 变频空调器的节电机理和实效[J]. 上海节能, 2004,(4):21-23.
- [3] 张宏亮, 刘金平. 家用变频空调冷负荷分析与节能探讨[J]. 暖通空调, 2003,33(6):119-12.
- [4] 卜明华, 邢志勇. 变频空调器能效指标及其测试方法探讨[J]. 家用电器科技, 2000,(4): 53-55.

基金项目: 北京市教委科技计划项目 (SQKM201810005011), 2017年河北省省级科技计划项目 (17274515)

全封闭制冷压缩机吸气消声器消声特性分析

戴竞雄 李华军 叶海
(黄石东贝电器股份有限公司 湖北黄石 435006)

摘要: 分别对不同结构的间接吸气消声器的固有频率以及声场进行数值模拟,对其振动特性和声学性能进行了对比分析。并通过试验进一步验证方案的有效性。研究成果可用于预测消声器的消音能力,为压缩机消声器的选型、设计及结构优化提供理论依据。

关键词: 消声器; 消音能力; 结构优化

Performance analysis of reciprocating compressor with different suction muffler

DAI Jingxiong LI HuaJun YE Hai
(Huangshi Donper Electrical Appliance Co. Ltd. Hangshi 435006)

Abstract: Numerical simulation was applied to the natural frequency and sound field of indirect suction muffler with different structure. The vibration characteristics and acoustic performance were analyzed contrastively. And through the test verified verification scheme. The research achievements can be adopted to predict the synthesis property of mufflers, which could provide theoretical foundation for the design, selection and structural optimization of mufflers.

Keywords: Muffler; Muffling capacity; Structural optimization

1 引言

噪声是衡量冰箱品质的重要指标之一,随着社会的发展消费者对冰箱的噪声要求越来越高。压缩机是冰箱的心脏,同时也是影响冰箱噪音的主要因素之一,在压缩机噪声成分中有很大部分是流体噪声,因此降低压缩机噪声的有效途径之一是对消声器的结构进行优化设计。流体噪声主要产生在压缩机的进排气端,一般以吸气噪声为主,通常采用吸气消声器来降低吸气噪声^{[1]~[3]}。

传递损失是衡量消声器性能的一个重要指标,计算方法主要包括有限元法和传递矩阵法,由于消声器结构形状比较复杂,而传递矩阵法的使用范围仅限于平面波传播,只能对消声

器内部声场做近似的理论分析。随着计算机技术的快速发展,数值模拟(有限元和边界元)被广泛应用于各种工程问题。

有限元法是通过变分原理求解数学物理问题的一种工具,比较适合应用与具有任意形状的消声器系统。由于消声器声场结构比较复杂,在建立消声器声场有限元模型时必须进行合理的假设,并在声场边界上加上相应的边界条件,计算出消声器入口和出口的声压,进而求得消声器的传递损失^[4]。此外,还可以结合传递矩阵与有限元两种方法,即利用有限元求解传递矩阵参数,然后再计算传递损失^[5]。

本文采用Solidworks软件建模,ICEM软件划分网格,LMS进行声场分析,分析了不同的结构参数对消声器的消声

特性的影响,并结合试验进行验证,为压缩机消声器的选型、设计及结构优化提供理论依据。

2 模型建立

本文研究的间接吸气消声器(如图1(a)所示)为两级扩张室消声器,空腔截面形状不规则,且进出口截面积不等。间接消声器具有单通道连通器(如图1(b)所示)和双通道连通器(如图1(c)所示),单通道多孔流道的结构(如图1(d)所示)。

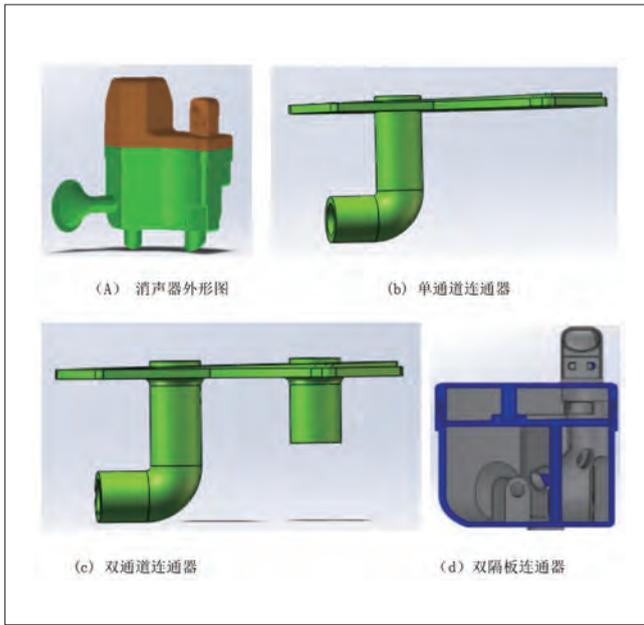


图1 消声器结构示意图

以图1中的结构为例,分析不同消声器流道结构对压缩机噪音的影响分析,得出压缩机消声器设计过程中的不同消声特性,同步验证不同结构消声器对压缩机性能影响程度。

3 数值计算

3.1 声场计算

消声器为抗性消声器,在基本假设的前提下,认为内部声场是均匀理想流体媒质的小振幅声波波动,且无热交换以及能量损失。基于这些假设,直角坐标系下声传播的波动方程为^[6]:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1)$$

式中, p ——声压, t ——时间, c ——声速。

利用Galerkin方法或变分原理,可以得到有限元法的系统方程:

$$[K+i\omega C-\omega^2 M]p=F_A \quad (2)$$

式中, K ——刚度矩阵; C ——阻尼矩阵; M ——质量矩阵; p ——声压向量; F_A ——节点上作用的与声有关的力。

求解上述方程组,可以得到每个节点的声压值,由此可以获得消声器的内部声场。

3.2 计算模型

消声器的声学性能通常用传递损失TL来度量。其定义为消声器进口的噪声能量(入射声声功率级)与出口能量(透射声声功率级)之差^[7],其数学表达式如下:

$$TL = 10 \lg \frac{W_{in}}{W_{out}} = L_{W_{in}} - L_{W_{out}} = 10 \lg \left[\frac{S_{in}}{S_{out}} \left(\frac{p_{in}}{p_{out}} \right)^2 \right] \quad (3)$$

根据声学基础理论和传递损失原理可将上式变为:

$$TL = 10 \lg \left[\frac{S_{in}}{S_{out}} \left(\frac{p_1 + \rho c v_1}{2 p_2} \right)^2 \right] \quad (4)$$

式中, p_1 、 p_2 分别为入口和出口声压, v_1 为入口处的质点振速, ρ 、 c 分别为制冷剂的密度和声速, S_{in} 、 S_{out} 分别为入口和出口面积。

3.3 边界条件

消声器内部介质为R600a,密度为: $\rho=1.68\text{kg/m}^3$,声速为: $c=222.5\text{m/s}$ 。

(1) 进口边界条件:假设入射波为平面波,在入口处施加单位速度。

(2) 出口边界条件:假设出口端接一个无限长的直管,其声阻抗率为 $z=\rho c$ 。

(3) 内壁边界条件:不考虑壁面吸收,认为是刚性壁。

4 结果分析

4.1 声场分析

4.1.1 声学模态分析

设激发频率为 f_{ex} ,气柱固有频率为 f ,当 $f_{ex}=f$ 时,气柱发生共振。实际上,通常定义共振区为 $0.8f\sim 1.2f$ 之间,即认为:当 f_{ex} 处在 $0.8f\sim 1.2f$ 范围内时,发生共振。通过LMS软件进行计算,可以得到不同间接吸气消声器的前十阶声学固有频率,分别如表1和表2所示。

本文中压缩机转速为2950rpm,因此激励频率为: $f_{ex}=48.7\text{Hz}$,共振区间为: $38.9\text{Hz}\sim 58.4\text{Hz}$ 。从表1和表2可知,双通道吸气消声器的声学固有频率都避开了共振区间,而单通道吸气消声器的第一阶固有频率非常靠近共振区间,容易引起声学共鸣。

4.1.2 传递损失计算

图2为单通道消声器与双通道消声器传递损失对比,可以看出,双通道消声器在550~1500Hz、2200~2300Hz、3800~4100Hz、4800~4950Hz、5600~5800Hz频率处具有较大的消声量,而在其他频率范围内消声器的消声量则很低。总的来看,双通道消声器在有效消声频率范围内的消声效果比较好,尤其550~1500Hz低频率范围内以及5600~5800Hz高频率范围内的消声效果明显优于单通道消声器。这是由于排气噪声功率与压力降的高次方成正比,使用适当通流截面,使高压气体通过流道时,压力都能最大限度地降低到临界值。在临界流速下,不产生激波噪声,压力在最大限度地降到临界值,使消音器获得较好的消声效果。

因此,双通道消声器对于低频率点或高频率范围内的压缩机噪声比较有效。然而单通道消声器的中频率选择性比较强,从图中可以看出,在550~1500Hz及5100~5800Hz频率范围内双通道消声器的消声效果比单通道消声器的好;而在其它频段内,尤其是在2800~3870Hz频率范围内,单通道消声器的消声效果反而比双通道消声器好。因此,在实际应用中应根据压缩机的噪声特性选择合适的消声器。

表1 单通道消声器的前十阶声学固有频率

阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (Hz)
1	38.45	6	3012.47
2	357.12	7	3358.14
3	2232.85	8	3489.57
4	2288.45	9	3635.53
5	2897.21	10	3698.85

表2 双通道消声器的前十阶声学固有频率

阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (Hz)
1	29.78	6	2042.74
2	209.45	7	2255.53
3	1004.16	8	2336.28
4	1822.71	9	2577.42
5	1953.45	10	3088.56

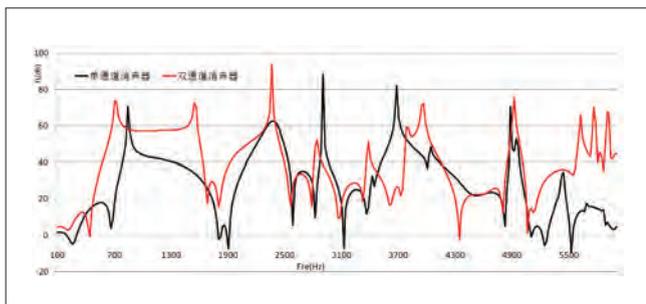


图2 单通道消声器与双通道消声器传递损失对比

4.2 试验验证

图3为单通道消声器与双通道消声器的插入损失曲线

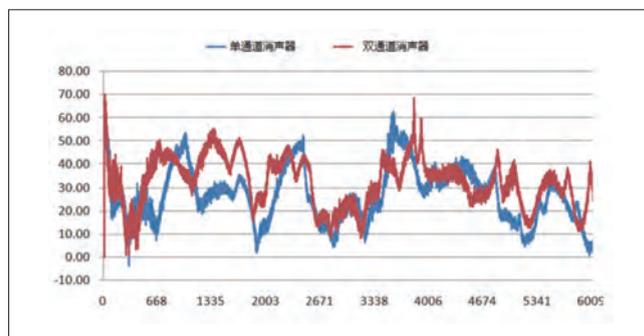


图3 单通道消声器与双通道消声器插入损失对比

图。由图可知双通道消声器在630~770Hz、1100~2100Hz、3800~4100Hz、4800~5100Hz、5500~5700Hz、5800~6000Hz频率处具消音效果相对比较明显,这与模拟结果大体一致,在一定程度上,模拟数据能为消音器设计优化提供大致参考方向。

(1) 采用LMS软件对消声器声学性能进行数值仿真,获得了消声器的传递损失曲线。从中可以看出:在不同频段范围内,单连通消声器与双连通消声器的消声性能不同,实际应用中应根据压缩机的噪声特性选择合适的消声器;

(2) 通过试验途径对不同消音器进行试验验证,得到消声器的插入损失曲线。从中可以看出:曲线的变化趋势与模拟结果大体相同,在一定程度上,模拟数据能为消音器设计优化提供大致方向。

随着压缩机技术的发展,冰箱企业对压缩机的噪音提出更高的要求,现在压缩机厂家也竭尽所能降噪,因此压缩机吸气消音腔的设计获得了更多的关注,一个好的消音腔设计不仅可以降低噪音,对压缩机的性能的提高也是一个至关重要的环节。

降低压缩机气流脉动的有效方法是在其吸、排气口处设置消声器。目前,在往复式冰箱压缩机中,普遍采用扩张式消声器,它的消声原理是利用管道截面的突然扩张或者收缩,造成通道内声阻抗突变,使沿管道传播的某些频率的声波通不过消声器而反射回声源去,从而达到消声的目的。

5 设计改进

5.1 多腔室消音腔设计

图4所示为某款消声器模型,该消声器分上下两层,下层进口经过图4左下角所示扩张声学腔,再进入连通器管,经过图4右下角所示共鸣声学腔,上层为用2个隔板隔开的前后声学共鸣腔。将此消声器安装在某一型号的压缩机上,在半消

声室进行声功率测试,得如图5所示噪声频谱,总噪声幅值为36.4dB(A),用户要求对其噪声进行改进。

图5所示噪声频谱,主要在630Hz~1200Hz、400Hz~5000Hz频率附近产生峰值噪声,根据先前研究可知,800Hz频率附近噪声主要为压缩机进气端气流脉动噪声,4000Hz频率附近噪声主要为压缩机壳体辐射噪声^[3],为降低此型号压缩机在800Hz附近噪声值,可试图对吸气消声器进行改进设计。

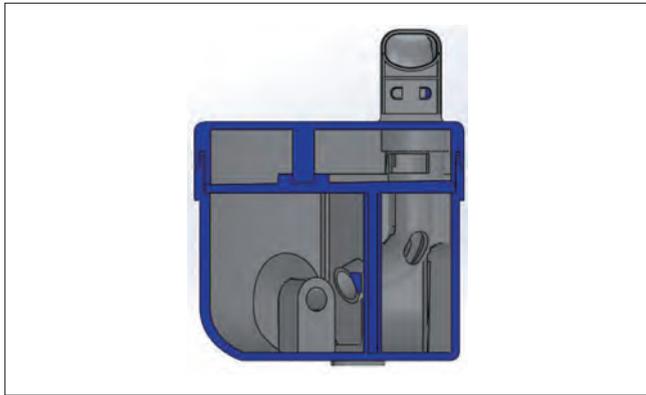


图4 改进前消声器模型

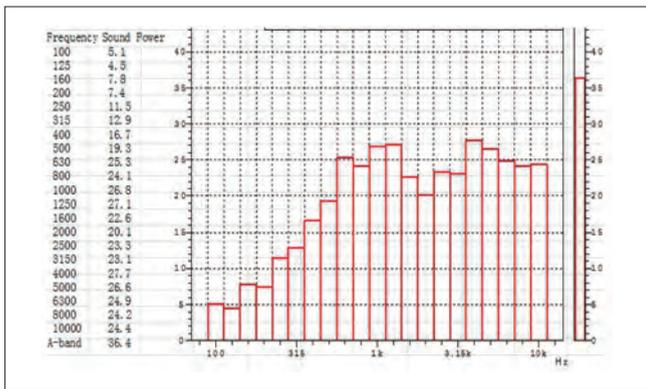


图5 改进前消声器装机测试噪声频谱图

5.2 消声器结构优化设计

扩张式消声器是抗性消声器中最常用的结构形式,是利用管道横断面的扩张和收缩引起声波反射与干涉来进行消声,扩张式消声器由管和室两种基本元件组成,声波在管道中传播时,横断面的突变会引起声波传播方向的改变,使透射声波减弱,从而达到消声目的^[4]。常用的抗性消声器主要有扩张室式和共振腔式两大类,如图6所示为一单节扩张式消声器模型,其消声量计算公式如下公式(5)所示,当时,获得最大消声量,此时有最大消声量的频率计算公式(6)。

$$T_{NR} = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{m_{21} - m_{12}}{2} \right)^2 \times \sin^2 kl \right] \quad (5)$$

$$f_{\max} = (2n - 1) \frac{c}{4l} \quad (6)$$

抗性消声器中的赫姆霍兹共振消声器结构简单,且有较好的低频消声性能^[5],赫姆霍兹共振式消声器共振频率的计算公式如公式(7)。本文根据此款压机产品的噪声特性,对改进前消声器的扩张腔及共振腔进行改进计算,考虑到实际工艺的要求,设计了如图7所示改进后消声器,此消声器上层改为扩张声学腔,下层共振腔口的开口根据公式(7)计算调整。

$$f = \frac{c}{2 \times 3.14} \sqrt{\frac{G}{V}} = \frac{c}{2 \times 3.14} \sqrt{\frac{S_0 n}{V(t + 0.8d)}} \quad (7)$$

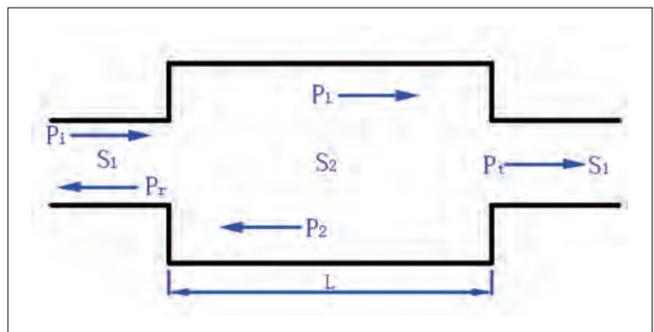


图6 抗性单节扩张腔式消声器模型

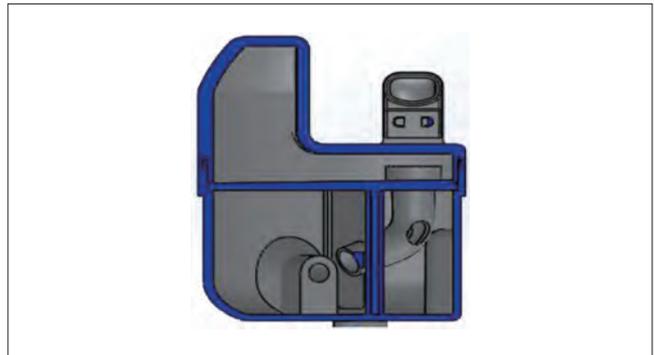


图7 改进后消声器模型

5.3 消声器数值仿真分析

目前,国内外评价消声器性能主要使用两个指标,即消声量和空气动力性能,评价消声量常用传递损失,评价空气动力性能常用压力损失。消声器传递损失 L_{TL} 定义为消声器入口和出口处的声功率级之差,即^[4]:

$$L_{TL} = 10 \lg \frac{W_1}{W_2} = L_{W1} - L_{W2} \quad (8)$$

式中 W_1 、 W_2 为消声器入口和出口的声功率, L_{W1} 、 L_{W2} 为入口和出口的声功率级。传递损失反映了消声器入口的入射声能与出口的透射声能之比,其反映的是消声器自身的声学特性,不受测量环境和应用场合的影响。消声器的压力损失

为气流通过消声器前后所产生的压力降低量,也就是消声器前、后气流管道内的平均总压之差值。

本文利用ANSYS FLUENT软件与Virtual.Lab软件分别对改进前、后消声器进行压力损失与传递损失仿真计算,得改进后消音器的网格模型如图8所示,共划分了77875个节点与389817个网格单元,流体工质为R600a制冷剂,经仿真计算,得改进前、后吸气消声器的压力损失与传递损失分别如表3和图9所示。

表3 改进前、后吸气消声器压力损失仿真计算结果

消声器类型	静压 (Pa)		总压 (Pa)		静压差 (Pa)	总压差 (Pa)
	进口	出口	进口	出口		
改进前	29818.4	30000	29689.1	29934.6	181.6	245.5
改进后	29823.3	30000	29725.3	29928.1	176.7	202.8



图8 改进后消声器网格模型

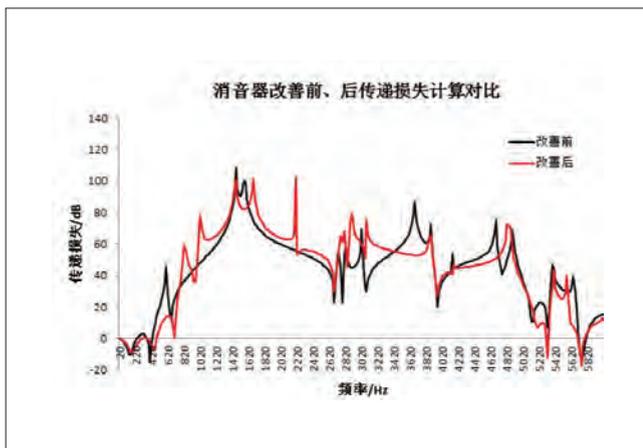


图9 改进前、后消声器传递损失仿真对比

从传递损失的仿真结果可以看出:改进后多通道消声器对800~1250Hz附近消声效果有明显改善,且对3000Hz频率以下均有一定改善;从压力损失仿真结果看:改进后消声器静压损失与总压损失均小于改进前结构,可以预测对压缩机的性能有一定提高。

5.4 改进后消声器装机测试

制作改进后消声器,与改进前消声器各装机4台进行噪声性能测试,得8台压缩机的噪声频谱,图10所示为改进后消声器装机试验中8#样机噪声频谱图。对改进前、后各4台压缩机测试的频谱取均值统计,得如图11所示改进前、后吸气消声器装机压机与冰箱噪声测试频谱噪声对比,同时对性能进行了对比测试结果如表4所示。

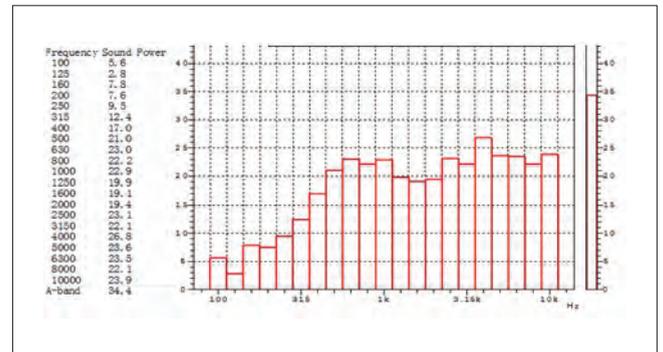


图10 改进后消声器装机测试噪声频谱图

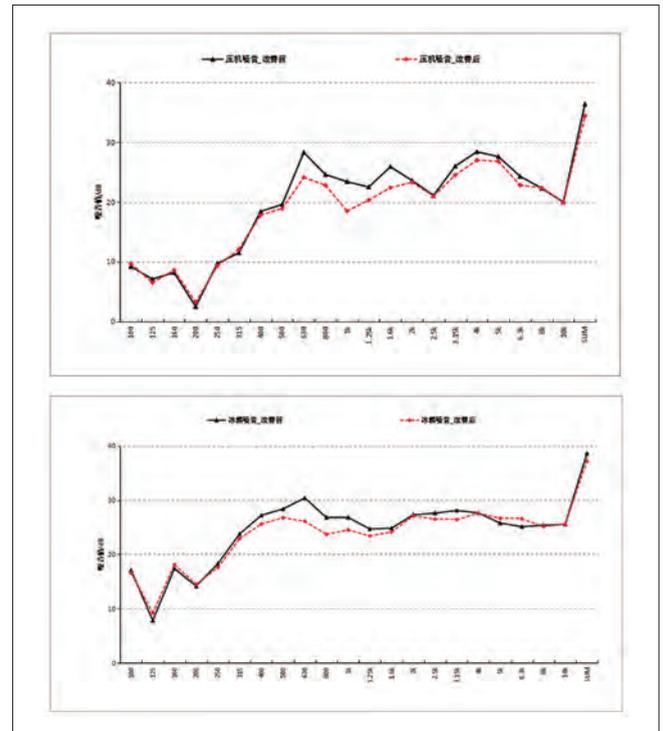


图11 改进前、后消声器装机测试压机及冰箱噪声均值频谱对比

从装机试验结果看:改进后消声器装机试验测试的压机与冰箱噪声值在630~1250Hz附近均有较大降低,压机噪声总值从改进前的36.4dB(A)降到了34.4dB(A),冰箱噪声总值从改进前的38.6dB(A)降到了37.2dB(A)。改进后消音器装的4台压缩机的COP均值为1.85,比改进前消音器装的4台压机COP均值1.84高0.01,实践证明改进后消音器对压机性

表4 改进前、后吸气消声器装机压机与冰箱噪声测试频谱噪声对比

项目	1#	2#	3#	4#	平均	5#	6#	7#	8#	平均
制冷量/W	95.6	94.8	95.2	95.3	95.2	96.5	95.8	96.2	96.8	96.3
COP	1.84	1.83	1.84	1.85	1.84	1.85	1.84	1.85	1.86	1.85
单机噪声/dB (A)	36.5	36.8	36.1	36.2	34.5	34.6	33.8	34.7	34.4	34.4
箱体噪声/dB (A)	38.7	38.9	38.4	38.5	38.6	37.7	36.9	37.1	37.1	37.2
方案	改进前消音腔					改进后消音腔				

能有小量提升。

6 结论

本文对某款压缩机的噪声频谱特点进行分析,对其消声器进行了改进设计及仿真分析,验证了改进后消声器对630~1250Hz频率噪声均有较大改善。最后通过装机对比测试,进一步验证了改进后消音腔对630~1250Hz频率噪声均约降低了3.0dB(A),压机噪声值降低了2.0 dB(A),冰箱噪声值降低了1.4dB(A),同时通过对压缩机性能测试对比,验证了改进后消音器对压机COP有小量提升。

参考文献

- [1] F. Pan, J. D. Jones. Gas path sound transmission in spherically-shaped reciprocating compressor theory and experiment. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1999,121(1): 8-17.
- [2] R. Barbieri, N. Barbieri. Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. *Applied Acoustics*, 2006,Vol.67(4):P346-357.
- [3] S. Bilawchuk, K. R. Fyfe. Comparison and implementation

of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied Acoustics*, 2003,64:903-916.

- [4] MUNJAL M L. Analysis and Design of Mufflers an Overview of Research at the Indian Institute of Science[J]. *Journal of Sound and vibration*,1998,211(3):425-433.
- [5] WU T W,ZHANG P,CHENG C Y R. Boundary Element Analysis of Mufflers with an Improved Method for Deriving the Four-Pole Parameters[J]. *Journal of Sound and vibration*,1998,217(4):767-779.
- [6] 马大猷. 现代声学理论基础. 北京: 科学出版社, 2004.
- [7] 刘红, 郭蓓等. 冰箱压缩机消声器声学特性的数值分析. *噪声与振动控制*, 2009 (2) : 123-126.
- [8] 季晓明,孟晓宏,金涛. 往复式冰箱压缩机噪声分析及控制方法综述[J]. *噪声与振动控制*,2007,(1): 17-20.
- [9] 吴业正,李红旗,张华. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [10] 韩睿. 全封闭往复式压缩机整机降噪的研究[D]. 天津: 天津大学, 2004.
- [11] 徐磊,刘正士,毕嵘. 结构参数对扩张式消声器消声性能影响的数值分析[J]. *汽车科技*,2010,(1): 26-29.
- [12] 范钱旺,沈颖刚,翁家庆,张伟,陈贵升. 赫姆霍兹共振消声器结构参数对消声性能的影响[J]. *噪声与振动控制*,2007,(4): 116-119.

(上接45页)

充注量影响很大。随着充注量的增大启动时间变长。

参考文献

- [1] 王铁军,徐维,曾晓程,等. 空气源热泵地暖系统冬季应用[J]. *制冷学报*, 2017, (4): 31-35.
- [2] 孟华,王海,龙惟定. 夏热冬冷地区能源总线系统的区域能源规划方法[J]. *制冷学报*, 2017, (4): 50-58.
- [3] Chotivisarut N, Nuntaphan A, Kiatsiriroat T. Seasonal cooling load reduction of building by thermosyphon heat pipe radiator in different climate areas. *Renewable energy* 2012; 38:188-194.
- [4] Zhang X X, Zhao X D, Shen J C, Xu J H, Yu X T. Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system. *Applied Energy* 2014; 114: 335-3 52.
- [5] Lim H, Kim C, Cho Y, Kim M. Energy saving potentials from the application of heat pipes on geothermal heat pump

system. *Applied Thermal Engineering* 2017.

- [6] Sebarchievici C, Dan D, Sarbu I. Performance assessment of a ground-coupled heat pump for an office room heating using radiator or radiant floor heating systems. *Procedia Engineering* 2015; 118: 88-100.
- [7] Maivel M, Konzelmann M, Kurnitski J. Energy performance of radiators with parallel and serial connected panels. *Energy and Buildings* 2015; 86: 745-753.
- [8] Laurence Brady, Mawada Abdellatif, Jeff Cullen, James Maddocks, Ahmed Al-Shamma'a. An investigation into the effect of decorative covers on the heat output from LPHW radiators. *Energy and Buildings* 2016; 133: 414-422.
- [9] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2016.

基金项目: 北京市教委科技计划项目2017,北京市优秀人才培养资助青年拔尖团队项目(2017000026833TD02)

送风角度对冷藏室内流场及温度场的影响

张耀吉 石丽华 黄东
(西安交通大学能源与动力工程学院 陕西西安 710049)

摘要: 数值研究了大容量单循环风冷冰箱冷藏室的流场和温度场, 结果表明: 箱内搁物架与门体和后背板的前后间隙是顶部冷风下沉的两个主通道; 当前送风向上倾斜角度从 45° 减小至 0° 时, 送风口出风在顶层的漩涡强度减弱, 经前间隙下沉的冷气增加, 冷藏室各层的平均温度降低, 箱内温度分布更加均匀; 但随送风角度的减小, 箱内温度场改善的效果也逐渐减弱。为防止直吹带来的局部冻结, 前送风入射角为 25° 时效果较佳。

关键词: 送风角度; 冷藏室; 流场; 温度场; 数值计算

Effect of air-supplied angle on flow and temperature fields in refrigerating compartment of frost-free refrigerator

ZHANG Yaoji SHI Lihua HUANG Dong
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University xi'an 710049)

Abstract: The flow field and temperature field of the refrigerating compartment of a large-capacity frost-free refrigerator were numerically studied. The results show that air flows through the front passage between door and shelves and the back passage between back-plate and shelves. The intensity of secondary flow developed from the initial region of the air-supplied ports decreases and the supplied cold air settled through the front passage in increases with the decreased air-supplied angle, which significantly improves the cooling performance and temperature uniformity. However, the effect of air-supplied angle gradually decreases with the decreased air-supplied angle. Considering the direct blowing may cause food freezing, the best air-supplied angle can be selected as 25° .

Keywords: Air-supplied angle; Refrigerating; Flow field; Temperature field; Numerical simulation

1 引言

冰箱进入无霜时代以来, 其产品结构向着多温区、大容量、智能化、节能环保的方向升级, 逐步向品质化时代迈进。冰箱能效新标准的实施, 对其耗电量提出了更高要求, 因此, 冰箱节能降耗设计的重要性不言而喻。

冰箱的节能和保鲜性能都与箱体内空气的流场及温度场密切相关, 因而研究箱内速度与温度分布对提升冰箱的整体性能具有重要的意义。国外, Lacerda VT等^[1]利用PIV技术对风冷冰箱冷冻室进行研究, 结果表明: 其耗电量很大程度上依赖于箱内的温度分布, 而温度分布又与内部流场密切相

关, 因而可通过优化箱体内部流场和温度场均匀性以降低耗电量。Gupta JK等^[2]对一台风冷冰箱冷藏室和冷冻室内的流场与温度场进行模拟, 研究发现, 增大前送风口的送风量可改善箱内局部区域温度较高的问题。Yang KS^[3]等对一台具有冷藏室、冷冻室和果蔬室的风冷冰箱进行了动态模拟, 基于模拟结果对冷藏室和冷冻室送风口的位置进行调整, 调整后的箱温均匀性显著提高。

国内, 苏秀平等^[4-5]对风冷冰箱风扇附近以及箱体内部流场进行数值模拟, 研究发现, 通过优化冷藏室送风风道结构, 适当提高冷藏室送风量, 可有效改善冷藏室降温慢、温

度分布不均的问题。陈成等^[6]借助FLUENT软件,对风冷冰箱的风道系统以及箱内空气进行研究,模拟发现其风道设计不合理导致箱内温差过大,基于此对风道类型、风口布置以及相关送风参数进行了优化,实验表明改进措施可有效降低箱内温差,改善冰箱保鲜性能。盛伟等^[7]对风冷冰箱内进行数值计算,并与通过实验测量获得的某些测点处温度进行对比,两者基本符合良好,根据数值计算结果指出,可以通过增大送风速率、增加或改进抽屉或狭小空间气体流道,从而改善箱内温度分布情况,降低冰箱能耗。然而对于箱内速度与温度分布优化方面,有关送风角度的研究不多见,而冷空气的入射方向直接关系到冰箱内部流场以及温度场分布,对冰箱的整体性能产生重要影响。

为研究送风角度对冷藏室温度与速度分布的影响规律,本文以一台对开门单循环风冷冰箱冷藏室为载体,对其箱内空气的流动和换热进行数值模拟,以期为提高风冷冰箱的节能与保鲜性能供理论依据。

2 物理模型

本文研究对象为对开门单循环风冷冰箱的冷藏室,由于蒸发器和蒸发风机均位于冷冻室后面,因此冷藏室的几何模型主要包括保温层、搁物架、门搁架以及抽屉等,如图1所示。冷藏送风口布置在冷藏室后背板的顶部,其中两个前送风口左右对称布置,一个下送风口中间偏左,一个回风口位于冷藏与冷冻室之间隔板的后下方。风门打开期间,蒸发风机驱动冷气由各送风口吹出,然后分别沿冷藏室搁架与门体间隙(前间隙)以及搁架与后背板间隙(后间隙)下沉,为冷藏室降温,最后温度较高的气体通过回风口,然后与冷冻室的回风混合,经蒸发器冷却完成冷藏室空气循环。

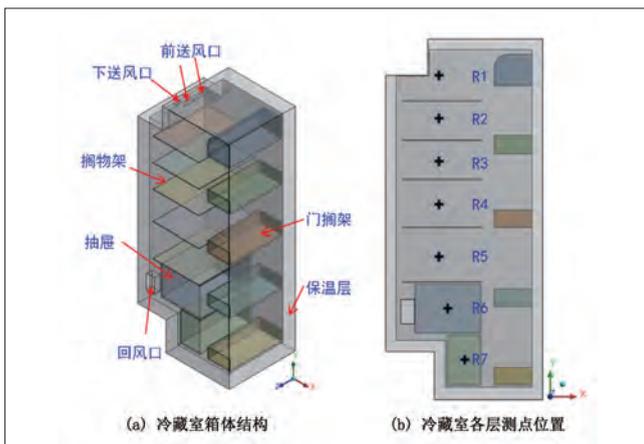


图1 冷藏室箱体示意图

由于送回风口均处于冷藏室后方,如何使冷量顺利到达箱体前方便成为了设计的重点,为此,样机的前送风口面积约为下送风口的四倍以增大前送风风量,同时为与风量匹配,样机前间隙的宽度是后间隙的两倍,即前间隙为气流下沉的主通道。

3 数学模型

3.1 基本假设

为方便模型的建立与数值计算,本文对所研究的问题进行如下假设:

(1) 箱内空气视为牛顿流体,在固体壁面速度无滑移。

(2) 箱体内部空气符合Boussinesq假设,且忽略空气的相变过程。

(3) 箱体内部的湍流流动符合k-ε湍流模型。

(4) 箱内各壁面的温度比较接近,辐射换热量远小于对流换热,因此忽略箱内壁面间辐射换热。

(5) 假设送风口出风速度均匀且出风温度与速度(大小与风向)恒定不变。

3.2 控制方程

基于上述假设,冰箱冷藏室箱体内部空气的控制方程组归结如下:

$$\text{div}(\rho\phi U) = \text{div}(\Gamma_{\phi}^* \text{grad}\phi) + S_{\phi}^* \quad (1)$$

式中:

ρ ——密度;

ϕ ——通用变量;

U ——速度矢量;

Γ_{ϕ}^* ——广义扩散系数;

S_{ϕ}^* ——广义源项。

其展开形式:

$$\frac{\partial(\rho\phi U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\phi V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\phi W)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi}^* \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_{\phi}^* \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_{\phi}^* \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S_{\phi}^* \quad (2)$$

当 ϕ 取不同变量时,式(1)和(2)所代表的控制方程也不同,如表1所示。

其中:

$$\eta_t = c_{\mu} \rho k^2 / \varepsilon \quad (3)$$

$$G_k = \frac{\eta_t}{\rho} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}$$

(4)

上述方程中引入 c_1 、 c_2 、 c_{μ} 三个系数以及 σ_T 、 σ_k 、 σ_{ε} 三个常

表1 不同控制方程中广义扩散系数及源项的表达式

方程	ϕ	Γ_{ϕ}^*	S_{ϕ}^*
质量	1	0	0
X方向动量	u	$\eta + \eta_t$	S_u
Y方向动量	v	$\eta + \eta_t$	S_v
Z方向动量	w	$\eta + \eta_t$	S_w
能量	T	$\frac{\eta}{Pr} + \frac{\eta_t}{\sigma_T}$	0
k	k	$\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k}$	$\rho Gk - \rho \epsilon$
ϵ	ϵ	$\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_{\epsilon}}$	$\frac{\epsilon}{k}(c_1 \rho Gk - c_2 \rho \epsilon)$

数,一般经验值如表2所示。

表2 控制方程中各经验参数取值^[6]

c_1	C_2	c_{μ}	σ_T	σ_k	σ_{ϵ}
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3	0.95

3.3 边界条件

冷藏室的边界条件见表3。其中,为了简化壁面的计算,同时考虑到壁面导热效应,将外界与壁面的对流换热和壁面导热等效为一个换热系数 h (热阻等效的原理):

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_{env}} + \frac{\delta}{\lambda_{wall}} \quad (5)$$

式中:

h ——等效换热系数;

h_{env} ——冷藏室各壁面与外界对流换热系数;

δ ——冷藏室壁面厚度;

λ_{wall} ——冷藏室壁面导热系数。

表3 边界条件

边界	速度 / $m \cdot s^{-1}$	温度 /K	等效换热系数 / $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
前送风口	2.61i, 2.61j, 0k	246	/
下送风口	-1.95i, -2.95j, 0k	247	
左侧壁	无滑移	对流, T=247	0.47
右侧壁		对流, T=305	0.42
后背板		对流, T=305	0.42
门体		对流, T=305	0.34
底壁		对流, T=305	0.35
顶壁		对流, T=305	0.42
压缩机仓		对流, T=308	0.42
门封		对流, T=305	3.00

保持合速度的大小不变,通过改变各方向分速度的大小,实现不同的送风角度。

4 计算结果与分析

4.1 模型验证

实验内容:环境温度维持在32℃,切断冰箱温控器,即上电后压缩机不停机,直至压缩机制冷量与冰箱热负荷达到平

衡,冷藏和冷冻的箱温不再变化。

由表4所示的特征点(位置详见图1(b))温度对比结果可知:各测点的模拟值与实验测试值的相对偏差均不超过0.88%,说明数学模型具有较高的准确性。此外,冷藏室各测点温度的模拟值始终低于实验值,这是由于:忽略了箱内壁面间的辐射换热;模型中的风速为实验测量值,其测量存在一定误差。

表4 冷藏室箱体温度测点实验值与模拟值对比

	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7
实验值/K	247.5	248.0	248.9	249.4	251.8	254.4	253.8
模拟值/K	245.3	247.3	248.6	248.9	251.0	252.8	252.6
相对误差	0.88%	0.30%	0.12%	0.20%	0.31%	0.62%	0.50%

4.2 结果分析

在验证了所提出的CFD数学模型合理性的基础上,选取三个不同的前送风角度:向上倾斜45°、25°和水平送风(0°)进行数值计算,进而分析前送风角度对冷藏室温度与速度分布的影响。

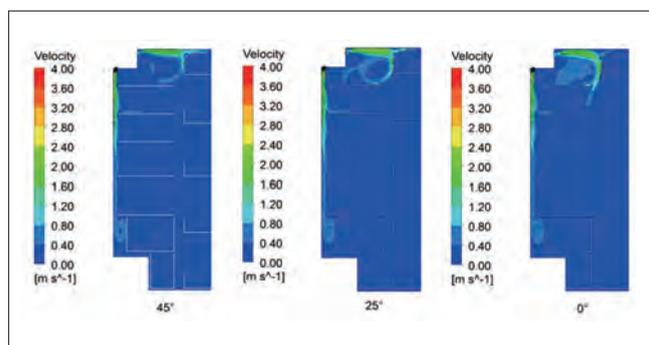


图2 冷藏室宽度方向中心截面(Z=220/440)速度分布云图

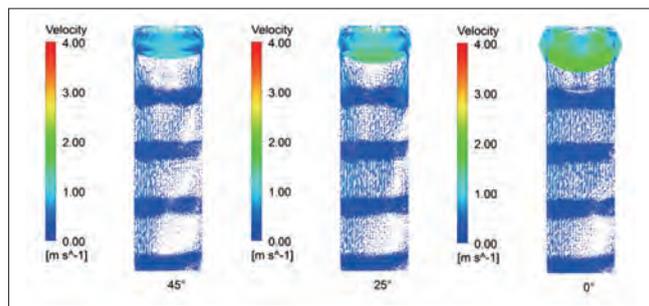


图3 冷藏室前间隙(X=450/640)速度矢量图

由图2可知,不同送风角度下冷藏室速度场的差别主要在前间隙:与45°相比,当前送风口向上倾斜角度为25°时,送入箱内的冷空气吹至第一层前间隙处的流速大大增加,尤其是当送风角度减小至0°时,冷空气运动至第一层搁物架下方前间隙时,仍具有较大的竖直速度分量,因而可以突破第一层搁架上的气流短循环,顺利从前间隙下沉将冷量送达冷

藏室下部和前部空间,如图3所示。这说明,随着前送风口向上倾斜角度的减小,送风冷射流在第一层搁物架上方的流速加快,经第一层前间隙下沉的冷气量不断增加,大大减少了冷量浪费。

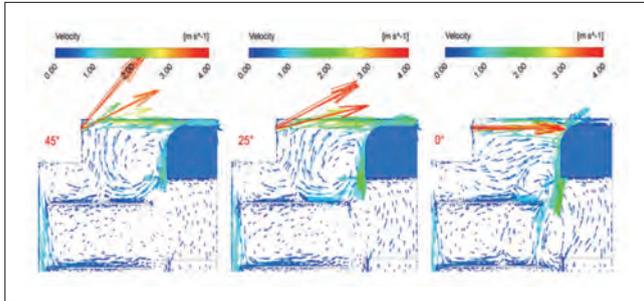


图4 冷藏室顶层局部速度矢量图

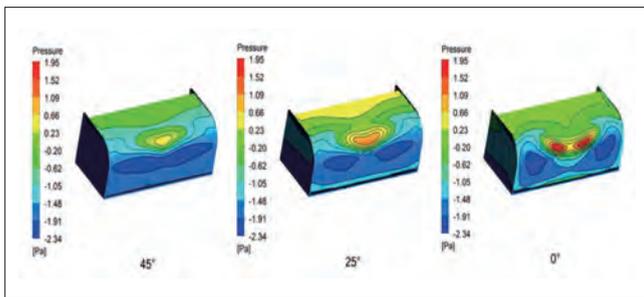


图5 冷藏室顶层门搁架处压力分布云图

前间隙下沉冷量增多原因如下:其一,随着送风角度的减小,冷空气触顶位置向门体方向移动,触顶前风速逐渐减小,其触顶的动量损失也随之减小;特别地,当送风角度减小为 0° 时,几乎可以避免撞击顶部壁面造成的动量损失,因而前送风口吹出的冷气在冷藏第一层,尤其是前间隙处可以保持较高的速度(图4);其二,冷气运动至前间隙的速度越大,其撞击顶层门搁架时撞击区的静压就越大,驱动冷气继续运动的压差增大,因而冷气流速就越大;其三,送风冷射流进入箱内的角度趋于平缓,造成其吹至顶层门搁架时的位置也不断下移,受压差驱动而向下运动的冷气量也随之增多,如图5所示。由于冷藏室的送回风口位于冷藏室顶后部,经前间隙下沉的冷气量增多,有利于箱体下部和前部温度的降低,可有效改善冷藏室的降温效果。

如图6所示,随前送风角度减小,冷藏室整体温度降低,尤其是冷藏室底部和前部,又由于冷藏室温度“上低下高”,因而箱内温度分布也更加均匀。这说明送风角度的减小有利于降低冰箱能耗,提升其整体性能。此外,还可以观察到,送风角度分别为 0° 和 25° 时,冷藏室温度分布的差别明显小于 45° 和 25° 之间的差别,可见,随送风角度的减小,其对冰箱

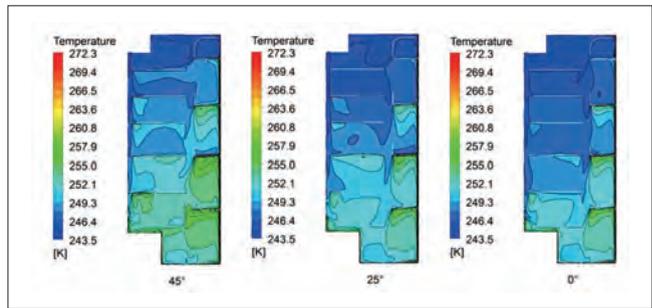


图6 冷藏室宽度方向中心截面($Z=220/440$)的温度分布云图

性能改善的效果逐渐减弱。

5 结论

通过对风冷冰箱冷藏室进行数值计算,研究了不同送风角度对箱内流场与温度场的影响,结果如下:

(1) 随前送风向上倾斜角度的减小,冷藏室前间隙处冷气的下沉量增加,箱内整体温度降低,尤其是底部温度;由于冷藏室内温度呈“上低下高”分布,因而箱内最大温差也随之减小,箱温均匀性明显改善;此外,随前送风角度的减小,箱内温度场和流场的改善效果也逐渐减弱。

(2) 就降温效果而言,前送风角度选取 0° 最佳,但是为避免较低温度的出风直接吹到食物上造成局部冻结,前送风口需要向上倾斜一定的角度,针对本研究,前送风角度可以选取 25° 。

参考文献

- [1] Lacerda VT, Melo C, Barbosa JR, et al. Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no-frost refrigerator: the effect of temperature[J]. International Journal of Refrigeration, 2005,28(5):774-783.
- [2] Gupta J K, Gopal M R, Chakraborty S. Modeling of a domestic frost-free refrigerator[J]. International Journal of Refrigeration, 2007,30(2):311-322.
- [3] Yang K S, Chang W R, Chen Y, et al. An investigation of a top-mounted domestic refrigerator[J]. Energy Conversion and Management, 2010,51(7):1422-1427.
- [4] 苏秀平, 陈江平, 陈芝久, 等. 间冷式冰箱风扇区域流场的数值模拟和优化[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(7): 1133-1136.
- [5] 苏秀平. 间冷式冰箱若干问题的理论与试验研究[D]. 上海: 上海交通大学机械与动力工程学院, 2006.
- [6] 陈成, 刘志峰, 罗建等. 基于Fluent的风冷冰箱的风道结构优化设计[J]. 家用电器, 2013(5): 30-35.
- [7] 盛伟, 李飞, 宋新洲等. 风冷冰箱冷冻室的数值模拟与试验研究. 流体机械, 2015,43(10):79-83.
- [8] 熊莉芳, 林源, 李世武. $k-\varepsilon$ 湍流模型及其在FLUENT软件中的应用[J]. 工业加热, 2007,36(4): 13-15.

针对空调系统设计的气候区域性特征研究

王志强 徐象国
(浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027)

摘要: 空调设备的降温除湿能力能够更好地匹配当地的降温除湿需求,既能够为用户创造更舒适的室内环境,也可以避免因输出与需求之间的错配而导致的能源浪费。本文对空调系统设计的气候区域特性进行研究。以67个代表城市的气象参数为研究对象,利用能耗模拟软件EnergyPlus建立模型,考察不同的气候对建筑负荷所带来的影响。根据负荷显热比,将这些城市分为3个区,并进一步分析负荷在时间上的分布特性,进而对空调系统的区域化设计提供指导。

关键词: 空调系统设计; 气候特性; 区域化; 显热比

Research on regionally climatic characteristics for the design of HVAC systems

WANG Zhiqiang XU Xiangguo
(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University Hangzhou 310027)

Abstract: When the cooling and dehumidification capacity of a piece of air-conditioning equipment meets the requirement for a particular region, not only can better indoor thermal environment be created, but also energy waste by the mismatch of supply and demand can be avoided. This paper is aimed at regionally climatic characteristics for designing HVAC systems. 67 city files were selected. EnergyPlus was used to carry out energy simulation in order to examine the climatic effects on building loads. Based on sensible heat ratio, these cities were divided into 3 groups. Further analysis on load characteristics in terms of distribution on time was made, which can serve as a reference for regionally HVAC system design.

Keywords: HVAC system design; Climatic characteristics; Regionalization; Sensible heat ratio

1 引言

随着我国经济的发展,生活水平显著提升,空调系统渐渐成为现代建筑中不可缺少的一个部分^[1]。空调系统一个重要的职能,就是维持室内空气的温度、湿度,以满足人们对于室内热舒适日益提高的要求。空调系统在对室内的温、湿度进行控制时,往往需要同时处理显热负荷和潜热负荷。理想情况下,空调系统的降温除湿能力需与显热负荷与潜热负荷相匹配,否则室内的温湿度参数将无法满足不同人的需求。

换句话说,为了使空调系统能够在整个空调季内都维持对室内热湿环境的控制能力,就不仅仅要求其总冷量能够覆

盖总负荷,还要求其输出显热比(即输出的显热制冷量在总冷量中的占比,表征了空调降温除湿能力的分配)的变化范围能够覆盖负荷显热比(即显热负荷在总负荷中的占比,表征了室内降温除湿的需求)的变化范围^[2-4]。我国幅员辽阔,从南至北,经历热带、亚热带,直至亚寒带;从东至西,横跨季风气候、大陆性气候、草原气候、沙漠气候、高山气候。在如此复杂的气候条件下,室内环境控制所需处理的热湿负荷往往呈现出明显的地域特点^[5]。

然而,目前我国空调系统的设计与生产,并未充分考虑空调设计地域性特点。一方面,我国空调系统设计流程对空调

系统区域性设计的需求重视不够。在现有的空调系统设计体系中，整个设计的基础是确定建筑的“峰值负荷”，而对显热负荷在总负荷中的占比（负荷显热比）不加考虑，更不用说热湿负荷的地域性分布特点^[6-7]。

另一方面，我国现有的国家标准针对空调系统区域性设计的规定未考虑湿度的影响。GB 50176-2016《民用建筑热工设计规范》中将我国划分为寒冷地区、夏热冬冷地区等5个地区。这一分区已经为业界广泛接受。但是这一标准是针对建筑热工设计颁布的，仅将温度作为分区的指标，因此无法直接用于空调系统的设计与生产。而少有的针对空调系统设计气温划分的国家标准同样对湿度考虑不足，例如GB/T 7725-2004《房间空气调节器》仅以温度为唯一指标，将室外气温划分为高温气候、温带气候以及低温气候。这使得目前的空调系统设计生产体系仅具有非常有限的地域气候适应性。通俗的讲，即卖到北京（夏季干燥炎热）的空调和卖到广州（夏季潮湿闷热）的空调，并无显著区别。

根据我国的地域气候特点，建立具有地域气候适应性的新空调设计体系，意味着可以使得空调设备的降温除湿能力能够更好地匹配当地的降温除湿需求，既能够为用户创造更舒适的室内环境，也可以避免因输出与需求之间的错配而导致的能源浪费。本文对空调系统设计的气候区域特性进行研究。以67个代表城市的气象参数为研究对象，利用能耗模拟软件EnergyPlus建立模型，考察不同的气候对建筑负荷所带来的影响。比较不同气候对建筑负荷影响的差异，进而对空调系统的区域化设计提供指导。

2 气候特征模型建立

本研究利用能耗模拟软件EnergyPlus，建立建筑模型，对不同气象条件下的建筑进行能耗模拟，以考察气候特性对建筑负荷的影响。

2.1 代表城市选取

本研究沿用GB 50176-2016《民用建筑热工设计规范》中的建筑热工区划，即严寒地区（1）、寒冷地区（2）、夏热冬冷地区（3）、夏热冬暖地区（4）和温和地区（5）等5个地区。首先，考察在地域空间上空调季的室内热湿负荷分布特征，选取我国南方地区，即夏热冬冷地区、夏热冬暖地区和温和地区的城市作为研究对象。

其次，考察不同地区下负荷特征在时间上的分布特征，再选取4个代表城市进行对比分析。4个代表城市分别为：北

京、上海、广州和昆明。空调季按照国家相关标准（JGJ 134-2010）中的定义，是从6月15日到8月31日。

2.2 模型说明

本研究的建筑模型采用了ASHRAE Standard 140-2014中的基础算例模型600。ASHRAE Standard 140-2014中的算例是美国暖通空调工程师协会（American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, ASHRAE）设计用来检测不同能耗模拟软件计算结果的。基础算例600的几何结构如图1所示。模型为单层单房间形式，占地面积 48m^2 （ $6\text{m}\times 8\text{m}$ ），高 2.7m ，窗户总面积为 12m^2 的且均在建筑南面。

需要说明的是，本研究采用的模型并不能代表某一类实际建筑。事实上，对于不同类型的建筑，其模拟能耗结果的绝对值必然存在差异。但是，在不同气候条件下，采用相同的建筑模型时，由建筑类型引起的差异也是相同的，即模拟结果的相对值不受影响。另一方面，该模型几何参数简单，且窗户均在南面，对气象参数中太阳辐射的影响具有较高的敏感性，使得模拟结果能较好地反映出辐射得热在不同气候下的差异。因此，本研究采用此模型进行计算。

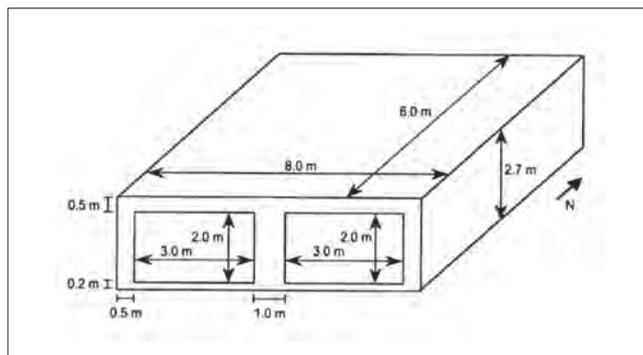


图1 建筑模型几何结构示意图

2.3 模型参数设置

模型的参数主要包含两个部分：气象参数，建筑模型内部参数。其中，气象参数是本研究的重点，也是EnergyPlus模型运行的一个重要参数。EnergyPlus官网上提供了可直接用于模拟的气象文件，我国气象文件的数据来源大多来自于中国标准气象数据。该数据由中国气象局和清华大学联合开发，能够反映该地区历史上气象规律，作为标准年用于建筑热环境的研究。按照热工分区，本研究一共选用了67个城市的气象文件，这67个城市位于我国南方地区（夏热冬冷地区、夏热冬暖地区和温和地区）。

建筑模型内部参数主要有围护结构性能、室内温湿度

参数和建筑得热来源等。考虑到热工分区对围护结构的要求,各分区内围护结构的热力参数按照GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》中规定的限制分别进行设置。设置参数如表1所示。由于温和地区(5)没有限值,故采用与夏热冬暖地区(4)同样的数据。室内温度设置为26℃,湿度设置为40~60%。(GB 50736-2012, JGJ 134-2010)对于建筑得热来源,本模型主要涵盖了3类:人员、渗透和新风引入。人员是建筑内热湿源之一,会同时产生热负荷和湿负荷。室内其他热源,例如灯光、设备等等不在本模型中考虑。虽然这不负荷实际情况,但是气候对于建筑负荷影响的相对性并没有改变。渗透和新风所带来的负荷,能反映室外气象条件对室内负荷的影响,尤其是湿负荷。人员设置为3人,渗透率和通风率分别设置为0.5次/h和1次/h。输出参数主要为建筑在空调季内的逐时潜热负荷和显热负荷。

表1 建筑围护结构设置参数

气候区	传热系数/(W/(m ² ·K))			太阳得热系数 (SHGC)		
	3	4	5	3	4	5
屋顶	0.7	0.9	0.9	—	—	—
外墙	1.0	1.5	1.5	—	—	—
外窗	3.0	4.0	4.0	0.52	0.48	0.48

3 气候特征数据分析

分别运行67个城市的建筑模型,得到的负荷结果即视为该城市的气候特征数据。本节将对模拟获得的气候特征数据进行分析。

3.1 气候负荷空间分布特性

在讨论负荷特性时,显热比(Sensible Heat Ratio, SHR)是一个重要参数。显热比分为两类:负荷显热比(Application Sensible Heat Ratio, ASHR)和输出显热比(Equipment Sensible Heat Ratio, ESHR)。负荷显热比定义为显热负荷在总负荷中的占比,表征了室内降温除湿的需求;输出显热比定义为空调系统输出的显热制冷量在总冷量中的占比,表征了空调降温除湿能力的分配。

由此可见,显热比反映了总冷量/负荷中显热部分与潜热部分的相对关系。根据模拟得到的逐时显热负荷和潜热负荷,可以计算出各气象数据下的逐时总负荷和逐时负荷显热比以及整个空调季的总负荷和平均负荷显热比。这些平均ASHR的值中,最小为0.216,位于云南腾冲(温和地区),最大为0.617,位于福建福州(夏热冬暖地区)。其中12座典型城市的平均负荷显热比如表2所示。

表2 典型城市的平均负荷显热比

城市	平均ASHR	城市	平均ASHR
昆明	0.348	重庆	0.541
成都	0.418	杭州	0.542
贵阳	0.443	南京	0.546
上海	0.502	广州	0.565
长沙	0.523	武汉	0.576
合肥	0.532	福州	0.617

负荷显热比反映了显热负荷与潜热负荷的相对大小,同时也反映了空调系统对所需处理负荷不同的降温除湿要求。为了反映这种差异在空间上的分布,按照各城市平均ASHR的大小,将这些城市分为3个区域。分区标准如表3所示。67座城市的ASHR在空间上的分布如图2所示。

表3 平均ASHR分区标准

分区名称	指标
小ASHR区	ASHR ≤ 0.445
中ASHR区	0.445 < ASHR ≤ 0.55
大ASHR区	ASHR > 0.55

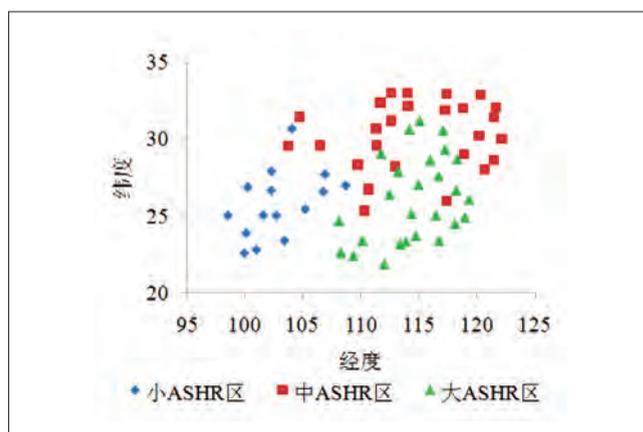


图2 ASHR空间分布示意图

从图2可以看出,城市ASHR的分布确实存在着区域性,即ASHR大小在一个范围内的城市在地理空间上也聚集在某一个区域里。为了更直观地反映这一地域性,将这些离散的点在地图上区域化,如图3(a)中所示。将此分区与建筑热工分区对比,如图3(b)所示,发现两者具有一定程度的一致性。小ASHR区全部位于温和地区;中ASHR区全部位于夏热冬冷地区;大ASHR区包括了全部夏热冬暖地区和夏热冬冷地区的南部区域。

之所以有这样的重合度,一个重要的原因就是来自于显热负荷的一致性。从温和地区到夏热冬冷地区再到夏热冬暖地区,夏季室外平均气温越来越高,度日数也越来越大,而这正是建筑热工分区的划分指标。而这两个指标越大,显热负荷也会变大,在潜热负荷量级相当时,负荷显热比自然也会越

大。至于两个分区不符的区域，很大一部分原因是受到潜热负荷的影响。说明同样在夏热冬冷地区，即便显热负荷相当，由于潜热负荷绝对大小不同，其ASHR不同，降温除湿需求不同。

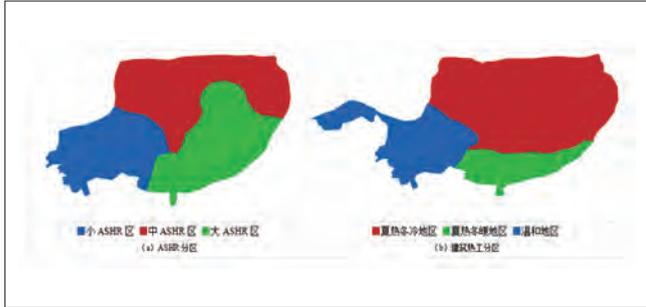


图3 不同标准下的分区图

3.2 气候负荷时间分布特性

虽然ASHR能反映出一定的区域性，但是由于ASHR是一个相对值，不能反映出参数的绝对大小，对于空调系统设计所能提供的信息仍然是不足的。本小节将从时间上讨论气候特征，以获取更多负荷信息。

进一步分析每个城市在空调季共78天内每天24个小时的逐时总负荷 (q_t) 和逐时ASHR的变化。图4展示的是上海的结果。从图中可以看出逐时总负荷和ASHR的大致变化规律。在清晨和夜晚，逐时总负荷与ASHR较小，而在上午和下午较大，且在下午某个时刻出现峰值。这一结果与日照的时间紧密相关。将不同城市之间的曲线图进行对比，发现虽然每个城市图像的绝对数值不同，但图4展现出的“峰状”特征在所有图像中均有呈现，表现出一定的共性。这反映了负荷在时间上的特性。

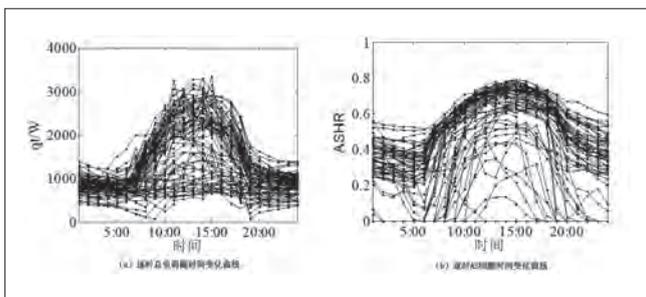


图4 逐时总负荷与ASHR随时间变化曲线

注意到在清晨和夜晚，逐时总负荷和ASHR均较小。与有日照的白天相比，这些时段通常都是人们对空调需求较小的时间。甚至在一些特定的室外温湿度条件下，仅靠直接引入新风就能维持室内的热舒适度。为进一步筛掉这些数据，使得气候负荷的时间特性更具代表性，本研究采用计算预测平

均评价 (Predicted Mean Vote, PMV) 的方法。具体方法为：计算当室内温湿度分别为该时刻室外温湿度时的PMV，将PMV不超过+0.5时所对应的负荷数据筛选掉。除了温度和湿度参数外，计算PMV时的其他参数值如表4所示。

表4 PMV计算参数

状态	代谢率/Met Units	衣阻/clo	室内平均风速/(m/s)
日间(7:00~22:00)	1.1	0.55	0.15
夜间(22:00~7:00)	0.7	1.4	0.1

将每个小时的总负荷与ASHR表示在同一张图里，以便更好地查看负荷绝对值的分布。图5展示了上海的结果。图5 (a)、(b) 分别表示考虑PMV前后的数据情况。可以看到，在考虑了PMV后，(1) ASHR为0或者较小的数据点被排除掉；(2) 逐时总负荷较小的点被排除掉；(3) 数据点变得更加集中，且在图像的左下部 (逐时总负荷与ASHR均较小) 尤其密集。

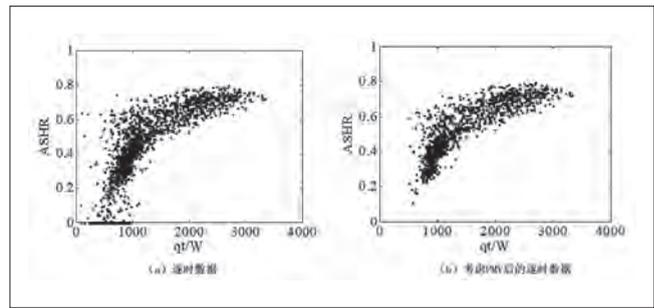


图5 逐时数据分布图

为了更加直观地显示数据点密度分布的情况，作图5 (b) 的密度分布图。图6分别展示了上海 (夏热冬冷地区，中ASHR区) 和阳江 (夏热冬暖地区，大ASHR区) 两个城市的结果。需要注意的是，在作密度图时，为了保证横纵坐标数据类型的一致性，将横坐标和纵坐标分别定为逐时显热负荷 (q_s) 与逐时潜热负荷 (q_l)，本质上来说，与ASHR- q_l 图像是一样的。

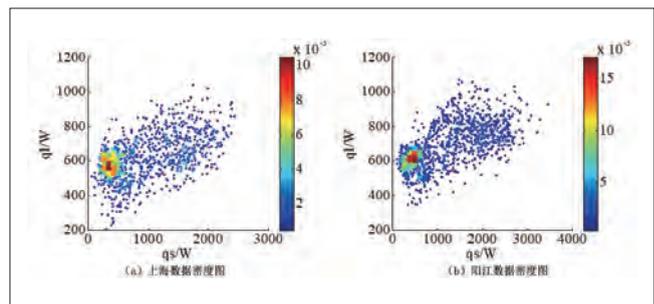


图6 城市逐时数据密度示意图

从图6可以看出负荷在不同ASHR分区 (空间分布特性)

下其时间分布特性的不同。虽然两个分区下时间分布的所覆盖的区域形状类似,但是数据的绝对大小,尤其是显热负荷的大小明显不同。另外,虽然两个分区下数据点密集的区域位置相近,但是数据点的密集程度仍然存在着差异。

3.3 气候负荷特性与空调制冷量输出特性关联

正如前文所述,本研究的目的之一是使空调系统能够满足整个空调季的降温除湿需求,即使空调系统的输出显热比(ESHR)与负荷显热比(ASHR)相匹配。已有学者对直膨式房间空调器的输出特性进行了研究,探索了在不同压缩机转速、风机转速等条件下,空调器能够输出的总冷量与输出显热比之间的关系,结果如图7所示。可以看出,空调系统能够输出的总冷量与显热比在一定的四边形区域内^[8]。

研究气候特性能够将气候对负荷引起的影响加以区分,这样就可以在不同的地区去有针对性地去设计空调系统,最大限度地另空调系统的输出特性图像能够覆盖到当地的负荷特性分布,在设计阶段就考虑空调系统工作的范围,有利于更高效设计方案的产生。

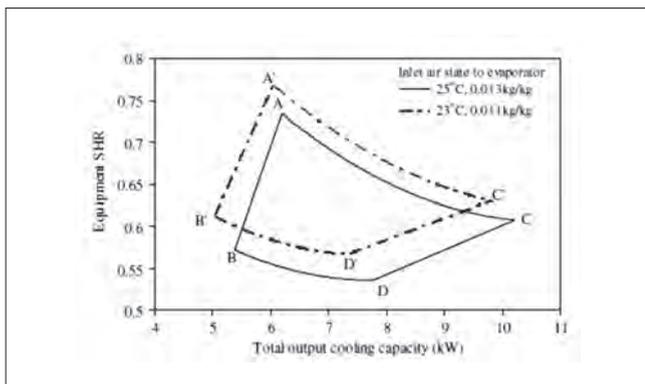


图7 空调器输出特性示意图^[8]

4 结论

本文对空调系统设计的气候区域特性进行研究,结论如下:

(1) 我国气候复杂多样,不仅体现在建筑的热工设计上,也体现在空调系统的设计上。通过EnergyPlus软件对我国南部67座城市进行模拟,发现我国气候在空间和时间分布的特性。按照负荷显热比(ASHR)分,可将我国南部分为三个区,反映了在空间上降温除湿需求的不同;进一步分析逐时负荷的分布情况,不同ASHR分区下,负荷在时间上分布特性不同,表现为负荷值的频次分布差异。

(2) 气候区域特性可与空调系统的输出特性相结合,产生更加具有地区适应性、更为高效的空调系统设计方案。

参考文献

- [1] Yan, D., et al., A thorough assessment of China's standard for energy consumption of buildings. *Energy and Buildings*, 2017. 143: p. 114–128.
- [2] Li, Z., et al., Further study on the inherent operating characteristics of a variable speed direct expansion air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, 2014. 66(1–2): p.206–215.
- [3] Murphy, J., Dehumidification performance of HVAC systems. *ASHRAE journal*, 2002.44(3): p.23.
- [4] Lin, Z. and S. Deng, A study on the characteristics of nighttime bedroom cooling load in tropics and subtropics. *Building and Environment*, 2004.39(9): p.1101–1114.
- [5] Zhang, H. and H. Yoshino, Analysis of indoor humidity environment in Chinese residential buildings. *Building and Environment*, 2010.45(10): p.2132–2140.
- [6] Huang, P., G. Huang and Y. Wang, HVAC system design under peak load prediction uncertainty using multiple-criterion decision making technique. *Energy and Buildings*, 2015.91:p. 26–36.
- [7] 丁德等, 浙江大学动物实验中心空调设计. *暖通空调*, 2013. 43(9): 第19–23,110页.
- [8] Xu, X., et al., Inherent correlation between the total output cooling capacity and equipment sensible heat ratio of a direct expansion air conditioning system under variable-speed operation (XXG SMD SHR DX AC unit). *Applied Thermal Engineering*, 2010.30(13): p.1601–1607.

第二部分

电冰箱(柜)及相关技术

利用室内自然风的风冷式冰箱除霜性能实验研究

刘忠宝¹ 亓新² 闫家文¹ 贾宇博¹

(1.北京工业大学 北京 100124; 2.中国家用电器研究院 北京 100053)

摘要: 风冷式无霜家用冰箱因其体积大、无霜冻而在市场上受到欢迎。然而,蒸发器除霜过程所消耗的大量电能限制了这种电冰箱的广泛应用。本研究开发了一种利用室内空气(DUIA)的新型除霜系统。提出了整个系统的运行模式(制冷和除霜周期)。构建实验原型机,并进行实验研究不同温度范围(12℃~22℃, 22℃~45℃, 和0℃~12℃)。结果表明,在相同的除霜时间下,DUIA新型除霜系统的电耗比电热除霜系统的功耗降低77.6%~98.2%。

关键词: 化霜; 室内自然风; 无霜; 冰箱; 除霜时间; 除霜能耗

Experimental study on new type of defrosting system using outdoor air for frost-free household refrigerators

LIU Zhongbao¹ QI Xin² YAN Jiawen¹ JIA Yubo¹

(1.Beijing University of Technology Beijing 100124; 2.China Household Electric Appliance Research Institute Beijing 100053)

Abstract: Air-cooled frost-free household refrigerators have become popular in the market because of their large storage volume and frost-free compartments. However, the large amount of power consumed by the defrosting process of the evaporator restricts the widespread application of such refrigerators. In this study, a new type of defrosting system using indoor air (DUIA) is developed. The operation modes (refrigeration and defrosting cycles) of the overall system are proposed. An experimental prototype is built, and an experimental study is conducted for different temperature ranges (12℃–22℃, 22℃–45℃, and 0℃–12℃). Results show that the power consumption of DUIA is 77.6%–98.2% less than that of the electric heater defrosting system under a similar defrosting time.

Keywords: Defrosting; Indoor air; Frost-free; Household refrigerator; Defrosting time; Defrost power consumption

1 研究背景

风冷无霜冰箱以其特有的容量大、“多温区”、自动化霜等优点,被行业公认为冰箱发展的必然趋势。其主要是通过蒸发器风机使冷藏室与冷冻室回风流经蒸发器并与之换热,在这个降温过程中空气中水蒸气在蒸发器表面析出凝结成霜,之后蒸发器运行时间增长,霜层逐渐增厚,使得换热过程热阻和空气的流通阻力增加,空气流量减小,蒸发温度下降,蒸发器换热性能降低。因此当蒸发器表面霜层达到一定

厚度时,需要进行定期化霜。

目前国内外学者对冰箱化霜的相关过程进行了大量研究。Pradeep^[12]使用传热模型来分析化霜过程中的热量分配,指出钢管辐射对流式电加热器产生的热量仅有30%用于化霜。文中将辐射管形式的加热器改装,降低其加热温度,延长加热管长度,改善其与蒸发器的接触情况,取得了一定的节能效果,但不明显。文中最后的展望中指出,如果加热器能够充分接触霜层,或者采用空调热泵的逆循环化霜,能够有

效提高化霜效率。

Fernando^[13]研究了冰箱蒸发器上的霜层分布情况。文中,作者建立了一个霜层分布数学模型,并搭建了一套实验装置用于验证其数学模型。实验装置通过九个瞬态实验,验证系统压降和结霜,实验和模型误差在10%以内。最后,通过模型分析,针对蒸发器上疏下密的分布规律,设计了两根功率不同的电加热器分别对蒸发器上、下管排进行化霜,提高了化霜效率。

P. Bansal^[14]等建立了间冷式冰箱蒸发器内结霜时的数学模型,分析了结霜时各位置的能量分配情况,并进行了除霜性能实验,比较了不同霜层厚度下蒸发器除霜时蒸发器翅片表面温度的变化特性。结果表明,不同的霜层厚度下,蒸发器翅片表面温度在52~56℃之间波动,化霜加热器的效率为30.3%,化霜电耗最高占冰箱总耗电量的17.7%。

李玉祥^[15]等人总结了无霜冰箱常用的化霜技术,对电加热器化霜技术、热气化霜技术、超声波化霜和吸附化霜技术的优缺点进行了分析。文中指出,超声波化霜是节能明显、最能保湿保鲜的化霜方法,但其缺点也十分明显,超声波化霜的化霜程度受蒸发器和风道结构影响大,容易在化霜水的排水口产生二次结霜现象。

宋新洲^[16]等人针对单蒸发器的风冷冰箱,利用冷藏室回风对霜层进行预热处理,优化了回风的时间和风量,可以降低化霜过程中电加热器的电量消耗。文中实验表明,利用这种方法,可以降低27%的化霜电耗,降低6.7%的整机电耗。

刘志成^[17]等人基于化霜过程中热量利用率逐渐下降的现象,提出化霜过程中电加热器功率先高后低的运行模式,并实验验证了该模式可以有效降低化霜过程能耗和减少冷冻室温度回升。

程学全^[18]通过对多温区冰箱无霜间室自动化霜设计的实验分析,对化霜加热器的分布和功率、化霜传感器放置位置、化霜控制规则和控制参数的设计进行优化改进,实现了良好自动化霜性能。

汤晓亮^[19]提出了一种新型的时间-温差法的风冷冰箱的化霜控制方法。该方法通过比较蒸发温度和冷冻室内空气温度来控制冰箱的化霜时间。进行试验验证后,改进后的化霜能耗占冰箱总能耗的比重在5%以下。

对于蓄热化霜这种新技术,目前还多应用于空调冬季工况化霜方面^[20-22]。

韩志涛^[20]提出了用于空调冬季工况的蓄能化霜新系统,将

系统供热后的余热热量蓄存进蓄能器中,当化霜开始时,蓄热器中储存的热量首先传递给反向运行的制冷剂,用于室外蒸发器化霜。文中提出了双套筒内置螺旋盘管相变蓄热器强化了化霜时蓄热材料与制冷剂的换热。添加了蓄热器的冬季热泵系统,化霜效率提高,化霜后恢复正常工况的时间缩短。

周中华等^[21]对以压缩机废热为热源的蓄热化霜循环原理、装置进行了设计、研究,并同步在空调产品上进行了相关实验验证,发现空调的低温制热量、化霜时间和舒适性方面都有较好的改善效果。并由于压缩机蓄热槽的特殊结构的保温效果,使压缩机在低温环境下化霜后能快速启动,制热时间相比普通机型提前了3分钟。

从近年来的冰箱化霜以及蓄热化霜技术的研究中可以看出,冰箱结霜是影响风冷冰箱性能的重要因素之一,但对于冰箱化霜技术的研究多集中在对冰箱化霜控制模式或加热器位置分布的改进研究上,少见提出的新型化霜方法。这是由于现有化霜方法中,电热化霜的结构简单,但能耗大,安全性差;自然对流化霜多用于直冷式冰箱,风冷冰箱的霜层在风道内蒸发器上,自然对流除霜需要时间很长,会大幅提高冰箱箱室内的温度;热气流化霜是由内而外化霜,效果好,但增加制冷管路的复杂性,降低系统可靠性;超声波化霜功率小,不影响制冷系统运行,但增加了超声波发生设备,而且容易在排水孔造成二次结霜。对于蓄热化霜技术,目前主要应用在空调冬季工况,作为辅助热制冷剂化霜的方法。这种方法虽然有一定的借鉴作用,但是由于冰箱和空调的结构差异,其最终应用于冰箱工况还不成熟,所以目前并没有一种非常适合于冰箱工况的节化霜方法来代替现行的电热化霜。

2 利用室内自然风的风冷式冰箱结构和流程

2.1 利用室内自然风的风冷式冰箱结构

采用一种壁龛式除霜装置,采用引入房间环境空气的方式用于冰箱化霜,引入的房间环境空气通过强迫对流方式与蒸发器表面霜层进行热交换,实现化霜目的。见图1。图中各部分名称见表1。

2.2 利用室内自然风的风冷式冰箱制冷和除霜流程

除霜装置的融霜进风口(2)和融霜出风口(3)设置在冰箱背板上,采取上下对称布置,融霜进风口(2)和融霜出风口(3)上设置有进出风电动风门(5),其通过进出口风门电机(6)控制开关。融霜进风口(2)和融霜出风口(3)四周设置有一圈防凝露电加热器(4),其作用是加热融霜风门四周防

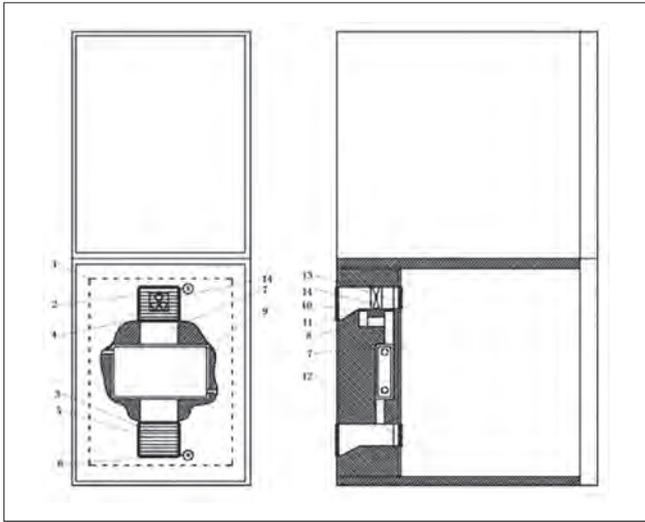


图1 壁龛式除霜系统结构图

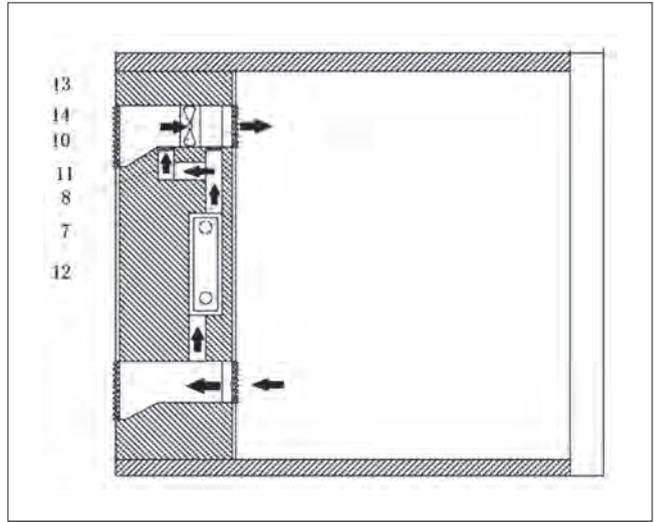


图2 制冷工况示意图

表1 壁龛式除霜系统结构图各部分名称

序号	名称	序号	名称
1	布局空间	8	融霜风道阀门
2	融霜进风口	9	蒸发器
3	融霜出风口	10	制冷风道
4	冷凝露电加热器	11	制冷风道阀门
5	进出风电动风门	12	制冷回风口
6	进出口风门电机	13	制冷送风口
7	融霜风道	14	风机

止制冷工况时在风门上的凝露造成风门无法正常开启。融霜进风口(2)和融霜出风口(3)与融霜风道(7),通过融霜风道(7)将室外房间热风引到蒸发器表面从而实现化霜。融霜风道(7)上设置有融霜风道阀门(8),用于转换连接的风道实现冰箱在的制冷工况与化霜工况间的切换,化霜和制冷过程中空气的驱动通过同一个风机(14)为之提供动力。进出风电动风门(5)采用隔热材料,以减少制冷工况冷量的泄露,风门的四周有严格密封,并且风门采用高级别的密封工艺,以保证其在关闭状态不会有空气泄露和渗透,从而消除冰箱制冷运行过程中漏风造成的冷量损失。融霜进风口(2)和融霜出风口(3)四周设置的冷凝露电加热器(4),其控制逻辑如下:在冰箱开始化霜运行时,进出口风门电机(6)控制进出风电动风门(5)打开,若进出口风门电机(6)无法正常打开则反馈信号使冷凝露电加热器(4)开始工作,同时进出口风门电机(6)继续控制进出风电动风门(5)尝试开启,若风门正常打开则冷凝露电加热器(4)停止工作。

此系统制冷工况如图2所示。

如图2所示为带有壁龛式除霜装置的冰箱在制冷工况时的运行方式,此时融霜进风口(2)和融霜出风口(3)的进出风电动风门(5)关闭,融霜风道阀门(8)关闭,此时制冷风

道阀门(11)关闭,制冷回风口(12)以及制冷送风口(13)打开,冰箱内空气在风机(14)的驱动下进入风道,按照图中将头方向通过制冷风道(10)吹过低温的蒸发器(9)表面被冷却后最后通过制冷送风口(13)送入冰箱箱室,从而实现制冷过程。

此系统制热工况如图3所示。

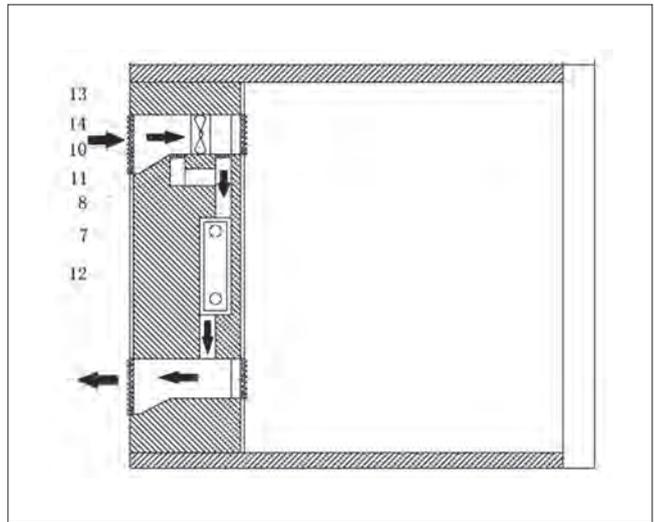


图3 除霜工况示意图

如图3所示为带有壁龛式除霜装置的冰箱在除霜工况时的运行方式,此时融霜进风口(2)和融霜出风口(3)的进出风电动风门(5)打开,此时融霜风道阀门(8)打开,制冷风道阀门(11)关闭,制冷回风口(12)以及制冷送风口(13)关闭,房间空气在风机(14)的驱动下进入风道,按照图中将头方向通过融霜风道(7)吹过蒸发器(9)表面,最后通过融霜出风口(3)排除,从而实现引入房间空气的强制对流化霜过程。

3 利用室内自然风的风冷式冰箱模拟实验系统

3.1 冰箱主体部分

冰箱主体包括箱体(增加热载荷系统,比135W压缩机所对应的冰箱的实际箱体尺寸小很多。蒸发器所在部分为模拟的风冷式冰箱的风道)、透明上盖和箱体外,其中箱体内部包括实验用保温箱箱体,保温箱内部送风风扇和风道,放置在箱体内部的蒸发器。和透明玻璃做的上盖便于观察(上面可加保温)。而箱体外包括:实验用功率为135W压缩机;冷凝器;冷凝器降温用30W风扇;节流毛细管等管路。冰箱主体部分如图4所示。



图4 自然风的风冷式冰箱除霜实验台

3.2 升温降温风道

升温降温风道分为辅助制冷装置和辅助加热装置,本实验将这两个装置集合在一小段外置风道中,在风道外侧安装辅助降温的蒸发器,风道里侧则安装辅助升温用的电加热器。其中辅助制冷装置采用在制冷剂通过冷凝器节流后,在进入蒸发器前分流一条回路通往冰箱蒸发器,而另一路则通往辅助降温蒸发器,两条路前分别安装电磁阀,在辅助制冷旁边则是辅助加热装置,冰箱正常运行时,通往冰箱蒸发器的支路打开,辅助降温支路关闭,此时制冷剂专供冰箱制冷。当除霜且需要空气辅助降温时,压缩机继续运转,通过电磁阀关闭通往冰箱蒸发器的支路,同时打开辅助降温支路,对进入风道的自然风进行降温。当除霜且需要空气辅助加热时,压缩机正常停机,打开电加热器,对进入风道的自然风进行升温。辅助升温降温风道如图5所示。

3.3 温度测量系统

温度测量本实验选取多个单一测点的数字显示温度计,测量精度为 0.1°C ,温度测量范围 $-50^{\circ}\text{C}\sim 70^{\circ}\text{C}$,在实验测试温度的实验精度为 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 。测温器测点布置在辅助升温/降温风道出口;风扇进风口前;冰箱蒸发器表面;冰箱冷冻箱室内;体统回风口前。测温器测点布置如图6所示。



图5 升温降温风道



图6 冰箱的制冷系统温度测点

3.4 风速测量

本实验在实验过程中风速分为5档,需对每一个档位在风道内的风速进行测量。本实验所取风速为回风口出风速,实验所得风速为当除霜实验进时测量30秒内回风口平均风速,相同情况系测量5次,取5组数据平均值为最终风速。采用 testo 410-1风速仪进行测试,其参数如表2所示。

表2 testo 410-1风速仪参数	
参数	
量程	0.4~+20m/s, 80~4000fpm, $-10\sim +50^{\circ}\text{C}$, $+14\sim +122^{\circ}\text{F}$
精度	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, $\pm 0.9^{\circ}\text{F}$
测量速率	0.5m/s

3.5 功率测量

通过把系统接在PF9830三相智能电量测量仪上实时测量功率,可分别单独测出压缩机、融霜系统送风风扇、冷凝器降温风扇、电加热器等功耗。功率测量仪的测量精度为0.1W。见表3。

4 实验方法

4.1 实验中蒸发器表面风速的估算

本实验用风速仪测量的风速为自然风进风系统的的风道风

表3 PF9830三相智能电量测量仪参数

参数	
三窗口显示	V、A、W、VA、var、PF、Hz、kW·h、TIME、deg、ORD、CF
输入电压	600V/300V/150V
输入电流	20A/4A/0.8A
量程切换	自动/手动 均可
频率范围	基频45Hz到65Hz, 带宽5kHz。
电压、电流、功率测试精度	(0.4%读数+0.1%量程+1字)
谐波分析	可分析电压电流的总谐波失真和2~50次各次谐波的有效值和相对值
电能量积分模式	标准积分模式、手动积分模式、连续积分模式
电能量积分范围	-99999kW·h~99999kW·h
变比功能	可外接互感器, 电压/电流/功率变比系数可设置
锁存功能	数据波动使用, 方便读数
通讯方式	RS-232接口
锁存功能	数据波动使用, 方便读数
体积(长×宽×高)	426mm×132mm×400mm

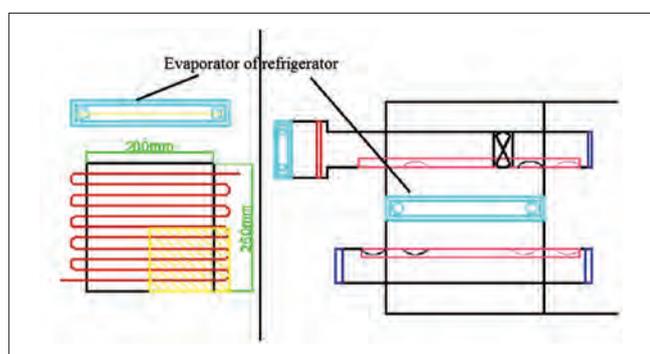


图7 除霜实验中自然风的流动方式和蒸发器的受风面积

速, 需要对实验中蒸发器表面风速进行估算, 实验中自然风的流动方式和蒸发器的受风面积如图7所示。

试验台利用自然风除霜时自然风流动方式如图右半边箭头所示, 实验中试验台的蒸发器大小为250mm*200mm, 面积为50000mm²; 自然风出口直径为60mm, 面积为900πmm²; 然而由于风口的大小和布置等问题, 化霜风扇抽取的自然风只能够直接吹到试验台蒸发器的一部分, 其面积大小大约为整个试验台的1/4, 面积为12500mm², 实验中蒸发器表面瞬时风速为系统瞬时流量与蒸发器化霜受风面积之比, 计算得: 蒸发器表面瞬时风速=自然风风道瞬时风速/4.42。

4.2 自然风除霜的操作步骤

测试过程在北京工业大学制冷实验室中进行, 实验室室温一般在18~25℃的左右的区间波动, 冰箱进行化霜前, 开启压缩机和风扇, 在冷冻室放一杯热水以增加实验冰箱内部水蒸气含量, 以促进冰箱蒸发器结霜, 中途每20分钟换一杯热水结霜时间为1小时。1小时后当蒸发器挂满霜时(1小时运行作为化霜开始时间), 开始除霜。当冰箱以室温除霜时, 压缩机关闭, 辅助升降温风道蒸发器(1)和辅助升降温风道电加热器(2)关闭, 系统以室温除霜。当需要以低于室温温度除

霜时, 压缩机继续运行, 电磁阀1关闭, 电磁阀2打开, 辅助升降温风道蒸发器(1)打开, 辅助升降温风道电加热器(2)关闭, 辅助升降温装置以制冷工况工作, 系统以低于室温的温度除霜。当需要以高于室温温度除霜时, 压缩机关闭, 电磁阀1打开, 电磁阀2关闭, 辅助升降温风道蒸发器(1)关闭, 辅助升降温风道电加热器(2)打开辅助升降温装置以升温工况工作, 系统以高于室温的温度除霜。冰箱蒸发器温度上升到5℃为霜完全除净的时间。

4.3 化霜工况的分类

本实验控制的实验变量分为两个: 实验进风温度与实验进风风速。

4.3.1 实验进风温度

如表4所示, 实验测试温度为0~45℃, 实验中将工况安季节分为三部分, 其中冬季工况自然风温度为0~12℃, 选用测点温度分为4个, 分别为0℃、3℃、6℃、10℃; 春秋季节自然风温度为12~22℃, 选用测点温度分为6个, 分别为12℃、14℃、16℃、18℃、20℃、22℃; 夏季工况自然风温度为22~45℃, 选用测点分为5个, 分别为25℃、30℃、35℃、40℃、45℃。

表4 实验测试温度工况

实验进风温度区间	0~45℃
春秋季节	12~22℃ 12℃, 14℃, 16℃, 18℃, 20℃, 22℃
夏季工况	22~45℃ 25℃, 30℃, 35℃, 40℃, 45℃
冬季工况	0~12℃ 0℃, 3℃, 6℃, 10℃

4.3.2 实验进风风速

实验进风风速和功率分布如表5所示, 由于本实验抽取自然风风扇为冰箱送风风扇, 因此此风扇功率较大所以将风扇与调压器串联, 通过调节调压器电压从而控制风速大小。试验中将冰箱风扇电压分为5档, 风扇电压分别为50V、75V、

100V、125V、150V,用testo 410-1风速仪在回风口处测得平均风速分别为3.6m/s、5.8m/s、7.5m/s、8.5m/s、9.8m/s,所对应的除霜风扇平均功率分别为16.1W、27.4W、39.6W、57W、79.8W。试验中蒸发器的尺寸为250mm*200mm,实验中出风口直径约为60mm,风口距离蒸发器表面约为100mm。

表5 实验进风风速和功率分布

调压器电压	50V	75V	100V	125V	150V
回风口风速	3.3m/s	5.8m/s	7.5m/s	8.5m/s	9.8m/s
风扇功率	16.1W	27.4W	39.6W	57W	79.8W

4.3.3 冬季自然风实验方法

此处测量数据的方法与之前(春秋季节和夏季)略有不同,因为冬季所取点的温度相对于室温温差太大,仅凭辅助降温装置很难达到所需进风温度,故采取冰箱内循环方式模拟室外冬季低温风。此组实验数据仅供参考。风扇关闭,打开实验台压缩机时系统运行结霜;待蒸发器结满霜后调节电压器调节风扇电压为25V,是风扇微风启动,并根据假设自然风温度不同向冰箱冷冻室内加入对应量冰块的使原冷藏室降温。原冰箱冷藏室降温至所假设实验自然风温度时关闭压缩机,开始除霜。

5 结果和讨论

5.1 春秋季节工况自然风除霜

表6为10~22℃的温度段内不同风速对应消耗的能量,此处除霜时间使冰箱蒸发器温度上升到5℃为霜完全除净的时间。在同等条件下测得使用电加热化霜使蒸发器温度上升到5℃所耗时间为520秒,消耗电功为216300J=0.0601kW·h。

表6a 风扇功率分别为16.1W, 27.4W, 39.6W时除霜时间和功耗

温度(°C)	风扇电压50V, 功率16.1W, 风道风速3.6m/s		风扇电压75V, 功率27.4W, 风道风速5.8m/s		风扇电压100V, 功率39.6W, 风道风速7.5m/s	
	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)
12	985	15859	907	24851	850	33660
14	930	14973	839	22989	800	31680
16	848	13653	721	19755	694	27482
18	770	12397	575	15755	510	20196
20	557	8968	457	12521	410	16236
22	530	8553	400	10960	335	13266

表6b 风扇功率分别为57W, 79.8W时除霜时间和功耗

温度(°C)	风扇电压125V, 功率57W, 风道风速8.5m/s		风扇电压150V, 功率79.8W, 风道风速9.8m/s	
	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)
12	627	35739	474	37825
14	570	32490	380	30324
16	441	25137	335	26733
18	345	19665	310	24738
20	303	17271	285	22743
22	262	14934	214	17077

选取春秋季节工况的温度段为10~22℃,所测量温度点为12℃、14℃、16℃、18℃、20℃、22℃。调节调压器当电压分别为50V、75V、100V、125V、150V时;冰箱风扇功率经测功率仪测量分别为16.1W、27.4W、39.6W、57W、79.8W;风道风速经testo 410-1风速仪测量风道风速分别为3.6m/s、5.8m/s、7.5m/s、8.5m/s、9.8m/s。此处所取测试点风温的温度适中,故除霜时间也相对适中,当蒸发器温度到达0℃以上后温度上升较快,为保证冰箱蒸发器化霜完全,取蒸发器温度上升到5℃时为除霜结束时间。所取测试风温除霜所消耗功耗运用公式: $W=P*t$ 分别计算。

根据表6做出以春秋季节工况除霜自然风温度为自变量,除霜所用的化霜时间因变量,分别表示出在除霜风扇功率为16.1W、27.4W、39.6W、57W、79.8W时除霜自然风温度与除霜时间和自然风温度与除霜功耗的走势曲线图。具体见图8,春秋季节工况在不同除霜风扇功率下除霜时间与除霜功耗变化图。

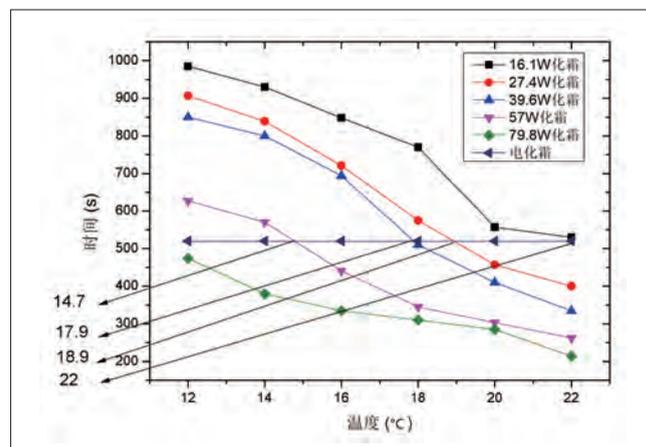


图8 春秋季节工况在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜时间关系

在图8中从总体上看随着除霜风扇功率的增加,每个温度点的除霜所消耗的时间均有所减少,但随着温度的增加,不同风扇功率的化霜曲线在春秋季节温度段每个温度点的化霜时间差尽管未成明显比例,但都存在着逐渐减少的趋势。说明随着温度的上升,风扇功率大小对除霜时间产生的作用在逐渐减弱,而温度的升高渐渐成为影响除霜时间的主要因素。就单一曲线来说,当以除霜风扇功率为16.1W化霜时,在除霜自然风温度由12~22℃时,化霜时间在曲线上基本以一个较陡峭的斜率降低,但直到最后化霜时间也没有低于电化霜除霜时间,仅仅大约22℃接近与电化霜曲线重合,说明在此时电化霜在时间上还是比较有优势的;当以除霜风扇功率为27.4W和39.6W化霜时,在除霜自然风温度由12~22℃时,化霜时间在曲线

上降低的相比上一曲线要更快一些，两条曲线分别在大约17.8℃和18.9℃时与电化霜化霜时间持平，所以在此风扇功率下由图可推断当除霜自然风温度在19~22℃区间均可超越电化霜的化霜速度；当以除霜风扇功率为57W化霜时，在除霜自然风温度由10~22℃时，化霜时间在曲线上降低趋势虽然不如上面明显，但由于本身从最低自然风温度测量点12度时除霜时间就较短所以提升空间相应的也就小了，在此时风道风速为8.5m/s，电化霜化霜时间在自然风温度大约为14.7℃就被赶上，说明此工况下电化霜基本不存在化霜时间上的优势；当以除霜风扇功率为79.8W化霜时，在除霜自然风温度由10~22℃时，可以明显的看到在化霜时间上自然风化霜以全面领先于电化霜，且曲线随温度的变化波动不大。

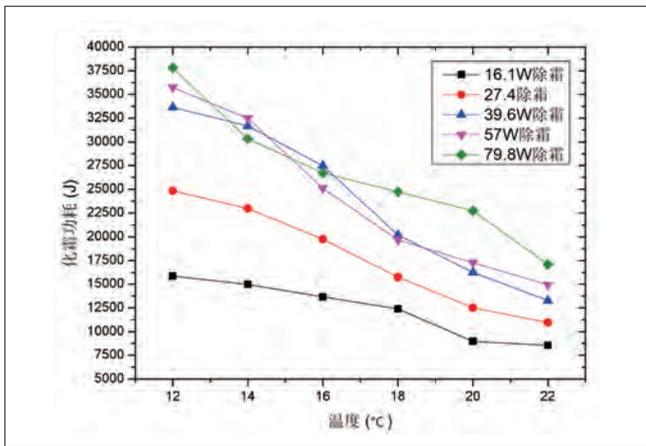


图9 春秋季节工况在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜功耗关系

在图9中从总体上看随着除霜风扇功率的增加，每个温度点的除霜所消耗的能量大体都所增加，但随着温度的降低功耗增加的量有所逐步减少，甚至在自然风温度为在14℃和16℃时除霜风扇功率为39.6W和57W实现了在功耗上对最高除霜风扇功率79.8W的局部反超，整体来看除霜风扇功率为39.6W，57W和79.8W在化霜功耗上是非常相似的这说明在它们在风扇功耗上的差距基本可以通过化霜时间的差异来互补。而除霜风扇功率为16.1W和27.4W在化霜功耗上则显著低于前三者。单一分析的话，随着自然风除霜风温的不断提升，除霜功耗降低是毋庸置疑的，但从降低趋势来看除霜风扇功率为16.1W时，随着除霜自然风温度升高化霜功耗降低趋势最缓而，除霜风扇功率为57W时，随着除霜自然风温度升高化霜功耗降低趋势最陡峭。

将图8和图9一起对比，从化霜功耗和化霜时间上综合考虑，可以得出以下结论。随着除霜功率的提高，除霜时间都有不同程度的提高，但是随着温度的升高，提升除霜功率的效

果先升增大后减少，在温度为16℃~18℃时最明显，除霜风扇功率16.1W提升至79.8W，除霜时间有大约900秒降低到大约350秒，除霜时间降低了超过60%。从功耗来看，在此温度区间，提升除霜风扇风速，除霜时间减少较快，导致除霜风扇功率39.6W到79.8W期间除霜功耗相似（提升除霜风扇功率，总除霜功耗仅增加7.9%~28%。），若此时提高除霜风扇功率（风速增加）可在少量增加功耗的同时以有效缩短除霜时间。

5.2 夏季工况自然风除霜

如表7为25~45℃的温度段内不同风道风速，不同冰箱风扇功率，所对应的除霜时间与除霜功耗表。此工况，每隔5℃记录一次温度数据，共分5组。

表7a 风扇功率分别为16.1W, 27.4W, 39.6W时除霜时间和功耗

温度(°C)	风扇电压50V, 功率16.1W, 风道风速3.6m/s		风扇电压75V, 功率27.4W, 风道风速5.8m/s		风扇电压100V, 功率39.6W, 风道风速7.5m/s	
	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)
25	442	7116	389	10658	282	11167
30	368	5925	343	9398	278	11008
35	322	5184	295	8083	260	10296
40	270	4347	257	7041	230	9108
45	237	3816	219	6001	200	7920

表7b 风扇功率分别为57W, 79.8W时除霜时间和功耗

温度(°C)	风扇电压125V, 功率57W, 风道风速8.5m/s		风扇电压150V, 功率79.8W, 风道风速9.8m/s	
	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)
25	230	13110	250	19950
30	213	12141	208	16598
35	193	11001	190	15162
40	187	10659	130	10374
45	170	9690	81	6464

选取夏季的温度段为22~45℃，所测量温度点为25℃、30℃、35℃、40℃、45℃。调节调压器当电压分别为50V、75V、100V、125V、150V时；除霜风扇功率经测功率仪测量分别为16.1W、27.4W、39.6W、57W、79.8W；风道风速经testo 410-1风速仪测量风道风速分别为3.6m/s；5.8m/s；7.5m/s；8.5m/s；9.8m/s。此处所取测试点风温的温度偏高，故除霜时间也相对较快，当蒸发器温度到达0℃以上后温度上升较快，为保证冰箱蒸发器化霜完全，和春秋季节工况一样取蒸发器温度上升到5℃时为除霜结束时间。所取测试风温除霜所消耗功耗运用公式： $W=P*t$ 分别计算。其中在同等条件下测得使用电加热化霜使蒸发器温度上升到5℃所耗时间为520秒，消耗电功为216300J=0.0601kW·h。

根据表7做出以夏季工况除霜自然风温度为自变量，除霜所用的化霜时间因变量，分别表示出在除霜风扇功率为

16.1W, 27.4W, 39.6W, 57W, 79.8W时除霜自然风温度与除霜时间和自然风温度与除霜功耗的走势曲线图。具体见图10夏季工况在不同除霜风扇功率下除霜温度与除霜时间变化图;图11夏季工况在不同除霜风扇功率下除霜温度与除霜功耗变化图。

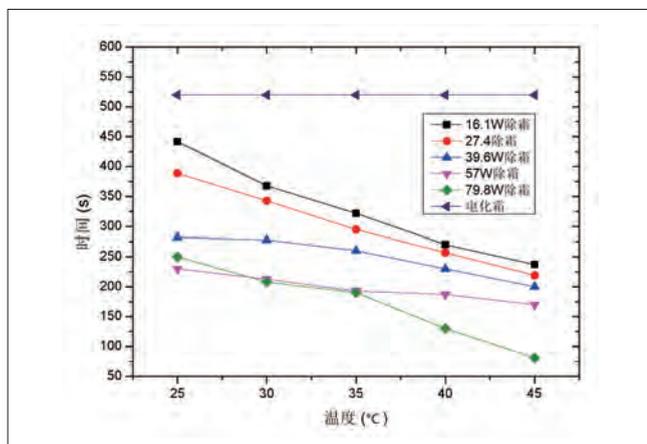


图10 夏季工况在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜时间关系

在图10中从总体上看随着除霜风扇功率的增加,每个温度点的除霜所消耗的时间均有所减少,且随着温度的增加,除霜风扇功率为16.1W, 27.4W, 39.6W的化霜曲线在夏季温度段在自然风温度35~45°C温度段除霜所耗时间近乎等差,而在除霜风扇功率为57W, 79.8W时在化霜时间上有一段短暂的重合。从图中可以大概看出各个除霜温度下,大风扇功率与小风扇功率除霜时间差先近乎平行后不断逼近,而同时同一风扇功率下,自然风温度45°C与自然风温度25°C除霜所相差的时间差不段减小,曲线越来越趋于平缓。说明随着温度的不断上升,温度变化对于除霜的影响程度先增大后减小,由于普遍除霜时间较短,风扇功率大小对除霜时间产生的作用在明显减弱,就单一曲线来说,在夏季工况下,每一条曲线的化霜时间都低于电化霜时间,电化霜在温度高于25°C时对于自然风化霜已没有时间上的优势。

在图11可以看出从总体上看随着除霜风扇功率的增加,每个温度点的除霜所消耗的能量大体都所增加,但是除霜风扇功率为79.8W(风道风速为9.8m/s)的一组数据在自然风温度高于35°C时由于除霜时间的降低功耗反而降低,但从除霜风扇功率为16.1W到风扇功率为57W(风道风速从3.6m/s到风道风速为8.5m/s)四组曲线近乎处于平行的关系,及随着温度的升高,耗电近似于成比例的减少。在自然风温度25°C时,风扇功率为79.8W的功耗远远超过了其他四组,但是在自然风温度到达40°C时,除霜功耗迅速下降,最后在自然风温度

为45°C甚至变成了第三,可以考虑当风速足够大时,自然风温度又很高时,霜层可能会以非常快的速度融化。

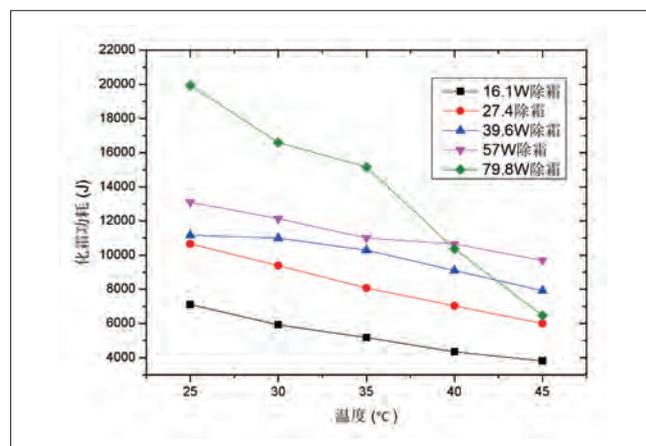


图11 夏季工况在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜功耗关系

将图10和图11一起对比,从化霜功耗和化霜时间上综合考虑,由于在夏季工况下,室内自然风温度较高,除霜时间本来就较快,领先于电化霜,大除霜风扇功率耗功大,而除霜时间又无法较大领先较低功率,如图4、5中当除霜风扇功率分别为16.1W、79.8W时(风道风速分别为3.6m/s和9.8m/s)二者的除霜时间差约占除霜风扇功率为16.1W的除霜时间的40%~43%(差值范围为132~192s),而二者的除霜功耗差约占除霜风扇功率为16.1W的除霜功耗的69%~180%,所以在对除霜速度没有特别要求下,在夏季工况中除霜推荐选择小功率风扇除霜。

5.3 冬季工况自然风除霜

如表8为0~10°C的温度段内不同风速对应消耗的能量,此处除霜时间使冰箱蒸发器温度上升到5°C为霜

表8a 风扇功率分别为16.1W, 27.4W, 39.6W时除霜时间和功耗

温度(°C)	风扇电压50V, 功率16.1W, 风道风速3.6m/s		风扇电压75V, 功率27.4W, 风道风速5.8m/s		风扇电压100V, 功率39.6W, 风道风速7.5m/s	
	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)
0	2443	39332	2180	59732	1528	60509
3	2192	35291	1740	47676	1290	51084
6	1440	23184	1232	33757	1136	44986
10	999	16083	850	23290	790	31284

表8b 风扇功率分别为57W, 79.8W时除霜时间和功耗

温度(°C)	风扇电压125V, 功率57W, 风道风速8.5m/s		风扇电压150V, 功率79.8W, 风道风速9.8m/s	
	除霜时间(s)	除霜功耗(J)	除霜时间(s)	除霜功耗(J)
0	1434	81738	1110	88578
3	1132	64524	962	79798
6	950	54150	801	63919
10	738	42066	519	41416

完全除净的时间。取同等条件下测得使用电加热化霜使蒸发器温度上升到5℃所耗时间为450秒，消耗电功为184500J=0.05125kW·h。

选取冬季的温度段为0~10℃，所测量温度点为0℃、3℃、6℃、10℃。调节调压器当电压分别为50V、75V、100V、125V、150V时；冰箱风扇功率经测功率仪测量分别为16.1W、27.4W、39.6W、57W、79.8W；风道风速经testo 410-1风速仪测量风道风速分别为3.6m/s、5.8m/s、7.5m/s、8.5m/s、9.8m/s。此处所取测试点风温的温度较低，故除霜时间也较长，当蒸发器温度到达0℃以上后温度很慢，所以当温度升到0度以上后，蒸发器上霜基本以化净，故取蒸发器温度上升到1℃时为除霜结束时间。所取测试风温除霜所消耗功耗运用公式： $W=P*t$ 分别计算。

根据表8做出以春秋季节工况除霜自然风温度为自变量，除霜所用的化霜时间因变量，分别表示出在除霜风扇功率为16.1W、27.4W、39.6W、57W、79.8W时除霜自然风温度与除霜时间和自然风温度与除霜功耗的走势曲线图。具体见图12冬季工况在不同除霜风扇功率下除霜温度与除霜时间变化图；图13冬季工况在不同除霜风扇功率下除霜温度与除霜功耗变化图。

在图12和图13中从总体上看随着除霜风扇功率的增加，除霜时间均有所降低，其中不同风扇功率相比，功率越大，除霜时间越短。但相比之下，除霜自然风温度对于除霜时间明显起了更重要的作用，除霜自然风温度的不同所对应除霜时间差距很大（0℃最大除霜风扇功率除霜所耗时间近似等于10℃最小风速所耗时间）；功耗上，除霜风扇功率为16.1W所用化霜时间最长，首次成为为最高功耗曲线。而除霜风扇功率为79.8W反而成为最低功耗曲线。此工况下除霜时间与电化霜对比上看，所有测试的化霜时间均落后于电化霜。总的来说对于冬季工况来说如果自然风风温相对较高（能够达到6~10℃），此时若选用除霜风扇功率为57W或79.8W，则自然风化霜大约能在9~25分钟结束；当除霜自然风温度低于6℃时，除了除霜风扇功率为79.8W的曲线外，几乎所有的除霜时间都超过了20分钟（约为同标准电化霜耗时的4倍），而在除霜风扇功率为16.1W时除霜时间在自然风温度为0~3℃时约为37~40分钟（约为同工况电化霜耗时的8倍），因此建议在室温较低地区，如果运用自然风化霜，应配备适当的辅助加热装置，运用辅助电化霜和自然风化霜联合除霜模式进行除霜。

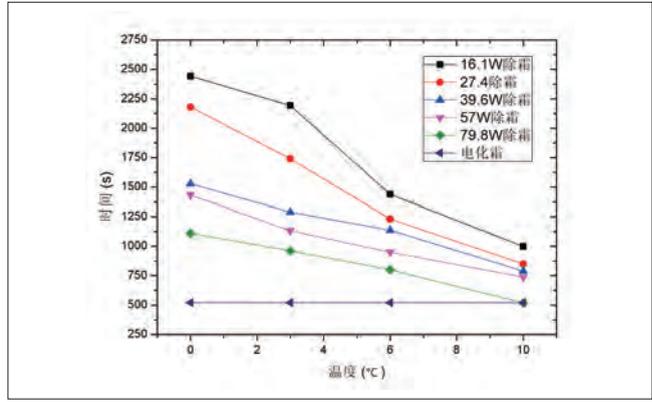


图12 冬季工况在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜时间的关系

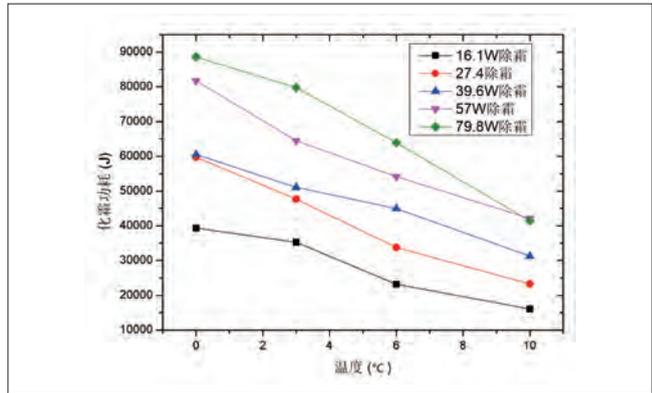


图13 冬季工况在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜功耗关系

5.4 室内自然风除霜总体耗电量与除霜时间分析

如图14为0~45℃的温度段内不同风速室内自然风除霜与电化霜化霜所耗时间对比图，图15为0~45℃室内自然风除霜与电化霜化霜功耗对比图。

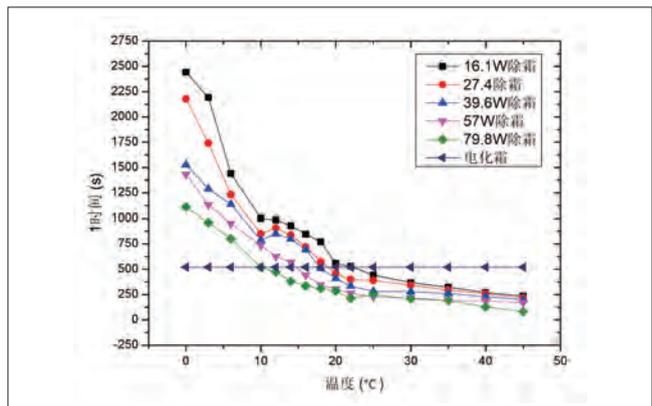


图14 整个实验中在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜时间关系

由图14中可以直观的看出当自然风温度高于20℃时，各个风扇功率下的除霜时间普遍都低于电化霜除霜时间，相反的，当自然风温度低于10℃时，各个风扇功率下的除霜时间普遍都高于电化霜除霜时间。除霜风扇功率对除霜时间也有影响，但相比之下并没有温度的作用大。图15可以看出，自然风

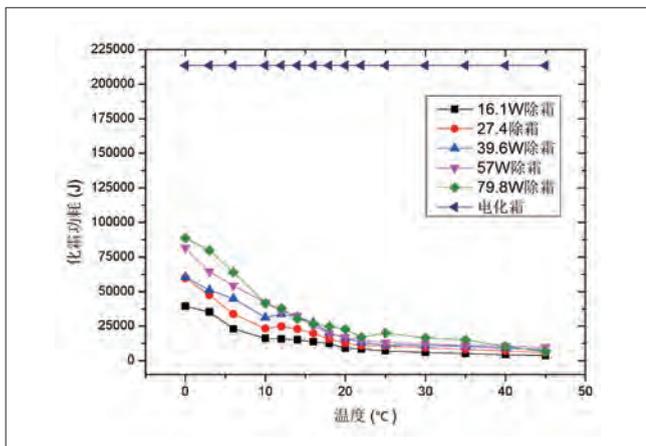


图15 整个实验中在不同除霜风扇功率下自然风温度与除霜功耗关系

除霜的耗电量远远低于电化霜,所以研究自然风除霜具有很大的实用价值,和环保价值。当环境自然风温度高于 20°C 时,自然风化霜的除霜时间普遍都低于电化霜除霜时间,相反的,当自然风温度低于 10°C 时,自然风化霜的除霜时间普遍都高于电化霜除霜时间。但温度处于 $10^{\circ}\text{C}\sim 20^{\circ}\text{C}$,除霜风扇功率对化霜时间影响很大,当化霜风扇功率为 79.8W 时,除霜时间领先电化霜;当化霜风扇功率分别为 57W 、 39.6W 、 27.4W 时,化霜时间分别在大约除霜自然风温度为 14.7°C 、 17.9°C 、 18.9°C 时赶上电化霜时间;而除霜风扇功率为 16.1W 的化霜时间则一直落后于电化霜。

6 结论

随着我国科技发展,风冷式制冷系统已经成为未来制冷系统发展的主要潮流,风冷式冰箱已在千家万户普及,围绕风冷式冰箱的除霜节能问题逐渐受到关注。本论文以利用自然风作为风冷式冰箱的除霜热源进行除霜测试为主题,设计实验方案,包括系统的除霜流程设计,设计抽取自然风增加的风门,不同温度段(室内自然风温度:冬季 $0\sim 10^{\circ}\text{C}$,春秋季节 $10\sim 22^{\circ}\text{C}$,夏季 $22\sim 45^{\circ}\text{C}$)的自然风除霜实验等。现通过对不同风温的逐点测试,研究得出了以下结论:

(1) 在春秋季节工况($10\sim 22^{\circ}\text{C}$),在此工况运用自然风化霜在化霜时间上处于较稳定的,同一除霜风扇功率下除霜时间差一般在 $300\sim 500$ 秒。随着除霜风扇功率的不同,除霜功耗不会提升太多(实验台除霜风扇功率由 39.6W 提升到 79.8W ,此时除霜时间相对于风扇功率 79.8W 时的除霜时间减少 $40\sim 45\%$,而除霜功耗提升为 $7.9\%\sim 28\%$),若此时提高除霜风扇功率(风速增加)可在少量增加功耗的同时以有效缩短除霜时间。

(2) 在夏季工况($22\sim 45^{\circ}\text{C}$),室内自然风温度较高,除霜时间较短。与电化霜在除霜时间方面相比,自然风除霜在不同风扇功率下一直领先于电化霜。推荐在夏季工况中选测中小功率风扇除霜,因为大功率风扇耗电大,而除霜时间又无法较大领先较小功率,因为当除霜风扇功率分别为 16.1W 、 79.8W 时(风道风速分别为 3.6m/s 和 9.8m/s)二者的除霜时间差约占除霜风扇功率为 16.1W 的除霜时间的 $40\%\sim 43\%$ (差值范围为 $132\sim 192\text{s}$),而二者的除霜功耗差约占除霜风扇功率为 16.1W 的除霜功耗的 $69\%\sim 180\%$,所以在对除霜速度没有特别要求下,在夏季工况中除霜推荐选择小功率风扇除霜。

(3) 在冬季工况($0\sim 10^{\circ}\text{C}$),除霜温度对于除霜时间起了很重要的作用,随着除霜风扇功率的增加,除霜时间均有所缩短,但相比之下,除霜温度对于除霜时间明显起了更重要的作用,除霜自然风温度的不同所对应除霜时间差距很大(0°C 最大除霜风扇功率除霜所耗时间近似等于 10°C 最小风速所耗时间)。此工况下除霜时间与电化霜对比上看,所有测试的化霜时间均落后于电化霜。总的来说对于冬季工况来说如果自然风风温相对较高(能够达到 $6\sim 10^{\circ}\text{C}$),因为此时若选用除霜风扇功率为 57W 或 79.8W ,则自然风化霜大约能在 $9\sim 25$ 分钟结束;当除霜自然风温度低于 6°C 时,除了除霜风扇功率为 79.8W 的曲线外,几乎所有的除霜时间都超过了 20 分钟(约为同标准电化霜耗时的 4 倍),而在除霜风扇功率为 16.1W 时除霜时间在自然风温度为 $0\sim 3^{\circ}\text{C}$ 时约为 $37\sim 40$ 分钟(约为同工况电化霜耗时的 8 倍),因此从化霜时间上考虑,建议在室温较低地区,如果运用自然风化霜,应配备适当的辅助加热装置,运用辅助电化霜和自然风化霜联合除霜模式进行除霜。

(4) 在总体耗电量与除霜时间方面,由于自然风化霜主要化霜能量取自环境中自然风的热量,本身电消耗仅为驱动除霜风扇的所耗,所以自然风除霜的耗电量远远低于电化霜,化霜电功耗仅为电化霜的 $3\%\sim 40\%$ (分别对应化霜风扇功率为 16.1W ,除霜自然风温度 45°C 和化霜风扇功率为 79.8W ,除霜自然风温度 0°C),所以研究自然风除霜具有很大的实用价值,和环保价值。当环境自然风温度高于 20°C 时,自然风化霜的除霜时间普遍都低于电化霜除霜时间,相反的,当自然风温度低于 10°C 时,自然风化霜的除霜时间普遍都高于电化霜除霜时间。但温度处于 $10^{\circ}\text{C}\sim 20^{\circ}\text{C}$,除霜风扇功率对化霜时间影响很大,当化霜风扇功率为 79.8W 时,除霜时间领先电化霜;当化霜风扇功率分别为 57W 、 39.6W 、 27.4W

时,化霜时间分别在大约除霜自然风温度为14.7℃,17.9℃,18.9℃时赶上电化霜时间;而除霜风扇功率为16.1W时化霜时间则一直落后于电化霜。

通过此实验可以得出,当以电化霜的除霜时间为标准,自然风除霜化霜的除霜风扇(连接温度传感器)功率可分为三个等级:当温度大于20℃时,选取除霜风扇功率为16.1W(风道风速3.6m/s)时自然风化霜可以在消耗时间少于电化霜的基础上完成除霜;当温度处于10℃~20℃时,自然风化霜以功率为57W~79.8W(风道风速约为8.5~9.8m/s),可以得到近似于电化霜除霜时间的除霜效果;当温度低于10℃,为保证除霜时间,应选用最大除霜风扇功率除霜或配备适当的辅助加热装置,运用电化霜加自然风化霜除霜模式进行除霜。

参考文献

- [1] 谢传胜,董达鹏,贾晓希,等.中国电力行业碳排放配额分配——基于排放绩效[J].技术经济,2011,11(11):57-62.
- [2] 奥维云网(AVC).2015年冰箱行业上半年总结:升级中稳健发展[J].家用电器,2015,11(469):38-39.
- [3] 于启武,陈立平,郭慧婷.北京城镇居民节能电器消费及节能效果分析[J].北京工商大学学报(社会科学版),2012,27(6):96-103.
- [4] 电器杂志记者.冰箱技术发展方向:节能、环保、智能化[J].电器,2011,11:64-65.
- [5] H. Kursad Ersoy, Nagihan Bilir Sag. Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander[J]. International Journal of Refrigeration, 2014(43):97-110.
- [6] 吴国权.2015冰箱市场半年总结:升级中稳健发展[J].家电科技,2015(08):14-15.
- [7] 韩丽.2014年冰箱市场消费趋势白皮书[J].家用电器,2014(07):50-53.
- [8] 中国标准化研究院.中国用能产品能效状况白皮书(2013)

- [M]. 中国标准出版社,2014.
- [9] 王永禄.提高风冷电冰箱蒸发器传热效率的有效途径[J].家用电器科技,2000(03):55-56.
- [10] 汤晓亮. BCD-350W风冷冰箱除霜控制技术研究[D]. 合肥工业大学,2013.
- [11] 崔乐梅.电冰箱如何化霜好[J].健康,2000(03):27-28.
- [12] Bansal P, Fothergill D, Fernandes R. Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(3):589-599.
- [13] Knabben F T, Hermes C J L, Melo C. In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(8):2031-2041.
- [14] Bansal P, Fothergill D, Fernandes R. Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer[J]. INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION-REVUE INTERNATIONALE DU FROID, 2010, 33(3):589-599.
- [15] 李玉祥,李洪涛,尹凤福,等.无霜冰箱现代化霜技术的研究进展[J].电器,2011(S1):48-51.
- [16] 宋新洲,范志军.利用冷藏室循环热进行化霜预处理的蒸发器化霜系统的试验研究[J].制冷技术,2012(01):15-18.
- [17] 刘志成,赵渝生,韦刚.风冷冰箱化霜加热控制方案探讨[J].电器,2013(S1):142-147.
- [18] 程学全.多温区冰箱无霜间室自动化霜的优化[J].家电科技,2009,267(3):54-55.
- [19] 汤晓亮. BCD-350W风冷冰箱除霜控制技术研究[D]. 合肥工业大学,2013.
- [20] 杨超,苏余昌,迟婷.空气源热泵相变蓄能除霜方式的实验研究[J].山西建筑,2014,40(12):140-142.
- [21] 董建锴.空气源热泵蓄能热气除霜动态实验研究[D]. 哈尔滨工业大学,2008.
- [22] 张红瑞.空调废热回收热泵关键技术的研究[D]. 山东大学,2010.
- [23] 韩志涛.空气源热泵常规除霜与蓄能除霜特性实验研究[D]. 哈尔滨工业大学,2007.
- [24] 周中华,韩雷,李俊峰,等.压缩机废热蓄热化霜技术在家用机上的研究及实验验证[J].家电科技,2014(09):73-75.

(上接84页)

参考文献

- [1] Chen Z, Chen ZF, Qiu JL, et al. Vacuum Insulation Panel for Green Building[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, (77-78):607-611.
- [2] 黄熠.真空绝热板及其在冰箱上的应用[J].制冷技术,2011,31(1):38-42.
- [3] Kollie T G, McElroy D L, Fine HA, et al. A Review of Vacuum Insulation Research and Development in the Building Materials[D]. Group of the Oak Ridge National Laboratory, 1991.
- [4] 江守利,程文龙,赵锐,等.对箱壁式冰箱使用真空隔热板的分析[J].制冷学报,2007,28(1):54-58.
- [5] 秦新娟,叶娟,叶冬梅,等.真空绝热板在冰箱上的应用浅析[J].家电科技,2016,(8):55-57.

- [6] 何万国,何之栩.真空隔热板对冰箱运行特性影响的数值分析[J].流体机械,2012,40(7):64-66.
- [7] 谭维,杨祖华,游飞越,等.真空绝热板在直冷冰箱冷冻室部位的应用研究[J].家电科技,2006,(5):49-50.
- [8] 戴书坚.真空绝热板材料在节能冰箱上的实际应用[J].家电科技,2011,(6):72-73.
- [9] 陈士发,韩雷,文坚,等.应用CAE技术评价真空绝热板对冰箱能效的改善[C].//2011年中国家用电器技术大会论文集,2011:84-88.
- [10] 包涛,董玉军,周翔,等.热泵系统的经济性分析[J].制冷,2004,02:83-86.
- [11] 王盛夏.企业安全投资决策的经济学研究及其系统的开发[D].中南大学,2011.

真空绝热板厚度对风冷冰箱影响的模拟研究

迟丽华 张耀吉 黄东
(西安交通大学 陕西西安 710049)

摘要: 本文主要从性能及经济性两方面对真空绝热板厚度对冰箱冷藏室和冷冻室箱温及漏热量的影响进行了分析。对侧壁分别添加0、10、15、20mm厚真空绝热板的冰箱进行了数值模拟,发现真空绝热板的厚度越大:冷藏室和冷冻室的平均温度越低,且降低趋势变平缓;箱体侧外壁的平均热流密度越小,其他外壁的平均热流密度几乎没有变化;间室总热负荷逐渐减小,且减小趋势变平缓,侧壁热负荷占总负荷的比例减小。对真空绝热板厚度进行了经济性分析,结果表明真空绝热板厚度为15mm时经济性最佳。通过对真空绝热板厚度的经济性分析,为冰箱真空绝热板最佳厚度的确定提供了参考。

关键词: 真空绝热板;厚度;平均温度;热负荷;经济性分析

Simulation study on the influence of vacuum insulation panel thickness on air-cooled refrigerator

CHI Lihua ZHANG Yaoji HUANG Dong
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an 710049)

Abstract: In this paper, the influence of the thickness of vacuum insulation panels on the temperature and heat leakage of refrigerators is analyzed from two aspects of performance and economy. the numerical simulation of the refrigerator with 0, 10, 15 and 20mm thick vacuum insulation panels on the side wall was carried out in this paper. The results showed that the average temperature in the refrigerating and freezer compartments became lower with the increase in the thickness of vacuum insulation panels and the temperature decreased gradually slowly. The average heat flux density in the cabinet sidewalls and the total heat load decreased with the increase in the thickness of vacuum insulation panels. Finally, the ratio of heat load at the side wall accounts for the total load is reduced. The economic analysis of the various schemes for adding vacuum insulation panels revealed that when a thickness of 15 mm covers the sides of the refrigerator, the economic efficiency is the best. The economic analysis of the thickness of the vacuum insulation panel provides a reference for the determinate the best thickness of the vacuum insulation panel of the refrigerator.

Keywords: Vacuum insulation panel; Thickness; Average temperature; Heat load; Economic analysis

1 引言

VIP板是一种超绝热的保温材料,由芯材,表面隔膜和吸气剂构成^[1],其导热系数约为传统的聚氨酯泡沫的1/10^[2],绝热性能优异;厚度仅为普通材料的1/7^[3],对提高空间利用率方面有着巨大的发展潜力。目前VIP板已广泛应用在航天、医

用、食品等各个领域。

江守利等人^[4]数值研究发现,与聚氨酯泡沫相比,导热系数为2.5mW/(m·K)的VIP板可使经箱壁式冷凝器渗入箱内的热量减少57.8%。秦新娟等人^[5]提出VIP板因导热系数低可减薄围护结构厚度,增加箱内存储空间,降低耗电量。何万国

等人通过模拟计算发现随着VIP板的厚度增加,节能效果逐渐提高,但趋势逐渐平缓^[6]。谭维等人发现产品能耗随VIP板覆盖面积的增加而降低,耗电量最多可降低15%^[7]。戴书坚实验研究发现,当VIP板厚度相同时,发泡层厚度越薄,加入VIP板的节能效果越明显^[8]。陈士发等人数值研究发现,可将VIP板加装在漏热密度较大的区域,以保证箱体保温性能最优化^[9]。

本文主要研究真空绝热板厚度对冷藏室和冷冻室箱温以及漏热量的影响,然后三种厚度进行经济性分析,得出较优的方案。

2 漏热模型建立

2.1 几何模型

冷藏室几何模型如图1(a)所示。冷藏室总宽度(X方向)为600mm,左右壁面保温层厚50mm;总高度(Y方向)为775mm,顶部保温层厚35mm,底面与变温室相邻不设厚度;总深度(Z方向)为590mm,门体保温层厚60mm,后背板不设厚度。冷冻室几何模型如图1(b)所示。冷冻室总宽度(X方向)为600mm,左右壁面保温层厚80mm;总高度(Y方向)为790mm,底部保温层厚90mm,顶部与变温室相邻不设厚度;总深度(Z方向)为480mm,门体保温层厚80mm,后背板不设厚度。

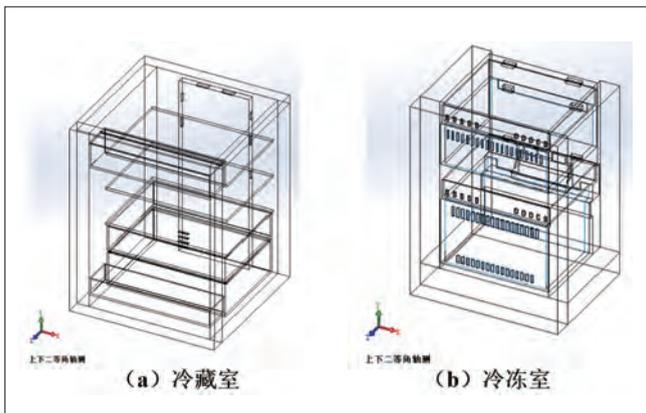


图1 冷藏室和冷冻室箱体三维几何模型

2.2 数学模型

箱内空气流动及传热特性满足质量守恒方程、动量守恒方程以及能量守恒方程。实际冰箱运行过程属于动态过程,但动态模拟对计算工具要求很高,且实际情况比模拟模型要复杂,计算结果很难具有较高准确性,因此将问题简化为稳态问题进行研究,各参数均与时间项无关。

对冰箱进行不停机实验,测量该过程中各温度测点的值

以及冰箱冷藏室和冷冻室各送风口送风速度,为稳态模拟提供边界条件并验证模型准确性。冷藏室和冷冻室箱内空气视为不可压缩,在固体壁面无速度滑移;忽略箱内壁面间辐射换热和门封漏热;除冰箱后背板视为绝热壁面外,其余与外界环境接触的面均为恒温壁面,其温度由不停机实验获得。假设送风速度均匀且出风温度与速度恒定不变,数据由不停机实验获得。压力是基本的求解变量,离散微分方程组采用控制容积积分法,湍流模型选取标准k-ε模型,对压力与速度的耦合采用的是SIMPLEC算法,压力离散采用的为标准格式,动量离散采用的为二阶迎风格式。

2.3 模型验证

表1 冷藏室箱内部分温度测点实验值与模拟值对比

	R1	R2	R3	果蔬	保鲜	R感温包
实验值/°C	-18.9	-17.3	-17.1	-15.7	-14.1	-16.2
模拟值/°C	-19.9	-18.5	-17.5	-15.0	-14.8	-17.4
误差绝对值/°C	1.0	1.2	0.4	-0.7	0.7	1.2

表2 冷冻室箱内部分温度测点实验值与模拟值对比

	F1	F2	F3	F4	F5	F感温包
实验值/°C	-36.0	-36.0	-35.1	-33.9	-34.5	-35.6
模拟值/°C	-35.6	-35.1	-36.1	-34.3	-35.2	-36.9
误差绝对值/°C	-0.4	-0.9	1.0	0.4	0.7	1.3

如表1表2,通过各测点温度对比发现,冷藏室模拟值与实验值最大差值为1.2°C,冷冻室模拟值与实验值最大差值为1.3°C,二者箱内外温差基本一致证明漏热模型准确性较高。

3 模拟结果分析

保证冰箱侧面保温层总厚度不变,在冰箱两侧聚氨酯材料外添加厚度分别为0、10、15、20mm的真空绝热板。模拟时,上述方案均采用相同的假设、初始条件、边界条件及相同的求解方法。

3.1 对冷藏的影响

(1) 冷藏室温度对比

表3 不同厚度真空绝热板冷藏室箱内平均温度

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
冷藏室箱内平均温度/°C	-16.05	-17.45	-17.44	-17.62
降温幅度/°C	0	1.40	1.39	1.57

由表3,冷藏风门打开期间,随真空绝热板厚度的增加,冷藏室平均温度降低,且降低趋势变平缓。分别取冷藏室侧壁、顶部、门体外壁中点和内壁中点的连线,各连线温度随壁面变化如图2所示。

由图2,不管真空绝热板厚度是多少,从冷藏室各壁面外壁几何中心到内壁几何中心温度都是降低的。真空绝热板厚

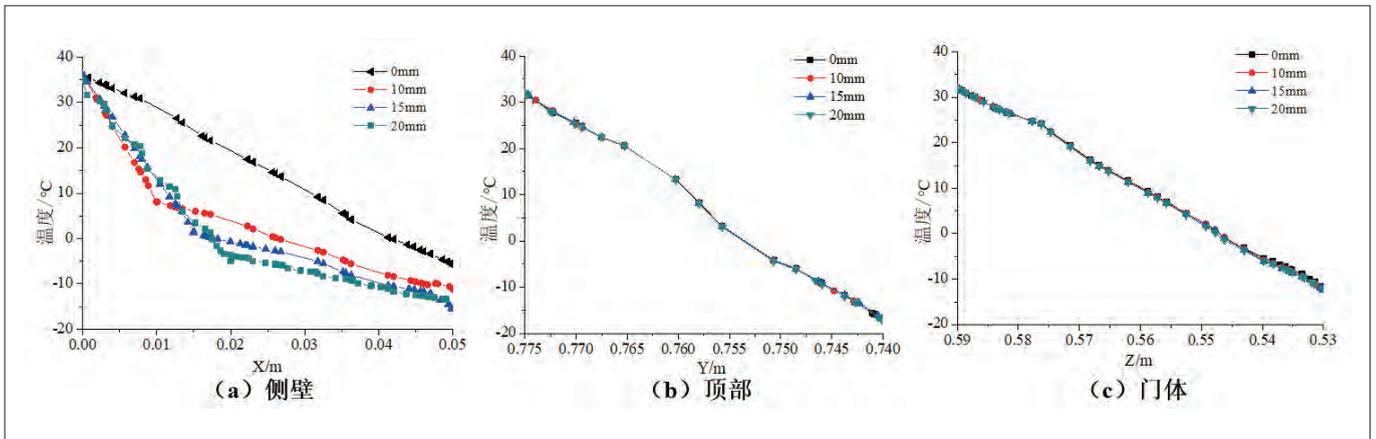


图2 冷藏室各壁面保温层由外至内温度变化

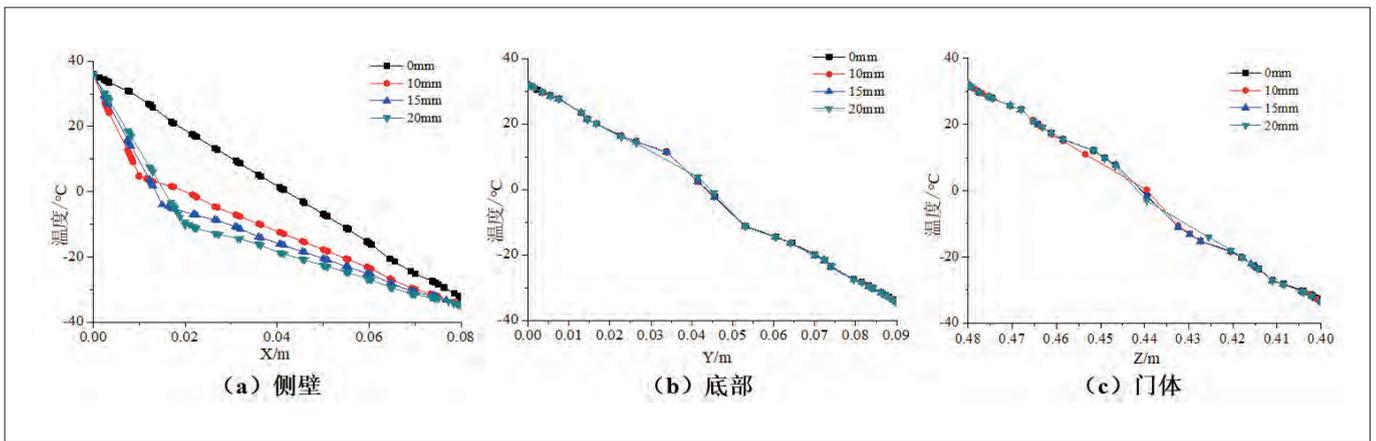


图3 冷冻室各壁面保温层由外至内温度变化

度越大,冷藏室侧壁温度越低,且降低趋势变平缓。另外,添加真空绝热板的三种情况,冷藏侧壁温度在其各自真空绝热板和聚氨酯材料连接处斜率改变。冷藏室侧面的真空绝热板厚度对顶部和门体保温层的温度变化几乎没有影响。

(2) 冷藏室热流密度对比

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
冷藏侧外壁平均热流密度/ $W \cdot m^{-2}$	17.35	9.97	8.40	7.26
冷藏门外壁平均热流密度/ $W \cdot m^{-2}$	12.24	11.52	12.42	12.46
冷藏顶外壁平均热流密度/ $W \cdot m^{-2}$	21.94	23.33	22.46	22.48
冷藏底部平均热流密度/ $W \cdot m^{-2}$	-9.85	-10.10	-9.68	-8.82
冷藏室外部负荷(除底)/W	29.32	22.73	21.41	20.39
热负荷/W	25.84	19.16	17.98	17.27
侧壁热负荷占比	61.41%	47.59%	42.72%	38.45%

由表4,冷藏风门打开期间,随真空绝热板厚度的增加:冷藏室侧外壁的平均热流密度减小,而门外壁、顶外壁和底部的平均热流密度几乎没有变化;冷藏室总热负荷减小,侧

壁热负荷占总负荷的比例减小。

3.2 对冷冻的影响

(1) 冷冻箱温对比

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
冷冻平均温度/ $^{\circ}C$	-35.79	-36.10	-36.19	-36.24
降温幅度/ $^{\circ}C$	0	0.31	0.40	0.45

由表5,冷冻运行期间,随真空绝热板厚度的增加,冷冻室平均温度降低,且下降速度逐渐减小。取冷冻室侧壁、底部、门体的外壁中点和内壁中点连线,各连线温度随壁面的变化如图3所示。

由图3,不管真空绝热板厚度是多少,从冷冻室各壁面外壁几何中心到内壁几何中心温度都是降低的。真空绝热板厚度越大,冷冻室侧壁温度越低,且降低趋势变平缓。另外,添加真空绝热板的三种情况,冷冻侧壁温度在其各自真空绝热板和聚氨酯材料连接处斜率改变。冷冻室侧面的真空绝热板厚度对底部和门体保温层的温度变化几乎没

有影响。

(2) 热流密度对比

表6 不同厚度真空绝热板冷冻室热负荷计算

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
冷冻室外壁平均热流密度/ $W\cdot m^{-2}$	14.58	10.04	8.83	7.90
冷冻门外壁平均热流密度/ $W\cdot m^{-2}$	13.17	13.36	13.37	13.39
冷冻底外壁平均热流密度/ $W\cdot m^{-2}$	10.16	10.32	10.33	10.38
冷冻顶部平均热流密度/ $W\cdot m^{-2}$	78.51	79.46	78.54	79.74
冷冻室外部负荷(除顶)/W	20.23	16.92	16.01	15.32
热负荷/W	42.84	39.80	38.63	38.29
侧壁热负荷占比	31.12%	23.07%	20.90%	18.87%

由表6, 冷冻运行期间, 随着真空绝热板厚度的增加: 冷冻室侧外壁的平均热流密度减小, 而门外壁、底外壁和顶部的热流密度几乎相等; 冷冻室总热负荷减小, 侧壁热负荷占总负荷的比例下降。

4 经济性分析

4.1 成本和收益

经查阅, 聚氨酯材料成本为 $530.4\text{元}\cdot\text{m}^{-3}$; 10、15、20mm厚真空绝热板成本分别为45、75、125 $\text{元}\cdot\text{m}^{-2}$ 。由于改进是针对冰箱侧壁进行的, 故只对冷藏室和冷冻室侧壁的成本变化进行计算, 如表7所示。

表7 不同厚度冷藏室和冷冻室侧壁的总投资/计算

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
聚氨酯材料成本/元	22.28	18.72	16.93	15.15
真空绝热板成本/元	0	30.249	50.415	84.025
总成本I/元	22.28	48.97	67.35	99.18

本文采用的是稳态模拟, 可用实验数据来估算冰箱节能情况。实验得冷藏室和冷冻室运行时间分别占周期时长的54.99%和73.73%, 则可计算各个方案的年经济效益, 如表8所示。

表8 不同厚度冷藏室和冷冻室年经济效益P计算

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
冷藏室日耗电量/ $\text{kW}\cdot\text{h}\cdot 24\text{h}^{-1}$	0.39	0.30	0.28	0.27
冷冻室日耗电量/ $\text{kW}\cdot\text{h}\cdot 24\text{h}^{-1}$	0.36	0.30	0.28	0.27
节省的日耗电量/ $\text{kW}\cdot\text{h}\cdot 24\text{h}^{-1}$	0.00	0.15	0.18	0.20
日节约电价/元	0.00	0.08	0.10	0.11
年经济效益P/元	0.00	29.22	35.95	41.10

4.2 四个评价指标

目前经济性分析主要采用: 投资收益率、静态投资回收

表9 不同厚度冷藏室和冷冻室投资收益率R计算

真空绝热板厚度/mm	0	10	15	20
投资收益率R	2.38%	47.13%	42.41%	33.45%
静态投资回收期/年	42.04	2.12	2.36	2.99
财务净现值FNPV/元	-21.17	226.46	274.57	295.68
动态投资回收期/年	—	2.31	2.58	3.33

期、财务净现值、动态投资回收期^[10]四个参数。

国家发改委规定, 能源类行业设备收益率不得低于9%。由表9, 几种方案的投资收益率均大于9%。随真空绝热板厚度的增加: 投资收益率减小, 财务净现值增加, 静态和动态投资回收期均增加。

4.3 多目标优化

采用线性加权和法对真空绝热板厚度进行经济性分析。对于以上四个指标, 经查阅资料后^[11], 确定投资收益率、静态投资回收期、财务净现值、动态投资回收期的权重分别为0.3、-0.1、0.4、-0.2。将各比值求和后得到三种厚度真空绝热板线性加权和分别为0.40、0.42、0.31, 可见真空绝热板厚度为15mm时经济性最佳。见表10。

表10 不同厚度真空绝热板线性加权和对比

真空绝热板厚度/mm	10	15	20
投资收益率比值	1.00	0.90	0.71
静态投资回收期比值	1.00	1.11	1.41
财务净现值比值	1.00	1.21	1.31
动态投资回收期比值	1.00	1.12	1.44
线性加权和	0.40	0.42	0.31

5 结论

本文对侧壁添加0、10、15、20mm厚真空绝热板的冰箱进行了数值模拟, 由模拟结果可知:

(1) 随着真空绝热板厚度的增加, 冷藏室和冷冻室的平均温度越低, 且降低趋势变平缓。

(2) 随着真空绝热板厚度的增加, 冷藏室和冷冻室侧外壁的平均热流密度越来越小, 其他外壁面的平均热流密度几乎没有变化。

(3) 随着真空绝热板厚度的增加, 冷藏室和冷冻室总热负荷逐渐减小, 且减小的幅度趋于平缓, 侧壁热负荷占总负荷的比例减小。

(4) 对真空绝热板厚度进行了经济性分析, 结果表明真空绝热板厚度为15mm时经济性最佳。

通过对真空绝热板厚度的经济性分析, 为冰箱真空绝热板最佳厚度的确定提供了参考。

(下转80页)

热负荷仿真在冰箱保温层优化中的应用

崔培培 刘鹏

(合肥美菱股份有限公司 安徽合肥 230601)

摘要: 冰箱发泡层的保温绝热效果是影响冰箱耗电量的最重要因素。本文通过建立冰箱保温层热负荷仿真模型,研究GB 12021.2《家用电冰箱耗电量限定值及能效等级》能耗测试工况25℃环温向16℃和32℃两种环温转换下冰箱保温绝热优化配方改进方向,经多台样机测试验证,改进后的发泡配方可有效降GB 12021.2-2015《家用电冰箱耗电量限定值及能效等级》两种环温下冰箱的标准耗电量。

关键词: 冰箱; 热负荷; 保温层; 冰箱仿真; 耗电量

Application of refrigerator thermal load simulation on optimization of thermal insulation layer

CUI Peipei LIU Peng

(Hefei Meiling Co.,Ltd. Hefei 230601)

Abstract: The refrigerator thermal insulation of the foamed layer is the most important factor affecting the power consumption. In this paper, the heat load simulation model of refrigerator insulation layer is established to study the energy consumption test condition of GB12021.2 "Frequency Limit and Energy Efficiency Rating of Household Refrigerators". The 25°C ambient temperature is converted to 16°C and 32°C, Refrigerator insulation adiabatic optimizes the formula improvement direction, after several prototype tests verify, the improved foam formula can effectively reduce the GB12021.2-2015 "the limit value of household refrigerators and energy efficiency rating" two kinds of temperature under the refrigerator Standard power consumption.

Keywords: Refrigerator; Heat load; Insulation; Refrigerator simulation; Power consumption

0 引言

冰箱作为最常见的家用电器已进入大众家庭,冰箱又是持续工作的家用电器,其电力消耗在家庭用电中占了较大的比例,因此冰箱节能降耗是冰箱企业追求的永恒主题。

国家标准GB 12021.2-2015《家用电冰箱耗电量限定值及能效等级》已于2016年10月1日正式实施。与GB 12021.2-2008标准相比,新的标准修订了各能效等级的能效系数,在新的能效系数计算方法下,冰箱的能效系数会有较明显的上升。除各能效等级的能效系数外,最明显的就是耗电量测试方法的改变,如表1 GB 12021.2-2015与GB 12021.2-2008家用电

冰箱耗电量差异对比表。

表1 GB 12021.2-2015与GB 12021.2-2008家用电冰箱耗电量差异对比

测试方法	GB 12021.2-2008	GB 12021.2-2015
耗电量	25℃环境温度测试	16和32℃两个环境温度分别测试
	冷藏平均温度5℃	冷藏平均温度4℃
	冷冻最高-18℃	冷冻平均-18℃
日平均耗电量	年耗电量: 16℃全年占192天, 32℃全年占173天	

测试环温由25℃改为16℃和32℃两个环温下,耗电量按两个环境温度下的综合算术平均值计算。以往的研究主要针对GB 12021.2-2008所要求的25℃工况下对保温层进行优

化发泡配方,但对更改后的16℃和32℃综合效果优化匹配研究至今未见相关报道。本文即通过分别建立原标准GB 12021.2-2008和新标准GB 12021.2-2015下的冰箱保温层仿真模型,分析两种标准下冰箱保温层优化高效点确定保温层保温优化方向,优化冰箱发泡料配方,并制作样机加以验证。

1 冰箱热负荷模型理论分析

冰箱热负荷的组成包括漏热负荷、储物热负荷、电热负荷等,其中漏热负荷是冰箱的固有特性,也是最主要的热负荷。冰箱漏热负荷主要包括:隔热层漏热、门封条泄漏热、管道等部件的传导热负荷、冰箱开停机产生的“呼吸”热负荷、制冷系统工况周期性变换增加的热负荷等。在冰箱产品设计实践中,通常把隔热层漏热、门封条泄漏热分别计算出来,将其他漏热部分作为修正值,即:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_k$$

式中: Q —总热负荷; Q_1 —隔热层热负荷; Q_2 —门封条热负荷; Q_k —热负荷修正值(本文仅做对比不考虑热负荷修正部分)。

根据传热学的基本理论,冰箱箱体漏热热负荷目前的方法是将冰箱每个面简化成有限大平板的一维导热问题进行求解。冰箱壁面的传热需要简化为随环境变温的变导热系数的一维稳态导热问题(见图1)。

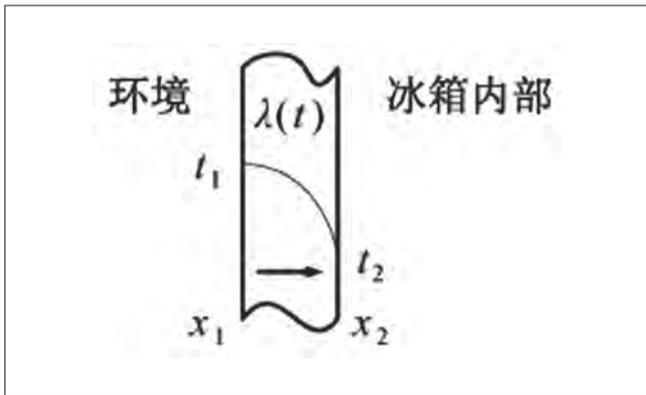


图1 变导热系数的一维稳态导热

冰箱每个面的漏热量可以用傅里叶定律表示(传热学理论公式):

$$Q_i = -A_i \lambda_i(t) \frac{dt}{dx} \Big|_i \quad (1)$$

$$\text{令 } \frac{1}{\lambda_i} = - \frac{\int_{t_1}^{t_2} \lambda_i(t) dt}{(t_2 - t_1)},$$

$$\text{则: } Q_i = - \frac{\overline{\lambda}_i (t_2 - t_1)}{\int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{A_i}}$$

冰箱各面总漏热量可表示为:

$$Q_1 = \sum Q_i$$

门封漏热:

$$Q_2 = kL\Delta t$$

其中, k 为门封漏热系数, L 为门封长度。

根据本文引言已阐述新国标GB 12021.2-2015耗电量测试环境温度有单一的25℃更改为16℃和32℃,由公式(1)可知耗电量测试标准对环温的改变会导致平均导热系数变化。原以25℃环温下的发泡体系配方已无法满足16℃和32℃两种环境温度下导热系数的要求。

2 冰箱热负荷建模分析

本文以BCD-320W型号冰箱为例,通过对箱体建立热负荷模型,分析两种标准下不同环温热负荷变化情况。箱体外形及保温层分布参数见表2,热负荷仿真结果如表3。

表2 箱体外形尺寸及各间室保温层分布参数

型号	冷藏冷冻箱	BCD-360W
箱体尺寸	(高×宽×深)	1760×650×600
箱体	冷藏室两侧(mm)	55
	冷藏室顶部(mm)	50
	冷藏室后背(mm)	60
	冷藏室底部(mm)	55
	冷冻室两侧(mm)	83
	冷冻室背部(mm)	81
	冷冻室底部(mm)	75
	压缩机顶部(mm)	75
	压缩机前部(mm)	80
门体	冷藏室门体(mm)	55
	冷冻室门体(mm)	75

根据热负荷仿真结果分析如表4~5:(1)按耗电量计算,如表4不同环温下总漏热对耗电量的影响量,16℃耗电量占比在37.3%,32℃能耗占比在62.7%,因此32℃下制冷工况及发泡料的改善对GB 12021.2-2015标准下标准耗电量影响最大。

(2)由于发泡料仅影响箱体和门体,对门封等无影响,因此表5仅核算纯发泡层影响的漏热,排除门封等漏热影响。16℃环温下冷藏热负荷(4~16℃温差)占比为34.4%,冷冻热负荷(-18℃~16℃温差)占比65.6%;32℃环温下,冷藏热负荷(4~32℃温差)占比48.9%,LD(-18℃~32℃温差)占比51.1%;

(3)同时考虑制冷系统效率,冷冻热负荷对耗电量影响系数大于冷藏,综合分析发泡层两侧温差占比及耗电量影响,影响量最大的温差范围是32℃环温冷冻间室

表3 不同环境温度下热负荷仿真模型及计算结果

箱体热负荷	导热系数λ(W/m·°C)	壁面面积S(m ²)	32(°C)		16(°C)		25(°C)	
			Δt(°C)	Q32(W)	Δt(°C)	Q16(W)	Δt(°C)	Q25(W)
			冷藏					
顶部	0.019	0.29	28	2.9	12	1.19	21	2.12
左侧	0.019	0.46	33	5.13	15	2.23	29	4.4
右侧	0.019	0.46	33	5.13	15	2.23	29	4.4
底部	0.019	0.29	-24	-1.83	-24	-1.75	-24	-1.74
背部(蒸发器室)	0.019	0.19	45.6	3.93	18	1.49	38.6	3.25
背部剩余	0.019	0.27	28	2.34	12	0.96	21	1.71
左门	0.019	0.25	28	1.93	12	0.79	21	1.41
右门	0.019	0.25	28	1.93	12	0.79	21	1.41
翻转梁	0.045	0.04	28	1.52	12	0.63	21	1.11
门封	0.037	/	28	4.88	12	2.09	21	3.66
侧面+后背	0.019	/	28	0.53	12	0.22	21	0.39
侧面+顶部	0.019	/	28	0.38	12	0.15	21	0.27
顶部+后背	0.019	/	28	0.2	12	0.08	21	0.15
冷冻								
顶部	0.019	0.29	24	1.83	24	1.75	24	1.74
左侧上	0.019	0.21	55	2.62	37	1.68	51	2.36
右侧上	0.019	0.21	55	2.62	37	1.68	51	2.36
左侧下	0.019	0.08	55	0.98	37	0.63	51	0.89
右侧下	0.019	0.08	55	0.98	37	0.63	51	0.89
底部	0.019	0.15	50	2.23	34	1.45	47	2.05
背部(蒸发器)	0.019	0.23	53.6	2.94	40	2.1	46.6	2.49
压机室顶部	0.019	0.06	65	1.0	43	0.63	58	0.87
压机室侧部	0.019	0.08	65	1.2	43	0.76	58	1.05
上门	0.019	0.22	50	2.79	34	1.81	43	2.33
下门	0.019	0.22	50	2.79	34	1.81	43	2.33
门封	0.037	/	55	7.86	37	5.29	51	7.29
风扇				0.38		0.23		0.55
侧面+后背	0.019		50	0.44	34	0.28	43	0.37
后背+底部	0.019		50	0.54	34	0.35	43	0.45
侧面+底部	0.019		50	0.67	34	0.43	43	0.56
合计(W)				60.86		32.64		51.09

表4 不同环温下总漏热对耗电量的影响量

环温(°C)	32	16	25
冷藏热负荷(W)	28.99	11.12	22.53
冷冻热负荷(W)	31.86	21.52	28.56
总热负荷(W)	60.86	32.64	51.09
冷藏热负荷占比	47.60%	34.10%	44.10%
冷冻热负荷占比	52.40%	65.90%	55.90%
耗电量占比天数	173	192	365
耗电量占比	62.70%	37.30%	100.00%

表5 纯发泡层两侧不同温度影响量占比

环温(°C)	32	16	25
冷藏热负荷(W)	22.59	8.39	17.76
冷冻热负荷(W)	23.62	16	20.72
总热负荷(W)	46.21	24.4	38.48
冷藏热负荷占比 (发泡料两侧温度°C)	48.9%(4,32)	34.4%(4,16)	46.2%(5,25)
冷冻热负荷占比 (发泡料两侧温度°C)	51.1% (-18,32)	65.6% (-18,16)	53.8% (-18,25)

备注: 数据为去翻转梁和门封后单纯发泡料影响因素分析

表6 发泡料综合传热系数K值占比分析表

环温占比	发泡层两侧温差		传热系数K
	16°C环温占比37.3%	4~16°C	K ₁
	-18~16°C	K ₂	
32°C环温占比62.7%	4~32°C	K ₃	
	-18~32°C	K ₄	

即-18°C~32°C。

3 冰箱保温发泡改进

根据GB 12021.2-2015耗电量测试标准要求, 如表6不同环温温差下的发泡层综合传热系数占比分析, 计算发泡料综合传热系数K:

$$K = (K_1 + K_2) / 2 * 37.3\% + (K_3 + K_4) / 2 * 62.7\%$$

由于有热负荷仿真模型分析, 发泡层在-18~32°C即K₄对能耗影响最大, 发泡料需要重点改进, 因此降低高温下K值是设计发泡配方的关键。通过高粘度、快反应降低高温下K值。通过优化单体, 提高导热的绝对值, 使得导热在高温下的数值变小, 如表7。采用新配方发泡料综合K比原来发泡体系降低约3%, 如表8。

4 样机实验验证

通过上述分析, 采用新配方发泡制作三台BCD-360W样机, 同时与原配方发泡料样机测试对比。根据GB 12021.2-

(下转92页)

毛细管对冷柜系统的性能影响

刘青山¹ 丁剑波² 李靖² 李大伟² 刘迎文¹

(1.西安交通大学能源与动力工程学院 陕西西安 710049; 2.青岛海尔特种电冰柜有限公司 山东青岛 266003)

摘要:家用冷柜系统以蒸气压缩式制冷循环为工作原理,其毛细管起着节流降压和流量调节的作用,对于制冷系统制冷量和COP具有重要影响。本文基于电冰箱/冰柜性能测试新国标方法,开展了微通道扁管冷凝器冷柜系统热力特性的实验研究,完成了16/32℃双环温下冷柜系统的能耗对比实验,分析了毛细管规格对制冷系统最佳灌注量和能耗水平的影响关系。研究发现:随着毛细管标称流量的逐渐增大,系统最佳灌注量降低了10.2%~18.6%,能耗变化规律则因环境温度不同而有所差异:在32℃环温下,系统耗电量先增加后减小,16℃环温下则相反。

关键词:毛细管;性能;冷柜;环境温度

The influence of capillary tubes on freezer system

LIU Qingshan¹ DING Jianbo² LI Jing² LI Dawei² LIU Yingwen¹

(1.School of energy and power engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an 710049; 2.Qingdao Haier special electric refrigerator Co., Ltd. Qingdao 266003)

Abstract: The capillary tube in a domestic freezer system, which based on the vapor compression refrigeration cycle, plays the role of throttling and regulating the flow rate of the system. It has an important influence on the cooling capacity and COP of the refrigeration system. Based on the latest national standard test method of performance for refrigerators/freezers, the comparative experimental study on the thermal characteristics of freezer system with micro-channel flat-tube condenser was carried out at ambient temperature of 16℃ and 32℃, respectively. And the influence of capillary tube with different nominal flow rate on the optimal refrigerant charge and the energy consumption was studied. The result shows that the optimal refrigerant charge of the system decreased by 10.2%~18.6% with the increase of nominal capillary flow rate, and the variation of energy consumption was different due to different ambient temperature. The power consumption at the ambient temperature of 32℃, increases firstly and then decreases, and the trend is opposite at the ambient temperature of 16℃.

Keywords: Capillary tube; Performance; Freezer system; Ambient temperature

1 引言

随着社会经济的快速发展,冷柜在冷饮速冻、冷链物流等行业的应用越来越广泛,我国社会对冷柜的年需求量呈逐年上升趋势^[1]。冷柜市场的巨大需求促使了冷柜行业的蓬勃发展,但是在“绿色低碳”发展的大背景下,冷柜系统全天候运行的特点使得各个国家及地区对上市冷柜产品纷纷提出了高效的要求,发展冷柜节能减排技术具有巨大的经济效益

和重要的工程意义^[2]。

目前家用冷柜系统以蒸气压缩式制冷循环为工作原理,其节流装置——毛细管,起着节流降压和蒸发器流量调节的作用,对于冷柜系统的制冷量和COP具有重要影响。Yoon等^[3]对采用冷藏/冷冻蒸发器并联循环的电冰箱进行了研究,分析了制冷剂充灌量、毛细管规格对循环性能的影响关系,通过毛细管的优化设计以及灌注量匹配实验实现了7.8%

的节能效果。Björk等^[4]基于一种带有回热循环的冷柜系统开展了一系列实验研究,获得了膨胀装置调节能力、充灌量以及环境温度对系统能耗的影响规律。

本文基于新国标测试方法,开展了微通道扁管冷凝器冷柜系统热力特性的实验研究,完成了16/32℃双环温下冷柜系统的能耗对比实验,分析了毛细管形式对制冷系统最佳灌注量和能耗水平的影响关系。

2 实验系统及方法

本文采用的实验样机为海尔集团生产的某型号冷柜,测试环境为恒温恒湿实验室,其环境温度控制范围为10℃~43℃,试验期间其环境温度保持在设定温度的±0.5K以内。

该冷柜冷冻能力较大,冷库内最大下拉温度可达-32℃,通过循环控制可以实现冷藏、微冻、冷冻和速冻等四种温区的快速切换,样机如图1所示。



图1 试验样机

该系统蒸发器为钢质箱壁式换热器,结构为圆形光管;并采用微通道扁管换热器作为冷凝器,为串并联结合型结构。如图2所示,冷凝器前半部分为双流程并联结构,后半部分为单流程串联结构,并采用柱状结构衔接前后两部分;冷凝器进出口均为铜质圆管结构,便于实现与连接管件的焊接工艺。圆管及扁管结构尺寸如表1所示。

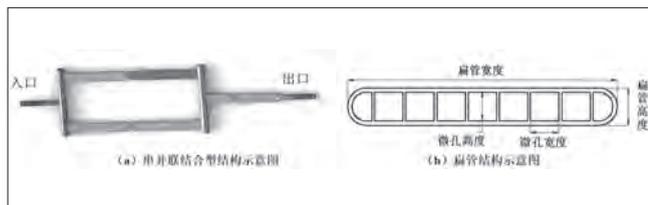


图2 微通道扁管换热器结构示意图

表1 圆管/扁管尺寸对比

圆管					
Φ4×0.5	高/mm	宽/mm	半径/mm	/	截面积/mm ²
	/	/	1.5	/	7.065
扁管					
	高/mm	宽/mm	半径/mm	孔数	截面积/mm ²
两侧	0.9	0.75	0.45	2	1.176
中间	0.9	0.667	/	9	5.403
					6.579

本文通过选用不同长度及内径的毛细管,分别开展了冷柜系统在三种标称流量毛细管下的能耗实验,标称流量分别是5.0L/min、8.4L/min和10.0L/min。

3 结果与讨论

针对不同毛细管规格的微通道冷凝器样机,均按照“先灌注量测试,后耗电量测试”的实验模式分别进行性能测试。首先在32℃环温下开展灌注量匹配实验,采用排水法逐次放空制冷剂以获得最佳匹配值。

根据最佳灌注量判断方法:当系统内制冷剂处于过度充灌状态时,蒸发器出口温度将低于蒸发器入口温度,反之则说明系统制冷剂不足。最佳灌注量出现在蒸发器温度交叉点之前区域所对应的制冷剂充灌值。结合图3知,三种毛细管规格所对应冷柜系统的最佳灌注量分别为59g (5L/min), 53g (8.4L/min) 和48g (10L/min)。

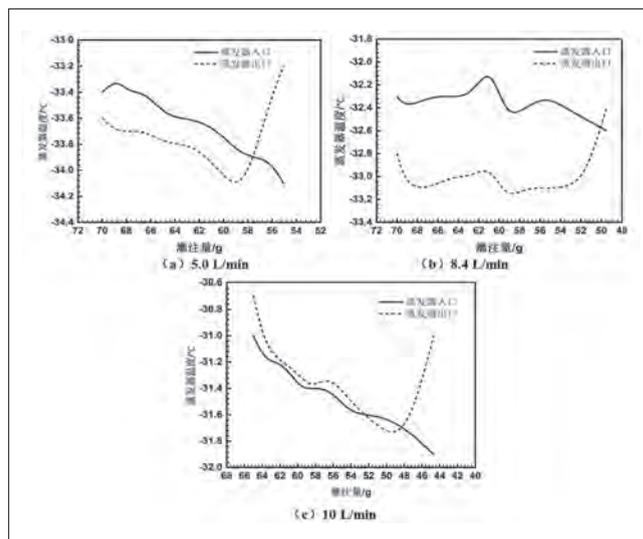


图3 微通道冷凝器样机蒸发器温度变化曲线

接下来对不同毛细管规格冷柜样机进行重新抽空灌注,采用最佳灌注量分别开展32/16℃环境温度下的开停机耗电量测试,冷库内工作温度设定为-18℃。不同毛细管规格的冷柜耗电量测试结果如表2所示。表中综合耗电量计算方法如下:

$$E_{\text{total}} = f\{E_{\text{daily-16}^\circ\text{C}}, E_{\text{daily-32}^\circ\text{C}}\}$$

$$= \frac{E_{\text{daily-16}^\circ\text{C}} \times 192 + E_{\text{daily-32}^\circ\text{C}} \times 173}{365} \quad (1)$$

表2 耗电量结果对比

毛细管标称流量 (L/min)	灌注量 (g)	环温 (°C)		综合耗电量 (kW·h/d)
		32	16	
10.0	48	0.7444	0.3869	0.5563
8.4	53	0.7474	0.3881	0.5584
5.0	59	0.7367	0.3956	0.5573

由表2可知, 由于毛细管的标称流量调节范围较小, 因此其对系统耗电量影响较小, 32°C环温下耗电量变化幅度为1.45%, 16°C环温下耗电量变化幅度为2.24%, 可进一步通过加大毛细管标称流量调节范围以增强系统各部件间的匹配程度, 改善能耗。

如图4所示, 通过最佳灌注量对比可以发现: 随着毛细管标称流量的增大, 冷柜系统的最佳灌注量逐渐减小, 降幅为10.2%~18.6%。由于本系统采用微通道扁管换热器作为冷凝器, 其结构特性使得冷凝器不可避免地存在制冷剂富集的问题, 而毛细管的流量调节作用对其具有削弱效果。当毛细管流量增大时, 冷凝器中制冷剂向蒸发器中迁移的阻力变小, 使得蒸发器中存贮的制冷剂相对增多, 从而削弱微通道冷凝器“制冷剂富集”现象, 最终导致系统的灌注量降低。

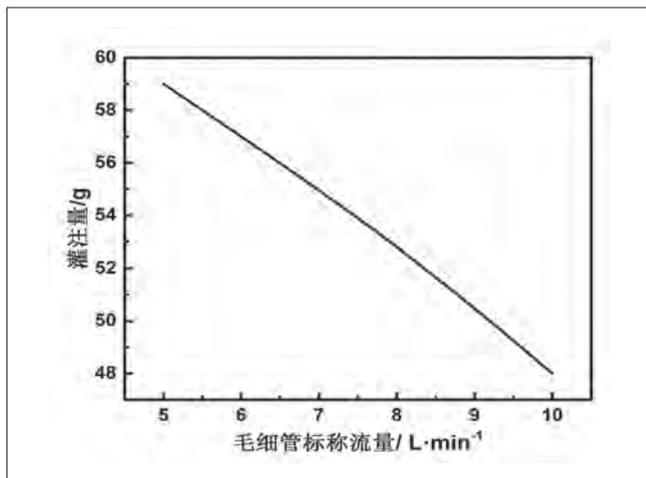


图4 灌注量与毛细管标称流量变化关系曲线

如图5所示为冷柜系统单环境温度下(32/16°C)耗电量与毛细管标称流量间的关系曲线。由图5可知, 通过耗电量随毛细管标称流量的变化曲线可以发现: 在毛细管标称流量调节过程中, 随着毛细管标称流量的不断增大, 单环温下耗电量存在一个极值。特别地, 对于32°C环温, 其耗电量先增加后减小, 存在极大值; 对于16°C环温, 其耗电量先减小后增

大(由于标称流量调节范围有限, 后续上升过程未能完全体现), 与32°C环温变化规律相反。

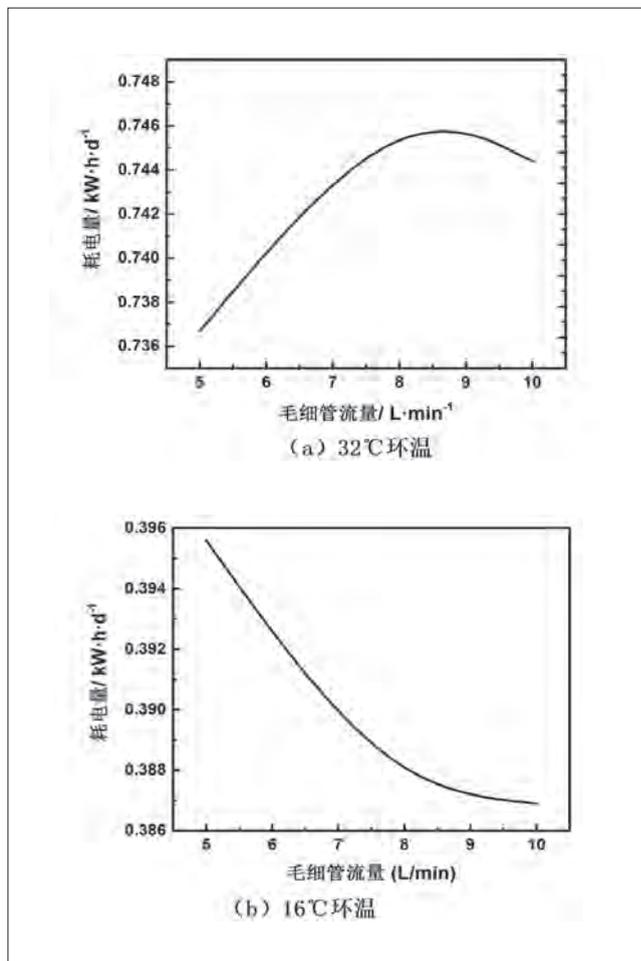


图5 耗电量与毛细管标称流量变化关系曲线

接下来分析其原因。冷柜系统耗电量主要来源为压缩机耗功, 而压缩机耗功取决于其工作压力比和质量流量。对于32°C环温, 随着毛细管标称流量增大, 系统稳定运行时流量增大, 而压比变化较小, 因此流量占主导因素, 导致压缩机功率变高, 耗电量增加; 当毛细管标称流量增大到一定程度后, 系统压比减小且主导功率变化, 因此耗电量水平逐渐降低。

对于16°C环温, 由于冷凝器侧换热条件发生变化, 冷柜内制冷剂分布特性以及启停迁移特性发生较大变化, 从而造成系统性能相比32°C环温有所差异。表3为32/16°C环温下冷柜系统温度对比情况。

由表可知, 环境温度降低, 冷凝温度下降, 进而导致排气管、干燥过滤器等高压侧温度均降低, 而系统低压侧温度变化较小, 因此系统压比减小, 使得蒸发器因迁移较弱而出现制冷剂不足的问题, 从而恶化蒸发器性能。如表4所示, 环境温度由32°C变为16°C时, 蒸发器内过热水平明显变大。另一

表3 32/16℃环温下系统温度参数对比结果

	环境温度/°C					
	32			16		
毛细管规格/L·min ⁻¹	10	8.4	5	10	8.4	5
灌注量/g	48	53	59	48	53	59
排气管/°C	66.3	66.4	64.3	42.3	42.1	39.8
干燥过滤器/°C	43.9	45.2	44.8	28.2	28.1	25.6
回气管/°C	28.3	28.4	26.3	14.3	13.3	12.4
蒸发器入口/°C	-22.6	-22.3	-22.0	-22.8	-22.5	-22.8
蒸发器出口/°C	-22.0	-23.4	-22.1	-17.3	-19.1	-19.7
开机时间/min	6.46	5.45	5.20	4.02	3.74	3.74
停机时间/min	8.82	7.75	7.69	13.62	12.36	11.97
运行率	42.28%	41.25%	40.35%	22.79%	23.21%	23.83%
平均功率/W	75.36	74.32	76.03	68.27	66.82	71.41

方面,较大的毛细管流量将增加蒸发器内制冷剂驻留量,削弱因冷凝温度下降而导致的蒸发器冷媒不足的问题,因此随着毛细管流量的不断增加,蒸发器表现出较好的换热性能,降低了16℃单环温下的耗电水平。当毛细管流量增大到一定程度后,制冷系统两器的制冷剂分布严重失衡,系统性能变差,能耗偏高。

表4 32/16℃环温下蒸发器过热度对比

毛细管规格/L·min ⁻¹	过热度		
	10	8.4	5
32℃环温	0.6	-1.1	-0.1
16℃环温	5.5	3.4	3.1

32/16℃环温下的综合耗电量与毛细管标称流量间的变化规律如图6所示。

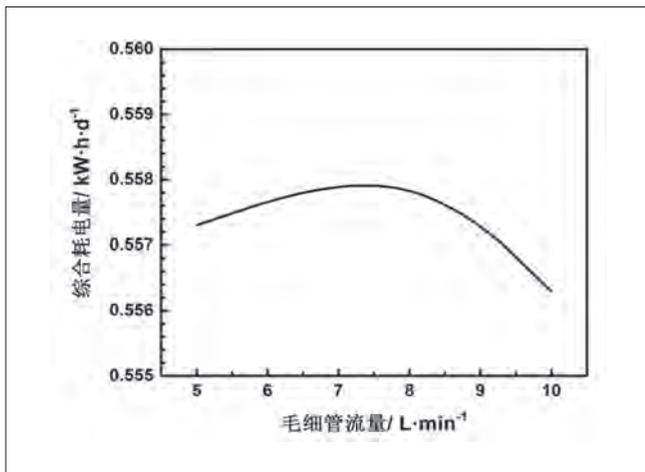


图6 综合耗电量与毛细管标称流量关系曲线

可以发现:随着毛细管流量的不断增大,制冷系统的综合耗电量表现为“先增加后减小”的变化趋势,与32℃环温

能耗变化规律一致。这表明高环温下的耗电水平对系统整体性能起主导作用。由于综合耗电量计算方法中32/16℃单环温耗电量的权重并非1:1,因此综合耗电量极值所对应的毛细管流量与单环温不同。

4 结论

本文基于新国标的双环境温度测试要求,在16/32℃双环温下分别开展了微通道扁管冷凝器冷柜系统热力特性的实验研究。通过对比实验获得了毛细管标称流量对系统灌注量和能耗的影响规律:随着毛细管标称流量的逐渐增大,制冷系统两器内制冷剂的分布特性发生变化,系统最佳灌注量降低了10.2%~18.6%,能耗变化规律因环境温度不同而有所差异:在32℃环温下,系统耗电量先增加后减小,16℃环温下则相反。32/16℃环温下综合耗电量变化规律表明:高环温下的耗电水平对系统整体性能起主导作用。

参考文献

- [1] 佚名. 2017年12月冷柜行业市场简析[J]. 环球聚氨酯, 2018(02): 32-33.
- [2] 李云美. 《家用电冰箱耗电量限值及能源效率等级》新标准解读[J]. 家用电器, 2008(03): 4-5.
- [3] Yoon WJ, Jung HW, Chung HJ, et al. Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 216-224.
- [4] Björk E, Palm B. Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 789-798.

嵌入式冰箱压缩机仓室及底部流场CFD分析

张波 张魁仓
(合肥美菱股份有限公司 安徽合肥 230601)

摘要: 针对一款嵌入式风冷冰箱, 对其压缩机仓室及底部散热风道系统进行了CFD仿真分析, 对比了几种不同的散热方案对流量的影响。为了减少嵌入式冰箱底部散热短路情况, 提出在压缩机后盖板及箱体底部增加档条结构, 提高冰箱压缩机仓室冷凝器的散热效果, 改善冰箱整机性能, 通过实验测试验证其可行性和正确性。

关键词: 嵌入式冰箱; 风道系统; CFD

The CFD Analysis of compressor warehouse and bottom flow field of the embedded refrigerator

ZHANG Bo ZHANG Kuicang
(Hefei Meiling Co., Ltd. Hefei 230601)

Abstract: In this paper, the CFD simulation analysis of the air cooling duct system of the compressor warehouse and the bottom of the air cooled refrigerator is carried out, and the influence of different cooling schemes on the flow rate is compared. In order to reduce the embedded at the bottom of the refrigerator heat short circuit situation, put forward in the compressor rear cover increase file structure and the bottom of the box body, improve warehouse room refrigerator compressor condenser cooling effect, improve the machine performance freezer, through experimental tests verify the feasibility and correctness.

Keywords: The embedded refrigerator; Air duct system; CFD

1 引言

在美观、整体化和面积的多重驱动下, 嵌入式冰箱应运而生, 其实现了冰箱与家用橱柜的一体化, 给消费者带来了更加美观的居住环境, 而且节省了空间成本。

嵌入式冰箱作为一种新型冰箱品类, 其技术方面还需要亟待解决散热、机身、开门等问题。本文主要针对嵌入式冰箱的压缩机仓室及底部散热进行分析。

外置冷凝器作为提高风冷循环效率的主要手段之一, 一般大风冷冰箱都会配置有外置冷凝器。外置冷凝器放置在压缩机仓室内, 并配置有风扇及风扇支架, 在风扇支架及冷凝器的周边要贴有密封块, 将风扇支架及冷凝器周边的风路系

统进行密封隔离, 以防止其短路, 提高冷凝器的循环效率。

嵌入式冰箱由于距离橱柜较近, 嵌入式冰箱的四周间隙会更小, 对其散热要求更高。本文将对冰箱非嵌入和嵌入后散热的几种方案进行CFD仿真分析与实验测试对比, 寻求嵌入式冰箱的最优散热方案。

2 冰箱非嵌入状态下的压缩机仓室及底部散热仿真模型

本文首先对冰箱非嵌入状态下压缩机仓室及底部散热风道系统进行分析, 预估当前非嵌入状态下压缩机仓室的冷凝风量。

2.1 仿真三维模型

压缩机室的内部构造主要包括压缩机、冷凝风扇、冷凝风扇支架、冷凝器及接水盘,为了充分利用冷凝器的换热效果,在冷凝器的四周以及冷凝风扇支架的四周贴有高密度海绵条,其紧密配合压缩机后盖板,将压缩机仓室分成流体单向流动的一个状态,避免仓室内部短路和混流的现象。

仿真模型是模拟冰箱在通常情况下实验室测试时的一个位置状态,箱体两侧距离两侧测试板有一定距离,箱体后背距离壁面有一定距离,箱体底部间隙即冰箱底脚滚轮的高度,箱体前部、顶部及周边建有适当的进风区域,仿真三维模型如图1所示。

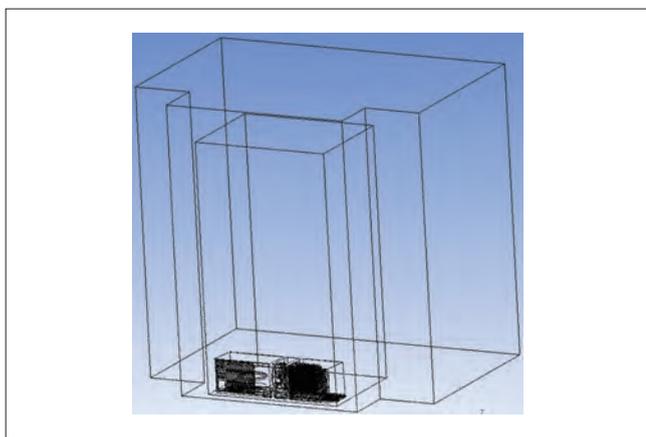


图1 冰箱非嵌入状态的压缩机仓仿真模型

2.2 数值仿真结果及流场分析

压缩机仓室内流量是通过箱体周围与外界进行交换,由于后部与上下左右是相通的,所以仿真过程主要是监测四周的进风量,面1~面4的分布如图2所示,计算发现面1和面2为出风,面3和面4为进风。在此将压缩机仓室与外界交换的流量定义为有效风量,即面1与面2(或面3与面4)的流量之和,通

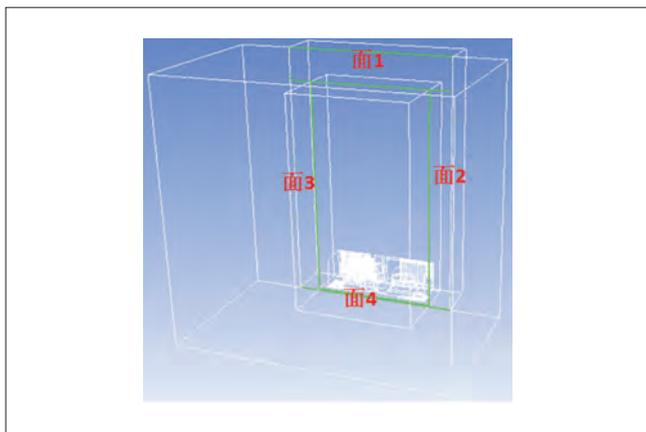


图2 面1~面4的分布

过风扇的总流量定义为系统流量,压缩机后盖板的进风口风量定义为后盖板进风量,压缩机底板的进风口风量定义为底板进风量;在后面箱体的两侧开有进风口和出风口,进风侧开孔的风量定义为侧帮进风量,根据流量守恒原则,存在如下关系:

$$\text{系统风量} = \text{后盖板进风量} + \text{底板进风量} + \text{侧帮进风量}$$

有效风量只是系统风量中的一部分,但同时也是能够提高冷凝器换热效率最有效的风量。

图3和图4分别为整机运行之后的流场图和速度矢量图,具体流量见表1所示(单位: g/s)。

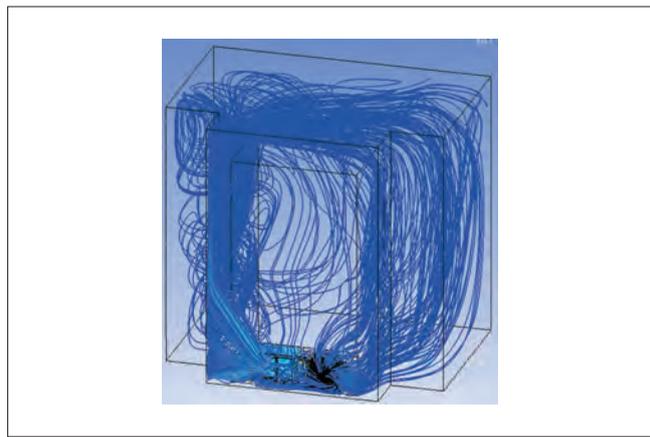


图3 整机运行之后的流场图

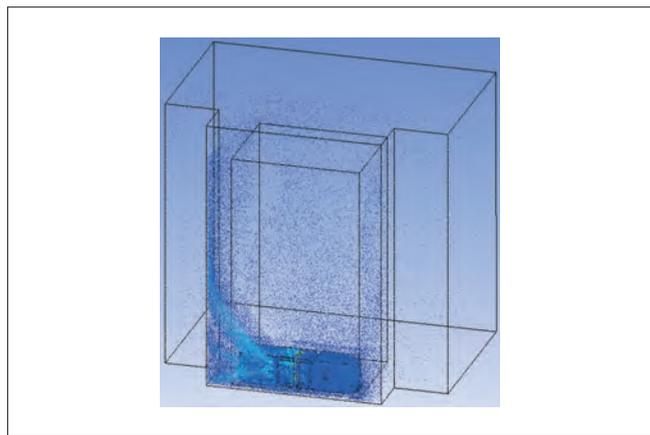


图4 整机运行之后速度矢量图

表1 具体流量分布

	底板进风	后盖板进风	系统风量	有效风量
流量/g·s ⁻¹	5.3	25.99	31.29	18.73
占比	17%	83%	/	59.9%

由图3和图4的分布图中可以看出,在箱体后背区域还没有明显的短路现象,但是根据运算结果,有效风量的占比情况分析,出风口的风量仍然有部分通过其他路径进入到了进风口,只是可能这个路径会比较长;也可能是因为仿真模

型的局限性造成的。实际中有效风量的占比会比上述运算的59.9%要高，后面仅以59.9%作对比。此状态经能耗测试测得标准能耗为0.842kW·h/24h，满足一级能效指标。

3 嵌入式冰箱的压缩机仓室及底部流场分析

3.1 建立计算模型和网格划分

将上述冰箱不做任何改动，直接嵌入柜体，后背间隙20mm、两侧均是5mm，间隙较非嵌入状态下要小的多，其仿真模型如图5所示。

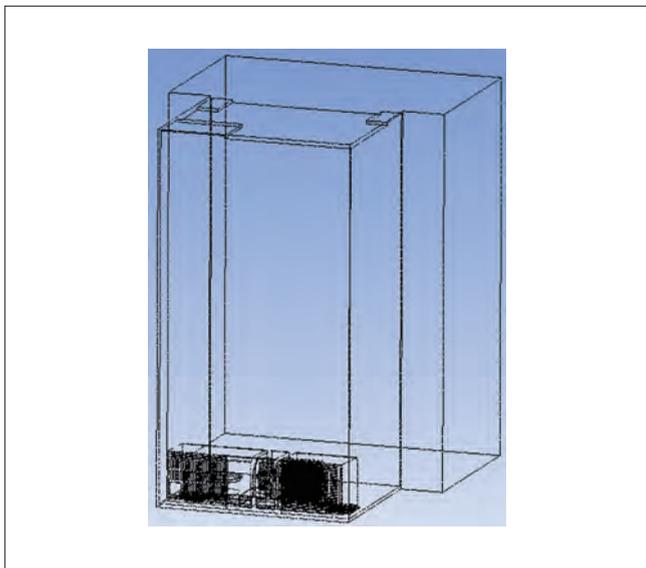


图5 嵌入式冰箱仿真模型

整机箱体底部和后部的速度矢量图分别如6和图7所示。



图6 整机箱体底部的速度矢量图

由图6、7发现箱体底部和后部有明显的短路现象，具体流量见表2（单位g/s）。

系统风量中只有10.7%是与大气交换的流量，剩下的



图7 整机箱体后部的速度矢量图

表2 具体流量

	底板进风	后盖板进风	系统风量	有效风量
流量/g·s ⁻¹	5.53	20.13	25.66	2.75
占比	21.6%	78.4%	/	10.7%

表3 结果汇总

状态	非嵌入	嵌入原状态	优化一	优化二	优化三	优化四
系统风量/g·s ⁻¹	31.3	25.7	26.4	27.7	28.9	31.1
底板进风/g·s ⁻¹	5.3	5.5	5.5	6.2	5.9	5.5
占比	17%	22%	21%	22%	21%	18%
后盖板进风/g·s ⁻¹	26	20.13	18.7	19.6	21.1	20.7
占比	83%	78.4%	71%	71%	73%	66%
侧帮进风/g·s ⁻¹	/	/	2.25	1.92	1.89	4.92
占比	/	/	8.5%	6.9%	6.5%	16%
有效风量/g·s ⁻¹	18.73	2.75	2.82	3.81	4.01	8.12
占比	59.9%	10.7%	11%	14%	14%	26%

注：优化一：侧帮开孔75mm*75mm；
 优化二：侧帮开孔75mm*75mm+底部加高至22mm；
 优化三：侧帮开孔75mm*75mm+底部加高至22mm+后背加宽至25mm；
 优化四：侧帮开孔75mm*75mm+底部加高至22mm+后背加宽至25mm+两宽至20mm。

89.3%的流量全部是由于系统短路，由出风口的风量直接进入进风口，而且路径较短，所以造成冷凝器的换热效率较差。此状态耗电量测试过程中发现不停机，32℃稳态能耗较非嵌入状态增加了24%。

4 优化分析

4.1 优化分析方案分析

针对以上分析，在不更改压缩机后盖板的情况下，要在两侧和底部适当的增加进出风面积，首先在箱体两侧对着压缩机仓室内的冷凝风扇位置开孔；其次适当的增加箱体底部的高度等；解决风道短路的问题，采取阻隔的方式，尽可能的将进风路和出风路分开。

4.2 初步优化方案

针对后期的优化方向，侧帮开孔是非常有必要的，所以

后面的优化分析均是在原状态加侧帮开孔的基础上进行,分别调整面1~面4的间隙,对其逐一进行分析,分析过程采用逐一累加的方式进行,共有以下四种状态,在此不一一列出矢量图,具体计算结果与前面两个状态的结果汇总见表3(单位: g/s)。

结合以上,优化四的系统风量和有效风量都得到了提高,为最优方案。

4.3 短路优化方案

针对短路问题,以下在上述优化方案一的基础上分别做了以下3次调整:

(1) 将进风和出风的风路全部分开,即在顶部、后背、压缩机后盖、底部、压缩机底板都加档条,将箱体距离柜体壁面的间隙分成两个部分,其仿真模型如图8所示。

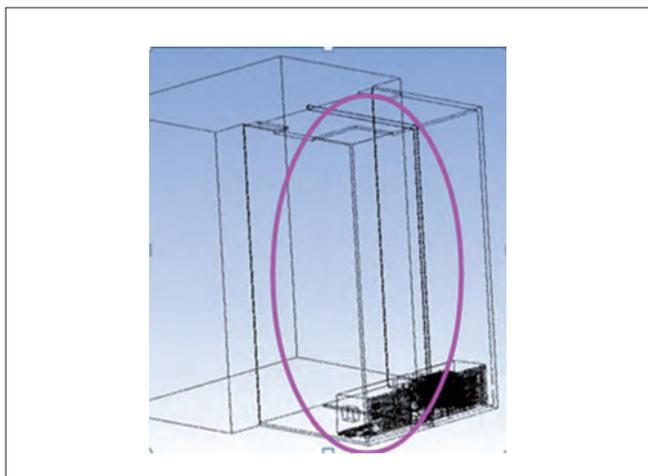


图8 短路优化方案仿真模型

经计算,系统流量为19.8g/s,有效流量19.8g/s,箱体后部和底部的速度矢量图如图9所示。

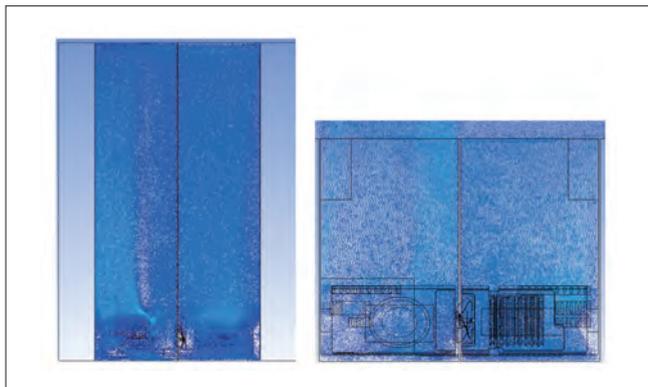


图9 箱体后部和底部的速度矢量图

如图9所示,进、出风的风路被明显分开了,彻底解决了系统短路的问题,有效风路的占比达到了100%,但是总的系统

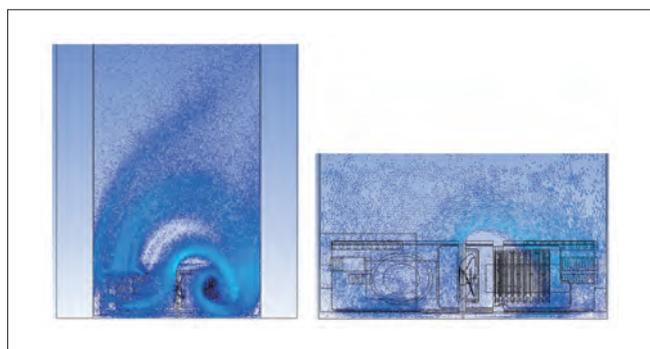


图10 后部和底部的速度矢量图

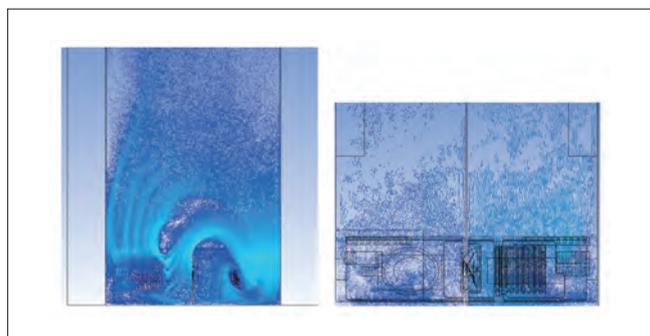


图11 后部和底部的速度矢量图

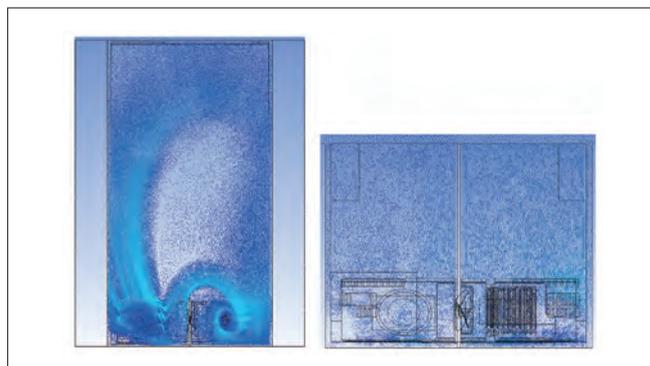


图12 后背与底部的速度矢量图

风路也有所减少。由于档条较长,其具体实施起来会有很大的困难。

(2) 考虑全部加档条实施的困难性,将档条只加在压缩机底板和压缩机后盖位置。经计算其系统流量为22.5g/s,但有效流量只有2.85g/s,占比12.7%,后部和底部的速度矢量图如图10所示。

此状态虽然加了档条,但是从矢量图来看短路仍然是很明显,从计算的流量结果来看,回到了嵌入时最初状态,档条的效果几乎没有起到作用。另外系统风量比优化一状态的26.44g/s偏小。

(3) 将箱体底部、压缩机底板和压缩机后盖加上档条,即将(2)中压缩机底板的档条延长。

经计算其系统风量为21.15g/s,有效风量为9.07g/s,占比42.9%,后部和底部的速度矢量图如图11所示。

此状态下的有效风路有了明显提高。

(4)在(3)的基础上将两侧间隙由5mm加大至20mm。

计算结果为系统风量是27.33g/s,有效风量16.73g/s,占比61.2%,后背与底部的速度矢量图如图12所示。

由以上发现,适当的增加档条可以有效的改善风路短路的现象。

针对状态(3)和(4)分别进行了耗电量测试,标准能耗分别为0.898 kW·h/24h和0.847 kW·h/24h,均达到一级能效指标。5mm时能耗相比增加了6.7%,为增加压缩机底板底部的散热效果,在状态(3)的基础上在冰箱箱体底板和压缩机底板直接增加10mm的间隙,测试结果能耗降低了3.4%;两侧间隙20mm时能耗相比原状态自由状态仅增加了0.6%,几乎

达到了冰箱自由状态下的标准能耗。

5 结论

针对嵌入式冰箱压缩机仓室的散热方案,可以通过以下路径提高冷凝器的换热效率:

(1)适当的增加或增大位于压缩机仓室两侧的侧帮上的开孔,增加压缩机仓室的进风和出风面积。

(2)在箱体的底部、后背和顶部适当的增加档条,阻隔进风风路和出风风路,改善风道短路现象。

(3)抬高箱体底部距离地面的间隙,或者增加冰箱箱体底板与压缩机底板之间的间隙,可以有效改善底部风路的散热效果。

(4)将压缩机底部沙发坐靠近压缩机底板一侧做成大倒角形式,增加底部进风和出风面积。

(上接83页)

表7 原配方和新配方更改对比

	原发泡配方	新发泡配方
组合聚醚	105	95
单体A2	/	8
CP	12	12
245fa	3	3
拉丝	51	51
密度	22.3	22.20

表8 原配方和新配方不同状态下K值对比

	原发泡配方传热系数K		新发泡配方传热系数K	
	4~16°C	18.81	4~16°C	18.43
16°C环温能耗工况温差	-18~16°C	18.46	-18~16°C	18.09
32°C环温能耗工况温差	4~32°C	19.5	4~32°C	18.92
	-18~32°C	19.21	-18~32°C	18.63

表9 原配方与新配方稳态耗电量测试结果

样机	原发泡配方		样机	改进发泡配方		降低比例	
	32°C稳态能耗	16°C稳态能耗		32°C稳态能耗	16°C稳态能耗	32°C稳态能耗	16°C稳态能耗
NO1	0.92	0.403	NO4	0.883	0.392		
NO2	0.892	0.398	NO5	0.865	0.382		
NO3	0.875	0.382	NO6	0.853	0.378		
平均	0.896	0.394	平均	0.867	0.384	3.18%	2.62%

2015能耗测试方法进行测试,考虑影响冰箱耗电量的因素较多,特别是风冷冰箱,故仅比较稳定状态下的稳态耗电量,同时为避免系统效率影响稳态耗电量结果,测试中通过小范围调整变频压缩机转速以减小新配方样机和原配方样机由于保温效果的更变对耗电量测试验证结果的影响。如表9,原配方3台样机与新配方3台样机稳态耗电量测试结果,从测试结

果可以看出,新配方下样机32°C稳态耗电量降低3.18%,16°C稳态耗电量降低2.62%,新发泡配方对能耗降低显著。

5 总结

本文通过冰箱保温层仿真实理论建立冰箱保温层热负荷仿真模型,分析GB 12021.2-2008《家用电冰箱耗电量限定值及能效等级》25°C环温下耗电量向GB 12021.2-2015《家用电冰箱耗电量限定值及能效等级》16°C和32°C两种综合环温工况下耗电量转换下,冰箱保温绝热优化配方方向,通过发泡配方的改进,降低两种环温下发泡层综合传热系数K值,经K值测试和多台样机测试验证表明:根据冰箱热负荷仿真分析方向更改后的保温层绝热优化方向更改冰箱发泡配方可有效降低GB 12021.2-2015两种测试工况下冰箱标准耗电量。

参考文献

[1] 杨世铭,陶文铨. 传热学. 北京:高等教育出版社(第四版), 2006.
 [2] 刘导金,罗莉文等. 仿真计算在节能冰箱开发中的应用[J]. 家电科技. 2017,1:83-85.
 [3] 和鹏,粘权鑫等. 冰箱冷量损失的实验测定与保温性能的改进[J]. 制冷学报. 2017,5:83-87.
 [4] 梁耀文,张军等. 365mfc/245fa/环戊烷三元混合体系发泡技术在冰箱的试验研究[J]. 家用电器. 2015,2:46-51.

微通道换热器在冰箱中的应用研究

盛伟¹ 高相启² 孙好雷^{1,3} 裴阳¹ 王跃河²

(1.河南理工大学 河南焦作 454000; 2.河南新科隆电器有限公司 河南新乡 453002; 3.新飞电器有限公司 河南新乡 453002)

摘要: 为了研究微通道换热器在冰箱中的应用,搭建了微通道换热器作为蒸发器的制冷系统装置,采用红外线热成像仪对结霜工况下蒸发器表面温度分布进行了观测,并对系统性能进行了测试。结果表明,平行流微通道蒸发器的流程设置对结霜状况影响较大,结霜会导致换热器内部制冷剂分布的不均匀性问题,实验进行180分钟后蒸发器换热量下降2.34%,系统COP下降4.76%。

关键词: 微通道换热器; 冰箱; 结霜; 红外线热成像仪

Research on micro channel heat exchanger for application in refrigerator

SHENG Wei¹ GAO Xiangqi³ SUN Haolei^{1,2} PEI Yang¹ WANG yuehe³

(1. School of mechanical and power engineering, Henan Polytechnic University Jiaozuo 454000; 2. Henan Xin Kelong Electric Co.,Ltd Xinxiang 453002; 3. Henan Xinfei Electric Co.,Ltd Xinxiang 453002;)

Abstract: In order to study the application of the microchannel heat exchanger in the refrigerator, the micro channel heat exchanger is used as the evaporator's refrigeration system. The infrared thermal imager is used to observe the surface temperature distribution of the evaporator under the frosting condition, and the performance of the system is tested. The results show that the flow setting of the parallel flow microchannel evaporator has a great influence on the frosting condition, and the frosting will lead to the inhomogeneous distribution of the refrigerant in the heat exchanger. After 180 minutes, the heat transfer of the evaporator decreases by 2.34%, and the system COP decreases by 4.76%.

Keywords: Micro channel heat exchanger; Refrigerator; Frost formation; Infrared thermal imager

1 引言

微通道换热器具有结构紧凑、传热效果好、制冷剂充注量少等优点,在冰箱蒸发器和冷凝器的应用方面具有很好的潜力和前景。但是由于微通道换热器翅片间距小,其应用为蒸发器所存在的霜堵问题限制了它的使用^[1]。

目前在实验^[2,3]、数值模拟^[4]、表面处理抑霜^[5]等方面已经开展了微通道换热器作为蒸发器的研究。主要结论为采用两流程换热器换热性能更好,结霜会导致空气侧换热系数下降,亲水表面处理比疏水表面更适用于微通道换热器,同时

换热器内的制冷剂分布是影响表面结霜的主要因素。文献^[6]对比研究了微通道换热器在三种工况下结霜性能,结果表明在凝露结霜工况和结露工况下换热器换热量和压损的绝对值变化不大,在凝华工况下换热器的压损增大,换热量明显减小。同时低温换热器抑霜方面的研究也陆续展开,并提出了各种抑霜的可能方法^[7]。

为了进一步弄清楚微通道换热器作为蒸发器结霜对制冷系统的影响,以及其在冰箱中的可能应用,本文在搭建了微通道换热器作为蒸发器的制冷系统装置实验台基础上,结合

红外线热成像仪对结霜工况下蒸发器表面温度分布进行了观测,并研究蒸发器的结霜性能对制冷系统的影响。

2 实验设备及装置

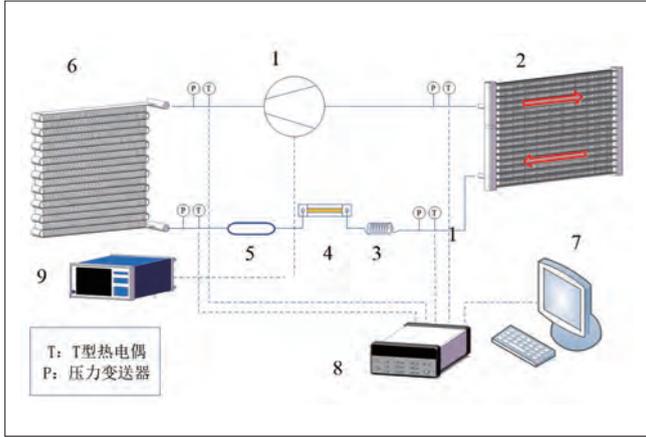


图1 实验装置图

实验装置图如图1所示,其中:1-压缩机;2-微通道蒸发器;3-毛细管;4-液体转子流量计;5-干燥过滤器;6-微通道冷凝器;7-采集计算机;8-数据采集仪;9-功率表;10-体视显微镜。该系统共分为三个部分:制冷系统(主要包括:压缩机、平行流式微通道蒸发器、蛇形微通道冷凝器、毛细管、干燥过滤器等);数据采集系统(主要包括:T型热电偶、压力变送器、流量计、功率表、数据采集仪等);图像采集系统(主要包括:红外热像仪、PC终端等)。

实验用压缩机额定功率50W。毛细管直径1mm。数据采集仪型号Agilent 34970A,测量仪器的参数见表1。实验用平行流微通道换热器总换热面积0.8072m²。该换热器分为两个流程,其中流程1具有6根扁管,流程2具有9根扁管,换热器的详细参数见表1。

表1 换热器几何参数

空气侧总面积	0.6512m ²	翅片厚度	0.1mm
扁管宽度	12mm	翅片深度	12mm
扁管厚度	2mm	翅片高度	8mm
扁管长度	200mm	翅片间距	1mm
扁管数量	15	百叶窗长度	6mm
集流管外径	16mm	百叶窗间距	1mm
集流管高度	170mm	百叶窗角度	19°

3 蒸发器结霜的红外热成像分析

图2为红外热像仪测得蒸发器温度场分布图。从图2中可以看出,换热器上部和下部温差较大,上半部分温度分布均匀性较差,且各扁管温度差异较大,越靠近下半部扁管温度越低。随着霜层增长,下半部分内温度分布更加均匀,上半部

分温度逐渐降低。这是由于在下半部分内霜层不断变厚,换热器下半部分与空气的换热性能逐渐下降,制冷剂进入上半部分温度降低,导致换热器上半部分温度下降。

对蒸发器的扁管自下向上进行编号,将每根扁管沿制冷剂流动风向分为20个相等的单元,用红外热象仪检测扁管的温度变化。图3为换热器各扁管表面温度随时间的变化关系。下半部分内扁管的温度随时间逐渐升高,而上半部分内扁管的温度随时间逐渐降低,换热器上下部分之间扁管表面温差较大。

4 制冷系统的性能分析

图4、图5、图6分别为蒸发器换热量、压缩机功率、系统COP随时间的变化关系。从图中可以看出,实验前期,蒸发器换热量逐渐下降,60分钟后趋于稳定,压缩机功率一直呈上升趋势,系统COP逐渐下降。在实验前期,翅片霜层的快速增

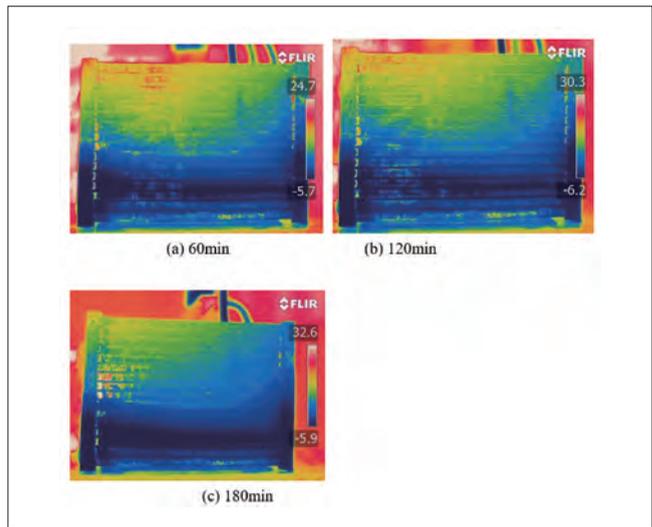


图2 温度场分布

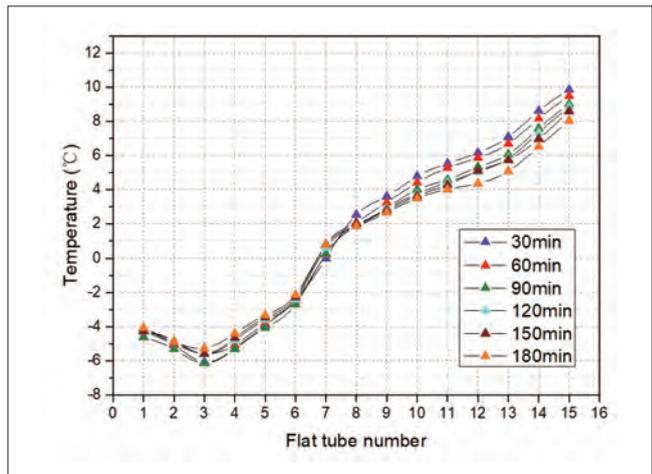


图3 各扁管平均温度

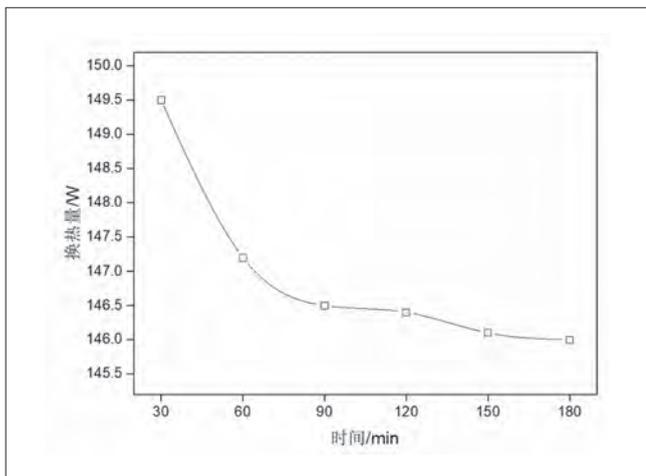


图4 蒸发器换热量

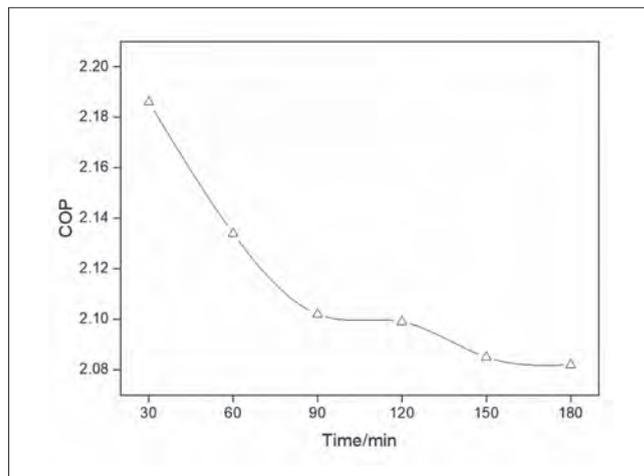


图6 系统COP

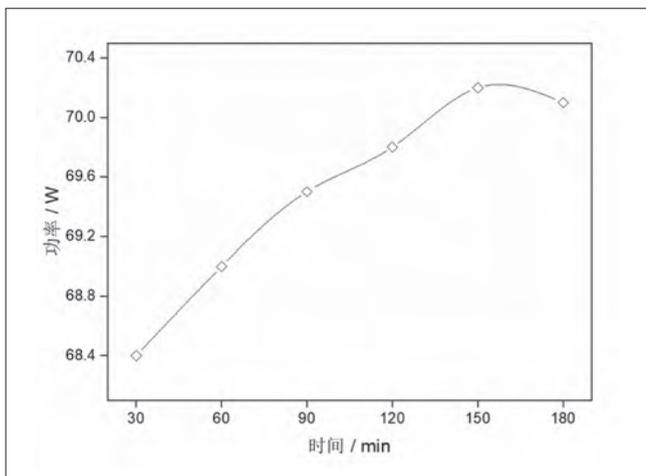


图5 压缩机功率

加对换的热阻逐渐增大,上半部分换热量占总换热量的比重逐渐增大,霜层厚度对换热器换热量影响逐渐减小。实验进行180分钟后蒸发器换热量下降2.34%,系统COP下降4.76%。热器换热量影响较大,60分钟后,霜层增长速率下降,且上半部分内的翅片没有结霜。

5 结论

本文搭建了微通道换热器作为蒸发器的制冷系统装置,采用红外线热成像仪对结霜工况下蒸发器表面温度分布进行了观测,并对系统性能进行了测试。主要结论如下:

(1) 平行流微通道蒸发器的流程设置对结霜状况影响

较大。实验3个小时后,下半部分内的翅片通道几乎被霜堵塞,上半部分内的翅片未出现结霜状况。

(2) 结霜对平行流微通道换热器的温度场的影响较大,随着结霜量的增加,温度分布均匀性下降。

(3) 在实验前期,霜层增长速度较快,对换热器及整个系统的影响较大,当霜层达到一定厚度后,霜层增长速率变慢,系统逐步趋向稳定。实验进行180分钟后蒸发器换热量下降2.34%,系统COP下降4.76%。

参考文献

- [1] 盛伟,李伟钊,刘鹏鹏,等. 抑制冷表面结霜的研究进展[J]. 制冷与空调, 2016, (11):1-7.
- [2] 赵宇,祁照岗,陈江平. 微通道平行流蒸发器流程布置研究与分析[J]. 制冷学报, 2009, (01):25-29.
- [3] Wu Jianghong, Ouyang Guang, Hou Puxiu, et al. Experimental investigation of frost formation on a parallel flow evaporator[J]. Applied Energy, 2011,88(5):1549-1556.
- [4] Breque F, Nemer M. Modeling of a fan-supplied flat-tube heat exchanger exposed to non-uniform frost growth[J]. International Journal of Refrigeration, 2017,75:129-140.
- [5] 刘鹿鸣,施骏业,王颖,等. 表面处理对微通道换热器湿工况性能及长效特性的影响[J]. 制冷学报, 2014, (04):53-57.
- [6] 盛伟,刘鹏鹏,丁国良. 微通道换热器结霜性能的试验研究[J]. 流体机械, 2017,45(01):60-65.
- [7] W. Sheng, P. Liu, C. Dang and G. Liu, Review of restraint frost method on cold surface, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 79 (2017) 806-813.

对开门风冷冰箱能效提升研究

孙好雷^{1,2} 盛伟¹ 高相启³ 兰庆云¹ 王跃河³

(1. 河南理工大学 河南焦作 454000; 2. 新飞电器有限公司 河南新乡 453002; 3. 河南新科隆电器有限公司 河南新乡 453002)

摘要: 针对冰箱新标准发布前开发的某款风冷冰箱在新标准执行后能效等级偏低的问题, 对一款冰箱更换变频压缩机, 同时兼顾16℃和32℃两个工况高效运行, 并对风道、除霜控制策略、冰箱开停控制等进行了改进, 通过以上措施该款冰箱室内温差减少2℃以上、化霜能耗降低5%左右、化霜间隔增加20%以上, 耗电量明显降低, 使该款冰箱达到新一级能效水平。

关键词: 风冷冰箱; 能效; 风道; 除霜

Energy efficiency improvement of air-cooled refrigerator

SUN Haolei^{1,2} SHENG Wei¹ GAO Xiangqi³ LAN Qingyun¹ WANG Yuehe³

(1. School of mechanical and power engineering, Henan Polytechnic University Jiaozuo 454000; 2. Henan Xinfel Electric Co. Ltd. Xinxiang 453002; 3. Henan Xin Kelong Electric Co. Ltd. Xinxiang 453002)

Abstract: In view of the problem that the energy efficiency grade of an air-cooled refrigerator developed before the new standard of refrigerators is implemented, the efficiency level of the new standard is low after the new standard is implemented. By changing the frequency conversion compressor of the refrigerator at 16 and 32 centigrade, the efficiency of the refrigerator is improved, the air duct is improved to reduce the indoor temperature difference, the defrosting control strategy is changed to reduce the energy consumption of the frosting and the hydrophilic treatment of the evaporator. In this section, the temperature difference of the refrigerator is reduced by 2 degrees centigrade, the energy consumption of the frost is reduced by about 5%, the interval of the frost is increased by more than 20%, and the consumption of the refrigerator can be reduced to a new level of new energy efficiency through the above measures.

Keywords: Air-cooled refrigerator; Energy efficiency; Air duct; Defrosting

1 引言

冰箱新的能效标准GB 12021.2-2015和GB/T 8059-2016发布后, 冰箱的测试方法和之前发生了明显的变化, 节能水平明显提高, 特别是一级能效的冰箱能耗要求下降40%左右^[1], 原有的一级能效冰箱按照新的标准测试只能达到2级甚至是3级的能效水平, 因此对原有的冰箱进行能效升级势在必行。

2 原有风冷冰箱能效状况分析

原有一款BCD-560W风冷对开门冰箱, 冷藏室容积354L, 冷冻室容积206L, 依据GB 12021.2-2008标准进行测试,

耗电量为0.98kW·h/24h, 为一级能效冰箱^{[2][3]}, 按照新的能效标准进行测试, 2级能效就略显不足, 只能满足3级能效要求^{[4][5]}, 离新的一级能效要求相去甚远。如果想使该冰箱能够满足新的一级能效标准, 在不改变箱体的情况下必须进行全面优化。

3 改进措施及分析

3.1 风道结构优化, 使箱内温度更加均匀

由于此款对开门冰箱内部上下距离超过1.5m, 通过对原有风道进行优化, 改进送风方式, 增大送风面积, 减少循环

风死角,通过以上措施箱内温差由5℃左右减小到3℃左右。

3.2 气候类型优化,增大基准耗电量

原有的冰箱最高温度气候类型为ST型,冰箱标准能效指数:

$$\eta_s = \frac{E_s}{E_{base}} \times 100\%$$

其中: E_s ——标准耗电量 (kW·h/d); E_{base} ——基准耗电量 (kW·h/d)。

在标准耗电量不变的情况下,基准耗电量越大冰箱的标准能效指数就越小,虽然冰箱能效等级由标准能效指数和综合能效指数两个指标共同进行评价,但综合能效指数要求较低,而标准能效指数是冰箱最难达到的指标,因此降低标准能效指数是提升冰箱能效等级的关键所在。

经实际测试原有的冰箱系统的确仅能满足ST气候类型要求,在T型工况下该冰箱冷冻室不能满足储藏温度试验要求,但差距不大,而该冰箱ST气候类型一级能效的限定耗电量为0.814kW·h/24h,如果该冰箱能够做到T气候类型,一级能效的限定耗电量为0.871kW·h/24h,所以如何使该冰箱能够满足T型工况尤为重要,而在不能改变箱体情况下常用的方法为增加真空绝热板、增大压缩机排量等。真空绝热板价格较高,而此款冰箱箱体又大,如果增加真空绝热板,成本上升非常明显。增大压缩机排量虽然能够使该冰箱在T型工况下满足储藏温度要求,但是由于压机排量会增大该冰箱的标准耗电量,标准耗电量增大又不利于减小标准能效指数。

经过最终对比发现,只有冷冻室底部部分空间在T型工况测试时不能满足储藏温度试验要求,最终采用将底部两

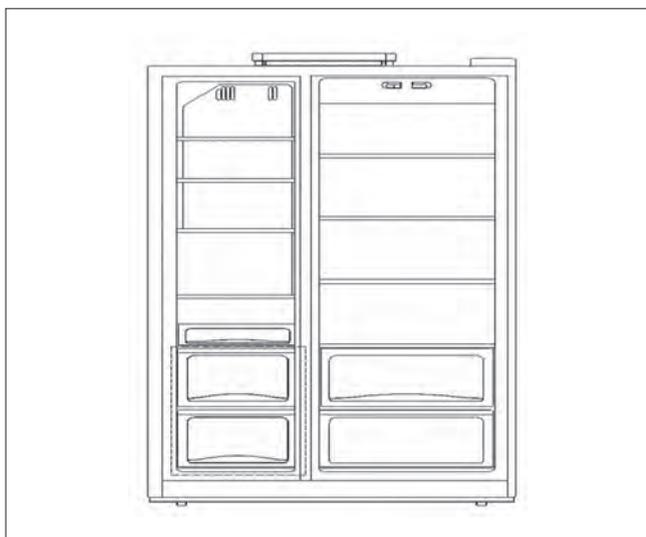


图1 虚线处为二星级室

个抽屉作为二星级室,如图1虚线处所示,冷冻室下方作为二星级间室,上方作为四星级室,冰箱右侧为冷藏室,这样在没有增加成本的情况下冰箱的一级能效限定耗电量变为0.866kW·h/24h,基准耗电量增大了6%。

3.3 高效变频压缩机的选用

由于新的测试方法要求在16℃和32℃两个环温下共同测试进行加权计算,定频压缩机已无法满足两个环温均高效运行的要求,高效变频压缩机成为首选。

3.4 运行控制参数优化调整

3.4.1 环温为16℃时的参数调整

在16℃时整个箱体的热负荷较小,通常冰箱在这个温度下开机率就不是很高,而冰箱开机率越高在相同时间内压机开停次数就较少,开停机的损失也就小了^[6],冰箱耗电量就越低,为了尽可能提高冰箱的开机率,降低冰箱耗电量^[7],目前的变频冰箱压缩机最小制冷量依然严重富裕,直接采用变频压缩机的最低转速就能轻松满足制冷要求,该冰箱采用加西贝拉VNX1116Y变频压缩机,最低转速为25Hz在稳定时直接按照最低转速进行控制即可。由于二星级室在冷冻室内不能单独进行调整,将冷藏和冷冻室根据温度设定进行开停,使箱内积分平均温度低于特效温度并留有足够的余量抵消霜时产生的温升即可。

3.4.2 环温为32℃时的参数调整

在32℃时箱体热负荷明显增大^[7],最低转速已经不能满足冰箱负荷要求,这时既要考虑合理的开停,又要使压缩机运行在高效转速范围,通过压缩机控制规格书发现随着转速的降低冰箱压缩机在低于3000rpm时能效基本维持不变,表1所示。所以满足冰箱特性温度提高开机率依然是最佳方案。

表1 压缩机在不同转速下的制冷量和能效

测试工况	ASHRAE			
	1600—4500			
转速(rpm)	1600	2400	3000	4500
制冷量(W)	112	168	205	290
输入功率(W)	60	91	111	171
COP	1.85	1.85	1.85	1.65

2.4.3 化霜优化

由于化霜的能耗作为冰箱耗电量的一部分,所以化霜的能耗和化霜间隔都对冰箱的日耗电量有着重要的影响。

$$E_{daily} = P \times 24 + \frac{\Delta E_{df} \times 24}{\Delta t_{df}}$$

E_{daily} ——日耗电量,单位为瓦时每天(W·h/d);

P ——稳定状态的功率, 单位为瓦 (W);

24——每天的小时数;

ΔE_{df} ——化霜及恢复期耗电量增量, 单位为瓦时 (Wh);

Δt_{df} ——化霜间隔, 单位为小时 (h)

改进化霜策略、采用整体翅片提升化霜效率, 合理控制化霜温度, 减少无用的能耗, 使冰箱化霜期间的能耗降低5%。无用化霜能耗不但会消耗电能, 而且会提升箱内的温度, 需要冷量将多余的热量进行移除。

减少蒸发器结霜量对蒸发器表面进行亲水处理可以减少结霜, 延长化霜间隔20%以上。

4 参数改进及验证

4.1 不同频率对32℃耗电量的影响

由于16℃采用的最低频率已能轻松满足间室温度的要求无须再反复调整, 所以32℃是频率调整的主要对象, 表2为在不同频率下1#和2#冰箱的日耗电量。

频率: Hz	36	34	32	29	28	27
耗电量: kW·h/24h (1#)	1.125	1.122	1.121	1.12	1.114	1.1
耗电量: kW·h/24h (2#)	1.139	1.133	1.13	1.13	1.117	1.11

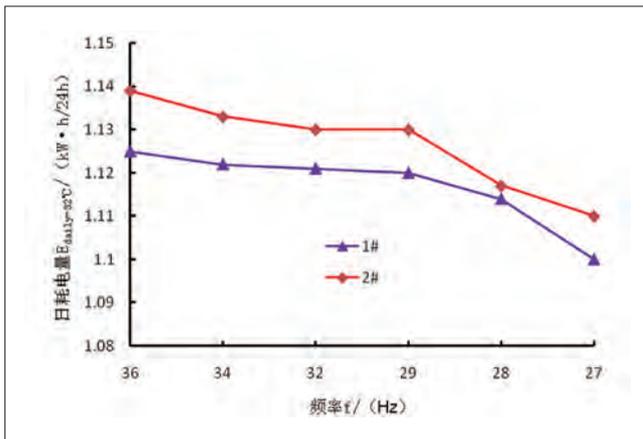


图2 日耗电量与运行频率关系

4.2 间室内不同温度对日耗电量的影响

间室内平均温度必须低于特性温度, 根据冰箱热负荷公式, 间室内温度低于特性温度越多, 箱体的热负荷也越大, 所以间室内温度应该尽量接近特性温度, 同时由于风冷冰箱化霜时会造成箱内温度上升。

$$T_{average} = T_{ss} + \frac{\Delta T h_{df}}{\Delta t_{df}}$$

$T_{average}$ ——一个完整化霜控制周期内间室的平均温度, 单位为摄氏度 (°C);

表3 冷冻室温度和化霜耗电量

	冷冻室温度/°C	-18.7	-18.6	-18.5	-18.4	-18.2
1#	化霜耗电量/W·h	180.9	173.6	160.8	153.9	148.7
2#	冷冻室温度/°C	-18.7	-18.6	-18.4	-18.3	-18.3
	化霜耗电量/W·h	215.2	203.5	191.4	190.3	179.6

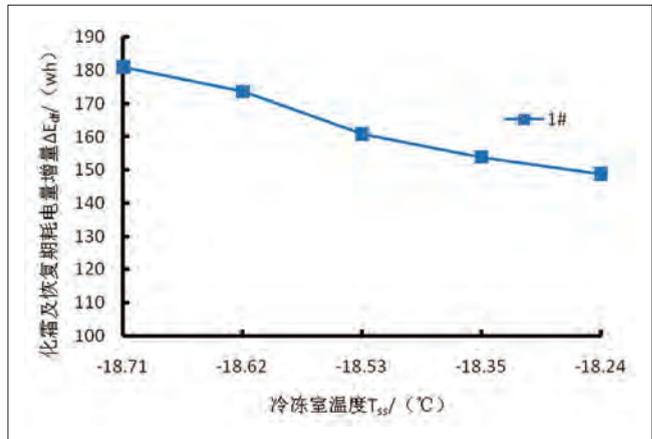


图3 冷冻室平均温度与耗电量 (1#)

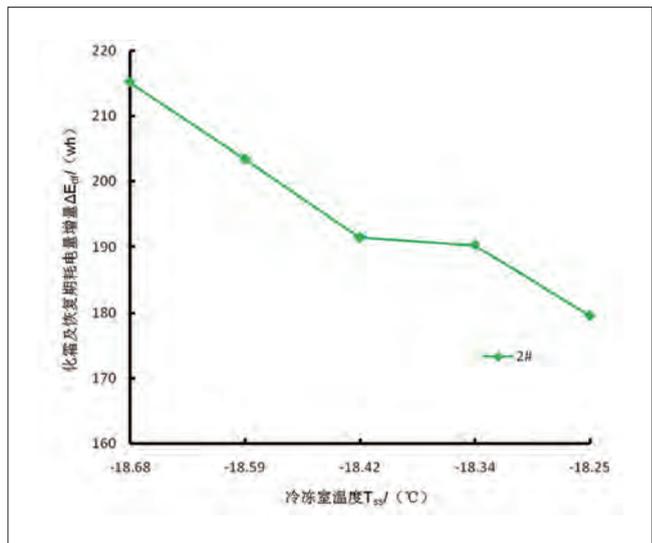


图4 冷冻室平均温度与耗电量 (2#)

T_{ss} ——稳定状态的温度, 单位为摄氏度 (°C);

Δt_{df} ——化霜间隔, 单位为小时 (h);

考虑到化霜及恢复期温度的上升, 稳定时的状态的间室内各个温度点的平均温度应低于特性温度0.2~0.4℃为宜。

4.3 冷冻室不同温度对化霜及恢复期增量的影响

由于该制冷系统只有一个蒸发器在冷冻室内, 蒸发器的化霜主要依据冷冻室盘管的温度和压缩机逻辑运行时间进行综合控制, 蒸发器上温度传感器的温度的高低对化霜时间有直接的影响, 最终反映在化霜及恢复期耗电量增量 ΔE_{df} 上, 如表3所示冷冻室温度越低化霜所消耗的电能越多。同时见图3、图4。

(下转102页)

风冷冰箱冷藏室风道流场数值模拟

盛伟¹ 高相启² 李飞¹ 裴阳¹ 王跃河²

(1.河南理工大学 河南焦作 454000; 2.河南新科隆电器有限公司 河南新乡 453002)

摘要: 通过对某一款风冷冰箱冷藏室进行CFD流场分析,研究了风冷冰箱风道设计的合理性,并提出了改进方案,为风冷冰箱风道改进提供参考。

关键词: 风冷冰箱; 冷藏室; CFD模拟

Numerical simulation of air duct flow in air cooled refrigerator

SHENG Wei¹ GAO Xiangqi² LI Fei¹ PEI Yang¹ WANG Yuehe²

(1. School of mechanical and power engineering, Henan Polytechnic University Jiaozuo 454000;
2. Henan Xin Kelong Electric Co., Ltd. Xinxiang 453002)

Abstract: Rationality of air duct design for air cooled refrigerator is studied by analysis of CFD flow field in a cold refrigerator room of a certain air cooled refrigerator, and the improvement scheme is put forward to provide reference for the improvement of air cooling fridge air duct.

Keywords: Air cooling fridge; Cold refrigerator room; CFD simulation

1 引言

由于风冷冰箱风道空气流动的复杂性,可能会出现局部温度、流动速度等分布不均匀问题^[1-2]。通过对风冷冰箱风道、冷藏室和冷冻室内部有限区域进行CFD模拟,分析模拟结果,进行优化,解决传统风冷冰箱的“实验—经验—实验”设计过程,缩短设计周期,节约大量资源。利用数值模拟的方法可以大大缩短设计周期,为生产合格、低能耗的风冷冰箱提供有力的理论依据和设计思路^[3-6]。

本文通过对某一款风冷冰箱冷藏室进行CFD模拟,分析预测出温度场和速度场的分布,对模拟和实验结果进行对比分析,改进结构,提高其性能。

2 风道及风口结构

冷藏室后风道出风口按形状可分为四类:“一”字形、格栅形状、圆形以及混合形状出风口。其中混合形状出风口

是用前三种出风口混合搭配的出风口。各种出风口形状如图1所示。

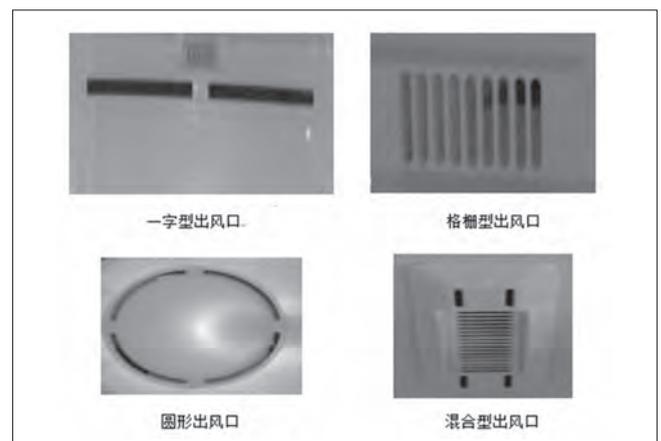


图1 出风口类型

其中“一”字型出风口又分为横向“一”字型出风口和纵向“一”字型出风口。

3 风道物理模型

冰箱采用单系统控制,即采用一个压缩机同时控制冷藏室和冷冻室的蒸发器以单独调节其内部温度,结构上采用上冷藏下冷冻式,冷藏室温控探头位于面板中部,如图2所示,此处的温度能充分反映整个箱体的平均温度。低温气流在进入风道后自下向上流动,经过四段不同截面的区域最终从出风口流入冷藏室内部,受面板结构的限制,区域1位于风道左侧,且不关于中间平面为对称,在该区域内截面面积较小且不发生变化;经圆弧过渡后气流进入区域2,在此区域内截面逐渐扩大,同时气流方向发生改变,结构上变化为关于中间平面对称,截面最大面积扩大至原来的3倍,流动阻力降低;气流到达风道顶端后通过区域3和区域4两个分支向下继续流动,区域4的气流经过增压档板后进入区域5。最终气流全部从出风口流入冷藏室。



图2 风道结构图

分析风道截面面积逐渐增大的原因在于:①低温气流本身具有向下流动的趋势,增大上部截面积有利于降低静压,促使气流向上流动。②随着气流向上流动,由沿程力损失和水头损失造成的压降,以及部分气流从下部出风口进入冷藏室导致的动能进一步降低了总流量。为弥补损失和压降,必须扩大节流面积增大总流量。出风口采用横向“一”字型出风口和栅栏型出风口相结合。风道顶部出风口采用栅栏型出风,其余均为横向“一”字型出风口,下部所有出风口面积均相等,顶部面积为下部面积的三倍,布局在面板的两侧。由于横向“一”字型出风口造成的压力损失较纵向“一”字型较

小,因此在出风口面积上小于纵向“一”字型出风口。各风口尺寸见表1。

风口序号	风口类型	长×宽 (mm)	面积 (mm ²)
9	长方形入风口	40×70	2800
1、8	横向“一”字型出风口	5×45	225
2、7	横向“一”字型出风口	5×45	225
3、6	横向“一”字型出风口	5×45	225
4、5	格栅型出风口	3×5×45	675

4 计算模型

为了确定风道内部气体流动状态,需要对其入风口进行雷诺数Re计算,判断是层流还是紊流:

$$Re = \frac{4A\rho U}{S\mu}$$

上式中: ρ 为空气密度, U 为入口速度, μ 为空气运动粘度, S 为节流周长, A 为进口面积。

RNGk- ϵ 方程中的常数修正了耗散率方程,主要应用于剪切流,大应变率、涡旋、回流、分离等流动模型,由于出风口有大量的回流和风道内部有涡流存在,计算模型选择RNGk- ϵ 。

5 模拟结果分析

根据图3,整个风道区域内的压强均低于一个标准大气压,为负压区。模拟时,参考压强设置在入口的中心处,其压强最高,风道的截面积逐渐增大,压强开始降低,区域2中的圆弧壁面改变风道内部气流的流向,其压强增大,区域2内气流主要在右侧流动,右侧压强高于左侧;分流壁面起到了分流作用,其周围压强增大;区域3、4关于风道中心平面左右对称,其压强分布基本相同,风口主要分布在区域3、4、5,出风口设置压力出口,这部分区域压强稍低。

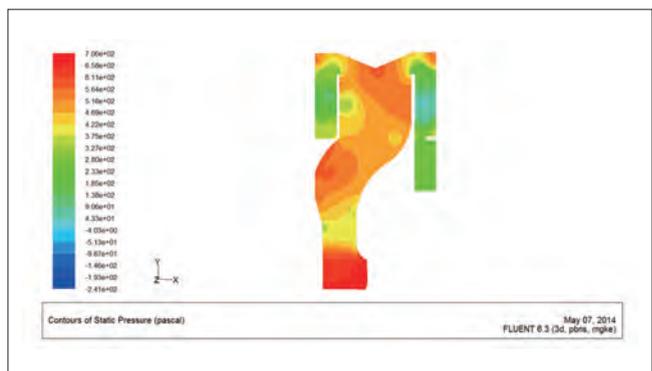


图3 风道内压强分布图

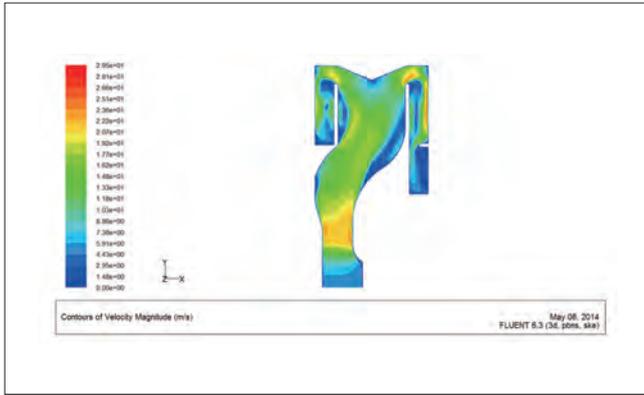


图4 风道中心面 ($z=0.0125m$) 速度分布云图

图4显示风速范围为: $0\sim 29.5m/s$, 壁面为无滑移状态, 风速为 0 。入口处的速度为 $5m/s$, 风道区域1截面积突然变窄, 风速增至 $20m/s$, 流至对称区域2, 截面积逐渐扩大, 风速有所降低, 约为 $15m/s$, 但仍比入口速度大。区域2左右两侧出现速度基本为 0 的区域, 主要是由于壁面改变了风流方向, 并产生涡旋区域所致。区域3和区域4关于中心线对称, 压强分布基本相同, 速度分布也基本相同; 但由于增压挡板的作用, 在区域4中局部速度达到 $20m/s$ 。区域5中由于风量少, 风速较低, 在 $1\sim 2m/s$ 范围内。

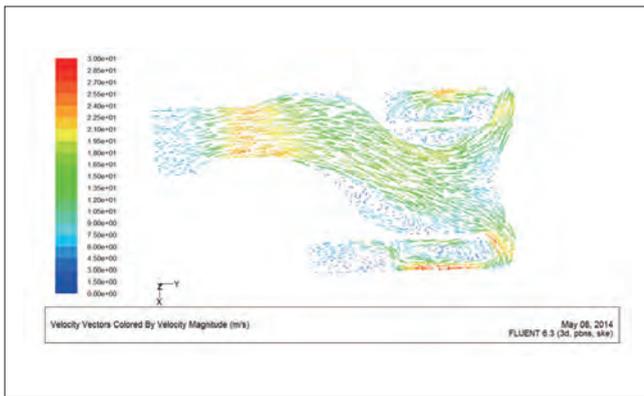


图5 风道中心面 ($z=0.0125m$) 速度分布矢量图

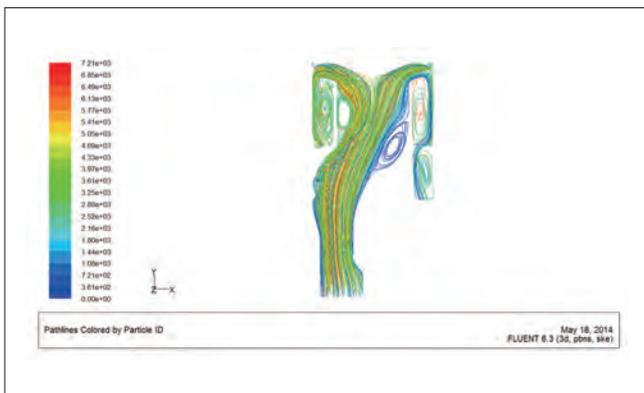


图6 风道中心面 ($z=0.0125m$) 迹线图

由图5、6所示, 风道内部气流的流向示意图, 分流壁面起到分流的作用, 将区域内部气流分成两股, 向左右两侧区域3和区域4流动, 分流的均匀性与壁面形状、位置布局倾斜角度相关。在区域2左右两侧、区域3、区域4、区域5局部区域产生涡旋, 主要是这些区域中存在速度方向大角度的改变, 甚至回流现象, 导致涡旋区域。涡旋区域的存在严重影响了气流能量的局部损失和压力损失, 从而影响出口口的出风量。

图7显示各个出风口的速度大小, 但每个出风口截面内的速度分布不均匀, 本文采用大致平均速度来代替整个出风口的速度。“格栅”型出风口4和5关于中心面对称, 局部压力分布基本相同, 其风速基本相同。6个“一”字型出风口虽关于中心面对称, 但由其周围风道结构布局不同, 压强分布不同, 导致风速相差很大。

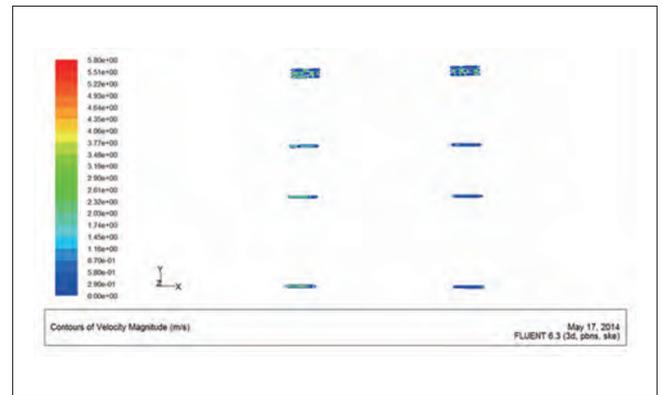


图7 出风口中心面 ($z=-0.0025m$) 速度云图

出风口的速度在 $0.88\sim 3m/s$ 范围内。出风口1离风道入口9较近, 且经过区域1的增压作用, 风速最大。经过区域2分流后的气流通过窄截面积增压后流至区域3和区域4, 出风口4、5处压强大, 流速大, 且为“格栅”型, 故流量最大, 出风口4、5位于冷藏室顶部, 符合设计理论。

在区域3中, 出风顺序为: 出风口4、出风口3、出风口2, 流至出风口2的风量最小, 但出风口2的出风速度仍比出风口3大, 主要因为风道在出风口2处结束, 在截止壁面上风速变向, 压强增大, 出风速度增大。

在区域4中, 出风顺序为: 出风口5、出风口6、出风口7, 由于增压挡板占据整个风道路径宽度的一半, 起到增压作用, 出风口7的出风速度大于出风口6。

在区域5中, 出风口8的出风速度大于出风口5的出风速度, 主要是由于风道截壁面和增压挡板共同作用的结果, 致使区域5压强增大, 出风速度增大。

出口的总质量流量为 $0.0052kg/s$, 入口口的质量流量为

0.0055kg/s, 在误差允许范围内, 质量守恒, 风道的漏气率小, 密闭性好。

6 改进建议

通过对风道内流场的模拟结果分析, 为了减小冷气流在风道内的局部损失和沿程损失, 合理分配各出风口的流量, 以提高冷风在冷藏室内部循环的合理性和冷藏室内部温度的均匀性, 对风道提出以下改进方案:

(1) 模拟显示风道内的气流存在涡流区域, 增加了沿程压力损失、局部阻力损失、能量损耗。通过改变风道中圆弧弧度大小, 从而改变内部气流流动方向, 以消减风道内部涡流区域, 降低损失。

(2) 将出风口的位置设置离增压板5cm处(回流方向)较为合理, 此处压强值大, 出风口速度和流量将会增大。优化分流壁面, 将其布局位置向左侧风道移动, 以增加右侧风道流量。

(3) 改变出风方式, 调整出风口位置布局, 优化出风口附

件, 以提高出风效率, 使冷藏室内流场更合理均匀, 增强冷藏室温度均匀性。各出风口的出风速度相近, 调整出风口面积, 从顶层向底层依次减小, 以增加顶层出风冷量, 提高冷风在冷藏室循环利用率。

参考文献

- [1] 于兵、童灵、阙雄才等. 间冷冰箱气固耦合传热与流动数值研究[J]. 上海交通大学学报, 1998, 32(7): 23~27.
- [2] O. Laguerre, E. Derens, B. Palagos. Study on domestic refrigerator temperature and analysis of factors affecting temperature; a French survey[J]. International Journal of Refrigeration, 25 (2002) 653-659.
- [3] 凌长明、陶文铨. 冰箱内非稳态自然对流的二维数值模拟[J]. 西安交通大学学报, 1995, 29 (10) : 35-41.
- [4] 阙雄才、于兵、丁国良等. 间冷式电冰箱风道阻力与流量分配特性的探讨[J]. 上海交通大学学报, 1997, 31 (3) : 13~16.
- [5] 于兵. 空气强迫对流冷却小型制冷装置特性研究[D]. 上海: 上海交通大学动力与能源工程学院, 1996.
- [6] 于兵、张春路、阙雄才等. 间冷式冰箱箱体模型研究[J]. 上海交通大学学报, 1997, 31(7): 26~36.

(上接98页)

4.4 不同开停区间对耗电量的影响

根据控制逻辑将-2℃到2℃按照每0.5℃划分为一个温区, 按照控制逻辑设定值加上温区对应的温度, 低于停机温区与设定值之和对应的温度时停机, 高于设定值与开机温区之和对应的温度时开机, 较大的开停温差虽能满足要求, 但会导致停机时箱内温度较低, 而箱内和室外的温差越大一方面会造成热负荷上升, 另外一方面会造成制冷能效较低, 经过对比测试发现, 不同的开停温区虽然都能满足间室平均温度的要求, 但合理的温度开停依然能够起到节约冰箱能耗的效果, 当开停温区差值为2, 即开机和停机时间室内温差为1℃时冰箱的能效较高。

5 结论

本文分析了在新的标准下, 提升冰箱的能效水平的方式和方法, 通过多种途径将冰箱的耗电量从3级能效提升为1级能效, 以上分析验证表明:

(1) 满足新的1级能效, 冰箱须采用变频压缩机, 定频压机已无法保证16℃和32℃两个测试工况下均高效运行;

(2) 冰箱的气候类型要尽可能满足T型, 增大基准耗电量, 同时优化化霜效率和化霜间隔减少不必要的能耗;

(3) 冰箱开停温差在1℃比较合理, 冰箱稳定状态的平均温度应低于特性温度0.2~0.4℃。

参考文献

- [1] 柏松. 电冰箱新能效标准与节能关键技术探讨[J]. 家电科技, 2017(4): 36.
- [2] GB 12021.2-2008 家用电冰箱耗电量限定值及能源效率等级[S].
- [3] GB 12021.2-2015 家用电冰箱耗电量限定值及能源效率等级[S].
- [4] GB/T 8059.2-1995 家用制冷器具 冷藏冷冻箱[S].
- [5] GB/T 8059-2016家用和类似用途制冷器具[S].
- [6] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕[M]. 工程热力学, 高等教育出版社, 2001.
- [7] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安交通大学出版社, 2004.

电冰箱保鲜的行业现状分析

张宇佳 蔡宁
(中家院(北京)检测认证有限公司 北京 100176)

摘要: 电冰箱保鲜是近年来的热点之一,本文介绍了目前行业内电冰箱企业关注的各项保鲜指标,并对各项指标进行了分析和建议。

关键词: 保鲜

Analysis of the current situation of refrigerator preservation industry

ZHANG Yujia CAI Ning
(CHEAR(Beijing)Certification & Testing CO., Ltd. Beijing 100176)

Abstract: The article introduces the analysis and suggestions of the index of keeping the refrigerator fresh, which is one of the hot spots in recent years.

Keywords: Fresh-keeping

1 引言

近年来,随着现代人生活节奏的加快,生活水平的提高,老百姓对生活品质,对自身以及家人的健康要求越来越高。家用电器广泛应用于人类生活的各个领域,故而人们对于冰箱的选择不仅仅考虑价格,外观时尚等因素,节能,实用性等逐渐成为消费者选购产品的参考指标。家用电冰箱几乎为家家户户必备产品,许多蔬菜、瓜果、鱼肉等均会存放于冰箱中,那么冰箱是否有保鲜效果,果蔬等能够存放于多久不影响食用等成为老百姓日渐考虑的问题。因此,电冰箱保鲜应运而生。

所谓的“保鲜”,即食品在储存过程中,保持食品新鲜度不降低的过程,尽可能长的保持食物原有的新鲜度,尽可能长的保持食物的水分和养分。那么电冰箱保鲜,则是根据不同食物的特性在冷藏和冷冻之间设置变温室或者果蔬室等,根据其温湿度以及灭菌等方式来达到抑制食物熟化的效果,从而保持食物原有的味道。

2 影响食物保鲜的各项指标分析和建议

当下,各个冰箱品牌均推出了众多的保鲜概念,如“零度生物保鲜”、“光波增鲜”、“原生态保鲜”、“维他保鲜”、“VC保鲜”、“杀菌保鲜”等。但是每家企业关注保鲜点不同,我们分别调查了九家冰箱企业整理如图1所示。

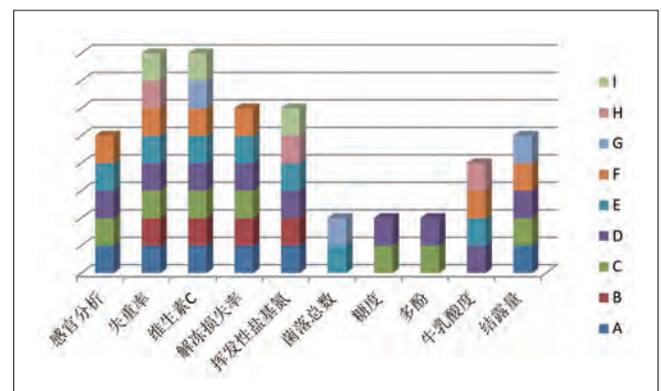


图1 九家冰箱企业关注的保鲜点

从图1可以看出,感官分析、失重率、维生素C、解冻损失

率,挥发性盐基氮和结露量是目前众多企业在保鲜方面比较关心的项目,下面对每项指标给出分析和建议。

2.1 感官分析

家里打开冰箱第一看到的就是食物表面,比如色香味,往往会凭借感官印象来决定取舍。感官参数是最直接、最外在的,可由消费者用以作为判断的质量因素,比如食物的颜色、大小、形状、稠度、粘度和气味等。

那我们建议可以从两点来考虑,①评价员的选择:成立感官分析小组,选择5到10名成员,前提是要有主观能动性,身体健康;那么评价员的资质以及培训要求,定期考核等;②检验方法的选择:可以根据GB/T 10220-2012中介绍的三种方法来选择一种适合的方法,比如借助比色卡,比如借助标准光源对色灯箱;③评价办法:制定一套以色香味形手感粘稠为准的评价体系,然后每个评价员做出每项评定,用统计学的原理来最后得出综合的感官评分。

2.2 失重率

我们都知道蔬菜水果对温度,湿度有很大的要求,温度低湿度高,这样可以延缓果蔬的水分蒸发,使其保持新鲜品质。样品我们选择菠菜和草莓,分别在天数为1、3、9、12、15

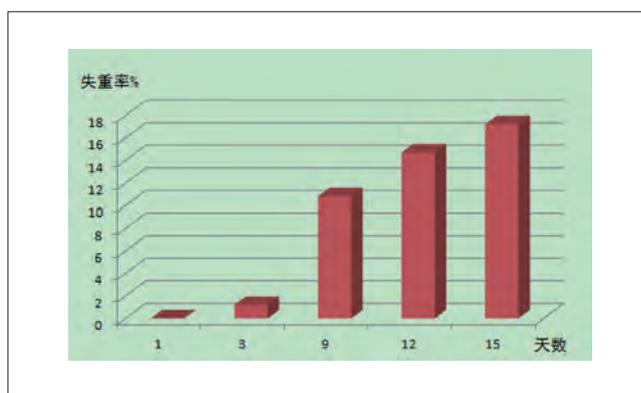


图4 温度5°C湿度60% (草莓)

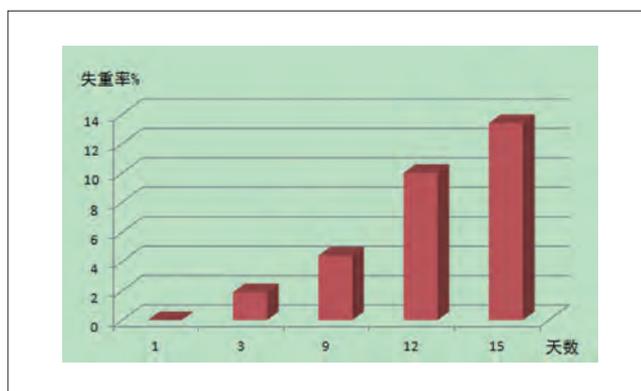


图5 温度4°C湿度70% (草莓)

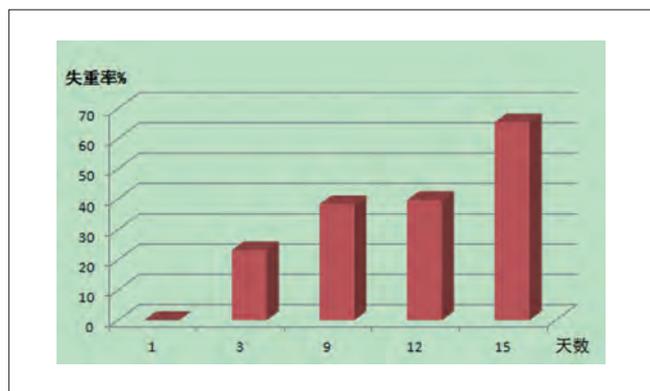


图2 温度5°C湿度60% (菠菜)

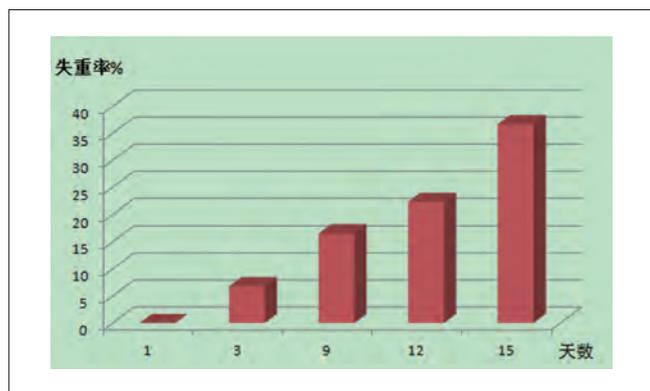


图3 温度4°C湿度70% (菠菜)

不同温湿度的情况下进行失重率测试,如图2~5所示。

从图2~5中可以看出温湿度以及储存时间是影响果蔬失重率的重要因素,因为果蔬的一致性和稳定性不可控,那么建议是否可以有替代物质来进行试验呢?这样可以更准确的分析失重率这个食物保鲜评价指标。

2.3 维生素C

维生素C,又称为抗坏血酸,是一种水溶性维生素,具有减压、增强免疫力、抗癌的作用。人体不能自行合成维生素C,必须从食物中摄取。而食物中维C主要来源是蔬菜和水果,那么新鲜的蔬菜水果保存于冰箱中,怎么保存,什么条件下保存,多长时间存储等等能够使食物中的维C含量损失少呢?

从图6~8中可以看出,①常温下蔬菜的VC含量损失度加速减少,并且在第7天检测时已腐烂变质;②温度高湿度低的情况下蔬菜的VC含量损失度会很快;③温度低湿度高的情况下蔬菜的VC含量损失度缓慢减少。那么我们建议冰箱企业在温湿度方面加以重视,因为维生素C是水溶性物质,并且容易氧化,蔬菜一旦脱水则会造氧化损失,那么维C就会损失严重,相反湿度越大维C的损失越少,且保存时间越长。

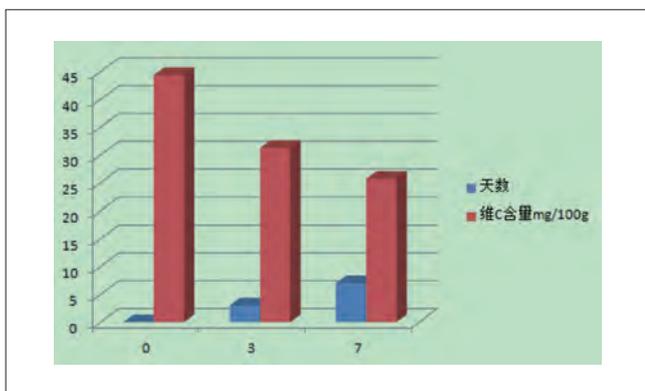


图6 常温条件存储 (菠菜)

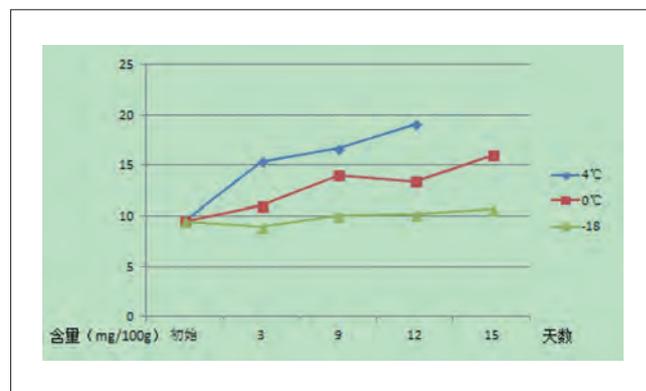


图10 TVB-N含量

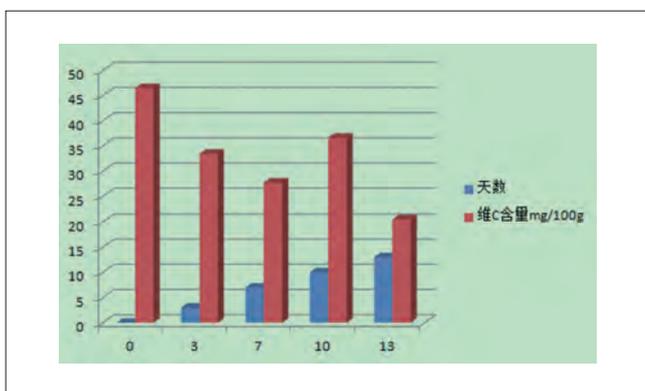


图7 温度5°C湿度60% (菠菜)

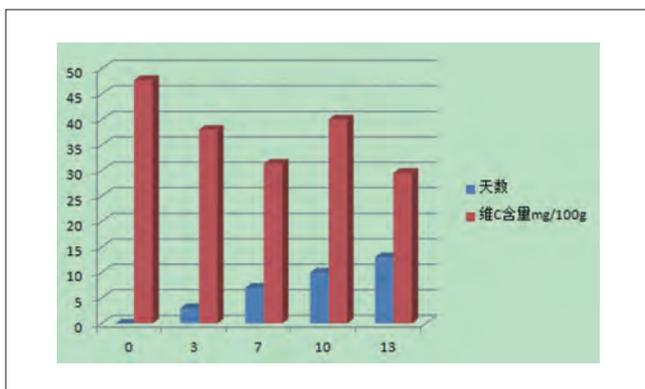


图8 温度4°C湿度70% (菠菜)

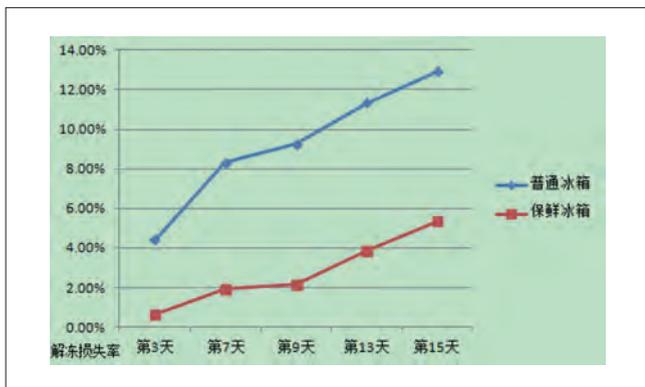


图9 保鲜冰箱存储的肉类解冻损失率

2.4 解冻损失率

家家户户都会在冰箱里存储肉类,因此冷冻是一种方便有效的储存方式,消费者关心的是解冻后的肉和储存前的肉重量有变化吗,变化是多大呢,储存多长时间适宜呢,市场上推出的保鲜冰箱是否对肉类的保存好呢?

从图9中可以看出保鲜冰箱存储的肉类解冻损失率明显优于普通冰箱,我们都知道肉类在冷冻后水分冻结过程中体积会增加,使得肉类本身的细胞膜冻裂,导致水分流失,那么我们建议冰箱企业今后在深冷速冻方面多做研究,优质冷冻肉一般在-28°C至-40°C急冻,肉质、香味与新鲜肉差别,若在较低温度下冷冻,肉质、香味会有明显差异。

2.5 挥发性盐基氮

挥发性盐基氮(TVB-N)指动物性食品由于酶和细菌的作用,在腐败过程中,使蛋白质分解而产生氨以及胺类等碱性含氮物质。此类物质具有挥发性,其含量越高,表明氨基酸被破坏的越多,特别是蛋氨酸和酪氨酸,因此营养价值大受影响。我们都知道肉类、水产品等长时间的储存过程中会有细菌生长繁殖,再加上酶的作用,使得蛋白质分解产生初级胺类等挥发性物质。因此TVB-N作为我们判定肉类、水产品等新鲜度的一个重要因素。

如图10所示,通过4°C,0°C和-18°C条件下分别检测TVB-N,虽然TVB-N的变化是因为微生物的分解作用引起的,但是于储存来说与温度有很大关系,温度越低越有利于储存肉类等食物,可以延缓其新鲜度。目前各企业检测TVB-N大多数用到了半微量定氮法和微量扩散法,分析结果基本一致。所以后续我们是否可以更深的研究怎么抑制氨基酸的破坏,什么温度下存储最佳等等。

(下转109页)

冰箱气味检测影响因素研究

胡海梅¹ 张宇佳² 张凯¹

(1.合肥美菱股份有限公司 安徽合肥 230601; 2.中家院(北京)检测认证有限公司 北京 100176)

摘要: 本文采用三类常见食品(肉类、蔬菜、水果)的腐败特征气体(氨气、硫化氢、乙醇),选择了相应的MOS气体传感器,设计了针对冰箱内食品新鲜度检测的电子鼻传感器阵列,制作冰箱食品新鲜度气味检测模块。研究该气味检测模块应用于冰箱冷藏室检测食品新鲜度的影响因素。试验结果显示,停电时间越长,气味传感器上电进入工作状态的时间越长;待测间室开门时间越长,对气味传感器输出电压的变化率影响越大;开门对敞开环境的影响大于相对密闭空间;待测间室温度设置越高,气味传感器输出信号的最大值和最小值之差的变化率越大。

关键词: 气味传感器; 冰箱; 开门时间; 停电时间

Research on influencing factors of odor detection in refrigerator

HU Haimei¹ ZHANG Yujia² ZHANG Kai¹

(1.Hefei Meiling Company Limited. Hefei 230601; 2.CHEARI (Beijing)Certification &Testing Co., Ltd. Beijing 100176)

Abstract: In this paper, three kinds of common food (meat, vegetables, fruits) of the corrupt characteristic gas (ammonia, hydrogen sulfide, ethanol), the choice of the corresponding MOS gas sensor, designed for the refrigerator fresh food detection of electronic nose sensor array . The production of fresh food odor detection module. To study the influencing factors of the odor detection module applied to the refrigerator compartment to detect food freshness. The test results show that the longer the outage time, the longer the time that the odor sensor will power on and enter the working state. The longer the opening time of the room to be tested , the greater the influence on the rate of change of the output voltage of the odor sensor will be. The influence of opening doors on the open environment is greater than that of the relatively closed space. The higher the temperature setting of the room to be measured, the greater the rate of change of the difference between the maximum and minimum values of the odor sensor output signal.

Keywords: Gas sensor; Refrigerator; Opening time; Blackout time

1 引言

气味传感器已经被广发应用于食品新鲜度检测领域,唐琳等利用电子鼻与色差仪研究在4℃冷藏条件下不同新鲜度脊尾白虾的气味和颜色的变化规律,结果显示,气味结合颜色建立的预测模型准确率达到98.8%^[1]。陈辰星研究了MOS传感器(金属氧化物半导体传感器)对食品特征性气体的检

测效果,针对猪肉、菠菜和桔子三种代表性食品进行了实验检测,结果表明传感器阵列对食品特征性挥发气体具有较好的灵敏性和特异性。实验结果表明,针对三种类型食品的检测准确率分别达到了80.0%, 87.5%和88.9%^[2]。

由于冰箱环境的复杂性,如: 温度低、经常开关门、压机开停、内路风循环等,因此气味传感器应用到冰箱内检测食品

的新鲜度的产品较少。随着用户生活品质的提高,对产品功能要求越来越高,冰箱无损检测技术吸引冰箱行业纷纷涉足。本文就是研究冰箱冷藏室内安装气味传感器检测食品新鲜度的影响因素,为该产品批量化生产提供可行性分析依据。

2 技术方案

2.1 技术路线

冰箱内环境复杂,为了研究气味传感器应用到冰箱的条件及可行性,本文选用金属氧化物气敏传感器,检测冰箱冷藏室中食物腐败散发出的乙醇、氨与硫化氢气体,研究冰箱初次上电,或者断电一段时间后,再次通电时,需要多长时间传感器可以输出准确值;考察开关冰箱门时间对传感器输出信号的影响,并作为是否修正输出信号的参考;冰箱待测间室温度设置高低会影响压机开停频率,就会对传感器输出信号的幅值造成影响,记录这个幅值的变化,将作为是否加入温湿度补偿的依据。项目总设计流程如图1所示。



图1 冰箱气味检测影响因素研究技术路线图

2.2 检测方法

相同规格的气味传感器9只,美菱CHiQ冰箱一台,笔记本电脑一台。9只传感器分别布置冰箱冷藏室上中下三层的侧壁及搁架上,如图2所示。

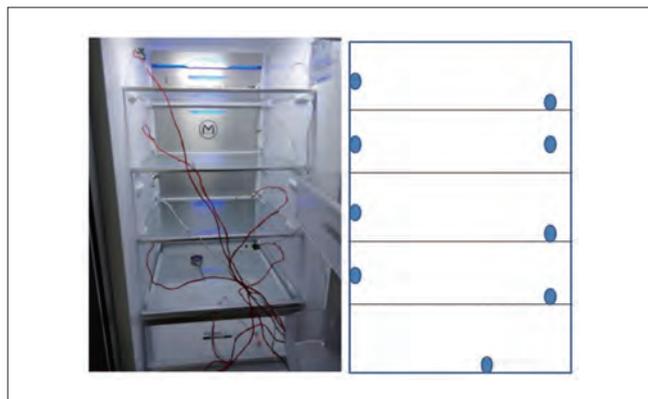


图2 冰箱食品新鲜度检测模块安装示意图

3 测试结果与分析

3.1 传感器上电进入工作状态的时间, T_0

为了研究气味传感器在冰箱冷藏室(5℃)条件下,初次

上电或者断电一段时间后,再次通电时需要多长时间传感器可以输出准确值,本文分别测试了传感器断电1小时、6小时和48小时后其输出的电压曲线,如图3(1小时)、图4(6小时)和图5(48小时)所示。

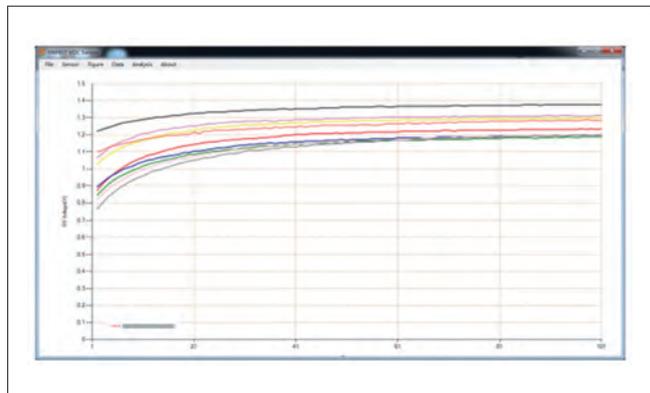


图3 冷藏室条件下传感器断电1小时后输出的电压曲线

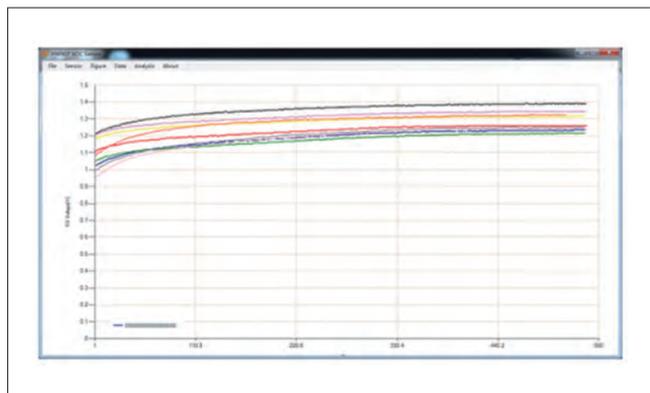


图4 冷藏室条件下传感器断电6小时后输出的电压曲线

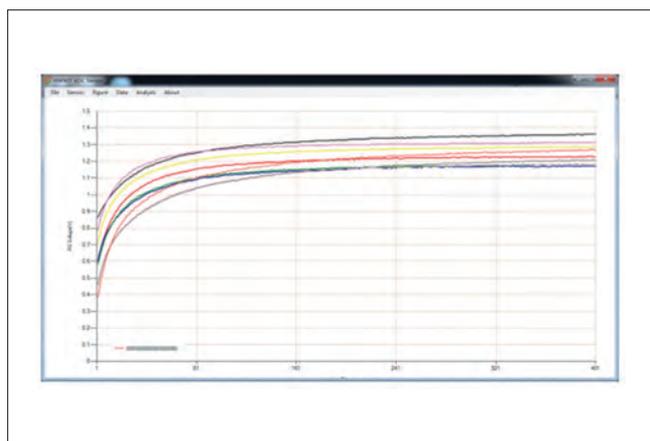


图5 冷藏室条件下传感器断电48小时后输出的电压曲线

上述实验结果显示:气味传感器 T_0 值随着断电时间延长而增大,断电48小时后, T_0 值最大为141秒。因此该气味传感器在冰箱冷藏室工作时,上电3~5分钟后采集的数据可用于分析冰箱食品新鲜度。

表1 不同开门时间对气味传感器输出电压变化率的影响 (冷藏搁架)

时间	1	2	3	4	5	6	7	8	9
30s	0.4%	0.04%	0	0	0.08%	0.01%	0.03%	0	0.01%
60s	1.6%	1.2%	0.02%	2.7%	0.7%	0.03%	0.02%	1.6%	0.04%
2min	2%	0.4%	0.01%	5.7%	1%	0	4.1%	1.4%	0
4min	1.9%	0.8%	0.01%	4.5%	1.4%	0	5.8%	2.1%	0
6min	1.6%	0.8%	0.01%	4.5%	1.6%	0	4.5%	1.7%	0

表2 不同开门时间对气味传感器输出电压变化率的影响 (果菜盒)

时间	1	2	3	4	5	6	7	8	9
30s	0	0	0.4%	0.4%	0	0.2	0	0.6%	0
60s	0	0.4	0.4	0.2	0	0.2%	0	0.4%	0
2min	1.1%	0.8%	1.4%	1.6%	0.7%	0.7%	1.2%	1.6%	1.1%
4min	0.9%	1.3%	1.6%	2%	1.1%	0.5%	1.6%	1.8%	1%
6min	1.1%	1.3%	1.8%	2%	0.9%	0.9%	2.5%	2.2%	1.4%

表3 不同温度下Vpp对应的变化率

温度	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2°C	6.5%	7.3%	8.5%	9.8%	6.5%	3.4%	11.4%	8.3%	8.3%
8°C	5.8%	6.6%	7.0%	6.9%	5.1%	2.8%	7.8%	6.2%	6.5%

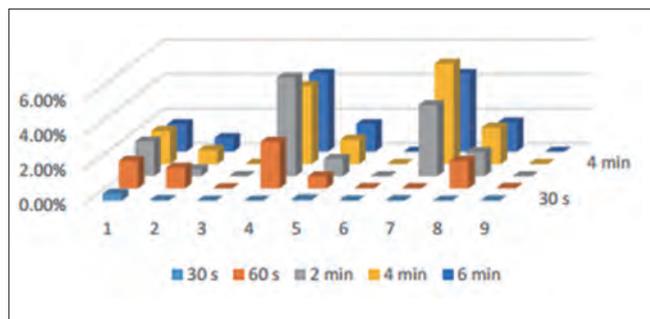


图6 不同开门时间对气味传感器输出电压的变化率的影响分布示意图 (冷藏搁架)

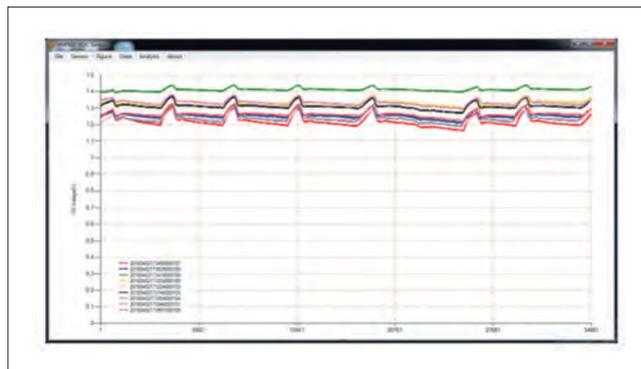


图8 冷藏室2°C情况下气味传感器输出的电压曲线图

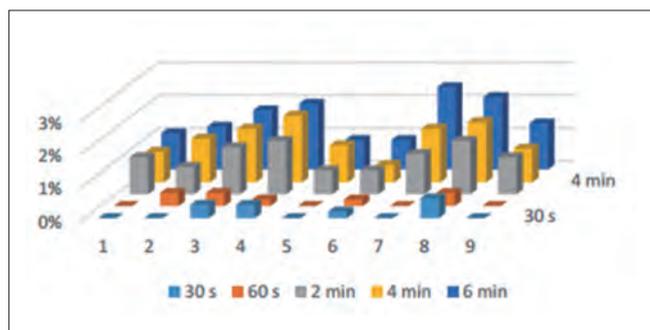


图7 不同开门时间对气味传感器输出电压的变化率的影响分布示意图 (果蔬盒)

3.2 开门对气味传感器模块输出信号幅值的影响超过Vpp时的时间, T_{open}

研究开关冰箱门时间对传感器输出信号的影响, 并作为是否修正输出信号的参考。开门后使得传感器输出信号的变化值超过Vpp时所用的时间, 记为 T_{open} 。冰箱冷藏室设置2°C, 并稳定运行24小时, 开门时冰箱门开至最大, 测试过程中保

持测试环境洁净且稳定无干扰。9个气味传感器模块分别放置冷藏室搁架(其中传感器4和7放置于冷藏最上层搁架, 1和6放置第二层搁架, 5和8放置于第三层搁架, 2、3和9放置第四层搁架)和果菜盒内测试。分布影响示意图如图6、7所示, 测试数据如表1和表2。

实验结果显示: 开门时间越长, 对气味传感器输出电压的变化率影响越大; 开门对冰箱冷藏室最上层搁架的气味传感器变化最大; 气味传感器安装在冷藏搁架输出电压变化率明显大于果菜盒。

3.3 温度高低对气味传感器输出的电压信号波动的影响, Vpp

冷藏室设置温度高低会影响压缩机开停频率, 压缩机开停同时也会导致冰箱间室实际温湿度的变化, 就会对传感器输出信号的幅值造成影响, 记录这个幅值的变化, 将作为是否加入温湿度补偿的依据。传感器模块在冷藏室连续正常工



图9 冷藏室8℃情况下气味传感器输出的电压曲线图

作24小时,输出信号的最大值和最小值之差,记为 V_{pp} 。一般冰箱冷藏室温度为2~8℃,因此本文将待测间室温度分别设置2℃和8℃,研究9个传感器的 V_{pp} 对应的变化率。实验数据如表3所示,示意图如图8、9所示。

实验数据显示:冰箱冷藏室温度设置8℃时传感器 V_{pp} 对应的变化率明显小于设置2℃时传感器 V_{pp} 对应的变化率。原因可能是冰箱间室温度设置越低,压缩机开停频率越高,导致气味传感器输出信号的最大值和最小值之差的变化率越大。

4 总结与分析

本文主要介绍了冰箱冷藏室安装气味传感器检测食品新鲜度的影响因素,包括:

(1) 停电时间越长,气味传感器上电进入工作状态的时间越长,一般情况下,气味传感器在冰箱冷藏室工作时,上电3~5分钟后采集的数据可用于分析冰箱食品新鲜度。

(2) 不同开门时间对气味传感器输出电压的变化率影响不同,开门时间越长,对气味传感器输出电压的变化率影响越大;开门对敞开环境的影响大于相对密闭空间。

(3) 待测间室温度设置越高,气味传感器输出信号的最大值和最小值之差的变化率越大。可能原因是冰箱间室温度设置越低,压缩机开停频率越高,导致气味传感器输出信号的最大值和最小值之差的变化率越大。

参考文献

- [1]唐琳,屠康,潘磊庆等.基于气味与颜色的脊尾白虾新鲜度评价[J].农业工程学报,2011(9),344-348.
- [2]陈辰星.电子鼻气味检测结果视觉图像分析技术及其在食品新鲜度识别中的应用[M].浙江大学硕论文,2015.

(上接105页)

2.6 结露量

我们都知道冰箱尤其在夏季使用时,当冰箱开门箱内低温遇到热空气就会产生凝露现象,也就是说在高温高湿的环境下使用,由于热气上升冷气下降的原因,冰箱顶部或者后壁或者搁物架表面都可能出现不同状态的凝露现象,因此结露量也是衡量保鲜的一个重要因素。

高湿的冰箱有可能凝露现象严重,低湿的冰箱可能无凝露现象,所以建议冰箱企业权衡考虑,选择适合的温湿度使得保鲜性能最佳,在冰箱温湿度控制方面多研究,湿度变化能维持在一个稳定范围内有利于延缓果蔬的应养成分的损失,还能减少冰箱内部的结露量。

3 结论

本文对冰箱保鲜方面的几个关注指标做出了分析和建议,提倡养生、健康、绿色的大环境下冰箱保鲜是近几年的热点,消费者对冰箱的要求越来越高,那么就要求冰箱企业在保鲜方面多做研究,打破了传统冰箱冷藏区5℃,冷冻区-18℃,对温度可进行控制调节,出现了变温、微动、软冷冻

等间室;考虑到生活节奏快,一周买一次果蔬,需要冰箱存储保鲜的消费者,增加了冰箱保湿功能,希望能够权衡考虑保鲜的各项指标。

目前电冰箱保鲜还没有国家标准,所以当前市场上保鲜概念有很多,“控温保湿”“干湿分储”“水分子激活”“负离子保鲜”“控痒保鲜”等,保鲜标准如何定义,保鲜各项指标如何确定,样品如何选取,如何量化等成为我们日后要继续研究和探索的课题,结合用户实际使用情况和食材的特殊性如何能尽可能的满足保鲜需求。

参考文献

- [1]何梅.保鲜电冰箱对食物营养的影响.中国疾病预防控制中心与食品安全所.
- [2]焦岩等.冰箱冷藏条件对果蔬储藏质量的影响.上海理工大学低温与食品冷冻技术研究所,2002,Vol.23.
- [3]彭杨思等.肉与肉制品中挥发性盐基氮测定方法的比较.天津出入境检验检疫局,2016.2.
- [4]吴谋成.食品分析与感官评定.食品科学与工程专业用2002.7.
- [5]GB/T 10220-2012感官分析 方法学 总论.

电冰箱沙特能效标准SASO 2892-2018标准解析

吴晓丽 胡冉 庞思勃
(中家院(北京)检测认证有限公司 中国家用电器研究院 北京 100176)

摘要: 本文介绍了沙特电冰箱能效标准SASO 2892-2018的修订情况及具体实施日期。对标准的适用范围、产品分类、技术要求进行了详细解读,并对新旧版本的测试方法的差异对比分析。为我国冰箱企业出口沙特提供技术支撑。
关键词: 电冰箱; 沙特能效; SASO 2664; SASO 2892; 能效等级; 耗电量

The analysis of refrigerator energy efficiency standard SASO 2892-2018

WU Xiaoli HU Ran PANG Sibō
(CHEARI (Beijing) Certification & Testing Co.,Ltd. China Household Electric Appliance Research Institute Beijing 100176)

Abstract: This paper introduces the revision and implementation date of standard SASO 2892-2018. It gives detailed description in the scope, the classification and technical requirements of the standard. It also gives the difference between SASO 2892-2018 and the old versions. We hope this paper can provide technical support for China enterprises to export Saudi market.

Keywords: Refrigerator; SASO energy efficiency; SASO 2664; SASO 2892; Energy efficiency grade; Energy consumption

1 背景

2018年1月11日, SASO董事会批准了电冰箱能效标准SASO 2892-2018《冷藏箱, 冷藏冷冻箱和冷冻箱-能效, 测试和标签要求》, 该标准于2018年2月16日正式发布, 将于2018年8月16日正式实施。SASO 2892-2018取代了标准SASO 2664-2013《家用冷藏箱, 冷藏冷冻箱和冷冻箱-能效、测试和标识要求》, 在范围、产品分类、测试方法、术语和定义、标签等内容都做了重大调整。SASO电冰箱能效标准历届版本见图1。



图1 SASO冰箱标准历届版本

沙特作为我国电冰箱产品主要的出口国之一, 本次标准

的调整对我国电冰箱产品的出口影响重大。电冰箱产品是SASO首批能效备案产品目录的产品, 从2010年4月22日开始, 所有出货至沙特的冰箱和冷柜产品除现行的沙特产品符合性认证之外, 还必须加贴能效标签。针对电冰箱能效标准的更新, SASO能效备案注册制度也进行了调整, 具体日期如下:

2018年3月, SASO注册系统接受新标准能效申请;

2018年6月, SASO注册系统不再接受旧标准的能效申请;

2018年7月, 只有符合新标准的能效标签产品才可接受CoCo证书;

2018年9月30日, 使用旧标准的能效证书和能效标签截止期限;

2018年10月1日, 能效证书不符合新标准的产品将被拒绝入关, 同时沙特国内制造商禁止生产不符合标准的产品;

2019年9月, 开始市场抽查, 没有粘贴新能效标签的产品

将予以处罚。

2 标准范围解读

2.1 适用范围

新标准主要针对电驱动的,通常电压为230V、频率60Hz的冷藏箱、冷藏冷冻箱和冷冻箱,并明确满足上述要求的嵌入式器具包含在内。冷藏箱和冷藏冷冻箱适用的最大毛容积为1100L(39ft³),冷冻箱最大容积850L(30ft³)。

标准中针对冷藏冷冻箱和冷藏箱的容积明确为毛容积,而针对冷冻箱则没有明确,仅提到了容积,建议参考冷藏冷冻箱取毛容积。

2.2 不适用范围

标准明确规定吸收式器具、商用的冷藏箱、商用冷藏冷冻箱和商用冷冻箱不属于本标准的范围。使用除电能外的其他能源的器具也不属于本标准的范围。此外,如下产品也不属于新标准的范围:

——电池供电的制冷器具,其可以通过单独购买的AC/DC转换器与主电源连接;

——定制化制冷器具,一次性制造,与其他制冷器具模型不等同;

——在第三产业中应用的制冷器具,其通过电子感知食物的取出,信息可以通过一个网络连接到一个远程控制系统来自动传递;

——不专门用于储藏食物的制冷器具,如独立的制冰机或饮水机。

3 产品类别解读

根据产品间室类型、结构形式的不同,将产品分成了10个

大类,具体见表1。器具的类型与器具所具有的间室有很大关系,新标准将间室类型分成了两大类,新鲜食物储藏间室和冷冻食物储藏间室,其中新鲜食物储藏间室用于储藏非冷冻食物的间室,冷冻食品储藏室为储藏冷冻食物的间室。冷冻食品储藏室包括“一星”、“二星”、“三星”、“四星”(或冷冻室)、“0星”级室这样5类间室,而冷却室、冷藏室、冰温室、特殊饮料间室或其他间室(除了特殊饮料间室外其他储藏温度高于14℃的间室)通常称为新鲜食物储藏间室。表2给出了这10类产品可能具有的间室,为我们正确辨别器具的分类提供支持。

随着产品的发展,产品的结构形式多样化,在实际应用中并不是所有的产品都能划分到对应的分类,对此种情况标准明确规定由于间室温度而不能划分成1~9类别的器具,归为第10类产品,确保满足标准要求的产品可以按照该标准进行能效等级计算。

表1 器具分类

类别	名称
1	带有一个或多个冷藏室的冷藏箱
2	冷藏冷却箱,冷却箱和特殊饮料储藏器具
3	冷藏冰温室和带“0星”级室的冷藏箱
4	带“一星”级室的冷藏箱
5	带“二星”级室的冷藏箱
6	带“三星”级室的冷藏箱
7	冷藏冷冻箱
8	立式冷冻箱
9	卧式冷冻箱
10	多用途制冷器具和其他制冷器具

4 技术要求

技术要求是能效标准的核心内容,产品是否合格,是通过技术要求来进行判定。沙特能效标准主要从能效等级和能效标签、最低能耗限值、额定值要求、标签和市场监督接受

表2 产品分类及不同产品可包含的间室

特性温度(测算EEl时)	T	12℃	12℃	5℃	0℃	0℃	-6℃	-12℃	-18℃	-18℃	类别
	其他	特殊饮料	冷却	冷藏	冰温	0星制冰室	1星	2星	3星	4星	
带有一个或多个冷藏室的冷藏箱	N	N	N	Y	N	N	N	N	N	N	1
冷藏冷却箱,冷却箱和特殊饮料储藏器具	O	O	O	Y	N	N	N	N	N	N	2
	O	O	Y	N	N	N	N	N	N	N	
	N	Y	N	N	N	N	N	N	N	N	
冷藏冰温室和带0星级室的冷藏箱	O	O	O	Y	Y	O	N	N	N	N	3
	O	O	O	Y	O	N	N	N	N	N	
带“一星”级室的冷藏箱	O	O	O	Y	O	O	Y	N	N	N	4
带“二星”级室的冷藏箱	O	O	O	Y	O	O	O	Y	N	N	5
带“三星”级室的冷藏箱	O	O	O	Y	O	O	O	O	Y	N	6
冷藏冷冻箱	O	O	O	Y	O	O	O	O	O	Y	7
立式冷冻箱	N	N	N	N	N	N	N	O(*)	Y	Y	8
卧式冷冻箱	N	N	N	N	N	N	N	O	Y	Y	9
多用途制冷器具和其他制冷器具	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	10

注:Y表示具有该间室,N表示没有该间室,O代表可选间室,(*)包括三星冷冻间室

准则等几个方面进行考核和限制，并给出了铭牌和说明书的要求。

4.1 能效等级及能效标签

沙特能效标准根据能效指数EEI值的不同将产品能效等级分成了(A-G)7个等级，详见表3。A级能效等级最高，最节能，G级能效等级最低，能耗最高。进入沙特市场的产品要求强制加贴能效标签（详见图2）。

表3 沙特能效等级划分表

Bar colour	Energy class	EEI
Dark green	A	EEI < 20
Green	B	20 ≤ EEI < 28
Light green	C	28 ≤ EEI < 35
Yellow	D	35 ≤ EEI < 45
Orange	E	45 ≤ EEI < 55
Red	F	55 ≤ EEI < 70
Dark Red	G	EEI ≥ 70



图2 SASO电冰箱能效标签

4.2 最小能效限值MEPS

最小能效限值MEPS值是产品进入市场的入门门槛，标准对有效容积大于等于10L的器具，最小能效限值应满足表4的规定。

表4 最小能效限值

时间	能效指数
在宣布后6个月开始 官方公报（沙特阿拉伯回历） 2020年1月1日	EEI < 70 EEI < 45

申请最小能效标准MEPS时，宣称的额定值的表示方法

应满足以下要求：

- ①容积保留到1L；
- ②额定功率表示成10W的整数倍；
- ③能效指数EEI值表示成0.1%的倍数；
- ④额定年耗电量表示成1kW·h。

避免了由于保留位数或表达方式的不同导致结果产生偏差。

4.3 标签和市场监督可接受的准则

标准除了对能效等级和MEPS限值进行规定外，对进入市场的产品的标签和市场监督时应满足的要求也给出了相应的规定，主要从容积、耗电量、特殊饮料器具的相对湿度等进行限制，详见表5。

为了防止容积虚标，标准从总毛容积、储藏容积和冷冻食品储藏室容积三方面来限制，并在术语和定义章节给出了这三个容积相应的定义，详见表6。但SASO标准中在术语定义中关于冷冻食品储藏间室的定义与冷冻食品储藏室容积的定义存在冲突的地方：

(1) 冷冻食品储藏室间室定义时包含“0星”级室，而在冷冻食品储藏室容积计算时，“0星”级室不包含在内；在执行标准时需注意“0星”应该算作的间室类型。

(2) SASO能效标准对毛容积和有效容积区分不明确，按照表5标准规定了总毛容积、储藏容积和冷冻食品储藏室储藏容积（有效值）的限值，储藏容积特指运行温度大于-6℃的非冷冻食品储藏室有效容积，而对总有效容积没有进行限值，建议在执行要求时，针总有效容积也应满足“测量值不应

表5 标签和市场监督可接受的准则

接收准则	
测量参数	验证
总毛容积	测量值不应比额定值低3%或1L，取较大值
储藏容积 (新鲜储藏间室)	测量值不应比额定值低3%或1L，取较大值。如果冷却室和冷藏室可以调节，则冷却室调至最小
冷冻食品储藏室储藏容积	测量值不应低于额定值的90%
耗电量	耗电量不应高于额定值的110%
有效容积小于10L的制冷器具耗电量	测量值不应大于0.10W在95%的置信区间
特殊饮料器具	相对湿度值不超过标称范围10%

表6 容积定义

术语	SASO 2892-2018定义	IEC 62552-2007定义
毛容积	冷冻食品储藏室容积和储藏容积的和	至器具所有间室毛容积的和
储藏容积	运行温度大于-6℃所有间室的容积和	指器具的有效容积，包括冷冻食品储藏室和非冷冻食品储藏室
冷冻食品储藏室	所有运行温度范围小于等于-6℃的间室的容积和	指冷冻食品储藏室的有效容积

比额定值低3%或1L,取较大值。”的规定。

4.4 铭牌和说明书要求

标准规定铭牌和说明书用英语或者阿拉伯语和英语来表示。表、图纸和电路图可以只用英语。规定了铭牌和说明书上应该出现的具体内容,详见表7。出口沙特的电冰箱产品表7规定的内容务必要在铭牌和说明书上标出。

5 能效指数计算解读

能效指数是确定产品能效等级的关键参数,能效指数的计算除了跟实测储藏容积(有效容积)和耗电量有关外,还综合考虑了各种不同产品的特性及特征,给出了与产品种类、间室、特性、气候以及安装方式等相关的修正系数,来综合加权计算得出。

5.1 与能效指数相关的修正系数

与能效指数计算相关的修正系数主要有以下:

(1) M、N,与器具的分类有关,根据表1给出的10类产品,标准给出了不同的M、N取值;

(2) CH,具有冰温室的器具的补偿系数,只有当具有储藏容积大于等于15L的冰温室时,才能得到 $CH=50\text{kW}\cdot\text{h}/\text{y}$ 的补偿;

(3) FFC,无霜间室容积修正系数,需要注意只有无霜冷冻食品储藏室,才能得到1.2的补偿,其他均为1.0;如,一个具有一个冷藏室和一个冷冻室的冷藏冷冻箱产品如果该器具为无霜器具,则FFC的修正仅适用于冷冻室,而冷藏室的系数仍为1.0;

(4) CC,气候类型修正系数,T气候类型的器具可以得

到1.2的修正系数,ST气候类型的器具可以得到1.1的修正系数,其他器具则取值为1.0;

(5) BI,针对嵌装式器具的修正系数,只有当嵌入式器具的宽度小于58mm时,才能得到1.2的修正系数,其他情况均为1.0;也就是如果嵌入式器具的宽度大于58mm,其修正系数仍然为1.0;

(6) 与间室类型相关的修正系数,是通过公式 $(25-T_c)/20$ 获得的, T_c 为各间室的特性温度,详见(表2第一行)标准把冷藏室作为基准间室,其特性温度为 5°C ,带入公式后间室类型修正系数为1,而其他间室如果比冷藏室温度高,则乘以小于1的修正系数,如果比冷藏室温度低,则乘以大于1的修正系数。对多功能间室,按照最冷间室类型对应的特性温度进行计算,二星级部分按照 -12°C 特性温度进行计算。需要注意的是,冰温室的特性温度为 0°C 。

5.2 与能效指数相关的容积、耗电量试验条件

(1) 容积测试时,用于能效指数计算相关的容积应为各个间室的有效容积;

(2) 耗电量测试条件:

——耗电量测试电压为230V 60Hz;

——性能测试标准依据SASO IEC 62552-2007,该标准等同采用IEC 62552-2007;

——耗电量测试环境工况,依据性能测试标准SASO IEC 62552-2007,是分气候类型的,但在能效标准中没有明确,从能效计算公式来看为 25°C ;

——除冰温室外的其他非冷冻食品储藏室布置铜制圆柱热电偶,其他采用M包进行间室温度测量。

沙特标准本次修订后,在耗电量测试方法、测量工具上都发生了重大的变化,主要集中在以下几个方面(详见表8):

——环境温度由 32°C 调整为 25°C ,环境测温点的布置位置调整;

——测温元件变化:铜制圆柱热电偶规格和M包、试验包的规格材质均不相同;

——防凝露加热器设定不同;

——间室类型和间室特性温度变化;

——测试时温度控制装置的设定发生变化,由原来先判定中间档是否满足,不满足在根据实测温度,调至强档或弱档来进行测试;而新版标准则是在温度控制装置的全行程中有一点满足要求即可,如果用插值法,则插值的两个点一个应高于特性温度一个低于特性温度,但两个点之差在4K之内。

表7 铭牌和说明书上必须出现的内容

序号	铭牌要求	说明书要求
1	制造商名称	供应商名称或商标
2	型号	供应商型号
3	国家	器具分类
4	产品类别	能效等级
5	额定功率(W)	年耗电量($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{year}$),向上近似到整数
6	食品储藏室额定容积,单位L或cubic feet	每个间室的有效容积和适用的星级
7	冷冻食品储藏室额定容积(标签上e位置),单位L或cubic feet	其他间室的设计温度
8	气候类型SN, N, ST, T(可以多于一种)	无霜间室
9	额定电压V,可以多种	负载温度回升时间, h
10	器具分类	冷冻能力, $\text{kg}/24\text{h}$
a)	年耗电量(AEc): $\text{kW}\cdot\text{h}$	气候分类: W, 器具在环境温度 $X^\circ\text{C}\sim X^\circ\text{C}$
b)	---	如果器具打算嵌装使用,则应说明该功能

表8 新旧版本测试项目差异对照表

项目	SASO 2892-2018 (SASO IEC 62552-2007)	SASO 2664-2013
环境温度	25°C	32°C
环境测温点位置	冰箱两侧中心距离冰箱350mm处	地板上1m (3ft) 和距离冰箱两侧中心250mm (10in) 处
测温元件-铜制圆柱	铜或镀锡黄铜, 质量为25g±5%, 最大18mm。	一般为直径和高均为30+5mm的镀锡铜质圆柱。热容量不超过20g水 (200g黄铜) 的当量。
测温元件-M包	尺寸: 50mmx100mmx100mm重量: 500g 类似于瘦牛肉材质	负载包的外形为130mm×100mm×40mm, 里面充满密度560±80kg/m ³ 的碎锯木屑或碎菠菜包。
防凝露加热器设定	如果有用户可调节开关的防凝露加热器则应设定至开的状态, 如果功率可调, 则调至功率最大	在防凝露加热器开和关两个状态下分别测量能耗, 取其平均值作为测得的能耗值。
特性温度	按照间室定义特性温度, 冷藏室: 5°C, 冷冻室: -18°C; (其他见表2)	全冷藏箱: 3.3°C (38° F); 基础冷藏箱: (冷冻间室温度: -9.4°C (15° F), 冷藏间室7.2°C (45° F)); 冷冻箱: -17.8°C (0° F); 冷藏冷冻箱: (冷冻间室 -15.0°C (5° F), 冷藏间室 7.2°C (45° F)); 可变除霜: (冷冻间室-15°C (5° F), 冷藏间室 3.3±1°C (38±2° F))
温控器设置 (插值法)	全行程有一点满足要求即可, 如果采用插值, 则插值的两点温度应在4K之内	首先设定中间档, 中间档不满足条件时, 根据特性温度选择热档或冷档

SASO IEC 62552-2007根据温度控制装置的个数, 将器具分成型式1 (仅有一个温度控制装置) 和型式2 (两个或多个温度控制装置), 型式2在进行插值时, 由于至少2个温度控制装置可以调节, 因此, 可以确保在进行插值测试时有两个间室能个满足一个测点高于其特性温度另一个测点低于其特性温度, 这种情况下, 插值结果为两个间室插值耗电量的平均值。目前出口沙特标准的温度控制装置尤其是机械式温度控制装置以高、中、低档来进行产品的设计, 这种控制方式对旧版沙特能效标准适用, 但是针对新版能效标准经常出现两次插值的温度超过4K的情况, 这种情况下按照新版标准无法满足插值的要求, 需要改进产品设计以满足新版标准要求。

6 小结

SASO能效标准的更新、调整重大, 此次变更不仅仅是标

准能效等级的提升, 更是试验方法的一次重大调整。也标志着SASO电冰箱能效标准从采用美标的测试方法和能效等级表示方法向国际标准及欧盟的测试方法和能效等级方法的转变。

沙特作为“一带一路”沿线国家, 是我国电冰箱产品出口的主要国家之一, 2018年10月1日后不符合新标准的能效证书的产品将被拒绝入关, 我国电冰箱出口企业应及时了解标准变化, 以便能够更好更快地切入新标准, 避免出口时出现问题。

参考文献

- [1] SASO 2892-2018《冷藏箱, 冷藏冷冻箱和冷冻箱-能效, 测试和标签要求》
- [2] IEC 62552-2007《家用制冷器具-特性和测试方法》

采用滑动档片调节风口的两门风冷冰箱仿真计算探讨

刘道金

(杭州华日家电有限公司 浙江杭州 311401)

摘要:通过对小容积风冷两门冰箱的系统进行分析,得出不同环境温度时冷藏、冷冻室系统冷量需求,风量分配比会因环境温度而变化,经过对差异进行分析可以得出所需的风口参数。通过对手板样机的测试、复验,结果表明,此方法还是有效,可以为概念及详细设计阶段时风道及系统设计提供数值参考,有利于提高产品开发的可靠性。

关键词:滑片;仿真;数值计算;冰箱

Study on the ways to calculate the key factor of the two door frost-free refrigerators with slider damper

LIU Daojin

(Hangzhou Huari Home Appliance Ltd. Hangzhou 311401)

Abstract: According to the specification of the refrigerator, we can calculate the thermo-loading of the highest ambient temperature on the basis of simulation, after we get those parameters, we can get the dimensions of the mechanical slider which being used to control the air flow in the air duct, those are critical factors to control the temperature of the refrigerators. We can verify all those parameters by testing the prototype application. Adopting simulation, we can shorten the lead time of new product development, improving the reliability of development, reducing the riskiness of investment, fastening the process of development. So simulation is meaningful and important to new product development.

Keywords: Slider; Simulation; Calculation; Refrigerator

保鲜、节能、无霜、智能已成为冰箱行业发展趋势,无霜冰箱正逐渐成为市场销售的主流;根据中怡康数据监测,2018年无霜冰箱市场份额已近80%,无霜冰箱已成为消费者选择冰箱产品的首选。在行业竞争加剧的市场环境下,随着风冷冰箱向小容积产品渗透,各冰箱厂家均致力于开发低成本的小容积无霜冰箱。

采用滑片调节风门、电位器调温的无霜冰箱,因没有风门、没有电脑显示,具有较大的成本优势,在中、低端小容积风冷产品中应用比较多。因该类产品没有风门来调节风量,通过机械结构来调控冷藏室的温度,如何设计滑片结构及如何来设置滑片结构的调节口大小,是该类产品开发中的关

键。本文以公司开发的BCD-208WHDC小容积风冷冰箱为例,讨论如何通过计算方法,推导出系统所需的滑动档片结构参数。

1 理论依据^[1]

1.1 连续性方程

连续性方程是质量守恒定律在流体力学的具体表达方式,它的前提是流体采用连续介质模型,密度不

变的液体通过横截面A并随空间坐标s变化,对于确定的s值不随时间t改变的情形时的连续方程:

$$A \cdot V = \text{常数} \quad (\text{其中} V \text{为流速}) \quad (1)$$

1.2 Bernoulli定理

在惯性系中,当理想液体在重力作用下作定常流动时,一定流线上各空间点对应的压强、流速不随时间改变时应满足:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (2)$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constant} \quad (3)$$

也就是单位体积流体的压力能、重力势能、动能,在运动过程中,总和保持不变,也即总能量守恒。

2 风口及风口滑动调节片的关键参数选型

BCD-208WHDC风冷冰箱的气候类型为:ST,能效等级2级,表1为各间室发泡层参数。

部位	冷藏室					冷冻室				
	背部	侧板	门体	顶部	底部	背部	侧板	门体	顶部	底部
发泡层厚度(mm)	60	58	56.5	57	52	92	89	83	52	80

单位时间冰箱间室传入热量及风量可由公式(4)及式(5)计算而得:

$$Q_c = K * A * \Delta T \quad (4)$$

$$Q_{fan} = C_p * \rho * Q * \Delta T \quad (5)$$

其中: Q_c —热量(W/hr); A —间室的传热面积(m^2); ρ —密度; K —传热系数($W/m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C$); ΔT —传热差($^\circ C$); C_p : 热比容。

K (传热系数)值的确定: K 值的大小根据不同的传热材料而定,箱体结构从内到外,依次为HIPS(或ABS)板、P/U发泡层、钢板,由于HIPS(或ABS)板和钢板的厚度远小于P/U发泡层的厚度, K 值由公式(6)计算:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{t}{\lambda f} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (6)$$

其中: α_c —箱体对箱内空气的传热系数($W/m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C$); t —P/U发泡层的厚度(m); α_w —周围空气对箱体的传热系数($W/m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C$); λf —P/U发泡层导热系数($W/mhr \cdot ^\circ C$)。

单位时间通过冰箱门封条的传热可由如下公式(7)计算而得:

$$Q_{gasket} = K_g * L * \Delta T \quad (7)$$

其中: K_g —传热系数($W/m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C$); L —门封条总长(m)。

间室总热负荷: 由如下公式(8)计算而得,其中: 20%是安全热负荷。

$$Q_{cabinet} = Q_c + Q_g * 0.2 \quad (8)$$

由式(6)、(7)、(8)的计算,可以计算出表2所示的产品参数。

环温($^\circ C$)	R室温度($^\circ C$)	F室温度($^\circ C$)	箱负荷(W)	风量($Q_{R,F}$)比
38	4	18	47	0.23
10	4	18	18.6	0.067

2.1 冷藏室风道调节及风口参数

在环境温度分别为10度和38度时,对应表2中两种环境温度时的间室温度,由式(5)可以推算出系统风量,按照表2计算结果表明,在38度时系统负荷最大时,对应的系统风量比为:0.23,冷藏室需要的出风面积 $S_{R,max} = 1520mm^2$,在环境温度为10度时,对应系统出风面积, $S_{R,min} = 520mm^2$ 。

上述的计算结果表明,两种环境温度条件,系统负荷不同而且冷藏和冷冻相对的负荷量也发生的变化,同比风量需求也不同。可以得出 $\Delta S_R = S_{R,max} - S_{R,min} = 1000mm^2$;

在环境温度为38度时,冷藏室的负荷比较高,所需的风量最大;当风口调节到最大时,应满足系统所需的风量要求,风道泡沫风口面积: $S_{max} = 1520mm^2$,当风口全开时可以满足38度冷藏所需的风量需求。

环温($^\circ C$)	R室温度($^\circ C$)	F室温度($^\circ C$)	箱负荷(W)	风量($Q_{R,F}$)比
5	4	15	R(3.7)F(12.0)	0.08
5	4	18	R(3.1)F(14.5)	0.06

2.2 低温环境下冷藏室温度补偿需求

表3是低环境温度条件下系统的参数,在环境温度比较低时,系统的热负荷很低,特别是冷藏室制冷需求较少;根据系统冷量分配,进入冷藏室的负荷为:7.4W,通过式(4)由已知负荷反向推出冷藏室温度已低于零度,为 $-1^\circ C$,为了能满足用户低温时的冷冻食品的保鲜要求,需要在低环境温度时,对冷藏室温度进行补偿。

$$P_{heater} = \Delta Q / (\varepsilon * \vartheta) \quad (8)$$

其中: P_{heater} —加热丝补偿功率(W/hr); ΔQ —进入冷藏室内负荷与需求负荷差; ε —停机系数; ϑ —传热效率。

$$\vartheta = 1 - \Delta t / 16 \quad (9)$$

其中: Δt —传热差($^\circ C$) ($16^\circ C$ 为加热丝对应内胆表面温度)。

其中: ε —停机系数根据经验取值为80%, Δt —内胆内外表面传热温差为 $5^\circ C$ 。

$$\Delta Q = 7.4 - 3.7 = 3.7 (W)$$

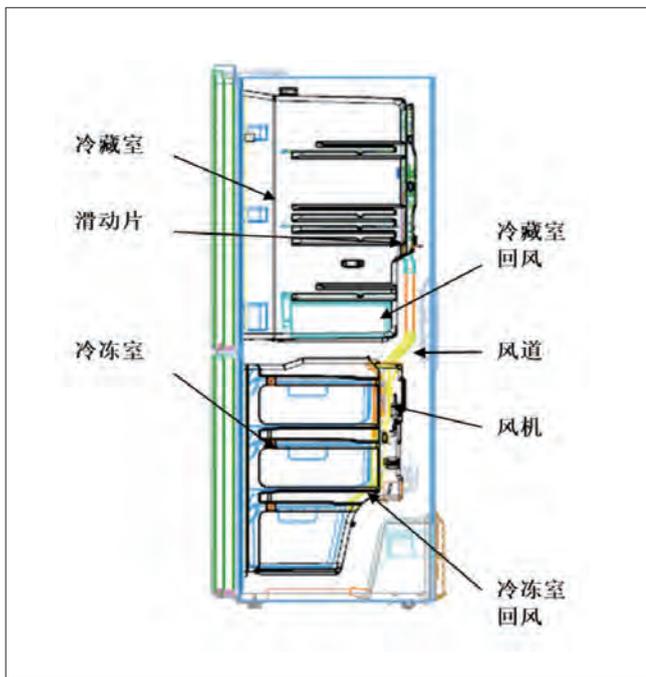


图1 BCD-208WHDC冰箱总体方案

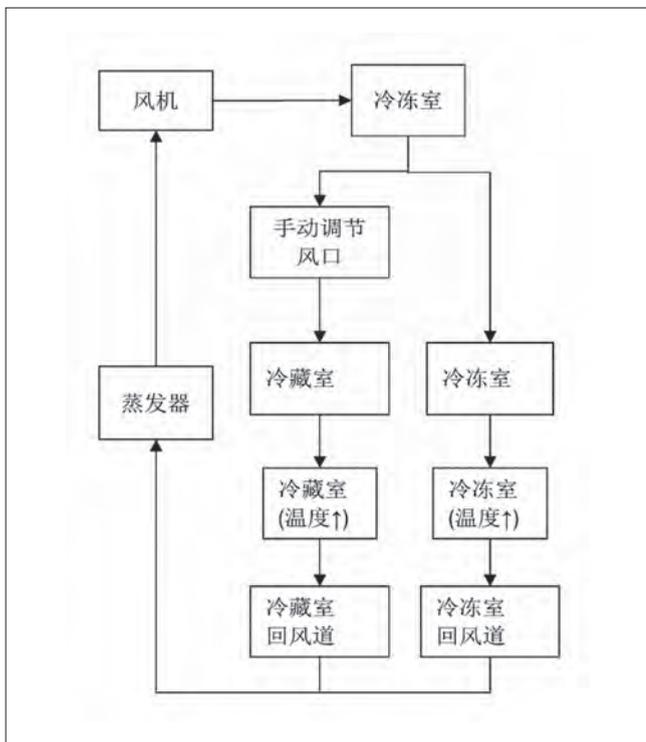


图2 风系统循环

$$\beta = 1 - 5/16 = 0.69$$

$$P_{\text{heater}} = \frac{3.7}{(0.69 * 0.8)} = 6.7(W)$$

当加热丝温度大于6.7W时,可以满足冷藏室低温时的补偿要求。

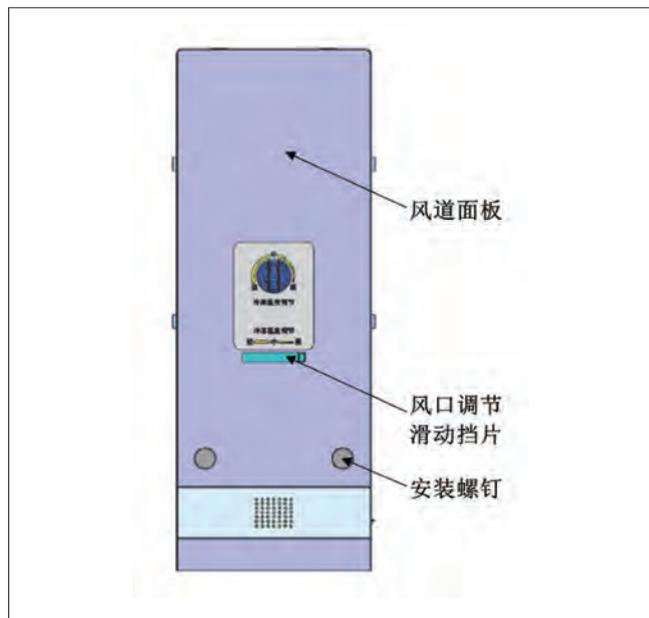


图3 冷藏风道总成

3 BCD-208WHDC的总体方案

图1为BCD-208WHDC总体方案,该产品的风系统循环如图2所示。蒸发风机把蒸发器的冷量带入冷藏室及冷冻室,箱内的热量通过系统回风分别从冷藏回风管及冷冻回风口带回冷冻风道内。滑动挡片安装于冷藏室风道内,通过卡扣固定在风道面板上。由节二得出的滑动调节档片及风口尺寸参数,设计出了图3所示的冷藏风道结构,通过滑动挡片来调节风口的大小,来控制冷冻室内的温度。

4 小结

BCD-208WHDC产品经过国标、企标等性能测试,可以达到国标及企标的要求;经过一年多时间的市场及用户检验,市场反馈良好。开发之初的数值及仿真分析,可以为实际产品开发提供比较好的指导,可以大大减少后期风道结构的改模、修模工作,缩短产品的测试周期及开发周期,提高产品开发的可靠性。

参考文献

- [1] 吴望. 流体力学. 北京出版社, 1983, 6.
- [2] 郭凯, 陈旭峰, 张波, 袁秀玲. 电冰箱制冷系统的优化设计[J]. 制冷与空调(北京), 2006, 6(5).
- [3] 段焕林, 陈爱东, 苗翠平, 张凤林. 电冰箱制冷循环优化措施计量与测试技术[J]. 制冷与空调, 2007, 3.
- [4] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京:机械工业出版社: 1998.

冰箱内胆多工位成型线输送部分的两种典型结构

袁登国 江银兵
(安徽艾普智能装备有限公司 安徽滁州 239066)

摘要: 在国内电冰箱生产行业中各大生产厂,作为标准配置的生产门体及箱体内胆的多工位真空成型线,其输送部分是将该多工位成型线的各工位串接在一起,是整条生产线能够具有工作稳定性、协调性的基石,因而对于其输送部分结构的合理性、可靠性、稳定性显得尤为重要。目前在此类多工位的真空成型线中,逐步形成了以链条输送结构与夹钳输送结构为主的两大类典型输送结构,本文就此给出了此两类输送结构的简要说明及主要特征。

关键词: 多工位;真空成型线;输送部分;链条结构;夹钳结构

The two typical structure of the conveyor parts for multi-station vacuum forming lines for making refrigerator liner

YUAN Dengguo JIANG Yinbing
(Anhui Aspire Industrial technology CO., LTD. Chuzhou 239066)

Abstract: In Chinese bigger refrigerator factories, the multi-station vacuum forming lines are widely used for making the inner liner for door and cabinet. As the conveyor unit (which connected all working stations) is the bedrock for working stability and coordination in multi-station vacuum forming lines, the reasonable structure of conveyor unit is the most important. At present, mainly there are two kinds of the conveyor structures: the chain type and the clamp type. This paper gives a brief description of the two types of structures and the corresponding characteristic.

Keywords: Multi-station; Vacuum forming line; Conveyor part; Chain type structure; Clamp type structure

1 引言

目前国内各大电冰箱厂在生产箱体内胆、门体内胆时,多采用高效、节能的多工位真空吸塑成型线,这类成型线通常由上料、预热、加热、成型、切边、下料等工位,以及配套的输送部分、真空系统、冷水循环系统、热水循环系统、液压系统、电气控制系统等部分组成,简要的机构示意图如图1(其中的黑色线条部分为输送部分,绿色线条部分为其它所有的部分)。其中的输送部分是完成将待成型的板料从上料工位到下料工位之间所有各工位的板料输送、将各工位串接起来,使整线协调工作的关键之所在。纵观该行业的所有多工位真空成型线,目前在输送结构方面主要有两大类典型结构:链条型输送结构以及夹钳型输送结构。

2 两种输送部分的典型结构

2.1 链条型输送结构

早期国内的电冰箱工厂生产电冰箱箱体内胆及门体内胆使用的设备,基本是单工位的真空成型机的结构形式,随着产能需求的增大,单工位的高能耗、低效率的缺点就凸显出来。若能实现将生产过程中必不可少的上料、预热、加热、成型、下料各工序分开,将可大大地提高生产效率、同时降低单件制品的能耗。为此多工位的电冰箱内胆成型线的研发就显得尤为重要。

国内最早期开发多工位真空成型线,是在上世纪的90年代初,当时因应国内较为落后的工业基础,是选择了结构形式较为简单、输送方式为链条式结构的作为成型线的输送部

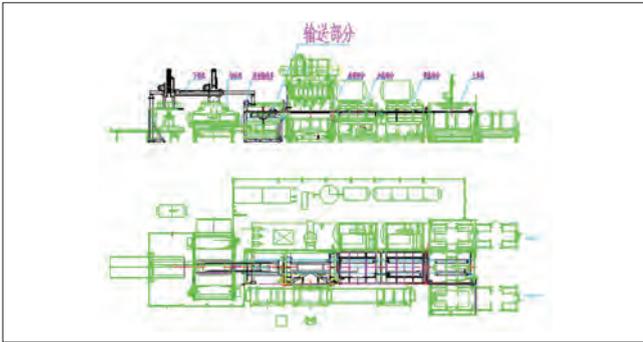


图1 简要机构示意图

分。其具体结构中核心传送部件是采用将国家标准GB 1243-2006的08B双排链条最外侧的链板制作成30°锐角且顶部带有一侧斜面的尖顶状，进行定制如图2的非标链条。其工作过程是：当上料机械手将待成型板料上到上料区后，通过上料区的气缸驱动打料机构打料并保持一定压力，将链条的齿尖打入板料，并且链条在输送部分自身的动力驱动下沿特定设计的链条导轨将板料输送至预热（加热）区；当待成型的板料在预热（加热）区被加热后会软化，并在特定设计的链条导轨间隙逐步收小的条件下，使链齿逐步刺入甚至穿透板料；当预热（加热）完成后，下一节拍的输送会带动加热后板料自动输送到真空成型区；板料在此区域实现按设定的产品在真空成型模具及成型工艺完成相应的内胆真空吸塑成型并定型；在内胆实现成型后，下一节拍的输送再带动成型的内胆制品自动输送到下料区下料，从而达到可靠输送的目的。其输送的顺序如图3所示。

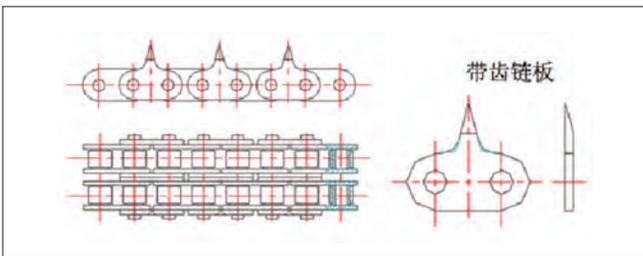


图2 非标链条

链条式输送结构需要特别关注、采取相应防护措施的关键部分有：在链条型结构的输送系统中，其输送核心部件的非标链条及导轨部分穿过了工作时一直处于300℃以上高温的预热（加热）区，受加热及辐射的影响，温度很高，如果不采取办法降低高温对这些关键部件的影响，会产生结构变形、链条被退火，进而严重影响其工作的稳定性以及链条的使用寿命。目前通常采取的解决办法是：在导轨的外围加设不锈钢反射板，使得加热板不能直接照射到链条及导轨部分；而为了减少输送

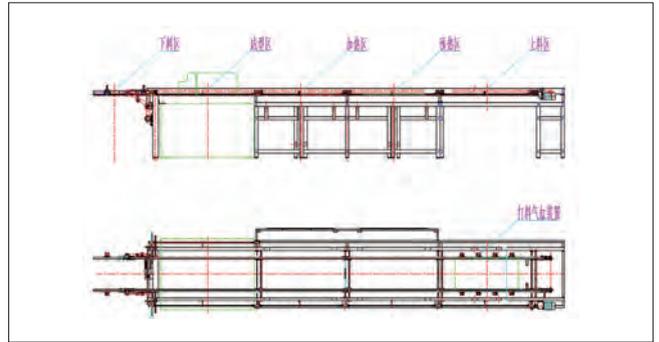


图3 输送的顺序

导轨部分受到材料受热膨胀的影响，会发生延伸甚至变形，多采用在导轨的内部或外围加设冷水循环系统（由冷水机组供水），此部分的结构如图4所示。

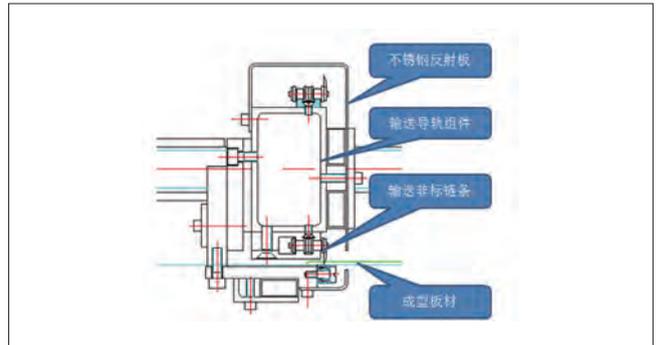


图4 结构示意图

2.2 夹钳型输送结构

在多工位真空吸塑成型线中发展过程中，夹钳型的输送结构是扬子集团从2004年开始开发的，并因其不易掉料、输送稳定，得到了较为快速的发展，成为了各大电冰箱厂在生产箱体内胆时的不二选择。

夹钳式输送结构的多工位真空成型线的输送部分，其具体结构中核心传送部件是将设置在各工位的移动夹钳连接为一个整体，此一移动夹钳的整体部分在伺服电机等动力的驱动下，沿设定的导轨带动成型的板料依次向前输送一个工位；移动夹钳分布在各工位的夹钳，对于生产板料的夹紧则是通过该夹钳的气缸驱动夹钳运动部分将板料夹持住，并保持压力实现夹紧。为实现移动夹钳在复位时，板料在各工位仍可以被可靠地夹持，采取的办法是在预热（加热）工位设置有固定夹钳、在成型区通过压料框实现压料；这样就可以让移动夹钳系统整体回退至原位，再进行下一次的板料夹持并输送。其输送夹钳的位置及排布的顺序如图5所示。

夹钳式输送结构需要特别关注、采取特殊选型并设置相应防护措施的关键部分有：在夹钳型结构的输送系统中，设

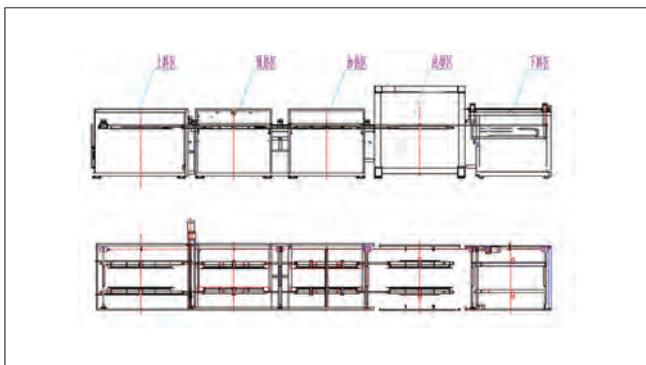


图5 输送夹钳的位置及排布的顺序

置在预热（加热）区部分的驱动固定夹钳及移动夹钳夹紧的气缸均需要选用耐高温气缸，并且此部分夹钳的外围加设不锈钢反射板，使得加热板不能直接照射到夹钳部分；而在该区域输送导轨部分同样会受到加热及辐射的高温导致的受热膨胀的影响，需采取在导轨的内部加设冷水循环系统（由冷水机组供水）来解决，此部分的机构如图6所示。

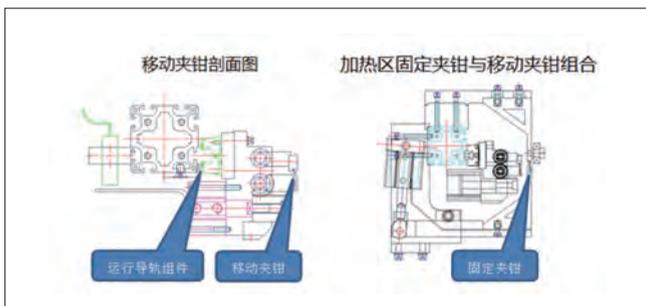


图6 移动夹钳结构示意图

3 两种典型结构输送部分优缺点及应用、展望

3.1 两种典型结构输送部分优缺点对比

由于在多工位成型线的两种典型结构输送部分的结构差异，造成他们在使用过程中各自自身结构带来的优势与相应的短板，分述如表1。

3.2 两种典型结构输送部分应用场合及展望

3.2.1 链条型输送结构

鉴于链条型结构输送部分的多工位真空成型线具有结构简单、设备制作综合成本较低、生产产品的废料边较少以及在薄板成型方面可靠性高的优点，目前在国内电冰箱生产行业中得到了广泛的应用；但受限于链条型结构对于板料厚度很敏感、生产过程汇总易掉料、易产生碎屑影响产品表面质量等因素，目前该种类型的多工位成型线主要是用于生产电冰箱门体内胆的多工位成型线。

事实上，由于链条型机构的输送部分可以生产连续型板

表1 两种典型结构输送部分自身结构带来的优势与相应的短板

序号	分项内容	链条型结构	夹钳型结构	备注
1	综合造价成本	较低	较高	
2	产品的单侧废料边	较小，一般在25~40mm	较大，一般在35~50mm	废料边大，会造成单件制品材料成本上升
3	板料厚度适应性	不宜太厚	适应性好	
4	板料表面影响	链条部位易划伤，会产生颗粒碎屑	基本无影响	产生颗粒碎屑一旦粘连到板材表面，即产生不良品
5	工作稳定性	对于厚板易掉料	相对稳定性好	一旦掉料，在加热的保护不到位时，容易造成火灾事故
6	生产产品的合格率	>93%	97%以上	合格品率高，对于大批量生产就更有优势
7	工作时板料的连续性	可以实现	不能	可以实现连续性送料，就可以选用卷料

料的的优势，目前已经在在一次性餐盒、包装行业以及汽车行业的内饰件吸塑及覆膜行业中也得到了普遍的应用，相信以卷料替代板料形式的链条线多工位成型线也势必会在不久的将来得到应用。

3.2.2 夹钳型输送结构

相对来说，夹钳型结构输送部分的多工位真空成型线具有工作稳定性好、对成型板料厚度差异不敏感、生产产品的合格率高优点，在国内电冰箱生产行业中得到了越来越多的应用。但由于夹钳型多工位成型线的综合造价成本高、仅适合于定尺料生产等限制，其在中小型电冰箱生产企业推广受到了一定的限制。而伴随着国内电冰箱集中度越来越高，少数几个大的品牌，如海尔、美的、美菱、创维等知名品牌，在生产电冰箱箱体内胆时，均逐步选用了夹钳型的多工位成型线。

夹钳型的多工位成型线在国内的从2004年才开始投入研发、制造到生产应用，还只是一个很短的时间，相信随着国内装备制造行业的崛起，对夹钳型多工位成型线的结构改进、自动化水平、智能化水平的不断提升，并且随着新材料、新工艺的诞生，可以有效降低该型多工位成型线的成本，该型多工位真空成型线的技术优势就可以得到更加彰显，其具有更为广泛的应用前景。

参考文献

- [1] GB/T 1243—2006 传动用短节距精密滚子链、套筒链、附件和链轮.
- [2] 张建国, 基于网络控制的门胆四工位真空成型机, 机械工程师, 2008年006期.
- [3] 付廷运, 刘琴华, 陈忠诺, 真空成型在电冰箱行业中的应用, 现代塑料加工应用, 2003年004期.

冰箱亲水翅片应用研究

李平 楼伟 程祥 郭昌民 叶茂
(TCL家用电器(合肥)有限公司 安徽合肥 230601)

摘要: 结霜现象普遍存在于低温制冷领域,霜层的增加会降低制冷系统的换热效率,而亲水性涂层可以有效抑制霜层的生长。因此本文以冰箱制冷系统为例,通过设置对照试验,研究了亲水性涂层对制冷系统结霜、化霜、制冷速度及能耗四个方面的影响。研究表明,使用亲水性涂层制冷系统结霜速度更慢,化霜更干净,制冷速度更快,能耗更节能。

关键词: 冰箱;亲水性;翅片蒸发器;节能

Research of hydrophilic evaporator on refrigerator

LI Ping LOU Wei CHENG Xiang GUO Changmin YE Mao
(TCL Home Appliances (Hefei) Co., Ltd. Hefei 230601)

Abstract: Frost formation is a universal phenomenon in the field of cryogenic refrigeration which will decrease the heat transfer efficiency of the refrigeration system. The hydrophilic coating can effectively inhibit the growth of frost. So, In this paper, we study the effect of the hydrophilic coating on the frosting, defrosting, cooling speed and energy consumption of the refrigerating system. The results showed that the refrigerating system frosting slower, defrosting cleaner, cooling speed faster and energy consumption lower which using hydrophilic coating.

Keywords: Refrigerator-freezer; Hydrophilic; Fin evaporator; Energy conservation

1 引言

结霜现象是低温制冷领域不可回避的问题。空气中的水蒸气遇到低温制冷表面会发生相变凝结成霜晶,霜晶覆盖制冷表面降低了制冷系统的换热效率,且霜晶增长到一定程度会阻断制冷系统的换热通道,导致制冷系统失效。在冰箱制冷领域,虽然普遍采用了定时加热的方式开发了无霜产品,但是化霜的同时也导致产品能源消耗增大。因此在节能减排的大环境下,如何抑制结霜是未来研究的重要课题。

亲水性材料是低温制冷领域抑制结霜的一个重要手段,早在80年代,就有学者通过实验证明,亲水涂层可吸附大量的水,并且贮存一部分潜冷,可使水达到-20℃而不结冰^[1]。但因亲水材料的易挥发,反复使用性差,并未被广泛使用。后经

国内外学者的不断创新和改良,研制了一种新型抑霜涂料^[3],抑霜效果比以往亲水涂料有明显改善,且具有良好的稳定性和重复使用性,其涂料成膜厚度仅为0.03mm。

为验证亲水涂料在冰箱产品上的抑霜效果,特选取TCL风冷无霜产品BCD-518W分别装配亲水性翅片和普通翅片进行对比测试,从结霜过程、化霜过程、冷却速度、耗电量四个维度分析亲水性翅片的实际应用效果。

2 试验方法

准备两套普通铝翅片蒸发器,将其中一套翅片两侧表面附上约0.03mm厚的亲水涂层,另一套作为对照组。选取两台TCL BCD-518W箱体分别装配亲水性翅片和普通翅片,并用

透明亚克力盖板替代原风道盖板，进行如下测试并观察记录测试结果。

2.1 冷却速度试验

步骤一：冰箱产品按GB/T 8059-2016耗电量试验要求放置测温铜柱。

步骤二：环境温度设为32℃，冰箱开门放置在实验室内，直至冰箱内部温度与环境温度达到平衡（温差±1℃）。

步骤三：关闭箱门，使冰箱连续运行，记录各间室温度达到规定的特性温度所需时间。

2.2 长运试验（结霜及耗电量）

步骤一：冰箱产品按GB/T 8059-2016耗电量试验要求放置测温铜柱。

步骤二：环境温度设定为32℃，湿度常湿，冰箱开门放置实验室内，直至冰箱内部温度与环境温度达到平衡（温差±1℃）。

步骤三：关闭箱门，档位设定4/-18，通电运行，屏蔽化霜程序，每隔20min开门拍照，记录翅片结霜情况；通电2h后，则每隔24h开门拍照，记录冰箱翅片结霜情况。

步骤四：每隔24h按GB/T 8059-2016耗电量测试方法记录冰箱每日稳定功耗。

步骤五：重复步骤三、步骤四，直至冰箱制冷异常或运行30天后结束试验。

2.3 除霜能力试验

步骤一：环境温度设定为30℃，湿度87%，档位设定4/-18。

步骤二：冰箱运行稳定后强制除霜，3小时后冷藏每层搁架上尽最大量放入啤酒瓶，并盖上与环温相平衡的绒布，各间室门各留15mm的间隙，按此运行24h。

步骤三：运行24小时后，去掉间隙，关闭各间室门运行14小时，然后开始开关门（冷藏门：5分钟/次，开20秒；冷冻门：15分钟/次，开20秒）试验10小时，然后再关门运行14小时，再开关门试验10小时，然后关门运行，直至除霜后检查翅片结霜情况。

3 试验结果

3.1 冷却速度

分别选取一台装配亲水性翅片和普通翅片的BCD-518W风冷冰箱产品，按冷却速度试验方法进行测试，试验结果见表1、图1、表2、图2。

表1 冷藏间室降温速度

时间 (min)	温度 (°C)	
	亲水性翅片	普通翅片
0	31.7	31.6
10	30.2	31.1
20	26.6	29.4
30	22.2	27.1
40	17.7	24.4
50	13.4	21.3
60	9.6	18
70	6.3	15
80	3.4	12
90	0.8	9.1
100	-1.5	6.4
110	-3.4	4

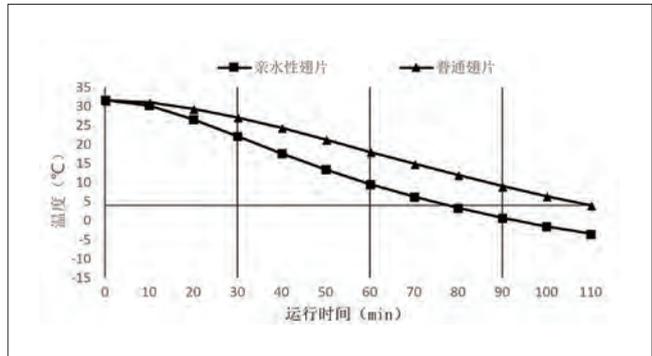


图1 冷藏间室降温速度

BCD-518W风冷产品冷藏室设计储藏温度为4℃，亲水性翅片和普通翅片的冷藏间室降温速度如表1所示。亲水性翅片将冷藏室温度从32℃冷却至储藏温度仅需78min，但普通翅片将冷藏室温度从32℃冷却至储藏温度需109min。亲水性翅片的冷却速度为普通翅片的140%，其冷却速度远大于普通翅片。且从图1可以看出，在制冷一定时间后，亲水性翅片与普通翅片的制冷能力达到平衡，冷藏室温差不再扩大。

表2 冷冻间室降温速度

时间 (min)	温度 (°C)	
	亲水性翅片	普通翅片
0	31.7	31.5
20	25	29.8
40	11.4	19.8
60	2	9.2
80	-3.6	1.6
100	-7.7	-3.5
120	-10.8	-7.2
140	-13.2	-10.1
160	-15.1	-12.4
180	-16.6	-14.3
200	-17.9	-15.8
220	-18.9	-17
240	-19.8	-18
260	-20.5	-18.8
280	-21	-19.5

BCD-518W风冷产品冷冻室设计储藏温度为-18℃，亲水

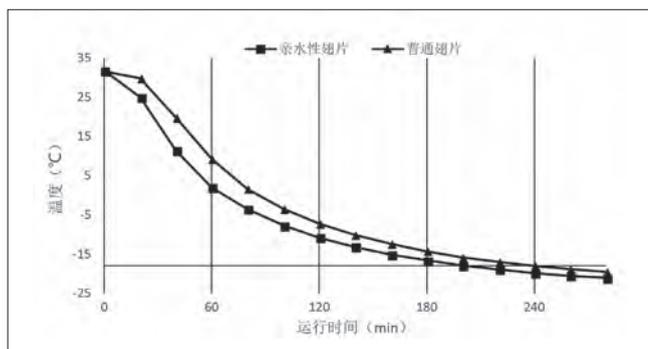


图2 冷冻间室降温速度

性翅片和普通翅片的冷冻间室降温速度如表2所示。亲水性翅片将冷冻室从32℃冷却到储藏温度的时间为210min,而普通翅片将冷冻室从32℃冷却到储藏温度的时间为240min,亲水性翅片的冷却速度略大于普通翅片,为普通翅片的115%。从图2可以看出,前60min,亲水翅片冷却速度远大于普通翅片,但是随着制冷时间延迟,冷冻室温度降低,因蒸发器大小相同,制冷量相同,两台冰箱冷冻室温差逐渐减小。由此说明,亲水性翅片的冷却速度大于普通翅片,但受限于制冷能力,最终冷冻室温度趋于平衡。

3.2 结霜过程

分别选取一台装配亲水性翅片和普通翅片的BCD-518W风冷冰箱,按长运试验方法进行模拟结霜试验,观察结霜过程。

如图3所示,冰箱产品通电运行1h后,亲水性翅片表面干净无霜;普通翅片顶部表面出现连续大颗粒状冰珠。运行2h后,亲水性翅片表面顶部开始出现薄膜状霜层,霜晶薄而细小;普通翅片表面布满连续大颗粒状冰珠。运行24h后,亲水翅片表面维持薄膜状霜层,霜层略微增厚;普通翅片表面已结满霜层,且霜层表面呈颗粒状,霜层厚度约2mm。运行240h后,亲水性翅片顶部较密区域霜层厚度约为2mm,霜层外表面出现颗粒状不规则冰珠,但底部较疏区域,翅片表面仅有薄膜状霜层;普通翅片表面霜层约6mm,冷气循环通道已基本堵塞,制冷异常。运行720h后,亲水性翅片顶部翅片霜层厚度仅为3mm,底部仅有薄膜状霜层,制冷正常;普通翅片整个风道盖板内已全部结满霜层,制冷系统失效。

亲水性翅片与普通翅片相比,能够有效的抑制霜晶的生长,正常运行模式下可保持2h内翅片表面不结霜。亲水性翅片2h后的结霜速度远小于普通翅片。在不进行化霜的前提下,普通翅片运行240h后制冷循环通道堵塞,制冷异常,而亲水性翅片运行720h仍能正常运行,且霜层均匀。因此通过亲

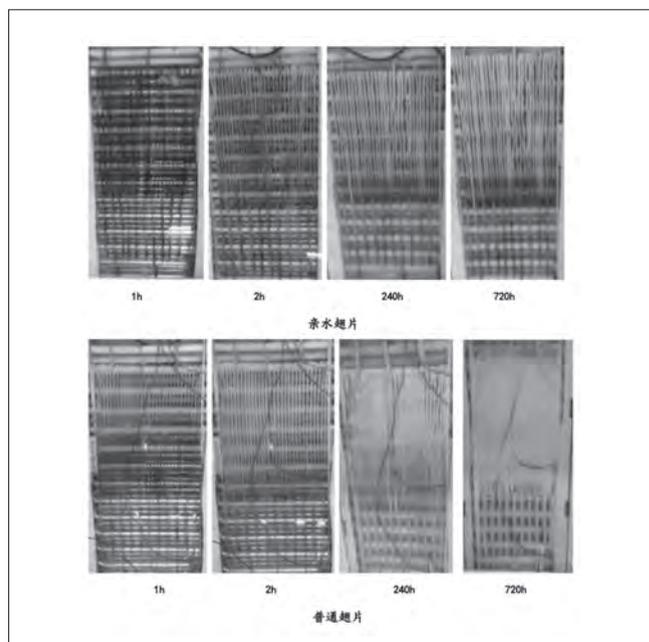


图3 长运试验过程图

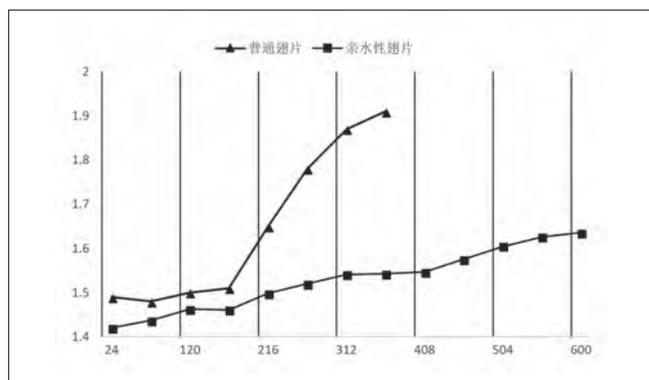


图4 长运稳定功耗对比

水性翅片的抑霜作用,可以延长冰箱的化霜周期,从而降低冰箱化霜增量,降低冰箱运行能耗。

3.3 耗电量

分别选取一台装配亲水性翅片与普通翅片的BCD-518W风冷冰箱按长运试验方法进行测试,并每24h记录冰箱稳定功耗。两台冰箱的稳定功耗变化如图4所示,普通翅片冰箱运行前96h,翅片结霜较少,稳定功耗基本稳定;96h后随着结霜量增多,稳定功耗开始略微增大;运行168h后,风循环通道逐渐堵塞,稳定功耗呈指数型增长。亲水性翅片冰箱因结霜缓慢,且结霜量较少,虽然稳定功耗一直处于逐步增长状态,但无指数型突变增长,且各时段稳定功耗低于普通型翅片。

表3为长运试验稳定功耗对比,以普通翅片前24h耗电量为基准耗电量。运行96h后,普通翅片保持基准耗电量不变;亲水性翅片耗电量仅为基准耗电量的97%,相比普通翅片能

表3 长运稳定功耗对比

运行时间 (h)	普通翅片 (kW·h/24h)	以普通翅片前24h耗电量为基准	亲水性翅片 (kW·h/24h)	以普通翅片前24h耗电量为基准
24	1.49	100%	1.42	95.30%
96	1.49	100%	1.45	97.09%
168	1.51	101.34%	1.46	98.04%
240	1.72	115%	1.50	100.77%
360	1.91	128%	1.54	103.55%
600	——	——	1.63582	109.79%

耗降低3%。运行168h后,普通翅片耗电量为基准耗电量的101%;亲水性翅片耗电量为基准耗电量98%,相比普通翅片能耗降低3%。运行360h后,普通翅片耗电量为基准耗电量的128%,且制冷异常,失去制冷能力;亲水性翅片耗电量为基准耗电量103%,相比普通翅片耗电量降低25%。运行600h后,普通翅片制冷异常;亲水性翅片耗电量仅为基准耗电量109%,制冷正常。因此采用亲水性翅片,冰箱产品稳定功耗更低,且随制冷时间延迟,稳定功耗增长更缓。

3.4 化霜过程

分别选取一台装配亲水性翅片与普通翅片的BCD-518风冷冰箱按除霜能力试验方法进行试验,模拟冰箱的最大化霜能力,并记录其化霜过程。试验按正常模式(化霜退出温度7°C)和低化霜退出温度模式(化霜退出温度1°C)分别进行测试。

正常模式试验结果如图5所示。亲水性翅片化霜结束后翅片蒸发器周围无残冰,且翅片表面无凝水;普通翅片化霜结束后翅片蒸发器周围无残冰,但是翅片表面凝水严重,布满大小不一的颗粒状水珠,再次启动制冷时表面快速结成冰珠。因此亲水性翅片化霜效果更优异。低化霜退出温度测试结果如图6所示。亲水性翅片化霜结束后翅片蒸发器周围无残冰,且翅片表面无凝水;普通翅片化霜结束后翅片及管路表面均有颗粒状残冰。

根据除霜能力测试结果,采用亲水性翅片可以降低化霜退出温度,缩短化霜时间,降低化霜及化霜恢复期能耗增

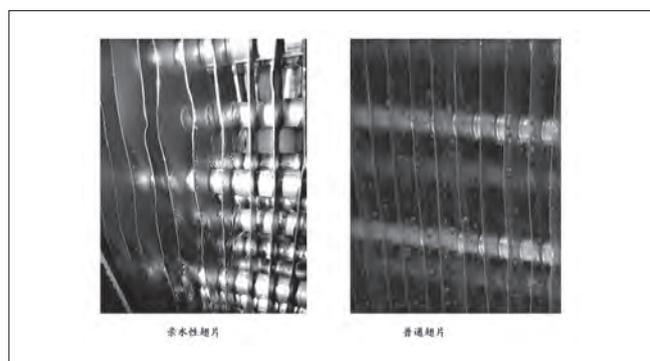


图5 化霜退出温度7°C化霜结果

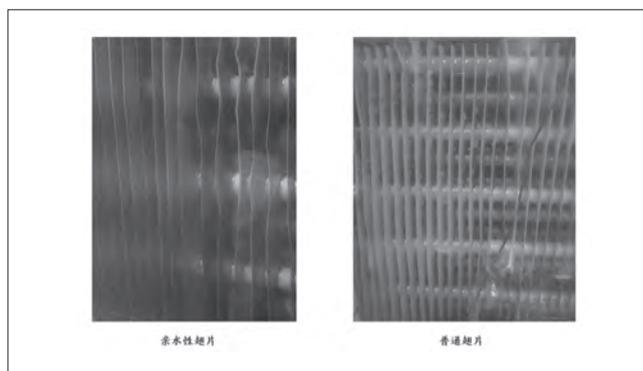


图5 化霜退出温度7°C化霜结果

表4 化霜过程对比

	亲水翅片	普通翅片
化霜退出温度	1°C	7°C
化霜时间	21min	30min
化霜及化霜恢复期时间	89min	107min
化霜及化霜恢复期能耗增量	109W	128W

量,从而降低冰箱能耗。如表4所示,亲水性翅片化霜退出温度调整为1°C后,化霜时间缩短30%,化霜及化霜恢复期时间缩短17%,化霜及化霜恢复期能耗增量降低15%。

4 结论

通过三个对照试验研究,可以得出以下结论:

- (1) 相同特征尺寸的亲水性翅片的制冷能力与普通翅片相当,但制冷效率远高于普通翅片。
- (2) 相同运行情况的亲水性翅片的抑霜效果远好于普通翅片。
- (3) 相同型号产品,亲水性翅片的稳定功耗远小于普通型翅片。
- (4) 相同型号产品,亲水性翅片的化霜时间短于普通翅片,化霜及化霜恢复期能耗增量小于普通翅片。

因此冰箱产品设计过程中,可以采用亲水性翅片来提高冰箱产品的制冷效率,延长冰箱产品的化霜周期,降低冰箱产品稳定功耗和化霜及化霜恢复期增量,既达到了良好的抑霜效果,又响应了国家节能减排政策。

参考文献

- [1] GB/T 8059—2016.家用和类似用途制冷器具[S].中国标准出版社,2016.
- [2] D Highgate, C Knight, SD Probert. Anomalous 'Freezing' of water in hydrophilic polymeric structures[J]. Applied Energy, 1989, 34(4): 243—259.
- [3] 勾昱君,刘中良,黄玲艳,王皆腾,马重芳.自然对流条件下新型亲水涂料的抑霜实验研究[J].制冷空调,2007(12):47—52.

R290制冷系统节流毛细管的设计及分析

田德强 李平 逯兆栋 田向阳 夏俊伟
(TCL家用电器(合肥)有限公司 安徽合肥 230601)

摘要: R290制冷剂的热力学性能良好且环保无公害。在商业展示柜及无人售货机上进行匹配R290制冷系统,是制冷剂R134a、R600a具有无法替代的优势。通过对R290制冷系统影响系统制冷剂质量流量的节流毛细管影响因素的分析,结果表明:节流毛细管的流量性能直接影响整个制冷系统的运行性能。节流毛细管的内径、进入节流毛细管前制冷剂的过冷度、冷凝器的冷凝温度及系统的质量流量是节流毛细管流量性能的关键影响因素,合理选择节流毛细管进口状态参数及其长度对节流毛细管的流量性能与整个制冷系统的匹配具有重要的指导意义。

关键词: R290; 节流毛细管; 无人售货机; 性能分析; 质量流量; 制冷系统; 匹配

Calculation and analysis of throttle capillaries in R290 refrigeration system

TIAN Deqiang LI Ping LU Zhaodong TIAN Xiangyang XIA Junwei
(TCL Home Appliances(Hefei)Co., Ltd. Hefei 230601)

Abstract: The R290 refrigerant has good thermodynamic properties and is environmentally friendly. Matching the R290 refrigeration system on commercial display cases and unmanned vending machines is an irreplaceable advantage for refrigerants R134a, R600a. By analyzing the effect of the throttled capillary on the refrigerant mass flow of the R290 refrigeration system, the results show that the flow performance of the throttling capillary directly affects the performance of the entire refrigeration system. The internal diameter of the throttling capillary, the degree of subcooling of the refrigerant before entering the throttling capillary, the condensation temperature of the condenser, and the mass flow rate of the system are the key factors influencing the flow performance of the throttling capillary. Reasonably selecting the inlet state parameter and length of the throttling capillary It has important guiding significance for the flow performance of the throttling capillary and the matching of the whole refrigeration system.

Keyword: R290; Throttle capillary; Vending machine; Performance analysis; Mass flow; Refrigeration system; Match

1 引言

随着世界制冷技术的快速发展,制冷工质的需求量越来越多,从对环境的长期影响来看,天然制冷工质的启用是一种必然的安全选择。R290(丙烷)完全由碳氢元素构成的天然工质,ODP值为零,GWP值仅为0.03,并且其还具有良好的热力学性能,是一种完全环保的制冷剂,愈来愈受到全球制冷行业内的关注及广泛推广。

目前,我国制冷行业在制冷量300W以上的商用柜和无人售货机等制冷产品上绝大部分仍在使用的R134a系统作为制冷剂,制冷量300W以下在大容积风冷冰箱上使用R600a系统作为制冷剂,使用R290系统做为制冷剂的产品非常少。本文通过今年在TCL公司开发的LC-640L无人售货机上匹配R290制冷系统,对制冷系统上影响其制冷剂质量流量的节流毛细管进行设计计算和对影响节流毛细管的流量性能的影响因素

进行分析。

2 制冷工质的基础热物理性质

R600a、R290及R134a的基础热物性参数见表1所示。

参数	R600a	R134a	R290
分子量	58.12	102.03	44.1
组成比例	1	1	1
沸点温度(°C)	-11.7	-26.074	-42.09
临界温度(°C)	152	101.06	96.7
临界压力(MPa)	3.8	4.06	4.25
ODP	0	0	0
GWP	<20	1300	<20
饱和液体密度(kg/m ³)	593.83	511.9	580.89
毒性	无毒	无毒	微毒
可燃性	易燃	不可燃	易燃
纯度≥%	98.5	99.9	99.5

3 标准工况下三种制冷剂的性能比较

参数	单位	R600a	R134a	R290
冷凝压力	KPa	762.32	1470.58	1882.62
蒸发压力	KPa	62.43	115.8	217.6
排气温度	°C	115.88	134.21	129.64
压比	—	12.21	12.7	8.65
单位容积制冷量	kJ/m ³	358.43	664.97	1025.2
单位质量制冷量	kJ/kg	247.11	139.81	262.37
耗功	W	152.12	84.57	162.39
COP	W/W	1.7	1.65	1.62

注：标准工况指冷凝温度为54.4°C，蒸发温度为-23.3°C，吸气温度为32.2°C，过冷温度为32.2°C，压缩机定熵压缩指数为0.66。

从表2可以看出，R600a良好的热力学性能使R600a压缩机的COP值达到目前的2.1，但R600a的单位容积制冷量较小，制造制冷量大于300W的压缩机较为困难，在当前以节能为主时代，R600a广泛应用于冰箱及家用冷柜上。在压力方面，虽然R290的冷凝、蒸发压力高于R134a，但R290的压缩比远小于R134a。因此，R290压缩机的效率容易提高，在单位容积制冷量和单位质量制冷量方面，R290分别比R134a大87.7%和54.2%，所以在相同制冷系统上，R290系统的制冷剂灌注量比R134a小60%左右。故R290制冷系统制冷量在300W到400W之间的商用柜及无人售货机产品应用上逐渐被关注及推广应用。

4 无人售货机制冷循环的性能计算和理论分析

4.1 无人售货机的箱体热负荷计算

本文以我司开发的LC-640无人售货机进行计算和分析。无人售货机箱体尺寸见图1，无人售货机箱体热负荷计算数据见表3。

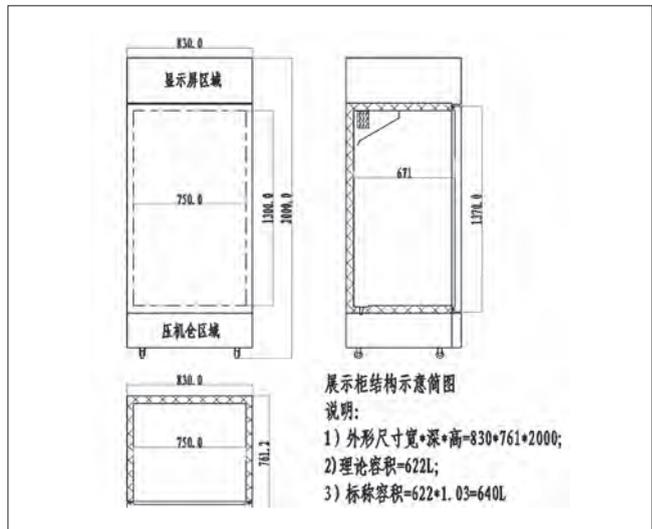


图1 无人售货机箱体尺寸结构图

表3 LC-640无人售货机箱体热负荷计算表

设计参数		箱尺寸					
冷藏室外表面 a_{os} W/(m ² ·°C)	6	冷藏室	顶部	50	压机部分	55	
	冷藏室内表面 a_{is} W/(m ² ·°C)		泡层 δ (mm)	后部	54	/	/
左侧面		40		43	/		
右侧面		40		43	/		
底面		55		/	/		
泡层导热系数 λ W/(m·°C)	0.0185	箱尺寸	门体	40	/	/	
			宽度(m)	0.83	0.785	/	
			深度(m)	0.582	0.7	/	
环境温度 t_0 °C	32	其他	高度(m)	1.36	0.235	/	
冷藏室温度 t_r °C	6		容积 V_B (L)	640	/	/	
玻璃导热系数 λ W/(m·°C)	0.65	其他	容积 V_B (L)	640	/	/	
玻璃厚度 δ mm	40						
空气导热系数 W/(m·°C)	5						
压机仓内温度°C	42						
传热系数计算 $K=1/(1/a_0+1/a_1+\delta/\lambda)$				箱体漏热计算 $Q_1=K*A*\Delta t_1$ (W)			
		冷藏室	压机仓	压机仓	冷藏室		
		顶部	0.343	0.314	-3.722	4.304	
		后面	0.319	/	/	9.363	
		左侧面	0.421	0.394	-0.648	8.655	
		右侧面	0.421	0.394	-0.648	8.655	
		底面	0.314	/	/	5.454	
		门体	2.095	/	/	61.499	
		箱体漏热汇总	/	/	/	97.928	
		箱体漏热汇总	/	/	-5.018	0.000	
		门封漏热	$Q_2=0.15 \times$ 箱体总热负荷		/	14.689	
		使用热负荷	$Q_4=m \times c \times (t_1-t_2)/24$		0.000	174.000	
		开门热损失	$Q_5=V_B n \Delta h/3.6V_a$		0.000	28.365	
		汇总			-5.018	314.983	
		$Q=1.1 \times (Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5)$				340.962	

储物热量计算式说明：m：饮料存物总量，每升有效容积储物0.18kg；c：饮料的比热4.1868kJ/(kg·°C)； t_1 ：水的初始温度32°C； t_2 ：水的末态温度6°C；

开门热损失计算说明：开门次数冷藏室按2次/h计算；计算式中，n：开门次数； Δh ：进入空气达到规定温度的比焓差，根据湿空气焓湿图，查得32°C，75%空气比焓为90.2kJ/Kg，6°C，85%空气比焓为18.4kJ/Kg，24为每天24小时更换储物一次。

4.2 LC-640 无人售货机制冷循环节流系统的质量流量计算

无人售货机LC-640采用间冷无霜系统,强制通风空气冷却式冷凝器,冷凝温度 $T_k=42^\circ\text{C}$;蒸发器采用空气冷却式,间室温度为 $0^\circ\text{C}\sim 12^\circ\text{C}$,平均温度为 6°C ,蒸发温度 $T_0=-13^\circ\text{C}$,设定节流毛细管的内径 $d=1\text{mm}$,冷凝器出口过冷度 $T_{ks}=0^\circ\text{C}$ 。

根据图2所示,R290系统ASHRAE-工况压焓图测试工况下的蒸发压力 $P_0=0.309\text{MPa}$,冷凝压力 $P_k=1.4337\text{MPa}$;

$$m = \frac{Q}{h_1 - h_3} \text{kg/s,}$$

其中: h_1 为压缩机吸入制冷剂气体的焓值 559.15kJ/kg ; h_3 为蒸发器入口制冷剂的焓值 282.69kJ/kg ;

$$m = \frac{0.34096}{559.15 - 282.69} = 4.44 (\text{kg/h})$$

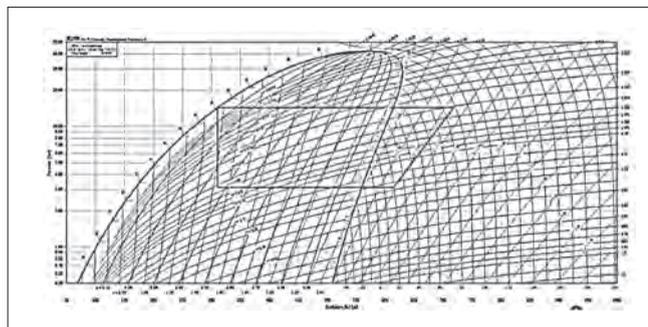


图2 R290压焓图—ASHRAE工况

4.3 LC-640 无人售货机制冷循环节流系统毛细管长度的计算

适用于制冷剂R290制冷系统节流毛细管质量流量的关系式如下:

$$\pi_1 = 4.2579 \times 10^3 \pi_2^{0.7388} \pi_3^{-0.2220} \pi_4^{0.4671} \pi_5^{0.1226} \pi_6^{1.5956} \pi_7^{0.7061}$$

其中: π_1 :流量影响; π_2 :节流装置进口压力影响; π_3 :制冷剂密度影响; π_4 :几何尺寸影响; π_5 :摩擦的影响; π_6 :制冷剂干度的影响; π_7 :制冷剂过冷的影响。

$$\pi_1 = \frac{1.273m}{d^2 P_{in}^{0.5} \rho_{in}^{0.5}}$$

其中: m :质量流量 kg/h ; d :毛细管内径 mm ; P_{in} :毛细管进口制冷剂压力 Pa ; ρ_{in} :毛细管进口制冷剂密度 kg/m^3 。

$$\pi_2 = \frac{P_m}{P_{sat}}$$

毛细管进口过冷时, P_{sat} :饱和状态下的压力 Pa 。

$$\pi_3 = \frac{\rho_f}{\rho_g}$$

式中: ρ_f :冷凝温度下饱和液体状态时,制冷剂的密度 kg/m^3 ; ρ_g :冷凝温度下饱和气体状态时,制冷剂的密度 kg/m^3 。

$$\pi_4 = \frac{d}{L}$$

式中: L :毛细管长度 mm ; d :毛细管内径。

$$\pi_5 = \frac{d \sqrt{P_m \rho_m}}{\mu_{in}}$$

式中: μ_{in} :毛细管进口制冷剂动力黏度 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

$$\pi_6 = 1 - X_{in}$$

式中: X_{in} :毛细管进口制冷剂的干度。

$$\pi_7 = 1 + \frac{t_{ks}}{t_k}$$

式中: t_{ks} :过冷度 $^\circ\text{C}$; t_k :冷凝温度 $^\circ\text{C}$ 。

通过查R290物理性质参数表可知,制冷剂R290在冷凝温度 42°C 条件下,饱和液体密度 $\rho_g=463.8913\text{kg/m}^3$;饱和气体密度 $\rho_f=31.7014\text{kg/m}^3$;饱和液体的动力黏度 $\mu_{in}=8.10491 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

各参数计算结果如表4。

表4 系统质量流量关系式中各影响参数

π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	π_6	π_7
219.16	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1

根据R290制冷系统节流毛细管质量流量的关系式,求得:

$$L=4.45(\text{m})$$

5 LC-640 无人售货机制冷循环节流系统影响因素的理论分析

小型制冷系统的节流毛细管其作用是使高温高压的液体制冷剂被迫通过一个很小的截面积,产生合适的沿程阻力损失。靠其内径和长度的大小来控制液体制冷剂流量以满足蒸发器在合适的状态下工作。在制冷系统设计时,不考虑制冷剂在节流毛细管流动时产生闪发气体多少以及工艺缠绕圈数所产生的影响等因素。在一定的制冷工质下,仅考虑节流毛细管的内径,毛细管进口过冷度的大小,系统冷凝温度的高低及系统的制冷剂质量流量的大小对节流毛细管长度大小的影响,对类似制冷设备制冷系统设计具有一定的指导和参考意义。

5.1 改变节流毛细管的内径,对节流毛细管长度的影响

该无人售货机制冷系统冷凝温度 $T_k=42^\circ\text{C}$,冷凝器出口过冷度 $T_{ks}=0^\circ\text{C}$,毛细管进口制冷剂干度 $X_{in}=0$,系统的制冷剂质

量流量 $m=4.44(\text{kg/h})$ ，现改变节流毛细管内径 d 的大小，其计算对应各参数见表5、表6所示。

表5 改变毛细管内径后，各影响参数值

$d(\text{mm}) \backslash \pi$	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	π_6	π_7
1	219.16	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1
0.95	242.84	1	14.63	0.95/L	3.02×10^5	1	1
0.9	270.57	1	14.63	0.9/L	2.86×10^5	1	1
0.85	303.34	1	14.63	0.85/L	2.7×10^5	1	1
0.8	342.44	1	14.63	0.8/L	2.54×10^5	1	1
0.75	389.62	1	14.63	0.75/L	2.39×10^5	1	1
0.7	447.27	1	14.63	0.7/L	2.23×10^5	1	1
0.65	518.72	1	14.63	0.65/L	2.07×10^5	1	1

表6 改变节流毛细管内径，节流毛细管的长度

毛细管内径 $d(\text{mm})$	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1.00
节流毛细管长度 $L(\text{m})$	0.41	0.62	0.9	1.29	1.81	2.48	3.36	4.45

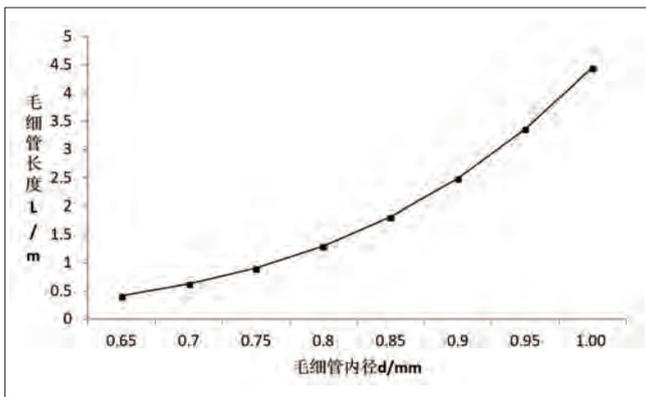


图3 毛细管内径改变时长度的变化

从图3可以看出：随着毛细管内径的增加，毛细管长度发生显著的改变。根据伯努力方程可知，理想流体在水平管内流动时，截面大的地方，流速小，压力大；截面小的地方，流速大，压力小。在制冷系统设计时，我们将系统内制冷剂的流动，看作理想流体的稳定流动，当毛细管内径增大时，制冷剂流速减小，压力变大，压差发生变化，毛细管长度就要增加。

5.2 改变冷凝器出口制冷剂的过冷度，对节流毛细管长度的影响

该无人售卖机制冷系统冷凝温度 $T_k=42^\circ\text{C}$ ，毛细管进口制冷剂干度 $X_{in}=0$ ，系统的制冷剂质量流量 $m=4.44(\text{kg/h})$ 。改变冷凝器出口制冷剂液体的过冷度 T_{ks} ，节流毛细管的变化情况如表7，表8所示。

从图4可以看出：冷凝器出口制冷剂过冷度与节流毛细管长度呈线性变化的关系，在相同的冷凝温度下，冷凝器出口制冷剂液体过冷度越大，进入节流毛细管的液体制冷剂温度越低，导致在节流毛细管内径不变的情况下，长度减小。

表7 改变冷凝器出口制冷剂液体过冷度时，各影响参数值

冷凝器出口过冷度 $T_{ks}(\text{°C})$	0	1	2	3	4	5	6	7
节流毛细管长度 $L(\text{mm})$	4.45	4.35	4.25	4.15	4.05	3.94	3.86	3.76

表8 改变冷凝器出口制冷剂过冷度，节流毛细管的长度

$T_{ks}(\text{°C}) \backslash \pi$	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	π_6	π_7
0	219.16	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1
1	221.25	1	14.63	1/L	3.15×10^5	1	1
2	223.39	1	14.63	1/L	3.12×10^5	1	1
3	225.56	1	14.63	1/L	3.09×10^5	1	1
4	227.79	1	14.63	1/L	3.06×10^5	1	1
5	230.05	1	14.63	1/L	3.03×10^5	1	1
6	232.35	1	14.63	1/L	3.00×10^5	1	1
7	234.71	1	14.63	1/L	2.98×10^5	1	1

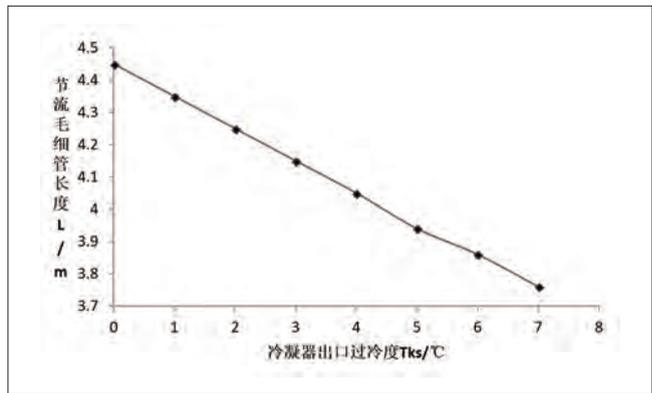


图4 冷凝器出口过冷度改变时长度的变化

5.3 改变冷凝温度，对节流毛细管长度的影响

该无人售卖机制冷系统节流毛细管内径 $d=1\text{mm}$ ，毛细管进口制冷剂干度 $X_{in}=0$ ，系统的制冷剂质量流量 $m=4.44(\text{kg/h})$ ，过冷度 $T_{ks}=0^\circ\text{C}$ ，改变冷凝温度，节流毛细管的长度影响见表9、表10。

从图5看出：在其它条件不变的情况下，冷凝温度增加，节流毛细管两端压力差变大，长度增大，增加的趋势近似线性。

表9 改变冷凝温度时，各影响参数值

$T_k(\text{°C}) \backslash \pi$	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	π_6	π_7
42	219.16	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1
43	217.10	1	14.22	1/L	3.24×10^5	1	1
44	215.17	1	13.82	1/L	3.34×10^5	1	1
45	213.11	1	13.43	1/L	3.38×10^5	1	1
46	211.17	1	13.04	1/L	3.45×10^5	1	1
47	209.28	1	12.67	1/L	3.52×10^5	1	1
48	207.42	1	12.31	1/L	3.59×10^5	1	1
49	205.60	1	11.96	1/L	3.66×10^5	1	1

表10 改变冷凝温度，节流毛细管的长度

冷凝温度 $T_k(\text{°C})$	42	43	44	45	46	47	48	49
节流毛细管长度 $L(\text{m})$	4.45	4.62	4.82	5.00	5.20	5.40	5.61	5.83

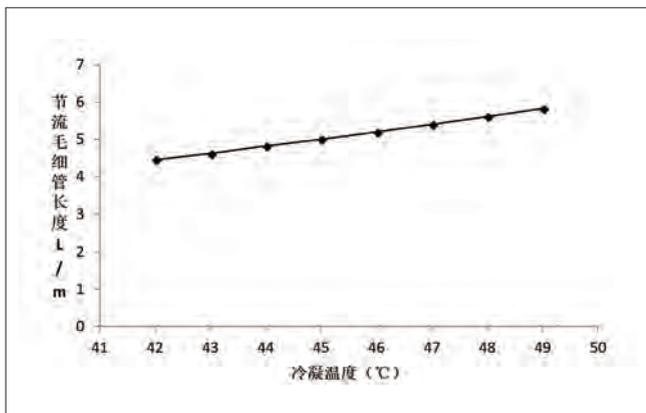


图5 冷凝温度改变时节流毛细管长度的变化

5.4 改变系统的制冷剂质量流量, 对节流毛细管长度的影响

该无人售货机制冷系统节流毛细管内径 $d=1\text{mm}$, 毛细管进口制冷剂干度 $X_{in}=0$, 过冷度 $T_{ks}=0^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $T_k=42^\circ\text{C}$, 改变系统的制冷剂质量流量, 节流毛细管的长度影响如表11、表12所示。

表11 改变系统的制冷剂质量流量, 各影响参数值

m (kg/h)	π	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	π_6	π_7
4.40	217.19	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.41	217.68	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.42	218.17	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.43	218.67	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.44	219.16	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.45	219.66	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.46	220.15	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1
4.47	220.64	1	14.63	1/L	3.18×10^5	1	1	1

表12 改变系统制冷剂质量流量, 节流毛细管的长度

质量流量(kg/h)	4.4	4.41	4.42	4.43	4.44	4.45	4.46	4.47
毛细管长度L (m)	4.54	4.51	4.49	4.47	4.45	4.43	4.41	4.39

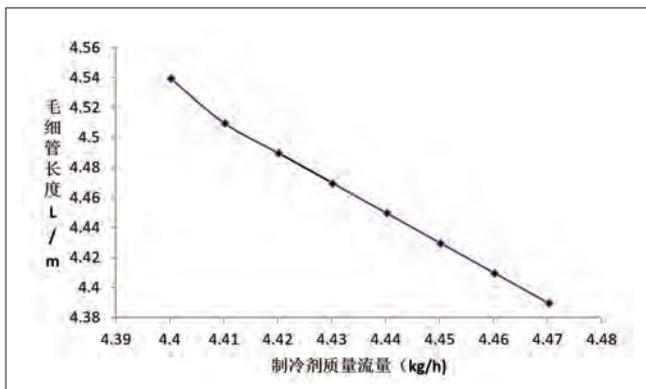


图6 系统制冷剂质量流量改变时, 节流毛细管长度的变化

从图6可以看出: 制冷剂流速大则压力小, 系统质量流量增大造成制冷剂流速增加, 引起压力降低。在节流毛细管内径不变的情况下, 质量流量增大导致毛细管长度减小。节流毛细管长度减小的趋势基本一致, 近似成线性关系。

6 结论

(1) 从热力学性能上看, R290制冷剂及R290压缩机系统在制冷量300W以上的制冷系统上具有R134a制冷剂及R600a制冷剂无法比拟的优越性, 绿色环保、单位容积制冷量大、压比小、压缩机的容积效率容易提升, 在制冷量300W~400W的商用柜及无人售货机产品应用上推广前景好。

(2) 节流系统的流量性能是整个制冷系统流量变化的最直接的反映, 完全影响整个制冷系统的运行性能。

(3) 节流毛细管的内径、冷凝器出口制冷剂液态的过冷度、冷凝温度的大小及系统的制冷剂质量流量大小这些节流毛细管进口状态参数是影响系统节流毛细管流量性能及长度的关键因素, 进一步说明了在其他条件不变的情况下, 节流毛细管内径增加、过冷度增加、系统冷凝温度的增加都会造成节流毛细管长度的增大; 系统质量流量的增加则会造成节流毛细管长度的减小。

(4) 根据LC-640无人售货机R290制冷系统的节流毛细管与回气管的热交换面积, 系统的过冷度、冷凝温度及节流毛细管的内径大小、系统制冷剂的质量流量及系统成本等因素综合考虑, 本产品选用节流毛细管内径1mm, 长度3.6m、系统流量为4.44kg/h、系统冷凝温度为42°C, 系统过冷度为7°C, 压缩机制冷量为340W等参数, 所选参数经实验测试系统制冷性能完全符合要求, 与理论计算基本吻合。

(5) 在设计类似制冷设备制冷系统时, 合理选择制冷剂进入节流毛细管进口状态参数及长度, 对节流系统的流量和整个制冷系统的匹配具有重要的指导和参考意义。

参考文献:

- [1] 宋新洲. R290应用在大容积卧式冷柜上的性能试验研究. 电器2011-增刊, 73-78.
- [2] 谷波. 毛细管计算公式的建立与分析[Z]. 上海交通大学, 2009.3.
- [3] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安交通大学出版社, 2013.
- [4] 彭慧兰, 胡荣枝, 孙继勇, 等. R290工质大规格节能型冷柜用制冷压缩机研究[J]. 家电科技, 2009.9, 59-60.

第三部分

空调器及相关技术

机房空调实际运用能耗分析

王飞

(克萊門特制冷设备(上海)有限公司 上海 201419)

摘要: 本文对机房空调系统能耗进行分析,发现其冷热掺混严重,蒸发温度低,不具备容量调节功能,未利用室外自然冷源是其能耗高的根本原因。对于变频空调,由于压缩机能耗在整个空调总能耗占比大,可通过适当提高室外风机能耗来达到降低压缩机运行能耗高,实现节能效果;在实际使用中,由于实际匹配不合理以及热、湿负荷处理不当,使得常规定速机房空调实际能耗远超过理想情况,同时合理选择机房空调安装位置,定期维护空调机组对提高使用能效有较大帮助。

关键词: 能耗;自然冷源;变频空调;节能

Analysis the energy consumption of the practical application Crac

WANG Fei

(Climaveneta Refrigeration Equipment(shanghai) Co.,Ltd. Shanghai 201419)

Abstract: The energy consumption of Crac system are analyzed, hot and cold gas flow mixed serious, low evaporation temperature, do not have capacity adjustment function. do not use the free cooling source of outdoor, they are the root cause of its high energy consumption. Because the compressor energy consumption accounts for a large proportion of the total energy consumption of the whole air condition for the inverter air condition, we can increase the energy consumption of the outdoor fans to reduce the operation energy consumption of the compressor and achieve the energy saving effect. In actual use, due to the actual, unreasonable and improper handling of heat and moisture load, the fix speed air condition energy consumption far exceeds the actual and ideal condition, reasonable selection of air condition installation, regular maintenance of air condition units to improve energy utilization efficiency is of great help.

Keywords: Energy consumption; Free cooling source; Inverter air condition; Energy saving

1 引言

机房空调在互联网、云计算时代发展过程中运用越来越广泛,目前我国大多数数据中心PUE在2.0~3.0之间。在数据中心能耗分布中,制冷系统大约占据40%,而在大型数据中心冷却方面,近年来行业推出了较好的解决方案,如带自然冷却型风(水)冷冷水机组+冷冻水末端、磁悬浮无油离心式冷水机组+冷冻水末端;热管背板空调等,大型数据中心基本能很好利用室外自然冷源,并且具备变容量调节技术,同时

温度、湿度独立控制,PUE一般较低,而中小型机房空调高能耗现象一直存在,尤其是单台制冷量在150kW以内的机房空调。关于中小型机房空调,自然冷却的节能技术在产品上运用实施与自然冷却技术带来的产品成本增加以及自然冷却技术本身的节能性、可靠性一直是制约其发展的主要矛盾,尤其是成本方面,不仅让企业难以接受,同时用户在核算新技术产品运用的投入产出比方面望而兴叹。

如何高效低成本利用过渡季节以及低温季节的自然冷源

是中小型机房空调技术领域内的一个挑战与技术瓶颈,尤其是5~25℃温度区间内的自然冷源。其中石文星等^[1]开发出了带有重力热管的一体型热复合空调机组,并在全国南北多个基站中进行试点应用,实现空调系统节能30%~45%。重力热管具备传热以及安装局限性,较难满足顾客需求。马跃征、马国远等^[2]利用磁力泵设计出一动力型复合式空调系统,选取哈尔滨与石家庄2个地区进行全年泵驱动运行时间模拟,结果表明在哈尔滨地区节能潜力更大,而这种制冷剂泵驱动的一体复合空调产品已经在行业产生一定规模,并经过几次改进与技术升级,目前行业流行的是具备制冷模式、混合模式(压泵双驱模式)以及制冷剂泵模式的制冷剂泵空调产品,但制冷剂泵价格依然是其无法大量推广的瓶颈。王飞^[3-4]、王铁军等^[5-6]以及白凯洋等^[7]研发出具有复合区的液相热管驱动复叠复合型制冷系统,系统能够根据室外温度以及机房负荷分别切换热管模式、复合模式以及制冷模式,制冷系统综合节能率高达40%。复叠型空调机组成本高,并且热交换补偿制冷本身带来了能耗增加,故而也未得到很好推广与发展,尤其是中小型机房空调系统难以推广。魏川铖、马国远等^[8]应用滑片式压缩机设计出气相热管循环空调,并通过试验验证气相热管型空调具有良好的节能效果。石文星、王飞等^[9-10]提出一种气体增压热管复合空调,并设计出10kW样机,通过测试全年能效,与常规压缩式机房空调相比,节能40%。王飞^[11]在专利中公开了一种带有气泵的气泵复合空调系统,该系统由一个气泵与一个常规压缩机构成,在室外较低温度时运行气相热

管模式,在室外较高温度时运行常规压缩制冷模式,并且气泵与现有液泵相比具有更好的成本以及节能优势。王飞^[12]在专利中公开了一种变频热管空调系统,将常规制冷系统与热管系统统一思考,提出压缩机可无极调节压缩比的理念,即压缩机的压缩比可运行在 $1.0 \leq \epsilon \leq 8.0$ 的范围内运行,低温工况时压缩机当成气泵使用,中高温工况时当成压缩机使用,并充分利用春、秋过渡季节的自然冷源,使得低成本、高能效的机房空调系统研究进入新的方向。

针对中小型机房空调在实际匹配与运用过程中造成的高能耗现象目前行业还未曾有人进行研究,本文分别针对目前几种常见的常规定速型机房空调在实际运用过程中出现的高能耗现象进行分析,为中小型机房空调在实际使用过程中如何实现低成本、高能效提供依据与思考。

2 数据中心能耗分析

在数据中心能耗占比中,制冷系统与IT设备占据绝大部分比例,为探明机房空调高能耗原因,我们从能耗发源处进行分析,即通过测量服务器芯片温度大约在50~60℃,一般服务器设备需要20~24℃冷风冷却即可满足降温散热需求,传统数据机房气流组织差,冷热掺混严重,未进行冷热通道封闭,采用先冷环境再冷设备,实际蒸发温度低,不具备变容量调节特性,导致能耗高,如现有常规定速机房空调回风温度大约为24℃,实际蒸发温度大约7~9℃,送风温度大约15℃,通过低的送风温度将整个环境温度降至20~24℃,在

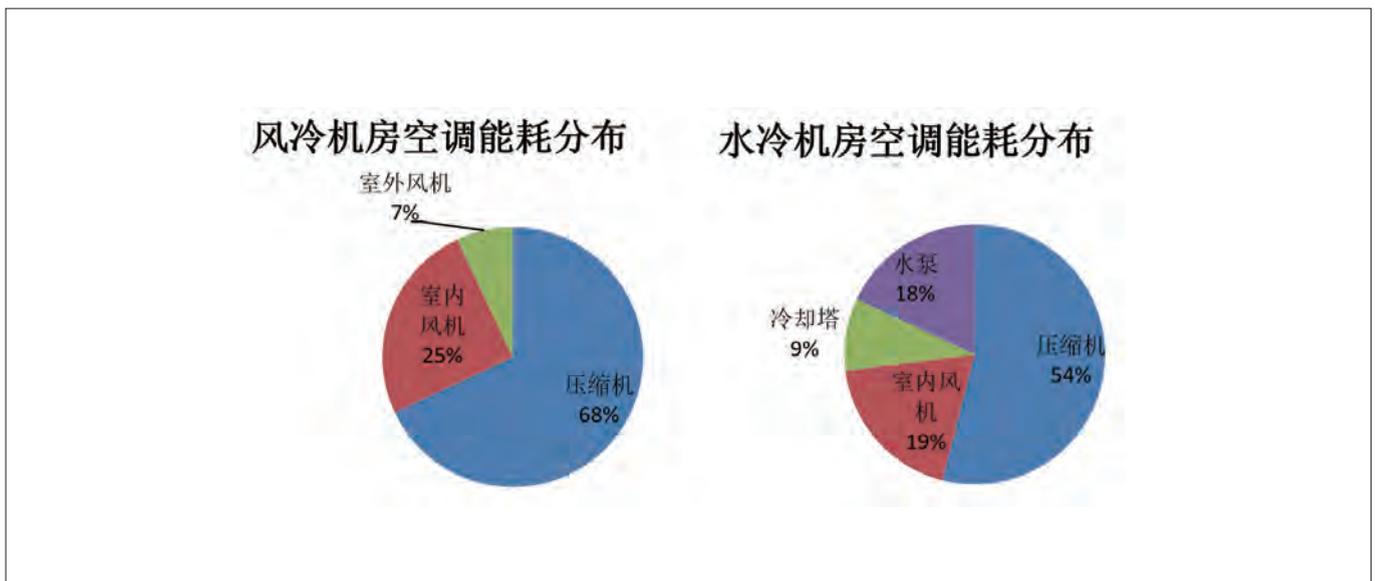


图1 常规机房空调能耗分布图

通过20~24℃冷环境温度去冷却服务器；而对于冷冻水空调也存在类似情况，即过低进水温度导致过低主机蒸发温度，故而降低数据机房能耗核心就是消除冷热混合（换热）损失、提高蒸发温度。

从空调系统本身运行角度来看，除了冷热掺混导致系统蒸发温度过低外，现有常规机房空调还存在过渡季节以及低温季节时，由于常规定速涡旋压缩机需要在压缩比 $1.5 \leq \epsilon \leq 8$ 甚至 $2 \leq \epsilon \leq 8$ 范围内运行，故而过大的压缩比形成过大能耗，无法充分利用具有可再生性的自然冷源。

3 两类常规机房空调能耗分析

图1为常规定速风冷型与水冷型机房空调能耗分布，对于风冷机房空调，其压缩机能耗占据整个空调系统能耗近70%，而排在能耗第二位的是室内风机为25%，对于常规机房空调室外风机能耗很低，不足10%。同样对于水冷型机房空调系统，由于增加了水泵与冷却塔，压缩机功耗占比约54%，其次是室内风机与水泵。通过对常规机房空调能耗分析可知，机房空调如何降低其能耗，最关键就是降低压缩机与室内风机能耗，近年来行业推出了变频压缩机以及变频EC风机，使得机房空调本身总体能耗得到了较好的优化，但仍有较大提升空间，如对于变频空调我们可以通过适当提高室外风机能耗来达到降低压缩机运行能耗高，达到节能效果。

4 机房空调实际运用高能耗分析

4.1 机房空调匹配不当分析

通过对数据中心以及机房空调能耗分析，为机房空调节能提供了有效的经验，但机房空调在实际使用过程中也会造成过大能耗，故而一台机房空调如何高效使用也是一个不可忽略的因素。

比如北京某机房面积为 10m^2 ，有2台负荷为 5kW 的服务器，实际负荷小，采用下送上回流组织，根据理论设计应当选择 $13\sim 16\text{kW}$ 的空调机组，而代理商最终给该数据机房选择匹配了2台 30kW 的下送分机房空调，一用一备。根据现场运行情况来看，机组压缩机频繁启停，由于服务器设备负荷小，发热量小，故而空调机组开机没几分钟就停机，并且伴随着蒸发器结霜结冰现象，甚至低压报警，机组实际运用能耗非常大。

另外，例如广州某光大银行数据中心，实际面积为 100m^2

的档案室，内部没有大的服务器发热源，室内基本为湿负荷，最佳方案应当匹配一台 20kW 左右的除湿机，或者匹配 $15\sim 20\text{kW}$ 的机房空调，并配置足够的电加热装置，防止温度过低现象，然而代理商却给用户匹配了一台 45kW 的机房空调，故而导致机组压缩机频繁启停能耗大，并且机组振动大，压缩机还存在报低压报警情况。

4.2 热、湿负荷处理不当

机房服务器对机房内部温度具有较高要求外，对其内部湿度以及洁净度也有较高的要求，湿度小容易引发静电，湿度过大易导致短路。由于目前常规机房空调都具备对机房温度、湿度联控功能，若对于机房内部热负荷、湿负荷估算准确，或未对两者之间平衡处理处理好，很容易造成机房空调实际使用能耗高现象。

如上述的广州某光大银行数据中心，实际面积为 100m^2 的档案室，内部没有大的服务器发热源，室内基本为湿负荷，代理商却给用户匹配了一台 45kW 的机房空调，故而实际运用时由于过大机组产生过大冷量导致机组压缩机频繁启停能耗大，当机组开启时过大冷量输出使得机房内部温度急剧下降，此时又开启很大功率的电加热进行温度补偿，此时实际运用能耗为频繁启停的空调能耗加电加热温度补偿能耗。

如武汉天河机场，机房内共有12排机柜，每排约9个机柜，共有大约100个机柜，内部服务器IT设备少，却匹配了5台机房空调，分别安装在机房的两侧，机房空调的出风方向与机柜的排列方向垂直，并且机房的三个墙体立面有较大的玻璃窗，其中的小窗户可以随意开启，部分玻璃窗四周未打玻璃胶密封，机房的大门与地面的缝隙较大，保温性及密封性较差，这样在使用过程中热负荷小，湿负荷大，空调在运行过程中很快进入了除湿模式，甚至长时间处于除湿模式，尤其到了下午、夜间室外温度降低后，低温工况除湿模式，机组能效差，并伴随着回液以及蒸发器结霜现象，机组能效低能耗大，为了保证机房稳定运行，机器有开启电加热温度补偿功能，再次增加了能耗。

如湖南长沙广汽菲亚特某发动机车间机加工零部件测量室，面积约 90m^2 ，为维持测量室环境的温度和湿度，匹配了一台 20kW 的机房空调，送风及回风均通过风管与机组连接，测量室内只有一台测量设备，无其它大的发热源，实际运用中，用户要求维持测量室内温度要求为 $19\sim 22\text{℃}$ ，最佳温度为 $19.5\sim 20.5\text{℃}$ ，最低不能低于 18℃ ，且一个小时内温度变化不超过 1℃ ；而湿度要求为 $40\% \sim 70\% \text{RH}$ ，最佳湿度为

50%~60%RH,最高不能超过75%RH,精密空调24小时开机。由于测量室内没有热源,制冷需求较小,湿度较高,有除湿需求,湿度降低的同时也会降低室内的温度,造成室内温度偏低。机组开启标配的6kW电加热功率,如果在天气条件恶劣的低温高湿天气或冬天寒冷天气,6kW的电加热可能无法满足使用要求,后续还需要增加6kW的电加热线管。

另外,某些机房如果配置空调机组、加热装置以及加湿装置不合理,而对温、湿度要求又非常严格,机组很容易发生频繁加湿、除湿、加热等模式切换,导致实际使用能耗远大于设计值。

4.3 室外机换热器脏堵、室内机过滤网脏堵

对于机房空调,其空调系统在室外换热器环境良好的条件下方能具备较高的能效,某些地区、某些季节室外空气较脏,尤其是北方地区以及某些在沙漠地区的基站空调,灰尘、雾霾现象严重,容易堵住室外换热器,导致外机冷凝效果大幅降低,系统冷凝压力升高,制冷量减小,空调机组实际运用能效变差。如在北京地区,每年4月份北京容易出现柳絮伴随春风在空气中飘荡,当这些柳絮、灰尘杂质飘过具有一定吸力的外风机换热器时,容易在换热器表面附着堵住换热器,使得空调机组室外冷凝效果变差,并且随着雨雪天气的出现,附着在换热器上面的灰尘杂质变硬,甚至与换热器发生化学反应与换热器表面形成一体,更加影响换热效果。

另外,机房对室内空气洁净度要求较高,故而机房空调室内机都配备过滤网,当过滤网出现脏堵情况时,降低系统蒸发温度,降低能效与制冷量,实际运用能耗增加,比如江西上饶站采用的机房空调,该项目采用的机房空调运用一年都未曾对内机过滤网进行清洗,甚至有些工程项目自从空调安装后就不再对机房空调进行定期保养维护,除非空调机组发生故障才有维保意识,不仅增加机组运行能耗,甚至威胁数据中心的安全可靠。

4.4 机组安装位置

机房空调室内外机安装位置亦对空调实际运用能效提出挑战,比如长配管、高落差,太阳辐射,内外机风场等。比如合肥地铁1号线使用机房空调项目,该项目内外机配管长达100m,高度落差也达到30m,如此庞大联管使得空调系统能效降低衰减较大,甚至外机换热器较常规机组增大10%以上才能满足。另外外机安装在太阳直接照射的地方,太阳直接辐射会造成室外换热表面温度至少提高2℃,另外太阳直接辐射地区空气温度也比阴凉地区高,由于机房空调全年制

冷,在温度较高的地区容易使得冷凝压力升高,造成制冷量衰减,能效降低,降低自然冷源利用率。

内、外机风场分布也直接影响机组实际运用能耗,比如室外机换热器与墙壁、地面距离过小,使得风场差,换热效率差,冷凝温度升高,能耗增加;内机风场差会导致蒸发温度降低,能耗增加。

5 结论

通过对机房空调系统能耗以及现有机房空调实际运用能耗进行分析,得到如下结论:

- 1) 现有机房空调采用先冷环境再冷设备的冷却方式,气流组织差,冷热掺混严重,实际蒸发温度低,且不具备变容量调节特性,未利用室外自然冷源,故而能耗高;
- 2) 风冷型机房空调中压缩机及室内风机能耗大约占总能耗的90%,水冷型机房空调中压缩机及室内风机能耗大约占总能耗的75%,为提高机房空调能效奠定了基础;
- 3) 常规定速机房空调在实际使用中由于实际匹配不合理以及热、湿负荷处理不当会造成实际能耗远超过理想情况;
- 4) 为保障机房空调高效运行,需要对机房空调安装位置合理选择,并且定期维护空调机组,以免出现能耗过大现象。

参考文献

- [1] 石文星, 韩林俊, 王宝龙. 热管/蒸发压缩复合空调原理及其在高发热量空间的应用效果分析[J]. 制冷与空调, 2011, 11(1): 30-36.
- [2] 马跃征, 许树学, 马国远, 等. 磁力泵驱动两相冷却复合制冷系统特性分析和实验研究[J]. 制冷学报, 2016, 6(3): 1-5.
- [3] 王飞, 王铁军. 动力型分离式热管在机房空调中研究与应用[J]. 低温与超导, 2014, 11(42): 68-71.
- [4] 王飞. 30kW动力型分离式热管设计与实验[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [5] 王铁军, 王冠英, 王蒙, 等. 高性能计算机用热管复合制冷系统设计研究[J]. 低温与超导, 2013, 41(8): 63-66.
- [6] 王铁军, 王飞. 动力型分离式热管设计与试验研究[J]. 制冷与空调, 2014, 14(12): 41-43.
- [7] 白凯洋, 马国远, 周峰, 等. 全年用泵驱动回路热管及机械制冷复合冷却系统的性能特性[J]. 暖通空调, 2016, 46(9): 109-115.
- [8] 魏川钺, 马国远, 许树学, 等. 通讯基站用气相热管驱动回路热管的设计及实验研究[C]. 第十二届全国电冰箱(柜)、空调器及压缩机学术交流大会论文集, 2014.
- [9] 石文星, 王飞, 黄德勇, 等. 气体增压型复合空调机组研发及全年运行能效分析[J]. 制冷与空调, 2017, 17(2): 11-16.
- [10] 石文星, 王飞, 张国辉, 等. 一种热管复合型空调系统及其控制方法: 201610174000.2[P]. 2016.06.15.

柜式空调器室内机蜗壳结构的优化设计

金听祥 王镜儒

(郑州轻工业学院能源与动力工程学院 河南郑州 450002)

摘要: 为提高柜式空调器的节能降噪效果,对室内机的蜗壳原始结构进行优化,将扩压口的左、右侧型线沿顺时针分别旋转角度 α 、 β ,得到多种蜗壳型线的改进方案。通过数值计算,将最佳模拟结果对应的型线方案制作手板模型。模拟结果表明:在改进型线后的蜗壳蜗舌、扩压口的左、右侧型线附近以及出口处的流速、静压、总压分布都得到了较大改善,提高了蜗壳出口处的静压和总压。实验结果表明:在不同风速模式下,装有手板蜗壳的整机风量较原型蜗壳提高了 $3.38\sim 19.9\text{m}^3/\text{h}$,噪声降低 $1.0\sim 1.2\text{dB(A)}$,风速提高了 $0.1\sim 0.53\text{m/s}$ 。说明改进蜗壳型线对优化风机性能,提高空调器的整机风量和出口风速,降低噪声等起到了积极作用。

关键词: 蜗壳;柜式空调器;室内机;数值模拟;实验验证

Optimization design of volute structure of cabinet air conditioner indoor unit

JIN Tingxiang WANG Jingru

(School of Energy and Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry Zhengzhou 450002)

Abstract: In order to improve the effect of energy saving and noise reduction of cabinet air conditioner, the original structure of the volute of indoor unit is optimized. The left and right lines of the diffuser are rotated angle of α and β along the clockwise. Multiple kinds of improved schemes of the volute line are obtained. After calculating the different schemes by commercial software, the best simulated results corresponding to volute line scheme is made into hand model. The simulated results showed that the flow velocity, static pressure and total pressure distribution near the volute tongue, left and right lines of the diffuser and outlet of the modified volute are improved significantly. So the static pressure and total pressure at the outlet of the volute are raised. In addition, the experimental results showed that under different wind speed patterns, the air volume of the modified volute is increased by $3.38\sim 19.9\text{m}^3/\text{h}$. The noise value is reduced by $1.0\sim 1.2\text{dB(A)}$ and the wind speed is enhanced by $0.1\sim 0.53\text{m/s}$. It illustrates that improve the volute line has played a positive role in optimizing the performance of the fan, increasing the air volume and outlet wind speed. Meanwhile, the noise is reduced effectively.

Keywords: Volute; Cabinet air conditioner; Indoor unit; Numerical simulation; Experimental verification

1 引言

蜗壳作为流体机械中的一个重要结构,起着导流与扩压的作用,因此,国内外多从蜗壳的结构、安装位置、材料等方面进行优化改进,取得了大量的研究成果。同时,蜗壳作为柜式空调器室内机风道系统的组成部分之一,对多翼离心风机

以及空调器的整体性能影响也较大。

包佳勇等^[1]采用数值模拟方法,研究蜗壳形状对涡轮增压器压气机性能的影响,依据蜗壳的成型方法,取不同的经验值进行数值计算,结果表明,在一定范围内随着经验值的增大,流量和效率均得到提高,流动分离也得到抑制。赵婷

等^[2]针对某型离心风机,通过试验研究了倾斜蜗舌和蜗舌的安装位置对风机气动性能和噪声特性的影响,结果表明,随着蜗舌倾角和安装间距的减少,风机噪声降低,且对风机性能的影响具有交互性。许文明等^[3]为优化柜式空调器室内机风道内部流场,通过分析其气流的组织情况,对原蜗壳的扩压口型线进行优化改进,模拟和实验结果均表明风机风量得到提升,增幅分别为5.1%和4.7%。孙少明等^[4]利用逆向工程法,通过提取长耳鸮翼型的降噪元素,设计了一种仿生降噪蜗舌,试验结果表明,声压级较原型风机平均降低2.3dB,并得出了影响降噪效果的因素。

本文从柜式空调器室内机原型蜗壳的结构出发,对其型线进行优化改进,设计了多种改进方案并进行数值计算,最后,通过实验验证了最佳型线方案对应的改型蜗壳对风量、噪声、风速等的影响。

2 原型蜗壳数值计算

将整机模型进行简化,为保证计算结果的稳定性,将出口以5倍叶轮直径延伸,并采用弧形进口,如图1。在ICEM CFD中划分网格时,均采用非结构网格,网格总数约为650万,网格质量大于0.2。图2为简化后的蜗壳网格。

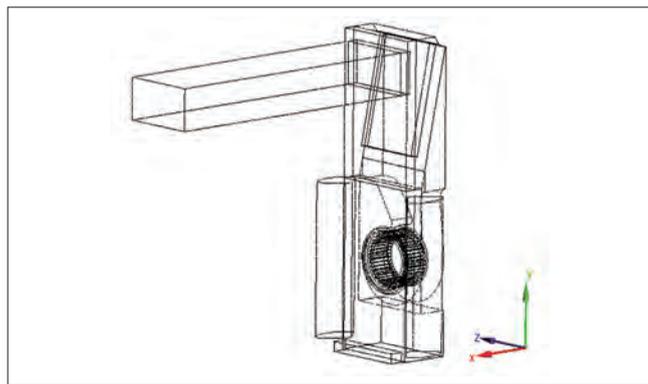


图1 整机简化模型

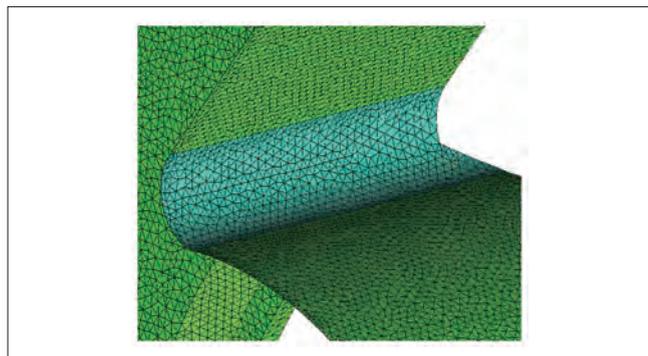


图2 蜗壳网格

2.1 计算方法

稳态计算时,压力与速度耦合选用SIMPLE算法,压力修正选择Standard方式,离散方程均采用二阶迎风格式,进出口均采用压力进、出口边界条件,蒸发器采用多孔介质模型,风机旋转区域采用多重参考系(MRF)。

非稳态计算时,采用大涡模拟(LES),压力与速度耦合采用PISO算法,其时间步长为 1.07×10^{-4} ,计算收敛后开启声学模型,选择FW-H方程进行噪声计算,并以叶轮、蜗壳、蜗舌为声源。

2.2 计算结果与分析

将装有原型蜗壳的整机实验数据与模拟数据进行比较,如表1。结果显示,风量和噪声数据的误差均在允许范围内,说明模型的简化和计算方法的选择较为合理。

表1 原型蜗壳的实验与模拟数据

项目	实验	模拟	绝对误差	相对误差
风量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	917.81	894.6	23.21	2.5%
噪声/dB(A)	46.2	50.4	4.2	9.1%

3 蜗壳型线改进方案与数值分析

3.1 蜗壳型线改进方案

由于在靠近蜗舌和左侧型线处存在较大回流,且扩压口的出口左侧还存在着较大漩涡,如图3,可见原型线并不利于气流的输出。故将扩压口的左、右侧型线分别沿顺时针旋转角度 α 、 β ,蜗舌半径也发生相应变化,如图4, α 分别为 4° 、 3° 、 2° 、 2° 、 2° , β 分别为 5° 、 5° 、 5° 、 3° 、 2° ,蜗舌半径 r 分别为32.1mm、32.1mm、32.1mm、29.7mm、28.89mm。

3.2 改型蜗壳计算结果与分析

表2为上述五种方案的模拟结果,方案1、2、3的模拟风



图3 原型蜗壳的流线分布

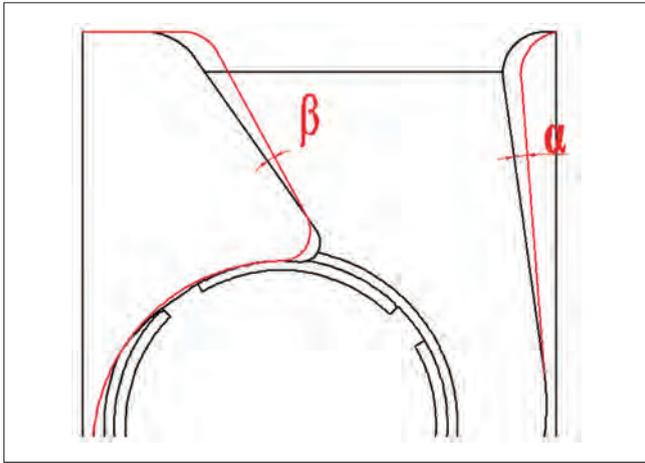


图4 蜗壳型线改进示意图

量较原型蜗壳有所增加,但噪声值降低的幅度较小,而方案4、5的模拟风量较原型机的增幅较大,噪声也有明显改善。同时,相比于方案1、2、3的风量和噪声数据,方案4、5也有明显提高。说明扩压口的左、右侧型线沿顺时针旋转的角度不宜过大,不仅对整机性能的提升有限,而且扩压口的实际作用也难以发挥,故确定以方案5对应改型蜗壳的气动性能为最佳。

表2 不同方案的模拟结果

方案	风量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	噪声/ dB(A)
1	897.2	49.6
2	901.36	48.8
3	906.54	48.3
4	916.25	47.6
5	927.38	46.2

原型蜗壳与改型蜗壳在 $X=70\text{mm}$ 截面处的速度分布云图,如图5。原型蜗壳的蜗舌以及扩压口左侧型线附近的速度较低,而改型蜗壳在相同位置处的速度明显增加,但在扩压口左侧出口处的低速区域的面积明显扩大,右侧出口处的流速却基本不变。图6为两种蜗壳的流线分布($X=70\text{mm}$),流体在改型蜗壳左侧型线处的流线分布较好,而扩压口左侧出口处的漩涡明显增大。此外,在改型蜗壳的蜗舌处仍然存在气体回流,但流体的流向改变较缓。因此,改进蜗壳型线能改善多翼离心风机流场的流速分布并扩大流体输出的有效范围。

图7为两种蜗壳($X=70\text{mm}$)的静压分布,其中,改型蜗壳低压区的静压降低,而在扩压口出口和改型蜗舌处的静压提高,如图7(b)。图8为二者的总压分布($X=70\text{mm}$),在改型蜗壳左侧型线处的总压较原型蜗壳相同位置处的压力有明显提高,且扩压口出口处的总压变大,但低压区域的总压降低。说明改型蜗壳能提高蜗壳出口处的静压和总压,使风机内部的静压压力分布也较为均匀。

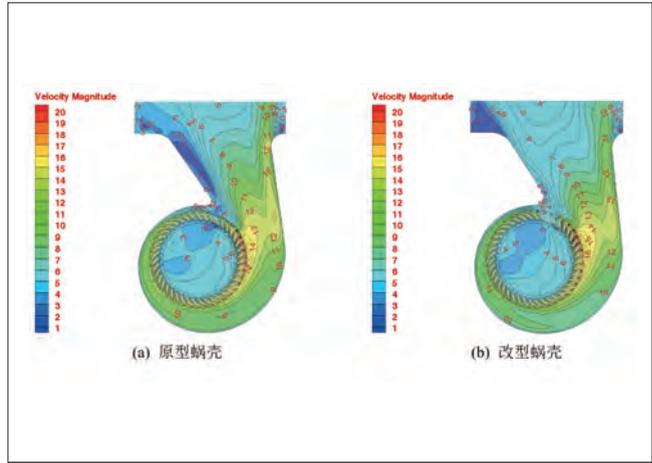


图5 $X=70\text{mm}$ 处的速度分布

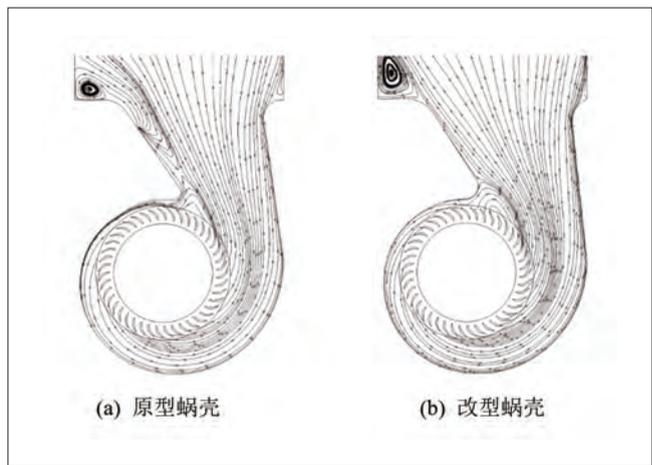


图6 $X=70\text{mm}$ 处的流线分布

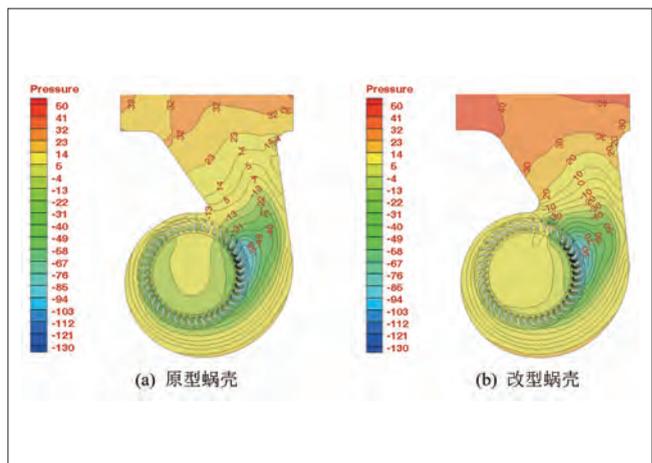


图7 $X=70\text{mm}$ 处的静压分布

4 实验验证

4.1 实验方法

本实验在广东志高空调有限公司进行,将原型蜗壳与方案5对应的蜗壳手板模型分别安装在某型柜式空调器室内机中,在与室外机不连接且处于通风状态的情况下,按GB/T

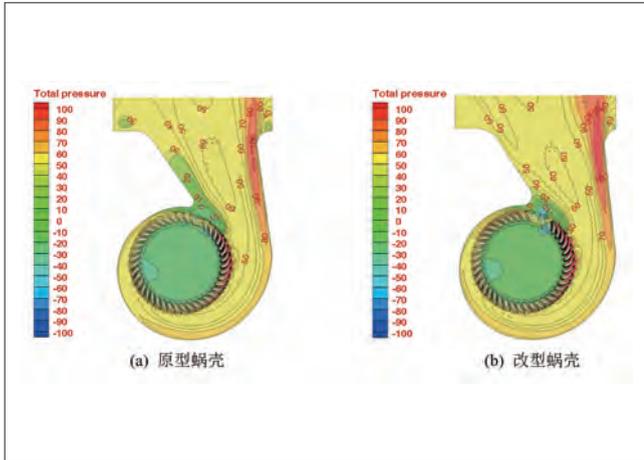


图8 X=70mm处的总压分布



图9 半消声实验室

7725-2004的相关标准^[5]进行风量和噪声测试。

在风量实验室中,选择直径为70mm和100mm的喷嘴,按不同的风速模式进行测试,当风量实时曲线达到稳定时记录数据。噪声测试在半消声实验室进行,如图9。为与进行模拟时的整机简化模型一致,拆除出风口横向导流叶片,除蜗壳不同外,其余零部件均不变。

4.2 实验结果

表3为两种蜗壳的实验数据,结果表明,装有改型蜗壳的

表3 原型蜗壳与改型蜗壳实验数据对比

方案	转速/r/min	风量/m ³ /h	噪声/dB(A)	风速/m/s
原型蜗壳	500	917.81	46.2	27.29
	412	764.57	42.2	22.67
	365	669.71	39.7	19.85
改型蜗壳	489	937.71	45.1	27.82
	392	774.45	41.0	22.96
	345	673.09	38.7	19.95

整机风量较原型机提高了3.38~19.9m³/h,噪声值较原型机降低了1.0~1.2dB(A),风速提高了0.1~0.53m/s。

5 结论

针对原型蜗壳中流动状况不佳的现象,通过优化蜗壳型线,得到以下结论:

(1) 方案5对应的蜗壳型线,使流体输出的有效范围扩大,左侧型线附近的流动不均匀性得到了改善,低速区域的分布范围大幅减少,同时提高了蜗壳出口处的静压、总压,其出口流速、风量,以及静压的压力梯度分布也得到了优化,但低压区域的压力值变小。

(2) 在通风状态下,安装有改型蜗壳的整机风量较原型蜗壳提高3.38~19.9m³/h,噪声值降低1.0~1.2dB(A),风速提高0.1~0.53m/s。

综上,优化改进柜式空调器室内机的蜗壳型线,使整机性能得到大幅提升,有效降低了流动损失和气动噪声。

参考文献

- [1] 包佳明,童正明,等. 涡轮增压器压气机蜗壳型线变化的性能研究[J]. 能源工程, 2016(2): 75-79.
- [2] 赵婷,赵付,等. 曲线蜗舌对离心风机降噪影响的试验研究[J]. 流体机械, 2012, 40(3): 1-7.
- [3] 许文明,郑祖义,等. 空调器柜机多翼离心风机扩压口的优化设计[J]. 制冷与空调, 2011, 11(6): 63-65.
- [4] 孙少明,任露泉,等. 仿生降噪蜗舌试验研究与数值模拟分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 32-34.
- [5] GB/T 7725-2004房间空气调节器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.

空调环境下吊扇对热舒适影响的研究

王晓倩 刘益才 毕麟 刘绍文
(中南大学, 能源科学与工程学院 湖南长沙 410083)

摘要: 针对空调使用情况下室内温度分布不均和垂直温差较大的问题, 采用控制变量法对空调设定温度和风扇使用工况下受试者坐姿状态1.1m处的温度和风速进行测量, 并对工况下受试者的热感觉、热舒适及热可接受度投票进行统计分析, 发现在空调设定温度一定的情况下, 合理的使用吊扇可以增加热可接受度, 改善室内热环境, 满足人体对热舒适的需求, 提高工作学习效率, 为夏季室内空调的使用和吊扇的开启提供了参考。

关键词: 吊扇; 热舒适; 热环境; 问卷调查

Research on the effect of ceiling fan on thermal comfort in air conditioning environment

WANG xiaoqian LIU Yicai BI lin LIU shaowen
(School of Energy Science and Engineering, Central South University Changsha 410083)

Abstract: In view of the problem of uneven indoor temperature distribution and large vertical temperature difference in the use of air conditioners. The control variable method was used to measure the temperature and wind speed at 1.1m in the seated state of the subjects under the conditions of air conditioning set temperature and fan use conditions. The statistical analysis of the subjects' thermal sensation, thermal comfort, and hot acceptability vote under working conditions was conducted. It was found that with a certain set temperature of the air conditioner, a reasonable use of the ceiling fan can increase the thermal acceptability, improve the indoor thermal environment, meet the human body's need for thermal comfort, and improve work efficiency. It provides a reference for the use of indoor air conditioning in summer and the opening of ceiling fans.

Keywords: Ceiling fan; Thermal comfort; Thermal environment; Questionnaire survey

1 引言

随着生活水平的提高, 无论是住宅建筑还是办公建筑, 空调的使用率已经逐年增加。生活中, 人大约有90%的时间都处于室内, 室内热环境与人的健康密切相关, 然而空调设定温度的不合理不仅浪费能源, 而且会导致人体的舒适程度降低, 这也是引发“空调病”的主要因素, 因此室内的热环境亟待提高。现阶段调节室内热环境, 提高人体热舒适程度的主要手段是通过空调, 而传统空调只是单一的控制室内温度、创造稳定恒温的热中性(不冷不热)环境, 由于热扩散的影响, 导致温度在室内分布不均, 垂直高度上温差较大, 降低

了人体的热感觉和热舒适程度。

本文研究在夏季空调开启的情况下, 增加吊扇对人体热感觉和热舒适程度的影响。

2 研究现状

1986年, Fanger和Christensen对100名受试者进行冷吹风试验, 研究了温度、冷吹风感以及人体满意率之间的关系^[1]; 清华大学的赵荣义教授分析了热舒适与热感觉的不同含义, 并讨论了两者在稳态和动态条件下的差别^[2]; 华南理工大学的张宇峰教授与清华大学的赵荣义教授对30名受试者采用问卷调

查的方式,研究了均匀热环境和不均匀热环境下人体全身热感觉、热可接受度和热舒适的关系^[3]; Son H. Ho, Luis Rosario 等人采用吊扇来研究速度、温度和相对湿度的分布,进而改善热舒适^[4]; Chen, WH 等人从风扇转速、风扇叶片几何形状、天花板至扇形深度以及天花板高度四个方面系统地研究了安装有吊扇的空置办公室中的空气流动分布^[5]; Babich, F等人通过比较使用不同URANS湍流模型获得的模拟结果与受控环境中收集的测量数据,开发和验证印度典型吊扇的三维瞬态隐式CFD模型,结果表明这种吊扇模型能够复制风扇产生的气流的主要特征^[6]。综上所述,本文研究是否在使用吊扇的情况下,通过改变空调设定温度,同时测试人周围的温度及风速,采用主观问卷调查的方式进一步研究吊扇对热舒适的影响。

3 理论基础

3.1 人体主观热反应

本文采用主观问卷调查的方式直接询问受试者对室内热环境的评价^[3],包括被广泛使用的热感觉投票TSV(Thermal Sensation Vote)、热舒适投票TCV(Thermal Comfort Vote)以及热可接受度投票TAV(Thermal Accepted Vote)。三种指标的关系决定着热舒适最佳状态的定义和可接受范围的确定,且都是对热环境的客观评价与主观意识不同程度的综合体现。

(1) 热感觉投票TSV

热感觉是人体对周围环境是“冷”还是“热”的主观描述。人对热环境的感受通过皮肤下面的神经末梢感受到冷热刺激,并侧重心理上的主观描述。将人体感受到的冷热感觉设置成某种等级标度,让受试者根据这些标度结合实际感觉进行投票。热感觉标尺采用ASHRAE7点标尺(见图1a)。

(2) 热舒适投票TCV

热舒适是人体通过自身的热平衡和感觉到的环境状况综合起来是否获得舒适的感觉。它是由生理和心理共同决定的,且更偏重于心理上的感觉。根据ASHRAE标准中对热舒适的定义,可知热舒适投票是人热环境感到满意的意识状态,强调对热舒适性的主观评价。热舒适投票采用Zhang开发的断裂标尺(见图1b)。

(3) 热可接受度投票TAV

热可接受度是人体对周围环境的满意度。室内的热舒适研究将热可接受范围定义为热感觉为稍凉、中性、稍暖的状态。热可接受度投票采用一种最初用于室内空气质量调查的

可视化模拟标尺(见图1c)。

3.2 控制变量

考虑到空气温度是影响人体热感觉和热舒适程度的重要环境参数^[7],本实验采用控制变量法,首先从主观上研究在不同的空调设定温度下,是否开启吊扇对人体热感觉、热舒适及热可接受度的影响;然后从客观上分析不同工况下人所处坐姿时1.1m处的温度和风速,提出既能够改善热舒适,又可以实现节能的策略。

4 实验方法

4.1 实验装置

2017年7月对中南大学能源楼的某一办公室进行了实验研究,该办公室的几何尺寸为6.0m(长)×6.0m(宽)×3m(高),北立面有两扇推拉外窗几何尺寸为2.0m(宽)×1.5m(高),室内放置一台格力分体落地式空调,室内布置8个办公位,正中间布置一吊扇,具体布置见图2。

4.2 实验工况

本文基于2017年7月的测试数据进行研究,室外环境各参数变化范围分别为:温度32~37℃,湿度60~80%,室外风速



图1 投票标尺

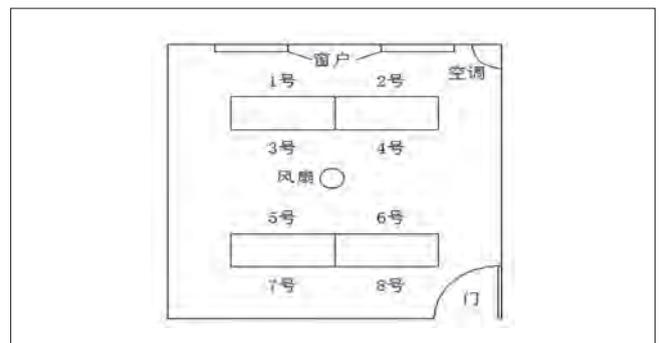


图2 实验测试布置图

0.3~0.5m/s。本实验要求全部的受试者穿夏装（短裤和短袖，服装热阻大约0.3clo^[2]）参加主观问卷。考虑到受试者从一个实验温度进入到另一个温度时，需要一段时间使自身生理状况适应新的环境条件，本文将适应期定为30分钟^[8]。在环境温度适应期间，受试者只能静坐在办公桌前，不能进行较剧烈的活动，因此人体的新陈代谢率定为1.2met。

根据ASHRAE Standard 55-2010^[8]中空调建筑可接受的热环境区域，空调设定温度分别取25℃、26℃、27℃，在考虑吊扇的开启对室内空气的扰动的影响，分别进行了不同工况下各办公位的温度、风速测量和主观问卷调查，具体实验工况见表1。在实验进行之前，先让室内的空调按设定温度25℃运行30min，当室内环境进入稳态中，受试者填写问卷调查，然后根据设定的工况改变设置条件，受试者适应后继续填写问卷调查。在空调运行的过程中，工作人员利用红外测温仪和多参数通风表定时定点测量八个工位距地面1.1m处的温度和风速，每隔5分钟测量一次。

表1 测试工况条件设置

工况	空调设定温度	是否开窗	是否开风扇
1	25℃	否	否
2	25℃	否	是
3	26℃	否	否
4	26℃	否	是
5	27℃	否	否
6	27℃	否	是

4.3 主观热反应调查问卷

本文采用热感觉投票TSV、热舒适投票TCV和热可接受度投票TAV三个指标来反映人体的主观热反应。热感觉投票采用ASHRAE 7点标尺（见图1a）；热可接受度投票采用一种最初用于室内空气质量调查的可视化模拟标尺（见图1b）；热舒适投票采用Zhang开发的断裂标尺^[11]（见图1c），以便让受试者在舒适和不舒适间作出明确的判断。受试者在适应期后对室内热环境的投票时间不少于5分钟。

基于对受试者热舒适与热感觉进行主观调查的基础上，设计了热舒适调查问卷。该问卷包括以下5个部分^[7]：

- (1) 受试者基本信息：办公位、年龄、身高、体重、着装、活动情况；
- (2) 实验时间：日期、开始时间、结束时间；
- (3) 热感觉：热 (+3)，较热 (+2)，稍热 (+1)，适中 (0)，稍冷 (-1)，较冷 (-2)，冷 (-3)；
- (4) 热舒适：非常舒适 (+2)，舒适 (+1)，有点舒适 (+0.01)，稍不舒适 (-0.01)，不舒适 (-1)，非常不舒适 (-2)；

(5) 热可接受：完全可接受 (+1)，刚刚可接受 (+0.01)，刚刚不可接受 (-0.01)，完全不可接受 (-1)。

为了保证热舒适问卷调查结果的准确性，在实验开始之前先让受试者仔细阅读问卷的内容，并对各部分内容（尤其是(3)~(5)）进行详细解释，使受试者充分了解调查问卷的内容。

5 数据分析

5.1 主观投票分析

为了保证实验结果不受办公位的影响，每位受试者在填写问卷的过程中，只待在同一办公位，并对6种实验工况进行多次实验，将每位受试者每种工况下的热感觉、热舒适及热可接受度投票值多次测试取均值，具体结果见图3~图5。

进一步比较工况，我们可以发现：

(1) 从图4中可看出，不开启吊扇时空调设定温度为26℃，人工作区域的舒适性更好；从图5可看出，吊扇的加入使人体感觉舒适的温度提升到27℃，这可能是因为吊扇可以使冷热气流互相更好的掺混，提高了人体对室内环境舒适程度的感知温度，同时还可以降低空调的能耗。

(2) 从图3、图4、图5中可以整体的看出吊扇的加入改善了室内的热环境，主观调查的热感觉、热舒适、热可接受度投票值都有一定程度的提高，更能满足人体对热舒适的需求，

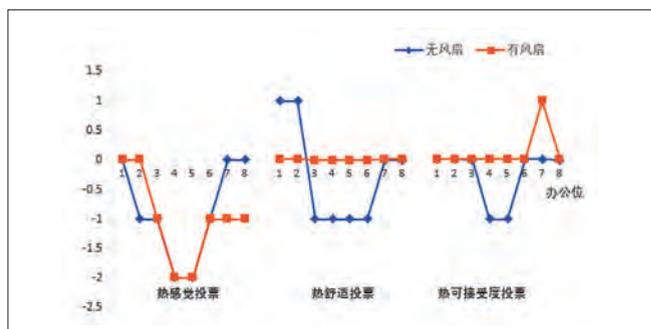


图3 工况一、二（25℃）热感觉、热舒适、热可接受度投票

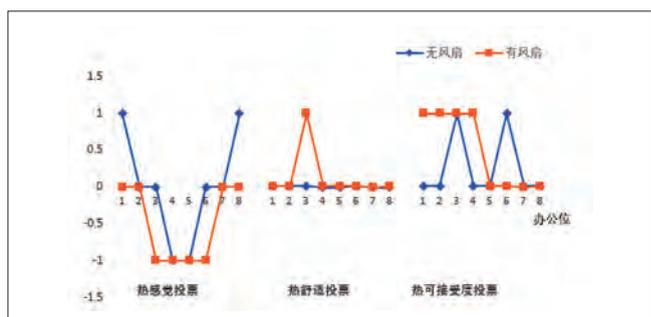


图4 工况三、四（26℃）热感觉、热舒适、热可接受度投票

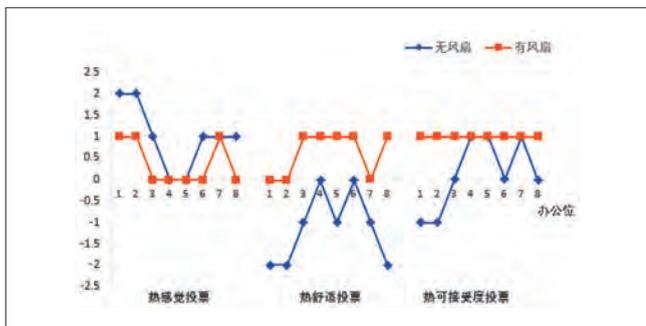


图5 工况五、六(27℃)热感觉、热舒适、热可接受度投票

可以提高工作学习效率。

5.2 客观数据分析

采用红外测温仪和多参数通风表记录八个工位在各工况运行时的温度和风速,多次测量取均值,具体见表2。

	办公位	工况1	工况2	工况3	工况4	工况5	工况6
温度 ℃	1	26.6	25.9	27.5	26.5	28.1	27.6
	2	26.5	25.6	27.1	26.5	27.9	27.5
	3	25.7	25.5	26.5	26.6	27.3	27.1
	4	24.9	25.8	25.5	26.4	26.3	27.3
	5	25.5	25.8	26.0	26.5	27.1	27.3
风速 m/s	6	25.1	25.6	26.2	26.5	27.5	27.4
	7	25.6	25.3	26.5	26.6	27.5	27.3
	8	26.2	25.9	26.6	26.7	27.8	27.3
	1	0.03	0.05	0.02	0.03	0.02	0.03
	2	0.03	0.05	0.02	0.03	0.02	0.03
	3	0.01	0.06	0.01	0.05	0.01	0.04
	4	0.09	0.06	0.08	0.05	0.09	0.04
	5	0.05	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
6	0.02	0.06	0.01	0.04	0.03	0.04	
7	0.01	0.06	0.01	0.05	0.01	0.03	
8	0.03	0.06	0.02	0.05	0.02	0.02	

从表2中可以看出:

(1) 在无吊扇的情况下,工位1和工位2的温度普遍偏高,这可能是由于邻近外墙和外窗,受太阳直射,工位4和工位5的风速普遍偏高,这可能是由于正处于空调吹风口,而工位8温度高风速大,可能是因为门缝外的热空气渗入导致的。

(2) 吊扇的加入,加强了室内气流的扰动,使冷热气流互相更好的掺混,室内的温度和风速分布比较均匀,减小了头脚温差大和冷吹风感对人体的影响。

6 结论

通过对某办公室的分体式空调和吊扇的使用情况进行工况组合,客观分析各办公位工作区域温度和速度的分布,结合主观对室内热环境的热感觉、热舒适及热可接受度投票值,可以发现:

(1) 加入吊扇后实验测得的温度和风速与主观问卷调查的结果一致,可以充分说明在合理设定空调温度时,吊扇可以改善室内热舒适。

(2) 吊扇的使用可以使室内冷热气流均匀的掺混,改善了室内不同办公位人员的舒适感,降低了垂直温差太大和冷吹风感造成的不适,而且可以获得更高空调设定温度的相同水平的舒适度,还可以降低空调的能耗。

(3) 在空调设定温度一定的情况下,合理的使用吊扇可以降低室内环境的热感觉,提高热舒适,增加热可接受度,改善室内热环境,满足人体对热舒适的需求,提高工作学习效率。

参考文献

- [1] P O Fanger, et al. The impact of turbulence on draught. Proceedings of the Meeting of XVII International Congress of Refrigeration, 1987.
- [2] 赵荣义. 关于热舒适的讨论[J]. 暖通空调, 2000, 30(3):25-26.
- [3] 张宇峰, 赵荣义. 均匀和不均匀热环境下热感觉、热可接受度和热舒适的关系[J]. 暖通空调, 2007, 37 (12) :25-32.
- [4] Son H. Ho, Luis Rosario, Muhammad M. Rahman, Thermal comfort enhancement by using a ceiling fan, Applied Thermal Engineering. 29 (2009) 1648-1656.
- [5] Chen, WH, et al. Experimental and numerical investigations of indoor air movement distribution with an office ceiling fan[J]. Building and environment. USA. 2017,130(14-26).
- [6] Babich, F, Cook, M, et al. Transient three-dimensional CFD modelling of ceiling fans[J]. Building and environment. England: Loughborough Univ. 2017, 123(37-49).
- [7] 刘蔚巍. 人体热舒适客观评价指标研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.
- [8] ASHRAE. ASHRAE Standard 55-2010. Thermal environmental conditions for human occupancy[S]. Atlanta: ASHRAE, 2010.
- [9] 阮芳, 宋凯华, 王晓倩, 等. 吊扇对分体式空调器热舒适性及能耗的影响[J]. 制冷与空调, 2016, 16(9):54-57.
- [10] ISO 7730. Moderate thermal environments-Determination of the PMV and PPD indices and the specification of conditions for thermal comfort, 2nded, Geneva, International Standards Organization, 1994.
- [11] Yongchao Zhaia, Yufeng Zhang, Hui Zhang, Wilmer Pasut, Edward Arens, Qinglin Meng. Human comfort and perceived air quality in warm and humid environments with ceiling fans, Building and Environment 90 (2015) 178-185.
- [12] Rohles F, Konz S, Jones B. Ceiling fans as extenders of the summer comfort envelope. ASHRAE Trans 1983;89(1):245-263.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776226); 中南大学研究生自主探索创新项目资金资助(2018zts491)

空调压缩机低温工况油粘度分析和研究

史传民 王树涛
(海信(山东)空调有限公司 山东青岛 266100)

摘要: 空调压缩机在低温工况下睡眠启动和稳定运行时,经常发生油温过热度 Δt 不符合压机规格书要求的情况。本文通过测试低温工况下某款压缩机的油温和油粘度,根据压机厂家给定的参数来判断压缩机能否可靠运行。结果表明在油温过热度 Δt 不满足压缩机规格书要求的情况下,此压缩机依然能够满足可靠性运行要求,为后续开发产品提供了参考。

关键词: 压缩机; 压下过热度; 油粘度; 可靠性

ANALYSIS AND STUDY ON VISCOSITY OF AIR CONDITIONING COMPRESSOR AT LOW TEMPERATURE

SHI Chuanmin WANG Shutao
(Hisense (Shandong) Air-Conditioning Co. Ltd. Qingdao 266100)

Abstract: It is often occurred that the oil temperature of superheat often does not meet the requirements of the compressor specification When the air-conditioner compressor is starting and running stable at low temperature conditions. In this paper, the reliability of the compressor is verified by testing the oil temperature and viscosity of the compressor under the low temperature condition. The results show that the requirements of reliability can be met when the oil temperature of superheat is not satisfied with the compressor specification. The result can be referred to the future product.

Keywords: Compressor; Oil temperature of superheat; Viscosity; Reliability

1 引言

空调系统的核心部件为压缩机,而润滑油在压缩机的可靠运行中起着润滑、密封、冷却、防腐等作用^[1]。空调用制冷剂与压缩机润滑油具有一定的互溶性,当润滑油被制冷剂稀释到一定低值,油膜厚度低于 $1\mu\text{m}$ 时,润滑油便失去对压缩机的有效润滑,长期运行容易损坏压缩机。

普通家用空调在我国工作范围内一般偏重于制冷运行,但轻商用空调一般应用在无特殊供暖设施的场所,对于制热的需求相对偏大,特别是在低温工况下睡眠启动和稳定运行时,很容易出现压缩机因润滑油不足导致损坏,造成空调

无法使用。为保证空调系统长期可靠运行,行业引入油温过热度 Δt 指标,该指标可反应出压缩机内部润滑油和冷媒的混合状态^[2]。其定义为压缩机底部油池温度减去压缩机排气压力所对应的饱和温度,压机厂家在压机规格书中明确 Δt 的大小,一般要求稳定运行时 $\Delta t \geq 5^\circ\text{C}$ 以上。

轻商用定速单元机产品一般为小型制冷系统,系统简单,为了成本最优,使用毛细管或是节流阀等节流方式。上述节流措施为满足名义制冷、制热工况的能效最优而设计,节流效果固定,在压缩机频率不可调整的情况下,经常发生实测压下过热度 Δt 不符合规格书要求的情况。本文作者在设计开

发一款5P定速产品时,在低温工况下睡眠启动和稳定运行实测压下过热度 Δt 不符合规格书要求,见表1、表2、表3(启动阶段数值为启动阶段压下过热度最低值,稳定阶段为稳定阶段的平均值,除霜阶段数值为除霜阶段压下过热度最低值),对此采取理论分析与实验相结合的方式研究判定压缩机是否可以保证可靠运行。

表1 标准除霜(室内20℃/-,室外2℃/1℃)

测试参数	启动阶段	除霜阶段	稳定阶段
排气压力(MPa)	1.78	1.44	2.53
排气压力对应饱和温度(℃)	29.68	22.16	43.22
压底温度(℃)	21.50	21.40	41.50
压下过热度 Δt (℃)	-8.18	-0.76	-1.72
是否低于压缩机规格书要求	是	是	是

表2 最小运行制热(室内20℃/15℃,室外-7℃/-8℃)

测试参数	启动阶段	稳定阶段
排气压力(MPa)	1.74	2.34
排气压力对应饱和温度(℃)	28.86	40.10
压底温度(℃)	14.10	36.40
压下过热度 Δt (℃)	-14.76	-3.70
是否低于压缩机规格书要求	是	是

表3 制热低温界限(室内20℃/-,室外-10℃/-)

测试参数	启动阶段	稳定阶段
排气压力(MPa)	1.74	2.05
排气压力对应饱和温度(℃)	28.86	34.96
压底温度(℃)	13.50	30.70
压下过热度 Δt (℃)	-15.36	-4.26
是否低于压缩机规格书要求	是	是

2 原因分析

2.1 理论分析

对于启动阶段,三种工况均出现在室外为低温工况,室外机长期置于室外低温环境,压缩机油池温度基本与室外环境温度一致,当室内开机时,随着压缩机的启动,空调系统迅速建立高低压差,但因室外环境较低,空调系统具有较低的蒸发温度,较低的吸气温度,油池温度较低,温度变化相对较慢,造成 Δt 较小。

制冷剂具有迁移功能,会从高温侧向低温侧迁移,当压缩机停机时,室外为低温工况,制冷剂会向压缩机侧迁移^[3],导致油池具有较多制冷剂,油粘度较低,空调开机,会形成液压缩,油池较低的压力会导致制冷剂迁移,从而不满足 Δt 要求,长时间液压缩会损坏压缩机。

除霜过程为短时间低温制冷,此时室内外风机均不开,除霜阶段蒸发器蒸发能力不足,吸气过热度较低,会形成大量的回液,排气过热度较低,造成油池温度较低,继而不满足 Δt 要求。不管从舒适性考虑还是从压缩机可靠性考虑,除

霜时间均不宜过长。

2.2 测试分析

空调所需压缩机均为压缩机厂家量产常规压缩机,无温度检测和油粘度检测预留口(点),所以实验室测试均采用热电偶布于压缩机底部进行数据采集。

(1) 压缩机运转时,制冷剂与润滑油流速较快,进入压缩机底部时,会形成巨大的紊流,靠近压缩机吸气口侧温度较低,远离压缩机吸气口温度较高。油池温度不均匀,无法判定油池真实的温度。我司布点位置为靠近压缩机正底部(压缩机正底部与底板间隙过小,贴于正底部操作难度太大)、压缩机进口正对面两点。

(2) 压缩机下壳体材料为板材,且压缩机厂家对压缩机外观进行涂装工艺处理,涂料以及板材存在换热差异,影响换热效率,热电偶测出值非油池真实温度,实际测出的值低于油池温度。

(3) 热电偶贴于压缩机底部,保温措施是否得当直接影响实际测量值,热点偶受室外环境温度干扰比较大,检测实际温度会低于压缩机油池温度,造成 Δt 偏低。

3 实验方案及实验验证

针对前期的理论分析,我司选用日立提供的油粘度压缩机,针对上述不合格工况进行油粘度测试,现场测试照片如图1所示,为保证测试的准确性,测试前做以下准备工作:

(1) 选用压下过热度不合格产品的同一套室内机末端,室内机为我司开发一款高效风管机;

(2) 热电偶贴于压缩机底部与压缩机正对面,用双层保温棉包裹,尽可能避免环境因素对热电偶测试值的干扰(前期测试热电偶仅采用铝箔粘贴在压缩机本体上);

(3) 油粘度计通过压缩机接口深入油池底部中间位置,插入过程避免与压缩机泵体触碰;



图1 实验现场照片



图2 油粘度计

表4 标准除霜(室内20℃/-, 室外2℃/1℃)

测试参数	启动阶段	除霜阶段	稳定阶段
油粘度 (cP)	0.64	3.95	3.52
传感器检测油温 (°C)	29.60	46.60	59.30
热电偶检测温度 (°C)	17.20	36.80	47.30
排气压力 (MPa)	1.77	1.45	2.49
排气压力对应饱和温度 (°C)	29.48	22.39	42.57
传感器检测压下过热度 (°C)	0.12	24.21	16.73
热电偶检测压下过热度 (°C)	-12.28	14.41	4.73
是否低于规格书要求(按照传感器检测温度判定)	是	否	否
是否低于规格书要求(按照热电偶检测温度判定)	是	否	是

表5 最小运行制热(室内20℃/15℃, 室外-7℃/-8℃)

测试参数	启动阶段	稳定阶段
油粘度 (cP)	0.57	3.74
传感器检测油温 (°C)	29.8	53.50
热电偶检测温度 (°C)	18.50	40.70
排气压力 (MPa)	1.76	2.32
排气压力对应饱和温度 (°C)	29.27	39.76
传感器检测压下过热度 (°C)	0.53	13.74
热电偶检测压下过热度 (°C)	-10.77	0.94
是否低于规格书要求(按照检测温度判定)	是	否
是否低于规格书要求(按照热电偶检测温度判定)	是	是

表6 制热低温界限(室内20℃/-, 室外-10℃/-)

测试参数	启动阶段	稳定阶段
油粘度 (cP)	0.62	4.03
传感器检测油温 (°C)	29.30	45.30
热电偶检测温度 (°C)	19.20	34.10
排气压力 (MPa)	1.75	2.10
排气压力对应饱和温度 (°C)	29.06	35.88
传感器检测压下过热度 (°C)	0.24	9.42
热电偶检测压下过热度 (°C)	-9.86	-1.78
是否低于规格书要求(按照传感器检测温度判定)	是	否
是否低于规格书要求(按照热电偶检测温度判定)	是	是

(4) 油粘度计选用VP2100高精度商用悬浮粘度计, 实时在线检测, 测试精度高, 测量范围为0~10cP, 如图2;

(5) 经与压缩机厂家联系确认, 判定此款压缩机可靠运行标准为: 上述工况下, 空调器稳定运行时压缩机粘度>0.5cP。

试验验证结果见表4~表6。

通过对比分析表4、表5、表6测试结果, 得出以下结论:

(1) 三种工况在启动阶段, 当压下过热度最低时且压下过热度仍不满足压机规格书要求, 油粘度值满足压缩机可靠性要求;

(2) 三种工况在稳定阶段的油粘度值远大于压缩机厂家要求的最低值0.5cP, 满足压缩机可靠性要求;

(3) 贴保温棉热电偶检测温度高于保温措施不严密热电偶检测温度, 环境对热电偶温度检测影响较大;

(4) 在排除环境因素影响热电偶数值的前提下, 热电偶检测温度比实际油池温度低10℃左右, 验证了前边猜想, 壳体涂装材料影响热电偶温度检测;

(5) 在启动和稳定过程中, 热电偶和传感器检测的压下过热度不合格时, 油粘度也是合格的。

4 结论

空调长期处于低温工况运行时, 压缩机油池会具有一个较低的油粘度值, 长时间低粘度值运行会降低空调使用寿命。本文通过理论分析及实验验证, 压缩机在不满足油温过热度时, 油粘度也可满足压缩机的可靠运行。在现有数据分析得出的结论, 无法直接判定空调压缩机油粘度在低温工况下全都满足压缩机可靠运行, 后期会通过长期批量实验、理论分析、理论计算总结出一套判定油粘度是否满足压缩机可靠运行的方法, 省去特制压缩机的费用和等待时间, 为项目开发节约成本和开发周期。

参考文献

- [1] 龙小丹, 廖熠等. 旋转式压缩机用冷冻油低粘度化探讨和研究. 2011年中国家用电器技术大会论文集. 北京: 中国轻工业出版社, 2011, 338~341.
- [2] 魏会军, 刘靖. 空调压缩机油粘度与油温过热度的测试研究. 标准检测认证. 家用电器, 2015.5, 26~29.
- [3] 武滔, 张桃, 刘湍顺. 热泵转子式压缩机在-32℃环境下可靠运行的研究. 家用电器, 2017年第3期, 46~47.

挂壁式变频空调器温度场特性与热舒适研究

陈守海 高童 王军 王铁 王宏超
(海信(山东)空调有限公司 山东青岛 266071)

摘要: 伴随着人们日益增长的美好生活需求,变频空调器日益普及,与此同时对空调运行的舒适度提出更高的要求,但国内对空调的研究仍主要集中在换热效率和能效方面,以用户体验为导向的研究不足。本文从实际使用效果角度出发,通过仿真模拟与试验验证两种方式对挂壁式空调制热空气温度场特性和人体热舒适性进行深入分析,揭示了制热量与人体热舒适性矛盾性规律的结论,由此提出了挂壁式变频空调器制热量、风量和热舒适性等多维耦合设计的理念,为舒适变频技术研究与升级提供重要依据。

关键词: 热舒适性; 温度场; 温度均匀性; 变频空调

Research on temperature field characteristics and thermal comfort of wall type frequency conversion air conditioner

CHEN Shouhai GAO Tong WANG Jun WANG Tie WANG Hongchao
(Hisense (Shandong) Air-conditioning Co., Ltd., Qingdao 266071)

Abstract: With the increasing demand for better life, the frequency conversion air conditioner is becoming more and more popular. At the same time, it puts forward higher requirements for the comfort of air conditioning operation. However, the domestic research on air conditioning is still focused on heat transfer efficiency and energy efficiency. The research of user-experience-oriented research is insufficient. This paper starts from the view of practical application effect, to analyze the characteristics of temperature field and thermal comfort of wall type air conditioner heating mode by simulation and test. The conclusion of the contradictory between heating capacity and human body thermal comfort is revealed, and put forward the concept of multi-dimensional coupling design by heating capacity, air volume and thermal comfort on wall type air conditioner, which provides an important basis for the research and upgrading of comfortable frequency conversion air conditioning technology.

Keywords: Thermal comfort; Temperature field; Temperature uniformity; Frequency conversion air conditioner

随着我国经济的持续高速发展,人民生活水平也快速提高,空调由最初的“生活奢侈品”逐渐转变为日常生活用品。与此同时,人们已远不满足于空调基本的制冷制热、节能降噪的需求,对室内空气舒适度的调节要求越来越高^[1-2]。目前国内空调在舒适性方面的设计主要集中在制冷风吹人风避人、除湿控制方面,在制热温度场均匀性、人体热舒适性方面的设计很少。

本文从舒适性的角度出发,根据多种空调房间舒适性的评价方法,对挂壁式空调制热空气温度场特性和人体热舒适性进行深入研究,探讨揭示了同风量下,制热量越大出风口温度越高,房间温度均匀性越差的规律性结论,并用多种仿真模拟方法以及实验分析验证了本文所示结论,由此提出了挂壁式变频空调器以人体热舒适性实际体验为导向的多维耦合设计理念,对探索新一代舒适变频空调技术提供有力支

撑,对改善人居环境、减少能源的消耗具有重要的意义^[3]。

1 理论基础

1.1 PMV和PPD

PMV的全称是预计平均热感觉指数,由丹麦的Fanger教授提出,是一个描述人的热感觉与人体热负荷之间关系的实验回归公式,将人的热感觉分为从热到冷7个等级,如表1所示。目前,PMV是国际通用的公认最为全面和准确描述人体的热感觉的一个舒适性指标。

表1 平均热感觉评价等级及描述

评价等级	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
感觉描述	热	暖	稍暖	适中	稍凉	凉	冷

PPD的全称是预计不满意百分数,其指标来表示人群对热环境不满意的百分数,同样是由Fanger教授提出,用以弥补PMV的不足,当PMV为0时,PPD为5%,这意味着在室内热环境处于最佳的热舒适状态时仍然有5%的人感到不满意。ISO7730对PMV的推荐值为-0.5~+0.5之间,即允许人群中10%的人感觉不满意。

1.2 房间温度精确性

基于人体工程学和人体舒适性评价体系的研究,在《GB/T 33658-2017室内人体热舒适环境要求与评价方法》基础上,总结提出了评价空调制热运行用户主观体验的客观指标:房间温度精确性。房间温度精确性由四种客观参数评价指标组成,分别为温度偏差、温度均匀性、温度波动、垂直温差。

1.2.1 温度偏差

(1) 定义:在规定的试验条件下,室内温度达到热稳定状态后,房间内实测温度平均值与空调器设定温度的差值。

(2) 理论公式:在被测空调器的制热工况下,在室内温度达到热稳定状态后,按照公式(1)计算房间规定时间内实测温度平均值与空调器设定温度的差值。

$$\Delta t = |t_p - t_s| \quad (1)$$

式(1)中:

Δt ——温度偏差,℃;

t_p ——房间实测温度,℃;

t_s ——样机设定温度,℃。

$$t_p = \frac{\sum_{i=1}^n t_{pi}}{n}$$

其中,

t_{pi} ——第*i*个测温点的实际温度(选取的规定时间内温度

的平均值),℃;

n ——测温点个数。

1.2.2 温度均匀性

(1) 定义:在规定的试验条件下,室内环境达到热稳定状态后,在同一时刻,不同测点温度的差异状况。

(2) 理论公式:室内热环境稳定后,测量规定时间内所有温度检测点的温度值。按照公式(2)计算室内温度均匀性。

$$T_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (t_i - t_m)^2}{m-1}} \quad (2)$$

式(2)中:

T_s ——瞬时温度均匀度;

t_i ——检测点*i*的瞬时温度,℃;

t_m ——所有测点的瞬时平均温度,℃;

m ——测点总数。

整个室内的温度均匀度(\bar{T}_s)为所有测点瞬时温度均匀度的平均值。

1.2.3 温度波动性

(1) 定义:在规定的试验条件下,达到热稳定状态后,室内温度的变化幅度,用同一测点温度的平均值在规定的标准偏差来表示。

(2) 理论公式:室内热环境稳定后,测量室内所有温度检测点的温度值。单个测点的温度波动(T_σ)用该测点温度在规定的标准偏差表示,见公式(3)。

$$T_\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (t_i - \bar{t})^2}{N-1}} \quad (3)$$

式(3)中:

T_σ ——该测点的温度波动;

N ——在规定时间内该测点记录的温度个数;

t_i ——该测点的瞬时温度;

\bar{t} ——该测点在规定时间内内的平均温度。

整个室内环境的温度波动(\bar{T}_σ)为所有测点温度波动的平均值。

1.2.4 垂直温差

(1) 定义:在规定的试验条件下,室内环境达到热稳定状态后,人员头脚位置垂直方向上存在的空气温差。即坐姿时,1.0m处温度与0.1m处温度的差值。

(2) 理论公式:室内热环境稳定后,测量规定时间内室

内人员坐姿状态下的头脚位置处所有温度检测点的温度值。

按照公式(4)计算室内垂直空气温差。

$$T_v = \frac{\sum_{i=1}^k (t_{hk} - t_{lk})}{k} \quad (4)$$

式(4)中:

T_v ——垂直空气温差, °C;

t_{hk} ——采集时间内,室内垂直方向上人员坐姿时头部高度位置处(1.0m)检测点的平均温度, °C;

t_{lk} ——采集时间内,室内垂直方向上人员坐姿时脚踝高度位置处(0.1m)检测点的平均温度, °C;

k ——头部或脚踝高度平面上的测点总数。

2 仿真计算

2.1 物理模型和数值模型

设置一挂壁式房间空调器试验房间大小设定长×宽×高分别为4.42m×4m×3m,空调器安装在东墙上,该房间三面墙都是外墙,只有北墙是内墙,房间的结构示意图如图1所示。

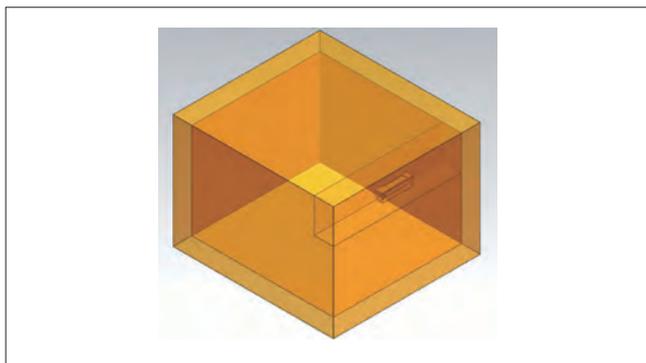


图1 房间结构示意图

设定送风风量为700m³/h不变,分别模拟出风口温度为40°C和45°C送风室内温度分布,内外墙、天花板和地面均按照对流换热边界条件考虑,送风口采用均匀的速度入口,其值根据风量计算得出,回风口根据经验设定为50Pa,用Fluent软件、模拟数据插值、PMV、PPD四种方法进行模拟仿真和验证。统一取值1.5小时时刻数据进行分析。

在对实际空调房间制热送风的过程建立简化的数学模型时,遵循以下两点假设:

(1) 由于无太阳辐射得热并且实验过程房间密闭除空调外无其他任何电器工作,所以建模时忽略门和窗,并且忽略内部得热的影响;

(2) 模型采用不可压缩空气计算,采用Boussinesq假设密度随温度变化。

2.2 Fluent模拟分析

Fluent模拟仿真空调中心切面的温度场对比效果如图2所示。

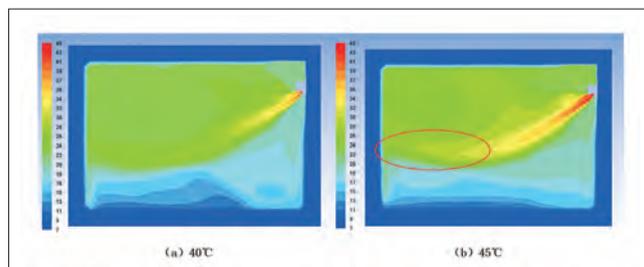


图2 Fluent模拟出风口温度送风室内温度场分布图

从图2中对比可见,制热量大出风温度高的(b)图,热风尾部出现往上飘的现象。为了进一步清晰描述图2现象,用模拟数据插值法进行进一步分析。

2.3 模拟数据插值分析

将房间进行网格划分,以垂直于空调安装面的中心二维截面为例,高度方向取离地0.1m、0.5m、1.0m、1.5m、2.0m五个区域点,平行方向由空调安装面至房间对面墙壁均分为7个区域点。根据Fluent模拟结果,对出风口温度为40°C和45°C两种情况分别提取网格区域点的温度值如表2和表3所示。

表2 40°C送风各测点模拟数据

编号 高度	7	6	5	4	3	2	1
0.1m	10.3	10.3	10.3	10.3	10.3	13.6	15.3
0.5m	15.3	15.3	13.6	13.6	13.6	15.3	15.3
1.0m	23.5	23.5	25.2	23.5	18.6	16.9	16.9
1.5m	23.5	21.9	21.9	23.5	26.8	23.5	18.6
2.0m	21.9	21.9	21.9	21.9	23.5	26.8	31.8

表3 45°C送风各测点模拟数据

编号 高度	7	6	5	4	3	2	1
0.1m	10.8	10.8	8.9	10.8	10.8	12.7	14.6
0.5m	14.6	16.5	14.6	14.6	14.6	16.5	16.5
1.0m	18.4	22.2	26.0	24.1	20.3	18.4	18.4
1.5m	26.0	26.0	26.0	27.9	31.7	29.8	20.3
2.0m	24.1	24.1	24.1	26.0	27.9	27.9	37.4

对表格2、3中网格区域点的温度值用数值插值法进行模拟仿真,房间温度场对比效果如图3所示。

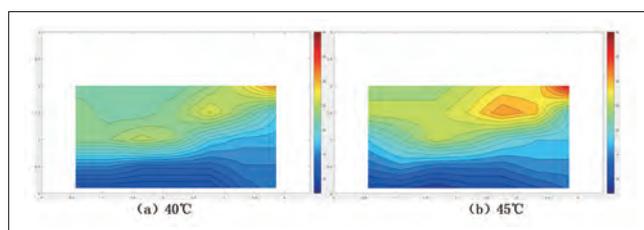


图3 模拟数据插值出风口温度送风室内温度场分布图

从图3中清晰可见,45°C对应的温度场,在热风尾部严重

上浮,从温度梯度上来看,45℃对应垂直温差大,温度均匀性差。

分别计算1.2节所示房间温度精确性相关指标参数,汇总于表4中。

对照参数	40℃送风	45℃送风
房间平均温度(℃)	18.9	20.4
温度均匀性(℃)	5.6	6.9
垂直温差(℃)	9.7	9.8

从表4中可见,45℃出风温度情况由于制热量大其房间平均温度值高于40℃情况,但其温度均匀性和垂直温差均差于40℃时,与前面的仿真结果完全吻合。

为了进一步细化清晰展示垂直温差的规律,将各高度点与2.0m处温度点取垂直温差汇总于表5,将各相临高度垂直温差汇总于表6。

垂直温差	40℃送风	45℃送风
0.1m~2.0m	12.8℃	16.0℃
1.0m~2.0m	9.7℃	11.9℃
1.5m~2.0m	5.4℃	6.8℃

垂直温差	40℃送风	45℃送风
0.1m~0.5m	3.1℃	4.1℃
0.5m~1.0m	6.6℃	5.7℃
1.0m~1.5m	3.1℃	5.7℃
1.5m~2.0m	3.3℃	4.3℃

从表5和表6更加清晰的看到,45℃送风从各种维度的垂直温差均大于40℃送风。

2.4 PMV云图和PPD云图仿真分析

本文用采用编程的手段输出两种工况下房间中面的PMV云图和PPD云图,进一步验证本文所提结论。相关结果对比图如图4和图5所示。

通过图4、图5对比可见,虽然45℃送风时空调房间的舒适区域更大,但主要集中在房间上部,虽然更多的热量输送到房间中,但是几乎全部作用在房间上层空间,致使底层空间的舒适性基本没有改变,热量大量被浪费掉,垂直温差反而提高。说明提高送风温度并不是提高房间人活动区域舒适性的有效手段,反而会导致能量的浪费,与上文分析结果一致。

3 实验分析

3.1 试验方案

取三套制热能力不同的挂壁式空调器,风量一致、导风

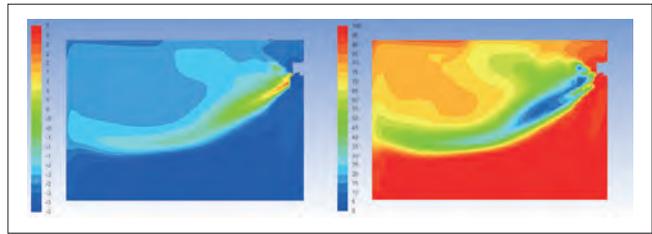


图4 40℃送风PMV云图(左)和PPD云图(右)

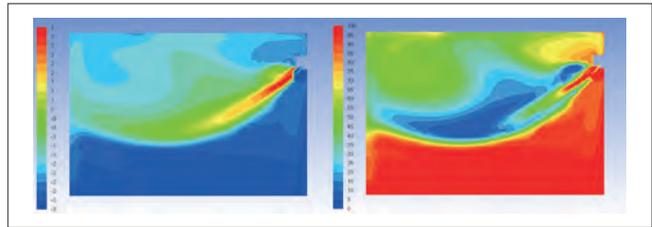


图5 45℃送风PMV云图(左)和PPD云图(右)

板摆动方式一致。先在焓差室分别进行能力对比测试,然后再安装于标准化用户体验热舒适性实验室进行人体热舒适性对比测试与分析。试验方案如表7、表8所示。舒适性实验室如图6所示。

3.2 试验数据分析

按照表7所示试验方案,三样机制热能力测试数据如表9所示。

从能力测试数据来看,制热各种工况下,制热量大小规律一致:样机1<样机2<样机3。按照表8所示试验方案,三样机进行舒适性试验结果分析如下。

3.2.1 温度场分析

对三样机,运行1小时、2小时、3小时时刻温垂直安装面中心截面的二维度场图进行对比分析。图7图8图9分别为样机1样机2样机3温度场对比图。为同比,下面所有温度场图统一标尺为9~31,分12分度,一种颜色代表1.83度。

纵向对比图7、图8、图9,清晰可见房间总热量:样机1<样机2<样机3,与表8试验数据完全符合。同时从对比可见,样机2相对比样机1热量往上飘,热风没有完全吹至最底部,样机3此问题更明显。与前文仿真分析结果完全一致,由此得出结论:同风量同出风角度下,制热量越大,出风口温度

项目	工况(室内干球/室内湿球;室外干球/室外湿球)/℃	方式
额定制热自由运行	20/15; 7/6	三样机同基准下对比测试
低温制热	20/15; 2/1	
超低温制热	7/4.3; -7/-8	
低温制热3	20/15; -7/-8	

表8 舒适性试验方案

项目	说明
实验室	标准化用户体验热舒适性实验室(长宽高为4.42×4×3m)
机型	样机1、样机2、样机3
试验项目	制热房间温度精确性: 制热20°C开机(7/6°C; 7/6°C)自由温升
试验方式	风门设置扫略, 每个试验运行6小时
关键温度点	房间平均温度、房间内部水平方向、垂直方向温度梯度
对比方案	制热房间温度精确性四参数, 1小时、2小时、3小时时刻温度场

表9 三样机制热量对比汇总表

项目	样机1	样机2	样机3
额定制热自由运行(W)	4550	4921	5010
低温制热量(W)	3777	3941	3988
超低温制热量(W)	4194	4625	4750
低温制热3(W)	3221	3564	3638



图6 标准化用户体验热舒适性实验室

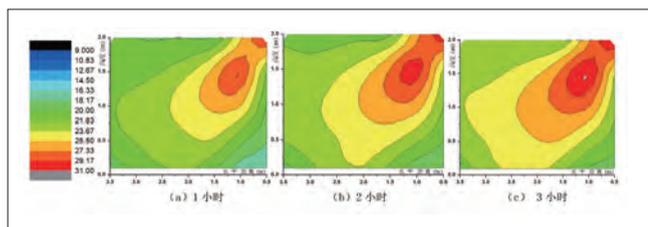


图7 样机1房间温度场图

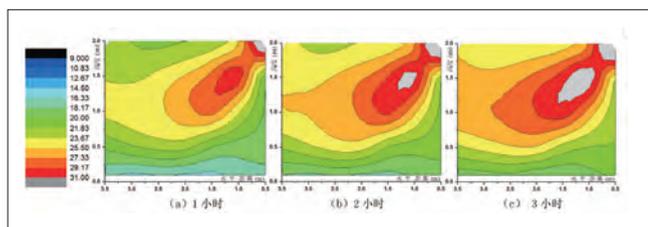


图8 样机2房间温度场图

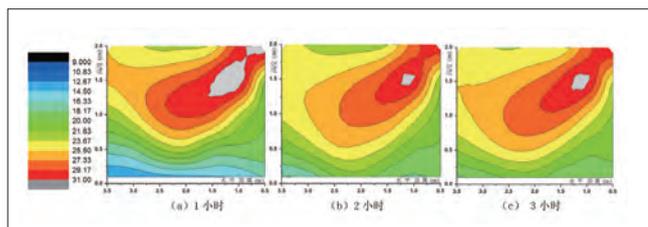


图9 样机3房间温度场图

越高, 上下热冷空气温度差越大, 上下空气密度差越大, 上部热风更不容易吹下来, 房间温度均匀性越差, 房间垂直温差越大。

3.2.2 房间温度精确性分析

按照1.2节公式分别计算三样机三时刻的温度精确性四参数, 结果如表10所示。从四参数可见温度均匀性和垂直温差规律完全同前文所述。

表10 四参数实测对比表

评价项目	样机1	样机2	样机3
温度偏差°C	1.18	1.44	1.48
温度均匀性°C	2.01	2.66	2.83
温度波动性°C	0.45	0.33	0.36
垂直温差°C	2.06	4.19	4.35

4 结论

(1) 本文基于空气物理特性, 从用户体验角度出发提出以下结论: 同风量同出风角度下, 挂壁式变频空调器制热量越大, 出风口温度越高, 上下热冷空气温度差越大, 热冷空气密度差越大, 热风更不容易吹下来, 房间温度均匀性越差, 房间垂直温差越大, 大量热量被浪费。极端情况为空调制热量为0, 整个房间温度完全一致为低温, 反而温度均匀性和垂直温差均为0, 指标最佳。本文通过四种仿真模拟和实验实际数据对比验证了以上结论。

(2) 评判变频空调器制热舒适性好坏不能仅看某参数, 应兼顾多参数进行耦合判定。

(3) 挂壁式变频空调器设计不能一味追求制热量的提升, 而应从用户实际体验房间温度均匀、舒适角度出发, 考虑制热量、风量、风道曲线、热舒适性等进行多维耦合设计。此设计理念对探索新一代高效、节能、舒适变频空调提供有力支撑, 对提高空气舒适度、改善人居环境具有重要意义。

参考文献

- [1] 李惠. 分体式空调制热运行时室内温度场流场的特性研究[D]. 天津商业大学, 2013.
- [2] 曾德良. 基于多变量内膜解耦控制的室内舒适度全自动控制系统[J]. 家电科技, 2016.
- [3] 张智. 空调制冷制热时室内气流及温度分布数值研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(4):458-460.
- [4] GB/T 33658-2017室内人体热舒适环境要求与评价方法. 2017.
- [5] ISO7730热环境人类工效学—PMV和PPD指数的测定及热舒适条件的规定.

微型厨房空调的设计

魏华锋 班永
(杭州老板电器股份有限公司 浙江杭州 310018)

摘要: 夏季的厨房环境一般较为闷热,由于灶具燃烧的50%的热负荷扩散到厨房环境中,同时在烹饪过程开启油烟机时需开窗,因此传统厨房空调必须具有较大制冷量才能实现对厨房的降温,但厨房空调使用的时间又较少,所以其性价比较低,基于此研发设计了一款对人体局部降温的微型厨房空调,且利用吸油烟机外排冷凝散热,制冷过程对冷凝水采用精细雾化进一步吸热降低和净化油烟,实现较好的改善厨房环境和空气质量。

关键词: 精细雾化; 冷却; 净化; 成本

Design of miniature kitchen air conditioner

WEI Huafeng BAN Yong
(Hangzhou Robam Appliance Co., Ltd. Hangzhou 310018)

Abstract: The kitchen environment is generally hot in summer, because 50% of the stove's burning heat load spreads into the kitchen environment. At the same time, the window is opened when the cooker is turned on in the cooking process. Therefore, the traditional kitchen air conditioner must have large cooling capacity to achieve the kitchen. Cooling, but the use of kitchen air conditioning time is less, so its lower cost, based on this research and development of a local cooling of the human body mini-kitchen air conditioner, and the use of hood exhaust condensing heat, the cooling process for the condensate The fine atomization further reduces heat absorption and purifies fumes to achieve better kitchen environment and air quality.

Keywords: Cooling capacity; Energy efficiency ratio; Energy efficiency standard; Air conditioner

1 引言

厨房烹饪时,消费者的两大痛点分别是油烟和闷热,其中油烟不能被及时排走,沉积和扩散到厨房各处,对人体健康产生危害;以及天然气产生的燃烧物,和炒菜过程中的油烟颗粒及其衍生物未被油烟机及时的吸走,从而停留在厨房内,使厨房烹饪过程中闻到油烟和其他的味道。据文献资料,这些有机物的颗粒较小,很容易被人体吸到肺中,并带到血液,随着时间的积累有可能会产生癌变。与此同时,在厨房烹饪时,灶具燃烧会产生大量的废热被厨房内的空气所吸收,导致厨房环境温度进一步升高,使得消费者处于高温高湿的环境进行烹饪,根本无法感受到烹饪的乐趣。现有厨房空调

一般通过压缩式制冷方式,降低厨房环境温度,但面临着两个主要问题,一是大部分冷量被油烟机带走,二是厨房的油烟会使翅片积累油污,影响换热效果。往往解决上述两种问题的方式一般是提高机组的冷量,一般需要3HP以上,或者采用内循环吸油烟机。但内循环吸油烟机在国内并不普及,所以多采用第一种方式,保证厨房空调的冷量;对于翅片的防护一般在翅片前端增加HEPA来减少油污对于翅片的影响,但随着时间积累,其循环风量减小,同样也会大大降低冷量,需要定期的更新滤网。本文主要探讨采用非制冷的方式实现厨房环境温度的降低和净化,实现改善厨房环境和舒适度的目的。

2 样机设计方案和实验方案

2.1 样机设计方案

设计方案结构示意图如图1所示。该设计采用压缩式制冷技术,同时利用油烟机的后进风将冷凝器的热量带到室外,同时对于蒸发器冷凝产生的凝结水通过雾化喷嘴将其雾化,该方式减少了冷量的散失,同时提高了厨房环境的净化。其中雾化喷嘴采用大角度雾化,辐射范围大,净化区域广,雾化颗粒均匀度高,水颗粒与油烟/有机物结合的均匀度高,雾化过程产生的负离子与离子发生器产生的负离子结合,提升负离子浓度,提高净化效果。其中压缩机选用三星微型压缩机,蒸发器和冷凝器选用管翅式铜管换热器,节流装置为毛细管,蒸发电机为离心电机,风量为 $200\text{m}^3/\text{h}$,冷凝电机借用油烟机电机,后进风的风量为 $300\text{m}^3/\text{h}$,制冷剂选用R134a。我们依上述方案组装了三台样机,安装在特定机型的吸油烟机上进行测试验证。

2.2 制冷系统原理

本设计的制冷系统见图2所示。冷凝风先进入过滤网,过滤油烟后的空气冷却冷凝器,冷却完冷凝器后的空气变成热空气继续冷却压缩机,然后从进风风门进入油烟机。蒸发的先进过滤网,过滤油烟后的空气与蒸发器热交换,空气温度变低,经过送风口吹到环境内降低局部环境温度。

图1、图2所示1-蒸发器,2-蒸发电机,3-箱体,4-冷凝器,5-压缩机,6-烟机离心电机,7-毛细管,8-干燥过滤器,9-排气管,10-工艺管,11-回气管。

2.3 实验方案

样机设计方案采用冷凝器和蒸发器同时安装在室内。因

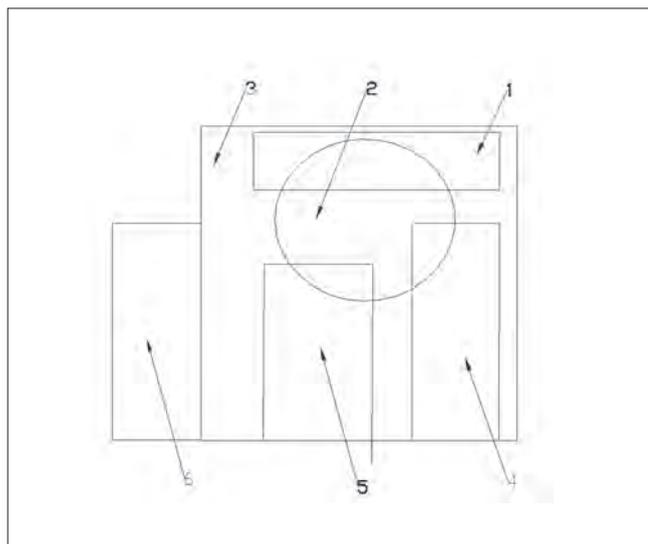


图1 结构示意图

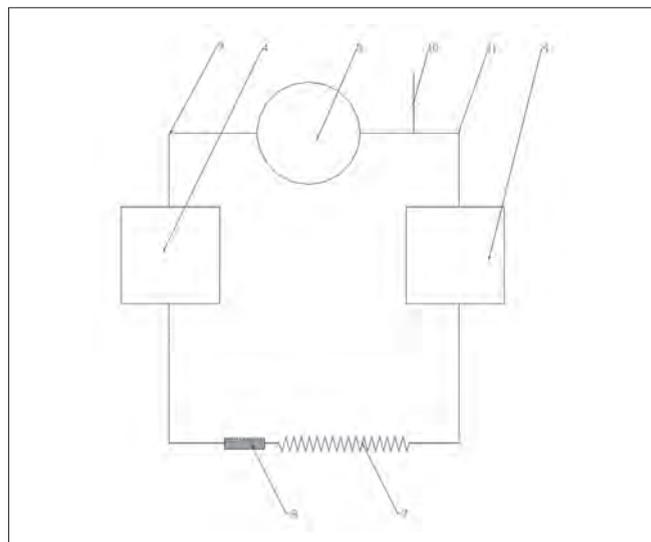


图2 制冷系统图

此测试标准参考了房间空气调节器GB/T 7725-2010和移动式空调GB/T 22257-2008的测试标准,参考移动式空调的测试工况 $35^\circ\text{C}/27^\circ\text{C}$ 验证其性能指标,其中测试实验室为3HP焓差实验室。基于厨房环境的特殊性,高温高湿且多油烟,除了验证其产品性能以外,需要更多关注其可靠性,因此测试项目主要为制冷量测试、最大制冷量、最小制冷量、凝露,冻结,冷凝器半堵等。制冷模块的测试工况具体见表1所示。

表1 制冷模块的测试工况

工况条件	测试工况 ($^\circ\text{C}$) / 空冷	
	干球温度	湿球温度
额定制冷	35	29
最大制冷量	52	—
最小制冷量	21	15
凝露	35	32
冷凝器半堵	52	—

3 实验结果分析

3.1 性能测试

表2 制冷量测试数据

样机序号	制冷量 (W)	出风口温度 ($^\circ\text{C}$)
1	856	27
2	878	26
3	832	28

根据表2测试数据发现,微型空调的制冷量基本在850W左右,以人体附近的 2m^3 区域进行降温,在实际体验过程中达到 8°C 以上的降温,体验者反馈有明显的凉意,满足烹饪需求。同时冷凝水的雾化过程为吸热过程,进一步降低了环境温度,同时雾化过程产生大量负离子,负离子消除厨房内的细菌同时沉降有机颗粒。由于雾化后的冷水颗粒直径较小,

一般在10~100um, 较小的雾化颗粒与油烟颗粒结合, 可达到油烟以及一些衍生物颗粒的逐步堆积、积累、沉降和祛除的目的, 从而实现空气的净化。此外, 微型厨房空调与吸油烟机采用联动设计, 即烟机开启, 微型空调开始制冷净化, 此设计的优势是既可以有效解决冷凝热量排出问题, 还能省去冷凝电机的应用, 具有成本优势, 同时增加了结构空间, 有利于较大冷凝器的安放和制冷量的提高。

通过压力雾化喷嘴将水气化, 雾化后微小冷水颗粒与油烟颗粒碰撞结合, 被油烟机吸走, 降低空气中的油烟颗粒浓度或者沉降到地面, 实现厨房环境的净化。同时水在雾化的过程中产生瀑布效应, 产生大量的负离子, 进而有效消除异味和杀死细菌, 在喷嘴前端设有冷等离子发生器, 可以大大提升负离子浓度, 从而提升杀菌和消除异味的功能。

3.2 可靠性测试

对于微型厨房空调的使用环境, 其可靠性的性能是最为关键的, 由于运行环境较差, 受到油烟和高温的影响, 从而导致了厨房空调性能极易下降。对于厨房环境的油污影响, 需要在其两侧进风口设精细过滤网, 用于阻碍油烟颗粒, 同时冷凝水的雾化产生精细水颗粒与油烟颗粒结合沉降, 其产生的负离子可以杀死细菌, 消除异味。此外, 将厨房空调集成到油烟机内部, 当灶具工作时, 其烟气携带了大量热量加热油烟机, 使得油烟机的机体温度较高, 因此对于厨房空调的正常使用是一种考验。因此验证高温状态下的最大运行、冷凝器半堵时空调能否正常运行, 以及验证其设计余量是否充足十分必要。厨房环境往往是高温高湿状态, 其凝露过程是否能够及时的将冷凝水雾化或者排走同样需要通过实验进行验证。表3显示了可靠性测试的相关数据。

表3 可靠性测试数据

测试项目	测试结果	备注
最大制冷量	符合标准要求	验证高温状态下, 设备的运行状态
最小制冷量	符合标准要求	验证低温状态下, 设备的运行状态
凝露	符合标准要求	验证高湿状态下, 设备的水处理能力
冷凝器半堵	符合标准要求	验证冷凝堵塞高温状态下, 设备的运行状态

由于油烟机位于灶具下面, 灶具在工作燃烧过程中, 其中有50%的热量以辐射和烟气的形式耗散到环境中, 从而导致烟机内部的温度较高。而微型空调集成到油烟机内, 因此对于制冷系统耐高温能力要求较高。本技术方案采用烟机的后进风冷却微型空调的制冷系统, 同时制冷装置的冷凝电机与吸油烟机电机共用, 好处一是油烟机的后进风, 增加一路回路, 消除了逃逸油烟, 二是可以冷却冷凝器和压缩机, 使得压

缩机和冷凝器不至于温度过高和压力过大, 造成系统非正常运行。

对于凝露和冷凝的排除, 采用蒸发器接水盘设计容量较大且成倒三角的设计, 容量较大是为了蓄水便于雾化使用, 倒三角设计是为了在低冷凝水的状态下也可以进行雾化净化, 同时蒸发器的接水盘设有益水口, 益水口连接到油烟机的大油杯, 防止冷凝水过多或者雾化装置的不正常损坏造成冷凝水无法排除等问题。

冷凝器半堵是为了验证制冷系统的可靠性, 由于厨房环境较差, 油烟较多, 过滤网极易堵住, 在滤网堵住的状态下, 增加了制冷系统的热负荷。

4 结论

(1) 微型厨房空调采用压缩式制冷和水雾化吸热降温技术原理, 实现对厨房环境的降温和净化, 从而达到改善厨房环境和调节厨房舒适度的目的, 同时雾化的水颗粒被灶具产生的废热气化并被油烟机抽走, 从而抑制厨房的湿度, 提高了人体舒适度;

(2) 微型厨房空调运行过程产生大量的负离子, 可以消除厨房的病毒和细菌被, 去除厨房内的异味, 同时精细化的水颗粒结合油烟颗粒沉降或者被吸油烟机吸走, 达到厨房净化的效果;

(3) 微型厨房空调与吸油烟机采用联动设计排风, 有效解决冷凝热量外排的问题, 使得产品具有结构紧凑, 制冷量大等优势。

参考文献

- [1] GB/T 7725-2004房间空气调节器[S].
- [2] 祁永胜. 某大型商业建筑中厨房通风对建筑内环境的影响分析[D]. 西安工程大学, 2016.
- [3] 蔡芬, 董茂盛. 厨房通风空调系统设计新思路[J]. 节能技术, 2006(06).
- [4] David P.Wyon, 张宇峰. 室内环境研究的方法论[J]. 暖通空调, 2006(05).
- [5] 陈慧梅, 张宇峰, 王进勇, 孟庆林. 我国湿热地区自然通风建筑夏季热舒适研究——以广州为例[J]. 暖通空调, 2010(02).
- [6] 万雄峰, 喻李葵, 侯华波. 厨房烟气对室内空气品质的影响及其改善方法[J]. 建筑热能通风空调, 2005(03).
- [7] 俞建君, 马玉刚. 公共厨房通风系统设计的探讨[J]. 黑龙江科技信息, 2012(13).
- [8] GB/T 22257-2008移动式空调器通用技术要求[S].
- [9] GB/T 19411-2008除湿机[S].
- [10] GB 4706.1-2008家用和类似用途电器的安全 通用要求[S].

大规格转子压缩机止推音研究

蓝榕江 罗积广 廖熠
(珠海凌达压缩机有限公司技术部 广东珠海 519070)

摘要: 某大规格的转子压缩机在不稳定工况下出现异常声音, 结合噪音、振动的分析判断为曲系的异常轴向运动引起的上止推面撞击产生的止推音。根据止推音产生的原理, 项目设计优化气流路径, 增加轴向约束和稳定轴系三个方案, 均可有效避免止推音产生, 使压缩机噪声达到正常状态。

关键词: 转子压缩机; 轴系; 止推音

Solution of beating-sound from compressor for light commercial air

LAN Rongjiang LUO Jiguang LIAO Yi
(Zhuhai Landa Compressor CO., LTD. Zhuhai 519070)

Abstract: A compressor for light commercial air makes beating-sound because of the crankshaft beating. This experimental design three experiments for making the crankshaft works stable, and elimination of beating sound, and all three experiments are working.

Keywords: Rotary compressor; Crankshaft; Beating sound

1 引言

如今中轻商用空调在高端住宅领域的迅速普及, 致使其越来越成为家装首选。据专业市场数据统计, 轻商空调是近几年空调市场的主要增长点。早年商用空调产品中, 涡旋机占市场绝对的垄断地位, 但近几年来, 随着转子压缩机不断向大规格拓展, 不断侵蚀涡旋压缩机在轻商市场份额, 到2017年大规格转子压缩机已经超过50%以上的份额, 成为轻商空调市场的主导产品。

2 止推音分析

产品拓展大规格化或者小型化的两个极端方向的开发中, 容易引发前所未有的问题。

我司某SH型号的大规格转子压缩机, 在拓展排量到原量产的100%后, 在不稳定的工况下容易引发了一种奇怪的“突突”异声。经系列试验测试, 得到以下信息:

(1) 在不稳定的工况容易出引异响, 如在工况建立之前, 或者切换工况过程, 或者极限工况下。

(2) 异响压缩机的噪声频谱外轮廓清晰, 与正常噪声有明显区分, 见图1所示。

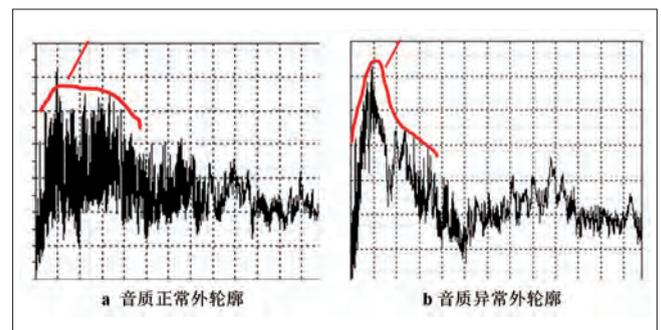


图1 音质正常和止推音频谱图

(3) 压缩机轴向振动异常大。转子压缩机以旋转运动为主, 轴向运动应尽量避免^[1], 该异常压缩机在轴向(Z)方向

振动值异常高出,见表1。

样机类别	Y方向	Z方向	X方向
正常样机	2.32	1.84	2.85
异响样机	4.46	5.78	4.72

在转子压缩机里只有旋转轴可以在轴向方向移动,异响可能是因为轴系异常跳动造成的。

压缩机轴系在轴向主要受力如图2所示,主要有轴系自重G、电机轴向拉力 F_{pm} ,以及上、下腔压力差产生的向上压力 F_p 。如果轴系轴向合力 $G+F_{pm}-F_p \leq 0$ 则有可能产生轴系跳动^[1]。

压缩机排出脉动冷媒气流从电机下腔流到上腔,因为压力损失电机上腔和下腔产生压力差 P_{Δ} ,当上、下腔压力差值 P_{Δ} 上升到足够大,作用在转子上的压力接近或者超过了转子轴系的向下合力时容易引起轴系异常跳动。

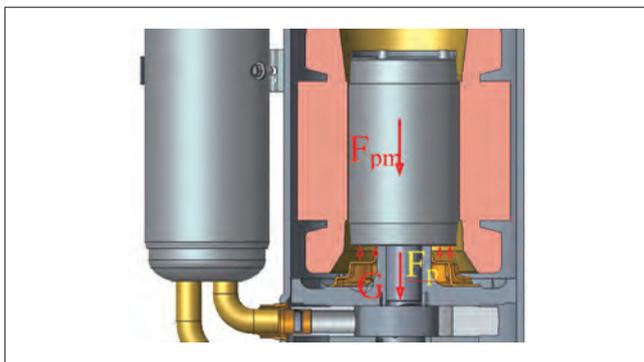


图2 轴系轴向受力

某SH型号的大规格转子压缩机,在变工况下轴向受力如图3。当 P_{Δ} 变化较大时,向上和向下的合力相当,处于临界状态,轴系容易受不稳定的因素影响,产生轴向跳动并撞击止推面。我们称这种异响为止推音。

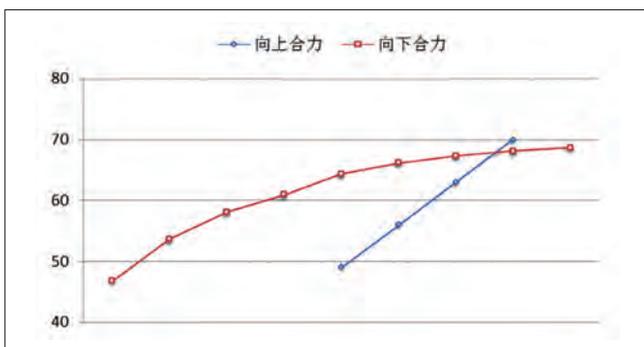


图3 变工况下轴向受力

3 实验验证

根据上述的分析,要解决轴系的异常轴向运动主要受以下因素影响:

- (1) 上、下腔压力差值 P_{Δ} ;
- (2) 电机磁力 F_{pm} ;
- (3) 轴系稳定性。

项目通过对影响因素优化,试验其对止推音的影响。

3.1 减少上、下腔压力差值 P_{Δ}

某SH型号的大规格转子压缩机原DA款电机,DA电机上、下腔压力差值 $P_{\Delta DA}$;新设计DS款电机上、下腔压力差值 $P_{\Delta DS}$, $P_{\Delta DS}$ 约为 $P_{\Delta DA}$ 的60%。分别在SHA和SHB型号上进行两款电机进行交叉试验。

试听音质对比如表2(1★代表差,5★代表优,下同),DS款电机有明显改善,说明方案有效。

型号	DA电机	DS电机
SHA	★	★★★★
SHB	★	★★★★

3.2 增加电机磁力 F_{pm}

在SHA型号原始方案基本上,改变电机不同电机磁力^[2]A~G(A到G依次增加)的分布试验,结果如表3。通过试验的结果可以看到在这款机型上,随着电机磁力增加噪音也是得到改善的,说明方案有效。

电磁力	音质体验
A	★
B	★
C	★★
D	★★
E	★★★
F	★★★★
G	★★★★

3.3 增强轴系稳定性

轴系在轴向支撑面积影响轴系高速运转的稳定性,如果原方案支撑面积过小,通过增加支撑面积可以减少加工或者装配的不良影响,提高曲轴运转的稳定性。

原轴系轴向区域接触面积 S_a 较小,优化后面轴向接触面积 S_b 增加40%。在SHA和SHB在原方案上,试验增加大接触面积,试听结果如表4。试验表明增加接触面积的压缩机听感提高,整个轴系运转稳定提高。

型号	音质体验
SHA	★★★★
SHB	★★★★

3.4 综合方案验证

SHA型号综合上述3.1、3.2、3.3三个方案试验。

(下转161页)

基于改进贝叶斯神经网络的多联机故障诊断策略

曾宇柯 陈焕新 黄荣庚 龚麒麟
(华中科技大学能源与动力工程学院 湖北武汉 430074)

摘要: 针对传统神经网络模型过拟合等问题, 本文提出了一种基于改进贝叶斯神经网络的多联机故障诊断策略, 该策略使用LOF(local outlier factor)法剔除原始数据中的异常值, 并构建了BR(Bayesian-regularization)神经网络以提高模型的泛化能力。实验通过多联机系统制冷剂充注量故障验证该策略的可行性。结果表明: 较BP(back-propagation)神经网络, LOF-BR神经网络模型诊断性能增强, 整体检测率提高至97%。充注过量误诊为充注不足的比率显著降低, LOF法能有效剔除多联机系统异常值。

关键词: 多联机系统; 故障检测与诊断; 局部异常因子; 贝叶斯神经网络

Fault diagnosis strategy based on improved bayesian regularization neural network for variable refrigerant flow system

ZENG Yuke CHEN Huanxin HUANG Ronggeng GONG Qijian
(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology Wuhan 430074)

Abstract: In order to solve the problem of overfitting of the traditional neural network, this paper proposes a variable refrigerant flow(VRF) system fault diagnosis strategy based on improved Bayesian Regularization neural network. The strategy uses the local outlier factor(LOF) method to eliminate outliers in the original data, and Build a Bayesian-regularization (BR) neural network to improve the generalization ability. The experiment verifies the feasibility of this strategy through the VRF system refrigerant charge failure, and optimizes the number of hidden layer nodes of the model. The results show that Compared with the back-propagation(BP) neural network model. The diagnostic performance of the LOF-BR neural network model was enhanced and the overall correct diagnosis rate(CDR) increased to 97%. The LOF-BR neural network model is significantly reduced due to overcharge misdiagnosis as undercharge. The LOF method can effectively eliminate outliers of VRF systems.

Keywords: Variable refrigerant flow system; Fault detection and diagnosis; Local outlier factor; Bayesian-regularization neural network

1 引言

多联机系统由其能耗低、热舒适性强等优势广泛用于商场、公寓等场所^[1]。2014年, 多联机成为中央空调市场九大类产品中, 销售总量最大的产品, 包括变频多联机和数码多联机在内, 其市场占有率高达41%^[2]。多联机系统在运行过程中可能发生诸多故障, 如果不能及时发现和排除将会产生大

量能耗、降低室内舒适性。因此, 亟需开展适用于多联机系统的故障诊断策略。目前, 制冷系统故障检测与诊断方法主要分为三种: 基于定性经验知识、基于分析模型和基于数据驱动^[3]。基于数据驱动的方法不依靠先验知识, 仅通过分析大量数据发现变量和参量之间的固有联系, 在复杂制冷系统的FFD中具备较高的应用前景。Zhu^[4]等人提出了一种基于小波

和分型神经网络的空气处理单元传感器故障诊断方法,该方法通过三层小波分析提取空气处理单元获取传感器故障特征。结果表明,较未分型的神经网络,该方法的检测率提高了15%。王江宇^[5]等人通过数据集成和相关性分析处理压缩机故障数据,并建立基于CART算法的故障检测决策树模型。结果表明:基于CART算法的决策树模型能够对试验数据较好的分类且模型使用变量较少,鲁棒性较高。黄荣庚^[6]等人通过构建合适的小波神经网络对多联机系统常见4种软故障进行诊断与预测。结果表明:小波神经网络对传感器故障具有良好的检测和诊断能力,较传感器精度下降,其对于偏移、漂移和完全失效三类故障具有更高的反应能力和敏感性。Fan^[7]等人提出了一种用于本地空气处理单元(air handing unit, AHU)的自适应传感器故障诊断策略,该策略由两个BP神经网络构成AHU控制回路。仿真结果表明:该策略能准确的检测AHU系统传感器固定偏差故障和漂移故障。Shi^[8]等人结合贝叶斯神经网络和ReliefF算法进行多联机制冷剂充注量故障诊断,经测试集验证比较不同N-best特征数据子集的检测率。结果表明:较22个特征,使用6个特征时,模型已拥有较高的检测率,并且训练时间减少了98.8%。

2 LOF-BR多联机故障诊断策略

本文提出了一种基于改进贝叶斯神经网络的多联机故障诊断策略,使用LOF法剔除数据中的异常值,并构建BR神经网络提高模型泛化能力。笔者根据多联机制冷剂充注量故障数据,通过多次实验验证该策略故障诊断性能。

2.1 LOF算法

LOF算法^[9]是一种典型的局部密度检测方法,它通过比较样本对象附近的密度与邻居附近的密度来判断异常程度,无需过多训练和预测数据的变化发展,可以检测未知的异常类型。因此运用LOF法进行多联机系统异常值检测具有一定的优越性。其具有以下定义^[10]:

(1) k距离 $d_k(p)$

p 和 o 是数据集 D 中的样本, k 为任意自然数,数据 p 和 o 之间的距离 $d(p,o)$ 定义为 p 和 o 之间的欧式距离,对象 P 的 k 距离需满足以下两个条件:

至少存在不包含 p 的 k 个样本 o' ($o' \in D$) 使得

$$d(p,o') \leq d(p,o)$$

至少存在不包含 p 的 $k-1$ 个样本 o' ($o' \in D$) 使得

$$d(p,o') < d(p,o)$$

(2) k邻域距离 $N_k(p)$

对于给定的数据 p 和自然数 k , p 的 k 邻域距离表示每一个与给定对象 p 的距离小于 $d_k(p)$ 数据的集合。

(3) 可达距离 $reach-dist_k(p,o)$

如式(1)为 $d_k(p)$ 与 $d(p,o)$ 之间的较大值。

$$reach-dist_k(p,o) = \max\{d_k(p), d(p,o)\} \quad (1)$$

(4) 局部可达密度 $lrd_k(p)$

表示 p 的 k 邻域内所有点到 p 平均可达距离的倒数,具体表达式如式(2)所示。

$$lrd_k(p) = 1 / \left(\frac{\sum_{o \in N_k(p)} reach-dist_k(p,o)}{|N_k(p)|} \right) \quad (2)$$

(5) 局部异常因子 $lof_k(p)$

$$lof_k(p) = \sum_{o \in N_k(p)} \frac{lrd_k(o)}{lrd_k(p)} / |N_k(p)| \quad (3)$$

为 p 点邻域的局部可达密度与 p 点局部可达密度之比的平均数,反应了数据的异常程度。

2.2 贝叶斯神经网络

虽然BP神经网络得到了广泛的应用,但他本身仍然存在限制和不足^[11],其中较为突出的是BP神经网络易出现过拟合、泛化能力不足。正则化方法在原函数的基础上增加一个约束项使函数求解稳定^[12],从而较好的避免了此类问题。贝叶斯神经网络模型性能函数如式(4)所示。

$$F = \beta E_D + \alpha E_W \quad (4)$$

式(4)中 E_D 为均方误差平方和, E_W 表示网络权值平方和, α 、 β 为贝叶斯正则化系数。在常见的正则化方法中,比例系数 α 和 β 难以确定。Mackay^[13]的研究表明,对于贝叶斯神经网络,贝叶斯正则化系数可在网络训练过程中自调节至最优, α 和 β 的自更新公式如式(5)、(6)所示:

$$\alpha = \frac{\gamma}{2E_W} \quad (5)$$

$$\beta = \frac{n-\gamma}{2E_D} \quad (6)$$

式(5)、(6)中 $\gamma = N - \alpha \text{Trace}(A)^{-1}$,为有效权值数,体现网络的实际规模, N 是所有网络参数的个数。 A 为性能函数 F 的Hessian矩阵。

贝叶斯神经网络通常由输入层、隐含层和输出层三层网络构成,本研究中多联机系统贝叶斯神经网络拓扑结构如图1所示,多联机系统特征作为输入向量,隐含层节点数由经验公式(7)计算,输出向量为3个故障类别:充注不足、充注适

中、充注过量。

$$N_h = 2N_i + 1 \quad (7)$$

式(7)中 N_h 为隐含层节点数, N_i 为输入层神经元。

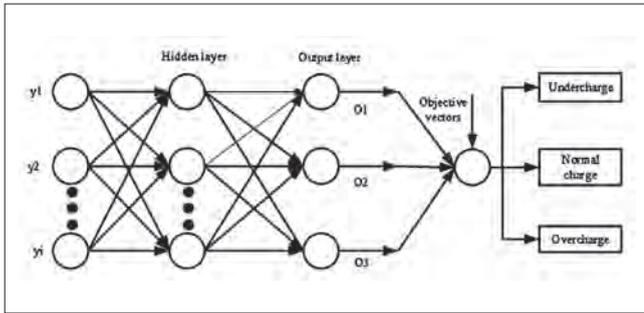


图1 多联机贝叶斯神经网络拓扑结构

2.3 制冷剂充注量实验设置

实验测量了多联机系统不同制冷剂充注量的工作性能,图2为实验多联机系统示意图,该多联机系统由5个室内单元和1个室外单元组成,系统工质为R410A,标准充注量9.9kg,实验温度传感器和压力传感器的位置如图布置。多联机系统中温制冷工况下运行,室外单元干球温度35℃,5个室内单元全部运行,干球温度均为26℃,温度实验均在标准测温室内完成,具体温度设置如表1所示。

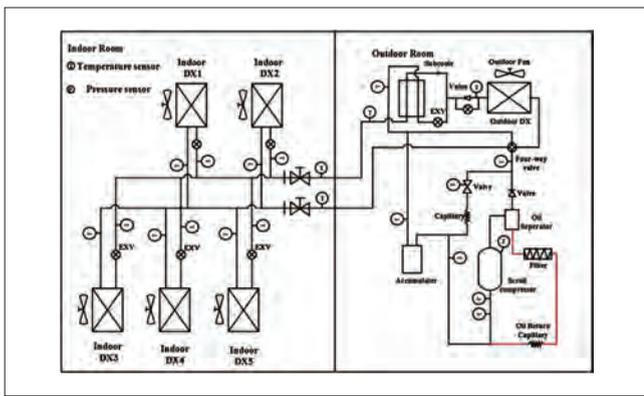


图2 多联机系统示意图

表1 系统运行工况表

测试模式	室内温度(℃)		室外温度(℃)	
	干球	湿球	干球	湿球
中温制冷	26	19	35	24

实验制冷剂充注量水平从63.0%至130.0%共9个级别,分为充注不足、充注适中、充注过量三类,具体如表2所示。对于每一种实验工况,风机转速(1个室内风机和5个室外风机)认为保持不变,实验通过调节压缩机转速和膨胀阀开度使制冷剂流量匹配冷凝负荷,压缩机运行频率变化范围为0至90。当制冷剂充注不足或充注过量时,多联机系统依旧可以稳定运行。

表2 制冷剂充注及其对应类别

编号	充注量(%)	故障类别
1	63	充注不足
2	75	充注不足
3	80	充注不足
4	85	充注适中
5	95	充注适中
6	105	充注适中
7	110	充注适中
8	120	充注过量
9	130	充注过量

实验按照PID控制规则将两个房间的温度条件调整至表1所示。数据采集系统每隔15s收集一次数据,每次实验至少进行45min,共选取了3831个样本数据,其中充注不足样本1963个、充注适中样本1120个、充注过量样本748个。实验参考Sun^[14]等人的研究选取了压缩机排气温度、压缩机外壳温度、室外风机温度、压缩机电压和冷凝温度五个特征变量进行故障诊断,特征详情如表3所示。

表3 特征变量表

编号	变量名称	缩写
1	压缩机排气温度	T_{dis}
2	压缩机外壳温度	T_{shell}
3	室外风机温度	T_{fan}
4	压缩机电压	U_{com}
5	冷凝温度	T_{comd}

2.4 LOF-BR多联机故障诊断模型

图3为LOF-BR神经网络模型的多联机故障诊断逻辑图,其由三部分组成:

- (1) 异常值检测: 计算每个样本的LOF值,剔除LOF值大于LOF阈值的样本,保留可能的正常数据;
- (2) 模型建立: 将剔除异常值后的数据随机分为70%的训练集和30%的测试集,标准化处理后,训练集输入BR神经网络模型,进行制冷剂泄漏故障诊断模型训练;
- (3) 故障诊断: 将测试数据输入训练好的故障诊断模型,比较该模型与BP神经网络模型的诊断结果,发掘可能的改进措施。

3 多联机故障诊断结果

本文将采用整体检测率和单类检测率这两种标准比较LOF-BR神经网络模型和BP神经网络模型的优劣。

3.1 LOF法剔除多联机异常值

图4为制冷剂充注故障LOF值密度分布图,结果表明,大多数制冷剂充注量样本数据的LOF值接近1,但仍有少量数据偏离1值较大,其中充注不足、充注适中、充注过量三类数据最大LOF值分别为3.67、6.33和4.41。经过大量实验,本文

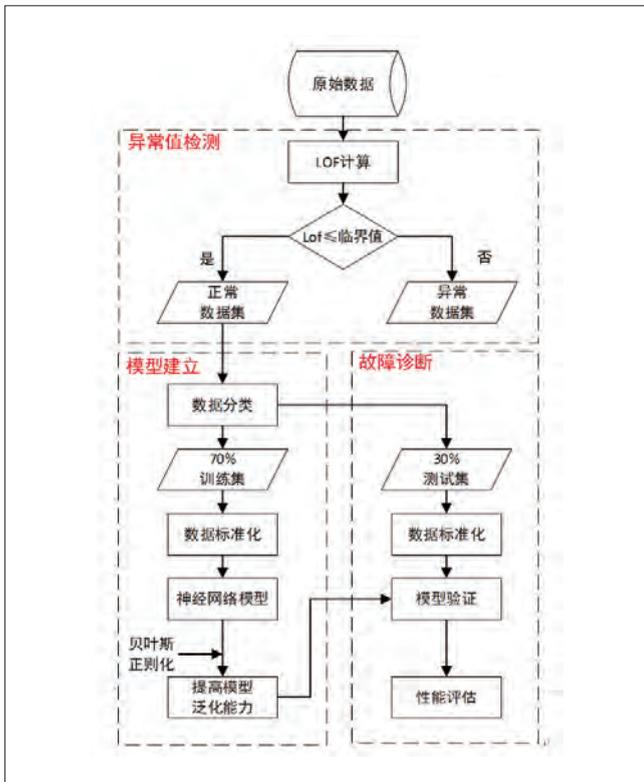


图3 LOF-BR神经网络故障诊断逻辑图

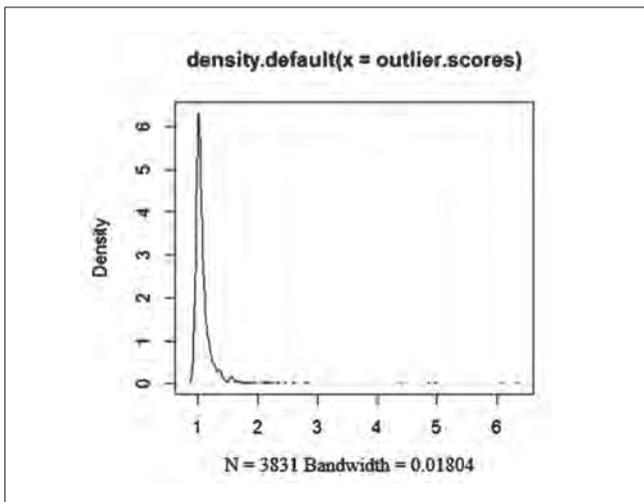


图4 LOF值密度分布图

样本数目	BP	LOF-BR
充注不足	1963	1833
充注适中	1120	1060
充注过量	748	674

选取LOF阈值为1.38。剔除约7%的可能异常值后，三类故障的样本数目如表4所示。

3.2 制冷剂充注量故障诊断结果分析

图5是两种神经网络模型总体检测率和各类检测率的对比图，可以看到，较BR神经网络，LOF-BR神经网络在各类检

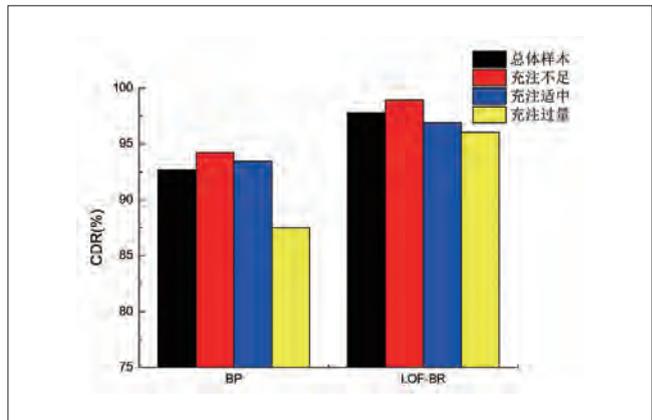


图5 两种神经网络模型总体检测率和各类检测率的对比图

测率上均有较大提高。

在BP神经网络模型中，充注过量的诊断率远远低于充注不足和充注适中的诊断率，仅为87.50%，由于多联机系统异常值的影响，干扰了模型对充注过量问题的拟合效果。表5为BP神经网络模型的混淆矩阵，可以看到BP神经网络将充注过量误诊为充注不足的比率高达9.82%，这些异常值为实际运行过程中，外界冲击使得多联机运行工况发生震荡，膨胀阀自行调节开度产生。

		预测充注量(%)		
		不足	适中	过量
实际充注量 (%)	不足	94.23	3.90	1.87
	适中	1.19	93.45	5.36
	过量	9.82	2.68	87.50

		预测充注量(%)		
		不足	适中	过量
实际充注量 (%)	不足	98.91	0.36	0.73
	适中	0.31	96.86	2.83
	过量	3.46	0.50	96.04

表6为LOF-BR神经网络模型的混淆矩阵，较BP神经网络模型，该方案的误诊率显著降低，其中网络将充注过量误诊为充注不足的比率由9.82%降低至3.46%，将充注适中误诊为充注过量的比率由5.36%降低至2.83%，充注过量的检测率由87.50%增长至96.04%，同时LOF-BR神经网络模型的整体诊断性能提升，充注不足与充注适中的检测率均有明显增加。LOF-BR模型的整体检测率由93.26%提高至97.76%，模型的泛化能力增强。

4 结论

本研究将LOF法与贝叶斯神经网络结合，用于多联机系

统故障检测与诊断,并通过制冷剂充注量故障验证该方案的诊断性能,结论如下:

(1) 较BP神经网络模型,LOF-BR模型充注过量误诊为充注不足的比率显著降低,剔除异常值能有效提高模型检测率。

(2) 较BP神经网络模型,LOF-BR模型三类充注量故障检测率均得到提升,整体检测率提高到97%以上,模型泛化能力提高,具有更强的诊断性能。

(3) LOF-BR神经网络对多联机系统具有良好的诊断性能,对防止故障恶化维持设备正常运行具有重要的意义。

参考文献

- [1] 王江宇, 陈焕新, 刘江岩, 等. 基于 PCA-DT的多联机制冷剂充注量故障诊断[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2016, 44(7):1-4.
- [2] 荆华乾, 高恩元, 于志慧, 等. 2014年度中国制冷行业发展分析报告[J]. 制冷技术, 2015, 37(a01):1-82.
- [3] Haorong Li, Braun J. A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air Conditioners[J]. Hvac & R Research, 2007, 13(2):369-395.
- [4] Zhu Y, Jin X, Du Z. Fault diagnosis for sensors in air handling unit based on neural network pre-processed by wavelet and fractal[J]. Energy & Buildings, 2012, 44(1):7-16.

[5] 王江宇, 陈焕新, 李冠男, 等. 基于CART算法的多联机压缩机回液故障检测[J]. 制冷与空调, 2017, 17(4):55-60.

[6] 黄荣庚, 陈焕新, 李冠男, 等. 基于小波神经网络的多联式空调机组传感器故障检测和诊断[J]. 制冷与空调, 2018(2).

[7] Fan B, Du Z, Jin X, et al. A hybrid FDD strategy for local system of AHU based on artificial neural network and wavelet analysis[J]. Building & Environment, 2010, 45(12):2698-2708.

[8] Shi S, Li G, Chen H, et al. Refrigerant charge fault diagnosis in the VRF system using Bayesian artificial neural network combined with ReliefF filter[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 112:698-706.

[9] 陈溟. 基于模糊局部离群因子(LOF)的信用卡欺诈检测研究[J]. 金融理论与实践, 2016(10):54-57.

[10] Knorr E M, Ng R T, Tucakov V. Distance-based outliers: algorithms and applications[J]. Vldb Journal, 2000, 8(3-4):237-253.

[11] 冯中艳. 基于数据统计特性的HVAC系统故障检测方法研究[D]. 天津大学, 2015.

[12] 王智文. 贝叶斯神经网络与FTIR技术在多气体定量分析中的应用研究[D]. 中北大学, 2011.

[13] Mackay D. Bayesian Interpolation[J]. Neural Computation, 2008, 4(3):415-447.

[14] Sun S, Li G, Chen H, et al. A hybrid ICA-BPNN-based FDD strategy for refrigerant charge faults in variable refrigerant flow system[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 127.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No.51576074)。

(上接156页)

表5 综合方案测试对比

方案	音质体验
初始方案	★★
综合优化	★★★★★



图4 综合方案噪声总值和性能对比

如表5所示,综合方案的音质得到明显的改善,在各种工况及极限工况下依然稳定运行并表现出良好的音质。

如图4所示,综合方案的压缩机除了听感得到提升外噪声总值也随之下降,性能也得到提升。

4 结论

压缩机轴系轴向跳动是个比较隐性的问题,在常规的产品设计容易忽视,在大规格化的产品中浮现。本文试验从原理分析,做较小的改进实现音质完美呈现,仅当抛砖引玉。

参考文献

- [1] 王志远. 制冷原理与应用. 北京:机械工业出版社, 2010.
- [2] 赵明生, 等. 电机工程手册. 北京:机械工业出版社, 1996.

基于个性化桌面空气调节对人体热舒适影响的数值模拟

龙杰 刘益才 王宇迪 朱晓涵
(中南大学, 能源科学与工程学院 湖南长沙 410083)

摘要: 针对统一环境条件下热舒适不满意的受试者, 桌面通风可以根据不同人的需求, 以其灵活的送风温度和风速使人体热舒适达到要求。本文在26°C的背景温度下, 分别调节送风温度为20°C、22°C、24°C、26°C, 风速为0.15m/s、0.25m/s、0.35m/s、0.45m/s、0.55m/s, 研究桌面通风中不同送风温度温度和风速对人体热舒适的影响, 并得出不同送风温度下的和风速适宜区间为 (20°C, 0.15m/s~0.25m/s), (22°C, 0.15m/s~0.35m/s), (24°C, 0.25m/s~0.45m/s), (26°C, 0.35m/s~0.55m/s)。

关键词: 个性化; 空气调节; 数值模拟; 热舒适

Numerical simulation of the effect of personalized desktop air conditioning on human thermal comfort

LONG Jie LIU Yicai WANG Yudi ZHU Xiaohan
(School of Energy Science and Engineering, Central South University Changsha 410083)

Abstract: For subjects with uncomfortable thermal comfort under uniform environmental conditions, the desktop ventilation can meet the needs of different people, and the thermal comfort temperature of the body and the wind speed can meet the requirements of human thermal comfort. In this paper, under the background temperature of 26°C, the air supply temperature was adjusted to 20°C, 22°C, 24°C, and 26°C, respectively. The wind speed was 0.15m/s, 0.25m/s, 0.35m/s, 0.45m/s, 0.55m/s. Study the effects of different supply air temperature and wind speed on human thermal comfort in desktop ventilation, and find that the appropriate range of wind speeds at different air supply temperatures is (20°C, 0.15m/s~0.25m/s), (22°C, 0.15m/s~0.35m/s), (24°C, 0.25m/s~0.45m/s), (26°C, 0.35m/s~0.55m/s).

Keywords: Personalization; Air conditioning; Numerical simulation; Thermal comfort

1 引言

目前, 对空调热舒适的研究基本限于全房间空气系统。现一般采用P.O.Fanger提出的PMV-PPD作为评价方法。该方法包含了四个环境因素: 空气温度、空气流速、空气湿度及平均辐射温度, 两个主观因素: 人的新陈代谢率和着衣量。在统一环境因素下, 以此方法制定的室内环境设计标准是以受试者整体满意率>80%而确定的, 而剩余20%的受试者则很难同时达到热舒适要求。针对这一问题, 个性化通风通过

改变送风温度和速度, 使每个人根据自己的需求调节送风参数, 从而达到舒适度要求。

2 研究现状

国内外对个性化通风都有一定研究。Hanzawa使用旋流风口的结构进行地板送风的热舒适的测试, 测试结果表明旋流风口极大的降低了吹风感, 可以为处于工作区的人群供舒适的环境。Bauman发现, 在低送风量下, 人体周围产生了刷

烈温度梯度,如果送风量较大,人体周围空气温度更为均匀。实验结果表明:通过调节送风量和送风方向就能得到较好的热舒适度。端木琳在固定送风距离和送风温度的情况下比较了不同送风速度对人员舒适性的影响。S.H.Cho对比研究了地板系统和桌面系统两种形式的个性化空调认为,桌面工位空调优于地板工位空调并且调节更为灵活。Arens设计了一种对个性化桌面调节系统,通过研究发现该系统可以在一个较大的范围内控制局部热环境,只要通过微小的空气流量改变,也能使处于工作的人群的热舒适性达到要求。工作者可以根据个人需及调节能力的不同,控制个性化空调的输出参数,最大限度地满足个人对热环境的不同需求。

3 理论基础

本文热舒适判定由预测平均评价PMV(Predicted Mean Vote)和预测不满意百分比PPD(Predicted Percent Dissatisfied)作为理论基础,通过公式推导找到PPD和送风温度以及送风速度得关系。

PMV评价指标是引入反应人体热平衡偏离程度的人体热负荷TL而得出的,它是基于人体处于稳态热环境下,人体热负荷越大,人体偏离热舒适的状态就越远。即人体热负荷正值越大,人就感觉越热,负值越大,人就感觉越冷。Fanger得出了人的热感觉与人体热负荷之间的经验关系式:

$$PMV=[0.303\exp(-0.036M)+0.0275]\times\{M-W-3.05[5.733-0.007(M-W)-P_a]-0.42(M-W-58.2)-0.0173M(5.867-P_a)-0.0014M(34-t_a)-3.96\times 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl}+273)^4-(\bar{t}_r+273)^4]-f_{cl}h_c(t_{cl}-t_a)\} \quad (1)$$

式中:

M—新陈代谢率, W/s;

W—人体做功率, W/s;

P_a —环境空气中水蒸气分压力, Pa;

t_a —空气温度, °C;

f_{cl} —穿衣人体与裸体表面积之比;

\bar{t}_r —平均辐射温度, °C;

t_{cl} —穿衣人体外表面平均温度°C;

h_c —对流换热系数, $W/(m^2\cdot K)$ 。

PMV热感觉标尺,如表1所示。

表1 PMV热感觉标尺

热感觉	热	暖	微暖	适中	微凉	凉	冷
PMV值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

忽略除对流换热系数 h_c 和空气温度 t_a 以外的参数。而对流换热系数 $h_c = \frac{\lambda N_u}{l}$, N_u 可用经验公式计算:

$$N_u = 0.3 + \frac{0.62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{2}}}{\left[1 + (0.4 / Pr)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{28200}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (2)$$

其中 $Re = \frac{pv}{\mu}$,由此得到空气流速 v 和传热系数 h_c 的关系式。从而可以把空气温度 t_a 和空气流速 v 反映到PMV。但是因为人与人之间存在个体差异,所以仅凭PMV指标来评价个人感受并不准确。所以Fanger又提出了不满意百分比PPD(Predicted Percent Dissatisfied)指标来表示受试者对环境不满意率得百分数。PPD与PMV有以下关系:

$$PPD=100-95\exp[-(0.03353PVM^4+0.2179PMV^2)] \quad (3)$$

因而预测不满意率PPD指标是本文热舒适判定的理论依据。

4 数值模拟

4.1 物理模型

(1) 房间: 5m(长)×4m(宽)×3m(高);

(2) 人体模型: 胸部0.4m(宽)×0.4m(高)×0.2m(厚)的椭圆柱体; 颈部为 $\phi 0.16m$ (直径)×0.1m(高)的圆柱体; 头部为 $\phi 0.2m$ (直径)×0.2m(高)的圆柱体;

(3) 进风口在一送风管风口正对人体模型胸颈连接处, 距离为1m, 离地面0.8m, 尺寸为0.15m(宽)×0.15m(高)的正方形;

(4) 排风口尺寸为0.3m(宽)×0.3m(高)的长方形, 距地面2.7m。

物理模型示意图1。

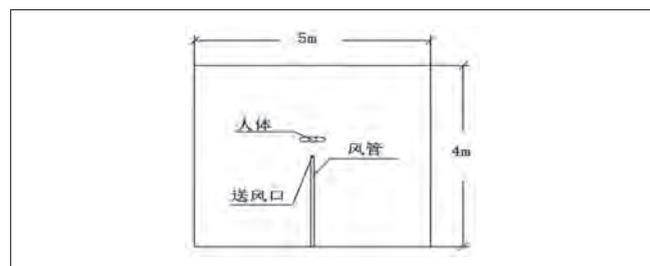


图1 办公室尺寸

4.2 网格

网格划分采用非结构法,数量为67258,网格质量均为0.4以上,且80%的大于0.8。网格质量较好。

4.3 边界条件

雷诺数为 $Re=3497$,故为湍流进行稳态求解。

墙壁材料为200mm粘土砖墙,外面25mm普通砂浆,内表面25mm绝热砂浆,导热系数为 $1.5\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ 。风管边界良好保温材料,边界条件设为绝热。人体设为 $34\text{W}/\text{m}^3$ 的体热源。进风口设为速度入口,出风口设为压力出口。房间背景温度为299K,空气湿度为55%~60%。

4.4 模拟工况

如表2~表5所示,为保证单一变量,每个送风温度下对应应有5种工况,总共20组工况。

表2 送风温度为20℃时的模拟工况

送风速度 (m/s)	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55
送风温度20℃	工况1	工况2	工况3	工况4	工况5

表3 送风温度为22℃时的模拟工况

送风速度 (m/s)	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55
送风温度22℃	工况6	工况7	工况8	工况9	工况10

表4 送风温度为24℃时的模拟工况

送风速度 (m/s)	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55
送风温度24℃	工况11	工况12	工况13	工况14	工况15

表5 送风温度为26℃时的模拟工况

送风速度 (m/s)	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55
送风温度26℃	工况16	工况17	工况18	工况19	工况20

4.5 模拟结果分析

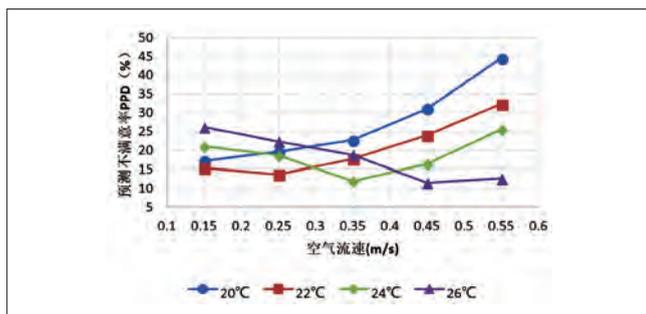


图2 各工况下的预测不满意率 (PPD)

各工况下的预测不满意率如图2所示。当送风温度为20℃时,随着风速的增大不满意率上呈上升趋势,且斜率越来越大,只有0.15m/s~0.25m/s时不满意率满足要求。所以送风温度为20℃时的适宜送风速度为0.15m/s~0.25m/s。

送风温度为22℃时,随着风速的增大不满意率上呈先减小后增大的趋势,转折点出现在0.25m/s处。0.15m/s~0.35m/s时满足不满意率要求,风速超过0.35m/s之后不满意率不符合要求。所以送风温度为22℃时的适宜送风速度为0.15m/s~0.35m/s。

送风温度为24℃时,随着风速的增大不满意率也是呈先减小后增大的趋势,转折点出现在0.35m/s处。其中0.25m/s~0.45m/s时满足不满意率要求,风速超过0.45m/s之后不满

意率急速上升且不符合要求。所以送风温度为24℃时的适宜送风速度为0.25m/s~0.45m/s。

送风温度为26℃时,随着风速的增大不满意率整体上呈减小的趋势。但值得注意的是,在风速为0.55m/s时虽然不满意率仍然符合要求,但是呈现了上升趋势,说明此后继续增大风速的话,满意率会继续上升。综上,送风温度为26℃时的适宜送风速度为0.35m/s~0.55m/s。

5 结论

个性通风对改善人体热舒适有着较好的效果,加入个性通风之后,整体预测不满意率在全空间通风不满意率的基础上再降低80%,即预测不满意率(PPD)降到4%以下。对于不同送风温度,有着以下适宜送风速度:

- (1) 空气温度20℃,对应适宜风速为0.15m/s~0.25/s;
- (2) 空气温度22℃,对应适宜风速为0.15m/s~0.35/s;
- (3) 空气温度24℃,对应适宜风速为0.25m/s~0.45/s;
- (4) 空气温度26℃,对应适宜风速为0.35m/s~0.55/s。

参考文献

- [1] Melikov A K. Advanced air distribution: improving health and comfort while reducing energy use.[J]. Indoor Air, 2015, 26(1):112-124.
- [2] Edwards W B, Troy K L, Bhatia V A. Predicting surface strains at the human distal radius during an in vivo loading task—Finite element model validation and application[J]. Journal of Biomechanics, 2014, 47(11):2759-65.
- [3] Oh M S, Ahn J H, Dong W K, et al. Thermal comfort and energy saving in a vehicle compartment using a localized air-conditioning system[J]. Applied Energy, 2014, 133(6):14-21.
- [4] De D R. Thermal comfort in practice[J]. Indoor Air, 2004, 14(s7):32-39.
- [5] Melikov A K, Cermak R, Majer M. Personalized ventilation: evaluation of different air terminal devices[J]. Energy & Buildings, 2002, 34(8):829-836.
- [6] 朱颖心. 建筑环境学—第2版[M]. 中国建筑工业出版社, 2005.
- [7] 端木琳, 沈胜强, 孙宇明. 个性化通风系统的热舒适性分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(2):31-37.
- [8] 王骏顺. 桌面送风对人体热舒适影响的分析及研究[D]. 湖南大学, 2008.
- [9] 李俊. 个体送风特性及人体热反应研究[D]. 清华大学, 2004.
- [10] 李伟涛. 桌面工位空调舒适性实验及气流组织模拟研究[D]. 大连理工大学, 2006.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776226); 中南大学研究生自主探索创新项目资金资助(2018zzts494)

工质对R134a/[Emim]BF₄-NMP应用于车载吸收式制冷系统的理论研究

刘绍文 刘益才 雷斌义 化豪爽
(中南大学, 能源科学与工程学院 湖南长沙 410083)

摘要: 本文采用R134a/[Emim]BF₄-NMP新型工质对, 并以其为基础研发微型车载制冷设备开展了微型车载吸收式制冷循环的理论研究, 对每个换热设备进行了热力学分析, 同时分析了冷凝温度、蒸发温度、吸收温度、发生温度以及放气范围对系统各参数及性能的影响。分析结果显示, 在系统制冷量恒定的条件下, 冷凝温度、吸收温度以及发生温度与系统COP成负相关关系, 而蒸发温度与放气范围与系统COP成正相关关系。在相关合理的工况内, 系统COP均可保持在0.6左右。相较于其他影响因素, 冷凝温度与蒸发温度对系统COP的影响较大。

关键词: 吸收式制冷; 汽车余热; 理论仿真分析; R134a/[Emim]BF₄-NMP工质对

Theoretical study on application of R134a/[Emim]BF₄-NMP in vehicle absorption refrigeration system

LIU Shaowen LIU Yicai LEI Binyi HUA Haoshuang
(School of Energy Science and Engineering, Central South University Changsha 410083)

Abstract: This paper uses R134a/[Emim]BF₄-NMP new working fluid pair, and based on it research and development of minivehicle refrigeration equipment. The theoretical research on the minivehicle absorption refrigeration cycle was carried out, and the thermodynamic analysis was performed for each heat exchange device. The influences of the condensing temperature, evaporat-eion temperature, absorption temperature, occurrence temperature and gas release range on the parameters and performance of the system were also analyzed. The analysis results show that under the conditions of constant cooling capacity of the system, the condensation temperature, absorption temperature, and the occurrence temperature have a negative correlation with the system COP, while the evaporation temperature and the deflation range have a positive correlation with the system COP. In the relevant reasonable conditions, the system COP can be maintained at about 0.6. Compared with other influencing factors, the condensing temperature and evaporation temperature have a greater impact on the system COP.

Keywords: Absorption refrigeration; Automotive waste heat; Theoretical simulation analysis; R134a/[Emim]BF₄-NMP working fluid pair

1 引言

我国汽车及其相关发动机、柴油机能耗占全国总能耗比重接近全国成品油的60%, 目前汽车发动机有效热效率一般为35%~40%, 剩余的60%~65%主要被发动机的冷却水系统

和排气系统带走, 而与此同时约有15%的燃油是用在空调制冷^[1-6], 因此利用发动机的废热进行制冷既可以节省燃油, 还能够利用废热, 对我国汽车工业的发展有着重要意义。

目前用在吸收式制冷系统的工质对主要有四类: 水类工

质对、氨类工质对、醇类工质对和氟利昂类工质对。吸收式工质对的选择对其物理化学性质方面都有相应的要求,目前较为普遍的吸收式制冷机普遍采用LiBr/H₂O水溶液或者NH₃/H₂O溶液作为工质对^[7-9]。而车载吸收式制冷系统中常用的工质对是LiBr/H₂O,但是该工质对的制冷系腐蚀较严重,使用寿命短,且存在一定的安全隐患。

本文重点研究采用了一种新型工质对R134a/[Emim]BF₄-NMP的制冷系统的运行性能,期待寻求其在将来可以替代传统吸收式制冷工质对的可行性。

2 吸收式制冷系统循环工作原理

本系统以汽车发动机余热驱动,通过吸收式制冷循环实现汽车空调效果。如图1所示,此微型吸收式制冷系统分为制冷剂循环和混合溶液循环两个过程,汽车发动机余热加热发生器A,使得其中制冷剂蒸发,通过发生器上部的分离过滤装置过滤掉部分混合溶液后进入气液分离器C,在气液分离器C中进一步分离。高温高压的纯制冷剂蒸汽经过冷凝器D冷凝后变为常温高压的制冷剂液体,并通过膨胀阀F进行节流降压变为低温低压的制冷剂液体,之后再经过蒸发器G吸收环境热量从而蒸发为低温低压的制冷剂蒸汽,此制冷剂蒸汽从吸收器K下端进入被其中的混合溶液吸收,从而完成制冷剂循环。发生器A中制冷剂蒸发之后剩余的高温高压低浓度的混合溶液与气液分离器C下端少量的混合溶液一起经过溶液换热器M降温后经过减压阀L进行降压,之后从吸收器K上端进入,对来自吸收器K下端的制冷剂蒸汽进行降膜吸收,吸收之后变为常温高压的高浓度混合溶液,此部分混合溶液通过吸收器K下端流出通过溶液泵I进行加压,加压后常温高压高浓度的混合溶液经过溶液换热器M吸收部分高温低浓度混合溶液的热量后进入发生器A中,完成混合溶液循环。

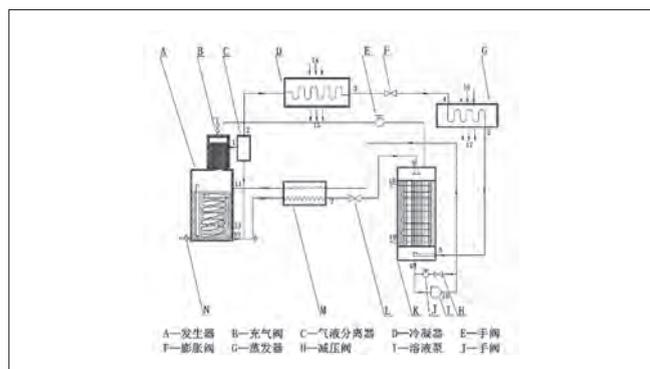


图1 微型吸收式制冷系统循环示意图

本吸收式制冷系统在吸收器出口设置了一回流装置,可以有效防止因吸收器K中溶液不足而导致的溶液泵I空转的现象,其工作过程为当溶液泵I出现空转现象时,便打开手阀J使得溶液泵I之后的高浓度混合溶液通过减压阀H之后回流到溶液泵前端的管道中,以此来补充使得溶液泵可以满液正常运转。此外,本系统在发生器A和吸收器K间设置一手阀E,用来进行系统压力平衡。

本系统中以95℃恒温热水代替发动机冷却水余热为发生器进行供热,冷凝器冷却方式为风冷,蒸发器采用空气冷却型干式蒸发器,吸收器由于采用降膜吸收的方式,故采用冷却水进行冷却。

3 工质对的选用

吸收式制冷工质对需要满足一定的条件,以下列出几个重要的方面:(1)对制冷剂的要求:冷凝压力不要太高、蒸发压力不要过低,蒸发潜热大,蒸汽具有较小的比容,无毒、无刺激、不可燃、无爆炸、无腐蚀、热稳定、化学稳定性高、廉价易得;(2)对吸收剂的要求:吸收剂要能够充分吸收制冷剂,也就是说制冷剂在其中的溶解度要够大,同时两者还需要有较大的沸点差,此外,诸如无毒、无腐蚀、热力学性质稳定、化学性质稳定等都是必要的条件;(3)工质对配合要求:工质对不论在高温或低温的条件下,都需要不易结晶,而且二者混合的时候放出的混合热要小,同时比热容也要小。

本吸收式制冷系统为低负荷小型制冷机而设计,根据以上要求,选择新型吸收式制冷工质对,制冷剂选择R134a,吸收剂选择离子液体和有机液体的混合溶液,离子液体选用1-乙基-3-甲基咪唑四氟硼酸盐([Emim]BF₄),有机液体选用1-甲基-2-吡咯烷酮(NMP),吸收剂中[Emim]BF₄的质量分数为40%,NMP的质量分数为60%。故本系统采用的吸收式工质对为R134a/[Emim]BF₄-NMP。

4 热力循环模拟研究

4.1 工质对参数计算

4.1.1 纯制冷剂的汽化潜热计算

对于纯制冷剂而言,其汽化潜热可通过Pitzer-Chen式(1)进行计算^[10]:

$$\Delta_{\text{eva}} h = \frac{(aT_r + b + c \lg p_r) T}{M(d - T_r)} \quad (1)$$

式(1)中, $\Delta_{\text{eva}} h$ 为制冷剂的汽化潜热,单位为kJ/kg;T表

示温度,单位为K; M 表示摩尔质量,单位为g/mol; P_r 为临界压力, T_r 为临界温度。

4.1.2 纯物质的定压比热容计算

对于液态纯物质而言,根据不同的物质,其定压比热容可采用不同的式进行计算,对于[Emim]BF₄而言,其定压比热容可用式(2)求解:

$$C_p^l = a + bT + cT^2 \quad (2)$$

定压比热容 C_p 的单位为kJ/(kg·K); 温度 T 的单位为K。式(2)中所涉及参数由表1给出。

表1 式(2)中的参数			
物质	a	b×10 ³	c×10 ⁶
[Emim]BF ₄	1.4107	-0.68749	3.9426

对于NMP而言,其定压比热容可通过式(3)给出:

$$C_p^0 = C_0 + C_1T + C_2T^2 + C_3T^3 \quad (3)$$

定压比热容 C_p 的单位为kJ/(kg·K); 温度 T 的单位为K。式(3)中所涉及参数由表2给出。

表2 式(3)中的参数					
物质	C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	Ref. ^a
NMP	-2.677	0.47905	-2.87×10 ⁻⁴	1.94×10 ⁻⁷	E

气态制冷剂的定压比热容由式(4)给出:

$$C_p^v = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (4)$$

式(4)中,定压比热容 C_p 的单位为kJ/(kg·K); 温度 T 的单位为K。

4.1.3 纯物质的比焓计算

在对物质的焓值进行计算时,首先需要选定一个基准温度,本文选择的基准温度 T_0 为273.15K,规定在基准温度 T_0 时,纯物质的比焓为0kJ/kg,从而方便在温度 T 时求得纯物质的焓值。在温度 T 时,纯液态物质的比焓可通过式(5)进行计算:

$$h^l = \int_{T_0}^T C_p^l dT \quad (5)$$

对于饱和的制冷剂蒸汽而言,其焓值可通过式(6)求得:

$$h_{sat}^v = \Delta_{eva} h + h^l \quad (6)$$

在式(6)中, $\Delta_{eva} h$ 可由式(1)求得, h_1 可由式(5)求得。

当制冷剂蒸汽温度高于其饱和温度时,即存在过热度时,其焓值可通过式(7)进行计算:

$$h_{sup}^v = h_{sat}^v + \int_{T_{sat}}^T C_p^v dT \quad (7)$$

式(7)中, T_{sat} 为过热制冷剂蒸汽的温度,单位为K; h_{sat}^v

为饱和制冷剂蒸汽的焓值,可由式(6)求得, C_p^v 为气态制冷剂的比热容,可由式(4)求得。

4.1.4 溶液的比焓计算

对于溶液而言,其比焓可通过式(8)进行计算:

$$h^s = wh_{ref}^l + (1-w)h_{abs}^l + \Delta_{mix} h \quad (8)$$

式(8)中, w 为溶液中制冷剂组分的质量百分数; h_{abs}^l 和 h_{ref}^l 分别为液态吸收剂和液态制冷剂的焓值,可根据式(5)进行计算; $\Delta_{mix} h$ 为溶液混合焓,由于其值较小,通常可忽略不计,故式(8)可写为:

$$h^s = wh_{ref}^l + (1-w)h_{abs}^l \quad (9)$$

根据以上各式可求得工质对R134a/[Emim]BF₄-NMP在不同温度压力下的焓值。

4.2 热力循环假设

在进行热力循环计算之前,为了使得计算方便,本文先对计算过程做如下的假设:

(1) 假定本吸收式制冷系统在运行过程中一直处于稳定状态;

(2) 在本吸收式制冷系统的运行过程中,系统发生过程和吸收过程均处于平衡状态;

(3) 忽略制冷循环过程中所有设备的热损失,同时忽略辐射换热的作用,只考虑对流换热对系统的影响,并假定不凝性气体对系统不会造成影响;

(4) 假定发生压力与冷凝压力相等,同时考虑到制冷剂蒸汽从蒸发器中流动到吸收器中时需要推动力,故假定吸收压力比蒸发压力低0.01MPa;

(5) 假定系统发生温度为发生器出口稀溶液的温度,系统吸收温度为吸收器出口浓溶液的温度,并且认为发生器顶部流出的制冷剂蒸汽的温度与发生器底部流出的稀溶液的温度相等;

(6) 设定冷凝器出口制冷剂为饱和液体状态;蒸发器出口制冷剂蒸汽有5℃过热;

(7) 吸收式工质对在经过减压阀和溶液泵时,仅压力改变,温度和焓值保持不变。

4.3 热力计算基本原理

本吸收式制冷循环必须满足系统总质量守恒、能量守恒。

总质量守恒方程为:

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = 0 \quad (10)$$

制冷剂R134a质量守恒方程为:

$$\sum(m\xi)_{in} - \sum(m\xi)_{out} = 0 \quad (11)$$

系统能量守恒方程为:

$$|\sum(mh)_{in} - \sum(mh)_{out}| = Q \quad (12)$$

式(10)~(12)中, m 为制冷剂R134a、R134a/[Emim]BF₄-NMP工质对溶液、冷却空气或者冷却水的质量,单位为kg; ξ 为R134a/[Emim]BF₄-NMP溶液的质量浓度; Q 为系统中各个换热设备的换热量,单位为kJ; h 为R134a/[Emim]BF₄-NMP溶液或者制冷剂R134a的比焓,单位为kJ/kg; 下标in表示工质从外部流进各换热设备,下标out表示工质从各换热设备流出。

4.4 系统设计参数选取

(1) 环境温度参数

本系统选定湖南省夏季平均温湿度作为设计的一般工况,以长沙为例,长沙地区属于夏热冬冷地区,年平均气温在16.8~17.2℃之间。最高温度一般出现在七月中旬到八月下旬,最低气温多出现在12月下旬至2月中旬。本文选定湖南省夏季平均温度为32℃,平均湿度为63%。

(2) 发生器加热热水参数

本文以热水来比拟发动机冷却水用来加热发生器,这里选用95℃的恒温热水,确定热水流量为15L/min。

(3) 冷凝器相关参数

本文冷凝器冷却方式选择强迫对流空气冷却方式,一般冷却空气在冷凝器中的温升为10℃左右,本文选定冷却空气温升为10℃。

(4) 冷凝温度与冷凝压力

对于强迫对流空气冷却的冷凝器而言,其冷凝温度一般取比冷却空气进口温度高13~15℃,本文选定冷凝温度比冷却空气入口温度高13℃,即45℃,然后根据R134a制冷剂图表,确定其冷凝温度。

(5) 蒸发温度与蒸发压力

本文选择蒸发器冷却方式为强迫对流空气冷却,同时根据制冷空间冷量的需求,选定蒸发器冷却空气出口温度为13℃,一般情况下,蒸发器进出口空气温差为10℃左右,而蒸发温度一般比蒸发器冷却空气出口温度低10℃左右。本文选定蒸发温度为3℃,然后根据R134a制冷剂图表关系,便可确定系统蒸发压力。

(6) 吸收器相关参数

本文确定吸收器中R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液与制冷剂蒸汽的吸收方式为降膜吸收,故而吸收器冷却方式需为水冷。根据湖南省夏季平均水温情况,本文选定冷却水温度

为15℃,一般情况下,吸收器中冷却水温升为8℃左右,吸收器中浓溶液出口温度比冷却水出口温度高5℃左右。

本文选定吸收器出口浓溶液温度即吸收温度为28℃,为了保证蒸发器中制冷剂蒸汽到吸收器中的推动力,一般取吸收压力比蒸发压力低0.01MPa。对于R134a/[Emim]BF₄-NMP工质对而言,温度、压力和浓度三个参数,知道其中两个,便可根据其性质图表,求得第三个参数。

(7) 发生器相关参数

系统发生温度为发生器出口稀溶液的温度,发生压力与冷凝压力相同,在R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液浓度、压力已知的情况下,根据R134a/[Emim]BF₄-NMP性质图表可求得稀溶液的温度,即可求出发生温度。

(8) 溶液热交换器相关参数

本系统中溶液热交换器采用板式换热器,取冷端温差为7℃,则溶液热交换器稀溶液出口点7点的溶液温度可通过式(13)求出:

$$t_7 = t_9 + 7 \quad (13)$$

系统中R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液从吸收器出口9点流出后,经过溶液泵加压后经由10点流入溶液热交换器,浓溶液在9点和10点的温度相同。

综上所述,本R134a/[Emim]BF₄-NMP吸收式制冷系统热力计算的参数如表3所示。

表3 吸收式系统热力计算参数表

项目	冷负荷/kW	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	发生温度/℃	吸收温度/℃
数值	5	3	45	52	28

5 模拟结果及分析

5.1 冷凝温度对系统的影响

系统冷凝温度的变化对系统各个部件及状态点的参数都有很大的影响,本部分将通过不同冷凝温度下系统参数的变化来分析冷凝温度对于本微型吸收式制冷系统的影响。

5.1.1 冷凝温度对系统循环工质流量的影响

图2为本微型吸收式制冷系统中工质质量流量随冷凝温度的变化曲线图。从图2中可以看出,在冷凝温度从25℃增大到50℃的情况下,制冷剂R134a质量流量 m_r 从0.029kg/s增大到0.038kg/s, R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量 m_c 从0.133 kg/s增大到0.170kg/s, R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液质量流量 m_w 从0.104kg/s增大到0.133kg/s,都呈现增大的趋势。这是因为在制冷负荷恒定、系统蒸发温度不变的条件下,

随着冷凝温度的逐渐增大,系统单位质量制冷量不断减小,为了保证系统制冷负荷的稳定,制冷剂质量流量势必会不断增大。在制冷剂质量流量增大的同时, R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液和稀溶液在浓度不变的情况下,其质量流量也会随着增大,而相较于制冷剂质量流量来说,由于存在着循环倍率的影响,所以R134a/[Emim]BF₄-NMP溶液质量流量的变化会更加明显。

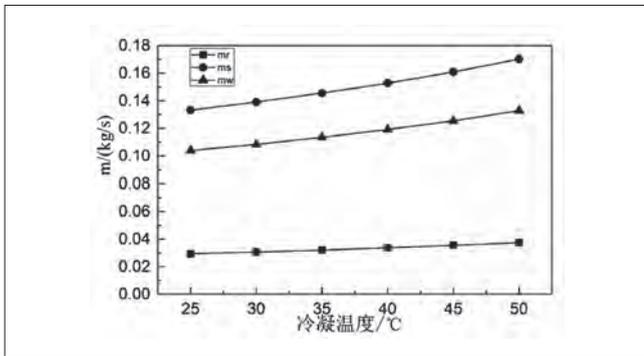


图2 工质质量流量随冷凝温度变化曲线图

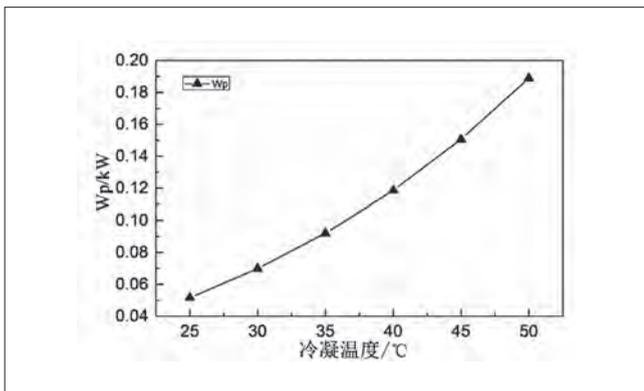


图3 溶液泵功率随冷凝温度变化曲线图

5.1.2 冷凝温度对溶液泵功率的影响

图3为本系统溶液泵功率随冷凝温度的变化曲线图。图3表明,在系统冷凝温度从25℃增大到50℃的情况下,溶液泵功率 W_p 也从0.05kW增大到0.19kW。这是因为在系统制冷负荷恒定、蒸发温度不变的条件下,随着冷凝温度的增大,虽然蒸发压力和吸收压力不变,但是冷凝压力和发生压力不断增大,这就使得溶液泵进出口压差不断增大,使得溶液泵单位比功不断增大。在冷凝温度增大的过程中, R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量也在不断增大,故而溶液泵功率会随着系统冷凝温度的增大而增大。

5.1.3 冷凝温度对各部件热负荷的影响

图4为本系统中发生器、吸收器、溶液热交换器以及冷凝器热负荷随冷凝温度的变化曲线图。从图4中可以看出,在

冷凝温度从25℃增大到50℃的情况下,发生器热负荷 Q_g 从6.64kW增大到8.46kW,吸收器热负荷 Q_{ab} 从5.89kW增大到7.53kW,溶液热交换器热负荷 Q_{ex} 从1.19kW增大到3.86kW,而冷凝器热负荷 Q_c 则从5.75kW增大到5.92kW。综合比较而言,发生器热负荷 Q_g 、吸收器热负荷 Q_{ab} 以及溶液热交换器热负荷 Q_{ex} 变化趋势都比较明显,其中溶液热交换器热负荷 Q_{ex} 变化趋势最大,而冷凝器热负荷 Q_c 则变化很小。

这是因为在系统制冷负荷恒定、蒸发温度不变的情况下,随着冷凝温度的增大,发生温度也会不断变大,在发生器中R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液浓度不变的情况下,为了维持发生温度的增大,外部热源就需要供给发生器更多的热量,故而发生器热负荷也会不断增大。而吸收器中R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液浓度及吸收温度不变,随着发生器热负荷的增大,吸收器热负荷也会不断增大。对于溶液热交换器而言,随着冷凝温度的不断增大,来自发生器的R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液温度不断升高,而来自吸收器的R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液温度不变,与此同时, R134a/[Emim]BF₄-NMP溶液的质量流量在不断的增大,因此溶液热交换器热负荷也会跟随着不断的增大。对于冷凝器而言,随着冷凝温度的增大,冷凝器单位质量热负荷会不断增大,同时制冷剂质量流量也在不断的增大,故而,冷凝器热负荷

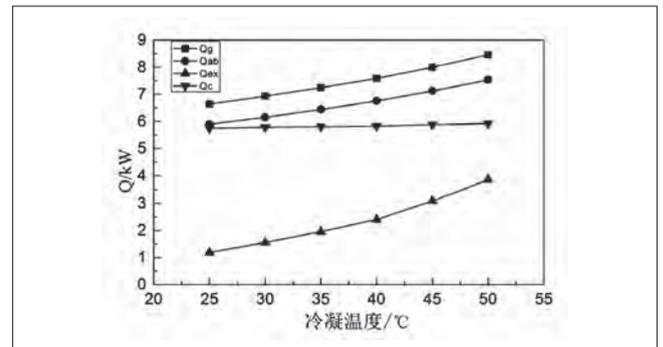


图4 系统部件热负荷随冷凝温度变化曲线图

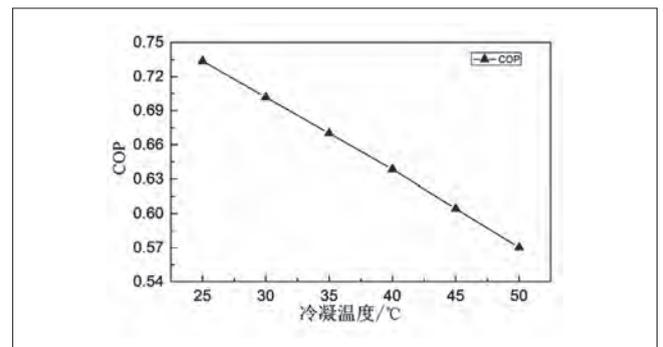


图5 系统COP随冷凝温度变化曲线图

也会不断的增大。

5.1.4 冷凝温度对系统COP的影响

图5为本系统COP随着冷凝温度升高的变化曲线图,从图5中可以看出,在冷凝温度从25℃增大到50℃的同时,系统COP也从0.73降到了0.57.在冷凝温度的升高过程中,系统制冷负荷保持不变,而发生器热负荷、溶液泵功率都在不断的增大,故而系统COP会不断的降低。

5.1.5 冷凝温度对发生器热水出口温度的影响

图6为本系统中发生器热水出口温度随冷凝温度的变化曲线图,从图6中可以看出,当冷凝温度从25℃增大到50℃时,相应的发生器热水出口温度从88.7℃降低到87℃,主要是因为当冷凝温度不断升高时,发生器热负荷不断增大,为了供应这部分热负荷,在热水质量流量不变的情况下,热水出口温度势必会不断降低。

5.2 蒸发温度对系统的影响

本部分介绍蒸发温度的变化对系统各部件运行状况的影响。

5.2.1 蒸发温度对系统循环工质流量的影响

图7为本系统中循环工质对随蒸发温度变化的曲线图,从图7中可以看出,当蒸发温度从0℃增大到13℃的过程中,制冷剂R134a质量流量 m_r 从0.036kg/s减小到0.034kg/s, R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量 m_s 从0.180kg/s减小到0.115kg/s, R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液质量流量 m_w 从0.144kg/s减小到0.081kg/s。

5.2.2 蒸发温度对溶液泵功率和系统循环倍率的影响

图8为系统循环倍率和溶液泵功率随蒸发温度的变化曲线,从图8中可以看出,在蒸发温度从0℃增大到13℃时,系统循环倍率 f 从5减小到3.38,溶液泵功率从0.175kW减小到0.091kW。在系统制冷负荷恒定、冷凝温度不变的情况下,随着蒸发温度的升高,对于溶液泵而言,系统发生压力稳定不变,

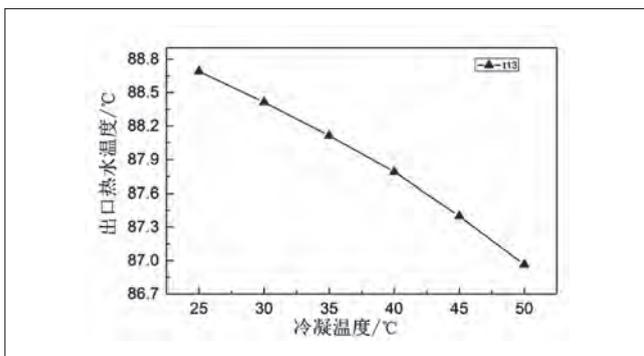


图6 发生器热水出口温度随冷凝温度变化曲线图

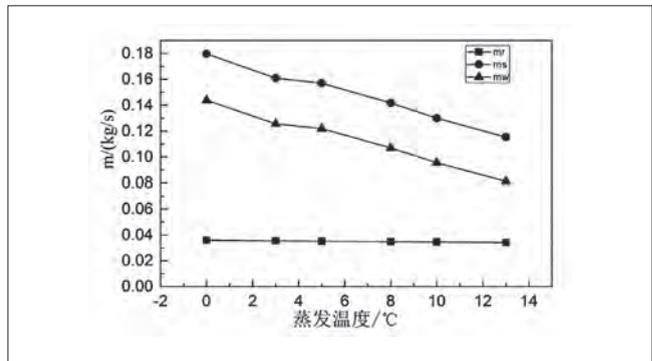


图7 系统循环工质质量流量随蒸发温度变化曲线图

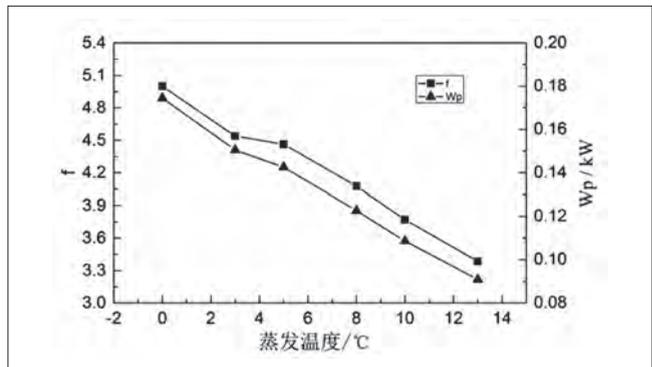


图8 系统循环倍率和溶液泵功率随蒸发温度

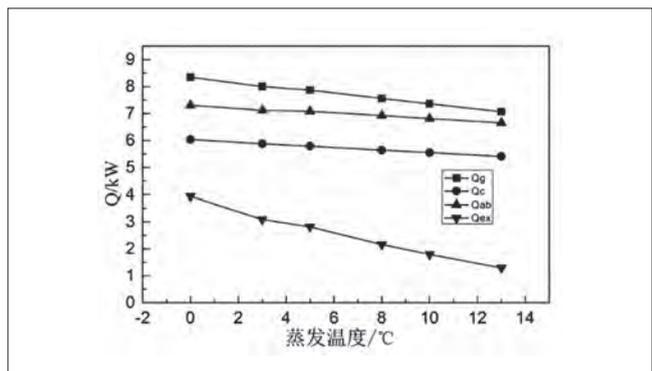


图9 系统部件热负荷随蒸发温度变化曲线图

吸收压力会不断增大,因此溶液泵两端的压差会逐渐降低,此外, R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量也会逐渐降低,因此,溶液泵功率会随着蒸发温度的升高而不断降低。

5.2.3 蒸发温度对系统部件热负荷的影响

图9为不同蒸发温度下系统各部件热负荷变化曲线图,图9表明,当蒸发温度从0℃增大到13℃的情况下,发生器热负荷 Q_g 从8.34kW减小到7.07kW,吸收器热负荷 Q_{ab} 从7.31kW减小到6.66kW,溶液热交换器热负荷 Q_{ex} 从3.95kW减小到1.30kW,而冷凝器热负荷 Q_c 则从6.04kW减小到5.41kW。

5.2.4 蒸发温度对系统COP的影响

图10为系统COP随着蒸发温度的变化曲线,从图10中可

可以看出,当蒸发温度从0℃增大到13℃时,系统COP有着明显的升高趋势,其从0.58增大到了0.69。从前面的分析可知,系统溶液泵功率和发生器热负荷皆随着蒸发温度的升高而下降,在系统制冷负荷不变的情况下,系统COP势必会不断增大。

5.2.5 蒸发温度对发生器热水出口温度的影响

图11为加热发生器热水出口水温随蒸发温度的变化曲线,图11表明,随着蒸发温度的不断增大,发生器热水出口温度有明显的升高趋势,从87.1℃增大到88.3℃。从前面的分析可知,随着蒸发温度的不断升高,发生器热负荷在不断降低,在热水质量流量不变的条件下,发生器热水出口温度会逐渐升高。

5.3 吸收温度和发生温度对系统的影响

本部分介绍不同吸收温度与发生温度下,系统各部件相应参数的变化情况。

5.3.1 吸收温度和发生温度对系统工质流量的影响

图12和图13分别为系统工质质量流量随吸收温度和发生温度的变化曲线,从图12可以看出,当系统吸收温度从25℃增大到38℃时,R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量 m_s

从0.150kg/s增大到了0.221kg/s,R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液质量流量 m_w 从0.115kg/s增大到了0.186kg/s,而制冷剂R134a质量流量 m_r 则维持0.036kg/s不变。

图13表明当发生温度从52℃升高到62℃的过程中,R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量 m_s 的值从0.161kg/s增大到0.229kg/s,R134a/[Emim]BF₄-NMP稀溶液质量流量 m_w 的值从0.126kg/s增大到0.194kg/s,而制冷剂R134a质量流量 m_r 的值却一直稳定在0.036kg/s。从以上分析以及图12和13可以看出,系统循环中R134a/[Emim]BF₄-NMP溶液质量流量与吸收温度和发生温度成正相关关系,而制冷剂质量流量不随其变化,呈稳定状态。

5.3.2 吸收温度和发生温度对溶液泵功率和系统循环倍率的影响

图14和15分别为吸收温度和发生温度对系统溶液泵功率和循环倍率的影响曲线,从图14可以看出,当吸收温度从25℃升高到38℃时,系统循环倍率 f 从4.23增加到了6.23,溶液泵功率 W_p 从0.140kW增加到0.207kW。从上述分析可知,当吸收温度升高时,系统循环倍率会逐渐增大,对溶液泵而言,系统发

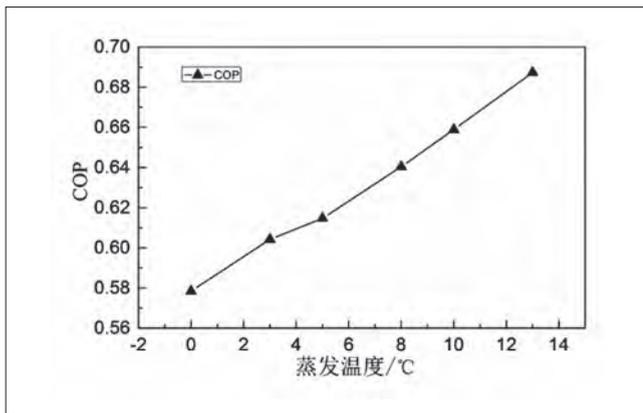


图10 系统COP随蒸发温度变化曲线图

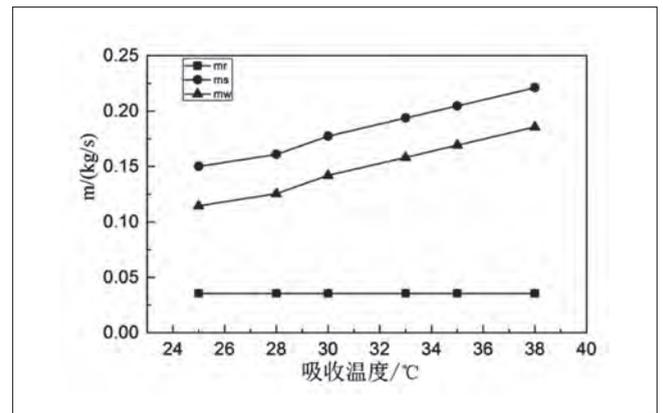


图12 系统工质流量随吸收温度变化曲线

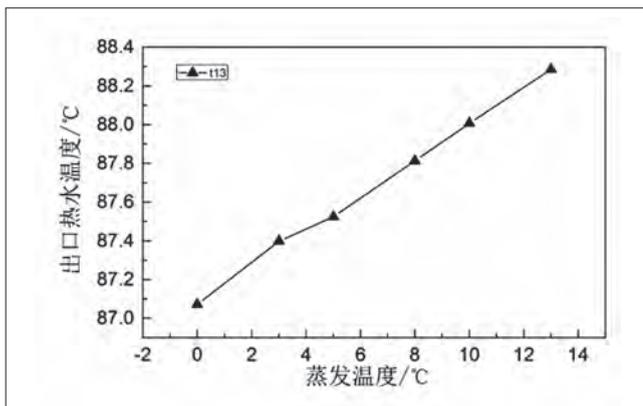


图11 发生器热水出口温度随蒸发温度变化曲线图

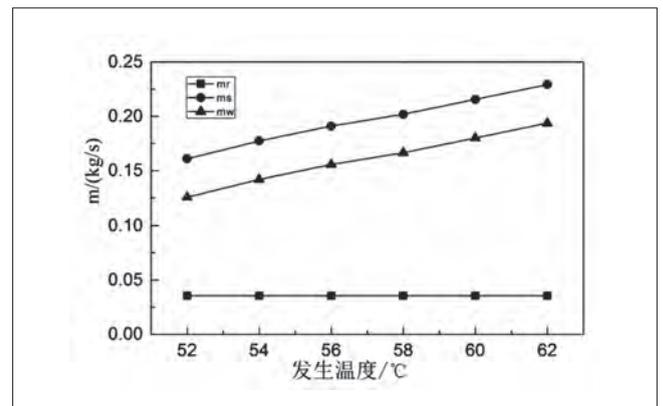


图13 系统工质流量随发生温度变化曲线

生压力和吸收压力都保持不变,因而溶液泵两侧压差会保持恒定,对于经溶液泵加压的R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液来说,在系统吸收温度的升高过程中,其质量流量也会不断增大,因此,溶液泵功率会随着吸收温度的升高而逐渐增大。

图15表明,在系统发生温度从52℃升高到62℃的过程中,系统循环倍率 f 从4.54增大到了6.46,溶液泵功率 W_p 从0.151kW增大到了0.214kW。可以发现,系统循环倍率和溶液泵功率随发生温度的变化趋势与随吸收温度的变化趋势类似,对于循环倍率而言,其影响因素在于经过溶液泵的R134a/[Emim]BF₄-NMP浓溶液质量流量的增加。

5.3.3 吸收温度和发生温度对系统部件热负荷的影响

图16和17分别为系统各部件热负荷随吸收温度和发生温度的变化趋势图,从图16可以看出,在吸收温度从25℃增大到38℃的同时,发生器热负荷 Q_g 从7.96kW增大到8.45kW,吸收器热负荷 Q_{ab} 从7.16kW增大到7.21kW,冷凝器热负荷 Q_c 从5.80kW增大到6.23kW,溶液热交换器热负荷 Q_{ex} 从2.97kW增大到4.32kW。

图17表明,当发生温度从52℃增大到62℃时,发生器热负

荷 Q_g 从8.00kW增大到8.47kW,吸收器热负荷 Q_{ab} 从7.12kW增大到7.19kW,冷凝器热负荷 Q_c 从5.88kW增大到6.27kW,溶液热交换器热负荷 Q_{ex} 从3.09kW增大到4.24kW。

5.3.4 吸收温度和发生温度对系统COP的影响

图18和19分别为系统COP随着吸收温度和发生温度的变化曲线,从两图可以看出,随着吸收温度和发生温度的增大,系统COP都呈现下降趋势。图18显示,当吸收温度从25℃增大到38℃的过程中,系统COP从0.61下降到了0.57。从图19可以看出,在发生温度从52℃增大到62℃的过程中,系统COP也从0.60降到了0.57这是因为在系统制冷负荷恒定的条件下,发生器热负荷和溶液泵功率都随着吸收温度和发生温度的升高而增大,因此,系统COP会逐渐下降。

5.3.5 吸收温度和发生温度对发生器热水出口温度的影响

图20和21分别为发生器热水出口温度随吸收温度和发生温度的变化曲线,从两图可以看出,随着吸收温度和发生温度的升高,发生器热水出口温度都呈现下降趋势。图20表明,当吸收温度从25℃增大到38℃的时,发生器出口热水温度从87.4℃降低到了87.0℃;而图21表明,在发生温度从52℃增大

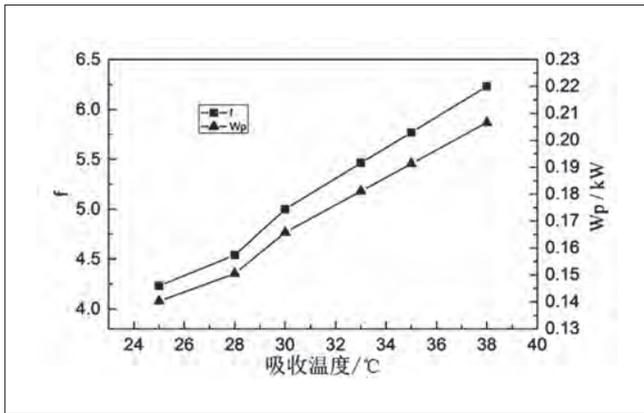


图14 溶液泵功率和循环倍率随吸收温度变化曲线

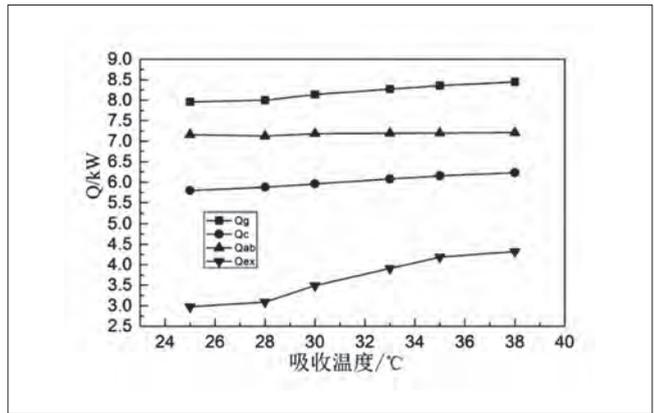


图16 各部件热负荷随吸收温度变化曲线

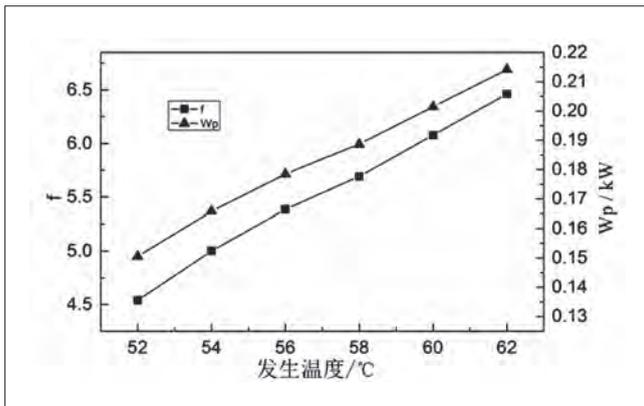


图15 溶液泵功率和循环倍率随发生温度变化曲线

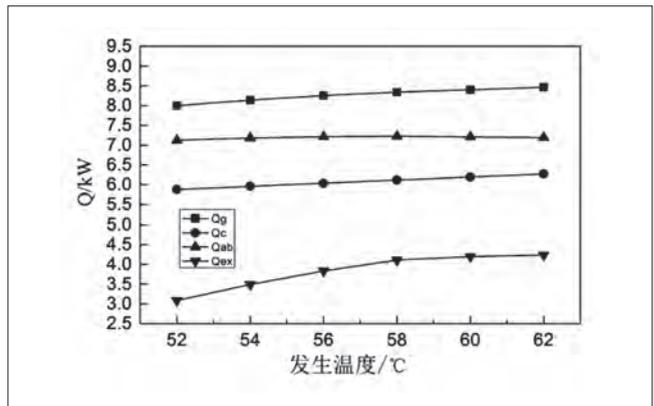


图17 各部件热负荷随发生温度变化曲线

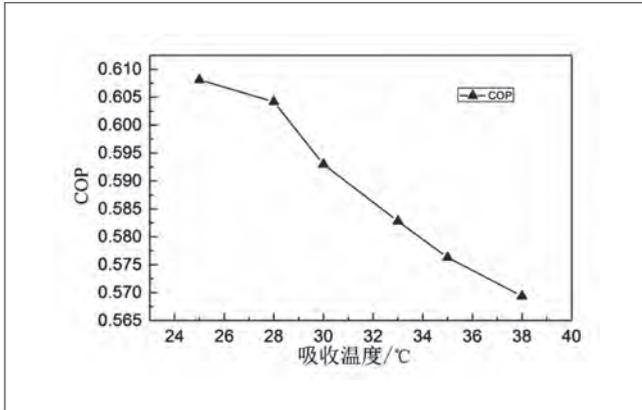


图18 系统COP随吸收温度变化曲线

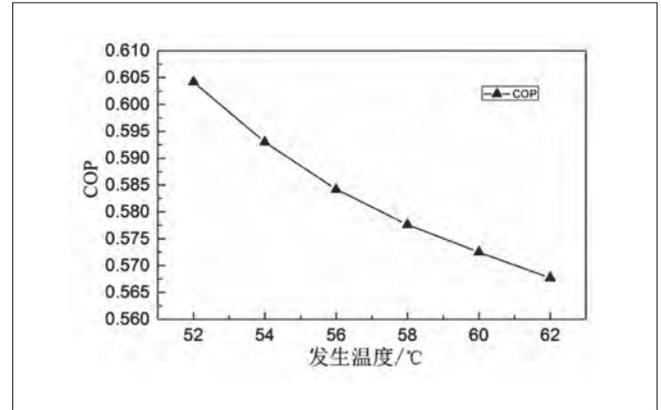


图20 发生器热水出口温度随吸收温度变化曲线

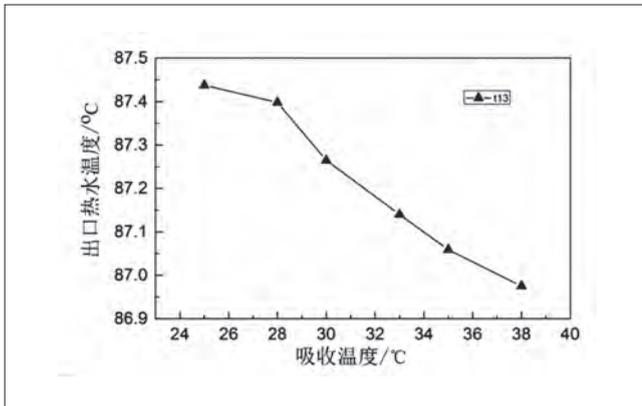


图19 系统COP随发生温度变化曲线

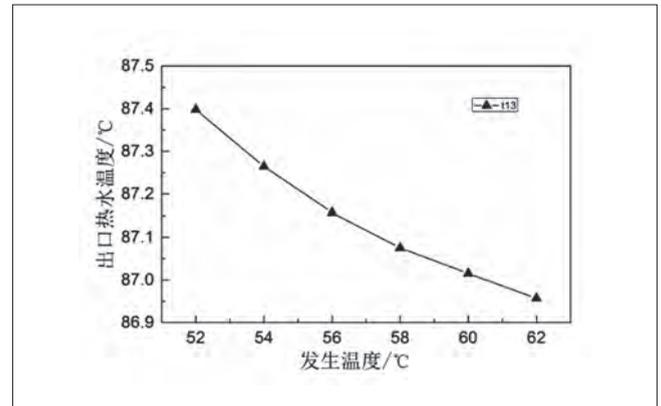


图21 发生器热水出口温度随发生温度变化曲线

到62℃的过程中,发生器热水出口温度也从87.4℃降低到了87.0℃。

6 结论

本文陈述了微型吸收式制冷系统的工作原理,并对采用的新型工质对R134a/[Emim]BF₄-NMP进行了介绍,其优良的特性决定其适合应用在车载吸收式制冷系统中。

对系统各部件进行了热力学分析,并根据系统循环进行了热力计算,在此基础上,分析了在不同冷凝温度、蒸发温度、吸收温度和发生温度下,系统相关参数和性能的变化情况。

分析结果显示,在系统制冷量恒定的条件下,冷凝温度、吸收温度以及发生温度与系统COP成负相关关系,而蒸发温度与系统COP成正相关关系。

参考文献

- [1] 卞宜峰, 何国庚, 蔡德华, 等. 吸收式制冷工质对的研究进展[J]. 制冷学报, 2015, 36(6):17-26.
- [2] 孔丁峰, 柳建华. 氨水吸收式制冷系统中制冷剂提纯的研究进展[J]. 化工机械, 2013, 40(5):552-556.

- [3] 徐士鸣, 袁一. 氨水吸收式制冷循环的分析与改进[J]. 大连理工大学学报, 1996(4):445-450.
- [4] Wu Y, Chen Y, Wu T. experimental researches on characters of vapor-liquid equilibrium of NH₃-H₂O-LiBr system [J]. international journal of refrigeration, 2006, 29:328-335.
- [5] Ramesh Kumar A, Udayakumar M. comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN GAX and GAX absorption compression (GAXAC) cooler [C]. international sorption heat pump conference, Seoul, 2008.
- [6] Yokozeki A, Shiflett M B. vapor-liquid equilibria of ammonia + ionic liquid mixture [J]. applied energy, 2007, 84: 1258-1273.
- [7] Romero R J, Guillen L, Pilatowsky I. monomethylamine-water vapour absorption refrigeration system [J]. applied thermal engineering, 2005, 25:867-876.
- [8] 鞠晓群. 以TFE-TEGDME为工质的单级吸收式制冷循环研究[D]. 大连海事大学, 2012.
- [9] 马一太, 王伟. 制冷剂的替代与延续技术[J]. 制冷学报, 2010, 31(5):11-17.
- [10] Poling B E, Prausnitz J M, O'connell J P. The properties of gases and liquids[M]. New York: Mcgraw-hill, 2001.
- [11] 雷斌义. 余热驱动的微型车载吸收式制冷系统特性研究[D]. 长沙: 中南大学制冷及低温工程系, 2017.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776226)

变频空调电磁骚扰的整改思路及实例分析

方立勇 韩冰冰 万涛
(中国扬子集团滁州扬子空调器有限公司 安徽滁州 239000)

摘要: 本文主要分析总结了变频空调EMI测试项目,并提出了变频空调开发过程中的EMI测试整改常见问题和整改方法,本文结合实际变频柜式空调的EMI测试整改实例,详细描述了EMI测试整改中的骚扰源的定位方法和整改思路。
关键词: 变频空调; EMI测试整改; 差模; 共模

Rectification thought and example analysis of inverter air conditioner electro magnetic interference

FANG Liyong HAN Bingbing WAN Tao
(China Yangzi Group Chuzhou Yangzi Air Conditioner Co., Ltd. Chuzhou 239000)

Abstract: This paper mainly analyzes and summarizes the EMI test project of frequency conversion air conditioning, and puts forward the common problems and rectification methods of EMI test rectification and rectification in the development process of frequency conversion air conditioning. This paper describes the positioning method and rectification thought of the harassment source in the EMI test and rectification in detail in combination with the actual example of the actual vertical chamber air-conditioner EMI test rectification.

Keywords: Inverter air conditioner; EMI test rectification; Differential mode; Common mode

1 引言

空调能改善家居舒适性,在家庭、商场、办公区域使用非常普遍。随着电器产品越来越多,空调在满足基本的功能外,还对其电磁兼容性提出了更高的要求。空调在复杂的干扰信号下不仅要能正常可靠的工作,同时,还要求其空间及同电网的其他电器干扰(EMI)小,以免在工作中影响其他设备的使用。此外,空调与一般的消费电子产品的EMI并不一样,一般的消费电子属弱电高频器件,而空调的工作频率一般不会很高,但是强弱电共存,所以在EMI处理上也不尽相同。定速空调由于部件大都工作在工频下,相对来说,EMI的整改难度不大,而变频空调由于载波频率相对较高,EMI改进难度较大,成本较高。

影响变频空调EMI的因素很多,同样,清除这些影响的方法和手段也是多种多样。比如合适的电路和器件、良好的屏蔽层、优秀的板级走线、合理的空间走线和分布等等。但往往受成本和产品本身特性的制约,以上方法不一定都可以尽情地使用在产品设计中,比如:为了削除变频功率因素校正PFC器件的开关干扰,增加多级的线性滤波器,这样做虽然可以有效地削除干扰,但是相应的成本也就大大增加,这对于现今竞争激烈的家电行业来说是不现实的;同样,为了削除空调变频压缩机的空间耦合辐射,需要将电源线的线路远离变频压缩机等辐射源,但整个空调外机走线的空间十分有限,所以这样做也是有一定限度的。

本文结合一款变频空调的实际EMI测试、改进,描述了

表1 空调电磁骚扰EMI测试项目及相关参数

标准	试验项目	参数和规定				
		频率范围/MHz	电源端子/dBuV		负载端子/dBuV	
GB 4343.1-2009	端子骚扰电压 Terminal disturbance Voltage		QP	AV	QP	AV
		0.15-0.5	66-56	59-46	80	70
		0.5-5	56	46	74	64
		5-30	60	50	74	64
GB 4343.1-2009	断续骚扰CLICK	CLICK是指单个脉冲持续时间小于200ms, 间隔时间大于200ms, 干扰值超过连续骚扰限值。N代表CLICK率。记录40个CLICK或120min, 计算N。 N<0.2时 限值=L+44dB; 0.2≤N≤30时 限值=L+20lg30/N, 上四分法; 若记录的超过CLICK限值的数目不多于CLICK总数的四分之一, 则合格。				
			限值/dBpW			
GB 17625.1-2012	谐波 电流 (A类) Harmonic current Class A	奇次谐波	限值 (A)	偶次谐波	限值 (A)	
		3	2.30	2	1.08	
GB 17625.1-2012	谐波 电流 (A类) Harmonic current Class A	5	1.14	4	0.43	
		7	0.77	6	0.30	
		9	0.40	8≤n≤40	0.23×8/n	
		11	0.33			
		13	0.21			
		15≤n≤39	0.15×15/n			
GB 17625.2-2007	电压波动与闪烁 Flicker (不大于16A)	电压波动		限值		
		相对电压变化特性d(t)		500ms		
		最大相对电压变化d _{max}		≤6%		
		相对稳态电压变化d _s		≤3.3%		
		注: d(t)限值的定义: 在dt大于3.3%时, 其持续时间不能大于500ms				
		闪烁		限值		
		短期闪烁/P _{st}		1.0		
长期闪烁/P _{lt}		0.65				

通过不同的方案尝试, 采用较低成本快速地解决此款变频空调EMI的问题过程, 旨在提出一种变频空调EMI分析改进思路, 在变频空调的EMI分析整改方法上进行总结, 以供在后续的变频空调产品开发和EMI测试整改中提供参考。

2 电磁兼容概述及重要性

2.1 概述

EMC(Electro Magnetic Compatibility, 中文解释为电磁兼容)是指电子、电气设备或系统在预期的电磁环境中, 按设计要求正常工作的能力; 包括两个方面: EMI(Electro Magnetic Interference-电磁干扰性能, 俗称电磁骚扰)和EMS(Electro Magnetic Susceptibility-电磁抗扰度性能), EMI测试的是设备对电网的干扰, 包括传导、辐射、谐波等; EMS测试的是设备抵抗外围干扰信号的能力, 包括ESD-抗静电测试, EFT-电源端电快速脉冲群测试、浪涌和雷击等。

2.2 重要性

电磁干扰是一种环境污染, 会对生活环境以至人类本身构成不良影响, 甚至造成直接的危害, 而且, 它看不见摸不着, 只能通过专用设备方可测试到它们的存在, 电磁干扰大会使电器设备失常, 无法工作。不同国家或地区对在本区域

销售的电器均有相应的EMC测试标准, 产品必须符合这些标准方能在该区域销售, 目前EMI是3C强制性认证项目。

3 空调EMI测试项目、常见问题及相应整改方法

3.1 空调电磁骚扰EMI测试项目

空调电磁骚扰EMI测试项目、参数及规定, 详见表1。

3.2 变频空调EMI 测试常见问题及整改措施

变频空调EMI测试中容易出现问题的测试项目是传导和辐射, 该部分问题的解决原则: 先通过排找到干扰源, 再对干扰源处理、如引线增加磁环、增加吸收回路等对干扰进行隔离阻断, 减少对外电网的影响。排查时可先将空调处于待机状态, 再分别开启内外机, 还可以对室外机负载逐个开启, 然后对电源端进行扫频测试, 以便确认骚扰源、缩小排查的范围, 但导致EMI超标的原因往往很复杂, 有时也会相互作用、叠加, 需要仔细排查。

对于传导来说, 测试频段为150KHz到30MHz间, 空调电源端对电网的影响, 一般来说, 1MHz以内以差模干扰为主, 主要通过增大X电容量和差模电感来解决; 1MHz~5MHz为差模共模混合干扰, 采用输入端并联一系列 X 电容来滤除差模干扰并分析出是哪种干扰超标并加以解决: (1) 对于差模

干扰超标可调整X电容量, 添加差模电感器, 调差模电感量;

(2) 对于共模干扰超标可添加共模电感和磁环、选用合理的电感量来抑制; 5M以上, 以共模干扰为主, 采用抑制共模的方法; 20~30MHz: (1) 对于一类产品可以采用调整对地Y2电容量或改变Y2电容位置; (2) 调整开关变压器一二次侧间的Y1电容位置及参数值; (3) 在输出整流管或PFC电路的FRD两端并联RC滤波器且调整合理的参数; 但Y电容值不能选得过大, 必须保证空调整机漏电流值在安规要求的范围内, 该点需要测试确认。

对于辐射来说, 测试频段在30MHz到300MHz间, 空调电源线、通讯线或室内外连接线上辐射出来的干扰对电网的影响, 该部分干扰主要通过空间辐射, 变频空调的辐射干扰多出现在30~50MHz, 普遍是MOS管、IPM和IGBT高速开通关断引起的。常用措施有: (1) 可以用增大PFC电路上的IGBT驱动电阻; (2) 开关电源RCD缓冲电路采用1N4007慢管; (3) 电源芯片VCC供电电压用1N4007慢管来解决; 而在50~100MHz频段, 普遍是输出整流管反向恢复电流引起的。

(1) 可以在整流管上串磁珠或采用1N4007等慢管; (2) 调整输出整流管和PFC回路上FRD的吸收电路参数; 而200MHz以上, 基本辐射量很小, 一般可过EMI标准。

在对空调整机进行各环节测试后, 如在某个环节上更改了走线、布局或元件参数, 须对其他项再进行重新测试, 因为各环节测试的频段均不一样, 有时在通过了其中一环节后会影响到其他测试, 比如通过传导测试后, 辐射又不过, 或者反之。

4 整改实例

在一款50变频柜机开发定型时, 委托3C认证测试中, 发现骚扰功率超标, 我部技术人员随即到测试机构进行整改。如图1所示。

4.1 原始测试数据

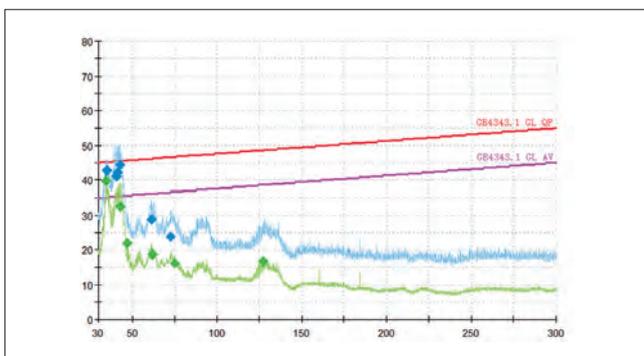


图1 骚扰功率原始测试数据

4.2 分析干扰源

首先确定骚扰源, 然后才能针对性的改进。我们首先在只开室内机送风模式, 外机不开的情况, 测得结果如图2所示, 结果合格。

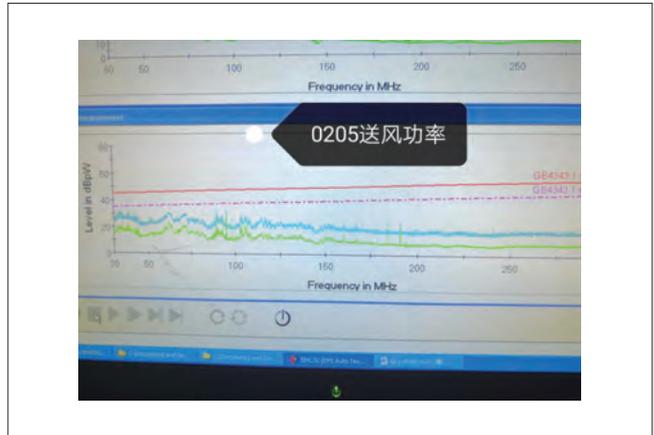


图2 送风模式的骚扰功率

由此分析问题不在室内机部分, 而是在外机部分。

在外机电路上进行改进尝试, 更改Y电容、更改IGBT驱动电阻、FRD吸收电容(图3)、开关电源RCD回路更改慢管(图4)等, 效果不明显, 如图5所示。

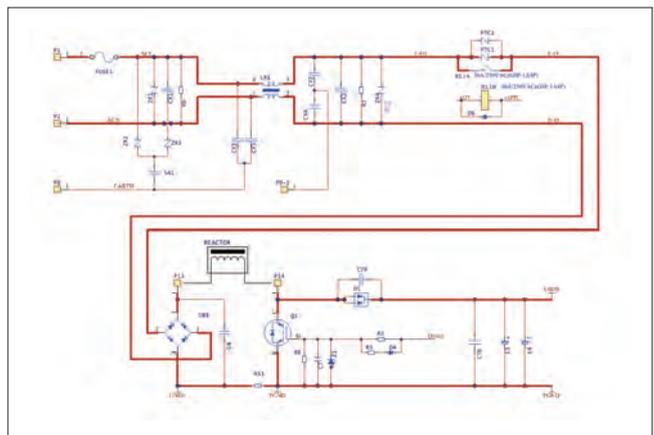


图3 外机电路更改Y电容、IGBT驱动电阻、FRD吸收电容的电路图

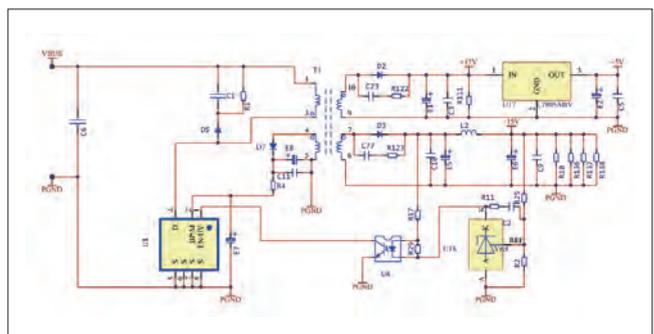


图4 开关电源RCD回路更改慢管

表2 步进电机参数

电压 DC.V	电阻 (25℃) Ω/相±7%	步距角	减速比	牵入转矩 mN·m	自定位转 矩mN·m	空载牵入 频率Hz	空载牵出 频率Hz	绝缘电阻 DC.500V	温升 K	噪音 dB (A)	绝缘介电强度 AC.600V.1mA.1S
12	110	7.5°/85	1/85	≥147	≥53.9	≥550	≥800	≥100MΩ	≤38	≤40	无击穿、飞弧

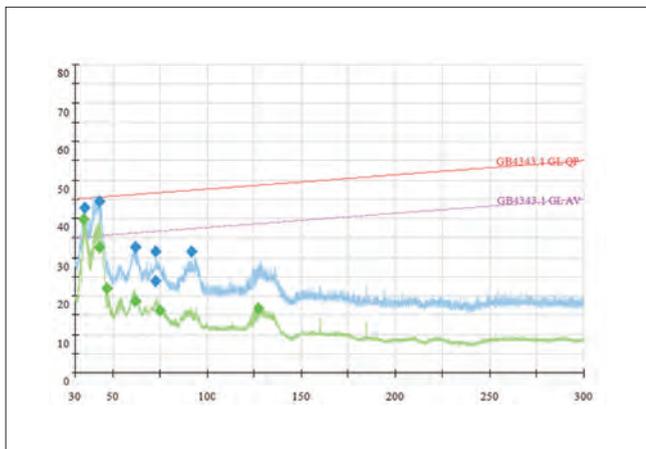


图5 外机电路调整后骚扰功率测试数据

在外板电源进线、电抗器引线、压缩机引线上增加磁环等效果也无明显改善,整改一时陷入困境,在之后的重复测试,某次测试忽然合格了。赶忙查找差别,发现在开室内机摆风的情况下,骚扰功率不合格,而在室内机不开摆风的情况下,就合格了;反复测试,确实如此;但是在单开送风模式的情况下,摆风开与不开差别不大,都是合格的且余量充足。

该机型所用摆风电机为两个步进电机,参数如表2所示。

此步进电机采用4相8拍方式控制,每相电阻110Ω,步进电机瞬间最大电流为: $12/(110 \times (1-7\%)) \times 2 \times 2 = 469\text{mA}$ 。

分析原因应该是在摆风步进电机开启后,室内开关电源负载加重,辐射能量加大,在外机开机的情况下,能量通过

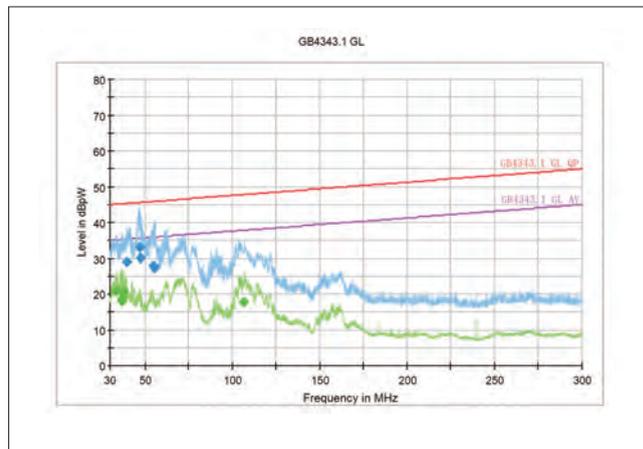


图6 制冷骚扰功率

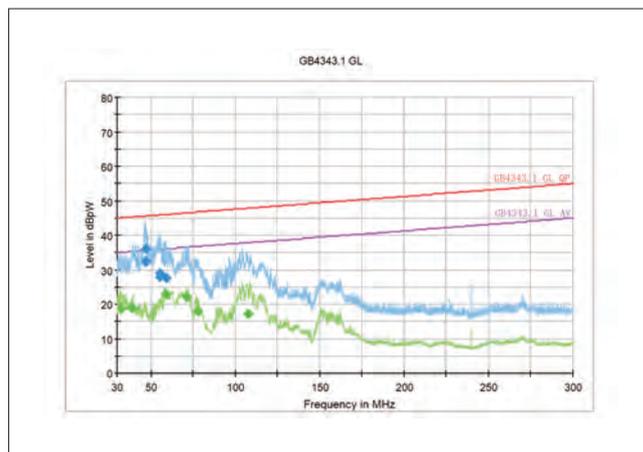


图7 制热骚扰功率

表3 制冷骚扰功率准峰值

Final Result 1								
Frequency (MHz)	QuasiPeak (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
39.660000	29.01	1.00	120.000	185.00	8.92	16.40	45.40	
46.560000	33.06	1.00	120.000	126.00	5.22	12.60	45.60	
47.220000	30.25	1.00	120.000	139.00	5.30	15.40	45.60	
54.960000	28.03	1.00	120.000	1.00	5.92	17.90	45.90	
55.260000	27.29	1.00	120.000	5.00	5.91	18.60	45.90	

表4 制冷骚扰功率平均值

Final Result 2								
Frequency (MHz)	Average (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
33.600000	20.87	1.00	120.000	224.00	8.54	14.30	35.10	
36.840000	18.09	1.00	120.000	1.00	8.93	17.20	35.30	
36.960000	18.50	1.00	120.000	185.00	8.93	16.80	35.30	
37.260000	19.06	1.00	120.000	39.00	8.93	16.20	35.30	
37.620000	20.76	1.00	120.000	240.00	8.93	14.50	35.30	
106.080000	17.89	1.00	120.000	101.00	3.21	19.90	37.80	

表5 制热骚扰功率准峰值

Final Result 1								
Frequency (MHz)	QuasiPeak (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
46.620000	32.53	1.00	120.000	125.00	5.23	13.10	45.60	
46.740000	32.38	1.00	120.000	121.00	5.24	13.20	45.60	
46.980000	36.14	1.00	120.000	59.00	5.27	9.50	45.60	
55.380000	28.95	1.00	120.000	1.00	5.90	17.00	45.90	
55.500000	27.99	1.00	120.000	7.00	5.90	18.00	45.90	
58.920000	27.80	1.00	120.000	178.00	5.74	18.30	46.10	

表6 制热骚扰功率平均值

Final Result 2								
Frequency (MHz)	Average (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
32.160000	18.75	1.00	120.000	6.00	8.12	16.30	35.10	
39.000000	18.84	1.00	120.000	180.00	8.92	16.50	35.30	
58.560000	23.09	1.00	120.000	179.00	5.75	13.00	36.10	
70.740000	22.21	1.00	120.000	10.00	6.13	14.30	36.50	
77.700000	17.97	1.00	120.000	144.00	5.12	18.80	36.80	
107.700000	17.28	1.00	120.000	108.00	3.19	20.60	37.90	

表7 骚扰电压 电源端子准峰值

Final Result 1								
Frequency (MHz)	QuasiPeak (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
0.170000	57.06	15.00	9.000	Off	N	10.07	7.90	65.00
0.270000	50.61	15.00	9.000	Off	L1	10.09	10.50	61.10
0.334000	44.59	15.00	9.000	Off	N	10.08	14.80	59.40
0.674000	42.23	15.00	9.000	Off	N	10.11	13.80	56.00
0.778000	41.59	15.00	9.000	Off	L1	10.09	14.40	56.00
1.254000	39.01	15.00	9.000	Off	L1	10.10	17.00	56.00

表8 骚扰电压 电源端子平均值

Final Result 2								
Frequency (MHz)	Average (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
0.150000	49.74	15.00	9.000	Off	N	10.08	9.30	59.00
0.282000	37.98	15.00	9.000	Off	L1	10.09	14.20	52.20
0.530000	29.00	15.00	9.000	Off	L1	10.09	17.00	46.00
0.670000	29.35	15.00	9.000	Off	L1	10.09	16.60	46.00
1.226000	30.41	15.00	9.000	Off	N	10.08	15.60	46.00
9.006000	33.75	15.00	9.000	Off	N	10.14	16.30	50.00

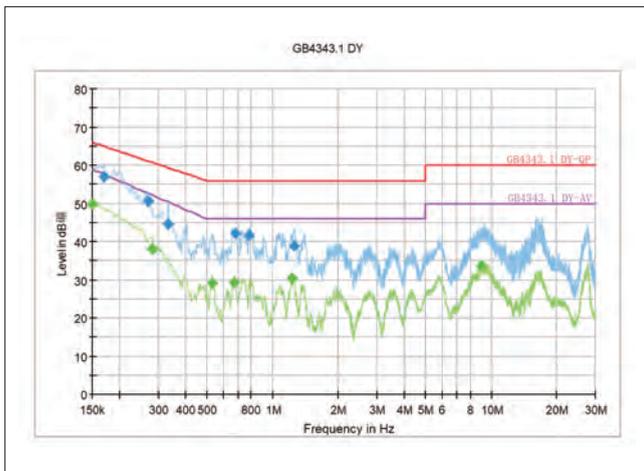


图8 骚扰电压电源端子

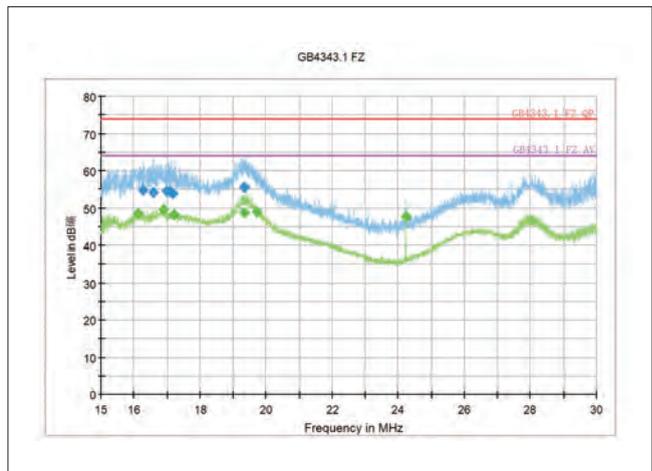


图9 骚扰电压负载端子

表9 骚扰电压 负载端子准峰值

Final Result 1								
Frequency (MHz)	QuasiPeak (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Slide bar position(cm)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment
16.278000	54.88	15.00	9.000	38.23	19.10	74.00		
16.578000	54.34	15.00	9.000	38.28	19.70	74.00		
16.998000	54.48	15.00	9.000	38.35	19.50	74.00		
17.066000	54.51	15.00	9.000	38.36	19.50	74.00		
17.178000	53.85	15.00	9.000	38.38	20.20	74.00		
19.326000	55.70	15.00	9.000	38.70	18.30	74.00		

表10 骚扰电压 负载端子平均值

Final Result 2								
Frequency (MHz)	Average (dBpW)	Meas.Time (ms)	Bandwidth (kHz)	Corr. (dB)	Margin (dB)	Limit (dBpW)	Comment	
16.122000	48.41	15.00	9.000	38.20	15.60	64.00		
16.878000	49.47	15.00	9.000	38.33	14.50	64.00		
17.190000	48.26	15.00	9.000	38.38	15.70	64.00		
19.334000	48.79	15.00	9.000	38.71	15.20	64.00		
19.726000	48.95	15.00	9.000	38.76	15.10	64.00		
24.230000	47.79	15.00	9.000	39.57	16.20	64.00		

表11 谐波

Average harmonic current results				
Hn	I _{eff} [A]	% of Limit	Limit [A]	Result
1	10.161			
2	27.478E-3	1.106	2.48	PASS
3	993.408E-3	18.779	5.29	PASS
4	16.281E-3	1.646	989.00E-3	PASS
5	306.830E-3	11.702	2.62	PASS
6	14.387E-3	2.085	690.00E-3	PASS
7	176.917E-3	9.990	1.77	PASS
8	12.026E-3	2.273	529.00E-3	PASS
9	87.612E-3	9.523	920.00E-3	PASS
10	10.929E-3	2.583	423.20E-3	PASS
11	62.475E-3	8.231	759.00E-3	PASS
12	11.048E-3	3.133	352.66E-3	PASS
13	42.447E-3	8.788	483.00E-3	PASS
14	10.540E-3	3.487	302.29E-3	PASS
15	42.793E-3	12.404	345.00E-3	PASS
16	10.504E-3	3.971	264.50E-3	PASS
17	30.317E-3	9.959	304.40E-3	PASS
18	10.559E-3	4.491	235.11E-3	PASS
19	21.593E-3	7.928	272.37E-3	PASS
20	10.445E-3	4.936	211.60E-3	PASS
21	20.607E-3	5.575	369.63E-3	PASS
22	10.633E-3	5.527	192.37E-3	PASS
23	21.191E-3	6.279	337.51E-3	PASS
24	10.682E-3	6.058	176.32E-3	PASS
25	31.976E-3	10.298	310.50E-3	PASS
26	10.966E-3	6.737	162.77E-3	PASS
27	26.402E-3	9.184	287.49E-3	PASS
28	11.438E-3	7.568	151.13E-3	PASS
29	23.681E-3	8.847	267.69E-3	PASS
30	12.004E-3	8.510	141.06E-3	PASS
31	45.277E-3	18.082	250.40E-3	PASS
32	12.285E-3	9.289	132.25E-3	PASS
33	55.902E-3	23.766	235.22E-3	PASS
34	13.234E-3	10.632	124.48E-3	PASS
35	30.095E-3	13.569	221.80E-3	PASS
36	13.756E-3	11.702	117.55E-3	PASS
37	35.098E-3	16.730	209.79E-3	PASS
38	14.074E-3	12.638	111.37E-3	PASS
39	27.256E-3	13.694	199.03E-3	PASS
40	14.679E-3	13.874	105.80E-3	PASS

室内外连接线叠加辐射出去,引起骚扰功率不合格。

分析室内开关电源电路,通过将RCD中的D6和开关电源芯片供电二极管D₅改为慢管IN4007,功率测试合格。具体测试数据见表3~表11,图6~图9

5 总结

本文介绍的EMC整改方法是通过长期EMI测试验证而得来的,适用于各类空调EMC测试;从本文的实际测试整改也可以看出来,电磁骚扰的原因很复杂,需要不同的方案,而针对某个频段的骚扰,有时可以通过多个手段都可以解决,但往往成本差距较大,如何能准确找到干扰源?如何用较低的成本去解决EMI问题?值得我们每个技术人员深思,本文提供的整改实例,旨在抛砖引玉,为变频空调设计及EMI测试整改技术人员提供一个参考,在变频空调的EMI测试整改中能开拓思路,从多维度考虑EMI解决方案,尽可能以低成本解决变频空调的EMI问题。

参考文献

- [1] 郑军奇. EMC(电磁兼容)设计与测试案例分析. 电子工业出版社, 2006.
- [2] 钱振宇. 3C认证中的电磁兼容测试与对策. 电子工业出版社, 2004.

辐射供冷空调系统的室内热舒适性研究

李根 刘益才 毕麟 刘绍文 王晓倩
(中南大学 湖南长沙 410000)

摘要: 辐射供冷空调系统是一种具有舒适性节能性的系统形式, 本文详细介绍了辐射供冷空调系统的发展现状, 系统构成以及优缺点。此外通过建立围护结构的传热模型, 采用数值仿真软件, 分析了辐射冷顶板供冷对围护结构内表面温度及室内热舒适性的影响, 主要从人体垂直温差角度分析了冷顶板辐射对人体室内热舒适性的作用效果, 结果表明, 顶板辐射供冷使得人体头脚的垂直温差小于 3°C , 满足人体热舒适要求。

关键词: 辐射供冷空调系统; 室内热舒适; 数值仿真; 垂直温差

Study on indoor thermal comfort of radiant cooling air conditioning system

LI Gen LIU Yicai BI Lin LIU Shaowen WANG Xiaoqian
(Central South University Changsha 410000)

Abstract: Radiant cooling air conditioning system is a kind of system with comfort and energy saving. This paper introduces the development status of Radiant cooling air conditioning system, composition of the system and the advantages and disadvantages of the system. In addition, by establishing the heat transfer model of the enclosure structure and using numerical simulation software, the influence of the cooling ceiling cooling on the inner surface temperature of the enclosure structure and indoor thermal comfort was analyzed. The radiation of the cold roof plate was analyzed mainly from the perspective of vertical temperature difference of the human body. The effect of thermal comfort in the human body is shown in the results. The results show that the radiation cooling of the ceiling makes the vertical temperature difference between the human head and the foot less than 3°C , which meets the thermal comfort requirements of the human body.

Keywords: Radiation cooling air conditioning system; Indoor thermal comfort; Numerical simulation; Vertical temperature difference

1 引言

冷却顶板辐射式空调系统主要采用的是辐射换热来对室内环境降温, 其辐射换热量达到50%以上, 比较符合在舒适时人体习惯的辐射散热与对流散热的比例关系^[1]。辐射换热和对流换热混合换热这种系统形式比起单纯依靠对流换热有着相当的优势, 比如无吹风感、热量分布均匀等, 其对于

人体具有明显的节能性和舒适性。由于顶板的辐射作用, 可降低室内垂直温度梯度, 提高人体舒适感, 近年来研究人员对于辐射冷顶板系统传热性能和室内热环境做了大量的研究^[2]。Miriel等对顶板辐射供冷系统的热舒适和能耗进行了数值计算和实验测试对比研究^[3]。路诗奎等人采用TRNSYS软件顶板和地板辐射供冷系统的热舒适和能耗进行了对比分

析,结果表明,顶板和地板辐射供冷系统在夏季都有良好的舒适性,而地板辐射所需的能耗高于冷顶板辐射系统^[4]。为了提高室内环境的热舒适性、降低空调能耗、提高室内空气质量,辐射冷板技术有着广泛的应用前景。但是迄今为止,国内对辐射供冷的研究仍然停留在高校和设计单位的理论层面,目前的产品大多还是依靠产品进口。又由于对辐射冷板的热工性能不甚了解,从而造成这一优异的末端形式在我国推广缓慢。本文拟对夏季室内以天花板冷板为末端,进行室内环境的模拟,为此系统未来的研究指出一个方向。

2 辐射供冷应用现状

2.1 发展现状及系统构成

冷却顶板辐射式空调系统起源于欧洲,经过多年的发展已经在美国、日本和澳大利亚得到了广泛的使用,由于其舒适性和节能性受到各国的普遍欢迎,其系列化的产品得到广泛应用。冷板的传热机理大致是热量从冷媒经过管壁导热至辐射冷板壁面,辐射冷板最后以辐射、对流复合换热将热量传到房间壁面和房间内的空气。所以往往可以通过控制冷顶板表面温度而达到控制室内热环境的目的。其中辐射换热量取决于冷却顶板下表面温度、房间内壁面温度、人体及室内热源的表面温度,以及各表面的几何形状、相对位置及其辐射特性等;对流换热量则与冷板附近空气流动状态有关,其取决于冷却顶板下表面温度,空气流速,空气状态以及换热面积等。一般而言,辐射换热量的数值会比对流换热量的数值高,占比会高于总换热量50%以上^[5]。

2.2 辐射供冷的优缺点

辐射供冷的主要优点如下:

(1) 比常规空调系统节能可达28%~40%。由于辐射冷板空调系统可以调节冷板换热面积,如果换热面积设置的更大,载冷剂的温度可非常接近室内气温,载冷剂与室内气温及壁面温度的换热温差小可进一步增强制冷系统的COP值,当然辐射供冷其冷媒温度较高,如果采用地下水等自然冷源能进一步降低能源消耗。

(2) 由于对人体而言,辐射散失的热量会高于对流散失的热量,所以在人体感觉舒适的时候也不会有吹冷风的感觉,不易出现“空调病”,室内没有像风机之类的动力机械,故室内没有机械振动产生的噪音,并同时还能省去常规系统的空调风机能耗这一部分。

(3) 采用冷板系统能大大增加建筑可用的高度。没有大

型空调系统的风管水管布置,对于大型建筑在相同建筑高度下可以建造更多的楼层,大大增加建筑的建筑面积。对于小型家庭建筑,冷板辐射式空调可以作为天花板装修的一部分,增强室内装修的美观性与实用性。

(4) 辐射供冷由于辐射冷板主要与建筑围护结构内壁面换热,故这种换热存在换热延迟,当外界气温波动比较严重时,房间内温度变化会滞后,且变化量会有所减少,这就使得辐射冷板空调系统能一定程度的维持人能感受到的室内的环境温度稳定。

但是,顶板辐射供冷也有如下一些缺点:

(1) 辐射顶板表面易结露,当室内侧冷顶板表面温度低于空气露点温度时,会产生结露,影响室内卫生条件。

(2) 辐射供冷能力有限由于露点温度的限制,所以限制了辐射供冷的供冷能力。

所以采用辐射供冷空调系统时,需综合考虑当地的实际露点温度来设置辐射冷板运行温度,所以一般采用比当地实际露点温度高1℃来设计计算的原则。

2.3 室内热舒适影响因素

现阶段热舒适在常规空调环境下的研究成果已经形成较为成熟的评价体系,对于室内热舒适环境已经有较为明确的数值界定。ISO 7730-2005^[6]和ASHRAE 55-2004^[7]是国际上通用的预测和评价室内环境热舒适度的标准。影响热舒适的因素主要有6个,其中环境因素有空气温度,平均辐射温度,湿度和风速等4个;人体的因素有代谢率和服装热阻等2个。造成局部热不舒适的因素主要有垂直温差,吹风感,地板温度,辐射不对称等。

国际标准中给出了头部和脚踝处允许的最大温差值。ASHRAE 55-2004中规定温差小于3℃;ISO 7730-2005中按建筑分类给出了不同的要求:A类<2℃,B类<3℃,C类<4℃。

ISO 7730标准规定:人员采取坐姿时,人员活动区处于地面上方0.1和1.1m之间的温差应保证不大于3℃,而美国ASHRAE 55-92标准考虑人员站着工作的情况,从可靠性角度建议,1.8m和0.1m之间的温差≤3℃^[8]。

3 物理模型与模拟方法

3.1 空间模型的建立

本文采用CFD数值仿真软件,以某地四人办公室为研究对象,分析该办公室如果采用了辐射冷顶板系统,研究其室

内热舒适,为该办公室采用辐射冷顶板系统供冷提供设计参考。在设计时,对室外日照辐射纳入考虑,其通过外窗影响室内热环境。

- (1) 所选取的办公室大小: L=3.6m; W=3m; H=3m;
- (2) 北外窗(2.8×2m²),西南内门(0.8×2.1m²);
- (3) 四人坐在办公室办公,且把人体简化为圆柱体(r=0.5m, h=1.1m);

房间的空间模型及人体热源的位置分别如图1和图2所示。

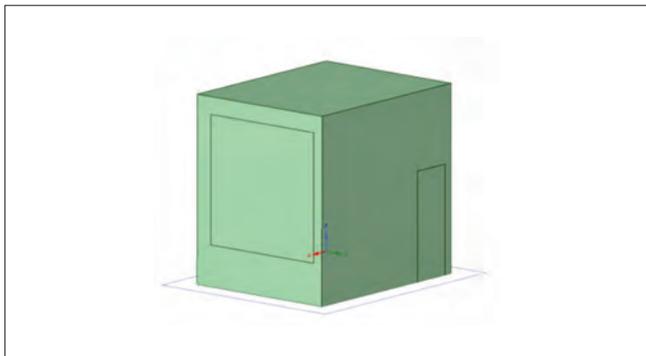


图1 空间物理模型

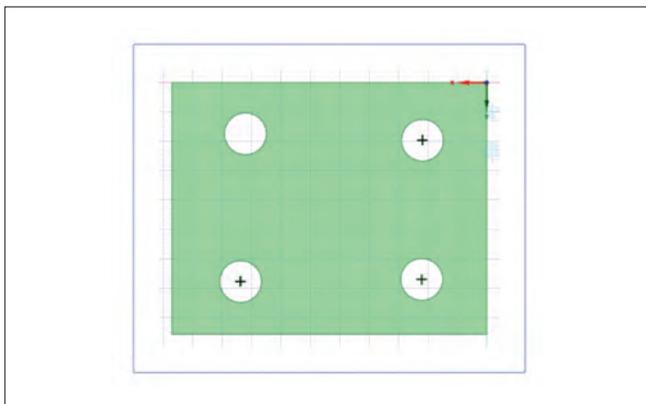


图2 热源(人体)位置设定方式

3.2 数学模型的建立

(1) 流动、传热及辐射的控制方程

室内空气流动与传热过程都服从三个基本的物理定律,即质量守恒、动量守恒、能量守恒。在数值传热学中,我们将这些守恒定律的表达式——偏微分方程称为控制方程。

各控制方程的通用形式见下式:

$$\frac{\partial (\rho\varphi)}{\partial t} + \text{div} (\rho\mathbf{u}\varphi) = \text{div} (\Gamma_{\varphi}\text{grad}T\varphi) + S_{\varphi} \quad (1)$$

式(1)中, $\frac{\partial (\rho\varphi)}{\partial t}$ 是非稳态项,若是稳态问题,则该项

为0, $(\rho\mathbf{u}\varphi)$ 是对流项, φ 是通用变量,可以代表 u, v, w, T

等求解变量; $\text{div} (\Gamma_{\varphi}\text{grad}T\varphi)$ 是扩散项, Γ_{φ} 为广义扩散系数; S_{φ} 为广义源项,处在 Γ_{φ} 、 S_{φ} 位置上的项是数值模拟计算模型方程中的一种定义。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \text{div} (\rho\mathbf{u}T) = \text{div} \left(\frac{k}{Cr} \text{grad}T \right) + S \quad (2)$$

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

动量守恒定律:

$$\frac{\partial (\rho\mu_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho\mu_i\mu_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = 0 \quad (4)$$

(2) 辐射积分方程

导热和对流可以由以上控制方程来描写,但在考虑辐射换热时,需要用式(5)来描述。

$$\begin{aligned} & \frac{d}{ds} \left(\frac{\rho}{r}, \frac{\rho}{s} \right) + (a + \sigma_s) I \left(\frac{\rho}{r}, \frac{\rho}{s} \right) \\ & = \text{an}^2 \frac{\sigma T^4}{4\pi} \int_0^{4\pi} I \left(\frac{\rho}{r}, \frac{\rho}{s'} \right) \Phi \left(\frac{\rho}{s}, \frac{\rho}{s'} \right) d\Omega \quad (5) \end{aligned}$$

该方程可以计算壁面由于辐射而引起的加热/冷却的热量源。在考虑辐射因素时,将该方程计算出来的热量源并入能量守恒方程中的广义源项。其中: $\frac{\rho}{r}$ 是位置向量, $\frac{\rho}{s}$ 方向向量, $\frac{\rho}{s}$ 散射方向, s 沿程长度(行程长度), a 吸收系数, n 折射系数, σ_s 散射系数^[1]。

3.3 模拟结果

分别对对应图片位置选取温度云图。截取的位置如图3



图3 各个平面对应空间位置

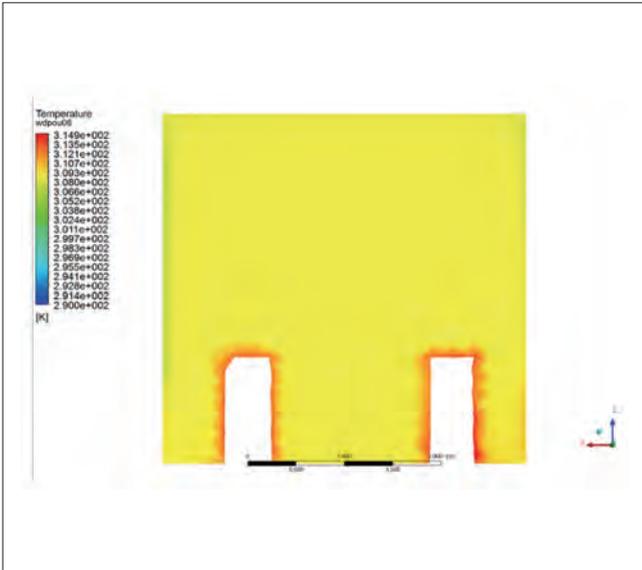


图4 房间ZX平面, Y=0.6m剖面截图(无制冷装置)

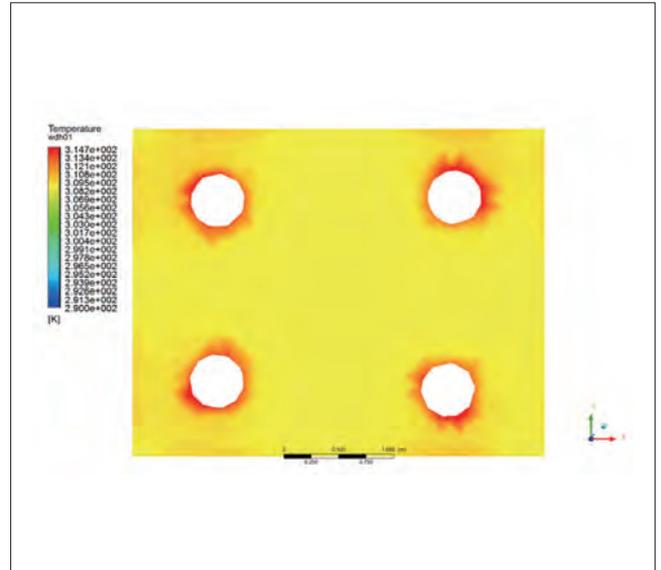


图6 房间XY平面, z=0.1m剖面截图(无制冷装置)

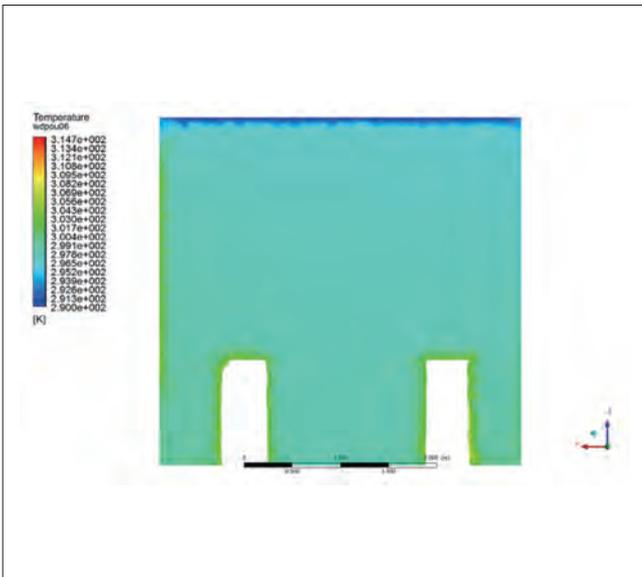


图5 房间ZX平面, Y=0.6m剖面截图(冷板辐射制冷)

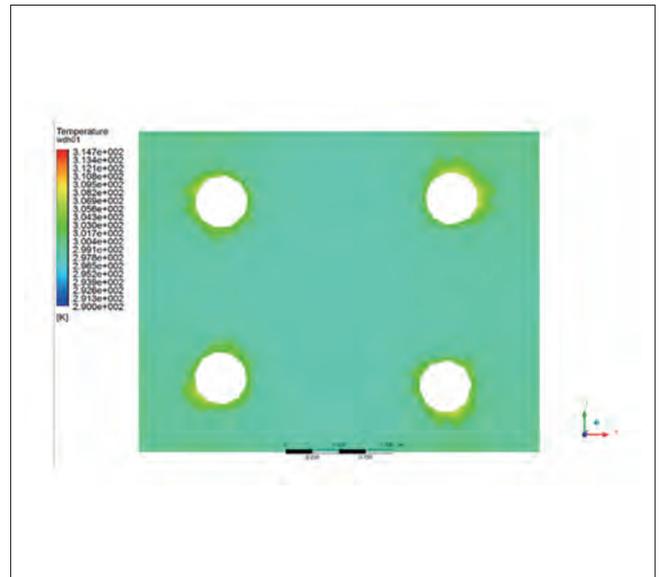


图7 房间XY平面, z=0.1m剖面截图(冷板辐射制冷)

所示,图4~图9是根据上述CFD模拟软件生成的温度云图。

3.4 结果分析

图4~图9中,4、6、8图为没有使用制冷装置时的温度截面分布云图,而5、7、9图为使用冷板辐射制冷时的温度分布截面云图。

首先比较4、5两图,可以知道当没有制冷时,平均截面温度为308.2K,而使用冷板制冷时的平均截面温度为299.4K,温差为8.8K,说明使用冷板辐射制冷时对房间的温度有着十分明显的降低效果。

随后比较6、7两图,可以发现当没有制冷时,平均截面温

度为309.4K,而使用冷板制冷时的平均截面温度为298.8K,温差为10.6K,而8、9两图则说明,当没有制冷时,平均截面温度为309.6K,而使用冷板制冷时的平均截面温度为300.4K,可以看到使用冷板辐射制冷时对房间的温度有着十分明显的降低效果。

比较7、9两图,可以知道其垂直温差在3℃以内,因此满足垂直温差热舒适性要求。

在图4~图9中可以看到当冷板温度较低时,空气温度可以达到普通空调所要求的26~28℃,而真正在使用过程中,由于人体表面会受到房屋顶板和壁面冷辐射的影响,

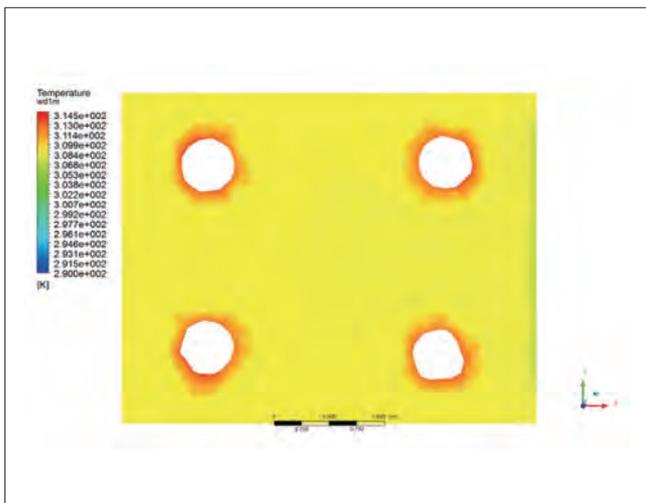


图8 房间XY平面, z=1.1m剖面截图 (无制冷装置)

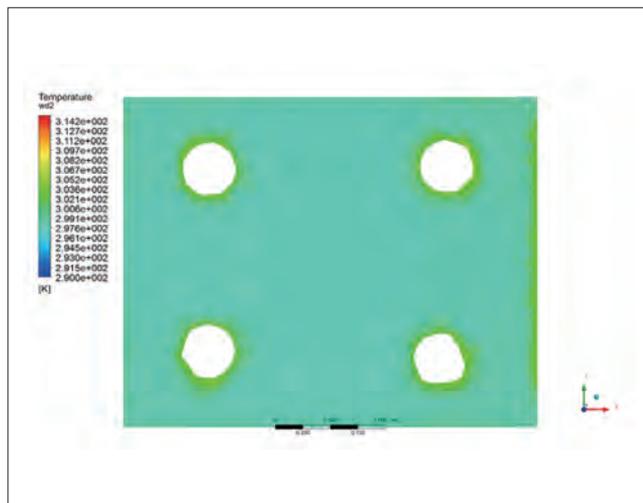


图9 房间XY平面, z=1.1m剖面截图 (冷板辐射制冷)

所以并不要求 $26\sim 28^{\circ}\text{C}$ 的室温是最满足人体舒适度的温度,可以进一步提高冷板温度,防止冷板结露问题的产生。亦或是在冷板结构上调整,使得冷板结露产生的凝水能够被收集排出。

综上所述,使用辐射冷板制冷装置不仅能够满足室内降温要求,而且在垂直温差分布上也符合相关规范,是一种具有较强可行性的制冷方式。

4 结论

(1) 使用冷板辐射供冷系统能取得比较好的供冷效果,使得室内温度均匀,人体垂直温差不超过 3°C ,达到了人体舒适度要求。

(2) 使用冷板辐射供冷系统在保证不使空调结露的前提下可以尽可能调高冷板温度,即便空气温度没有降到正常人体要求的室内温度,但由于人体表面和冷板及室内壁面的辐射换热,使得人体也能感觉到凉意。

(3) 在使用辐射供冷系统时,如若难以保障冷板处结露问题,可以再优化设计冷板结构,使得冷板处产生的凝水更容易被收集排出。

参考文献

- [1] 张佩东. 辐射供冷/置换通风室内热环境及动态响应特性研究[D]. 西安建筑科技大学, 2008.
- [2] 王子介. 低温辐射供暖与辐射供冷[M]. 机械工业出版社, 2004.
- [3] Strand R K, Baumgartner K T. Modeling radiant heating and cooling systems: integration with a whole-building simulation program[J]. Energy & Buildings, 2005, 37(4):389-397.
- [4] 路诗奎, 吕艳, 张小松, 等. 辐射供冷/机械通风系统的热舒适与能耗分析[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(3):60-62.
- [5] 布文峰, 王世洪. 户型冷板辐射式空调系统研究[J]. 制冷与空调, 2002, 2(4):25-27.
- [6] 黄菁. 辐射冷顶板条件下室内热舒适及PMV指标适用性研究[D]. 湖南大学, 2013.
- [7] Ning H, Wang Z, Ren J, et al. Thermal Comfort and Thermal Adaptation between Residential and Office Buildings in Severe Cold Area of China ☆[J]. Procedia Engineering, 2015, 121:365-373.
- [8] American Society of Heating, Refrigerating, and AirConditioning Engineers. ASHRAE handbook of fundamentals. [J]. Ashrae Handbook of Fundamentals, 1972.
- [9] JGJ 142-2012 辐射供暖供冷技术规程[M]. 中国建筑工业出版社, 2013.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776226); 中南大学研究生自主探索创新项目资金资助(2018zzts491)

空调器室外风机IPM模块热阻测试

毕晓猛 冯宇翔 江雪晨 张土明 苏宇泉 张少生
(广东美的制冷设备有限公司 广东佛山 528311)

摘要: 本文利用结构函数理论,对空调器室外风机IPM模块的结壳热阻进行测试,测得IPM模块上桥U相IGBT处结壳热阻为12.38K/W。为了改善IPM热阻,本文通过增加IGBT贴片区域铜箔布线面积的方法,实现了对IPM热阻的降低。实验发现,当布线面积由 $2.5 \times 2.5 \text{mm}^2$ 增大至 $2.8 \times 2.8 \text{mm}^2$ 过程,IPM模块热阻可以由12.38K/W降低至9.22K/W,降低25%,证明了该方法的有效性。

关键词: 智能功率模块(IPM); 热阻; 结构函数

Thermal resistance measurement of IPM in the outdoor air-conditioner fan

BI Xiaomeng FENG Yuxiang JIANG Xuecheng ZHANG Tuming SU Yuquan ZHANG Shaosheng
(GD. Midea Air-Conditioner Equipment Co., Ltd. Foshan 528311)

Abstract: The theory of structure function was used to measure the IPM junction-to-case thermal resistance in the outdoor air-conditioner fan in this paper. A value of 12.38K/W is obtained for the upper-arm U phase IGBT. In order to reduce the IPM thermal resistance, the copper area under the IGBT was enlarged. With the copper area increased from $2.5 \times 2.5 \text{mm}^2$ to $2.8 \times 2.8 \text{mm}^2$, the thermal resistance decreased by 25% from 12.38K/W to 9.22K/W. By this way, it was an effective method to reduce the IPM junction-to-case thermal resistance.

Keywords: Intelligent power module (IPM); Thermal resistance; Structure function

1 引言

智能功率模块(IPM)作为变频技术的核心器件,内部集成了功率器件、HVIC、过流过温、欠压保护等电路,在家电产品中被广泛应用,如变频空调、冰箱、洗衣机。IPM模块对于降低家电产品功耗、实现变频家电产品安全可靠运行至关重要。由于IPM内部集成度较高,功率器件导通、关断过程中发热严重,造成IPM模块内部温升过高,温度过高会降低IPM模块性能,损害IPM模块的可靠性。IPM模块结壳热阻作为模块散热性的一个重要指标,标志着热量由IPM内部功率器件PN结发热源至封装外壳传递过程中所受到的阻碍作用,

为提高IPM模块散热能力,应当尽可能降低模块结壳热阻。

IPM模块的结壳热阻与封装架构、基板结构、封装材料热导率、内部功率模块焊接质量等因素有关^{[1],[2]}。

本文以变频空调室外机散热器风扇用IPM驱动模块(3A/600V)为研究对象,利用结构函数法对IPM模块热阻进行测试,并研究了IPM模块内部铝基板铜箔布线面积对结壳热阻的影响。

2 基本原理

对IPM模块内部功率器件施加单位加热功率时,加热功

率持续一定时间后, 停止加热, IPM模块内部功率器件结温的温度响应如下^[3-5]:

$$a(t) = \int_0^{\infty} R(\xi) [1 - \exp(-t/\xi)] d\xi \quad (1)$$

其中, $R(\xi)$ 为时间常数谱, 如果做 $z = \ln(t)$ 变换, 则温度响应(1)式可以表示成 z 的函数 $a(z)$, 并且令:

$$w(z) = \exp[z - \exp(z)] \quad (2)$$

则将函数 $a(z)$ 对 z 的导数, 可以由式(3)表示为:

$$\frac{d}{dz} a(z) = R(z) \otimes w(z) \quad (3)$$

即 $a(z)$ 对 z 的导数可用 $R(z)$ 与 $w(z)$ 的卷积表示, 对(3)式进行反卷积, 即可以获得时间常数谱 $R(z)$ 。

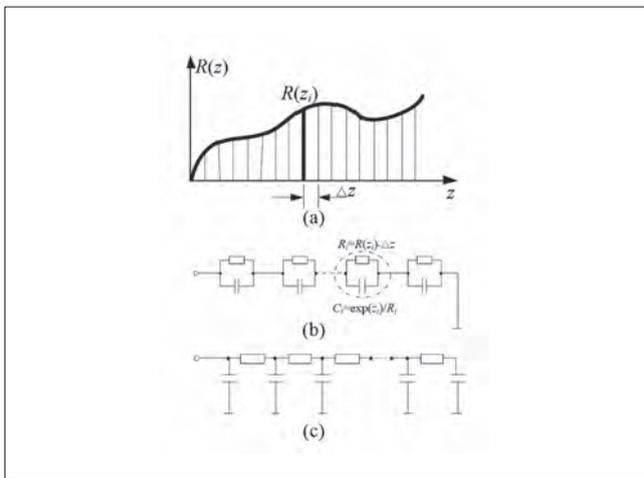


图1 时间常数谱曲线(a), Foster(b)与Cauer(c)热学网络模型

如果将时间常数谱以 Δz 进行离散, 如图1(a)所示, 可以将离散后的时间常数谱用Foster热学网络模型进行等效, 如图1(b)所示。其中, 每个单元所包含热阻 $R_i = R(z_i) \cdot \Delta z$, 热容为 $C_i = \exp(z_i) / R_i$ 。由于Foster热学网络模型包含了结点与结点间的热容, 与实际不符, 所以需要改进, 转换为Cauer模型^[3], 如图1(c)。由Cauer模型, 可以得到表示系统累积热容 C_Σ 与累积热阻 R_Σ 的函数关系:

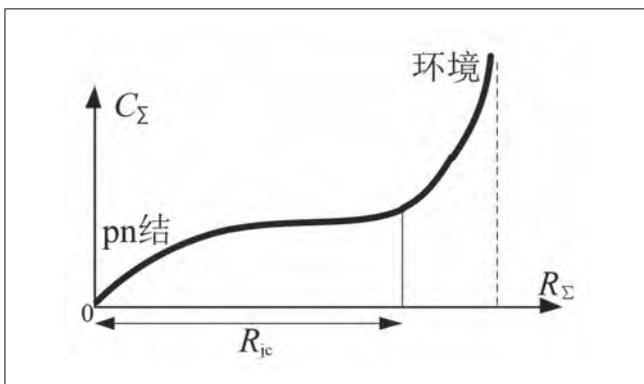


图2 结构函数示意图

$$C_\Sigma = f(R_\Sigma) \quad (4)$$

该函数即为积分结构函数, 简称结构函数, 其中, $C_\Sigma = \int_0^{\Sigma} \frac{1}{\mu(\xi) \cdot A(\xi)} d\xi$, $R_\Sigma = \int_0^{\Sigma} c(\xi) \cdot A(\xi) d\xi$, $\mu(\xi)$ 表示热导率, $A(\xi)$ 为横截面积, $c(\xi)$ 为单位体积热容。在实际封装的功率模块中, 式(4)所述结构函数在实际应用中表现为从功率模块封装体内部PN结至外部环境的过程, 系统热阻与热容的变化关系, 如图2所示, 我们可以从结构函数曲线上获得待测样品的结壳热阻 R_{jc} 。

3 测试实验

本文利用MicReD 1500A功率测试仪对空调室外机散热器风扇用IPM驱动模块(3A/600V)内部IGBT处热阻进行测试, 该测试仪所搭载的T3ster系统可以根据采集的数据由内部软件完成上述理论计算, 最终得出模块的结构函数, 图3为待测IPM模块样品。为能在结构函数曲线上获得所测模块的结壳热阻, 通过将模块分别与恒温散热冷板在干接触与湿接触条件下测试^[3], 如图4所示, IPM模块上桥U相处IGBT热阻测试曲线如图5所示。

当IPM模块在干湿接触下进行热阻测试时, 由于热量由IPM模块内部PN结至外部环境传递过程中, 热阻在模块内部

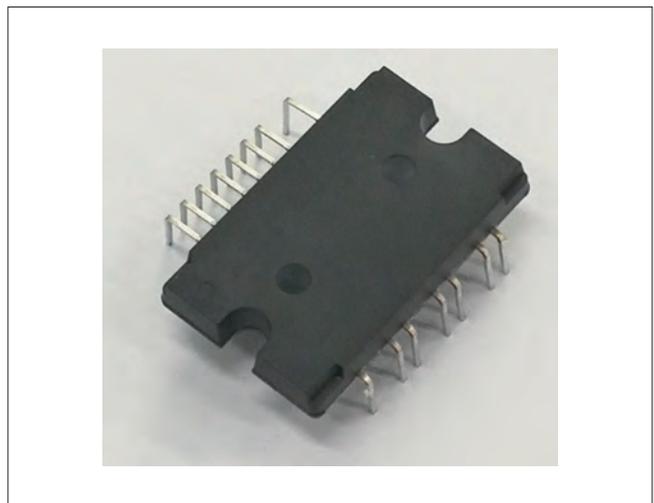


图3 IPM模块

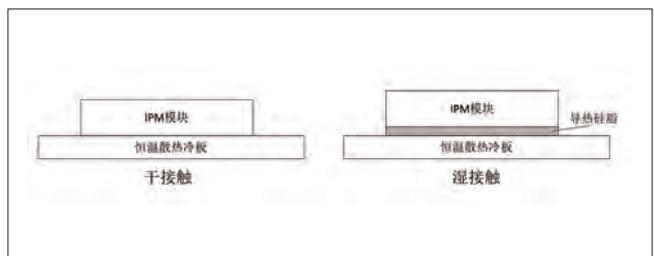


图4 IPM模块干接触湿接触测试示意图

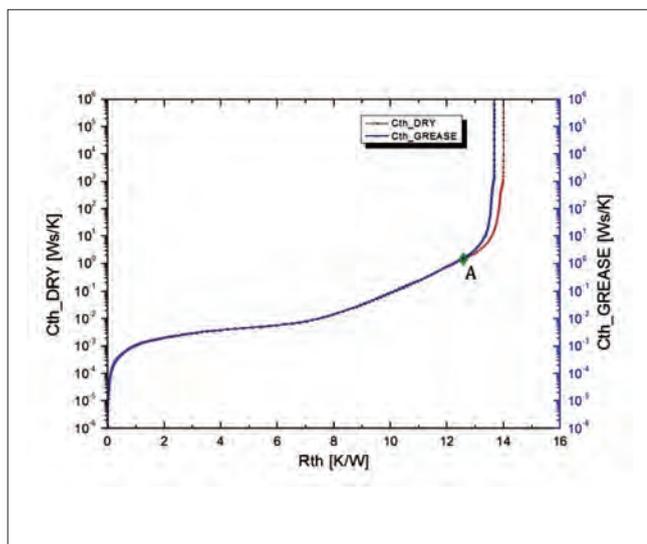


图5 IPM模块内部

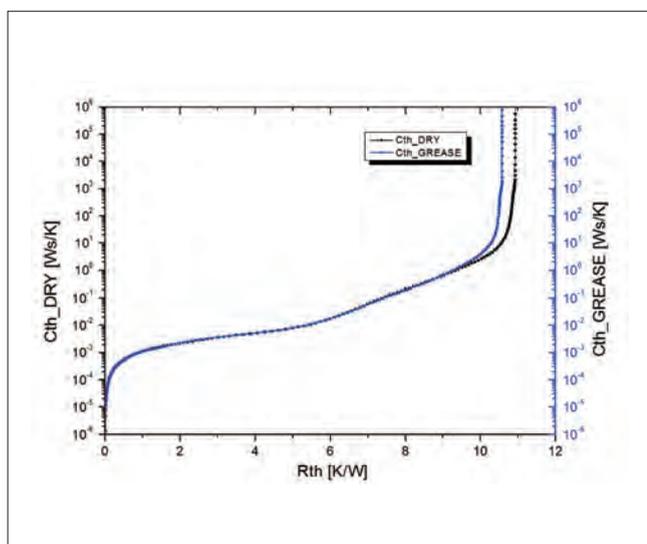


图6 增加基板铜箔布线面积后模块热阻

经历的传播路径相同,当热量流出模块封装壳体后,模块与散热冷板之间因接触方式不同,造成热阻在接触面处发生变化,反应在结构函数曲线上(图5),两种接触方式的结构函数曲线发生分离,分离点处热阻数值即可以认为是功率模块的结壳热阻 R_{jc} ,如图5中A点所示。为减小测试误差,本文对五个不同模块进行测试,测试结果如表1所示IPM模块热阻测试结果。由上述测试方法,可以得知,该IPM模块上桥U相处IGBT处结壳热阻的平均值为12.38K/W。

为降低IPM模块热阻,本文通过合理增大IPM模块铝基

板IGBT贴片区域铜箔布线面积,将IGBT处铜箔布线面积由 $2.5 \times 2.5 \text{mm}^2$ 增大至 $2.8 \times 2.8 \text{mm}^2$,然后根据前述结构函数测试方法,对增加铜箔布线面积的IPM模块进行热阻测试,测试结构函数如图6所示,测试结果详见表1改善后热阻测试结果。

表1 热阻测试结果(单位: K/W)

测试样品编号	1	2	3	4	5	均值
IPM模块热阻	12.54	12.39	12.35	12.23	12.42	12.38
改善后热阻	9.46	9.25	8.91	9.36	9.12	9.22

通过对比增加铝基板铜箔布线面积前后,IPM模块热阻测试结果,可以知道,增大IPM模块内部IGBT贴片处铜箔布线面积时,可以降低IPM模块热阻,当布线面积由 $2.5 \times 2.5 \text{mm}^2$ 增大至 $2.8 \times 2.8 \text{mm}^2$,IPM模块内部上桥U相IGBT处热阻由12.38K/W降低至9.22K/W,降低25%。我们可以利用材料热阻 $R=d/(\lambda A)$ 对上述实验结果进行分析,其中, d 为材料厚度, λ 为材料热导率, A 为材料截面积。当布线面积由 $2.5 \times 2.5 \text{mm}^2$ 增大至 $2.8 \times 2.8 \text{mm}^2$ 时,由材料材料热阻公式可知,当面积由 $2.5 \times 2.5 \text{mm}^2$ 增大至 $2.8 \times 2.8 \text{mm}^2$,模块热阻理论上会降低20%,与测试实验结果基本吻合,而测试数值偏大部分主要因铜箔横向散热引起。

4 结论

本文利用积分结构函数对空调室外机散热器风扇用IPM驱动模块热阻进行测试,测得IPM模块上桥U相IGBT处热阻为12.38K/W。除此之外,本文通过增大IPM模块内部IGBT贴片处铜箔布线面积,降低了IPM模块热阻,为合理改善IPM热阻提供了依据。

参考文献

- [1] 夏燕飞, 罗毅飞, 汪波, 刘宾礼. 焊料层空洞对IGBT芯片温度分布影响分析. 船电技术, 2015.12, Vol.35, No.12.
- [2] 郑钢涛, 陈素鹏, 胡俊, 李国元. 焊料层空洞面积对功率器件电阻和热阻的影响. 半导体技术, 2010.11, Vol.35, No.11.
- [3] Electronic Industries Association. JESD51-14 Transient Dual Interface Test Method for the Measurement of the Thermal Resistance Junction to Case of Semiconductor Devices with Heat Flow Trough a Single Path, 2010.11.
- [4] 李汝冠. 基于结构函数的大功率整流管封装内部分析. 电子元件与材料, 2016.1, Vol.35, No.1.
- [5] 奉琴. 基于结构函数的大功率IGBT热阻测量方法. 大功率变流技术, 2015年第3期.

电子膨胀阀在高能效高温制冷空调系统中的应用

高银堂 王业煌
(广东美的制冷设备有限公司 广东佛山 528311)

摘要: 介绍电子膨胀阀在采用高温制冷方案的高能效空调系统中的应用, 对其在制冷系统中的应用进行分析, 对比出采用电子膨胀阀和不使用电子膨胀阀的高温制冷系统对整机能效的改善效果。

关键词: 电子膨胀阀; 高温制冷; 高能效

Application of electronic expansion valve in high energy efficiency high temperature refrigeration air conditioning system

GAO Yintang WANG Yehuang
(Guangdong Midea refrigeration equipment Co., Ltd. Foshan 528311)

Abstract: Introduction to the electronic expansion valve and energy efficient air conditioning system in using high temperature cooling scheme, the application of analysis of its application in the refrigeration system, contrast the use of electronic expansion valve and without the use of electronic expansion valve temperature refrigeration system to improve the effect of the machine efficiency.

Keywords: Electronic expansion valve; High temperature refrigeration; High energy efficiency

1 引言

空调业作为能耗大户, 每年能耗约占全国的15%, 而高能效空调是一种节能空调, 有利于完成国家节能减排目标的实施, 对国家倡导能源节约具有重要的意义。

目前高能效空调主要采用加大两器的方式来提高整机能效, 使得整机的成本很高, 同时随着夏天的环境温度越来越高, 传统的空调器已经不能满足高温时制冷量的要求, 在变频空调中, 采用了冷媒散热方案, 使得制冷时可以跑更高的频率, 从而获得更高的制冷量, 同时为了提高能效并且兼顾成本, 制冷节流方式采用电子膨胀阀来精准控制, 制热采用单向固定流量的节流方式。

2 高温制冷系统工作原理

高温制冷系统作为一种新型的制冷系统是高温时制冷高频运行的重要环节, 也是高温制冷电控系统可靠性得以真正实现的重要手段和保证, 已经被应用在越来越多的家用变频空调领域中, 具有明显的优势。

(1) 对于非高温制冷系统, 在夏天室外环境温度很高的情况下(例如超过43°C), 非高温制冷系统为了保护电控不损坏, 采用降频的方式来降低电控的电流, 从而降低电控的温度, 这个时候制冷量较差。

(2) 对于高温制冷系统, 在夏天室外环境温度很高的情况下(例如超过43°C), 不需要通过降频的方式来降低电控电

表1 实验工况

	额定/中间/25%制冷	额定/中间/25%制热	低温制热
室内干球/湿球(°C)	27/19	20/15	20/15
室外干球/湿球(°C)	35/24	7/6	2/1

表2 制冷采用单向固定流量节流阀的实验结果

	额定制冷	中间制冷	25%制冷	额定制热	中间制热	25%制热	低温制热
能力(W)	7370.6	3579.7	1842.5	9836.5	4957.7	2490.5	9055.2
功率(W)	2080.1	749.3	390.6	3026.2	963.3	480.1	3427.6

表3 制冷采用电子膨胀阀的实验结果

	额定制冷	中间制冷	25%制冷	额定制热	中间制热	25%制热	低温制热
能力(W)	7255.3	3779.7	2011.9	9836.5	4957.7	2490.5	9055.2
功率(W)	2049.8	708.8	382.3	3026.2	963.3	480.1	3427.6

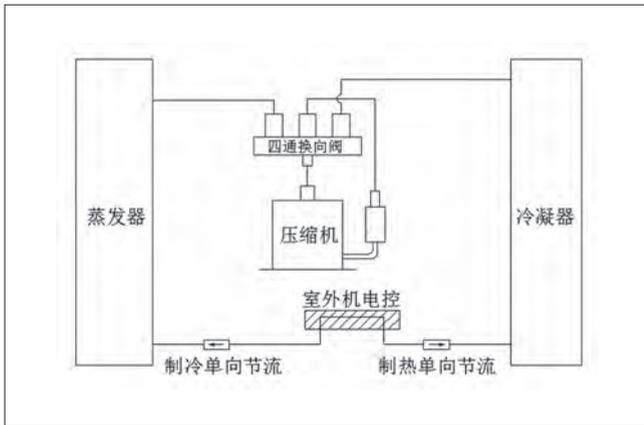


图1 制冷采用单向固定流量节流方式的系统原理图

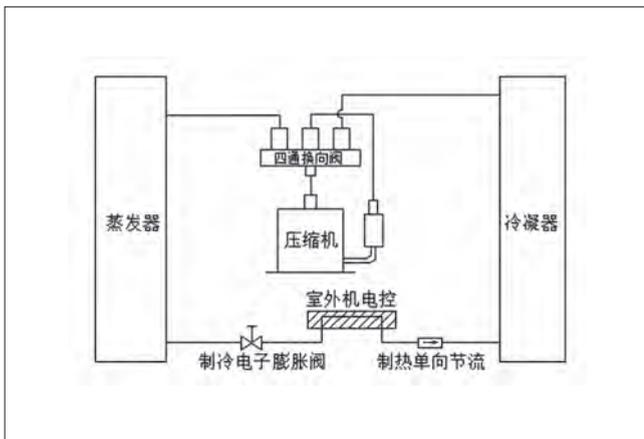


图2 制冷采用电子膨胀阀节流方式的系统原理图

流、降低电控的温度，电控产生的高温通过冷凝器液管温差来换热带走，这个时候频率不降低，制冷量不受影响，用户体验较好。

3 制冷系统采用电子膨胀阀和不使用电子膨胀阀的APF能效对比

在实际对比分析中，采用了一套3匹变频高效家用空调

柜机进行了实验对比，为了避免不同制冷系统可能存在的误差，在同一套制冷系统上设置了电子膨胀阀和制冷单向固定流量节流阀的切换工装，最大程度上保证实验结果的一致性、准确性。

(1) 制冷采用单向固定流量节流阀的制冷系统原理图如图1所示。由于固定流量的节流方式不能调节流量，通常在额定制冷、中间制冷和25%制冷能力、功率之间取一个相对较优的流量，以同时满足这三个能力的要求，但APF能效就不能达到最优。

(2) 制冷采用电子膨胀阀节流的制冷系统原理图如图2所示。电子膨胀阀的开度可以在允许的范围内进行开度调节来精准控制节流流量，额定制冷、中间制冷和25%制冷的能力可单独设定电子膨胀阀的开度，以取得最佳效果，制热运行时电子膨胀阀全开，不起节流作用。

(3) APF能效各能力测试工况条件见表1所示。

(4) 制冷采用单向固定流量节流阀的各能力功率数值见表2，经计算，APF能效为4.122。

(5) 制冷采用电子膨胀阀的各能力功率数值见表3，经计算，APF能效为4.303。

(6) 通过表2、表3实验结果计算得出的APF能效结果看，制冷采用电子膨胀阀的比制冷采用单向固定流量节流阀的APF能效提高4.39%，改善效果非常可观。

4 结论

通过制冷采用电子膨胀阀的节流方式和制冷采用单向固定流量节流阀的节流方式对APF能效的影响结果对比，电子膨胀阀可以精确控制每一个制冷能力的流量，分别调节，比单向固定流量节流阀的控制更加精准，对提高APF能效值有极大的优势。

空调器蚀泄漏原理分析

尚秀玲 黎海华
(广东美的制冷设备有限公司 广东佛山 528311)

摘要: 蚁穴腐蚀产物为C、O和Cu, 然而约85%蚁穴腐蚀铜管上可以检测到S。S等污染物会对铜管表面均匀腐蚀起到促进作用, 不会直接参与到蚁穴腐蚀过程中。然而, 铜管表面的腐蚀产物层对铜管保护作用很小, 腐蚀产物层吸水使铜管润湿时间延长, 使铜管表面更容易出现水解的低级羧酸, 从而引起蚁穴腐蚀。

关键词: 蚁穴腐蚀; 泄漏原理; 电化学阻抗谱

Analysis of the corrosion leakage principle in the air conditioner

SHANG Xiuling LI Haihua
(GD. Midea Air-Conditioner Equipment Co., Ltd. Foshan 528311)

Abstract: It is generally considered that the corrosion products of the ant-nest corrosion are C, O and Cu. However, S can be detected on the corrosion tubes of the 85% ant-nest copper tubes. S and other pollutants will promote the uniform corrosion on the surface of the copper tube, and will not directly participate in the corrosion process of the nest. However, the corrosion product layer on the surface of the copper tube has little protective effect on the copper tube, and the wetting time of the copper tube is prolonged by the corrosion product layer, which makes the copper tube surface more easily hydrolyzed low grade carboxylic acid, which causes the ant-nest corrosion.

Keywords: Ant-nest corrosion; Leakage principle; Electrochemical impedance spectroscopy

1 铜管蒸发器腐蚀现状分析

目前市场上大多数空调器使用铜管换热器, 换热器泄漏会使空调器性能迅速降低, 影响用户体验。经调研发现: 市场上约1/3以上失效换热器, 与蚁穴腐蚀有关。除去表面腐蚀产物后, 蚁穴腐蚀形貌如图1所示, 铜管表面为肉眼不可见的小坑状, 尺寸约数微米至数十微米。截面呈不规则形状的腐蚀延伸, 腐蚀扩展穿透管壁, 发生泄漏。

近年来, 随着换热器使用量增加, 蚁穴腐蚀问题受到越来越

越多的关注, 工程技术人员针对蚁穴腐蚀机理开展了大量研究^[1-6]。目前认为, 挥发油、杀虫剂、各种香料、醇类以及醛类物质水解生成的低级羧酸与铜管发生自催化反应^[5-6]。使铜管腐蚀反应不断进行, 腐蚀扩展至穿透管壁, 铜管发生泄漏。蚁穴腐蚀的一个典型特征是腐蚀产物由C、O和Cu组成。

然而, 对市场上失效样机进行分析发现, 大多数腐蚀形式为蚁穴腐蚀+均匀腐蚀。85%以上发生蚁穴腐蚀的铜管上检测到S元素(如图2所示)。为了明确S元素在蚁穴腐蚀过程

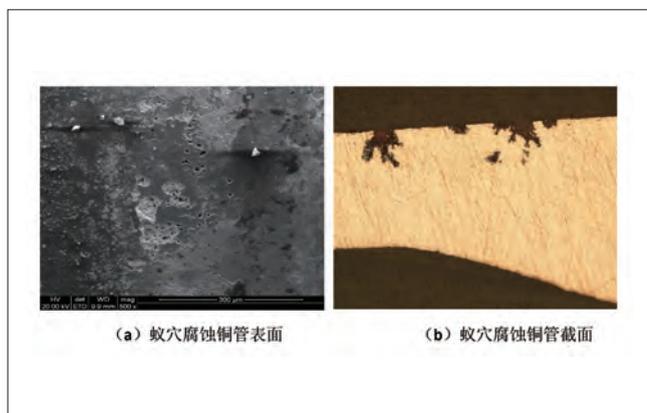


图1 铜管蚁穴腐蚀形貌

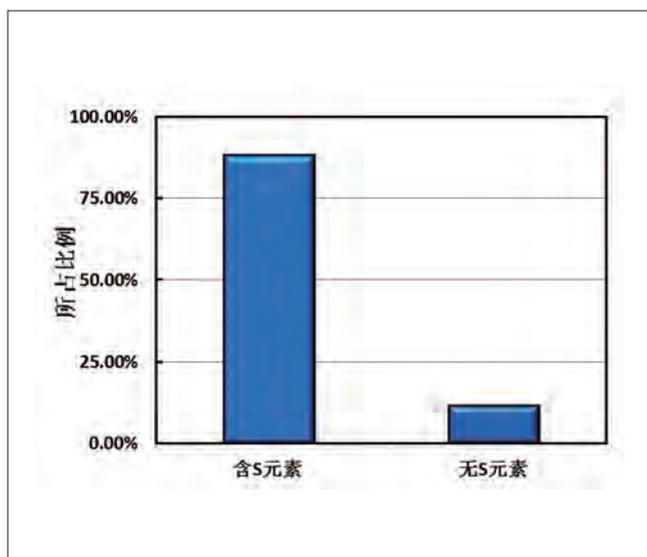


图2 泄漏铜管腐蚀产物特点

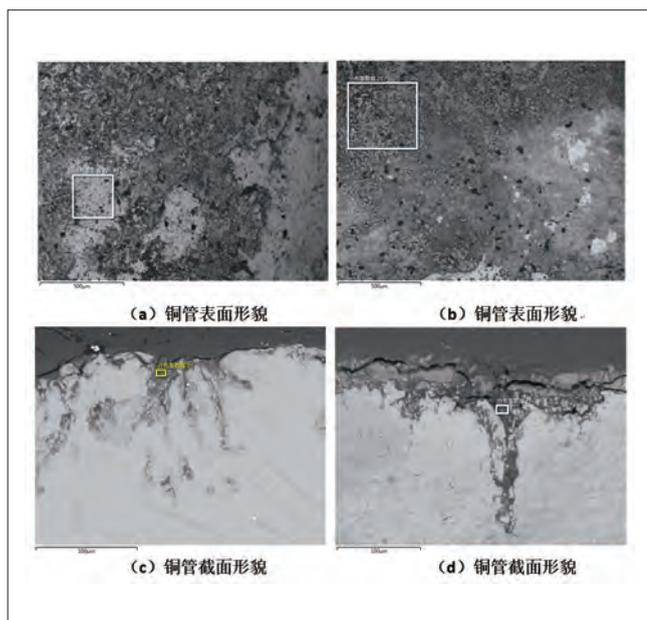


图3 铜管腐蚀形貌及成分选区

中所起的作用,及在蚁穴腐蚀过程中所起到的作用,系统分析了铜管腐蚀产物成分及性能。

2 分析结果与讨论

2.1 腐蚀产物成分分析

图3为发生蚁穴腐蚀的铜管表面和截面形貌,从图中可以看出,几乎整个铜管表面均被腐蚀产物覆盖,从表面形貌来看,腐蚀产物堆积较为疏松。截面照片可以看出,在表面腐蚀产物下方,存在明显的局部腐蚀,形貌符合蚁穴腐蚀特征。分别使用扫描电镜EDX对图3中各选区中腐蚀产物成分进行分析(如表1所示),表面腐蚀产物中除C、O和Cu外还存在Ca、Si和Al及少量的S。Ca、Si和Al来自外来的灰尘。S来源于空气中 SO_2 与铜管反应的生成的腐蚀产物。然而,截面腐蚀产物仅由C、O和Cu三种元素组成。这样的结果表明,S元素仅参与铜管表面均匀腐蚀过程,未参与到蚁穴腐蚀过程中。

表1 不同区域腐蚀产物组成

序号	选区	腐蚀产物组成(wt%)						
		Cu	O	C	S	Ca	Si	Al
(a)	表面	42.44	11.74	42.81	0.82	0.41	0.44	1.33
(b)	表面	29.26	16.03	51.52	0.58	0.67	0.37	1.57
(c)	截面	30.46	13.24	56.30	—	—	—	—
(d)	截面	21.32	12.40	66.28	—	—	—	—

2.2 腐蚀产物性能分析

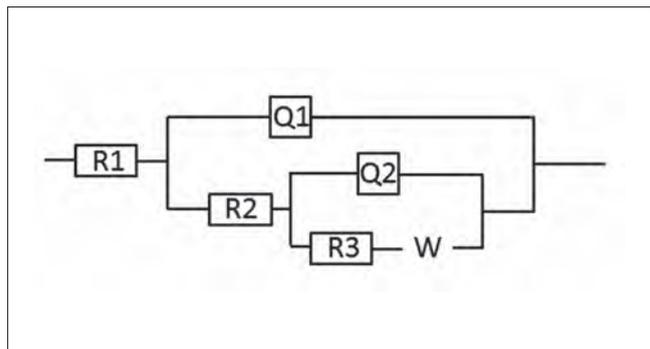


图4 铜管表面腐蚀产物拟合电路图

在3.5%NaCl体系中对铜管表面腐蚀产物进行分析,并应用图4所示模拟电路对测试结果进行拟合,拟合结果如图5所示,阻抗模值误差在3%以内,阻抗测量值与拟合值吻合良好。表面腐蚀产物层的阻抗模值为 $382.1\Omega\cdot\text{cm}^2$,即腐蚀产物层对铜管的保护作用很小。

2.3 蚁穴腐蚀泄漏机理

在铜管腐蚀初期,铜管表面发生腐蚀的过程如图6所示:初始状态如图6(a),铜管表面清洁且未吸附水分,随着时间的推移,水分在铜管表面附着,见图6(b),逐渐形成薄液膜,

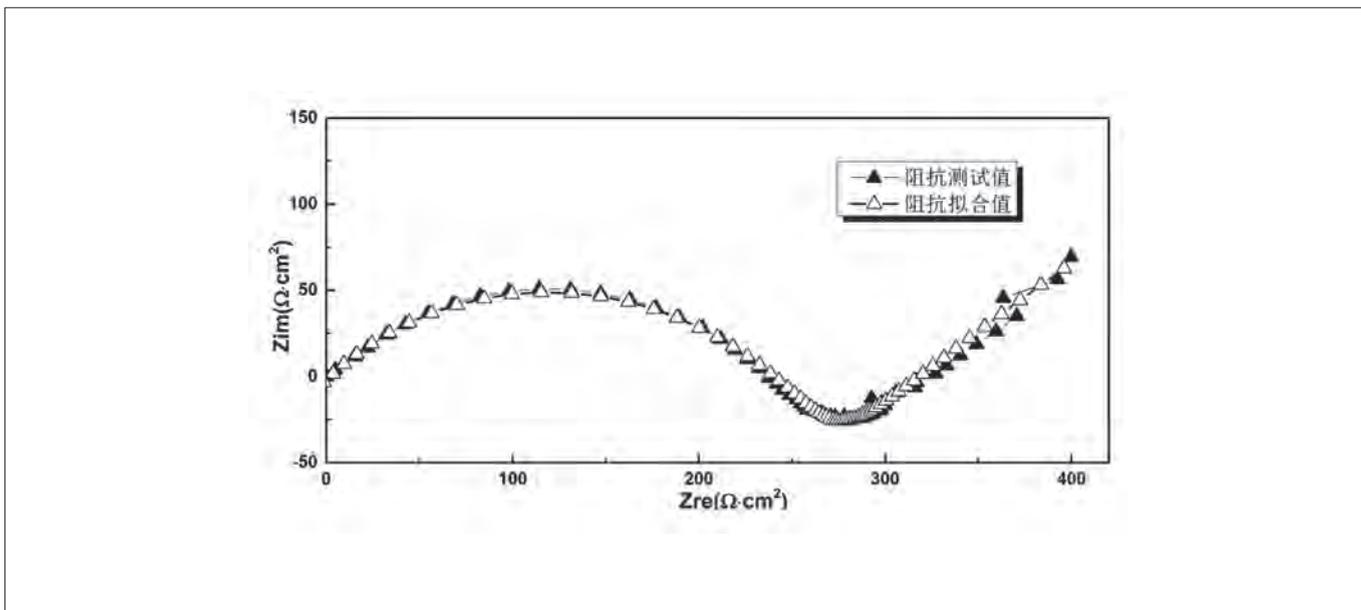


图5 铜管表面腐蚀产物阻抗拟合图

见图6 (c), 使电子得以传输, 铜管发生腐蚀, 见图6 (d)。空气中的灰尘、盐分及污染性气体 (SO₂等) 对可使铜管表面易形成液滴, 且使水膜pH降低, 对腐蚀起到促进作用^[7]。随着腐蚀产物积累, 在铜管表面形成腐蚀产物层, 然而, 腐蚀产物层较为疏松对铜管保护作用很小。由于毛细作用, 铜管表面疏松的腐蚀产物易吸收水分, 延长铜管湿润时间, 为水解产生有机酸提供反应场所, 使水解反应时间增加。铜管表面更容易出现水解的低级羧酸, 从而引起蚁穴腐蚀。蚁穴腐蚀一旦发生, 迅速向铜管内壁扩展, 使铜管发生泄漏。

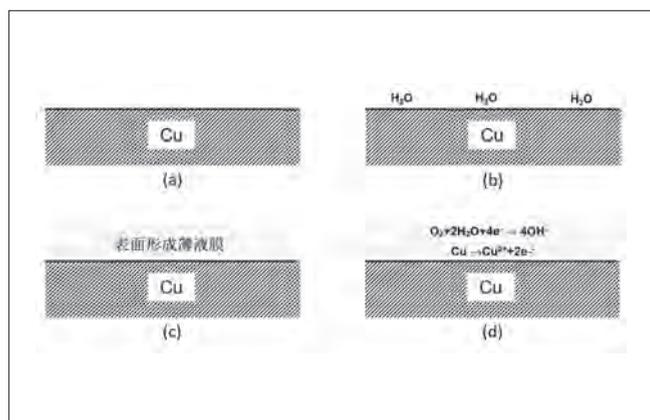


图6 铜管表面均匀腐蚀过程示意图

3 结论

S等污染物会对铜管表面均匀腐蚀起到促进作用, 不会直接参与到蚁穴腐蚀过程中。然而, 铜管表面的腐蚀产物层对铜管保护作用很小, 生成的腐蚀产物层吸水, 使铜管表面更容易出现水解的低级羧酸, 从而引起蚁穴腐蚀。

参考文献

- [1] A. L'opez-delgado. A comparative study on copper corrosion originated by formic and acetic acid vapours[J]. JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE, 2001, 36:5203-5211.
- [2] D. M. Bastidas. Ant-nest corrosion of copper tubing in air-conditioning units[J]. REVISTA DE METALURGIA, 2006, 42:367-381.
- [3] Takenori Notoya. Localized ants' nest corrosion in copper tubes caused by ginkgo fruit juice[J]. Zairyo-to-Kankyo, 2002, 51: 123-125.
- [4] Yoshihiko Kyo. The fundamentals of corrosion of copper[J]. UACJ Technical Reports, 2015, 2:15-20.
- [5] 马宗理. 空调制冷铜管的蚁巢腐蚀(上)[J]. 制冷与空调. 2005,5(1):1-5.
- [6] 马宗理. 空调制冷铜管的蚁巢腐蚀(下)[J]. 制冷与空调. 2005,5(2):6-10.
- [7] 陈卓元. 铜的大气腐蚀及其研究方法[M]. 北京: 科学出版社, 2011.

一种易清洗的空调器室内机左右导风叶片结构

黄俊豪 林思轩

(TCL空调器(中山)有限公司 广东中山 528306)

摘要: 针对目前市面上常见的分体内机导风叶片难装配及难拆卸造成难于清洗贯流风扇及内机风道的问题, 本文提出了通过四条连杆贯穿在空调出风口并悬挂在出风口上, 在连杆之间装导风叶片的方法。连杆通过固定板固定在底盘的两端, 左右两边两条连杆中间通过轴卡连接, 方便拆装, 左右导风连杆可以翻转90度角, 达到方便清洗贯流风扇和风道的目的。

关键词: 同步电机; 连杆; 固定板; 转轴; 轴卡; 销钉; 固定板转轴; 左右导风叶片

A kind of easy to clean around the house ventilation blade structure

HUANG Junhao LIN Sixuan

(TCL Air Conditioner (ZhongShan) Co.,Ltd. Zhongshan 528306)

Abstract: In view of the present common on the market within the fission machine ventilation blade difficult to assembly and disassembly, difficult to clean tubular fan and the problem of machine inside the duct, this paper proposes a four connecting rod passes through in the air-conditioning outlet and hung on the outlet, in between the connecting rod guide the wind vane. The ends of the connecting rod through the fixed plate fixed to the chassis, left and right side among the two connecting rod through the connection of shaft, convenient tear open outfit, ventilation around connecting rod can turn 90 degrees, reach the purpose of convenient tubular fan and the air duct cleaning.

Keywords: Synchronous motor; Connecting rod; A fixed plate; Shaft; Shaft; Pin; Fixed plate rotation; Around the wind vane

目前市面上常见分体空调器导风装置由上下导风板、连杆、左右导风叶片组成, 通过同步电机驱动使导风板上下摆动和左右导风叶片左右摆动, 达到导风的效果。但这种结构的导风叶片组件难拆装, 造成难于清洗贯流风扇及内机风道的问题。本文提出了一种通过同步电机、曲柄传动曲柄, 曲柄带动连杆, 左右两两连杆可翻转; 通过四条连杆贯穿在空调出风口并悬挂在出风口上, 在连杆之间装导风叶片。连杆通过固定板固定在底盘的两端, 左右两边两条连杆中间通过轴

卡连接, 方便拆装, 左右导风连杆可以翻转90度角, 左右两两连杆中间连接可拆卸的特点, 以达到方便清洗贯流风扇和风道的目的。

1 传统的挂壁式房间空调器室内机的左右导风叶片结构

传统的挂壁式房间空调器室内机的左右导风叶片结构由上下导风板、连杆、左右导风叶片组成, 通过同步电机(步进

3.2 方案实施说明

曲柄1和曲柄2通过销钉和同步电机三者连接一起,销钉没有固定,即销钉可以移动和转动,所以曲柄1和曲柄2可以进行移动和转动的复合型运动。曲柄2和曲柄1在力作用下做上下往返运动和圆弧运动(因为两曲柄交叉处被安装固定板通过销钉固定在底盘上,固定板不能做运动,所以连杆2和连杆4不能被电机控制作运动(只能在人为的外力下作翻转运动))。连杆1和连杆3做相应的复合型运动(向上下、左右、圆弧运动),带动导风叶片做翻转运动,达到向左右送风的目的。由于两边的同步电机设计的转动方向是相同的,所以连杆1和连杆2在电机作用下互相推动和带动做往返的反复运动,带动导风叶片不断左右摆动,达到左右送风的目的。见图2到图5。

3.3 控制方法

导风叶片左组件:当同步电机顺时针转动时,曲柄1在位置1(13.1)和位置2之间(13.2)导风叶片向左导风,曲柄在位置1时,导风叶片处于向左转动的最大角度,曲柄2处于位置2时(13.2),导风叶片处于直线状态即转轴角为0;即当曲柄1从位置2向位置1转动的过程位时,导风叶片向左导风,导风片轴动角度随着曲柄1从位置2向位置1转动而增大,到位置1时导风叶片转角达到最大。当同步电机逆时转时,导风叶片向右转动:曲柄1从位置2到位置3之间,导风叶片向右转动,导风叶片向右导风。曲柄在位置3(13.3)时导风叶片处于向右转动的最大角度,曲柄2处于位置2时(13.2),导风叶片处于直线状态,即转轴角为0;即当曲柄1从位置2向位置3转动的过程位时,导风叶片向右导风,导风片轴动角度随着曲柄1从位置2向位置3转动而增大,到位置3时导风叶片转角达到最大。见图2到图5。

左右导风组件通过人为把转轴从轴卡拔出,并把导风叶片左组件和导风叶片右组件翻转90度,即能方便清洗贯流风扇和内机风道。

3.4 工作原理

导风叶片左组件:同步电机(步进电机)转动带动曲柄1圆弧运动,连杆1在曲柄2的带动下做翻转、上下移动、前下移动,左右水平移动的复合型运动,左边导风片在连杆1的带动下做翻转运动。导风叶片右组件同理。连杆1、连杆2和连杆

3、连杆4通过转轴和轴卡连接一起,可以拆卸。连杆1和连杆2右边设计转轴,连杆3和连杆4左边设计轴卡,连杆1和连杆2的转轴装入连杆3和连杆4轴卡里,连杆1和连杆2最左边设计圆孔,圆孔和曲柄2的转轴及固定板的转轴固定一起,导风叶片左组件可以以曲柄2和固定板转轴为轴心翻转0到90度,导风叶片右组件同样道理可以翻转0到90度。见图2到图5。

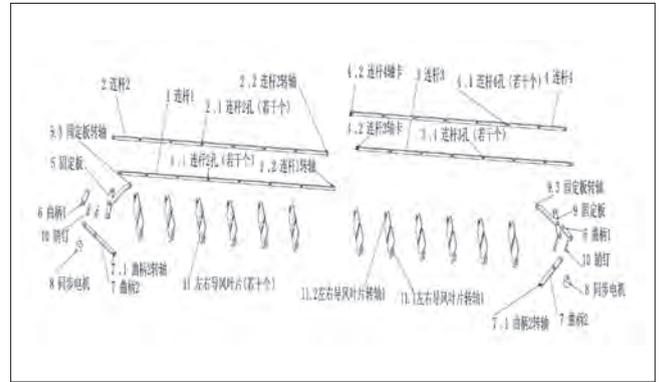


图4 结构组成示意图3

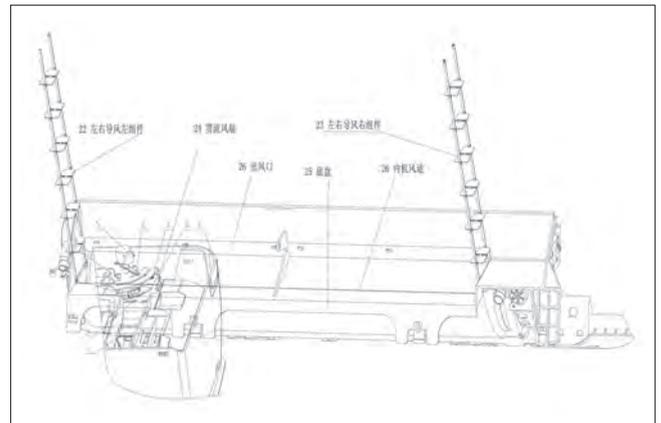


图5 结构组成示意图4

4 结束语

这种新型结构设计针对现空调分体内机导风叶片难装配及难拆卸造成的难于清洗贯流风扇及内机风道的缺陷,提供一种通过四条连杆贯穿在空调出风口并悬挂在出风口上,在连杆之间装导风叶片的方法。连杆通过固定板固定在底盘的两端,左右两边两条连杆中间通过轴卡连接,方便拆装,左右导风连杆可以翻转90度角,达到方便清洗贯流风扇和风道的目的。

基于ANSYS的柜内机出风面板装配卡扣结构强度分析及研究

熊协梅
(珠海格力电器股份有限公司 广东珠海 519070)

摘要: 本文通过利用ANSYS分析软件对现有空调柜内机出风面板常见的四种卡扣结构方式进行整体静力学与动力学分析,对四种典型卡扣结构进行垂直力载荷分析、侧向力载荷分析、卡扣根部结构方案分析等,归纳总结出影响卡扣结构的重要因素,并为后续空调柜内机出风面板卡扣结构设计提供重要依据及方向。

关键词: 出风面板; 卡扣; 强度

Strength analysis and research of air outlet panel assembly buckle structure based on ANSYS

XIONG Xiemei
(Zhuhai GREE electric Limited by Share Ltd. Zhuhai 519070)

Abstract: In this paper, by using ANSYS analysis software to the existing air outlet panel in the air conditioning cabinet common four buckling structure of the overall static and dynamic analysis, the four typical buckling structure of vertical force load analysis, lateral force load analysis, buckling root structure scheme analysis, summed up the important factors affecting the buckling structure, and for the subsequent air outlet panel in the air conditioning cabinet buckle structure.

Keywords: Air outlet panel; Buckle; Intensity

1 引言

柜内机等空调产品在进行包装跌落过程中,尤其是顶部的前棱跌落和跳跃踩踏时,出风面板装配卡扣经常出现断裂(见图1);并且出风面板的卡扣是产品关键性结构,卡扣的断裂不仅影响产品装配外观,还影响产品结构强度甚至产品性能。

2 原因分析

总结以往的包装试验对出风面板卡扣结构的影响发现:在顶部超高跌落和正面跳跃踩踏时容易出现出风面板装配

卡扣断裂或者白痕问题。针对以上情况分别进行受力分析:

当柜内机产品进行顶部超高跌落时,在跌前棱时,出风面板受冲击向下进行滑移运动,而侧板、后板、蒸发器等组件因为重力的惯性将向上进行滑移,在这种相对滑移的过程中,侧板的卡扣将对卡扣结构产生冲击作用力,最终造成卡扣受力断裂。在出风面板卡扣断裂情况中,主要是由此类跌落问题造成,此次也将以此类受力结果作为主要分析依据(见图2)。

在跳跃踩踏试验中,当踩踏力传递到出风面板上时,出风面板在受到踩踏力的作用时,出风面板将向两侧扩张变

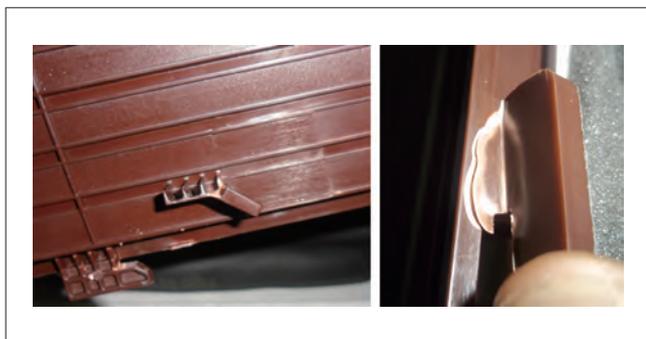


图1 出风面板卡扣断裂示意图

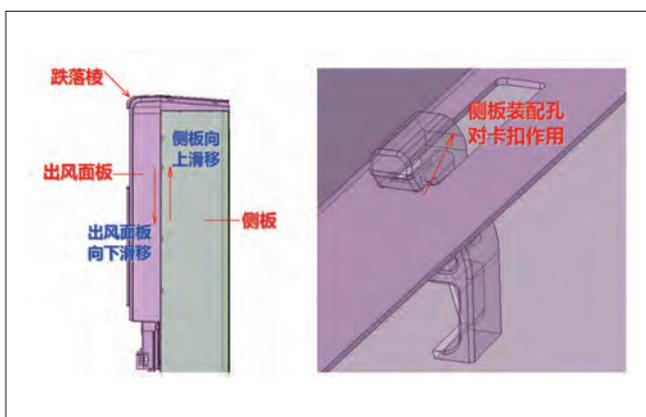


图2 顶部超高跌落时出风面板卡扣受力示意图

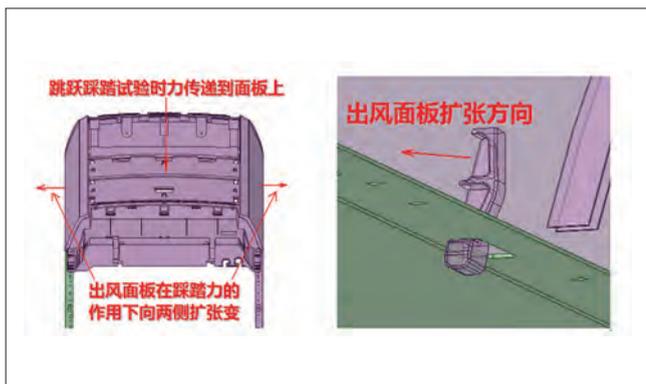


图3 跳跃踩踏时出风面板卡扣受力示意图

形,最终卡扣将受到侧板装配孔侧向的侧向限制而产生接触力,最终造成卡扣断裂(见图3)。

故在评估出风面板装配卡扣结构强度时,可以从以上两个受力状态进行分析。

3 结构方案

对比现有出风面板卡扣结构发现:卡扣结构除了在尺寸上各有所区别之外,卡扣开口模具滑块的出模方向也有所不同,分别是前端出模、内侧出模和后侧出模(见图4)。

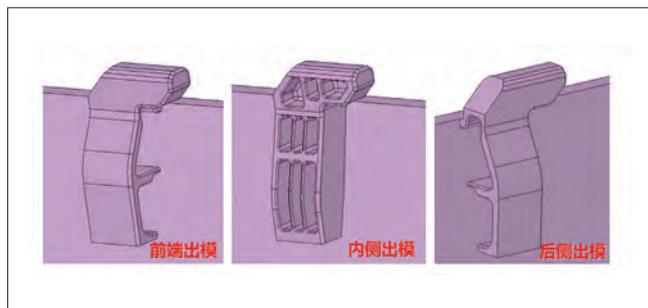


图4 三种不同出模方向的卡扣示意图

滑块出模方向不同,卡扣的结构强度在理论上会有所区别,现采用ANSYS软件对三种不同出模方向装配卡扣结构强度进行对比分析,同时参考多条加强筋结构的设计要求,我们对滑块内侧出模卡扣的加强筋结构设计了两个方案(见图5)。

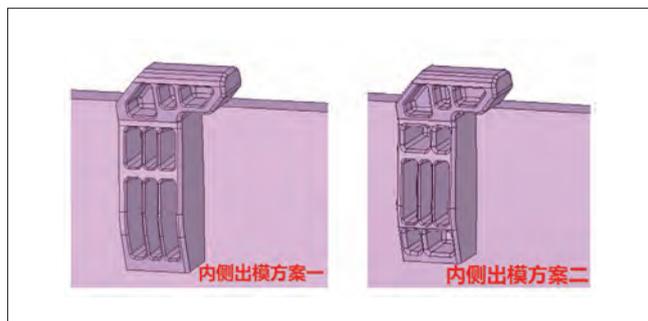


图5 两种不同内侧出模方式的卡扣示意图

同时,卡扣滑块内侧方向出模时,为尽量避免卡扣结构在注塑过程中出现缩水问题,在加强筋结构设计时,出模料孔的深度与卡扣侧向高度相同,确保卡扣外壁厚度相同,从而在注塑过程中避免严重缩水的情况出现(见图6)。



图6 卡扣滑块内侧方向出模时料厚设计要求

总结以上结构方案,对相同外形尺寸的出风面板装配卡扣进行了四个方案对比,并进行ANSYS软件对比分析(见表1)。

表1 四种卡扣结构对比示意

方案	方案一	方案二	方案三	方案四
结构图片				

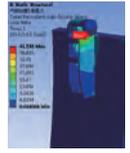
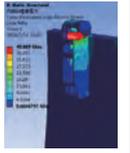
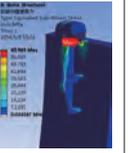
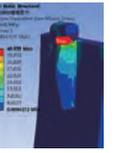
4 分析过程

根据出风面板卡扣在实际装配过程中受力断裂的分析结果，分别对卡扣结构按照分析的两种受力状态进行对比分析，并且为了保证分析的对比性，在分析过程中对模型的网格划分、约束与载荷条件设置都相同，然后对比四种方案的响应应力分布。

4.1 垂直力载荷分析

为模拟柜内机产品在顶部超高前棱跌落中侧板与出风面板卡扣的受力状态，提取卡扣结构进行对比分析：通过约束卡扣结构的边界位移，设定相同的载荷大小和方向。确定载荷与约束条件后，采用ANSYS软件对四种卡扣方案进行对比分析，通过分析得出分析结果，见表2。

表2 垂直力载荷对比分析

方案	方案一	方案二	方案三	方案四
结构图片				
最大应力分布				
	41.536MPa	40.669MPa	63.969MPa	40.535MPa

通过对四种方案的分析结果发现，其中比较突出的结构是前端出模时卡扣结构的应力最大值达到63.969MPa，超出其余三个方案的应力值50%以上，而其他三种方案的应力大小接近，相差值在10%以内。

并且从四个结构方案的应力分布云图可以看出：方案三（前端出模）的应力明显集中在卡扣转角处（见图7），而其他位置的应力分布明显要小，整体的应力分布状态存在明显差距。而其他三个方案（如方案四），其卡扣转角处的应力呈渐变减小的分布状态，整体的应力分布比较均匀（见图8），整体结构强度要明显具有优势。

通过对比四种卡扣结构方案在模拟产品顶部前棱跌落中的结构受力发现：模具滑块采用前端出模注塑的卡扣结构的强度要弱于其他方向出模的卡扣结构强度，故在设计出风面

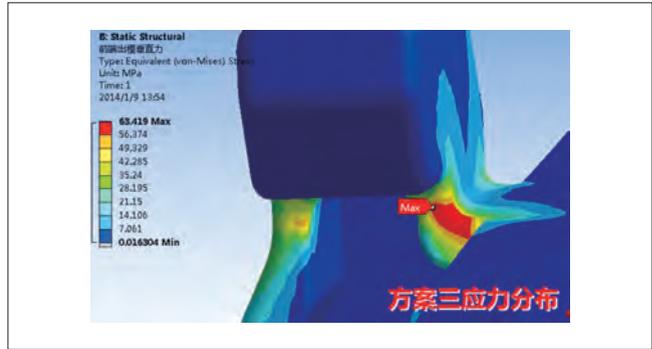


图7 方案三的应力分布云图

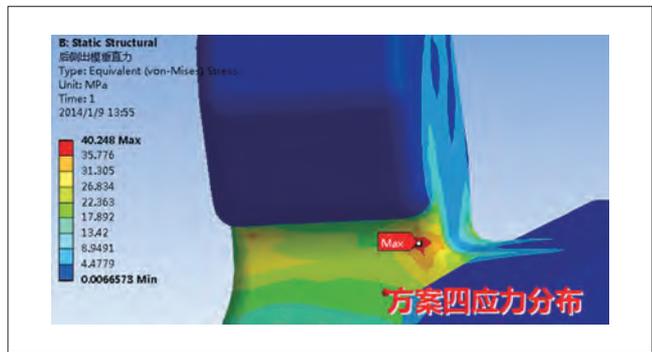


图8 方案四的应力分布云图

板装配卡扣结构强度时，应避免设计成前端出模。

4.2 侧向力载荷分析

柜内机出风面板常用材料为ABS和HIPS塑性材料，当跳跃踩踏的踩踏力传递到出风面板上时，出风面板受力后结构向两侧扩张，而卡扣结构由于侧板装配孔的限制，卡扣在侧板装配孔的限制作用下发生接触受力，故根据接触受力状态，对卡扣结构设置边界约束，并设置相同的载荷大小和方向。确定载荷与约束条件后，采用ANSYS软件对四种卡扣方案进行对比分析，通过分析得出分析结果见表3。

对比分析侧向载荷作用下四种方案的分析结果发现：内侧出模的卡扣结构的最大应力值明显要比前端和后侧出模卡扣结构的最大应力值要小，即内侧出模时卡扣结构强度要比前端以及后侧出模的卡扣结构强度要强；故通过评估卡扣侧向受力响应应力结果是，尽量避免设计为前端出模和后侧出模。

总结两种受力过程结果，综合评估发现：出风面板卡扣模具滑块采用内侧出模时的整体结构强度要明显优于其他方向出模的结构强度。

4.3 内侧出模卡扣强度对比

在本次对比分析中，卡扣结构出模加强筋结构采用了两种设计方案，通过两种载荷状态结构力学分析，汇总结

表3 侧向力载荷对比分析

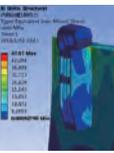
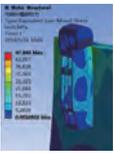
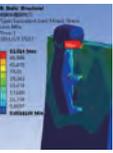
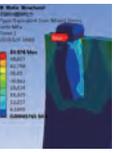
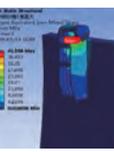
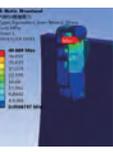
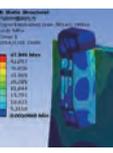
方案	方案一	方案二	方案三	方案四
结构图片				
最大应力分布				
	47.57MPa	47.348MPa	52.814MPa	54.976MPa

表4 内侧出模卡扣强度对比分析

载荷状态	方案	方案一(排列多筋分布)	方案二(交错多筋分布)	方案二/方案一
结构图片				/
垂直力载荷分析	最大应力分布			97.913%
		41.536MPa	40.669MPa	
侧向力载荷分析	最大应力分布			99.533%
		47.57MPa	47.348MPa	

果见表4。

从两种载荷状态分析结果中发现：采用交错分布多筋设计的卡扣强度与排列分布多筋设计的卡扣强度差不多，故在设计过程中可根据实际情况考虑，选择最适合的方案。

4.4 卡扣根部结构方案分析

在卡扣结构设计中，转角过渡处的结构设计也对卡扣强度有显著影响，卡扣设计中，常采用拐角面过渡（见图9）以及凹孔加筋过渡（见图10）。

在注塑结构件设计中，拐角处是应力集中重点区域，拐角处的过渡设计对避免和产生应力集中会有比较大的影响；在出风面板装配卡扣设计中，现对常见的两种拐角过渡结构进行对比分析，并且针对卡扣前端出模和后侧出模两种（见表5）。

从以上分析结果进行对比发现：当卡扣滑块采用前端出模时，卡扣根部拐角处采用面过渡时的强度要比采用凹孔加筋结构要明显薄弱，且对比之下，采用后侧出模的卡扣最大应力相比前端出模都要小。对比后侧出模的两种拐角过渡结

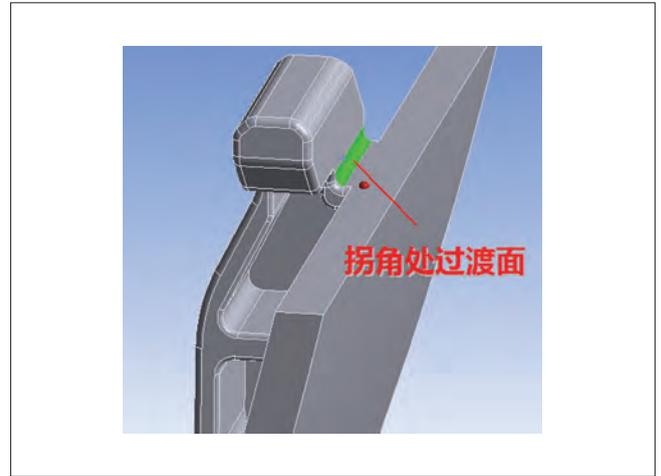


图9 卡扣根部拐角面过渡示意图

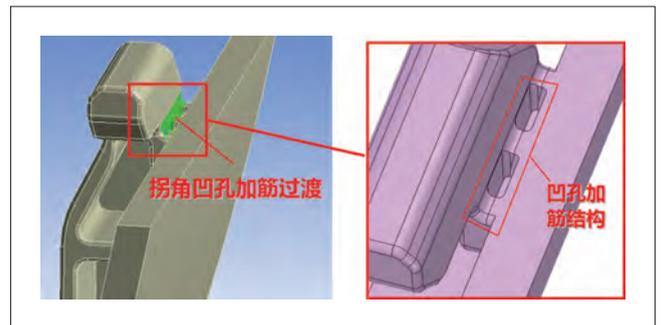
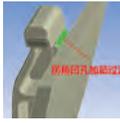
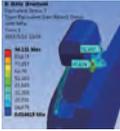
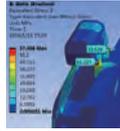
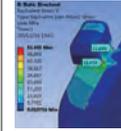
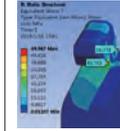
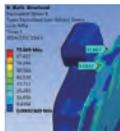
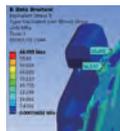
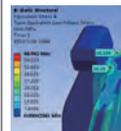
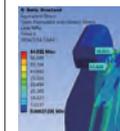


图10 卡扣根部凹孔加筋过渡示意图

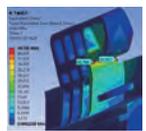
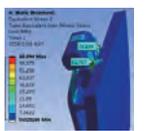
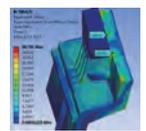
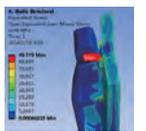
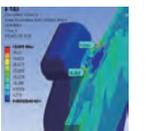
表5 卡扣前端出模和后侧出模方式应力对比分析

结构方案	卡扣滑块前端出模		卡扣滑块后侧出模	
	拐角面过渡	拐角凹孔多筋过渡	拐角面过渡	拐角凹孔多筋过渡
结构图片				
垂直力载荷应力云图				
最大应力值	94.131MPa	57.486MPa	51.845MPa	49.967MPa
侧向力载荷应力云图				
最大应力值	75.849MPa	66.893MPa	66.962MPa	64.021MPa

构，二者的应力分布状态相同，最大应力值也相差不大，即采用后侧出模时的整体结构强度较为稳定，但是从以上对比分析结果来看，采用凹孔加筋结构可以有效改善卡扣整体结构强度。

5 验证分析

在现有柜内机产品中，选择一款出风面板装饰条的装配卡扣，为了对比验证三个方向出模，分别将同一装配位置卡扣方式更改为三种不同出模方式进行对比分析（见表6）。

产品机型	卡扣结构1	卡扣结构2	卡扣结构3
图片			
垂直力载荷应力云图			
最大应力值	43.781MPa	65.894MPa	42.305MPa
侧向力载荷应力云图			
最大应力值	26.731MPa	45.775MPa	43.009MPa

从以上对比结果也可以发现：从前端方向出模的卡扣结构强度整体上要明显比其他方向出模结构要弱，从中也能验证卡扣结构滑块出模方向应该避免从卡扣装配侧出模。

6 总结

通过采用ANSYS软件对比分析出风面板装配卡扣四种方案，从以上分析结果得出以下四个结论供后续设计参考：

(1) 装配卡扣模具滑块采用前端出模时的卡扣结构强度明显比其他方向出模时的卡扣结构强度要弱，即在卡扣结构设计中应避免前端出模；

(2) 卡扣拐角过渡设计时，应该采用内凹加筋结构设计，增强根部的整体强度，从而改善卡扣整体结构强度；

(3) 卡扣根部拐角处采用凹孔加筋结构要比面过渡的结构更加稳定，在设计时应优先设计为凹孔多筋结构；

(4) 综合四种装配卡扣结构在两种载荷条件的响应应力分析，设计装配卡扣时应避免采用前端出模，见图11(a)，优先选用内侧出模，图11(b)，当内侧方向无法出模时可采用后侧出模，图11(c)；

但是，在实际卡扣结构设计中，为了最大程度的改善卡扣结构强度，可以在现有方案的基础上通过增加额外加强筋或者装配受力面等措施方案，如在后侧出模时，在卡扣内侧增加横向筋（见图12），内侧出模时在两边增加加强筋等（见图13）。

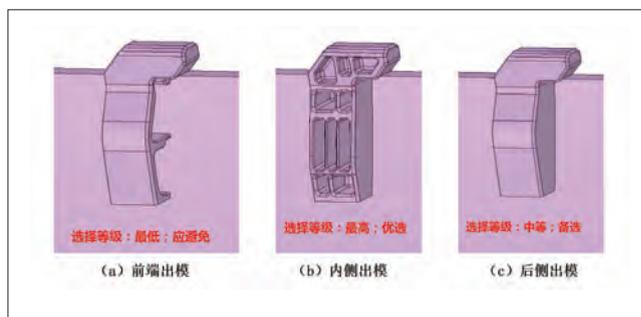


图11 三种出模示意

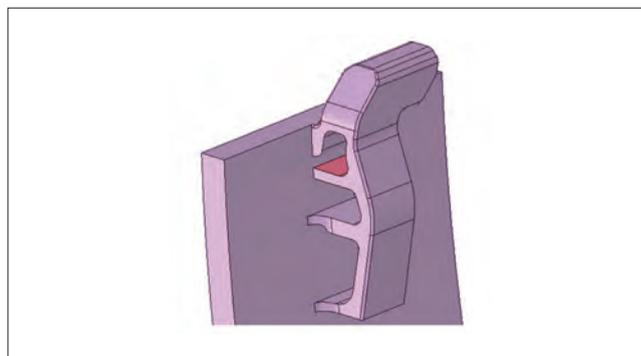


图12 内侧增加横向筋示意

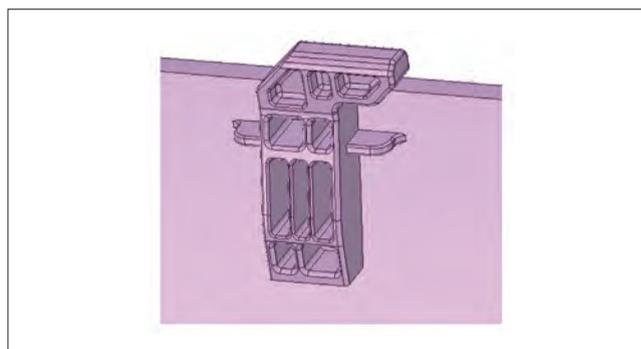


图13 两边增加加强筋示意

综上所述：设计空调柜内机产品出风面板装配卡扣结构时，应该避免卡扣滑块采用前端装配侧出模设计方案，且卡扣根部过渡结构应优先选择凹孔多筋结构设计。

参考文献

- [1] 王洪. 加强筋对注塑件质量和力学性能的影响. 机电工程, 1998.
- [2] 陶孙华. 浅析家电用塑胶件中卡扣的重要性. 企业技术开发, 2012.
- [3] 赵继元. 塑料卡扣的特点及在汽车上的应用. 科技创新导报, 2011.
- [4] 王德玲. ANSYS在结构动力学和工程抗震教学中的应用. 水利与建筑工程学报, 2010.
- [5] 焦洪宇. Pro/E模型导入ANSYS问题的研究. 辽宁工学院学报, 2004.

探讨空调产品卡扣结构强度优化分析

汤志平

(珠海格力电器股份有限公司 广东珠海 519070)

摘要: 本文通过以某款挂壁式空调产品开发过程为例,重点阐述了如何在开发过程中对卡扣强度进行优化设计。本文例举的D款挂壁式空调产品,其外观风格与市场其它产品不同,要求产品两端的端盖结构具备可拆卸、更换性,以达到最大通用化的目的。为实现这一目标,我们通过卡扣的形式将端盖与面板体相互连接,但是零部件采用卡扣连接后的抗冲击强度不及一体化成型方式,在实际产品跌落测试中出现了卡扣破损的问题。本次我们主要从常用的QCC理论方法及CAE仿真工具等手段进行原因分析和结构优化,并最终将问题得以解决,为后续类似结构设计提供一些工程指导。

关键字: 端盖;卡扣;强度;跌落

Discussing the optimization analysis of the strength of the product buckle structure

TANG Zhiping

(Gree Electric Appliances Inc.of Zhuhai Zhuhai 519070)

Abstract: This article takes an example of a product development process as an example to focus on how to optimize the design strength of the buckle during the development process. The appearance and structure of the D section of this article differs from the previous series. The design requires attention to the removal and replacement of both end caps of the panel body to achieve maximum generalization. Therefore, the end cap is connected to the panel body through the buckle, resulting in The impact strength of the product was relatively weak. The drop test was unqualified. This time we mainly analyzed the QCC theoretical direction and CAE simulation tools and other methods, and finally solved the problem.

Keywords: End cap; Buckle; Strength; Drop

1 引言

目前,市场上分体挂壁机空调产品的外观造型越来越新颖、漂亮,极大丰富了市场,这也给消费者带来了越来越多的选择。但是,在产品外观造型丰富多彩的同时,也给结构设计人员带来一些需要考虑的问题,比如零件数量的增加,零件与零件之间的联接,零件的通用性与可拆卸性,零件的售后安装与清洗方便性等方面。其中,零件与零件卡扣连接处,卡扣结构强度设计是尤其需要关注的问题之一。

本次,我们以某D款分体挂壁内机空调为例,探讨在产品开发过程中如何对卡扣进行优化设计。该D款产品外观结构与其它系列产品不同,要求产品两端的端盖结构具备可拆卸、更换性,以达到最大通用化的目的。为实现这一目标,我们通过卡扣的形式将端盖与面板体相互连接,但是零部件采用卡扣连接的抗冲击强度不及一体化成型方式,在实际产品跌落测试中出现了卡扣破损的问题,试验后的具体破损情况如图1所示。



图1 卡扣断裂

针对试验后出现的卡扣破损问题，我们基于QCC的理论及方法，对此先进行了详细的原因分析。

首先，我们从产品包装形式上进行分析。因该产品需实现装柜量高的目的，设计方案书要求对包装尺寸进行严格控制，因此外包装形式必须采用通侧箱形式。通侧箱两端面为空，产品两侧的包装泡沫端面直接裸露在外，这种形式的包装虽然缩小了包装尺寸提高了装柜量，但存在如下缺陷：跌落试验时包装材料破损无法继续承受二次冲击，特别是当泡沫破裂发生位移时产品可能直接在二次跌落过程中受到冲击，通侧箱包装效果图如图2所示。



图2 通侧型包装效果图及立体图

由于包装箱型式不可改变，因此我们需要重点从人、法、环、料等四大方面进行分析。

(1) 人员方面：实验员因操作习惯不同，可能造成跌落方式存在一定的差异性；

(2) 环境方面：环境的温度或者湿度的变化可能会影响材料的性能，从而导致跌落时卡扣断裂；

(3) 材料方面：包装泡沫密度不够，无法很好得保护产品，或者端盖卡扣本身注塑存在缺陷导致跌落时破裂；

(4) 设计方面：端盖卡扣强度设计存在不足。由于该系列均采用面板体、端盖分离的形式，理论上分析其整体结构

强度要低于一体化的面板体，而跌落试验需要选取产品最重部位即电器盒侧，先进行一角、三棱，再进行六个面，总共10次，高度均为1.2米的跌落测试。实际在发生角跌落、棱跌落时面板体、端盖卡扣连接处发生一定剪切力作用。

2 失效分析及验证

(1) 人员方面

部分实验人员因操作习惯不一样，在跌落过程中可能存在未按照统一的实验标准进行测试，导致产品在跌落过程中发生破损，影响了试验的一致性。于是，我们再提供全新的机器，并委托另外的实验员进行实验，拆包发现，卡扣仍然存在破裂现象，这说明卡扣开裂与试验人员无关。

(2) 环境方面

环境存在温湿度变化会在一定程度上影响材料的性能，使材料的整体强度降低，导致跌落测试过程卡扣断裂。同时考虑到产品会销往世界各地，比如包括亚热带气候的其他地区，因此环境是一个需要考虑的因素，于是我们模拟高、低温冲击进行试验后再进行跌落测试，我们用做完高、低温冲击试验的样机进行跌落测试发现端盖卡扣依然破损，这说明环境温度湿度变化不是导致端盖卡扣破裂的主要原因。

(3) 材料方面

A. 包装材料方面

在跌落过程中实际起主要缓冲吸能作用的是包装泡沫，如果包装泡沫密度不符合设计要求则会降低其缓冲性能。针对泡沫密度问题，经查图纸，D款包装泡沫设计图纸上要求左、右泡沫密度需达到 $20\text{kg}/\text{m}^3$ ，底壳泡沫密度需达到 $40\text{kg}/\text{m}^3$ ，我们一般检验泡沫的方式为称重方式，而包装泡沫重量可以通过三维软件计算得出，计算得出的重量如表1所示。

表1 包装泡沫重量计算

机型	包装泡沫(左) 重量/g	包装泡沫(右) 重量/g	包装泡沫(底壳) 重量/g
D款	128 (+13/-9.8)	130 (+13/-4.6)	18.4 (+2/-1.4)

对进行试验的泡沫进行称重，结果显示，泡沫重量均在规定的范围之内，故包装泡沫密度不够不是导致卡扣断裂的主要原因。

B. 端盖卡扣材料方面

若零件在注塑过程中存在缺陷，存在材料密度不均匀、回料等问题，导致其强度不足跌落时破裂。于是我们重新提供合格的端盖样件，复测跌落实验，在复测整机跌落之前，对端盖进行红外光谱对比测试，测试后材料主要特征峰一致，

特征峰值波数无明显变化,特征峰峰形和相对强度不变,说明端盖来料无异常。卡扣材料性能要求如表2所示。

检验项目	技术要求
拉伸强度	≥30MPa
断裂伸长率	≥1%
小样条弯曲强度	≥60MPa
悬臂梁缺口冲击强度	≥10kJ/m ²

而跌落复测结果显示,端盖卡扣依然破裂,因此,我们判定端盖卡扣材料并不是导致跌落测试破裂的主要原因。

(4) 设计方面

A. 结构设计方面

由于类似E款产品在1.2米高度跌落时端盖卡扣未出现断裂破损,且E款产品重量要比D款产品要大,同等跌落高度条件下重量越重的产品承受的冲击载荷力会更大,因此有必要先对该两种结构进行对标分析。考虑到跌落过程中实际发生断裂的部分基本集中在卡扣A处,因此,我们以A处卡扣重点进行有效对比,并同步对两者卡扣进行特征分析,如图3所示。

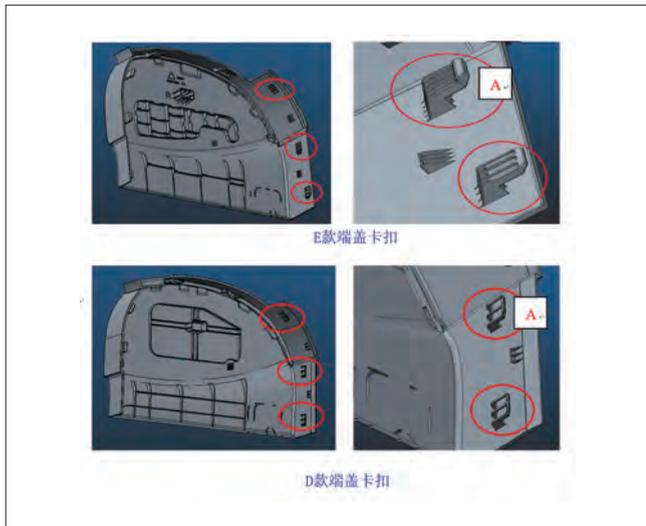


图3 两种卡扣特征分析

为了更好的说明两款产品卡扣的特征,对此我们主要从卡扣的筋条数量、筋条高度、沉台等等方面进行了对比、分析,具体见图4、表3。

从上述卡扣特征对比我们可以看出,E款产品的整体卡扣强度要优于D款产品。但为了更好的从理论上进行对比分析并找出方案优劣性,我们利用ANSYS有限元技术进行数值模拟分析。

2.1 D款卡扣强度仿真分析

对跌落过程进行受力分析,我们发现该卡扣断裂主要是

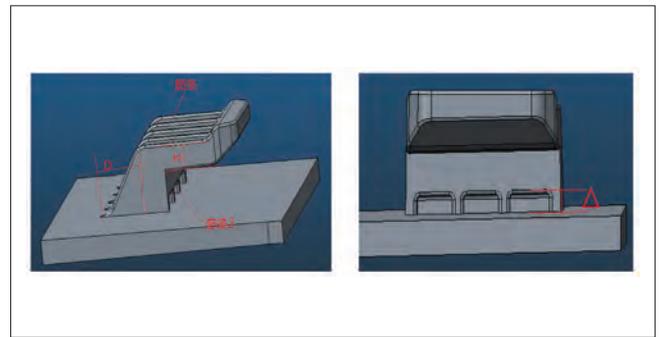


图4 两种卡扣特征对比分析

壳体	D/mm	H/mm	△/mm	筋条数量	筋条2数量
D款	6	3	2.27	3	3
E款	6.77	3.2	1.31	5	4

因为卡扣受到两方向的载荷冲击,其中第一冲击力来源于面板体的拉力作用,此状态下卡扣相当于为悬臂梁结构,如图5箭头所示方向,故对卡扣根部的伤害最大。

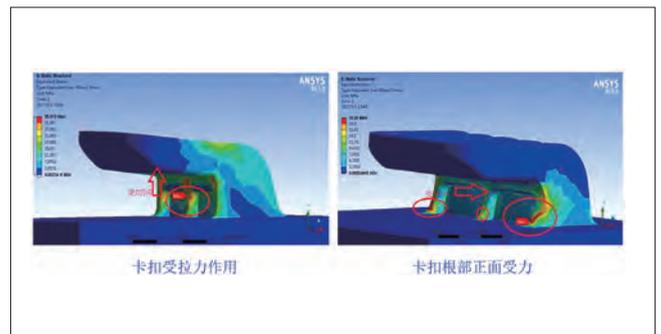


图5 D款卡扣受力分析

2.2 E款卡扣强度仿真分析 (见图6)

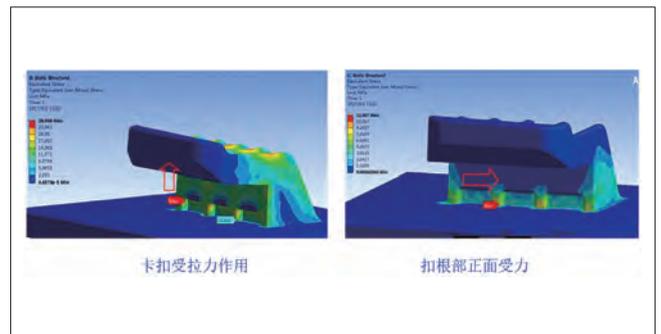


图6 E款卡扣受力分析

从两个方向受力分析模拟来看,D款卡扣内侧根部最大等效应力值(35.9MPa、21.15MPa)均比E款要大(26.9MPa、11.89MPa)。

综上,通过层层分析,我们判定端盖卡扣强度设计不足是

导致跌落过程卡扣破裂的主要原因，因此，我们需要从卡扣结构优化的角度出发将该问题解决。

2.3 D款卡扣结构优化设计

我们对比E款产品结构特征，首先将卡扣背部筋条数量由3条改为5条，再将D款卡扣内侧沉台数量由2个改3个，并缩小沉台高度尺寸H值由2.27mm改为1.30mm，以此加大卡扣与面板体连接受力接触面，减少冲击载荷，同时对沉台顶部内侧进行R0.5圆角处理，以便尽量减少应力集中。

最终，我们确定D款产品端盖卡扣改进后的方案如图7、图8所示。

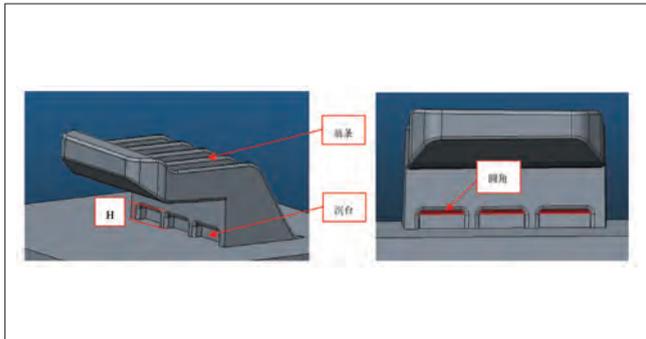


图7 卡扣更改后的特征

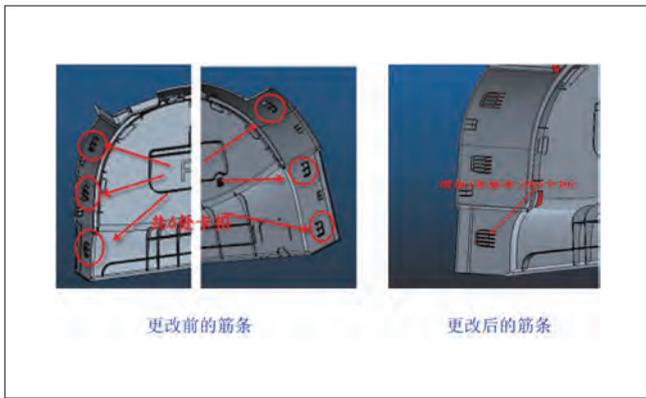


图8 卡扣筋条的更改方案

3 优化后验证

我们通过使用更改后的端盖卡扣进行反复跌落实验，实物验证后的结果均显示：端盖卡扣完好，测试合格。如图9所示。

为提高整体产品的抗跌落冲击能力，我们提出了上述卡扣结构改进的优化方向：即通过改模优化端盖卡扣结构特征加强其本身结构强度，以此来提高了端盖卡扣的抗冲击能力。这说明优化后的卡扣结构设计强度是满足实际需求的，该优化方式可以指导类似产品的结构设计。



图9 优化后的测试效果

4 结论

从上述分析可知，我们得到了D款产品端盖卡扣最优的结构强度设计方案，并形成了标准化、规范化，为后续类似产品的再设计开发提供了指引和借鉴之处。当然，如何做好产品开发过程中卡扣结构强度的优化分析是一个关键所在，因为其直接关系到产品的开发进度和质量问题，个人认为应该注意以下几点入手：

(1) 目前，产品结构强度的检验主要还是通过运输试验比如跌落测试，由于跌落测试存在一定的偶然性和随机性，因此，需要我们在产品开发过程中适当增加测试数量以便检验其跌落测试一致性，避免在产品开发完成后仍出现测试不合格问题，这将会直接影响产品的开发进度和产品质量可靠性；

(2) 在产品结构设计开发中，对于一些重点区域的结构特征需要重点加强，比如涉及受力的卡扣等，特别是产品结构强度相对薄弱的区域更不能忽视（跌落试验时一般选取质量最重的部位）；

(3) 在项目开发过程中，各个壳体之间可以通过相互借鉴、相互对标，发现自我结构设计的一些不足之处时应加以加强，取长补短，这样也可避免少走弯路，节省开发时间；

(4) 从上述分析可知，仿真技术作为一项工具，是可以指导我们进行一些定性的分析，也能够比较快速的告知设计人员对比方案的优劣性，这样会给我们的工作带来一些方便，比如有助于我们如何选择设计方案、改进方案提供有力指导，但关键在于我们如何学好、用好这门辅助工具。

光伏直驱变频多联机空调生产供电方法

陈文琼 路小倩 黄茂科 黄锐斌
(珠海市格力电器股份有限公司 广东珠海 519070)

摘要: 光伏空调绿色环保, 受到了越来越多的客户关注, 但是针对光伏空调的光伏模式测试受技术和设备限制, 一般安排在专项实验室调试或安排在售后安装调试阶段进行, 专项实验室验证增加生产成本, 售后安装调试验证受制于天气、太阳能光伏板安装进度、市电供电因素、协调因素等多项外部因素影响, 空调调试周期长无形中也增加了项目成本。项目组拟定研究一种光伏空调双源环路供电方法, 模拟光伏发电状态, 在生产或者售后调试阶段对光伏空调的五大功能模式进行快速检测, 排除机组故障, 对空调质量进行严格的控制。

关键词: 光伏; 供电; 太阳能模拟器; 测试

Photovoltaic direct-drive variable frequency multiplex air conditioning production power supply method

CHEN Wenqiong LU Xiaoqian HUANG Maoke HUANG Ruibin
(GREE electric appliances, inc. of zhuhai Zhuhai 519070)

Abstract: Photovoltaic air conditioning green environmental protection, more and more customers are paying attention. However, the photovoltaic mode test for photovoltaic air conditioning is limited by technology and equipment, general arrangement in special laboratory debugging or arrange in the after-sales installation and debugging phase, special laboratory verification increases production costs. The after-sales installation and commissioning verification is subject to the weather, installation progress of solar pv panel, mains power supply, coordination factors and other external factors, the cost of project is also increased by the long period of air conditioning debugging. The project team has drawn up a research on the power supply method of dual power circuit of photovoltaic air conditioning, simulate the state of photovoltaic power generation, in the production or after-sales debugging phase, the five functional modes of photovoltaic air conditioning are quickly detected, eliminate the unit failure, and control the air conditioning quality strictly.

Keywords: Photovoltaic; Power supply; Solar simulator; Test

1 引言

随着世界经济的发展, 人类将目光更多的投向可再生能源, 其分布广泛、资源丰富、清洁环保等特性, 具有非凡的潜力和应用前景。太阳能作为优异的可再生资源之一, 具有取之不尽, 用之不竭; 就地利用, 不存在远距离输配问题; 清洁能源, 不影响生态平衡等特性。

我国《能源发展“十三五”规划》中也明确指示太阳能需坚持技术进步、降低成本、扩大市场、完善体系, 扩大“光伏+”多元化利用, 促进光伏规模化发展。

我国《能源发展“十二五”规划》中, 明确提出要实现公共建筑单位面积能耗下降10%, 大型公共建筑能耗降低15%的目标。从图1可以看出, 建筑能耗占社会能耗 $\geq 31\%$, 由图2

可以看出暖通系统能耗占建筑能耗>60%，暖通系统能耗巨大，节能降耗迫在眉睫。我司响应国家的号召，推出的光伏直驱变频多联机，实现光伏发电和高效空调制冷系统的结合。

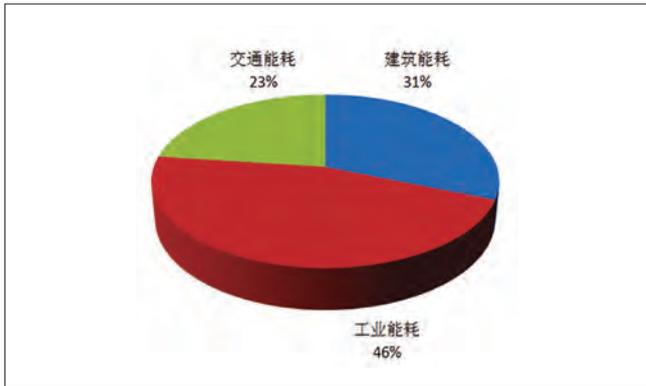


图1 社会能耗分布图

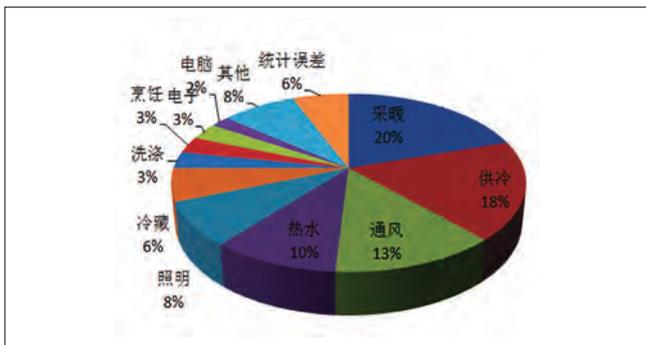


图2 建筑能耗分布图

2 光伏空调的分类与现状

目前行业上光伏空调按照是否接入电网主要分为独立型和并网型两种。独立光伏空调也叫离网光伏空调，主要由空调设备、太阳能电池阵列、控制器、蓄电池、交流逆变器组成，其中交流逆变器为选配件，主要作用是交流负载供电。图3所示为独立光伏空调结构及能量流动示意图。

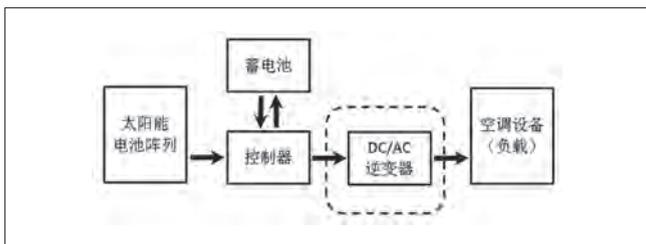


图3 独立光伏空调结构及能量流动示意图

并网光伏空调以电网作为能量缓冲、储存和补给的媒介，主要由太阳能电池阵列、空调设备、汇流单元组成，若要为交流负载供电，还需要配置交流逆变器。按照光伏所发的剩余

电量是否反馈给电网，并网光伏空调又可以细分为有逆流系统和无逆流系统。有逆流系统的能量可以在电网与光伏空调之间双向流动，光伏所发的电能优先供空调使用，超出空调需求的电量反馈给电网，不足的电量由电网补充；无逆流系统的能量只在电网与光伏空调之间单向流动，超出空调需求的电量不反馈给电网从而不能被利用，不足的电量由电网补充。图4所示为并网有逆流光伏空调的结构及其能量流动的方向。

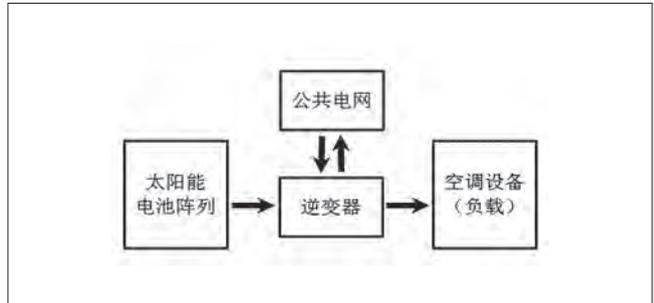


图4 并网有逆流光伏空调的结构及其能量流动示意图

按照空调设备使用交流电还是直流电，光伏空调可以分为交流型和全直流型两种。交流型光伏空调，需逆变器将光伏所发的直流电转换为交流电供空调使用。全直流型光伏空调设备能够不经过逆变器的转换直接利用光伏所发的直流电。以格力的光伏直驱变频多联空调为例，其工程安装省去光伏逆变器设备，与常规光伏系统相比，节省了交直流多次变换过程的能量损耗，提升效率6%~8%，光伏直驱利用率高达99%。

3 光伏空调生产供电方法

太阳能取之不尽用之不竭，但是也会受到天气和时间的制约。在生产光伏空调的过程中，进行厂内运行测试，如使用常规的电池阵列方式供电，势必会因为供电方式的不稳定造成部分光伏空调的部分工作模式无法进行验证。光伏直驱变频多联空调系统会根据实际光伏发电系统及多联机运行的实际情况，按需实时切换五种工作模式，控制光伏空调的用电和发电状态，达到节能省电的目的。

(1) 纯空调运行模式

如在阴雨连绵或夜晚时分，此时的光伏发电系统无需不工作，光伏空调主机相当于常规的变频多联空调从公共电网取电工作的运行模式。

(2) 纯光伏发电运行模式

在客户无需使用空调的时候，光伏发电系统任然可以继

续工作,此时光伏系统相当于一个发电站可以持续的向电网输送纯净的电能,达到零浪费的目的。

(3) 光伏空调运行模式

当光伏空调的用电功率恰巧和光伏发电系统发电功率一致时,此时光伏空调主机所需电能全部由光伏发电系统提供,光伏空调主机无需从公共电网取电,达到理论上零电费的目的。

(4) 光伏空调及系统用电运行模式

例如在阴雨天气,光伏发电系统所产生的电能无法满足光伏空调主机运行时,光伏空调主机运行所需电能的差额将从公共电网补充,达到节省电费的目的。

(5) 光伏空调及系统发电工作模式

在晴朗的白昼光伏发电系统产生高额的电能,优先供给光伏空调主机运行的同时还有富余电能,此时富余电能会持续的向电网输送纯净的电能,达到零电费和零浪费的目的。

光伏空调的供电系统非常复杂,涉及直流电和交流电。不同于常规空调机组的单个输入电源系统,需研发光伏空调多联机双源环路供电方法,实现光伏电和交流电的协同供电,同时还需要考虑实现对出口、内销等不同使用电压下的通用问题,为光伏空调的五大工作模式实现快速检测打下基础,实现生产线批量化生产检测。

首先需解决直流电的供电方案,太阳能电池阵列占地面积广,受日照强度和环境温度等自然条件强烈约束、追日系统复杂安装费用高,得到的数据会存在很大的随机性。不同容量、电压等级的太阳能电池阵列,还需改变阵列的连接方式,操作不便且耗费资源。因此可考虑引进太阳能模拟器进行供电,太阳能模拟器是一种模拟太阳能电池板整列静态和动态电流电压特性的功率源,可真实模拟单晶硅、多晶硅、非晶硅太阳能电池板的输出特性。

其次需实现对不同电压参数的供电方案,380V机型直接取电、220V机型使用变频电源柜和三相变压器的组合取电。同时需建立互锁供电系统并智能判断选取对应的取电模式和空调系统匹配。如图5所示,是建立的光伏直驱变频多联机供电系统线路图。图6是配套使用的防错互锁供电线路流程。

生产过程中通过MES系统扫码读取机型相关信息,系统自动识别机型的电源规格参数,如扫码信号反馈机组电源规格参数为380V/3N,反馈信号自动传递到光伏空调双源环路供电装置,图6中SB₃开关闭合运行,KM₂继电器通电并控制

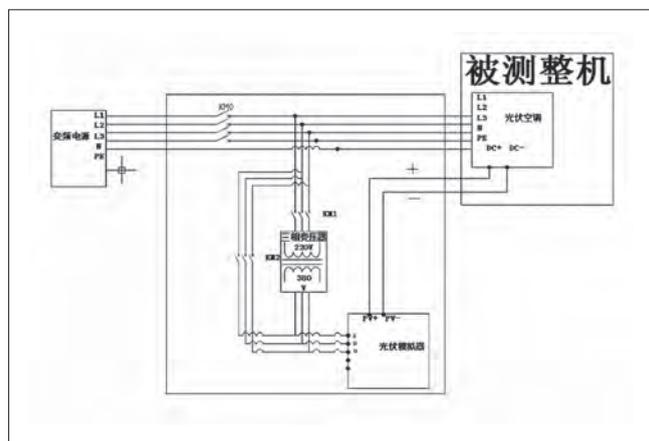


图5 供电系统线路图

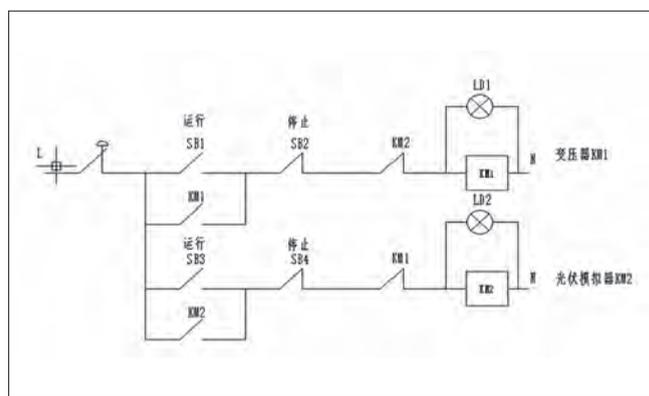


图6 互锁供电线路流程

动作: 1) 接通太阳能模拟器与变频电源线路取电,交流电走向如图7所示,光伏模拟器将从变频电源直接取电; 2) 断开变压器与变频电源线路,避免因人为的误操作导致测试数据异常。变频电源给太阳能模拟器供电,太阳能模拟器再将交流电转换为光伏直流电给被测整机供电。

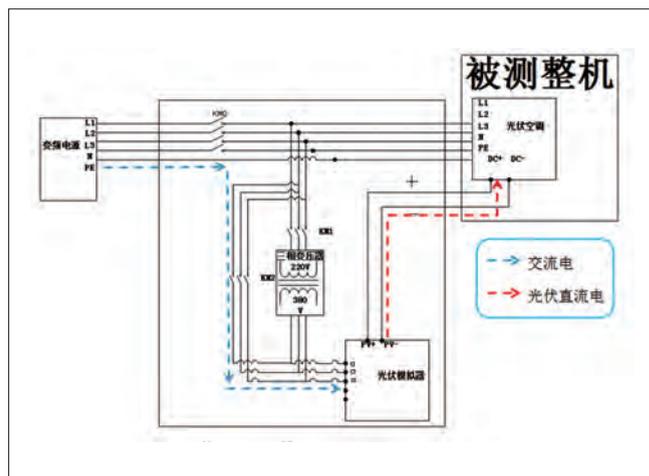


图7 接通太阳能模拟器与变频电源线路取电电路图

如扫码信号反馈机组电源规格参数为220V/3N,反馈信

号自动传递到光伏空调双源环路供电装置，图6中SB₁开关闭合运行，KM₁继电器通电并控制动作：1) 接通变压器与变频电源线路，交流电走向如图8所示，变频电源经过三相变压器将电源电压转化后给光伏模拟器供电；2) 断开太阳能模拟器与变频电源线路取电，避免因人为的误操作导致测试数据异常。

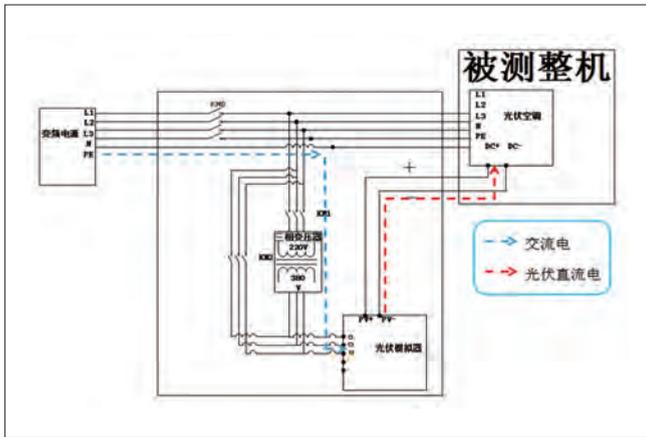


图8 接通变压器与变频电源线路取电电路图

然后建立监测机组供电需求并实现自动取电。建立双源环路供电系统，满足双电源（太阳能阵列模拟器直流供电、交流市电供电）快速切换供电功能。系统自动判定机组供电需求，可实现单独供太阳能阵列模拟器直流电、单独供变频电源交流电、太阳能阵列模拟器直流供电和交流市电供电双供电模式。可精准实现双源频繁、快速切换的需求，不影响机组的正常运行及并网发电功能。如图9所示双源供电示意图。

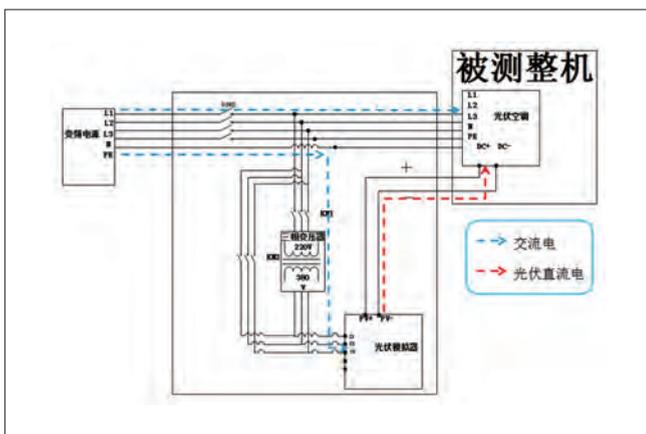


图9 双源供电线路取电电路图

最后需解决光伏空调并网发电功能，光伏发电直接向变频电源，变频电源会因为电量的冲击而烧毁。可考虑将发

电量引导回太阳能模拟器，使得并网侧形成电网、光伏模拟器和测试机组之间的环路供电系统，解决烧毁变频柜问题，如图10所示消耗发电电量，保护整个电源系统。也可以考虑在测试电路系统中接入消耗发电能量的载体以保护电源系统。

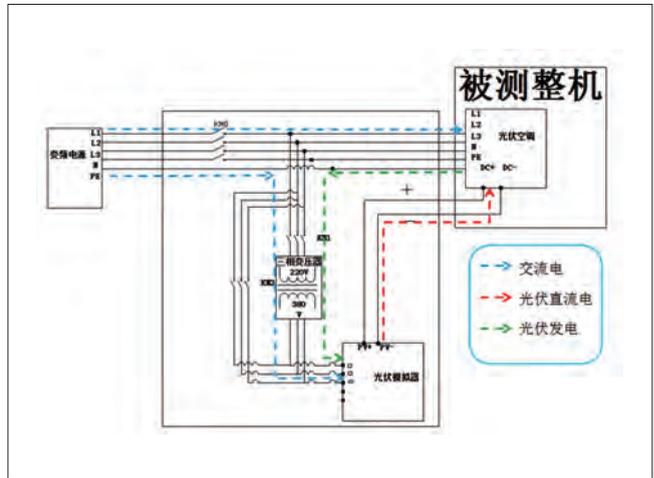


图10 双源供电线路取电及发电电路图

4 结论

本文介绍了光伏直驱变频多联机生产测试供电方法，通过此测试方法可以摆脱设备、天气、时间的制约，实现了快速的、可批量生产的有效的测试。同时，在售后安装阶段，机组可以使用上述方法先行进行简单的机组调试，不必受制于工程光伏安装板的进度，提高工程装机效率和成本。

光伏空调测试逻辑的完善和优化仍有很大的提升空间待项目组去升级探索。发电量的准确度，更为智能的监测手段、多样化的反馈机制等都将随着光伏发电技术和空调技术的日趋成熟而日益完善。国家光伏政策的推行必定掀起光伏空调的研发热潮，生产测试是光伏空调质量的一道重要检验关卡，需深入研究光伏空调开发更加优异的光伏空调生产供电方法，掌握核心技术引领空调行业的先进生产技术。

参考文献

- [1] 陈雪梅, 王如竹, 李勇. 太阳能光伏空调研究及进展. 上海: 制冷学报, 2016.
- [2] 刘飞, 顾超, 康兰伟. 光伏电站经济与政策讨论. 山东: 山东工业技术, 2016.

汽车空调平行流冷凝器性能研究与优化

韩雷 郭瑞安 蒋开涛

(珠海格力电器股份有限公司制冷技术研究院 广东珠海 519070)

摘要: 根据汽车空调轻量化和已知冷凝器换热面积以及外形尺寸要求,在给定测试工况的条件下,采用微通道平行流的换热器。通过合理优化各项参数,包括扁管参数、百叶窗翅片参数、流程布置等,设计出换热量更佳的冷凝器来替代某竞争对手的换热器方案。经不断优化整合,最终的设计方案的实测换热量优于参照样品的换热量。

关键词: 汽车空调; 平行流冷凝器; 扁管; 百叶窗翅片; 流程布置

The optimization and study on performance of parallel flow type condenser of automotive air-conditioner

HAN Lei GUO Ruian JIANG Kaitao

(Refrigeration Institute of Gree Electric Appliances, Inc. of Zhuhai Zhuhai 519070)

Abstract: According to the demand of lightweight of the automotive air-conditioner and the given heat transfer area and dimensions of condenser, under the given test conditions, we adopt micro-channel parallel flow type condenser. By optimizing parameters including parameter of flat tube and louvered fin and flow configuration, we can work out a scheme which has better measured performance on heat transfer to replace the scheme of the example.

Keywords: Automotive air-conditioner; Parallel flow type condenser; Flat tube; Louvered fin; Flow configuration

1 引言

由于汽车内部空间的局限性,汽车空调安装的空间极其有限,汽车空调趋向于轻量化发展。作为汽车空调系统中重要的部件,冷凝器的设计与制造经历了管片式、管带式、平行流的发展过程,目前微通道平行流已经成为乘用车空调冷凝器的主流选择,其具有结构紧凑、质量轻、可靠性高、换热效率高的特点,相比于传统的换热器,同等换热量下,其体积能减少30%以上,制冷剂充注量也会减少25%以上,减少了向大气泄漏的冷媒量,对于减缓温室效应也有一定的作用。平行流冷凝器与传统家用管翅式冷凝器相比,设计参数大相径

庭。下列就扁管参数、百叶窗翅片参数、流程布置等方面介绍一下平行流冷凝器设计方案以及思路。

2 微通道平行流冷凝器简介

目前汽车空调主流的平行流冷凝器如图1所示。

两端各布置有一根集流管,在两根集流管上的相同方位冲多个槽,微通道多孔口琴扁管(如图2所示)两端同时插入集流管冲槽内一定深度,多条相同长度的扁管依次平行从上至下均匀排列,百叶窗翅片(如图3所示)设置在相邻的扁管之间,上下两端用无孔铝合金片封装。在左侧集流管一侧设



图1 冷凝器部件

置有圆筒状的干燥储液器，在一体过冷型冷凝器中普遍存在，另一侧的集流管设置有冷媒进出接口。此外为了配合安装，集流管上仍需焊接安装支架。整个冷凝器的焊接全部是在自动化钎焊炉中完成，汽车空调换热器目前广泛应用的是NOCOLOK钎焊法。

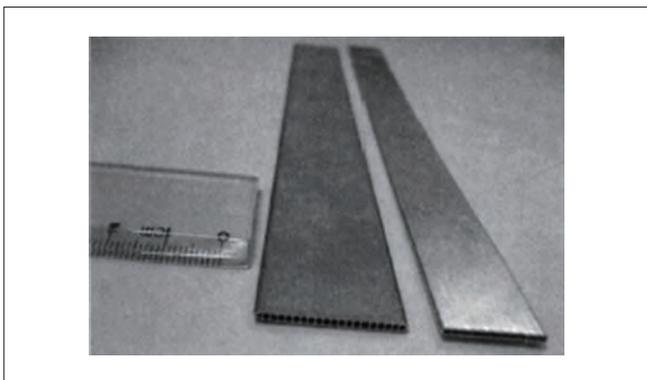


图2 多孔口琴扁管



图3 百叶窗翅片

3 各项重要设计参数

影响汽车空调冷凝器换热主要是制冷剂侧和空气侧的

换热因子。影响制冷剂侧换热的因子主要是制冷剂侧换热面积、冷媒流速、冷媒压损；影响空气侧换热的因子主要是空气侧换热面积、截面风速、风阻。上述因子相互影响，因此，若要设计出换热优良的冷凝器，需要综合权衡各类影响因子。这些因子主要通过扁管参数、百叶窗翅片参数、流程布置等三类来体现。

3.1 扁管参数

扁管参数主要有：扁管厚度、扁管宽度、扁管孔数、扁管孔形状、扁管孔尺寸、扁管壁厚。其中较为重要的参数为：

(1) 扁管厚度：目前有3mm、2mm、1.7mm、1.4mm到1.3mm甚至超薄型，多孔扁管越薄，单位面积内可排列的多孔扁管的数量越多，制冷剂侧换热总面积越大，但加工制造更难；

(2) 扁管宽度：目前流行宽度16mm；

(3) 扁管孔数^[1]：由几个孔到20多个孔不等。从理论上分析，孔数增加，制冷剂湿周长和换热面积增加，冷凝时凝结核心增多，提高了扁管的冷凝换热。孔数增多，扁管加工制造难度也增加许多。

(4) 扁管孔形状：目前流行的是矩形孔，现在也开始出现圆形孔，矩形孔内还可以带内齿结构。

3.2 百叶窗翅片参数

百叶窗翅片是平行流换热器的一个特点，百叶窗翅片的波形、波高、波距、开窗角度、开窗数、厚度对于空气侧的对流换热具有比较大的影响^[2]。其中：

(1) 翅片波型：有V型翅片、U型翅片、双U型翅片，目前最常用的是U型翅片，该类型美观，且与扁管接触面积较大；

(2) 翅片波高：目前翅片的波高主要在4mm~8mm之间，翅片波高越小，在外形尺寸一定下，扁管数越多，制冷剂侧换热总面积越大，但风侧阻力越大，换热量不是单调递增的；

(3) 翅片波距：一般在2.0mm~4.0mm之间，波距将影响换热面积以及风阻，也是一个引起换热量非单调增减的参数；

(4) 开窗角度和数量：影响风阻，影响空气侧与翅片的接触程度；

(5) 翅片厚度：汽车空调目前普遍使用的是0.08mm。

3.3 流程布置^[1]

在冷凝器中，冷媒一般从集流管的同一侧进出，因此流程数目将是偶数个，比如2个、4个、6个甚至8个。高温冷媒在冷凝器中冷凝，将经历高温气态、气液混合态、过冷液态的相

变过程,每个物理状态下所需的最佳换热面积数将呈现由多变少的过程。因此,每一流程的扁管数呈现先多后少的趋势,这将可以高效利用有限的换热面积来实现较高的换热量,而不是一味地增加总的外表面换热面积。随着流程数的增加,冷媒流动的局部阻力损失将会增大,设置流程数时应该考虑这一因素。一般汽车空调冷凝器采用4流程的居多。

4 样品测试对比分析

根据现有的模具可制作出几种样品,将其参数以及竞争对手的样品——标准样品的规格参数列表,如表1所示。先做单体换热器对比测试,再做在不同冷凝器下的整机系统制冷量的对比测试以及冷凝器的换热量对比。

表1 样品规格参数表

参数名称	单位	标准样品	样品1	样品2
流程布置	/	27-14-9-8	19-9-5-6	20-10-6-4
排数	/	1	1	1
过冷型	/	是	是	否
换热尺寸	mm	508×366	508×362	508×368
扁管数	/	58	39	40
扁管规格	/	16×1.0-20	16×2.0-16	16×1.3-16
孔尺寸	mm	0.62×0.58	1.2×0.58	0.73×0.66
翅片波型	/	U型	U型	U型
翅片波高	mm	5.4	7.4	8.1
翅片波距	mm	2.74	2.15	2.74
翅片宽度	mm	16	16	16
翅片片厚	mm	0.08	0.08	0.08
开窗数	/	14	12	12
开窗角度	/	22	30	23

注:扁管规格举例说明如下:16×1.0-20表示扁管宽度为16mm,扁管厚度为1.0mm,20表示扁管孔数。

4.1 单体对比测试

首先设定单体测试的条件为:冷媒R134a,测试工况35℃,冷媒入口压力1.55MPa,入口过热度为25℃,出口过冷度为10℃。在不同风量下测试得到的换热能力曲线如图4所示。

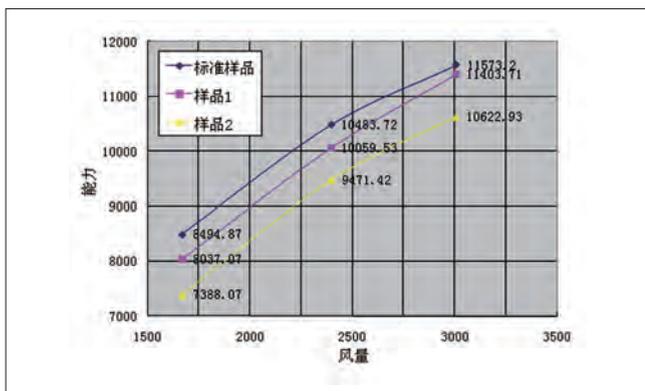


图4 换热能力随风量的变化

由图4可知,三种冷凝器的换热量均随着风量的增加而增

加,但是增加的幅度将会减缓,这是因为每个换热器都有一个极限风量,越接近极限风量,换热能力的增幅越小。样品1、样品2的单体换热能力均不如标准样品,主要原因是:扁管数偏少,导致制冷剂侧换热总面积偏小。尽管样品1与样品2扁管数以及波高比较接近,但扁管规格、孔尺寸、波距还是有比较大的差别。样品2与样品1相比,扁管高度小35%,孔的尺寸也相应的小了40%,这就造成制冷剂侧换热的内表面积较小。同时波距方面,样品2比样品1大27%,在长度方向尺寸一定的情况下,波距越大,翅片波形数越小,翅片的总面积也越小,这就造成风侧换热面积减小。因此,从制冷剂侧以及风侧换热面积来分析并验证得知,样品2的换热效果不如样品1的。但样品2风阻小于样品1,如图5所示风量为1672m³/h的风阻对比图。

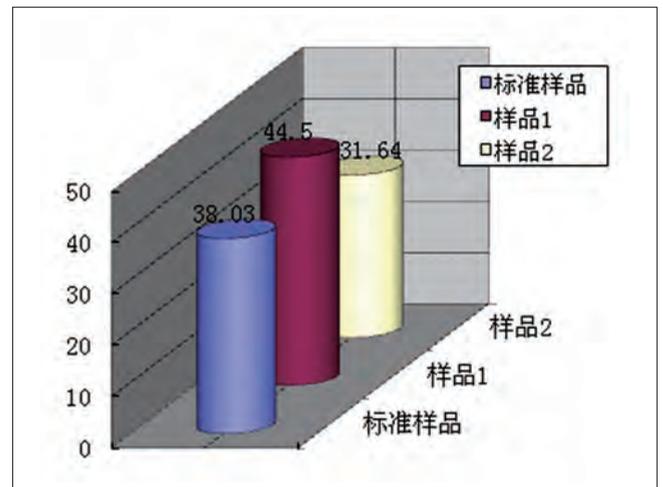


图5 风阻对比

再单独提取样品1在同一风量3010m³/h下不同入口冷媒压力下与标准样品作对比,如图6所示。

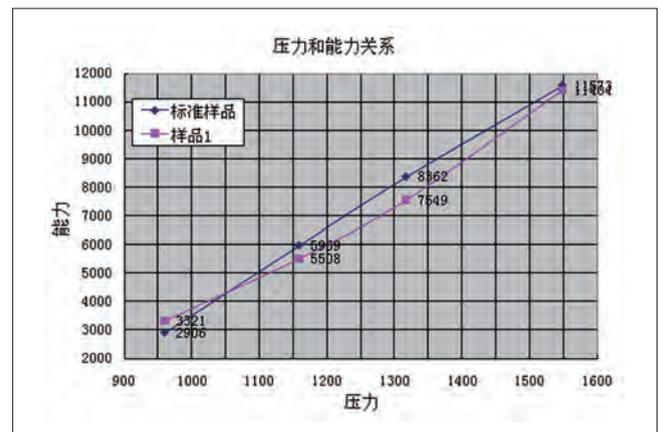


图6 风量为3010m³/h时换热能力随入口冷媒压力的变化

从图6可知,平行流冷凝器的换热能力随着入口冷

媒压力的增加而增加,样品1的换热能力在压力范围为1.10MPa~1.55MPa时与标准样品有明显差距,但在压力范围为1.05MPa以下时优于标准样品。这说明在较低的入口冷媒压力下,扁管数较多的换热器换热不一定会高于扁管数偏少的换热器;又由于样品1的扁管孔尺寸大于标准样品,样品1的制冷剂湿周较长,因此换热能力在低入口压力下较强。

4.2 整机系统对比测试

单体对比测试只能表征在设定的工况以及其他条件下的冷凝器换热能力的差距,实际制冷系统在运行过程中,冷媒压力以及过冷度并没有那么高,因此仍需做在整个制冷系统中只在冷凝器有差异的情况下的对比测试。采用冷媒R134a在最佳灌注量500g^[3]左右和压缩机转速为900r/min条件下的制冷系统对比结果如图7、8所示。

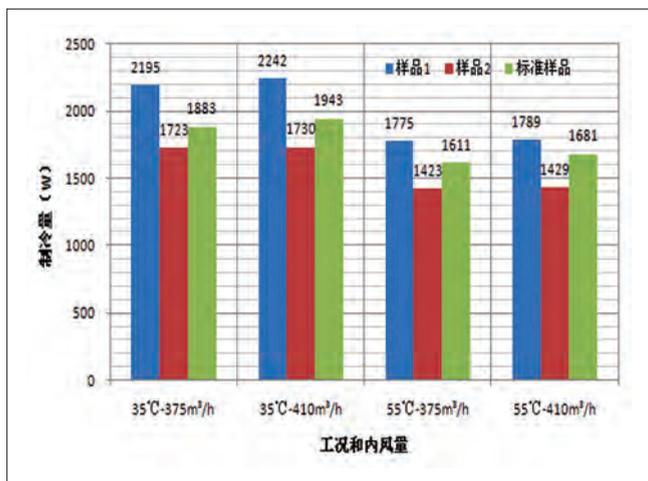


图7 用不同冷凝器样品的制冷系统制冷量

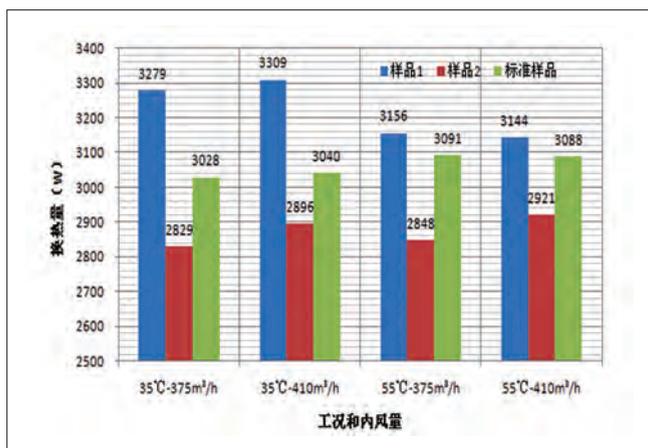


图8 制冷系统中不同冷凝器样品的换热量

由图7和图8可知,无论是整个制冷系统的制冷量还是换热量,在实际制冷系统中,样品1优于样品2和标准样品。样品1在制冷剂侧侧的换热面积均大于样品2,因此冷凝器样品1

的系统由于样品2的;实际系统灌注量比较小,压缩机转速不高,冷凝器入口的冷媒压力和过热度较低,由于样品1的制冷剂流阻小于标准样品,样品1的实际冷凝温度高于标准样品,虽然样品1的风侧换热面积小于标准样品,但冷凝温度提高的效果大于风侧面积减小的效果,总体上表现出样品1在整机系统中优于标准样品。

5 结论

本文介绍了汽车空调微通道平行流冷凝器的特点以及重要参数,以此为依据做出了两种样品与竞争对手的样品——标准样品做测试对比,可得出以下结论:

(1) 车空调制冷系统中,灌注量较小,冷媒压力较低,冷凝器扁管数不宜过多,扁管过多会导致冷媒在冷凝器中的压损过大,冷凝效果欠佳;

(2) 在扁管数较为合理的情况下,可适当提高翅片波高,这样可以提高风侧换热面积,同时可以减小风阻。若提高波高后换热量出现下降,可以减小波距,这样也可以增加风侧换热面积,但是风阻会加大,实际运行中的风量会减小,总换热量不一定会增加;

(3) 微通道扁管的厚度应尽量选择在1.0mm~2.0mm之间,在这一厚度区间内,扁管孔尺寸应选择较大,这样可以减少冷媒流动的阻力损失,孔数不宜过多;

(4) 汽车空调冷凝器应当采用一体过冷的型式,就是在过冷段前设置有干燥储液器,保证过冷度,提高换热量。

参考文献

- [1] 张凯, 王东, 杨志刚, 等. 汽车空调平行流冷凝器性能仿真分析. 计算机辅助工程, 2011,20(3):69-72.
- [2] 陈基镛, 梁荣光, 欧阳俊, 等. 汽车空调平行流式冷凝器优化换热的研究. 机电工程技术, 2008,37(5):20-22.
- [3] 刘杰, 赵宇, 祁照岗, 等. 制冷剂充注量对新型换热器汽车空调的影响. 制冷学报, 2011,32(1):12-15.

第四部分

压缩机及相关技术

基于压缩机低频噪音的仿真优化设计

周小东 沈慧 田丽娟 郭箫 孙万杰
(珠海凌达压缩机有限公司 广东珠海 519110)

摘要: 阐述了压缩机低频噪音的形成机理,运用ANSYS分析了分液器一阶模态频率对低频噪音的影响,通过优化分液器支架,来改变分液器一阶模态频率,使其频率与压缩机运行频率的倍频错开,避免了因结构共振导致的低频噪音,并试验验证了理论模态仿真结果的准确性。在某款压缩机机型上,可使目标值降低,有效地降低了低频噪音,为后续的设计有一定的借鉴意义。

关键词: 压缩机; 低频噪音; ANSYS; 分液器一阶模态; 结构共振

Simulation optimization design based on low frequency noise of compressor

ZHOU Xiaodong SHEN Hui TIAN Lijuan GUO Heng SUN Wanjie
(Zhuhai landa Compressor Co., Ltd. Zhuhai 519110)

Abstract: The formation mechanism of the frequency noise is expounded, applying ANSYS to analyze the influence that the first order modal frequency of distributor to low frequency noise, in order to change the first order modal frequency of distributor by optimizing the bracket of distributor, the frequency and the compressor running frequency are avoided, which avoids the low-frequency noise caused by structure resonance, and the accuracy of the theoretical modal simulation results is verified by the experiments. In a certain type of compressor, the target value can be reduced, which effectively reduces the low frequency noise and has certain reference significance for the subsequent design.

Keywords: Compressor; Low frequency noise; ANSYS; Distributor of first order mode; Structure resonance

1 引言

随着人们生活品质的不断提升,空调使用越来越普及,人们对空调的噪音问题越来越关注。而低频声问题一直以来都是影响空调整机音质的几大类问题之一,解决低频声问题对改善整机音质有至关重要的作用,业内通常所说的低频音主要指500Hz以下的噪音,低频音穿透力强,往往表现为不连续“嗡嗡声”^[1]。本文通过ANSYS分析,对压缩机分液器模态进行仿真,通过优化分液器支架来改变分液器一阶频率,使

压缩机运行频率倍频与分液器的一阶模态频率错开,可有效地避免因结构共振导致的低频噪音。

2 低频噪音形成机理

从噪音频谱上来看,500Hz以下,突出的峰值附近主要是由两个频率非常相近的峰值频率形成,根据拍频的特点:两个频率非常接近的信号容易产生拍振现象,当两者幅值大小越接近,其零交点将越明显^[2]。通过噪音FFT频谱上的表现,

低频声信号图1的分析来看,在运行频率的倍频峰值处存在典型“拍振”信号特征,主要为压缩机运行频率倍频、电源频率倍频、压缩机运行频率倍频和电源频率的叠加,三者之间形成“拍振”。异步电机拍振频率^[3]:

$$f_n = f_{n2} - f_{n1} = (1+s) \frac{f_1}{p} - (1-s) \frac{f_1}{p} = 2s \frac{f_1}{p} \quad (1)$$

式中: f_n —拍振频率; f_1 —电网频率(60Hz); S —异步电机转差率; 又因为电机极数为2极,所以极对数 $p=1$ 。因此:
 $f_n=2sf_1$ 。

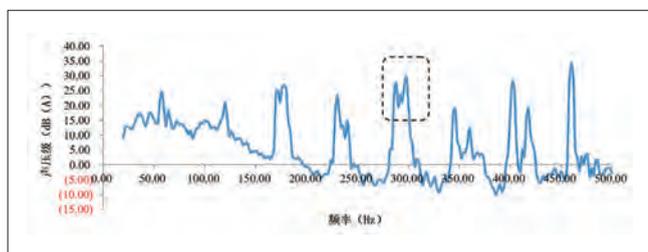


图1 低频声压级频谱

由上述理论公式计算,上述理论拍振频率为:

$$f = 2 \times \frac{3600 - 3450}{3600} \times 60 = 5 \text{ Hz}$$

3 模态分析理论基础

模态分析作为研究振动系统的重要方法和手段,通过识别系统的模态参数来反映振动系统的动态固有特性,压缩机结构是多自由度振动系统,动力微分方程如下^[4]:

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = f(t) \quad (2)$$

M , C , K 为压缩机结构质量矩阵,阻尼矩阵,刚度矩阵;
 \ddot{x} 、 \dot{x} 和 x 分别为压缩机系统加速度,速度,位移; $f(t)$ 为压缩机激励向量。

当压缩机系统作无阻尼的自由振动时,阻尼力和干扰力为零,则系统的运动微分方程如下:

$$M \ddot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

微分方程的解为:

$$X = A \sin(\omega t + \theta) \quad (4)$$

A , ω , θ 为振幅向量,圆频率,初相位。

式(4)代入(3),消去因子 $\sin(\omega t + \theta)$ 后,有如下方程组:

$$(K - \omega^2 M)A = 0 \quad (5)$$

要使 A 有不全为零的解,则 $K - \omega^2 M = 0$,则系统特征方程如下:

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (6)$$

由此分析压缩机结构的固有频率及振型与系统的质量矩阵 M 和系统的刚度矩阵 K 有关,还与压缩机系统的边界条件(约束)相关。故在设计阶段中,改变压缩机系统的结构和边界约束条件就能达到改变压缩机零部件结构固有频率的目的,进而可合理的优化压缩机结构。

在振动系统模态分析中,模态参数的识别需采用频响函数的量测模型^[5]:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (7)$$

式(7)中 ω 为系统稳态响应频率, $H(\omega)$ 为位移频响函数, $X(\omega)$ 为稳态位移响应幅值, $F(\omega)$ 为激励幅值。对于多自由度阻尼系统,频响函数的模态展开式为^[6]:

$$H(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_i \varphi_i^T}{k_i - \omega^2 m_i + j \omega c_i} \quad (8)$$

式(8)中 φ_i 为系统第 i 阶固有振型, k_i 、 m_i 、 c_i 分别为系统第 i 阶模态刚度、模态质量和模态阻尼。求解(8)式,即可识别振动系统的模态参数。

4 压缩机仿真分析

4.1 几何模型

本文中压缩机模型是在Creo软件中完成详细的三维设计。需要绘制出压缩机外壳结构及分液器部件结构,各个零部件装配时不应出现间隙和过盈配合。将壳体三维做适当简化后导入到ANSYS Workbench软件中,并在Geometry中对壳体结构进行了进一步的简化处理。最终得到了如图2所示的压缩机模型。



图2 压缩机三维模型

4.2 材料参数

在压缩机模态仿真中,材料一般为结构钢,铜,其杨氏模量与泊松比如表1所示。

材料名称	杨氏模量 (Pa)	泊松比
结构钢	2E+11	0.3
铜	1.1E+11	0.34

4.3 模态计算

为了评估该压缩机结构刚度设计的合理性,避免产生共振。根据设计要求,该型号压缩机的实际转速为3460r/min,电源为60Hz/230V,因此,电机的振动基频为57.5Hz ($f_1=3460/60=57.5\text{Hz}$),分液器固有频率需要避开电机、压缩机的基频及其倍频。本文主要考虑压缩机分液器结构模态,因此,对压缩机整体模态有贡献的转子、电机等内部结构暂时不考虑,在计算中对分液器的模态影响不大。建立了壳体结构的有限元模型,进行了模态分析,其中分液器一阶固有频率为280~300Hz之间,如图3所示,与压缩机运行频率5倍频接近,会产生共振,需要优化。通过改变分液

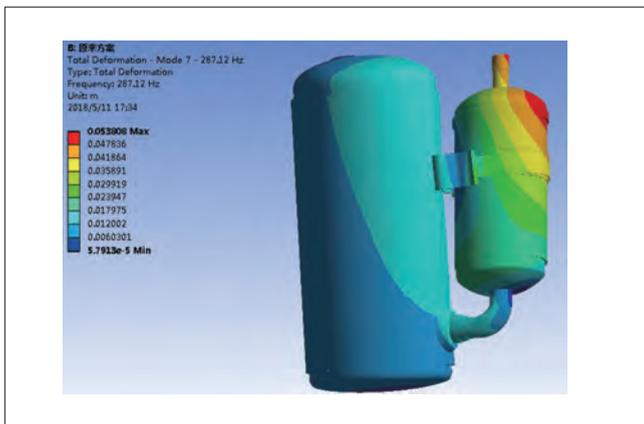


图3 原方案一阶模态

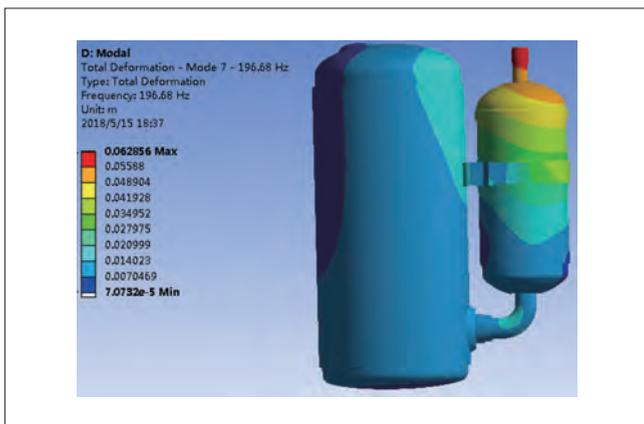


图4 改进方案一阶模态

器支架的焊接点、厚度、高度等参数,使其一阶固有频率为190~200Hz之间,如图4所示,使其落在压缩机运行频率的3倍频和4倍频之间。

5 压缩机分液器模态试验测试

试验模态测试主要是由压缩机、力锤、加速度传感器、数据采集前端等几部分组成。

模态试验采用锤击冲击激励形式,采用力传感器的灵敏度为11.2mV/N,振动量测量采用加速度计,灵敏度为995.1uV/ms²,采集前端有多个测试通道,测试示意图如图5所示。

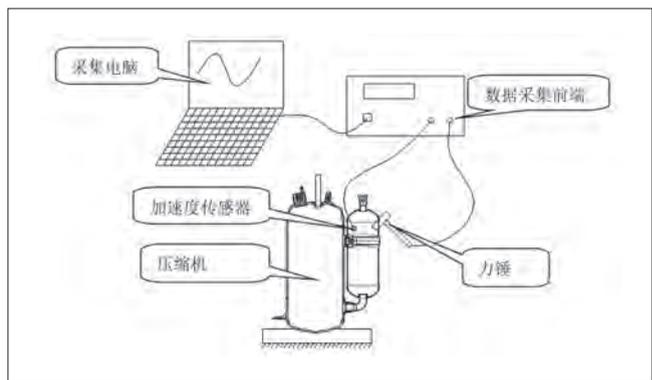


图5 分液器模态试验测试

通过试验测试了原方案分液器一阶固有频率处在280~300Hz之间,如图6所示,改分液器支架后的分液器一阶固有频率处在180~200Hz之间,图7所示,理论模态仿真计算与试验测试误差在5%以内,说明理论仿真的结果可以指导设计,并有一定的参考价值。

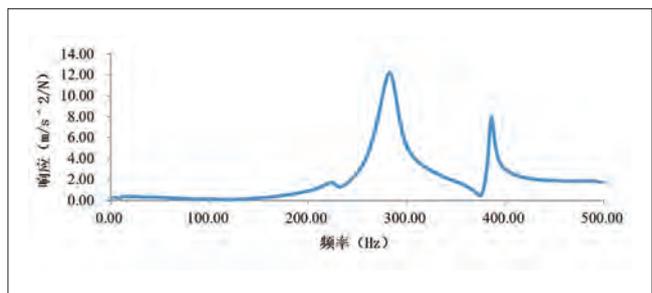


图6 原方案分液器一阶频响图

6 试验验证

6.1 试验方案

通过试验仿真计算,厂内原方案压缩机分液器支架采用常规焊接的方式,厚度为A,高度为H,优化压缩机分液器支

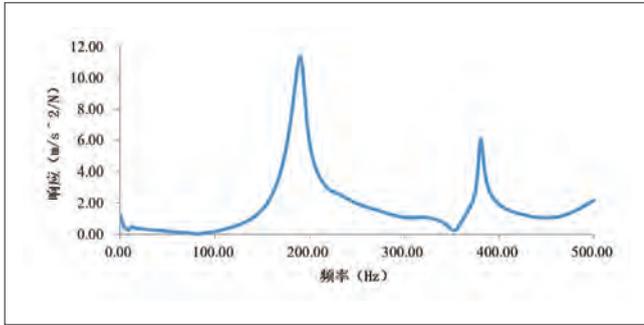


图7 改进分液器支架后一阶频响图

表2 试验方案

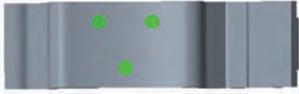
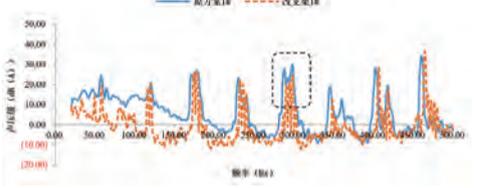
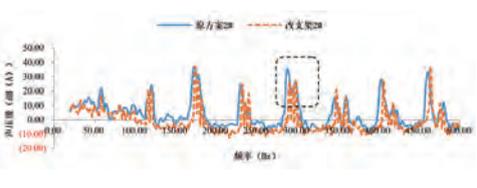
原方案	改进方案
	

表3 试验频谱对比

频谱对比	1#对比
1#	
	2#对比
2#	

架,通过改变分液器焊点位置、数量,厚度减薄,高度降低。方案变更示意图如表2所示。

6.2 试验效果

通过噪音测试,该款机型(测试了2台)的低频噪音在

280~300Hz,出现拍振如图,对比改分液器支架后的方案,在280~300Hz低频噪音改善明显,具体频谱数据对比如表3所示。

7 结论

本文分析了压缩机系统由结构共振引起的低频噪音问题,通过ANSYS优化仿真的方法,确认了分液器的一阶模态频率是引起压缩机系统结构噪音的主要原因,并通过实际模态测试,与理论模态仿真结构对比,说明了仿真结果的可参考性,主要结论如下:

(1) 通过ANSYS模态仿真的方法,确认本款机型低频噪音主要是由分液器的一阶模态频率与运行频率的5倍频发生共振导致。

(2) 通过更改焊接点的数量、分液器支架的高度及厚度,优化了分液器一阶模态频率,使其与压缩机运转频率的倍频避开,在低频噪音峰值处,降低明显,提升了用户体验。

(3) 通过ANSYS模态分析的方法,能够快速找到方案,缩短了产品开发周期。

参考文献

- [1] 王勇, 田丽娟, 王珂. 基于模态仿真分析的空调系统的低频噪声优化, 家电科技[J]. 2017(07): 68-70.
- [2] 兰江华, 黄辉, 胡余生. 移动空调嗡嗡声现象分析与机理研究, 家电科技[J]. 2012(04): 74-75.
- [3] 陈永校, 诸自强, 应善成. 电机噪声的分析和控制[M]. 浙江: 浙江大学出版社, 1987: 119-125.
- [4] 包世华. 结构动力学[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2005.
- [5] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动结构模态分析—理论、实验与应用[M]. 河北天津: 天津大学出版社, 2001.
- [6] 许本文, 焦群英. 机械振动与模态分析基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

双层上消音器内层隔板结构设计探究

康炎平 沈慧 田丽娟
(珠海凌达压缩机有限公司 广东珠海 519110)

摘要: 双层上消音器已经成为压缩机降噪的常用方案, 目前该消音器的外层排气方式一般采用轴颈排气。本文目的是探究一种双层消音器的内层隔板结构, 其有最优降噪效果、且能保证压缩机性能。针对两种因素来研究其对压缩机噪音与性能的影响: 不同隔板在外层内部总高的占比, 内层隔板不同开孔方式。实验最终确定最优降噪方案: 内层隔板高度为内部总高一半, 开孔位置是在逆时针数上法兰排气孔所在瓣的邻瓣。此外, 兼顾性能与降噪的隔板高度方案为: 内层隔板高度为内部总高0.3倍。

关键词: 压缩机; 降噪; 双层上消音器; 内层隔板; 结构设计

The structure design of the inner baffle of double-deck silencer

KANG Yanping SHEN Hui TIAN Lijuan
(Zhuhai Landa Compressor Co., Ltd. Zhuhai 519110)

Abstract: Double-deck silencer have become a common solution for noise reduction of compressor. At present, it is a common solution that the exhaust is from central hole of the outer-layer silencer. The purpose of this article is to explore a structure of the inner baffle for the optimal noise reduction effect and maintain performance. The influence of two factors on the noise and performance of compressor is studied, which is the ratio of different clapboard in the total height of outer layer inside and different trepanning means in inner clapboard. Optimizing denoise case by the experiment was finally determined. The height of clapboard is the half of the total height of outer layer. And the opening position is located the adjacent petal of exhaust hole located in the above-flange. In addition, it can maintain performance and noise reduction that the height of the inner baffle is 0.3 times the total height.

Keywords: Compressor; The noise reduction; Double-deck silencer; The inner baffle; The structure design

1 引言

如图1, 双层上消音器^[1]是降低压缩机^[2-3]气流噪音^[4]的主流方案。该消音器安装在压缩机的上法兰端面上, 特点是相对单层消音器, 双层上消音器内部多了一层, 以便于对内部排气产生二次阻抗作用, 即降噪。

目前压缩机在气流噪声频段噪音值峰值较高, 导致噪音总值偏高; 而在某些情况下, 单层消音器已经不能满足降噪要

求。双层消音器前期通过一些计算与实验, 可以比单层消音器有更好的降噪效果; 外层采用轴颈排气方式, 降噪效果较优, 且适用于不同排量以及多个机型。因此, 我们需要对双层上消音器的结构进行探究, 以达到进一步降低气流噪音的效果。

本文目的是探究较优的双层上消音器的内层隔板结构设计, 从而启示其他技术员设计双层消音器, 减少开发成本, 减少及避免错误开模, 减少不必要的实验。

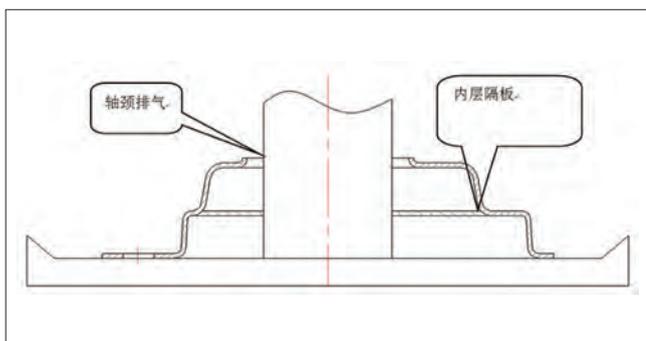


图1 双层上消音器结构与上法兰配合示意图

2 实验一

实验不同方案均在压缩机机型A上进行,该压缩机是立式转子压缩机。

实验1主要是对比单层消音器方案与双层消音器之间的噪音值,制冷性能。方案如表1,内层隔板高度比是指内层隔板高度与外层内部总高度的比值。方案一如图2所示。方案二、三、四是在方案一的基础上,在内部焊接一块隔板,隔板外轮廓与外层内壁形状相同。方案二、三、四采用相同的隔板结构,隔板高度示意图如图3。

表1 实验1方案

方案	一	二	三	四
类别	单层	双层	双层	双层
内层隔板高度比例	/	0.3	0.5	0.8

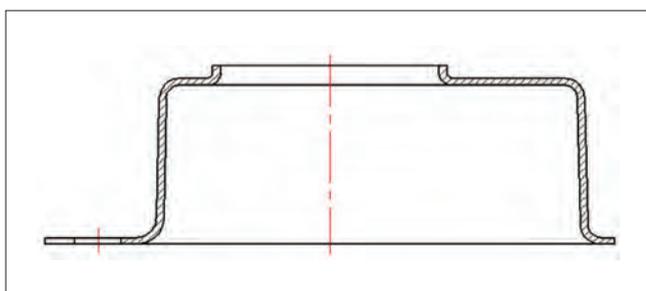


图2 实验1的方案一剖切示意图(轴颈排气)

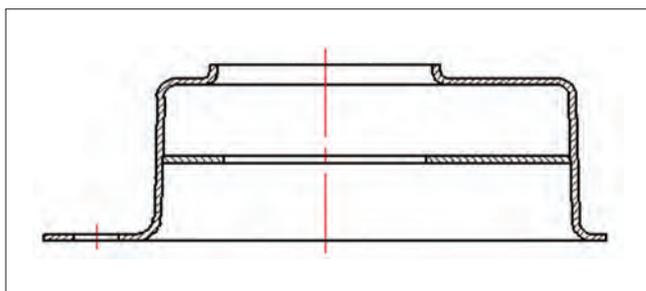


图3 实验1的方案三结构示意图(0.5倍高)

所测噪音值对比如图4,采用四点合成算法计算其声功率

级,双层消音器方案二、三、四的噪音值均比方案一低约2至3dB,这说明双层消音器具有更优的降噪效果,并且降噪优劣次序为方案三>方案二>方案四。图5的测试结果说明,双层消音器结构设计合理时,双层消音器方案相对单层消音器方案,其压缩机的COP值不会减小,且性能优劣次序为方案二>方案四>方案三。此外,图5说明了方案二(内层隔板高为内部总高的0.3倍)的压缩机COP不会比单层消音器的低。

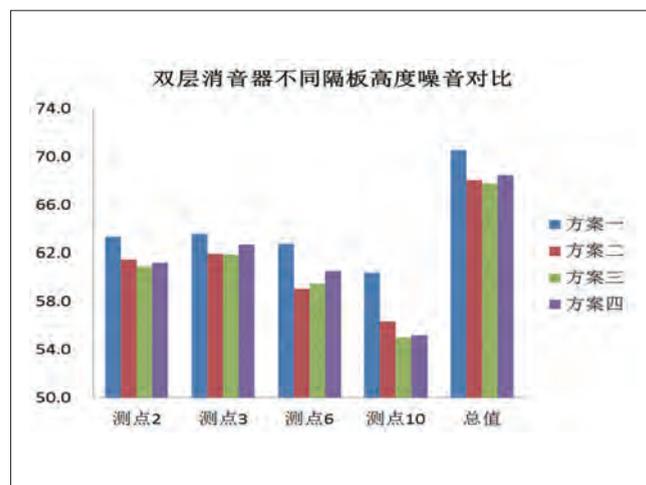


图4 实验1的噪音值对比

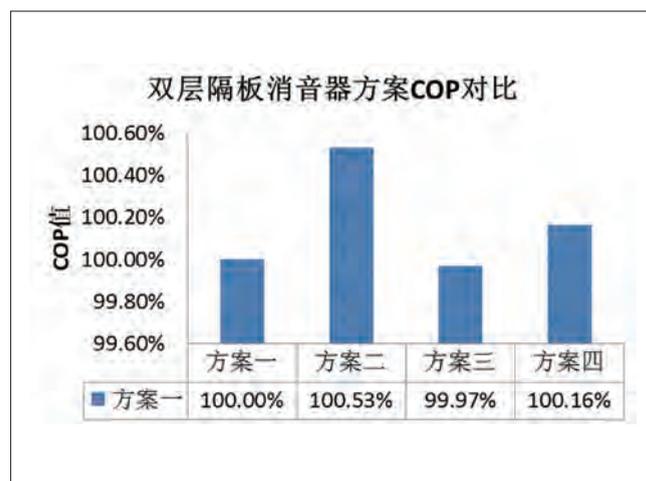


图5 实验1的制冷性能值对比

3 实验二

3.1 方案准备

在实验1的基础上,比较内层隔板不同开孔方式对压缩机噪音及性能的影响,实验2的双层消音器内层隔板高度根据实验1取内部总高0.5倍。

消音器往往用来降低1600Hz以下的气流噪音(数值模拟与仿真较相符),设计之前往往先采用模拟计算消声量的方法

对比不同方案的优劣, 再进行实验实测对比。这里采用的是 Virtual lab11.0, 其基于气动声学基本理论^[5]。目前消音器的开孔位置设计主要根据三种方式: (1) 二或三阶声模态位置开孔; (2) 声压云图中声压低的位置; (3) 排气孔相邻瓣开孔。

通过对双层消音器内层空腔模型进行声模态计算, 将内层开孔方案列表如表2和图6所示, 外层仍然统一采用轴颈排气。

表2 实验2内层隔板开孔方案

方案	内层隔板开孔示意图
方案一	内层按照二阶声模态开孔
方案二	内层按照二三阶声压云图开孔
方案三	第2瓣开孔

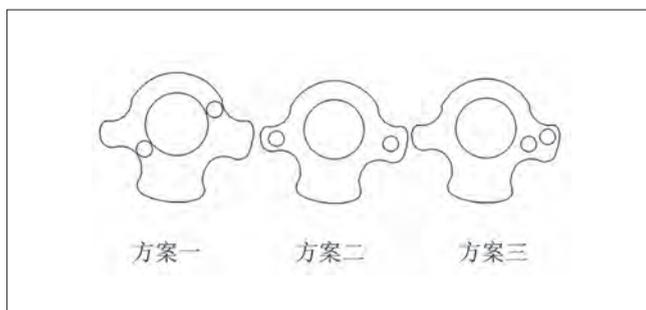


图6 实验2内层隔板开孔方案

针对上述三个内层开孔方案进行空腔建模与消音量仿真对比如图7, 图中绿色曲线是方案三, 其在740Hz至1000Hz段的消音量明显高于其他两个方案。方案一是图中蓝色曲线, 其在1300Hz至1700Hz段消音量明显低于其他两个方案, 后续实测噪音可以查看仿真与实测有无对应性。

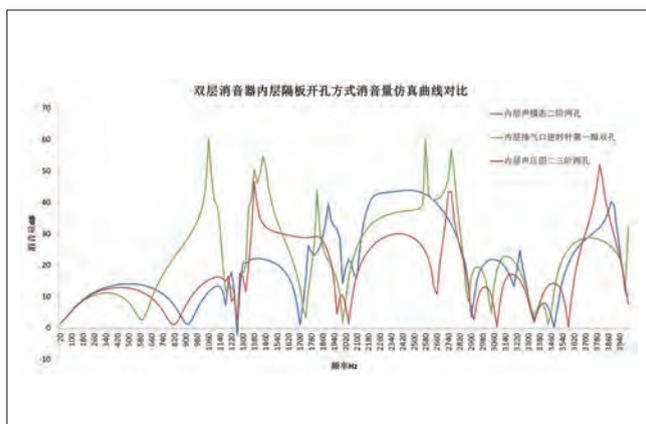


图7 实验2的各方案仿真消音量曲线对比

3.2 噪音对比

如图8, 可以看出内层开孔位置不同, 噪音总值及2#麦克风的值会相差甚远, 噪音优劣顺序: 方案三>方案一>方案二。其中方案三降噪效果最好, 可见内层开孔位置设置在排气瓣

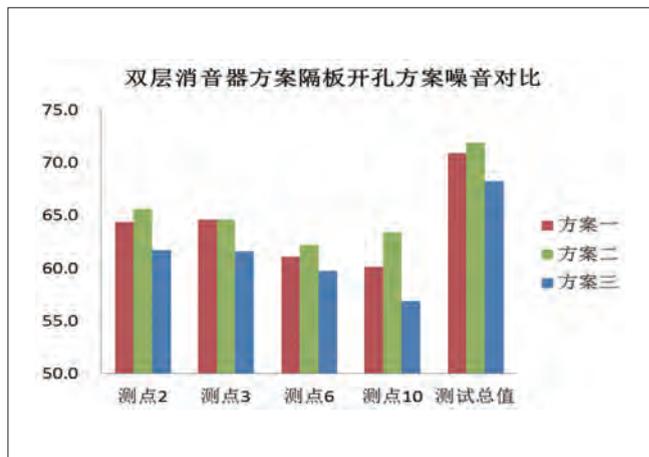


图8 三个方案噪音值对比

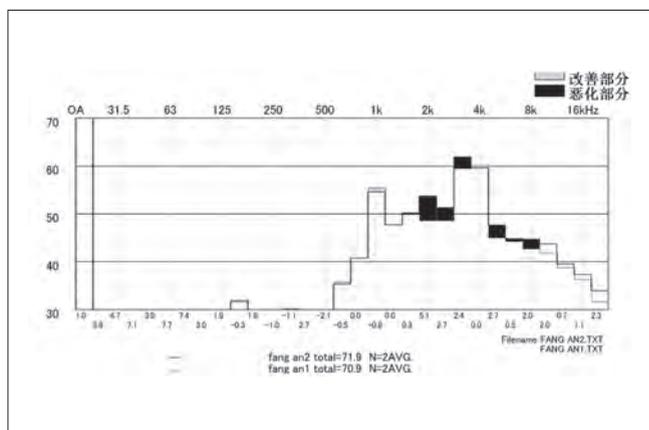


图9 方案二对比方案一2#噪音CPB频谱

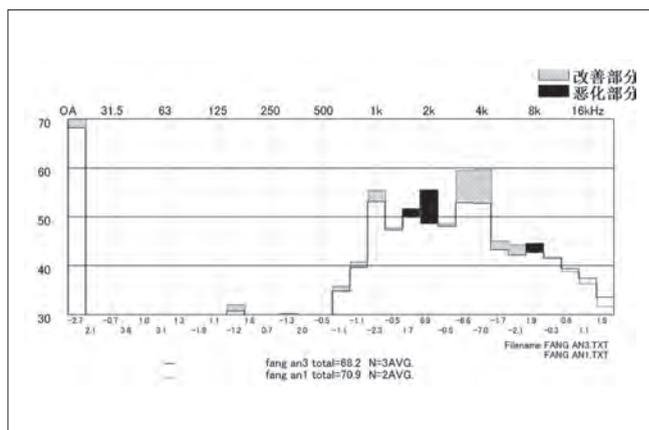


图10 方案三对比方案一2#噪音CPB频谱

相邻瓣最好。

具体的噪音频谱对比如下, 结果表明也是方案三降噪效果最好。

如图9, 方案二对比方案一, 噪音总值恶化1dB全频段几乎无优势。说明内层参考声压云图开孔方式不如内层参考声模态位置处开孔。

如图10, 方案三对比方案一, 噪音总值改善2.7dB, 500Hz至1kHz改善1至2.3dB; 3kHz至4kHz改善6.6至7dB, 仅在1.6kHz与2kHz恶化约1至7dB, 降噪效果良好, 尤其是高频气流噪音频段3kHz至5kHz。

此外, 图9、10的频段噪音对比与图7的消音量仿真曲线对比结果对应性不足, 说明双层消音器的消音量仿真可靠性不足。

3.3 性能对比

如表3, 对比COP, 方案三>方案一>方案二; 方案二性能较差的原因是功耗比其他两方案高出1%至1.6%, 而方案三不仅降噪效果好, 其性能也是最优。由此说明, 消音器开孔位置对压缩机的降噪及性能保证及其重要。

方案编号	制冷量	功率	COP
方案一	1	1	1
方案二	100.07%	101.11%	99.00%
方案三	99.77%	99.58%	100.20%

4 结论

通过实验探究了双层消音器内层隔板结构设计的规律。针对压缩机降噪及性能, 主要是探究了最优的内层隔板高度及内层隔板开孔方式。最终确定, 优先降噪, 且确保性能的方案: 内层隔板高度设置为内部总高的0.3至0.5倍, 内层开孔方式设置在排气瓣的相邻瓣。

参考文献

- [1] 赵志军, 等. 冰箱用全封闭压缩机噪声分析与降噪措施的探讨[J]. 流体机械, 2004, (12): 47-49.
- [2] 陈刚, 辛电波, 彭学院. 小型制冷压缩机降噪研究现状[J]. 噪声与振动控制, 2007, 27(3): 12-15.
- [3] 舒歌群, 韩睿. 往复压缩机噪声诊断及降噪研究[J]. 压缩机技术, 2004(1): 8-11.
- [4] 孙晓东, 陆海江, 孙慧, 刘超. 压缩机吸气消声器气动噪声辐射特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2017(06).
- [5] 詹福良, 徐俊伟. Virtual Lab Acoustics 声学仿真计算从入门到精通[M]. 西北工业大学出版社, 2013: 36-338.

粉末冶金技术制备高性能压缩机用涡旋盘

王艳艳 吴茂永 曲华 袁讯道
(青岛中科应化技术研究院 山东青岛 266109)

摘要: 涡旋盘作为涡旋压缩机的重要部件, 它的成形技术是当今涡旋压缩机研究的热点之一。本文采用粉末冶金技术制备出一种高性能涡旋盘, 该产品具有优异的室温力学性能、高温力学性能, 同时具备热膨胀系数低、耐磨性好的优点, 预计可提高压缩机工作效率和使用寿命。

关键词: 涡旋盘; 热膨胀系数; 耐磨性; 粉末冶金

Preparation of high performance scrolls for compressors by powder metallurgy technology

WANG Yanyan WU Maoyong QU Hua YUAN Xundao
(Qingdao Zhongke Institute of Applied Chemistry Technology Qingdao 266109)

Abstract: As an important part of scroll compressor, the forming technology of scroll is one of the hotspots in the research of scroll compressors nowadays. In this paper, the powder metallurgy technology is used to prepare a high performance scroll, which has excellent mechanical properties at room temperature and high temperature, has the advantages of low thermal expansion coefficient and good abrasion resistance, which is expected to improve the efficiency and service life of the compressor.

Keywords: Scroll; Thermal expansion coefficient; Wear resistance; Powder metallurgy

1 涡旋式压缩机

随着科技和生活水平的逐步提升, 家电产品已成为人们生活中的必需品, 但其能耗及噪音问题也逐渐成为家电领域关注的焦点问题之一。压缩机是空调、冰箱等家电产品整机耗电量最大的集中点, 同时也是噪音的主要源头, 因而从压缩机入手解决上述问题是各生产厂商不断改进、提高和研究的重点。

空调压缩机按不同的工作方式可将其分为往复式压缩机和旋转式压缩机。由于旋转式压缩机在容积效率、能源消耗、噪音以及耐磨性等方面要优于往复式, 因此目前许多品牌的空调采用旋转式压缩机替代往复式^[1-2]。旋转式压缩机

的主要机型有螺杆式、旋叶式、三角转子式、滚动活塞式、涡旋式等。其中涡旋式压缩机同等条件下与往复活塞式压缩机相比, 容积效率提高20~30%, 绝热效率提高10%, 体积减少40%, 功率下降10%, 重量下降15%, 噪音减低40dB。涡旋式压缩机由于其体积小、重量轻、噪音小、无气阀、零件少、寿命长等优点, 引起了家电领域的普遍关注^[3]。

2 涡旋盘

2.1 选材要求

涡旋式压缩机的核心部件由一固定涡旋盘(静盘)和一运动涡旋盘(动盘)组成^[4], 示意如图1所示。压缩机工作时,

静盘沿着一圆形轨道作平面运动,即动盘一方面沿着很小的偏心距(曲轴回转半径)轨道移动,一方面与静盘接触作相对转动。实际工作时,两个涡旋盘在高温及高压下容易产生变形,互相挤压,产生磨损。因此涡旋盘须具有较低的热膨胀系数和较高的耐磨性,相应的其制备材料也应选择低膨胀系数、高耐磨的轻质材料。

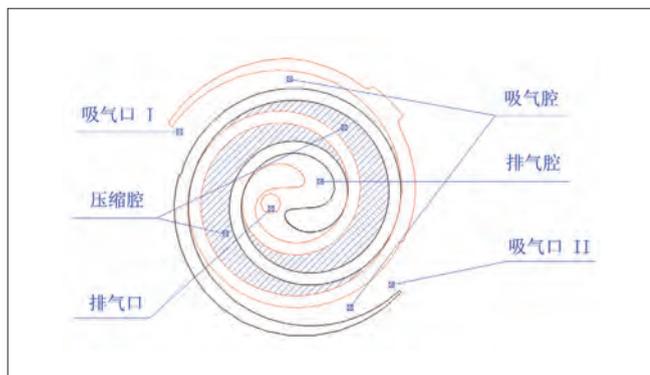


图1 涡旋盘啮合示意图

2.2 铝硅合金

在铝硅合金的二元相图中,室温下可形成 α 相和 β 相, α 相是微量的Si溶于Al基体中, β 相是Al溶于Si中,由于Al含量极其少,因此可以把 β 相直接看成纯Si^[5]。由于硅的密度、线收缩率、热传导性等都比铝小,而其耐磨性、耐腐蚀性优于铝合金,因而铝硅合金凭借密度小、热膨胀系数小、热稳定性好、耐磨性好等优良性质成为涡旋盘制备的首选材料,并且随着Si含量的增加,铝硅合金的耐磨性、热稳定性、耐腐蚀性等都会得到提高^[6]。

4032铝合金是中高硅铝合金,其具有良好的成型性能,并且在在中温下强度高、热膨胀系数小、耐磨性、抗蚀性能好,是理想的制造涡旋盘的材料。

2.3 成形工艺

涡旋盘一般是通过精密毛坯机加而得,因此,涡旋盘零件毛坯的制造技术已成为涡旋盘成形研究重要方向。传统的涡旋盘毛坯是通过铸锭或棒料直接加工得来的,由于其生产效率低,进而发展出了液态模锻、挤压铸造等工艺,但是这些工艺生产效率也不高,且生产的毛坯性能不好^[7]。之后由日本学者开发出的挤压背压工艺则很好的弥补了上述工艺的不足。背压成形技术即通过在材料流动的反方向施加适当大小的力来控制零件不同部位材料的流动,最终使材料能够精确充满复杂型腔。利用该工艺生产的涡旋盘毛坯不仅机械性能优于其他工艺的产品,且生产效率高,产品质量好,达到了净

成形的程度^[8-9]。虽然生产效率高,但是模具结构复杂^[10]。

我国关于流动控制成形技术的研究起步较晚,北京机电研究所对涡旋盘挤压背压成形工艺进行了深入研究,并成功进行了小批量的生产。江苏飞船精密锻造有限公司引入日本的先进背压成形技术,能够大批量生产,其生产的涡旋盘成形质量、数量都达到了世界先进水平^[11-13]。但目前我国大部分厂家生产涡旋盘工艺与国外相比还有一定的差距,生产效率与产品质量与国外相比也有一定差距。

因此,鉴于我国家电迅速发展的需要,有必要进行涡旋盘制备新技术开发研究,以适应我国家用空调业的发展。

3 粉末冶金涡旋盘

3.1 制备过程

首先将超细铝粉与硅粉及其它合金元素按比重称量后进行混合,其次将混合粉压制成冷坯,并放在真空炉中将其烧结成一定致密度的预烧结体,再次利用上一步的预烧结体经模锻变形,消除空孔隙后可获得近终形毛坯料(如图2),最后利用机加的方式对未满足尺寸及精度要求的部位进行加工,得到最终产品。



图2 粉末冶金涡旋盘

3.2 产品性能

利用粉末冶金的方法制备得到组分为11.8Si-0.9Ni-87.3Al的涡旋盘毛坯,对其进行了分析测试。材料0~200℃的膨胀系数为 $20.5 \times 10^{-6}/K$,抗拉强度达到480MPa,布氏硬度为130HB,350℃的高温强度为138MPa。与4032铝合金相比,强度提高了26%,硬度提高了16.9%,耐磨性提高了近20%。

3.3 微观结构

通过金相显微镜观测第二相硅呈颗粒状,均匀细小分

布,颗粒尺寸为5微米,远远小于常规Al-Si合金数十微米的树枝状微观尺寸,细小的微观结构使得材料具有理想的性能。在具有相似化学成分的铝合金,在相同加工处理条件下,粉末冶金方法得到的产品性能明显优于熔铸法。

3.4 工艺及产品特点

由于铝硅合金在液态下具有良好的流动性,其生产工艺多以铸造铝合金或变形铝合金为主。与铸造及变形铝合金其相比,粉末冶金方法能够避免材料成分偏析,提高合金元素在铝基体中的固溶度,细化组织,改善其形态及分布特征,从而可显著提高材料的相关性能指标。

预烧结体在模具中变形性好,可有效降低变形抗力,冲模性好,最终锻件各方向性能一致,同时该工艺还可提高锻件的精度和模具寿命的优点。

利用粉末冶金技术可制备不同硅含量的合金,较铸造铝合金可添加更多的硅,从而降低材料的热膨胀系数。

4 结束语

通过粉末冶金方法制备的铝硅合金涡旋盘具有优异的室温力学性能、高温力学性能,同时具备热膨胀系数低、耐磨性好的优点。此外该制备工艺可制备不同硅含量和低热膨胀系数的材料。预计该制备技术和产品通过后期的优化及应用评价研究,可在空调压缩机上获得应用,从而提高压缩机的性

能和使用寿命。

参考文献

- [1] 李连生. 涡旋压缩机[M]. 北京:机械工业出版社, 1998.
- [2] 付丽连. 涡旋压缩机生产成本管理系统的研究与开发[D]. 南昌大学, 2013.
- [3] 赵远扬. 涡旋压缩机概述[J]. 流体机械, 2002,30(9):28-31.
- [4] 查谦, 查世樑. 涡旋压缩机涡旋盘的精加工[J]. 制造工艺, 2012(04):38-40.
- [5] 杨泽栋. 不同硅含量的高硅铝合金中初生硅形态控制技术研究[D]. 南京理工大学, 2009,6:3~6.
- [6] 陈澜. 4032铝合金涡旋盘锻件组织性能研究[D]. 哈尔滨工业大学硕士论文, 2011:7~8.
- [7] 刘剑锋, 尹延国等. 汽车空调压缩机涡旋盘挤压铸造工艺研究[J]. 特种铸造及有色合金, 2017(37)97:9-982.
- [8] 李君, 薛克敏. 雷达波导件精密挤压成形工艺[J]. 塑性工程学报, 2013(20)4:1-5.
- [9] Yang C, Zhao S. Precision forging of spur gear by flow control forming method[J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2014.14(3):33-39.
- [10] 尉哲, 边翊, 张小光, 等. 汽车铝合金锻件精密成形技术新进展[J]. 机械工人, 2005,12:14~15.
- [11] 冯宝伟, 胡亚军. 国内外精密塑性成形技术的新动向[J]. 金属成型工艺, 1999(17)2:7-9.
- [12] 李君. 复杂壳体类零件流动控制成形工艺数值模拟及实验研究[D]. 合肥工业大学, 2014.
- [13] 蔡利. 未来十年国内精密锻造技术展望[J]. 金属成型工艺, 2002(20)3:55-58.

定频压缩机轴系动力学特性研究

郭箫 王珂 沈慧 谢利昌 范乐瑶
(珠海凌达压缩机有限公司 广东珠海 519110)

摘要: 为研究某定频压缩机的轴系动态特性,首先对其工况稳定后的轴系挠度进行仿真计算,同时利用电涡流位移传感器监测其各阶段的轴心轨迹和实际挠度值。工况稳定后的挠度实测值与仿真结果相比,误差为2.3%,基本一致。此外,通过测试还可获得此机型在整个运行过程中各阶段的轴心轨迹和挠度波动,各阶段之间轴心轨迹和挠度值均不同。其中开机瞬间挠度最大,约为工况稳定后的2.0416倍。对获知轴系动态性质、提高产品品质具有重要意义。

关键词: 定频压缩机;轴系振动;挠度;噪声

Research on the shaft system dynamics of a fixed-speed compressor

GUO Heng WANG Ke SHEN Hui XIE Lichang FAN Leyao
(Zhuhai Landa Compressor Co., Ltd. Zhuhai 519110)

Abstract: To study the shaft system dynamic characteristics of a fixed-speed compressor, the simulation calculation of the shaft deflection when the work condition is stabilized is carried out, and two eddy current displacement sensors are used to monitor the shaft system axis locus and actual deflection at various operation stages. The error between the measured average deflection value and the simulation result is 2.3%. The results of the two methods agree well with each other. The shaft system axis locus and deflection fluctuation of this compressor during the entire operation cycle can be obtained with tests, too. The shaft system axis locus and deflection values at various stages are different from each other. At the moment of the compressor starting, the max deflection occurs which is about 2.0416 times of the value under stable work condition. The dynamic characteristic of the shaft system obtained via the research presented in this paper is important to the improvement of the product quality.

Keywords: Fixed speed compressor; Vibration of the shaft system; Deflection; Noise

1 引言

压缩机运转过程中,轴系自身动不平衡、电磁力的不对称以及工作扭矩不均匀等因素,都是轴系扭转振动和横向振动的激励源。研究轴系的动态性质、建立结构参数与轴系振动之间的关系,对提高产品品质具有重要意义。目前,国内学者对压缩机轴系扭转特性进行了大量研究^[1-5],但对轴系挠度的研究较少。

为了研究我司某定频压缩机的轴系动态(挠度)特性,首先对其稳定运行时的轴系挠度进行仿真计算,同时在待研究

压缩机的转子末端布置一组电涡流位移传感器(如图1、2、3所示),来监测轴端的径向跳动,以轴系动力学性质为基础构造数据处理方法,获取转子末端截面的轴心轨迹,籍此评价轴系实际工作状态及其振动特性。冀望通过样机的仿真和实验数据,研究结构参数与轴系振动之间的关系。

2 仿真分析

2.1 几何模型

根据实际结构,建立几何模型,模型包括压缩机泵体组

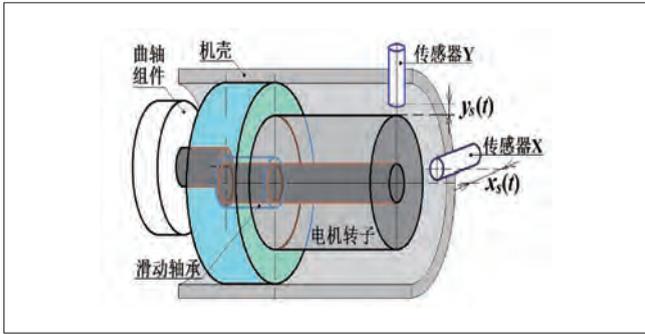


图1 被测轴系示意



图5 计算所用几何模型图

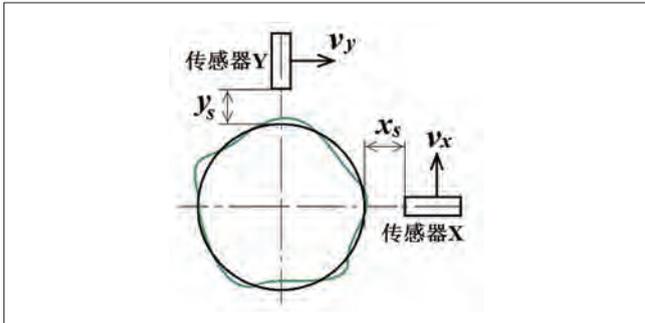


图2 传感器位置示意

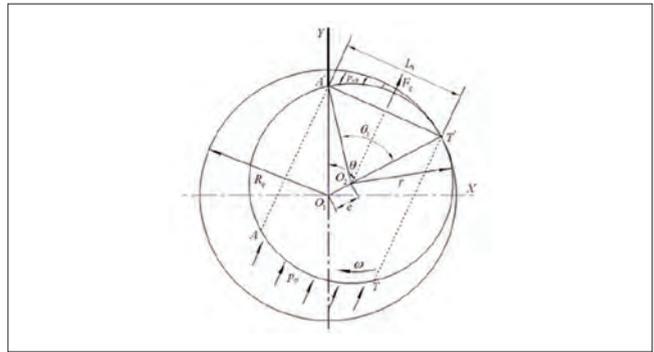


图6 气体力作用分析图

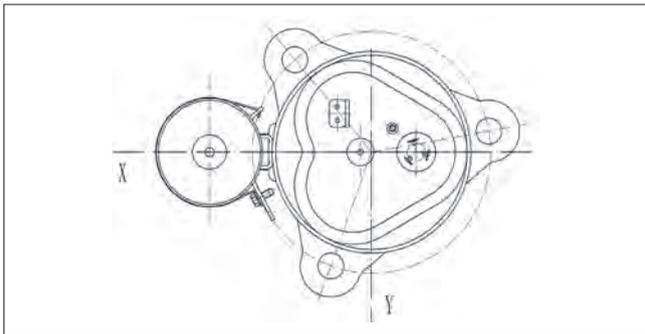


图3 实际测试坐标系

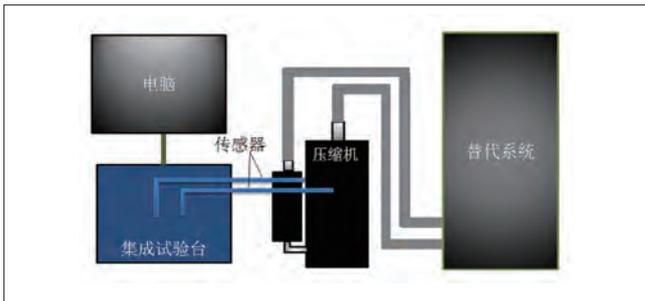


图4 测试现场图示

件(气缸、上下法兰、曲轴)、电机转子和主副平衡块,如图5所示。

2.2 载荷计算

轴系挠度分析时载荷包括气体力、主副平衡块离心力、径向电磁力。

(1) 径向电磁力: 通过电磁软件计算得到, 当曲轴转角 125.78° 时, 偏心电磁力最大, 为 128.72N 。

(2) 离心力: 主平衡块离心力为 24.94N , 副平衡块离心力为 27.61N , 转子离心力为 34.39N 。

(3) 气体力: 压缩机运行过程中, 滚子所受气体力如图6, 压缩腔与吸气腔内的气体压力随曲轴转角发生变化。取吸气开始角为 α , 压缩开始角为 β , 排气开始角为 ψ 。则一个工作循环内曲轴旋转一周各腔压力变化情况如下所示:

对于吸气腔压力 P_1 : 当 $\theta=0\sim\alpha$ 时, $P_1=0\text{MPa}$; 当 $\theta=\alpha\sim359^\circ$ 时, $P_1=P_{s0}$ 。

对于压缩腔压力 P_2 : 当 $\theta=0\sim\alpha$ 时, $P_2=P_{s0}$; 当 $\theta=\beta$ 时, $P_2=P_\theta$; 当 $\theta=\beta\sim359^\circ$ 时, $P_2=P_s$ 。

式中: P_{s0} 为吸气压力; P_s 为排气压力; P_θ 为压缩过程中压缩腔压力。

$$P_\theta = P_{s0} \left[\frac{(2-\tau)(\pi-0.5\beta)+(1-\tau)\sin\beta+0.25\tau\sin 2\beta}{(2-\tau)(\pi-0.5\theta)+(1-\tau)\sin\theta+0.25\tau\sin 2\theta} \right]^n \quad (1)$$

式中: n 为多变指数; τ 为相对偏心距。

作用于 AA' 和 TT' 弧段上的气体力是互相抵消的。作用于 AT 弧段上的气体压力时压缩腔压力 P_2 , 作用于 $A'T'$ 弧段上的气体压力是吸气腔压力 P_1 , 故气体力的作用方向事由 AT 侧指向 $A'T'$ 侧, 即合力 F_g 指向吸气腔, 其作用结果是产生轴

承受并使其曲轴弯曲。合力的大小为:

$$F_g = R_v B_g (1 - \tau) (p_2 - p_1) \sqrt{2(1 - \cos \theta) + \frac{\tau}{1 - \tau} (1 - \cos 2\theta)} \quad (2)$$

采用普通工况(吸气压力0.996MPa,排气压力3.350MPa),通过式1、2计算得到,当曲轴转角为125.78°时,上气缸内压差为0.384MPa,下气缸内压差2.354MPa。

2.3 材料分配

材料分配如表1所示。

表1 材料属性

序号	零件	材料
1	上、下法兰、气缸、滚子	铸铁
2	上、下消音器	SPCD
3	螺钉	合金钢
4	曲轴	QT600-3
5	铸铝	/
6	铁芯	硅钢
7	主平衡块	不锈钢
8	副平衡块	碳素结构钢

2.4 仿真计算结果

仿真计算可得,此机型在工况稳定后,轴系挠度为计算结果如图7所示。

3 实验测试

3.1 实验机型与工况

机型: 我司某定频压缩机; 电源: 208~230(220)V/60Hz; 工质: R410A; 工况: 普通工况(吸气压力0.996MPa,排气压力3.350MPa);

3.2 实验仪器

实验仪器: 见图4, 包括替代系统、压缩机、电涡流传感器、集成试验台、电脑等。

3.3 实验方法

被测轴系及传感器安装, 如图1、2所示。采样率为10000/秒, 对各运行阶段(抽真空前、抽真空, 充冷媒、开机、工况稳定、停机、停机后)分别采集6组数据。信号电压与距离之间的换算关系如下。其中 $F_d=0.4$, 是传感器系数。

$$x_s = F_d \cdot V_x \quad (\text{mm}) \quad (3)$$

$$y_s = F_d \cdot V_y \quad (\text{mm}) \quad (4)$$

3.4 实验结果

3.4.1 运行过程中, 各阶段的FFT和轴心轨迹

对各运行阶段(抽真空前、抽真空, 充冷媒、开机、工况稳定、停机、停机后)分别采集6组数据。对各阶段抽取一组数据进行分析, 仪器得到的相应波形信号, 以及处理后得到

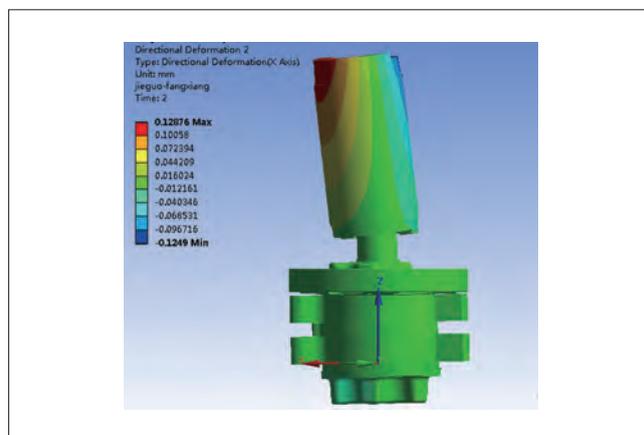


图7 转子挠度分析结果 (0.12876mm)

的FFT图和轴心轨迹如图8~14所示。其中抽真空前和停机后, 所采集到的数据主要为换环境噪声, 因此轨迹与挠度值非实际值(图8和14), 只能作为参考值。由图8~14可得, 各阶段的轴心轨迹不同。

3.4.2 整个压缩机工作过程中, 各阶段轴系挠度波动

对压缩机运行过程中, 每个阶段的6组数据取平均值, 可得整个运行过程的轴系挠度波动, 如图15所示。从图15中可得, 在压缩机从停机状态, 经历抽真空、充冷媒、开机、稳定工况运行、停机整个过程中, 各阶段轴系挠度不同。

只对充冷媒——停机阶段(此为压缩机主要工作过程)进行研究, 其中开机瞬间挠度>充冷媒瞬间>停机瞬间>开机后>工况稳定后。其中开机瞬间挠度最大, 约为工况稳定后的2.0416倍。

4 实验与仿真结果对比

对比图15和7得, 工况稳定后的挠度实测值与仿真结果相比, 误差为2.3%, 二者基本一致。仿真方法用来计算工况稳定后的轴系挠度, 可信度较高, 基本可预测新机型的轴系挠度范围, 指导新品结构设计工作。

5 结论

(1) 工况稳定后的挠度实测值与仿真结果相比, 误差为2.3%, 基本一致。仿真方法用来计算工况稳定后的轴系挠度值, 可信度较高, 基本可预测新机型的轴系挠度范围, 可用来指导新品结构设计工作。

(2) 通过测试结果可得, 压缩机从停机状态, 经历抽真空、充冷媒、开机、稳定工况运行、停机整个过程中, 各阶段的轴心轨迹不同, 轴系挠度值也不同。

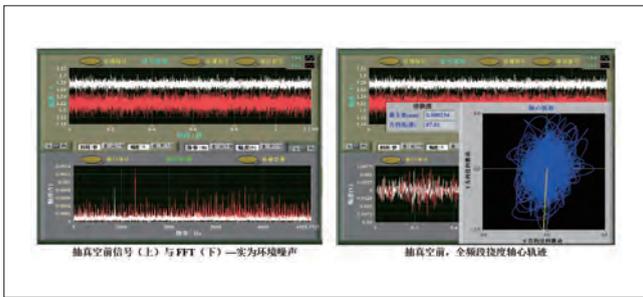


图8 抽真空前

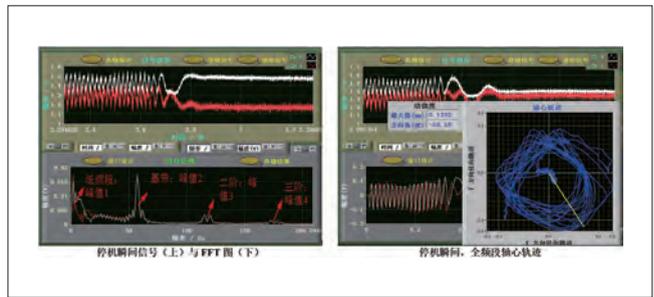


图13 停机瞬间

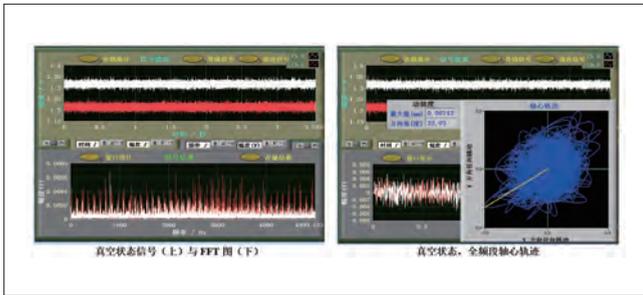


图9 抽真空后状态

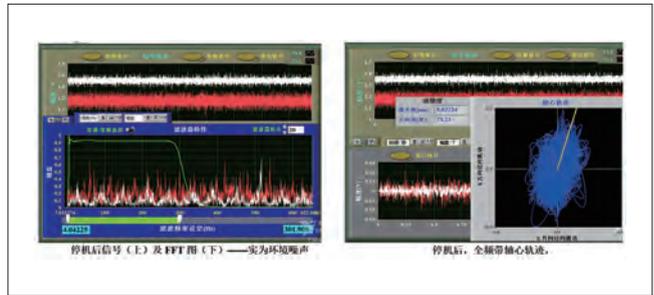


图14 停机后

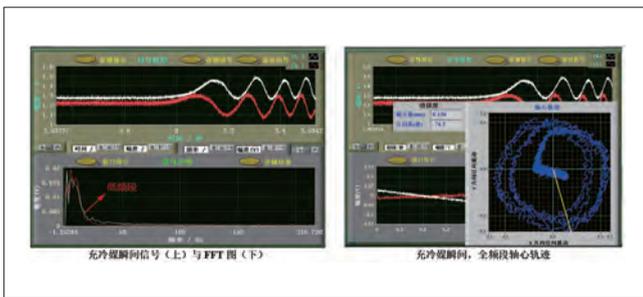


图10 充冷媒瞬间

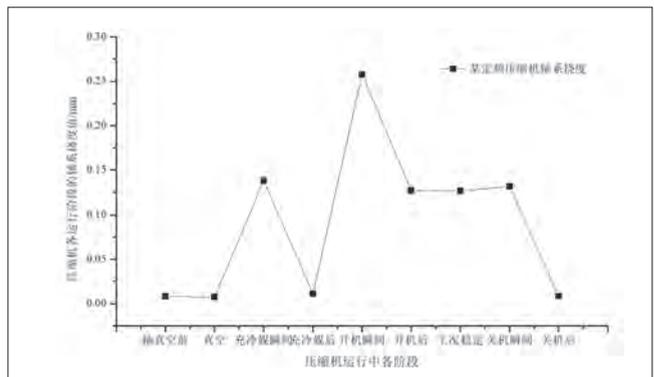


图15 整个压缩机工作过程中全频段挠度

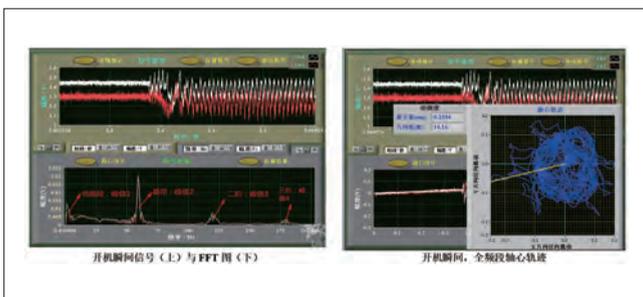


图11 开机瞬间

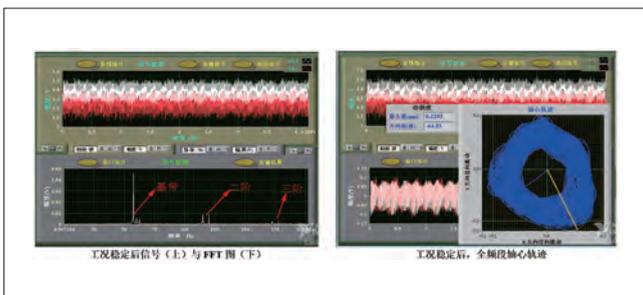


图12 工况稳定后

(3) 对充冷媒——停机阶段（此为压缩机主要工作过程）进行研究，其中开机瞬间挠度>充冷媒瞬间>停机瞬间>开机后>工况稳定后。开机瞬间挠度最大，约为工况稳定后的2.0416倍。

参考文献

- [1] 许增金, 王世杰. 往复式压缩机轴系扭振的数值分析[J]. 西安交通大学学报, 2010, (3): 106-110.
- [2] 乔社宁, 周亚峰, 张海布, 等. 复杂压缩机组轴系扭振振动分析及判定研究[J]. 流体机械, 2009, 37(12): 54-56.
- [3] 王祺. 内燃机轴系扭转振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [4] 王天乐, 孟庆集. 轴系扭振模型参数的修正[J]. 动力工程, 1992, 12(2):15-18.
- [5] 刘成彬. 大型压缩机动力学分析与噪声预测[D]. 南京: 南京理工大学, 2006: 75-85.

冰箱压缩机非正常测试装置的研究和应用

蔡宁 王志坤 杨双 徐华保 张宇佳
(中家院(北京)检测认证有限公司 北京 100176)

摘要: 本文介绍了一种冰箱压缩机非正常试验测试装置,能够满足GB 4706.17-2010附录AA的各项要求,自动化程度高,操作简单。测试软件能够实现数据的实时采集和存储。

关键词: 冰箱; 压缩机; 测试装置

Research and application of refrigerator compressor abnormal test equipment

CAI Ning WANG Zhikun YANG Shuang XU Huabao ZHANG Yujia
(CHEARI (Beijing) Certification & Testing CO., Ltd. Beijing 100176)

Abstract: A kind of refrigerator compressor abnormal test equipmet is intruduced, which can satisfy the requirements of 4706.17-2010 appendix AA with high degree of automation and simple operation. Test software can realize real-time data acquisition and storage.

Keywords: Refrigerator; Compressor; Test equipment

1 引言

GB 4706.17-2010《家用和类似用途电器的安全 电动机-压缩机的特殊要求》附录AA中提出:电动机-压缩机分类有附录AA分类试验的需进行连续过载运行试验,用以检测压缩机在一系列特定工况下的电机线圈能够达到的最大温度以及保护器在非正常工作条件下的动作情况,以此作为压缩机保护器性能的判定依据,考核压缩机整体是否符合特定的安全要求。对于压缩机厂家,一般采用量热计直接作为非正常运行的测试装置,但是对于检测机构而言,需要综合考虑运行投入、适用范围、使用寿命等方面的因素,因此,采用代用制冷回路来模拟实际制冷回路的方法则更为可取。

2 装置介绍

冰箱压缩机非正常试验测试装置主要由模拟制冷系统、测量控制系统、数据采集及处理系统等部分构成,能够自动

完成标准要求的各个测试流程并出具测试报告。

2.1 模拟制冷系统

模拟制冷系统能够为被测压缩机提供正常运行的必须要条件,主要由蒸发器、冷凝器、加热罐、膨胀阀以及其它辅助元件构成。

2.2 测控系统

依据标准要求,压缩机运行过程中需要满足表1中提到各个条件才能进行下一步运行和判定。

应用分类	蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	环境温度/°C	回气温度/°C
低背压	-15	+65	+43	+43
中背压	-15	+65	+43	+43
高背压	0	+65	+43	+25

(1) 环境温度测控

被测机环境控制部分由保温箱体、电加热器、循环风机和制冷机组构成,通过铂电阻测试环境温度是否达到设定

要求。保温箱构成放置压缩机的结构箱体、电加热器提供箱体内的加热量，冷水换热器提供平衡加热器及被测压缩机冷量。保温箱体温度传感器通过仪表控制电加热器，以满足环境温度的稳定。

(2) 回气温度测控

通过铂电阻测试回气温度，经温控仪表调节固态继电器的输出来控制恒温油罐的加热量。

(3) 吸气压力(蒸发温度)控制

由于在两相区制冷剂的温度和压力是一一对应的关系，压力的控制相对于温度来说更为简单和稳定，因此蒸发温度通过控制吸气压力来实现。压力变送器将压力信号传送至控制仪表，调节膨胀阀开度来实现吸气压力的调节。

(4) 排气压力(冷凝温度)测控

冷凝温度通过控制排气压力来实现。压力变送器将压力信号传送至控制仪表，调节冷凝风机运转状态来实现排气压力的调节。

(5) 电压控制

测试过程中需要进行压缩机运行电压的升降，系统配置有变频电源，能够实现0~300V范围内任意设定值的快速调节。变频电源接收计算机的设置指令，自动完成电压设定及调整。

(6) 电参数测试

装置配置有功率计，可实现被测机电压、电流、功率等参数的测试。

(7) 温度测试

为满足壳体温度、接地端子、电源线、电容器等元器件温度测试需要，配置有热电偶温度测量通道。

2.3 数据采集及处理系统

数据采集及处理系统主要由温度采集器、计算机、测试软件、交换机、串口服务器等设备组成。通讯原理如图1所示。

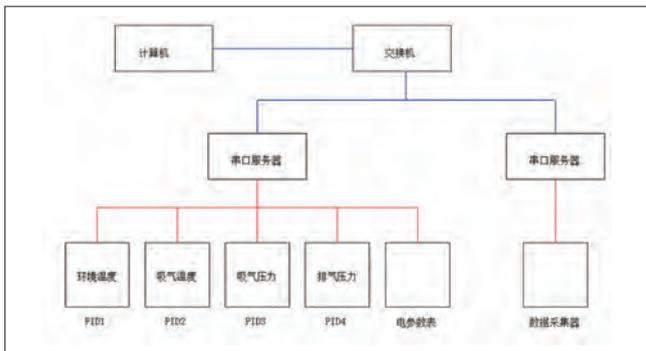


图1 通讯原理图

3 试验示例说明

现以一台R134a制冷剂压缩机的测试运行为例进行说明。试验样品品牌：HUAYI；型号：S55HL，工作电压220~240V。如图2所示。



图2 被测压缩机

首先将压缩机安装到保温箱体中，连接吸排气管，抽真空、充注制冷剂，并试运行。该装置是全自动运行的测试设备，待试验前的准备工作完成后，后续操作基本都在软件上进行即可。软件操作界面如图3所示，可根据测试流程及需要进行相应的设定和操作。



图3 软件操作界面

3.1 工位选择

由于当前测试装置由R134a和R600a两套独立的测试系统组合而成，因此需要针对被测压缩机实际使用的制冷剂选择对应的工位。工位选择完毕后，进行铭牌参数、工况参数、曲线等的设置。

3.2 铭牌参数设置

由于应用分类不同对应的运行工况不一样，因此，首先需要确定应用分类。选择完成之后，吸气温度、冷凝温度、蒸发温度和环境温度将会按照表1中对应的工况自动填充到表格对应项，并在开始测试后，自动设置值到PID仪表中。参数设置界面如图3所示。

3.3 工况参数(电压选择及判稳)

根据被测机类型输入电压上限及下限并点击自动填充，软件会将按照标准规定的升降压要求填充到对应表格中，并在测试过程中自动判稳(判稳条件参照足GB 4706.17-2010附录AA)。如图5所示。当压缩机运行稳定后，自动切换到下一



图4 铭牌参数设置



图5 电压选择及判稳

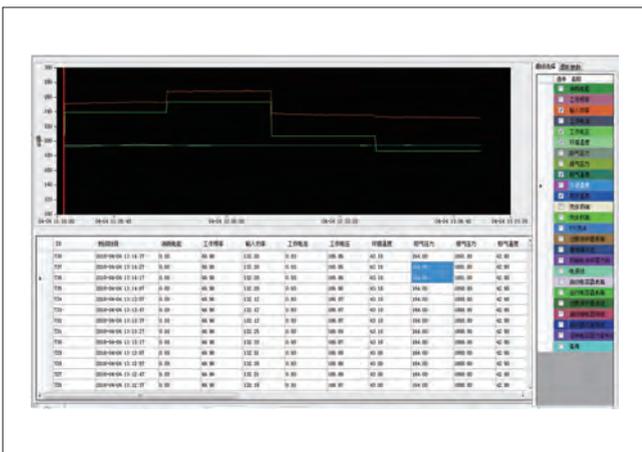


图6 图形曲线及数据显示

工况,继续判稳并调整电压,直至所有工况都测试完成或者压缩机停机。

3.4 图形曲线及数据显示

可以根据需要选择需要显示的曲线参数,如图6中右侧彩色条框所示,并可以对曲线状态进行相应的设置和调整。实

时数据将以设定的采集间隔时间进行显示和储存。

4 试验结果及分析

4.1 电压曲线

由图7电压测试曲线可以看出试验的电压按照工况参数自动调整,由额定电压(240V)、1.06倍额定电压(254V)、0.94倍电压(207V)、0.85倍电压(187V)、额定电压0.4%减小电压,递减至143V后,压缩机停机。

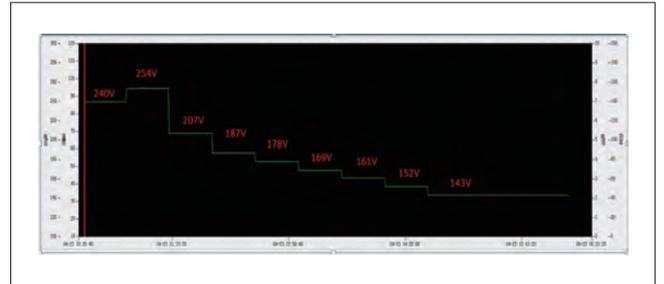


图7 电压曲线

4.2 电流曲线

图8中黄线部分为电流曲线,由电流曲线可以看出在额定电压达到152V时,电流没有太大变化,但当实验电压降低到143V后,压缩机停机保护,电流降为零试验结束,此时试验结束。图中红色框中为当压缩机在143V电压下停机后,在7分钟左右自动启动,然后运行90秒左右再次停机,一致会重复这个开停机过程。



图8 电流曲线

5 结论

通过测试运行,本文介绍的冰箱压缩机非正常测试装置可完全满足GB 4706.17-2010附录AA中的各项要求,设备操作简单,运行稳定,自动化程度高,成本较低,具有较强的推广和使用价值。

参考文献

[1] GB 4706.17-2010家用和类似用途电器的安全 电动机-压缩机的特殊要求。

变频器应用与原理的研究

刘猛 陈宇 刘龙球 顾少成
(黄石东贝电器股份有限公司 湖北黄石 435000)

摘要: 随着变频器的普遍应用,变频器已经成为白电电器中重要的部分。应用变频器来调节速度,根据系统需求来利用变频器调节电动机的转速,从而可以利用电动机较少的运行功率来实现设备高效,在达到白电企业生产要求的同时,实现了企业生产节能的要求。目前大部压机的系统并不能根据所承载的负载进行自动调整,但经过变频器的应用后,可以在运行过程中对压缩机进行连续的调节,从而能够保证压力、转速等参数的稳定,保障压机的正常运行,大大提高压机的工作效率。

关键词: 变频器;工作原理;调速;发展前景

Research on the application and theory of inverter

LIU Meng CHEN Yu LIU Longqiou GU Shaocheng
(Huangshi Dongper Electrical Appliance Co., Ltd. Huangshi 435000)

Abstract: With the widespread application of frequency converter, inverter has become an important part of the white. Application of frequency converter to adjust the speed, according to the system requirements to using frequency converter to adjust the motor speed, which can use less motor operating power equipment, and in reaching the white electric enterprise to produce the request at the same time, the realization of the enterprise production and energy-saving requirements. At present, the system of the large press can't be adjusted automatically according to the load of the load. But after the application of frequency converter can in operation of compressor by continuous adjustment, thus ensuring the pressure, speed and other parameters are stable, press guarantee the normal operation, greatly improving the work efficiency of the compressor.

Keywords: Inverter; Working principle; Speed regulation; Development prospects

1 引言

近年来,随着电力电子技术、计算机技术、自动控制技术的迅速发展,交流传动与控制技术成为目前发展最为迅速的技术之一,电气传动技术面临着一场历史革命,即交流调速取代直流调速和计算机数字控制技术取代模拟控制技术已成为发展趋势。电机交流变频调速技术是当今节电、改善工艺流程以提高产品质量和改善环境、推动技术进步的一种主要手段。变频调速以其优异的调速和起制动性能,高效率、高功

率因数和节电效果,广泛的适用范围及其它许多优点而被国内外公认为最有发展前途的调速方式。

60年代中期,普通晶闸管、小功率晶体管的实用化,使交流电动机变频调速也进入了实用化。采用晶闸管的同步电动机自控式变频调速系统、采用电压型或电流型晶闸管变频器的笼型异步电动机调速系统(包括不属变频方案的绕线转子异步电动机的串级调速系统)等先后实现了实用化,使变频调速开始成为交流调速的主流。

此后的20多年中,电力电子技术和微电子技术以惊人的速度向前发展,变频调速传动技术也随之取得了日新月异的进步。

2 变频器的组成

变频器是由整流电路、滤波电路、逆变电路组成。其中整流电路和逆变电路中均使用了半导体开关元件,在控制上则采用的是PWM控制方式,这就决定了变频器的输入、输出电压和电流除了基波之外,还含有许多的高次谐波成分。这些高次谐波成分将会引起电网电压波形的畸变,产生无线电干扰电波,它们对周边的设备、包括变频器的驱动对象——电动机带来不良的影响。所以,深入了解交流传动与控制技术的走向,对我们的学习工作具有十分积极的意义。

3 变频器的组成与分类

电压型变频器主电路包括:整流电路、中间直流电路、逆变电路三部分组成,交-直-交型变频器结构:

(1)用单相全波整流桥电路;380V系列采用桥式全波整流电路。

(2)中间滤波电路:整流后的电压为脉动电压,必须加以滤波;滤波电容CF除滤波作用外,还在整流与逆变之间起去耦作用、消除干扰、提高功率因素,由于该大电容储存能量,在断电的短时间内电容两端存在高压电,因而要在电容充分放电后才可进行操作。

(3)限流电路:由于储能电容较大,接入电源时电容两端电压为零,因而在上电瞬间滤波电容CF的充电电流很大,过大的电流会损坏整流桥二极管,为保护整流桥上电瞬间将充电电阻RL串入直流母线中以限制充电电流,当CF充电到一定程度时由开关SL将RL短路。

(4)逆变电路:逆变管 $V_1 \sim V_6$ 组成逆变器将直流电逆变成频率、幅值都可调的交流电,是变频器的核心部分。常用逆变模块有:GTR、BJT、GTO、IGBT、IGCT等,一般都采用模块化结构有2单元、4单元、6单元。

(5)续流二极管 $D_1 \sim D_6$:其主要作用为:

a.电机绕组为感性具有无功分量, $VD_1 \sim VD_7$ 为无功电流返回到直流电源提供通道;

b.当电机处于制动状态时,再生电流通过 $VD_1 \sim VD_7$ 返回直流电路;

c. $V_1 \sim V_6$ 进行逆变过程是同一桥臂两个逆变管不停地交

替导通和截止,在换相过程中也需要 $D_1 \sim D_6$ 提供通路。

(6)缓冲电路

由于逆变管 $V_1 \sim V_6$ 每次由导通切换到截止状态的瞬间,C极和E极间的电压将由近乎0V上升到直流电压值 U_D ,这过高的电压增长率可能会损坏逆变管,吸收电容的作用便是降低 $V_1 \sim V_6$ 关断时的电压增长率。

电机在减速时转子的转速将可能超过此时的同步转速($n=60f/P$)而处于再生制动(发电)状态,拖动系统的动能将反馈到直流电路中使直流母线(滤波电容两端)电压 U_D 不断上升(即所说的泵升电压),这样变频器将会产生过压保护,甚至可能损坏变频器,因而需将反馈能量消耗掉,制动电阻就是用来消耗这部分能量的。制动单元由开关管与驱动电路构成,其功能是用来控制流经 R_B 的放电电流 I_B 。

4 变频器的基本原理

变频器的工作原理是通过控制电路来控制主电路,主电路中的整流器将交流电转变为直流电,直流中间电路将直流电进行平滑滤波,逆变器最后将直流电再转换为所需频率和电压的交流电,部分变频器还会在电路内加入CPU等部件,来进行必要的转矩运算。

4.1 单项桥式逆变器基本的工作原理

交-直-交变频器主电路如图1所示。逆变电路及其波形如图2所示。

$S_1 \sim S_4$ 是桥式电路的4个臂,由电力电子器件及辅助电路组成。 S_1 、 S_4 闭合, S_2 、 S_3 断开时,负载电压 u_o 为正。 S_1 、 S_4 断

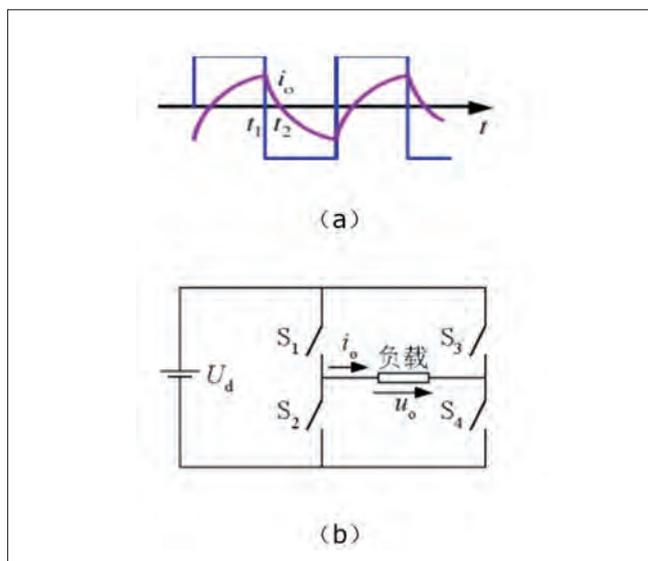


图1 交-直-交变频器主电路

开, S_2 、 S_3 闭合时, 负载电压 u_0 为负。

逆变电路最基本的工作原理——改变两组开关切换频率, 可改变输出交流电频率电阻负载时, 负载电流 i_0 和 u_0 的波形相同, 相位也相同。阻感负载时, i_0 相位滞后于 u_0 , 波形也不同。

开通: 适当的门极驱动信号就可使器件开通。

关断: ①全控型器件可通过门极关断; ②半控型器件晶闸管, 必须利用外部条件才能关断; ③一般在晶闸管电流过零后施加一定时间反压, 才能关断; ④研究换流方式主要是研究如何使器件关断。

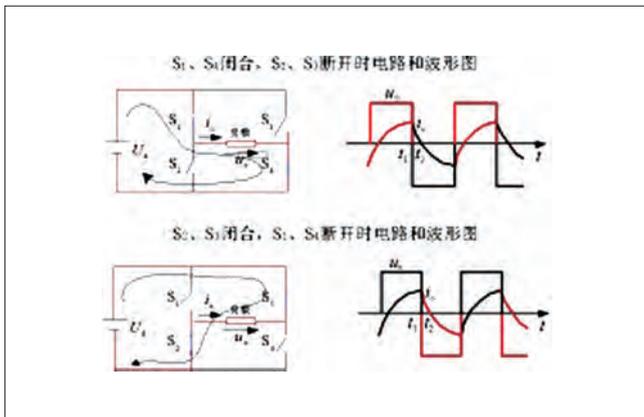


图2 逆变电路及其波形

4.2 三相电压型逆变电路

三相电压型桥式逆变电路如图3所示。波形示意图如图4所示。三个单相逆变电路可组合成一个三相逆变电路, 应用最广的是三相桥式逆变电路

基本工作方式—— 180° 导电方式。每桥臂导电 180° , 同一相上下两臂交替导电, 各相开始导电的角度差 120° 。任一瞬间有三个桥臂同时导通。每次换流都是在同一相上下两臂之间进行, 也称为纵向换流。

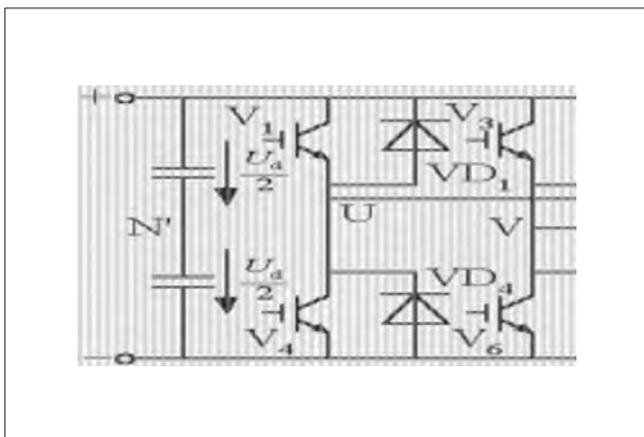


图3 三相电压型桥式逆变电路

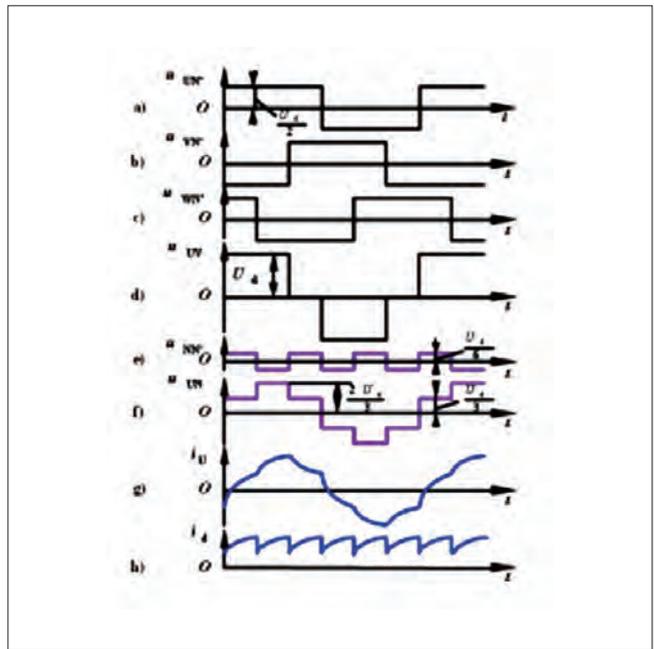


图4 波形示意图

5 变频器调速运行的节能原理

实现变频调速的装置称为变频器。变频器一般由整流器、滤波器、驱动电路、保护电路以及控制器 (MCU/DSP) 等部分组成。首先将单相或三相交流电源通过整流器并经电容滤波后, 形成幅值基本固定的直流电压加在逆变器上, 利用逆变器功率元件的通断控制, 使逆变器输出端获得一定形状的矩形脉冲波形。在这里, 通过改变矩形脉冲的宽度控制其电压幅值; 通过改变调制周期控制其输出频率, 从而在逆变器上同时进行输出电压和频率的控制, 而满足变频调速对 U/f 协调控制的要求。PWM的优点是能消除或抑制低次谐波, 使负载电机在近正弦波的交变电压下运行, 转矩脉冲小, 调速范围宽。

采用PWM控制方式的电机转速受到上限转速的限制。如对压缩机来讲, 一般不超过 $7000r/min$ 。而采用PAM控制方式的压缩机转速可提高1.5倍左右, 这样大大提高了快速增速和减速能力。同时, 由于PAM在调整电压时具有对电流波形的整形作用, 因而可以获得比PWM更高的效率。此外, 在抗干扰方面也有着PWM无法比拟的优越性, 可抑制高次谐波的生成, 减小对电网的污染。采用该控制方式的变频调速技术后, 电机定子电流下降64%, 电源频率降低30%, 出胶压力降低57%。由电机理论可知, 异步电机的转速可表示为:

$$n = 60 \cdot f_s \cdot (1 - s) / p$$

f_s 为电机定子频率 (也即是电网频率), P 电机定子的绕组

极对数, s 为转差率。由上式可知, 只要转差率不太大, 可以近似认为转速 n 与 f_s 成范围的连续平滑调速。例如一个额定转速3000转/分的电动机, 由变频器供电, 若启动频率设定为5Hz, 那么变频器可以运行在5~50Hz之间的任一频率上, 则电动机可以运行在300~3000转/分之间的任一转速上。电动机由市电启动, 启动平衡, 力矩大又节能。

50Hz, 380V的市电经过整流滤波环节后成为直流电, 再经过逆变环节变成了频率和幅度都可调的交流电。在变频器主回路中电能经过了交流-直流-交流的变换, 所以这类变频器称作交一直一交类变频器。

6 变频器的前景展望

近年来, 随着电力电子技术、计算机技术、自动控制技术的迅速发展, 交流传动与控制技术成为目前发展最为迅速的技术之一, 电气传动技术面临着一场历史革命, 即交流调速取代直流调速和计算机数字控制技术取代模拟控制技术已成为发展趋势。电机交流变频调速技术是当今节电、改善工艺

流程以提高产品质量和改善环境、推动技术进步的一种主要手段。变频调速以其优异的调速和起制动性能, 高效率、高功率因数和节电效果, 广泛的适用范围及其它许多优点而被国内外公认为最有发展前途的调速方式。深入了解交流传动与控制技术的走向, 具有十分重要的意义

7 小结

变频调速这一技术正越来越广泛的深入到行业中。它的节能、省力、易于构成自控系统的显著优势应用变频调速技术也是改造挖潜、增加效益的一条有效途径。尤其是在高能耗、低产出的设备较多的企业, 采用变频调速装置将使企业获得巨大的经济利益, 同时这也是国民经济可持续发展的需要。

参考文献

- [1] 孟朔. 适用于变频调速系统的异步电机设计与分析方法的研究[D]. 清华大学, 2000.
- [2] 王廷才, 主编. 变频器原理及应用. 机械工业出版社.
- [3] 何超, 主编. 交流变频调速技术. 北京航空航天大学出版社.

关于间隙选配系统测量误差的研究

甘念 刘同燎 胡利军
(黄石东贝电器股份有限公司 湖北黄石 435000)

摘要: 本文论述了气动测量系统的误差分析方法,以装配车间气缸座缸孔选配内径测头实测为例,对标准件误差、零位漂移误差、测头和测量装置误差进行了深入的探讨。

关键词: 气动测量; 间隙选配; 放大倍率; 误差分析

Research on measuring error of the clearance matching system

GAN Nian LIU Tongliao HU Lijun
(Huangshi Donper Electrical Appliance Co., Ltd. Huangshi 435000)

Abstract: This article discusses the analysis method for the error of pneumatic measurement system, take as an example, the measured value of the clearance of the cylinder hole of cylinder block and the piston in the assembly workshop, the error of the standard parts, zero drift error, nonlinear error were discussed deeply.

Keywords: Pneumatic measuring; Clearance matching; Magnification; Error analysis

1 引言

随着全球气候变暖,制冷行业飞速发展,对压缩机的性能要求越来越高,低碳、环保、能耗低、重量轻、体积小、高效率已成为压缩机行业的目标。压缩机行业如何提高各零件配合精度,消除测量系统带来的误差,保证测量系统的准确性及一致性,对提高压缩机性能具有重大而深远的意义。

2 气动测量的误差组成

气动测量方法的总误差由量仪本体的误差、测头和测量装置的误差、测量环境误差、人员操作误差组成:

(1) 量仪的误差包含如下几项:气源压力波动引起的示值变化 $\Delta_{压}$;示值非线性误差 $\Delta_{示}$;回程误差 $\Delta_{回}$;重复误差 $\Delta_{重}$;零位漂移误差 $\Delta_{漂}$;

(2) 测头或测量装置的误差随各种不同的测头或测量装置而不同,主要包含:标准件误差、相对位置误差、测头间隙选择不当引起的非线性误差、气动测头附加阻力损失引起

的误差。

(3) 测量环境对气动测量的影响,主要是温度和湿度的影响。温度变化引起测头和工件的变形,湿度会引起油类的附着和金属表面的生锈等,从而给测量带来误差。

3 主要误差来源及分析

3.1 测头和测量装置的误差分析

以缸孔选配的内径测头为例,详细分析气动测量装置的误差来源。校对规及测头参数如表1。

	标称值/mm	实测值/mm
内径校对规	$\phi 27.7795$	$\phi 27.7809$
	$\phi 27.7900$	$\phi 27.7917$
测头直径/mm	$\phi 27.767$	
校对规厚度/mm	30	
喷嘴直径/mm	$\phi 2^{+0.01}_0$	

3.1.1 标准件误差

气动测量属于相对测量,气动测量的精度主要决定到标

准件的误差,气动测量所用的标准件一般为两件。标准件的误差为检定该标准件的仪器的极限误差。

校对规的极限误差为:

$$\Delta_{\text{标}} = \pm \left(0.5 + \frac{D}{300} + \frac{h}{100} \right) \mu\text{m}$$

式中: D——被测孔径值 (mm);

h——被测截面与尺刻度平面间的距离 (mm)。

3.1.2 相对位置误差

利用对向两喷嘴原理设计的气动测头,如果没有相对于工件的定位结构,则都有相对位置误差。

气动测头位置误差的定义:一个缸孔内径气动测头和一个与之相配的校对规处于校对状态,当两者的相对位置改变时,在气动量仪上指示校对规尺寸的示值变差即为此内径气动测头的位置误差(校对规或工件本身的形状误差不计入)。

气动测头位置误差分析:形成气动测头位置误差的原因主要有:缸孔测头与校对规之间的间隙;测头加工工艺误差;测头喷嘴下沉量不适当。

(1) 测头与校对规之间的间隙引起的位置误差

缸孔测头与校对规之间存在着间隙S,则有可能产生X-Y向位置误差和K向位置误差。因为均由间隙S所产生,所以标为 Δ_{XYS} 和 Δ_{KS} 。

如图1所示,外圆代表校对规,与其相切的内圆为测头外圆。当测头与校对规处于位置I或II时,测量的数值为校对规的直径D;而当它们的相对位置处于位置III或IV时,测得的数值是校对规的弦长 A_1B_1 ,因此在X-Y向产生位置误差 Δ_{XYS} 。图中, $AB=D$ 。

$$\Delta_{\text{XYS}} = AB - A_1B_1$$

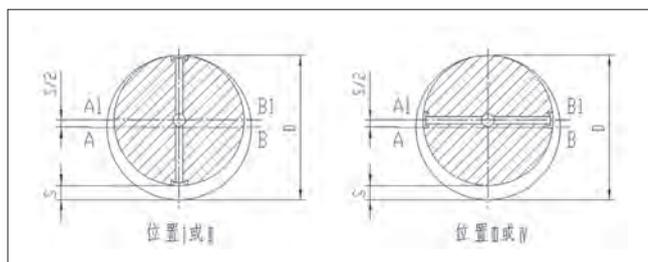


图1 测头位置示意图

在图1右图的位置III或IV中,根据直角三角形中比例线段定理得:

$$\left(\frac{S}{2}\right)^2 = \left(AB - \frac{\Delta_{\text{XYS}}}{2}\right) \cdot \frac{\Delta_{\text{XYS}}}{2} = D \cdot \frac{\Delta_{\text{XYS}}}{2} - \left(\frac{\Delta_{\text{XYS}}}{2}\right)^2$$

因 $\left(\frac{\Delta_{\text{XYS}}}{2}\right)^2$ 很小,可以忽略不计,所以:

$$\left(\frac{S}{2}\right)^2 = D \cdot \frac{\Delta_{\text{XYS}}}{2}$$

$$\text{即: } \Delta_{\text{XYS}} = \frac{S^2}{2D}$$

实例中: $S=27.7809-27.767=0.0139$ 。

$$\text{则: } \Delta_{\text{XYS}} = \frac{0.0139^2}{2 \times 27.7809} = 0.0000035$$

同样,当测头与校对规处于图2所示的位置时,测头测得的数值也不是校对规的直径AB而是线段 AB_1 ,因而产生K向位置误差 Δ_{KS} 。

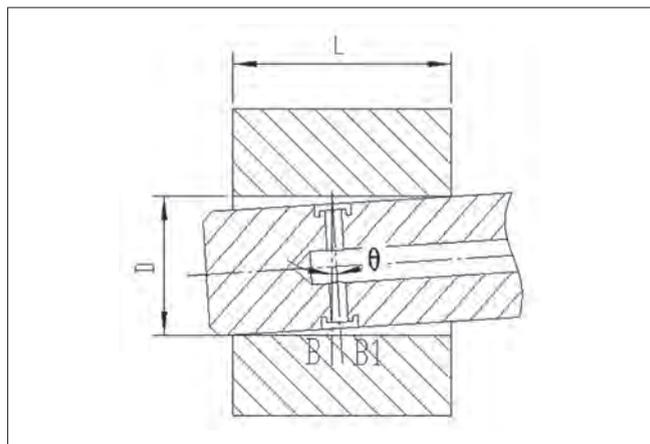


图2 测头与校对规位置示意图

设校对规的宽度为L:

$$\Delta_{\text{KS}} = AB_1 - AB - \frac{D}{\cos \theta} - D = D \frac{1 - \cos \theta}{\cos \theta}$$

取 $\cos \theta$ 的幂级数 $\cos \theta = 1 - \frac{\theta^2}{2} + \frac{\theta^4}{4} - \dots$,略去分母中的两次项,则:

$$\Delta_{\text{KS}} \approx D \frac{\theta^2}{2}$$

$$\text{因 } \theta \approx \frac{S}{L}, \text{ 故 } \Delta_{\text{KS}} \approx \frac{DS^2}{2L^2}$$

实例中: $D=27.7809$; $S=0.0139$; $L=30$ 。

$$\text{则: } \Delta_{\text{KS}} = \frac{27.7809 \times 0.0139^2}{2 \times 30^2} = 0.000003$$

(2) 测头加工工艺误差引起的位置误差

一般内径气动测头主要参数为外径 D_1 和喷嘴孔径d。主要的工艺误差有外径 D_1 的公差,两喷嘴孔径d的不一致性,两喷嘴孔轴线对测头外圆中心的偏心,喷嘴孔轴线对测头轴线的垂直度误差等。

a. 外径 D_1 公差的大小除影响测头的倍率外,还影响测头与校对规之间的间隙。

b.两喷嘴孔径不一致引起X-X向位置误差 Δ_{xd} 。

设喷嘴孔径的直径及其公差为 $d+\Delta d$ ，则可能出现的两喷嘴孔径最大的不一致性为 Δ_d 。现设喷嘴1的直径为 d ，喷嘴2的直径为 $d+\Delta d$ 。当测头与校对规的相对位置处于位置I时，空气从喷嘴1和喷嘴2流出的流量为：

$$Q_I = K\pi(d+\Delta d)(S+a) + K\pi da$$

式中： S ——测头与校对规之间的间隙；

a ——喷嘴孔的下沉量；

K ——空气流量系数。

当测头与校对规的相对位置处于位置II时，空气从喷嘴1和2流出的流量为：

$$Q_{II} = K\pi d(S+a) + K\pi(d+\Delta d)a$$

测头在位置I和位置II时的流量差为：

$$Q_{I-II} = Q_I - Q_{II} = K\pi\Delta ds$$

由位置I和位置II时的流量差 Q_{I-II} 所引起的位置误差 Δ_{xd} 为相当于喷嘴孔径为 d 、流量为 Q_{I-II} 时的相当间隙。于是：

$$Q_{I-II} = K\pi d\Delta_{xd}$$

即：

$$\Delta_{xd} = \frac{Q_{I-II}}{K\pi d} = \frac{Q_{I-II} \Delta ds}{K\pi d} = \frac{\Delta d}{d} S$$

实例中，喷嘴公差 $\Delta_d = 0.01$ ，则：

$$\Delta_{xd} = \frac{0.01}{2} \times 0.0139 = 0.00007$$

c.两喷嘴孔轴线对测头外圆D1的偏心 Δ_p 引起的Y-Y向位置误差 Δ_{yp} 和X-Y向位置误差 Δ_{xyp} 。

实际上一个测头的两个喷嘴孔往往不同轴，如图3所示。取两喷嘴孔中心线与导向外圆面母线交点的连线作为喷嘴孔的轴线。

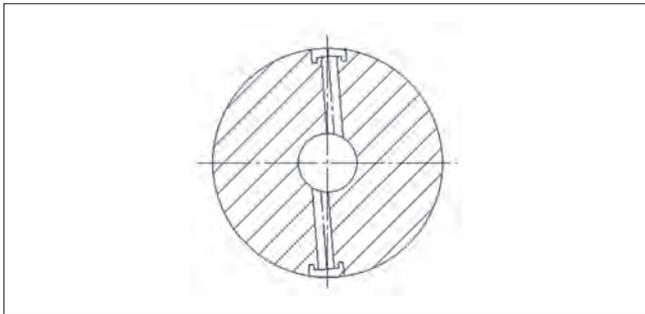


图3 一个测头的两个喷嘴孔

喷嘴孔轴线与测头外圆的偏心 Δ_p 在图4位置时，喷嘴测量的弦长不一致，其差值即Y-Y向位置误差 Δ_{yp} 。

在图4左边位置时，喷嘴孔轴线对于校对规中心的偏心量为 $\frac{S}{2} + \Delta_p$ ；

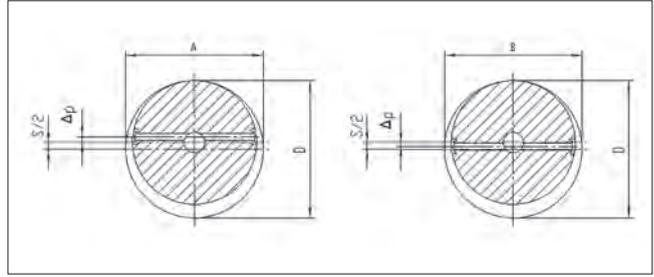


图4 喷嘴孔轴线与测头外圆的偏心 Δ_p 。

在图4右边位置时，喷嘴孔轴线对于校对规中心的偏心量为 $\frac{S}{2} - \Delta_p$ 。

代入式 $\Delta_{xys} = S^2/2D$ ，即可得出弦长与直径的差值，从而求出图4中A与B及其差值，此差值为Y-Y向误差 Δ_{yp} ，即：

$$\Delta_{yp} = \frac{4S\Delta_p}{D}$$

如果 Δ_p 为0.05mm，则计算出的位置误差：

$$\Delta_{yp} = \frac{4 \times 0.0139 \times 0.05}{D277809} = 0.0001$$

d.喷嘴孔轴线对测头外圆轴线的垂直度误差 Δ_z 引起K向位置误差 Δ_{KZ} 。

当测头与校对规处于位置V时，如图5所示，喷嘴测量值并不是校对规的直径 D ，而是比 D 大的斜线 AB_1 。同样，在位置VI时，喷嘴测量的也不是校对规的直径，而是另一斜线 AB_2 。由于在这种位置时，喷嘴轴线与校对规的径向截面的夹角不相等，所以两斜线 AB_1 和 AB_2 的长度也不相等，因而产生K向位置误差 Δ_{KZ} 。

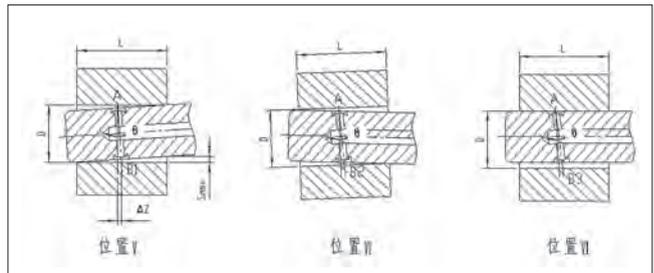


图5 测头与校对规处于位置V时

在位置V时，由测头与校对规之间的最大间隙 S_{max} 引起的最大斜角近似为 $\frac{S_{max}}{L}$ ，由垂直度误差 Δ_z 引起的斜角近似为 $\frac{\Delta_z}{D}$ 。因此，喷嘴孔轴线与校对规径向截面最大夹角近似为：

$$\theta_V \approx \frac{S_{max}}{L} + \frac{\Delta_z}{D}$$

$$AB_1 = \frac{D}{\cos \theta_V}$$

同理, K向位置误差:

$$\Delta_{KZ} = \frac{DS^2 \max}{2L^2} + \frac{\Delta ZS_{\max}}{L}$$

如果 $\Delta_z=0.05\text{mm}$, 则计算出的K向位置误差:

$$\Delta_{KZ} = \frac{27.7809 \times 0.0247^2}{2 \times 30^2} + \frac{0.0247 \times 0.05}{30} = 0.00005$$

(3) 测头喷嘴下沉量 a 取得不适当造成的相对位置误差

内径气动测头是根据喷嘴挡板机构的特性, 把被测件内孔的尺寸变化转换成空气流量的变化。当喷嘴挡板之间的间隙较小时, 由于空气的粘性, 曲线具有明显的非线性。如果测头喷嘴端面的下沉量取得不适当, 就有可能使测头的某一个喷嘴在非线性段工作, 从而造成测头的位置误差。

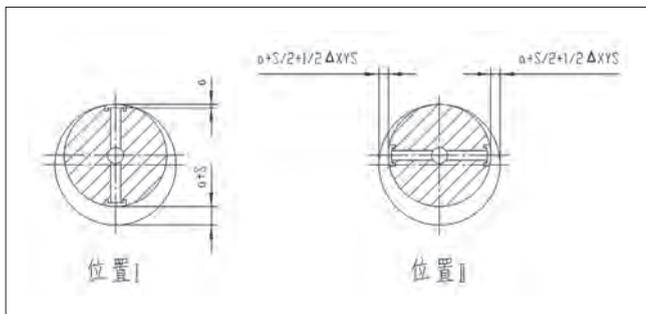


图6 测头与校对规位置示意图

如图6所示, 当测头与校对规处于位置 I 时, 喷嘴1处的间隙为 a , 喷嘴2处的间隙为 $a+S$, 而当测头与校对规处于位置 II 时, 喷嘴1与喷嘴2处的间隙都等于 $a + \frac{S}{2} + \frac{1}{2} \Delta_{XYS}$ 。 Δ_{XYS} 为二次微量, 可忽略不计, 所以其间隙值都为 $a + \frac{S}{2}$ 。如果 a 值取得不当, 致使在位置 I 时喷嘴1在非线性段工作, 而喷嘴2处间隙较大则在线性段工作 dmj , 在位置 II 时, 因为间隙比较大, 所以喷嘴1和2都在线性段工作。在这种情况下, 即使在位置 I 和 II 时, 喷嘴1和2处的总间隙相等, 都为 $S+2a$, 但在这两种位置分别从喷嘴1和2流出的空气总流量并不相等, 这样就引起了 X-Y 向位置误差 Δ_{XYa} 。

3.1.3 测头间隙选择不当引起的非线性误差

气动测头的总间隙应与量仪的特性相适应。应根据测头的测量范围(如测量内径时的内径公差)正确选择间隙范围, 使得整个测量范围都处于曲线的线性段, 以保证最小的非线性误差。如图7中, P_x-S 曲线的两端即 $S < S_1$ 和 $S > S_2$ 时曲线呈明显非线性, 所以测量间隙应选择在 S_1 、 S_2 之间才能保证最小的非线性误差。当测量间隙较大时, 应该根据 P_x-S 曲线确定的范围。非线性误差的计算一般可根据 P_x-S 曲线先求出非线性最大压力差, 然后除以曲线的平均斜率求得非线性示值的最

大值。

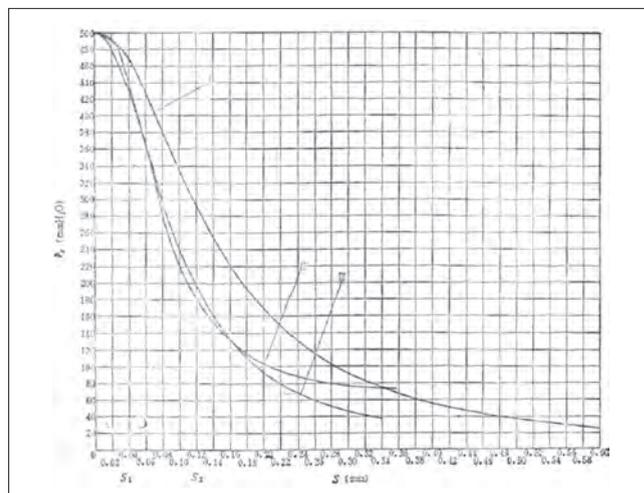


图7 P_x-S 理论曲线与试验曲线

3.2 零位漂移误差

影响气动量仪零位漂移的因素很多, 如稳压器的性能, 空气中的油、水对机械传动部的影响, 特别是量仪的零位调节阀和分辨率调节阀的可能的松动均会引起零位漂移。此外, 使用环境的温度变化也是零位漂移的一个重要原因。零位漂移如在方向和数量上有一定规律时, 可以找出原因(如受温度变化的影响)而予以防止。

3.3 测量环境引起的误差

3.3.1 工件与标准件的材料不同引起的误差

气动测量所用标准件的材料一般是合金钢, 而被测件的材料则是多种多样的。气动测量一般是在常温下进行, 很容易由于标准件和被测件的材料膨胀系数不同而产生测量误差。设标准件和被测件的温度是一致的, 则温度误差 $\Delta_{温}$ 可以由下式表示:

$$\Delta_{温} = L(a_1 - a_2)(t - 20^\circ\text{C})$$

式中: L ——被测件长度;

a_1 ——标准件材料的线膨胀系数;

a_2 ——被测件材料的线膨胀系数;

t ——测量时被测件和标准件的温度。

温度误差属于系统误差。

3.3.2 测头热变形引起的误差

即使测头工件、标准件的材料相同, 也会因各自的热容量的不同而产生不同的热变形量, 从而引起测量误差。

3.3.3 由人手温度引起的被测工件尺寸的变化

当测量较小工件时, 一般设计成座式测量装置, 手持工

(下转244页)

驱动微型节流制冷机的压缩机

曹海山 李俊明
(清华大学 北京 100084)

摘要: MEMS技术为节流制冷机的微型化开辟了新的方向,但现阶段,微型节流制冷机还主要依靠体积相对庞大的气瓶来提供高压气源。这样的开式制冷系统整体体积庞大,在很大程度上限制了微型节流制冷机的应用潜力。若要减小制冷系统整体体积,需要与微型节流制冷机相匹配的微型压缩机来为其提供高压气源,从而实现紧凑的闭式制冷系统。本文介绍了可用于驱动微型节流制冷机的吸附式压缩机的工作原理、研究现状和发展趋势。

关键词: 节流; 微型制冷机; 吸附; 压缩机

Compressors for micromachined Joule–Thomson cryocoolers

CAO Haishan LI Junming
(Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University Beijing 100084)

Abstract: MEMS technology pens up a new method for the miniaturization of Joule–Thomson (JT) cryocoolers. However, JT micro coolers are mainly driven by using relatively large high–pressure gas cylinders at present. This type of open–loop cryogenic systems have large volume, which inherently restricts the potential applications of micro coolers. To reduce the system volume, it is required to have miniature compressors that match JT micro coolers to provide high–pressure gases, closing the cryogenic systems. This paper introduces the working principle, research status and future development of sorption compressors for driving JT micro coolers.

Keywords: Joule–Thomson; Micro coolers; Sorption; Compressor

1 引言

低温制冷技术为很多前沿科学的发展提供了可能性。一方面,在科学实验工程(如超导高能加速器和超导磁约束聚变装置等)、空间技术、能源等领域的大型应用仍方兴未艾;另一方面,在电磁探测(如红外和射电探测等)、科学仪器、医疗设备等领域的微小型应用对低温制冷技术提出了更高的要求。图1给出了部分微小型应用所需要的制冷温度和制冷量的范围,包括:用于组装快速数字电路的低/高温超导体电子器件,用于探测微弱的磁场信号的低/高温超导体量子干涉仪,用于放大信号的基于砷化镓的电子器件,用于探测射电频谱的高电子迁移率晶体管,用于分析材料成分、结构等

的X射线探测器,用于提高互补金属氧化物半导体的运行速度、降低其热噪音,以及低温物性研究等。需要说明的是,图1中给出的应用所需要的制冷量和制冷温度不一定固定在图1中所给出的值。对某一应用而言,其所需要的制冷量有一部分用于器件本身的消耗,还有一部分用于弥补器件辐射、引线等造成的热损失。要实现这类微小型应用的有效匹配制冷,就需要研发与其在尺寸和制冷量两方面都相匹配的微小型低温制冷系统。

2 微型节流制冷机

基于MEMS技术的微型节流制冷机具有结构紧凑、无振

动、无电磁干扰且可以和被冷却器件完美耦合等优点,在低温电子器件冷却和低温材料科学研究中受到了广泛关注。这种类型的微型节流制冷机是通过MEMS加工工艺,在玻璃基片上刻蚀出换热器微通道、节流元件和蒸发器后,将刻蚀好的基片熔融接合在一起,再切割而成(见图2)。现已研制出的基于MEMS技术的微型节流制冷机包括:130-150 K烃类。

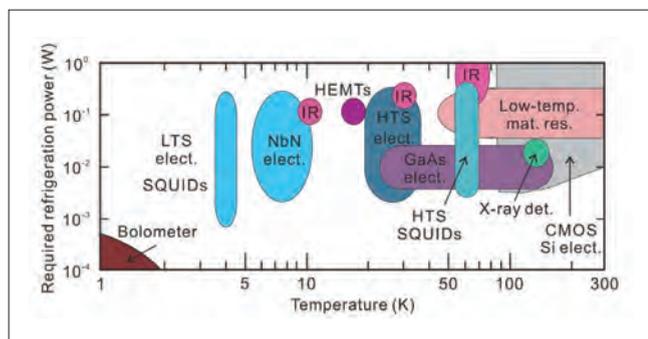


图1 部分微小型低温制冷技术应用所需要的制冷温度和制冷量^[1]

图1中: Bolometer: 辐射热测量计、CMOS Si elect.: 互补金属氧化物半导体、GaAs elect.: 砷化镓电子器、HEMTs: 高电子迁移率晶体管、L-HTS elet. / SQUIDs: 低-高温超导体电子器件/超导体量子干涉仪、Low-temp. mat. res.: 低温物性研究、NbN elect.: 氮化铌电子器件和X-ray det.: X射线探测。

混合工质微型制冷机^[2]、135K甲烷工质微型制冷机^[3]、70-100K氮气工质微型制冷机^[4-7]、70K氮气-烃类混合工质微型制冷机^[8]以及30-35 K氮气和氢气(或氦气)工质两级微型制冷机^[9-11]。现阶段,微型节流制冷机还主要依靠体积相对庞大的气瓶来提供高压气源。这样的开式制冷系统整体体积庞大,在很大程度上限制了微型节流制冷机大规模应用。若要减小制冷系统整体体积,需要与微型节流制冷机相匹配的微型压缩机来为其提供高压气源,从而实现紧凑的闭式制冷系统。

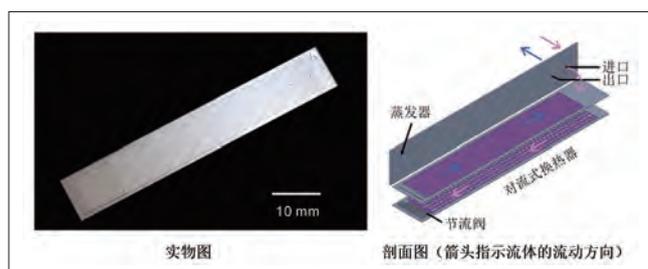


图2 Twente大学基于MEMS技术的微型节流制冷机^[12]

3 压缩机

用于驱动微型节流制冷机的压缩机包括机械式压缩机和

吸附式压缩机两种。目前,机械式压缩机已被用于驱动多元混合工质制冷机^[13-16],但存在的问题有:

(1) 机械式压缩机的运动部件所引起的振动问题^[17];

(2) 机械式压缩机通过交流电驱动,会对其冷却的电子器件产生电磁干扰^[18];

(3) 机械式压缩机中的润滑油与混合工质的选择性溶解造成的制冷机运行时混合工质的浓度变化,从而影响制冷机的运行效果^[19];

(4) 低温条件下润滑油的凝固会造成节流阀阻塞,缩短制冷机的运行时间^[13]。因润滑油的不利影响,国际上也开展了对无油机械式压缩机的研究^[20-23]。无油机械式压缩机虽然解决了润滑油在制冷系统中造成的问题,但其最大压比低,还不足以驱动纯工质微型节流制冷机,且仍存在振动、电磁干扰的缺点。

与机械式压缩机相比,吸附式压缩机具有无油、无振动、无电磁干扰、可靠性高的优势,其应用潜力也越来越受到关注。吸附式压缩机是利用多孔吸附材料在不同温度、压力条件下对气体吸附特性的差异,实现低压进气、高压出气。吸附式压缩机单元示意图如图3所示,压缩机腔体中心的加热管用于加热吸附剂,气隙式热开关用于控制压缩机腔体与冷却热沉的换热。加热过程中,气隙式热开关被抽真空,以减少压缩机腔体和冷却热沉之间的热传递。冷却过程中,气隙式热开关被充满气体,以增加压缩机腔体和冷却热沉之间的热传递。热开关控制器内有吸附材料(吸附材料的选择取决于气隙式热开关内充注的气体),通过气体吸附和解吸实现气隙式热开关的抽真空和充气体的控制。

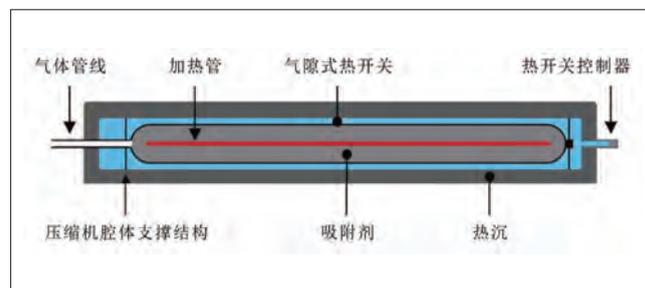


图3 吸附式压缩机单元示意图

图4显示了吸附等温线图中压缩机循环示意图以及循环过程中压缩机腔体内温度、压力以及加热器和单向阀状态随时间的变化。在初始状态A点时,压缩机腔体被加热,当压力增加至状态点B,高压侧单向阀打开,气体从吸附材料上被解吸,流出腔体;当温度升高至状态点C时,压缩机腔体开始被

冷却,当压力降低至状态点D时,低压侧单向阀打开,气体流回腔体,并被吸附到吸附材料上,完成一次循环。

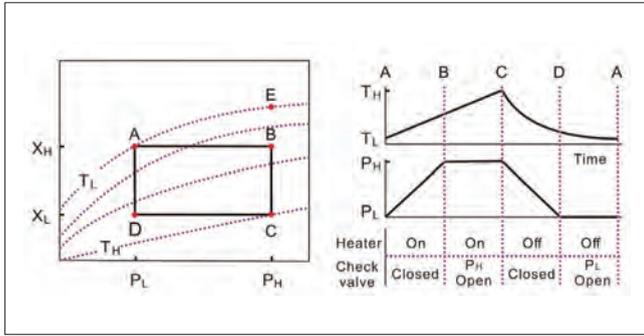


图4 左: 吸附等温线图中压缩机循环示意图A→B→C→D→A (X: 吸附浓度, 被吸附工质与吸附材料的质量比; T: 温度; P: 压力; 下角标 L, H分别表示低、高), $X_E - X_A$ 表示同一等温线上压力引起的吸附浓度差; 右: 压缩机循环过程中腔体内温度, 压力以及加热器和单向阀状态随时间的变化

吸附式节流制冷系统的性能系数COP和吸附材料和工质物性的关系如下:

$$COP = \Delta X \Delta h / Q_{input} \quad (1)$$

其中, ΔX 和 Δh 分别表示吸附浓度差 (kg/kg) 和比焓差 (J/kg), $\Delta X = X_H - X_L$, $\Delta h = h(T_0, P_L) - h(T_0, P_H)$, T_0 表示流入制冷机的工质温度, Q_{input} 表示单位质量吸附材料一次循环所需输入功 (J/kg), 主要是吸附材料热容 C_s (J/kg.K), 和温差 $T_H - T_L$ 的函数:

$$Q_{input} \approx C_s (T_H - T_L) \quad (2)$$

吸附式节流制冷系统的制冷量是工质的质量流量 \dot{m} 和比焓差 Δh 的乘积:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \Delta h \quad (3)$$

工质的质量流量 \dot{m} 取决于吸附材料质量 m_s (kg), 吸附浓度差 ΔX (kg/kg), 循环时间 t_{cycle} (s)的函数:

$$\dot{m} = m_s \Delta X / t_{cycle} \quad (4)$$

循环时间 t_{cycle} 取决于吸附材料加热后温度 T_H , 冷却后温度 T_L , 冷却热沉温度 T_{HS} , 吸附材料热容 C_s 和吸附材料和冷却热沉之间的热阻 R_s :

$$t_{cycle} = 2 \ln \left(\frac{T_H - T_{HS}}{T_L - T_{HS}} \right) R_s C_s \quad (5)$$

吸附材料和冷却热沉之间的热阻 包括界面热阻和吸附材料导热热阻, 其中, 吸附材料导热热阻和材料热导率成反比。通过Eqs.1-2可知, 减小吸附材料的比热容有利于提高吸附式节流制冷系统的性能; 通过Eqs.3-5可知, 减小吸附材料

的比热容和增加吸附材料的热导率, 有利于提高吸附式节流制冷系统的制冷量。因此, 适用于吸附压缩机的材料不仅应具有有良好的吸附性能, 还应具有比热容小、热导率高的热物性。

吸附式压缩机根据吸附机理的不同可分为物理式吸附与化学式吸附两种。在物理吸附中被吸附工质与吸附材料之间的靠范德华力相互作用, 而在化学吸附中被吸附工质与吸附材料发生电子的转移、交换或共有, 形成化学键。关于吸附式压缩机的研究开始于1963年, 当年美国JPL实验室申请了利用硅胶为吸附剂, 二氧化硫为工质, 用以实现航天器部件温度控制的专利^[24]。1978年, Hartwig 利用沸石为吸附剂, 一氧化二氮为工质, 实现了压比2.1:0.1MPa, 制冷温度185K, 制冷量3W的吸附式制冷系统^[25]。由于基于硅胶、沸石的吸附式压缩机效率低, 此后关于吸附式压缩机的研究几近停滞。直到1986年美国JPL实验室S. Bard 利用活性炭为吸附剂, 氮气为工质, 活性炭在400 K和250K之间循环加热冷却, 实现了压比5.39:2.26 MPa, 制冷温度118K, 制冷量500mW, 输入功率155W的吸附式制冷系统^[26]。1986年后, 物理吸附式压缩机的研究多是基于活性炭。1992年美国AEROJET公司L.Wade et al. 利用活性炭为吸附剂, 甲烷为工质, 活性炭在450K和245K之间循环加热冷却, 实现了压比1.0:0.55MPa的吸附式压缩机。通过将甲烷预冷至158K, 实现了制冷温度137K, 制冷量1.97W, 输入功率151W的吸附式制冷系统^[27]。2002年荷兰Twente大学J.F.Burger et al. 利用活性炭为吸附剂, 乙烯为工质, 活性炭在473K和293K左右室温之间循环加热冷却, 实现了压比1.5:0.2MPa的吸附式压缩机。通过将乙烯预冷至238K, 实现了制冷温度169K, 制冷量122-155mW的小型吸附式制冷系统^[28]。联合欧洲航天局, 2007年J.F.Burger et al.利用活性炭为吸附剂, 氦气为工质, 活性炭分别在121-52K, 82-49K之间循环加热冷却, 实现了压比1.65:0.4 MPa和0.4:0.13MPa的两级吸附式压缩机。通过将氦气预冷至14.5K, 实现了制冷温度4.5K, 制冷量5mW, 重8.3kg的吸附式制冷系统^[29]。2013年荷兰Twente大学Wu et al.比较分析了以活性炭为吸附材料, 氮气、甲烷、一氧化碳、氮气为工质, 制冷温度区间65-160K以及氦气、氢气为工质, 制冷温度区间16-38K的吸附式节流制冷系统的性能。研究发现, 因活性炭在室温下(293K)对上述6种工质的吸附量过低, 活性炭需要预冷到室温以下以获得可观的吸附量^[30]。相比较物理吸附, 化学吸附在室温或更高温度下的吸附量要大得多。1976年荷兰Philips公司H.H. Van and A. Mijnheer 利用镧镍合金(LaNi₅)为吸附剂, 氢气为工质,

LaNi₅在410K和290K之间循环加热冷却,实现了压比4.5:0.4 MPa的吸附式压缩机。通过将氢气预冷至80K,实现了制冷温度26K,制冷量1W,输入功率450W的吸附式制冷系统^[31]。

1983年美国JPL实验室J.A. Jones 同样采用LaNi₅和H₂作为吸附剂和工质,利用LaNi₅在373K和294K之间循环加热冷却,实现了压比4.0:0.6MPa,制冷温度29K,制冷量650mW,输入功率250W的吸附式制冷系统^[32]。1988年美国JPL实验室S.Bard et al. 采用锆铈氧化物(PCO)和氧气作为吸附剂和工质,利用PCO在923K和600K之间循环加热冷却,实现了压比为2.8:0.03MPa的吸附式压缩机。利用250K热电预冷器、200K热点预冷器以及140K氮气节流制冷机逐级冷却,实现了制冷温度80K,制冷量340mW^[33],输入功率344W的吸附式制冷系统。系统中氮气节流制冷机是由以活性炭为吸附剂的吸附式压缩机驱动,该压缩机是通过利用活性炭在600K和280K之间循环加热冷却,实现了压比为4.4:0.4MPa的压比。

综上所述,物理吸附式压缩机早期的研究主要以硅胶和沸石作为吸附材料,但是由于这两种材料的吸附性能有限。目前物理吸附式压缩机主要是以活性炭作为吸附材料,乙烯,甲烷,氩气,氮气,氢气,氦气等为工质。但研究发现,因活性炭在室温下(293K)对除乙烯以外的多种工质的吸附量过低,活性炭需要预冷到室温以下以获得可观的吸附量,而这种利用预冷增加吸附量的方式势必会增加压缩机的复杂性,不利于压缩机的微型化。用于化学吸附的材料有钨镍合金和锆铈氧化物,两者分别是针对氢气和氧气的吸附。化学吸附材料吸附量大,并且在近室温或室温,与高于室温的范围内循环。然而,化学吸附仅适用于特定的工质和吸附材料组合,应用范围窄。

4 结论

相比较基于MEMS技术的微型制冷机的发展,微型压缩机的发展相对滞后。吸附式压缩机的研究主要针对纯工质,作者还未见有关混合工质吸附式压缩机的报道。吸附材料的研究以活性炭为主,高效吸附材料紧缺已成为制约吸附式压缩机微型化的瓶颈。要实现吸附式压缩机的微型化,一方面可探索现有吸附材料对混合工质吸附性的研究,混合工质所要求的压力比低,相对容易实现,然而混合工质的采用也带来了新的问题,比如混合工质物性、多相流动及传热等;另一方面需要探索高效、适用于不同纯工质,能够满足不同制冷温度需求的吸附材料,高性能吸附材料的开发需要综合考虑

吸附材料的吸附性、热物性及稳定性等,研究涉及工程热物理、材料、化学等多个学科,是多学科交叉问题。

参考文献

- [1] Burger. J. Cryogenic microcooling: A micromachined cold stage operating with a sorption compressor in a vapor compression cycle. University of Twente; 2001.
- [2] Derking JH, Vermeer CH, Tirolien T, Crook MR, ter Brake HJM. A mixed-gas miniature Joule-Thomson cooling system. *Cryogenics*, 2013, 57:26-30.
- [3] Derking JH, Holland HJ, Lerou PPPM, Tirolien T, ter Brake HJM. Micromachined Joule-Thomson cold stages operating in the temperature range 80-250 K. *Int. J. Refrig.*, 2012, 35:1200-7.
- [4] Garvey S, Logan S, Rowe R, Little WA. Performance characteristics of a low-flow rate 25 mW, LN₂ Joule-Thomson refrigerator fabricated by photolithographic means. *Appl. Phys. Lett.*, 1983, 42:1048-50.
- [5] Little WA. Microminiature refrigeration. *Adv. Cryog. Eng.*, 2008, 53:597-605.
- [6] Lerou PPPM, Ter Brake HJM, Burger JF, Holland HJ, Rogalla H. Characterization of micromachined cryogenic coolers. *J. Micromech. Microeng.*, 2007, 17:1956-60.
- [7] Cao HS, Vanapalli S, Holland HJ, Vermeer CH, ter Brake HJM. A micromachined Joule-Thomson cryogenic cooler with parallel two-stage expansion. *Int. J. Refrig.*, 2016, 69:223-31.
- [8] Little WA, Paugh RL. Development of fast cool-down, Joule-Thomson microminiature refrigerator and vacuum package for operation of infrared focal plane arrays at 70 K. *Cryocoolers 1990*, 6:161-9.
- [9] Little WA, Yaron R, C.Fuentes. Design and operation of a 30 K two-stage nitrogen neon JT cooler. *Cryocoolers*, 1993, 7:971-7.
- [10] Cao HS, Mudaliar AV, Derking JH, Lerou P, Holland HJ, Zalewski DR, et al. Design and optimization of a two-stage 28 K Joule-Thomson microcooler. *Cryogenics*, 2012, 52:51-7.
- [11] Cao HS, Holland HJ, Vermeer CH, Vanapalli S, Lerou PPPM, Blom M, et al. Characterization of a two-stage 30 K Joule-Thomson microcooler. *J. Micromech. Microeng.*, 2013, 23:065022.
- [12] Cao HS, Vanapalli S, Holland HJ, Vermeer CH, ter Brake HJM, Lerou PPPM, et al. Joule-Thomson microcooling developments at University of Twente. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, 171:012064.
- [13] Little WA, Sapozhnikov I. Low Cost Cryocoolers for Cryoelectronics. *Cryocoolers*, 1997, 9:509-13.
- [14] Lin MH, Bradley PE, Huber ML, Lewis R, Radebaugh R, Lee YC. Mixed refrigerants for a glass capillary micro cryogenic cooler. *Cryogenics*, 2010, 50:439-42.
- [15] 闫彪, 公茂琼, 吴剑峰. 微型压缩机驱动的微型混合工质 J-T 制冷器实验研究. *制冷学报*, 2013, 34(04):14-7.

[16] Gong MQ, Wu JF, Yan B, Zou X, Zhuang XR, Hu QG. Study on a Miniature Mixed-gases Joule-Thomson Cooler Driven by an Oil-lubricated Mini-compressor for 120 K Temperature Ranges. *Physics Procedia*, 2015, 67:405-10.

[17] Mon GR, Smedley GT, Johnson DL, Ross RG. Vibration Characteristics of Stirling Cycle Cryocoolers for Space Application. *Cryocoolers 1995*, 8:197-208.

[18] Johnson DL, Smedley GT, Mon GR, Ross RG, Narvaez P. Cryocooler Electromagnetic Compatibility. *Cryocoolers 1995*, 8:209-20.

[19] Gong M, Zhou W, Wu J. Composition Shift due to the Different Solubility in the Lubricant Oil for Multicomponent Mixtures. *Cryocoolers*, 2007, 14:459-67.

[20] Yoon JS, Choi JW, Kim MS. Computational and experimental investigation on the performance characteristics of the micro gas compressor. *Microelectron. Eng.*, 2009, 86(10):1975-82.

[21] Yoon JS, Choi JW, Kim MS, Yoo YE, Choi DS. Studies on the performance characteristics and improvements of the piezoelectrically-driven micro gas compressors. *Microelectron. Eng.*, 2009, 86(11):2297-304.

[22] Sobol S, Tzabar N, Grossman G. Miniature Piezoelectric Compressor for Joule-Thomson Cryocoolers. *Physics Procedia*, 2015, 67:423-7.

[23] Champagne P, Olson JR, Nast T, Roth E, Collaco A, Kaldas G, et al. Development of a J-T Micro Compressor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2015, 101:012009.

[24] Webb JE. Intermittent type silica gel adsorption refrigerator, US3270512A, 1966.

[25] Hartwig WH. Cryogenic Refrigeration Concepts Utilizing Adsorption Pumping in Zeolites. *Adv. Cryog. Eng.*, 1978, 23:438-47.

[26] Bard S. Development of an 80-120 K charcoal-nitrogen adsorption cryocooler. *Cryocoolers*, 1986, 4:43-56.

[27] Wade L, Ryba E, Weston C, Alvarez J. Test performance of a 2 W, 137 K sorption refrigerator. *Cryogenics*, 1992, 32:122-6.

[28] Burger JF, Holland HJ, Seppenwoolde JH, Berenschot E, ter Brake HJM, Gardeniers JGE, et al. 165 K Microcooler Operating with a Sorption Compressor and a Micromachined Cold Stage. *Cryocoolers*, 2002, 11: 551-60.

[29] Burger JF, ter Brake HJM, Holland HJ, Meijer RJ, Veenstra TT, Venhorst GCF, et al. Long-life vibration-free 4.5 K sorption cooler for space applications. *Rev. Sci. Instrum.*, 2007, 78: 065102.

[30] Wu Y, Zalewski DR, Vermeer CH, ter Brake HJM. Optimization of the working fluid for a sorption-based Joule-Thomson cooler. *Cryogenics*, 2013, 58:5-13.

[31] van Mai HH, Mijnheer A. Hydrogen refrigerator for the 20 K region with a LaNi₅ hydride thermal absorption compressor for hydrogen. *Proceedings of the fourth International Cryogenic Engineering Conference*, 1972, p. 122-5.

[32] Jones JA. LaNi₅ hydride cryogenic refrigerator test results. *NASA Goddard Space Flight Center Refrig for for Cryogenic Sensors1983*. p. 357-73.

[33] Bard S, A. Jones J, R. Schember H. A two-stage 80 K/140 K sorption cryocooler *Proceedings of the 12th International Cryogenic Engineering Conference*, 1988, p. 626-30.

(上接239页)

件进行测量。由于人手的温度较高，将引起工件的急剧膨胀，因此在测量时应该戴上手套，以减少人手温度的影响。

4 结论与控制方案

上述分析了气动测量系统的主要误差来源，在实际工作中对误差来源规避，以达到提高测量精度的目的。

4.1 控制零位飘移误差

保持气源稳定，压力电源满足量仪需求，定期校准，定期排泄管道中的杂质。

4.2 控制测量环境引起的误差

零件装配前，在保证工艺要求的前提下，结合材料膨胀系数，分别设定各种零件的恒温时间；对检测零件的操作工人，提出戴上手套操作的要求。

4.3 控制测头和测量装置的误差

(1) 控制气动测头及校对规的直径尺寸，定期校准。

(2) 入厂检测及定期校验测头，控制测头的位置变差，符合量仪技术要求。

(3) 入厂检测及定期校验测头，控制测头的喷嘴下沉量，符合量仪技术要求。

参考文献

- [1] 刘玉初. 气动量仪. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [2] 国家机械委员会统编. 量具与量仪. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [3] 《计量测试技术手册》编辑委员会. 计量测试技术手册. 北京: 中国计量出版社, 1995.

第五部分

热泵及其他技术

基于CYCLEPAD的双压缩机分路冷凝 热泵干燥系统热力学模拟

江轶政 刘益才 刘绍文 朱声浩
(中南大学, 能源科学与工程学院 湖南长沙 410083)

摘要:以热泵干燥系统技术为基础,利用工程热力学仿真软件CYCLEPAD,建立了普通热泵干燥系统及双压缩机分路冷凝热泵干燥系统热力学模型。通过设置模型中各部件的工作状态及热泵工质、空气循环的初始参数,得出在稳态条件下系统运行工况及热泵循环、空气循环中各点状态参数。结果表明,相对于普通热泵干燥系统,双压缩机分路冷凝热泵干燥系统COP从4.97提升至6.41,增加28.97%;通过对热力学模型分析和计算,发现空气中间温度 T_{S12} 越高,该系统COP越大;在考虑换热温差的情况下,存在最佳的冷凝器2冷凝温度使系统达到COP最大,本文中系统最佳的冷凝器2冷凝温度为52℃,系统最大COP为6.42。

关键词:热泵干燥; COP; 分路冷凝

Thermodynamic simulation of a dual compressor shunt condensing heat pump drying system based on CYCLEPAD

JIANG Yizheng LIU Yicai LIU Shaowen ZHU Shenghao
(School of Energy Science and Engineering, Central South University Changsha 410083)

Abstract: Based on the heat pump drying system technology, using the thermodynamic simulation software CYCLEPAD, a thermodynamic model of the general heat pump drying system and the dual compressor shunt condensation heat pump drying system was established. By setting the working state of each component in the model and the initial parameters of the heat pump working medium and air circulation, the operating condition of system and the state parameters of each point in the heat pump cycle and the air circulation under steady state conditions are obtained. The results show that compared with the ordinary heat pump drying system, the COP of the dual-compressor shunt condensation heat pump drying system increases from 4.97 to 6.41, an increase of 28.97%. Through the analysis of the thermodynamic model, it is found that the higher the intermediate air temperature T_{S12} , the larger the system COP; in the case of considering the heat exchange temperature difference, there is an optimal second condenser condensing temperature to make the system reach the maximum COP, in this article the best second condenser condensing temperature is 52℃, the system maximum COP is 6.42.

Keywords: Heat pump; COP; Shunt condensation

1 引言

干燥工艺作为最古老的单元操作之一,在国民经济各个领域广泛应用。干燥行业是耗能较大的产业,在发达国家,

大约10%~20%的燃料应用于干燥工艺^[1-3]。20世纪年代末80年代初,热泵干燥技术开始兴起并发展成为一项高新技术,热泵干燥技术的特点是,效率高节能效果好、廉价、环境友

好,同时能独立控制干燥过程中的各种参数,并且产品质量好,因此在果蔬、农产品、医药等领域广泛应用^[4-7]。研究结果表明,在条件相同的情况下干燥可节能20~50%^[8]。该技术作为一种新的高效节能的干燥技术,在干燥领域获得了广泛深入的研究并取得了较快速的发展。

2 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统简介

双压缩机分路冷凝热泵干燥系统装置由热泵系统和空气循环系统组成。热泵系统主要是由压缩机1、压缩机2、冷凝器1、冷凝器2、节流阀1、节流阀2、蒸发器等设备组成的密闭循环系统。空气循环系统由干燥器、循环风机(图中未标出)等设备及管道组成,具体装置见图1。

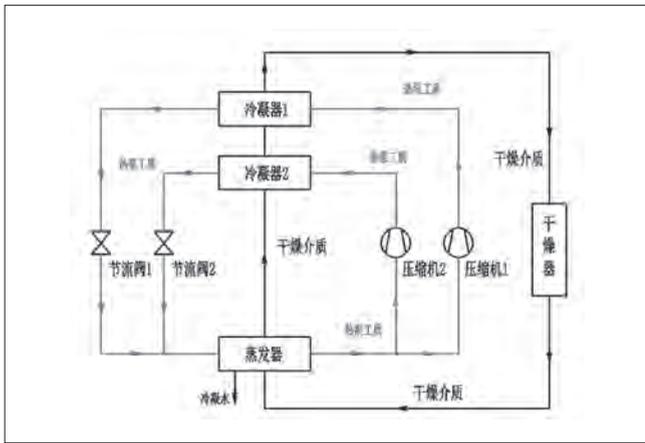


图1 分路冷凝热泵干燥系统装置图

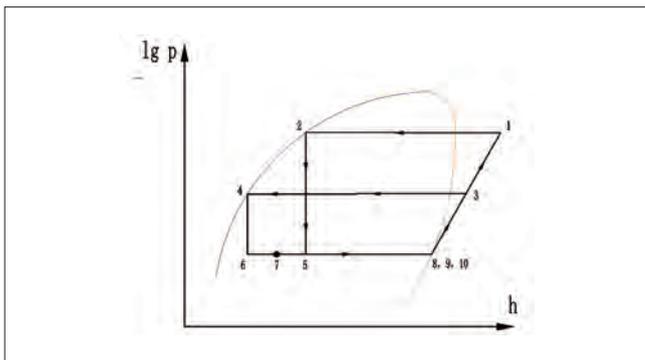


图2 分路冷凝热泵干燥系统压焓图

假定热泵工质在压缩机中等熵压缩,在冷凝器与蒸发器中等压换热,在节流阀中等焓节流,冷凝器出口为饱和液体,蒸发器出口为饱和气体,具体理论循环压焓图见图2。

在热泵循环中,在蒸发器内蒸发为制冷剂饱和蒸汽分为两路,一路经底压缩比压缩机等熵压缩(10-3)为高温高压制冷剂气体,进入第二冷凝器等压冷凝为饱和液体(3-4)并与低温空气进行换热,其冷凝温度较低,再经节流阀2等焓

节流(4-6);另一路经高压压缩比压缩机等熵压缩为高温高压制冷剂气体(9-1),进入第一冷凝器等压冷凝成为饱和液体(1-2)与中温空气进行换热,其冷凝温度较高,再经节流阀1等焓节流(2-5)。从节流阀1与节流阀2流出的制冷剂湿蒸汽在混合器中混合后(7)进入蒸发器等压蒸发成饱和蒸汽(7-8),之后重新进入压缩机,构成循环。

在空气循环中,由于冷凝器1冷凝温度大于冷凝器2冷凝温度,与干燥物料换热后的低温空气首先被第二冷凝器加热成中温空气,再被第一冷凝器加热成高温空气后送入干燥室构成循环。

3 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统建模仿真

3.1 CYCLEPAD简介

CYCLEPAD是一个工程热力学的虚拟实验室,能构造和分析各种热力循环,由西北大学、美国海军学院和牛津大学联合完成。应用CYCLEPAD软件可以进行能源动力、低温制冷、动力机械等热力学方面的设计工作。

热力循环实际上是通过一系列的基本元件组合,实现从环境中获得热能转化为机械能等其他形式,或者通过输入功使热能在环境或者其他因素之间传递转化的过程,制冷机组和热泵都是这一类的热机。CYCLEPAD软件建立了一些热力元件的基本模型,通过不同的基本元件相互组合,构成不同的热力循环。因此在工程热力学和能源动力方面仿真的研究中,具有极强的适应性,目前已被很多研究人员采用。

3.2 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统模型

双压缩机分路冷凝热泵干燥系统CYCLEPAD模型图如图3所示,为简化系统及计算过程,在空气循环中由一外部冷源代替蒸发器模拟空气降温过程。图中各个图标所代表的循环部件见表1。

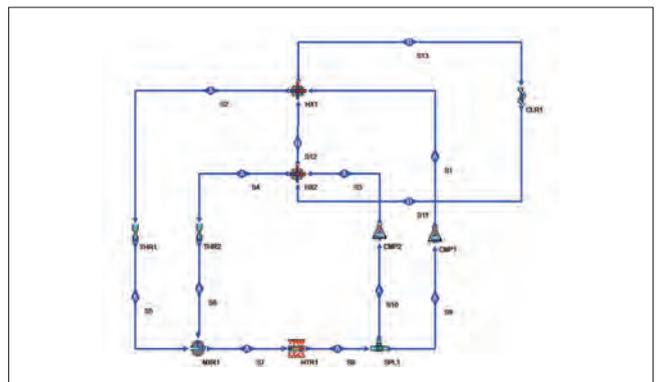


图3 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统CYCLEPAD模型图

表1 模型图(图3)中图标所示部件

图标	循环部件	图标	循环部件
CMP1	压缩机1	HX2	冷凝器2
CMP2	压缩机2	SPL1	分流器
THR1	节流阀1	MXR1	混合器
THR2	节流阀2	HTR1	蒸发器
HX1	冷凝器1	CLR1	冷却器

3.3 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统计算结果

热泵循环工质使用R134a, 设蒸发温度为20℃, 冷凝器1冷凝温度为70℃, 冷凝器2冷凝温度为50℃, 蒸发器出口为饱和蒸汽, 冷凝器出口为饱和液体。进入冷凝器2的低温空气温度为25℃, 中间空气温度为45℃, 经冷凝器1加热后温度为65℃, 空气质量流量为1kg/s。

计算得到双压缩机分路冷凝热泵干燥系统参数见表2, 热泵循环中各点参数见表3。

表2 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统参数

COP	制热量 (kW)	压缩机功耗 (kW)
6.41	40.14	6.26

表3 双压缩机分路冷凝热泵系统各点参数

状态点	温度/℃	压力/kPa	焓值/kJ/kg	质量流量/kg/s
S ₁	74.90	2117	436.3	0.1524
S ₂	70.00	2117	304.6	0.1524
S ₃	52.53	1318	427.0	0.1293
S ₄	50.00	1318	271.8	0.1293
S ₅	20.00	572.8	304.6	0.1524
S ₆	20.00	572.8	271.8	0.1293
S ₇	20.00	572.8	289.6	0.2817
S ₈	20.00	572.8	409.8	0.2817
S ₉	20.00	572.8	409.8	0.1524
S ₁₀	20.00	572.8	409.8	0.1293

4 双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统性能分析

4.1 普通热泵干燥系统对比分析

与前述相同, 普通热泵干燥系统使用热泵工质R134a, 设蒸发温度为20℃, 冷凝温度为70℃, 蒸发器出口为饱和蒸汽, 冷凝器出口为饱和液体。进入冷凝器的空气温度为25℃, 加热后温度为65℃, 空气质量流量为1kg/s。利用CYCLEPAD建立了普通热泵干燥系统模型, 如图4。计算得到普通热泵干燥系统参数见表4。

如前所述, 双压缩机分路冷凝热泵系统冷凝器1冷凝温度、蒸发温度、部件工作条件在与普通热泵干燥系统相同的情况下, 利用CYCLEPAD模拟计算得出分路冷凝热泵系统COP为6.41, 较普通热泵系统增加28.97%。

4.2 分路冷凝热泵系统变工况条件分析

系统COP计算公式:

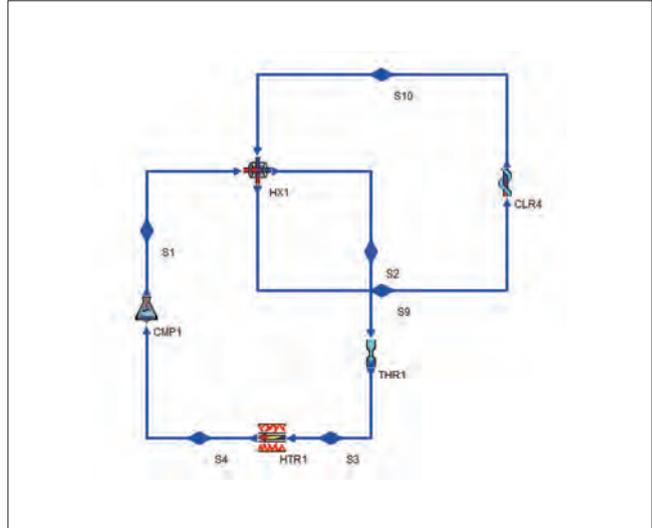


图4 普通热泵干燥系统CYCLEPAD模型图

表4 普通热泵干燥系统参数

COP	制冷量 (kW)	压缩机功耗 (kW)
4.97	40.14	8.08

$$COP = (Q_{C1} + Q_{C2}) / W \quad (1)$$

式中 Q_{C1} 和 Q_{C2} 分别为冷凝器1和冷凝器2换热量, W 为压缩机功耗。根据能量守恒与质量守恒定律, 可获得如下关系式:

$$COP = [m_a \cdot c_p \cdot (T_{S13} - T_{S11})] / [m_{S1} \cdot (h_{S1} - h_{S9}) + m_{S2} \cdot (h_{S3} - h_{S10})] \quad (2)$$

式中 m_a 和 c_p 分别为空气质量流量和空气定压比热容, m_{S1} 和 m_{S2} 分别为压缩机1和压缩机2的热泵工质流量。

从压焓图可知, 在蒸发温度与冷凝压力一定时, 状态点 S_1 、 S_3 、 S_9 、 S_{10} 的焓值 h_{S1} 、 h_{S3} 、 h_{S9} 、 h_{S10} 不变。因此影响COP的关键因素为制冷剂流量 m_{S1} 和 m_{S2} 。

制冷剂流量计算式:

$$m_{S1} = m_a \cdot c_p \cdot (T_{S13} - T_{S12}) / (h_{S1} - h_{S2}) \quad (3)$$

$$m_{S2} = m_a \cdot c_p \cdot (T_{S12} - T_{S11}) / (h_{S3} - h_{S4}) \quad (4)$$

因此在空气温度 T_{S11} 、 T_{S13} 与冷凝器1冷凝温度不变时, 系统COP与空气中间温度 T_{S12} 及冷凝器2冷凝温度有关。

由图5可知系统空气中间温度对系统COP的影响, 空气中间温度越高, 系统COP越大。在维持第一冷凝器的冷凝温度为70℃, 空气中间温度与第二冷凝温度温差为5℃时, 可以获得如图6所示冷凝器2冷凝温度对系统COP的影响。可以看出在一定范围内, 降低冷凝温度可以提升系统COP, 但是随着冷凝器2冷凝温度的降低, 系统COP开始逐渐降低, 因此存在使系统COP达到最大的最佳冷凝温度, 从图中可以得出本系统冷凝器2最佳冷凝温度为52℃, 系统最大COP为6.42。

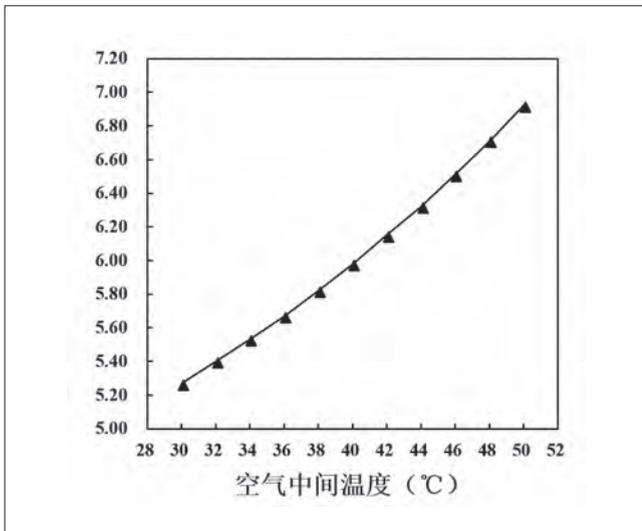


图5 空气中间温度对系统COP的影响

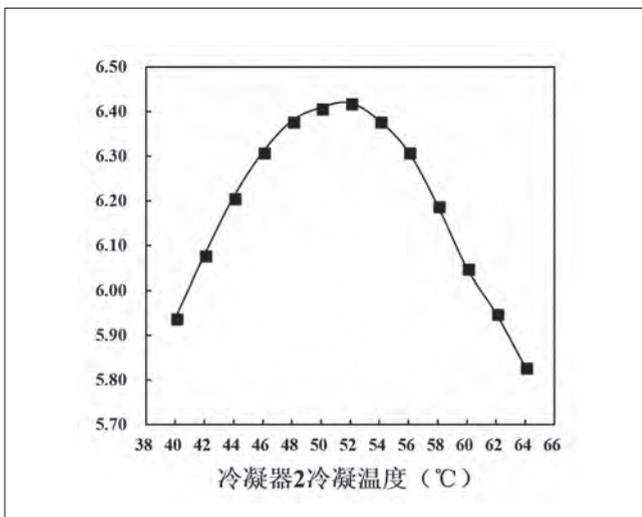


图6 冷凝器2冷凝温度对系统COP的影响

5 总结

本文利用CYCLEPAD热力学分析软件对双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统性能进行模拟建模和计算分析,结果表明:

(1) 相对于普通热泵干燥系统,双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统在相同的空气循环条件以及蒸发温度条件时,系统COP从4.97提升至6.41,增加28.97%。

(2) 对双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统的热力学模型进行分析可知,当空气进出冷凝器温度不变,蒸发温度与冷凝温度一定时,系统COP随空气中间温度的升高而增大。

(3) 在考虑换热温差的情况下,存在最佳冷凝器2冷凝温度使得COP最大,本文中系统最佳的冷凝器2冷凝温度为52°C,系统最大COP为6.42。

参考文献

- [1] Mujumdar, AS, Zhonghua W. 5th Asia Pacific Drying Conference Thermal drying technologies: New developments and future R&D potential[C]. Singapore, 2007.
- [2] 江辉民, 汪洋, 赵丽莹, 等. 国内外热泵的发展与新技术[J]. 建筑热能通风空调, 2003.
- [3] K. Yamaguchi. Technology and Marke Tread of GHP in Japan. 7th International Energy Agency Conference on Heat Pump Technologies. Volume 1, 301-312. 2002.
- [4] 刘贵珊, 何建国. 热泵干燥技术的应用现状与发展展望[J]. 农业科学研究, 2006, 27(1):46-49.
- [5] 张绪坤, 毛志怀, 熊康明, 等. 热泵干燥技术在食品工业中的应用食品科技[J]. 食品科技, 2004, (11):10-13.
- [6] 张嘉辉, 马一太, 马远, 等. 热泵干燥系统的节能技术分析[J]. 热能科学与技术, 2003, (2):95-100.
- [7] 张嘉辉. 热泵干燥理论与种子干燥性能的研究[D]. 博士学位论文, 天津大学, 1999.
- [8] ChouSK, ChuaKJ, HOJC, etc. On the study of an energy-efficient greenhouse for heating, cooling and dehumidification application[J]. Applied Energy, 2004, 7:355.
- [9] Hii C L, Law C L, Suzannah S. 2012. Drying kinetics of the individual layer of cocoa beans during heat pump drying. Journal of Food Engineering, 108(2), 276-282.
- [10] Forbus K D, Kuehne S E, Whalley P B, et al. 1999. CyclePad: An articulate virtual laboratory for engineering thermodynamics. Artificial Intelligence, 114(1-2), 297-347.

J-T节流制冷器非稳态模拟与热力性能研究

刘春娇¹ 刘洁雨¹ 亓新² 刘迎文¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院 陕西西安 710049; 2. 中国家用电器研究院 北京 100037)

摘要: J-T节流制冷器因具有结构简单、无运动部件、冷却时间短、可靠性高等优点, 广泛应用于集成电子设备、红外制导、冷冻手术等领域。与国外先进技术相比, 目前我国微型J-T节流制冷器的研究尚处于起步阶段, 基础研究匮乏, 严重制约着我国微型节流制冷器的发展。本文针对Hampson型J-T节流制冷器, 建立了一维非稳态数值模型, 利用Fortran自编程计算, 分析了J-T节流制冷器的启动特性以及启动过程中温度、压力及流量的变化情况, 为J-T节流制冷器的非稳态模型建立及预测提供了方法。

关键词: J-T节流制冷器; 非稳态; 数值模拟

Unsteady state simulation and thermal performance study of the miniature J-T cryocooler

LIU Chunjiao¹ LIU Jieyu¹ QI Xin² LIU Yinwen¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an 710049;

2. China Household Electrical Appliance Research Institute Beijing 100037)

Abstract: The miniature J-T cryocooler has many advantages such as simple structure, no moving parts, short cooling time and high reliability. It is widely used in integrated electronic equipment, infrared guidance, cryosurgery and other fields. Compared with foreign advanced technologies, the current research on China's miniature J-T cryocooler is still in its infancy. The lack of basic research has severely restricted the development of the miniature J-T cryocooler in China. In this paper, a one-dimensional unsteady numerical model for a Hampson-type J-T cryocooler is established. Using Fortran self-programming calculations, the start-up characteristics of the the miniature J-T cryocooler and the changes in temperature, pressure, and flow during startup are analyzed. The establishment of the non-steady-state model of the miniature J-T cryocooler a method for its prediction.

Keywords: J-T cryocooler; Transient model; Numerical simulation

1 引言

J-T节流制冷器因其具有体积小、结构简单、无运动部件、冷却时间短、可靠性高等优, 目前广泛应用于集成电子设备、红外制导、热成像摄像机、导弹制导系统等领域^[1]。J-T节流制冷器不仅可以满足低温的需求, 而且可以实现较长距离的点对点冷却。为了满足这一要求, 开式J-T节流制冷器通

常采取超高压的气源供应方式, 高压侧入口压力在14MPa以上, 压降大于7MPa。流体在回热器中经历高压常温—低压低温—低压常温的转换, 使得流体和固壁的物性参数在时间和空间上都不断变化。另外, 节流时流体进入两相区, 其流动与换热更加复杂^[2]。因此在研究非稳态流动换热问题时需要同时考虑热容的影响、质量的富集、相态的变化等问题, 大大增

$$f_c = 0.184 \text{Re}^{-0.2} \quad (4)$$

能量守恒方程:

热流体:

$$\rho A_h \left[\frac{\partial C_p T_h}{\partial t} + u \frac{\partial T_h}{\partial x} + \frac{\partial (u^2/2)}{\partial x} \right] = -htc_h P_w (T_h - T_w) \quad (5)$$

热流体对流换热系数:

$$htc_h = 0.023 C_p G_h \text{Re}^{-0.2} \text{Pr}^{-2/3} \left(1.0 + 3.5 \frac{ID_{fi}}{D_{Hx}} \right) \quad (6)$$

冷流体:

$$\rho A_c \left[\frac{\partial C_p T_c}{\partial t} + u \frac{\partial C_p T_c}{\partial x} + \frac{\partial (u^2/2)}{\partial x} \right] \quad (7)$$

$$= -htc_c A_{wo} (T_c - T_w) - htc_c A_{mo} (T_c - T_m) - htc_c A_{si} (T_c - T_s)$$

冷流体对流换热系数:

$$htc_c = 0.23 C_p G_c \text{Re}^{-0.2} \text{Pr}^{-2/3} \quad (8)$$

芯轴:

$$\rho_m A_m \frac{\partial C_{pm} T_m}{\partial t} + A_m k_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} = -h_c (T_m - T_c) p_m \quad (9)$$

外壳:

$$\rho_s A_s C_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} + A_s k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} = -h_c (T_s - T_c) - h_r P_s (T_s^4 - T_r^4) \quad (10)$$

流体流经节流阀前后, 流速大时间短, 来不及与外界进行热交换工程上将此过程近似绝热过程处理。

$$h_1 = h_2 \quad (11)$$

$$m = C_d \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{k \rho_0 P_0 A_{nz}} \quad (12)$$

流体通过节流阀后进入两相区, 冲击到热负载和制冷器的换热面上带走冷量, 主要考虑核态沸腾, Brian^[6]用核态沸腾关联是来估计负载表面的换热量。

$$\frac{Q}{A} = 181.1463 (\Delta T)^{1.218} \quad (13)$$

边界条件及初始条件:

$$x=0 \text{ \& } t>0: T=T_{h,in}, P=P_{h,in}, \frac{dT_w}{dx}=0, \frac{dT_m}{dx}=0, \frac{dT_s}{dx}=0 \quad (14)$$

$$x=l \text{ \& } t>0: T=T_r, P=P_{c,in}, \frac{dT_w}{dx}=0, \frac{dT_m}{dx}=0, \frac{dT_s}{dx}=0 \quad (15)$$

$$t=0, x \in (0, L): T=T_{h,in}, P=P_{c,in} \quad (16)$$

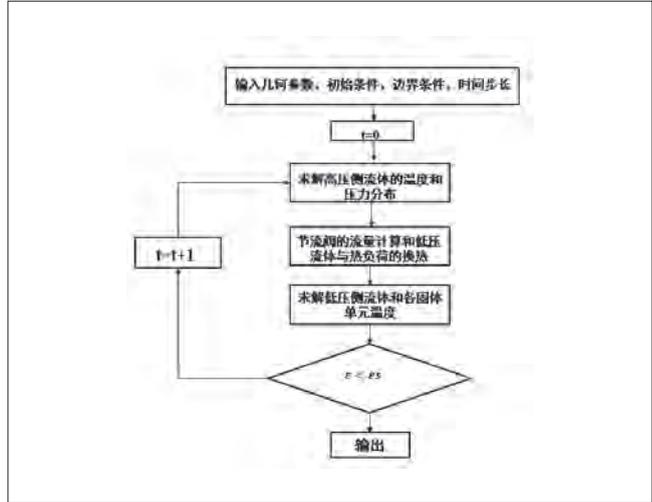


图3 计算流程示意图

3 模拟结果与分析

在针对每一个控制单元体建立方程的基础上, 通过平衡方程迭代求解每一个节点热流体和冷流体的温度及压力值, 时间步长设置为0.01s, 设置全局变量来监控系统是否达到稳定状态。计算流程示意图如图3所示。

通过迭代计算J-T节流制冷器达到稳定状态之后, 分析热负载的动态降温曲线, 如图4所示, 随着节流制冷器的启动, 热负载的温度呈逐渐下降趋势, 5s后降温趋势变缓, 在第8s左右温度趋近稳定, 此时热负载产生的热量与冷流体喷射带走的热量相等, 热负载稳定后温度降低至100K左右。

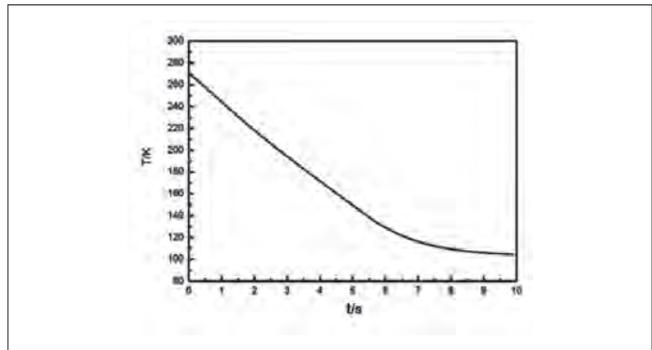


图4 热负载的动态降温曲线

不同进口压力下, 冷流体温度动态变化曲线如图5所示, 当制冷器进入稳定工作状态后, 流体流经节流阀, 进入两相区, 冷流体压力和温度变化不大。当压力为20MPa时, 低压侧进口温度在4s左右达到稳定状态, 而当压力降低到16MPa时, 低压侧进口温度达到稳定状态所需的时间增加到8s。所以, 进口压力越大, 制冷器越快达到稳定工作。

如图6所示为热流体在不同时刻沿管长方向的温度分布

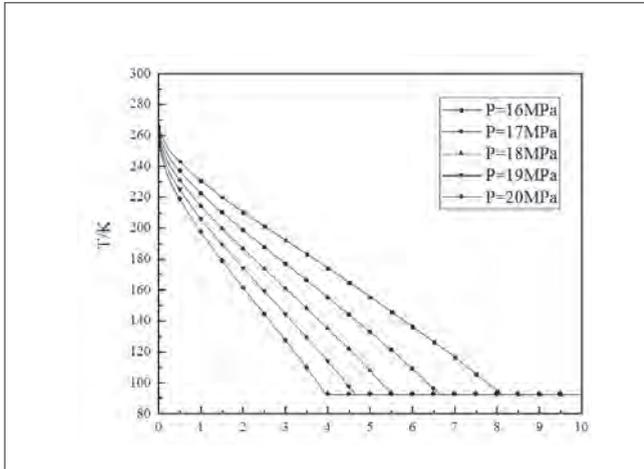


图5 不同压力下冷流体温度动态变化曲线

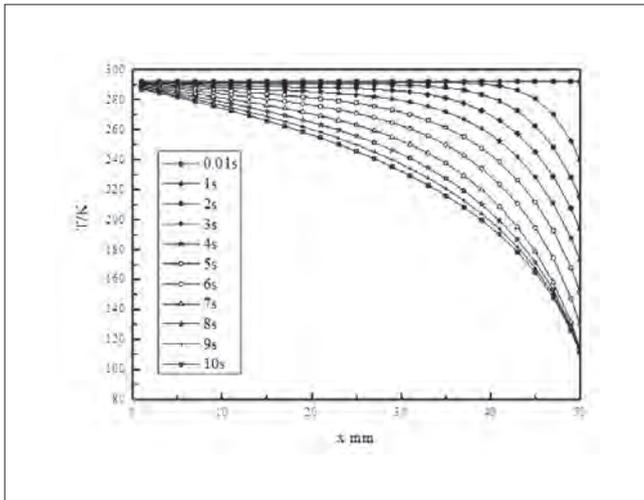


图6 热流体温度沿轴向分布图

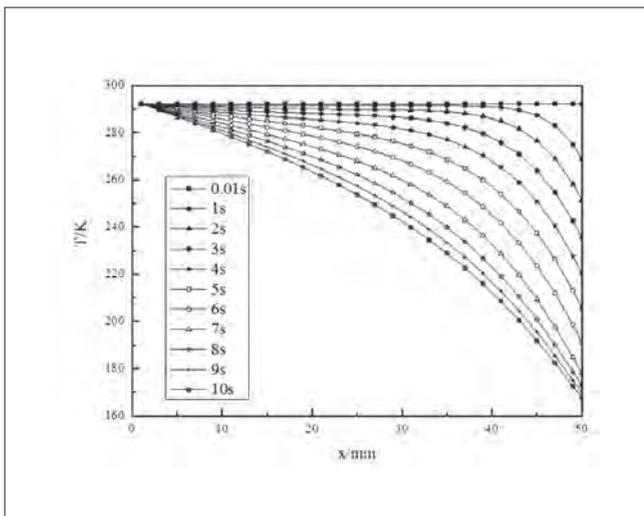


图7 冷流体温度沿轴向分布图

图,从图中可以看出,随着J-T节流制冷器的启动,毛细管热流体最初由于实际气体节流效应,温度沿着流动方向略微降低,随着热流体流经节流阀,温度骤降,与热负载换热后回流,回流体对毛细管螺旋管内热流体有预冷作用,回流气体的冷量不断释放,回热器的固体温度得到进一步降低,此时,热流体和回热器固体壁的传热导致其温度快速降低。热流体沿管长方向温度分布也呈现线性分布。

冷流体在不同时刻沿管长方向温度分布图如图7所示,从图中可以看出,回流流体通过节流阀后,温度骤降,产生大量冷量。初始时,由于回流气体和固体单元的温差大,靠近节流阀端的固体温度迅速降低,然后温差缩小。随着时间推移,冷量扩散至全场,系统中的温度分布达到平衡状态。

4 结论

文章基于控制体积的有限差分方法,考虑了节流阀和热负载及物性随温度压力的变化,利用Fortran编程实现了J-T节流制冷器的一维瞬态模拟,为J-T节流制冷器的瞬态模拟提供了新的思路。分析了制冷器在启动过程中温度、压力的变化。研究发现进口压力越高,J-T节流制冷器达到稳定状态的速度越快,因此为了缩短制冷器的启动时间,可以提高热流体进口压力。同时通过瞬态模拟,分析了冷热流体温度沿轴向的变化情况,热流体在制冷器启动后,由于回流冷流体的预冷作用,温度下降快,经过节流阀后达到更低的温度,冷流体的温度变化趋势较热流体较缓。

参考文献

- [1] 吴业正. 制冷与低温技术原理[M]. 高等教育出版社, 2004.
- [2] 张绍志, 王宏宇, 陈光明. 氦氖刀冷冻过程数值模拟[J]. 浙江大学学报(工学版), 2013, 47(12): 2253-2259.
- [3] 唐小伟. 开式节流制冷技术在局部环境温度控制中的应用研究[J]. 真空与低温, 2010, (4): 223-226.
- [4] Timmerhaus K D, Flynn T M. Cryogenic Process Engineering[J]. Encyclopedia of Physical Science & Technology, 2003, 183(1): 13-36.
- [5] Flynn T M. Cryogenic engineering[J]. Physics Today, 1959, 12(6): 70-70.
- [6] Sherman BA. Jet impingement boiling using a JT cryostat[J]. ASME, Cryogenic Heat Transfer, 1991, 167: 11-17.

基金项目: 国家自然科学基金项目 (No.51576150)

“铝代铜”技术在空调制冷行业中的开发与应用

王丽丹 曾庆亚 曲华 袁迅道
(青岛中科应化技术研究院 山东青岛 266000)

摘要: 针对空调换热器与制冷管路“铝代铜”这一行业关注的焦点问题,以铜资源匮乏的现状为背景,对“铝代铜”技术在空调制冷行业的应用进行了技术和经济可行性分析。介绍了“铝代铜”技术在制冷管路和换热器上开发和应用的现状及优势。分析了9系铝合金在空调制冷行业的应用前景。得出追求低成本、高效率、高质量的“铝代铜”技术已成为空调制冷业的发展趋势。

关键词: 铝代铜; 空调制冷; 铜铝连接管; 全铝换热器; 9系铝合金

Research and applications of “replacing copper with aluminum” technology in the air-conditioning Industry

WANG Lidan ZENG Qingya QU Hua YUAN Xundao
(Qingdao Zhongke Institute of Applied Chemistry Technology Qingdao 266000)

Abstract: The “replacing copper with aluminum” technology applied in the air-conditioning industry, contraposing the focus issues of heat exchangers and cooling pipes, was studied technically and economically based on the background of copper resource scarcity. The development, application status and advantages of “replacing copper with aluminum” technology in refrigerating pipes and heat exchangers were introduced and the application prospect of 9000 series aluminum alloys in the air-conditioning refrigeration industry was analyzed. It has become the development trend in air-conditioning industries to pursue the “replacing copper with aluminum” technology, which owns advantages of lower cost, higher efficiency and higher quality.

Keywords: Replacing copper with aluminum; Air-conditioning; Cu-Al tube; Aluminum heat exchanger; 9000 series aluminum alloy

1 引言

铜材具有优良的延展性、导热性及耐蚀性,几十年来一直是空调、冰箱等制冷产品热交换器材的首选材料,包括冷凝器、蒸发器(简称“两器”)用管、两器连接用管及配套管件等。近年来,铜材价格一直居高不下,给空调、冰箱等家电制造商带来了不小的成本压力,催生了“铝代铜”的开发与应用。2007年,国内爆发了铜铝管的行业内大争论:正方认为“铝代铜”为技术进步,是发展趋势;反方认为“铝代铜”

是制造商偷工减料,应继续使用全铜管。至今,“铝代铜”在“铜铝之争”上占据技术优势,但是由于消费者的惯性思维和激烈的市场竞争,“铝代铜”在市场上仍处于劣势。

本文就“铜铝之争”问题展开,主要介绍了“铝代铜”技术的必要性、可行性及在空调制冷行业中的应用和优点;对比了9系铝合金与3003防锈铝的耐蚀性,说明了9系铝合金在空调中应用前景良好,为消费者及相关技术人员了解“铝代铜”现状及趋势提供技术依据。

2 “铝代铜”技术在空调制冷行业应用的必要性

铜是一种重要的金属材料,作为战略物资广泛的应用在民用和军事领域。我国是全球最大的铜资源消费国,随着经济的飞速发展,我国的铜资源已难以满足需求。我国的铜矿床规模以中小型居多,大型、超大型矿床数量极少,多分布在新疆、西藏、云南等偏远地区,开采成本高,难以利用;且我国铜矿床贫矿居多,富矿少,平均品位0.87%,大多数铜矿属于中低品位^[1-2]。

据统计^[3-4],2016年,我国铜储量约为2800万吨,仅占全球的3.9%;矿山铜产量182万吨,占全球的8.8%;精炼铜产量844万吨,超过全球的三分之一;然而我国铜的消费量呈现不断上升的趋势,从2013年的983万吨增长到2016年的1164万吨,消费量接近全球的一半。我国铜资源不平衡的供需关系导致了铜长期依赖进口,2016年,铜的进口量达到363万吨,占全球的38.1%。柳群义等^[5]根据铜需求的“S”型规律,预测中国铜的需求量将在2025年前后达到峰值,需求量在1400~1600万吨。这种情况下,国内铜的价格必将维持在较高的价位。最新数据显示,2018年1~5月份,铜的价格稳定在5万元/吨以上(数据来源:上海有色网)。

家电行业是用铜量比较大的行业,2012年家电行业用铜量约占我国铜消费的15%,是第二大铜消费行业^[5]。铜在空调制冷行业中主要用来制造蒸发器、冷凝器用内螺纹铜管及室内外机连接管。自2005年起,中国已成为世界上最大的空调制造基地,据国家统计局^[6-7]数据显示,2017年1~11月空调产量为17541.99万台,占全球市场份额的85%。以一台分体式空调平均铜用量5kg^[8]计算,2017年空调用铜量在87万吨以上。

据统计^[9],铜材料成本占空调原材料成本的15%~20%。目前铝的价格约为1.46万/吨,铜的价格为5万元/吨,铝价格不足铜价格的1/3;而铝的密度是2.7g/cm³,铜的密度是8.9g/cm³,铜密度是铝密度的3倍以上。据统计^[9],如果使用全铝热交换器和铜铝连接管路,预计可降低空调整机成本的25%以上。

空调利润持续走低,行业盈亏已经触底。20世纪90年代初,空调产业在国内处于起步阶段,属于暴利行业,随着市场扩大和竞争加剧,利润逐渐下滑,2005年行业平均利润接近0,致使一些管理落后、竞争能力差的企业纷纷退出市场。空调业发展至今20余年,经历了萌芽期,走过快速增长期,短暂洗牌后步入成熟期,行业利润也从暴利走向微利,甚至亏损^[10]。

综上所述,铜资源短缺、价格上涨及空调行业激烈的竞

争导致的成本上升和利润下降,迫使空调制冷行业不得不寻找性能相近而价格更低的替代材料。

3 “铝代铜”技术在空调制冷行业应用的可行性

金属材料的热导率从高到低前几位依次是银(420W/m·K)、铜(410W/m·K)、金(318W/m·K)、铝(237W/m·K)。金、银价格高昂,不适合做铜的替代材料。铝具有良好的延展性、导电性、导热性、耐热性和耐核辐射性,而且重量轻、强度高、可加工性好,可以满足两器中各种形状铜管的加工要求。谷海华^[11]研究了电冰箱以铝代铜的腐蚀特性,发现T2铜和1060纯铝在R22制冷剂中的腐蚀速率分别是0.022mm/a、0.041mm/a,铝耐制冷剂腐蚀性性能相差不是太大。目前研发的铝材料在防腐蚀、防渗漏、抗压、可塑性、热交换性等方面均可达到或接近铜的特性^[12]。因此,从金属材料的性质考虑,铝是铜的最佳替代材料。并且,在资源储备上,我国铝资源储量丰富,2013年铝土矿资源为8.3亿吨,电解铝产量为1988.3万吨,占世界总产量的65%以上^[13]。

4 “铝代铜”在空调制冷行业中的应用及优势

目前,“铝代铜”技术在空调制冷行业中的开发与應用主要集中在以下两个方面:

(1) 铝管替代制冷连接铜管

铝管在空调器上的替代主要是分体式空调室内机与室外机的制冷剂连接管道,该连接管只需耐压、防腐,对换热性能几乎没有要求,目前多数空调厂家采用铝铜空调连接管代替传统铜管。连接管两头需要焊接在空调器上,且在浸水环境下工作,铜比铝的焊接、耐蚀性好,因此铜铝连接管一般采用两头用铜中间用铝。不同金属材料在电解质溶液中存在电极电位差,差值越大,发生电偶腐蚀的倾向越大^[14]。铜对氢的电极电位为+0.34V,铝对氢的电极电位为-1.66V,铜铝间的电极电位差为2V,相当于一节干电池电压的1.3倍,一般认为会发生严重的电偶腐蚀^[15]。TCL集团^[16]对于铜铝焊接处的防腐措施提出了三种方案:喷塑、喷漆、套热缩管,经过盐雾试验表明,焊接处喷塑与套热缩管均未出现腐蚀,考虑到生产加工便捷性,普遍采用套热缩管的方式来控制腐蚀。赵越^[17]等指出,由于管路抽空和制冷剂不含水分、Cl⁻等,冰箱铜铝连接管在长期使用过程中未发现从管路内部腐蚀的故障件。所以,铜铝连接管的性能满足制冷连接管的要求,能够替代传统铜管。

与传统铜管相比,铜铝连接管具有以下优点^[18]:(1)采用薄壁铜铝管焊接技术,焊缝强度高于铜管、铝管的自身强度;(2)铜管不做防腐处理,而铜铝连接管焊接处套热缩管,保证铝管与水分、潮湿空气隔绝,使用寿命超过20年,国家规定连接管的使用寿命为15年;(3)铜的导热系数是铝的1.8倍,采用铜铝连接管能够减小冷量损失,提高节能水平。(4)铝管质软且重量轻,易于安装和移机。

(2) 全铝换热器

蒸发器和冷凝器都是热交换器,是空调器的重要组成部分,重量约占机组重量的30%~40%,动力消耗占总动力消耗的20%~30%,其性能的好坏直接影响到整个空调系统的制冷(制热)能力。现在普遍使用的结构形式是铜管外胀接铝翅片结构的换热器,见图1^[9]。2010年6月,国家对家用空调开始实施新的能效标准,新旧能效标准对比见表1^[19]。由表中看出,新能效标准中,将家用空调制冷量小于4500W的能效市场准入门槛从2.6提高到3.2,旧标准中的1级能效相当于新标准中的2级能效。

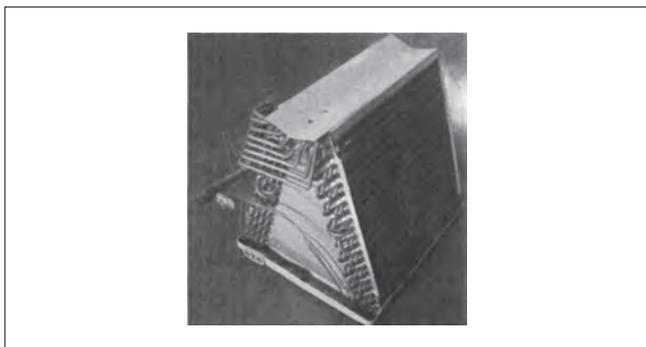


图1 铜管翅片式换热器

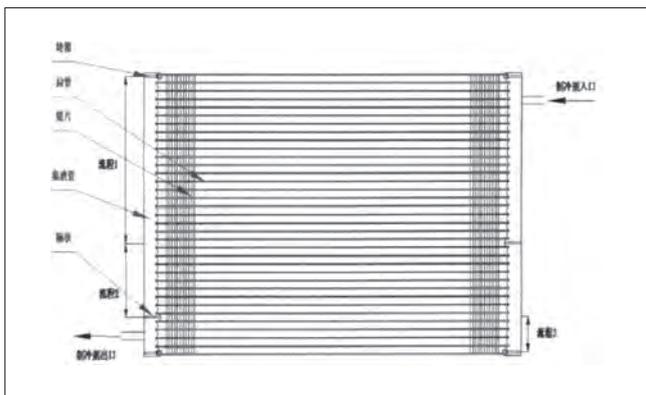


图2 平行流式换热器

新能效标准对空调的换热效率提出了更高的要求,按照现有的工艺难以达到国家标准要求,有些空调厂家通过使用节能元件及增大换热器面积提高能效,成本大大提高。因

此,研究各种高效、紧凑的新型换热器势在必行。空调用铝制换热器主要有平行流换热器,见图2^[9],和整体式全铝换热器,见图3^[9]。

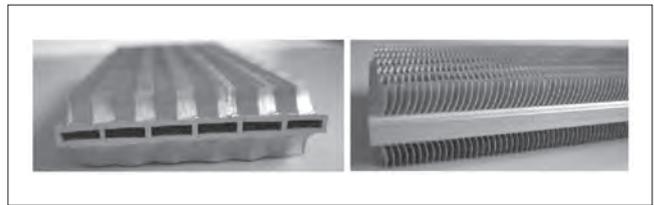


图3 整体式全铝换热器

全铝平行流换热器,如图2所示,当量直径为 $100\mu\text{m}\sim 1\text{mm}$,而微通道的界定范围为 $1\mu\text{m}\sim 1\text{mm}$,平行流换热器是基于微通道技术发展起来的一种高效紧凑式换热器^[20]。平行流换热器传热管技术已十分成熟,在车辆空调系统中已大批量使用,它由集流管、数条平行支路的多空扁管和铝翅片焊接而成,具有高效、紧凑、体积小且质量轻的优点,目前在家用空调的使用尚处于研究阶段^[21]。

林创辉^[22]从结构、换热性能、阻力和体积质量等方面对比分析了管翅式换热器和平行流换热器,通过在风冷式空调器上的试验测试、与传统管翅式铜管铝翅片换热器进行换热性能和空调系统性能对比,得出结论:采用全铝平行流换热器,制冷量和EER均有一定的改善,机组的能效由原来的国家四级能效提升至国家三级能效,且制冷剂充注量方面比传统铜管套翅片换热器减少25%,其使用性能可达到要求。

在相同技术条件下,与传统换热器相比,全铝平行流换热器是目前批量生产的最高效的换热器,同等换热体积情况下,换热能力增大一倍;同等换热能力情况下,微尺寸平行流换热器的体积仅为铜管翅片式换热器的43%;铜管套翅片式换热器,由于存在铜和铝两种金属,废材回收麻烦,而全铝平行流换热器采用铝材制作,其废材回收更方便,材料利用率高。

管翅式换热器和平行流式换热器,都是通过焊接或胀管将传热管和翅片连接而成,翅片和传热管之间存在接触热阻。空调两器的一次焊漏率可高达0.5%~2%,通过严格控制钎料成分、加热温度、焊接物的表面状态等因素,焊漏率也仅能控制在0.2%以内,且焊接容易出现应力腐蚀的问题。胀接是依靠传热管的塑性变形和翅片的弹性变形来达到密封和紧固,胀接对连接部位表面状况和工艺过程控制都非常严格,否则随着运行时间的增长,会出现脱胀现象;无论焊接还是胀接,连接部位在湿空气条件下,都容易出现电偶腐蚀问题^[23]。

如图3所示的整体式全铝换热器并没有以上问题。整体

表1 新旧空调能效标准对比

旧能效标准 GB 12021.3-2004	类型	额定制冷量 (CC) /W	1级	2级	3级	4级	5级	
	分体式	CC≤4500		3.4	3.2	3.0	2.8	2.6
4500<CC≤7100			3.3	3.1	2.9	2.7	2.5	
7100<C≤14000			3.2	3.0	2.8	2.6	2.4	
整体式			3.1	2.9	2.7	2.5	2.3	
新能效标准 GB 12021.3-2010	类型	额定制冷量 (CC) /W	1级	2级	3级	—	—	
	分体式	CC≤4500		3.6	3.4	3.2	—	—
		4500<CC≤7100		3.5	3.3	3.1	—	—
		7100<C≤14000		3.4	3.2	3.0	—	—
	整体式			3.3	3.1	2.9	—	—

表2 3003、9C37、9C34铝合金力学性能对比表

牌号	抗拉强度 (MPa)	屈服强度 (MPa)	硬度 (HB)
3003	140~180	≥115	35~45
9C37	550	535	130
9C34	450	415	120

式全铝换热器采用金属切削挤压加工工艺,在扁平状的铝合金传热管基板表面上直接铲削出散热翅片,翅片背离刀具一侧表面的材料受到挤切作用,在翅片表面上形成不规则的凸起结构,表面比较粗糙,同时另一面受拉伸作用,形成的表面非常光滑。整体式换热器,彻底消除了翅片与传热管之间的接触热阻,提高了换热器的传热系数;增加了传热管结构的刚度,提高了换热器的耐压性,不存在湿空气条件下翅片与传热管之间的电化学腐蚀问题,具有广泛的应用前景。

5 9系铝合金在空调制冷行业中应用前景良好

9系铝合金是中科院长春应化所在国家自然科学基金、国家高技术研究发展计划(863计划)和创新基金支持下取得的国际领先的科研成果,其核心技术已获得7项国家发明专利权、3项国防专利权和1项美国发明专利权,还有多项核心技术将在适当的商业时机申请国内外专利。我们突破了传统铝合金制备工艺,发展了一种现代非平衡态合成技术,通过粉末冶金的方式生产出系列轻质高强的特种高性能铝合金产品。其中9C系列高耐蚀铝合金具有强度高、耐腐蚀性好、加工性能良好的优点。例如,3003铝合金是工业防锈铝合金,其耐蚀性非常好,是目前平行流式换热器和整体式全铝换热器的优选材料。3003、9C37、9C34铝合金机械力学性能对比见表2。铝合金材料的耐蚀性可以用电化学阻抗弧的大小进行表征,电化学阻抗弧越大,表明耐蚀性越好。笔者通过电化学方法比较了3003、9C37、9C34铝合金在3.5%中性氯化钠溶液中的耐腐蚀性能,见图4。从测试结果可以得出,耐蚀性顺序为:9C37>9C34>3003。从材料机械力学性能和耐腐蚀性能看,9C系列高耐蚀铝合金在空调制冷行业中具有明显的

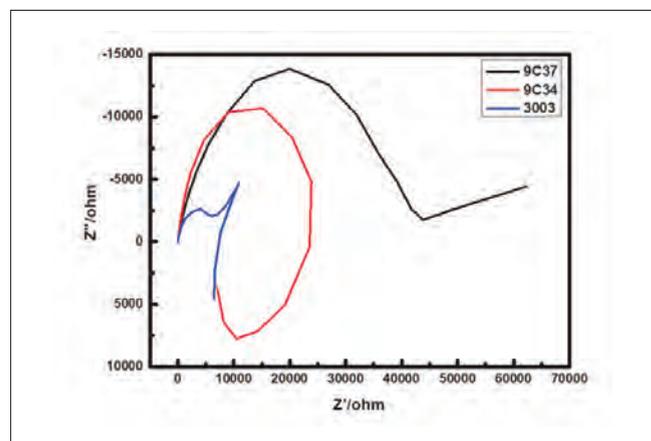


图4 电化学阻抗测试结果图

应用优势。

6 结论

在我国铜资源紧缺的情况下,铜价上涨不仅仅是产品利润压缩的问题,濒临枯竭的铜资源会使我国制冷行业在国际中丧失竞争力,因此,以铝代铜意义重大,必将成为空调制冷行业的发展趋势。通过前文分析,可以看出铝铜连接管替代铜管已经在空调制冷行业广泛使用且优势明显,全铝换热器代替传统换热器也已成为行业技术开发的热点和重点。9C系列高耐蚀铝合金具有优秀的机械力学性能和耐腐蚀性能,在空调制冷行业中具有良好的应用前景。

参考文献

- [1] 黄崇轲, 白治, 朱裕生, 等. 中国铜矿床[M]. 北京: 地质出版社, 2001.
- [2] 邓会娟, 季根源, 易锦俊, 等. 中国铜矿资源现状及国家级铜矿床实物地质资料筛选[J]. 中国矿业, 2016, 25 (2): 143~149.
- [3] USGS. Mineral commodity summaries 2017[R]. (2107-01-31) [2017-03-16]. <https://mineral.usgs.gov/minerals/pubs/mcs/2017/mcs2017.pdf>.

(下转277页)

基于仿真的榨汁机柜体制冷系统设计研究

黄胜华 王冬祥 刘宏宇 李乾坤
(合肥美菱股份有限公司 安徽合肥 230000)

摘要: 本文通过蒸发器盘管对榨汁机柜体直冷制冷,详细分析了三种蒸发器结构方案,利用CFD仿真分析进行筛选,结果显示,方案3在顶部两侧和背部添加蒸发器,箱体内部温度较均匀,排水管口处温度满足可靠性要求,通过CFD仿真分析,可以有效预测直冷制冷温度场并优化,为榨汁机制冷系统设计提供一些参考。

关键词: 蒸发器盘管;榨汁机;CFD仿真

Design and research of refrigeration system for juicer cabinet based on simulation

HUANG Shenghua WANG Dongxiang LIU Hongyu Li Qiankun
(Hefei Meiling Company Limited Co., Ltd. Hefei 230000)

Abstract: In this paper, three kinds of evaporator structure schemes are analyzed in detail through the evaporator coil unit. The CFD simulation analysis is used to screen. The results show that program 3 adds evaporator on both sides and back of the top, the temperature is more uniform inside the box, the temperature of the outlet pipe meets the requirement of dependability, and the simulation analysis of the CFD can be used. It can effectively predict the temperature field and optimize the direct cooling refrigeration, and provide some reference for the design of the refrigeration system of the juice extractor.

Keywords: Evaporator coil; Juicer cabinet; CFD simulation

1 引言

自动榨汁机经常出现在商场、游乐场、大学、地铁站等人流量较大的地方,由于其榨汁纯天然无添加,榨汁过程无需人员手动操作,操作简单方便,受到广大消费者的喜欢。一般来说,自动榨汁机分为两个部分:鲜果保存区和榨汁区,鲜果保存区一般位于柜体的上半部分,主要作用是储存用于榨汁的水果,而榨汁区主要包括控制模块、榨汁模块、包装模块等,为了保证水果新鲜,提升榨汁饮料的口感,需要对柜体内部制冷保鲜。

目前家用常用的器具制冷方式有直冷和风冷两种方式^[1],

直冷通过空气自然对流进行制冷,具有结构简单、制冷空间湿度高、成本较低的优点,风冷是依靠风扇转动强制驱动空气与换热器对流换热,具有制冷速度快,制冷空间温度均匀性好、无霜等优势。由于风冷制冷需要添加风扇、换热器等组件,成本相对较高,同时水果在长时间风冷风吹的条件下,容易出现风干脱水的现象,影响榨汁机的榨汁效率和使用效果,因此一般榨汁机柜体选用直冷制冷方式。

2 柜体描述

图1为需要设计制冷系统的榨汁机柜体,外型高度为

1900mm, 宽度810mm, 厚度为800mm, 设计内部容积为850L, 其中区域一为鲜果保存区域, 位于整个柜体的上半部分, 区域二为榨汁区。由于需要在柜体内部安装果篮、榨汁机等模块, 柜体上预留有螺钉安装位置。

系统设计为直冷制冷, 将蒸发器盘管安装在内胆外侧壁面上发泡, 利用制冷剂在蒸发器盘管中相变流动, 使蒸发器盘管和榨汁机内胆冷却, 进而通过空气自然对流使整个柜体内部降温。

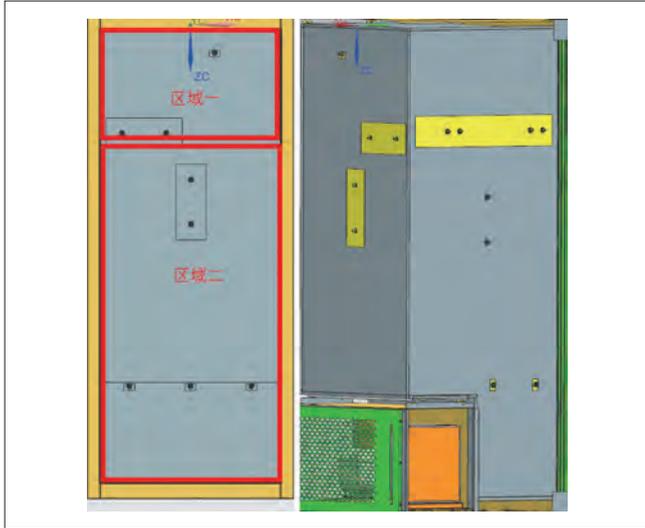


图1 榨汁机柜体示意图

3 系统设计

根据上述描述, 我们将设计蒸发器盘管安装在柜体内胆外侧壁面上, 同时需要避免和内胆上预留的螺钉安装位置干涉, 根据图纸我们主要设计了三款蒸发器, 其中方案1是将蒸发器盘管布置在柜体的背部和顶部, 方案2是将蒸发器盘管仅布置在柜体的背部, 安装方式最简单, 方案3是考虑顶部设计蒸发器盘管, 容易造成顶部凝露滴水, 如果滴入区域一中的水果或者区域二中的部分电器, 可能会影响榨汁

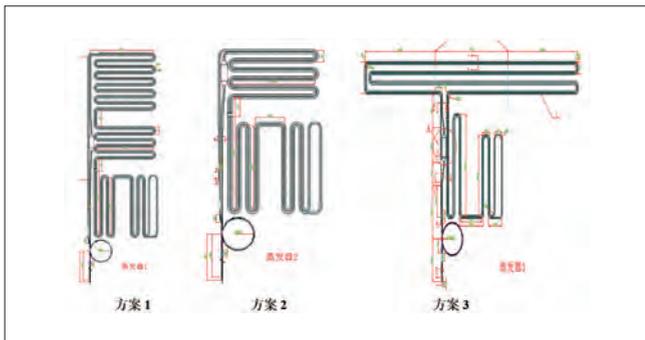


图2 蒸发器示意图

效果, 因此将顶部蒸发器盘管去除, 改在柜体两侧上部添加部分蒸发器盘管。为了进一步提高蒸发器盘管对榨汁机柜体的制冷效率, 将蒸发器盘管压扁, 提升蒸发器盘管和榨汁机内胆的接触面积, 同时方便贴合安装。三种方案蒸发器盘管的展开图示意图见图2, 方案3蒸发器盘管安装在柜体上的示意图见图3。

首先计算榨汁机柜体热负荷, 发泡层导热率按照 $0.02W/(M \cdot K)$, 热负荷计算环境温度为 $38^{\circ}C$, 由于是水果保鲜, 柜体内部温度按照 $4^{\circ}C$ 设计, 根据图纸中各个面的发泡层厚度, 计算得柜体的热负荷约为 $120W$ 。结合热负荷数据, 考虑到我们的制冷区域的温区要求, 选择中高背压的压缩机, 预估蒸发器盘管温度约为 $-15^{\circ}C$, 选型获得压缩机型号和冷凝器结构。

根据预估蒸发器盘管温度和蒸发器盘管面积, 初步估算发现方案2中仅有背部蒸发器盘管, 蒸发器面积较小, 难以满足降温要求, 因此舍弃方案2蒸发器结构。

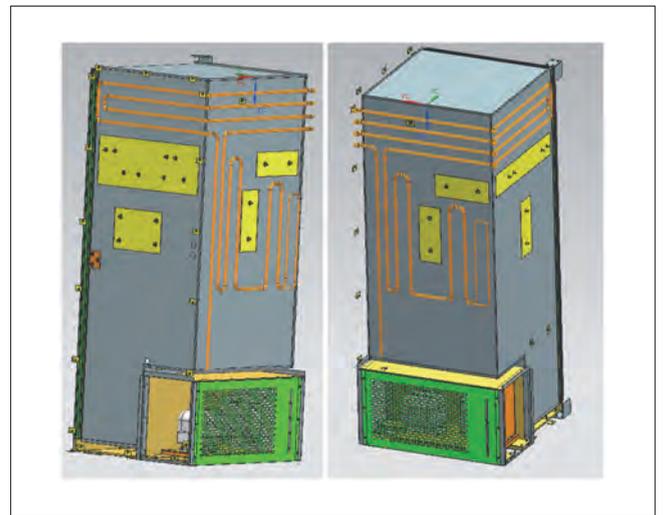


图3 方案3蒸发器安装在柜体示意图

4 制冷系统仿真

根据榨汁机图纸, 抽取仿真模型, 如图4所示, 主要包括三部分: (1) 外发泡层, 就是榨汁机内胆外侧的保温层, 根据图纸得到各个面不同的尺寸; (2) 蒸发器结构, 根据上述分析, 仅剩下方案1和方案3两种蒸发器盘管结构; (3) 箱体内部空气, 主要的监测对象, 需要观察箱体内部是否满足降温要求。

根据上述建模, 各个求解区域之间主要包含三种接触面: (1) 外发泡层的外表面, 根据柜体测试环温设置; (2) 蒸发

器盘管内表面,蒸发器盘管材料设置为铜,内表面温度根据设计蒸发温度设置;(3)内胆表面,榨汁机内胆材料设计为钢,其温度根据仿真计算得到。

建立的方案3仿真模型如图4所示,仿真设置中,由于箱体内制冷主要依靠空气的自然对流,因此需要考虑重力加速度,设置为 10m/s^2 ,打开能量方程,选择k-e模型,密度选用Boussinesq假设,柜体外侧壁面为 38°C 环温,蒸发器管道内统一设置蒸发温度为 -15°C 。

由于实际柜体制冷是上下浮动的动态过程,因此采用非稳态计算,在柜体模型从上至下1/4处、中部、3/4处设置3个监测点,初始设置柜体温度均为 38°C ,监测柜体内监测点平均温度小于 4°C 后停止计算,方案3计算结果温度场见图4。

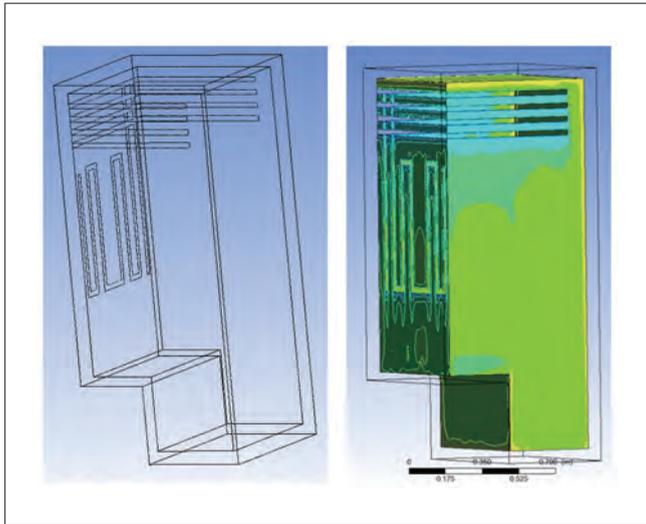


图4 方案3蒸发器计算模型及计算结果温度场

根据表1数据我们看到方案1和方案3均可以使箱体内部满足制冷需求,方案1中温差较大,仿真箱体内部温差在 1°C 以上,而方案3中温差在 1°C 以内,同时考虑方案1中蒸发器在顶部,容易形成顶部滴水,最终选择方案3作为最终的样机制作方案。

查看方案3温度场,除了蒸发器盘管附近温度较低,整体剖视图上下温度还是比较均匀的。另外我们观察箱体底部排水管的温度,防止低温结冰堵塞影响榨汁机柜体内部排水,实际中如果冰堵,需要改变排水孔或者蒸发器盘管的位置,再或者在排水孔处添加加热丝,影响生产效率。通过仿真数据可以监测观察,底部排水管处温度在 2°C 左右,监测整个仿真降温过程中没有降到零度之下,因此不需要在排水管处添加加热器来提升箱体使用可靠性。

蒸发器方案	1/4处点	中部点	3/4处点
方案1	3.10	4.40	3.80
方案3	4.20	3.80	3.30

5 样机制作及测试

根据上述分析确定制冷系统结构并制作样机,如图5所示。在 38°C 环境温度下平衡至环温后开机测试,和仿真模型中监测位置相同,在柜体内布置上中下三个点,实际平均温度点降低至 4°C 时,三个测试点的温差在 0.7°C 左右。

测试过程中监测排水管处测试点,基本在 3°C 左右,没有排水管结冰的风险,测试相关可靠性实验合格,实验测试结果和仿真结果趋势基本符合。



图5 榨汁机柜体样机图

6 结论

本文通过蒸发器盘管对榨汁机进行直冷制冷,详细分析了三种蒸发器结构方案,利用CFD仿真分析进行筛选,结果表明:

- (1) 方案3在顶部两侧和背部添加蒸发器,仿真和实测结果均表明,箱体内部温度较均匀,排水管口处温度满足可靠性要求;
- (2) 利用CFD仿真分析,可以有效预测直冷制冷性能并优化。

参考文献

- [1] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会,家用和类似用途制冷器具,中国标准出版社,2016.12.

尖劈障碍物对射流扩散流场影响

王芸芸 吴建华 谢军龙
(武汉职业技术学院 湖北武汉 430074)

摘要: 为了研究障碍物形状对射流流场影响, 本文对尖劈障碍物受限射流流场进行了数值模拟, 通过改变轴对称尖劈障碍物冲击角度和冲击长度来分析流场速度和压力分布情况。结果表明冲击尖劈障碍物的受限射流流场可以分为自由射流段、冲击射流段和壁面射流段; 随着冲击角度增加, 被分流两股流体不再汇合, 壁面射流段变得明显; 随着冲击长度增加, 障碍物后端等于大气压段冲击长度增加, 使得后端平行与冲击面射流流体长度增长, 射流变得稳定。

关键词: 冲击角度; 冲击长度; 壁面射流; 尖劈障碍物

The influence of shape obstacles at the jet flow outlet upon the property and stability of its flow field

WANG Yunyun WU Jianhua XIE Junlong
(Wuhan Polytechnic Wuhan 430074)

Abstract: In order to study the influence of different shape obstacles on jet flow field, the property and stability of its flow field is studied by simulation in this paper. The distributing of velocity and pressure in the flow field is analyzed by changing the angle and the length of the axisymmetric obstacles. The results have shown that the flow field of the confined jet in this paper can be broken down into three pieces: free jet, impact jet, and wall jet. The split-flow divided by the obstacle can not converge together along with the obstacle angle increasing and the appearance of the wall jet become obvious. the length of the force on the obstacle equal to the barometric pressure is increasing by the obstacle length and the property of the jet become more stable.

Keywords: The angel of the obstacle; The length of the obstacle; Wall jet; Wedge obstacle

1 引言

射流按照出流空间范围分为自由射流和受限射流两类。所谓的受限射流是相对于自由射流而言的, 是指流体自喷嘴流出后受到外界壁面、障碍物等的影响与限制, 而使得流动形式被迫改变的射流^[1]。本文研究的对象即为有障碍物存在受限射流。

流动空间受到障碍物限制而迫使流动形式发生改变与扩散的射流现象是非常普遍的, 包括短距起飞和垂直降落型飞机产生的射流、发动机尾气排气射流等。目前对于受限射流冲击障碍物的研究, 主要集中在障碍物为平面、球形和柱形的研究: 葛其明等指出平面冲击射流由三部分(自由射流段、壁射流段和射流冲击区)组成^[2]; 陈庆光等对半封闭空

间内射流倾斜冲击平板的的流场进行了数值分析, 得到最大湍动能和最大压力随着滞止点的移动而移动^[3]; 冯喜平等对某固体火箭发动机存在球形障碍物的射流流场进行了数值模拟^[4]。

由于射流冲击尖劈障碍物时具有很高的局部传热率, 因而目前对于射流冲击尖劈障碍物的研究主要集中在换热性能方面, 包括Rahimi等通过实验研究换热率与尖劈的角度和射流出流的雷诺数之间的关系^[5]。而目前对于射流冲击尖劈障碍物流动性能的研究比较少, 但流场流动性能对声场、换热场的性能都有影响。本文通过改变尖劈障碍物的冲击角角度和冲击边长度, 以二维N-S方程和标准两方程模型为基础对受限射流流场速度分布和压力特性进行了数值模拟研究^[6]。

2 数值模拟控制方程与模型

射流冲击尖劈障碍物模型属于湍流模型, 湍流是一种高度复杂的非稳态、带旋转的不规则流动。

考虑到障碍物尺寸对射流流动区域的影响, 本文选取了如图1所示的区域计算模型。图1和图2为射流冲击尖劈障碍物流动区域(大小为500mm*600mm)和障碍物(对称放置于喷嘴轴线处)与喷嘴的位置关系图。其中射流介质为空气, 射流喷嘴直径d为固定值5mm, 射流出口速度为 V_{in} 为30m/s, 尖劈障碍物的冲击角度 α 和冲击长度L是改变的, 此外, 由于在自由射流流场中距喷嘴5d处为射流混合区与过渡区的分界处^[7], 此处流场流动性能变化很大, 因此将障碍物尖端A与喷嘴出口轴向方向的距离设置为5d。



图1 受限射流计算区域模型图

当自由射流的流场中存在障碍物时, 其不同形状和尺寸的障碍物对流场的影响作用是不同的。本文选取了轴对称的

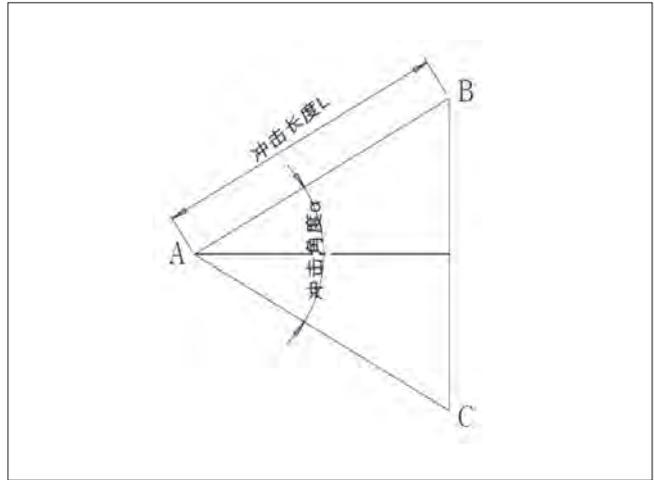


图2 尖劈障碍物形状图

尖劈障碍物(如图2所示为尖劈障碍物尺寸图, 其中角A冲击角度, AB、AC为冲击长度), 分别从障碍物的冲击角度和冲击长度两个角度, 对受限射流流场中存在障碍物的情况进行了数值模拟计算。

3 尖劈障碍物冲击角度 α 对射流扩散流场影响

3.1 变冲击角度尖劈障碍物模型建立

如图2所示, 三角形abc为尖劈障碍物模型的截面图, 其形状为等腰三角形。由图2可知, 冲击角度 α 大小与冲击长度AB、AC值都是变化的。若AB、AC的长不变, 边BC将随着角A发生变化。通过改变角A使得冲击角度值发生改变, 从而使得BC的长度发生改变。其中在不同的冲击角度下所对应的BC的长度如表1所示(冲击长度AB大小为20mm)。

角A度数(度)	20	40	60	80	90	100	120	140	160
边BC的长(mm)	6.9	13.7	20	25.7	28.3	30.6	34.6	37.6	39.4

由表1可以看出, 随着冲击角A的增加, 边BC的长度是缓慢增加的。本文选取具有代表性四个冲击角度(20度、60度、90度、140度)作为模拟研究对象。各模拟对象的形状如图3所示。

3.2 模拟结果与分析

图4为受限射流(尖劈障碍物冲击角度为90度, 冲击长度为20mm)喷嘴出口与尖劈障碍物之间的区域轴向无量纲压力与速度分布图, 图中 $X=x/d$, $V=v/v_{in}$, $P=p/p_a$, d为喷嘴出口直径, v_{in} (30m/s)为喷嘴出口流体流速, p_a 为尖劈障碍物尖端A处的压力。

分析图4速度分布曲线可知, 射流核心区(无量纲速度

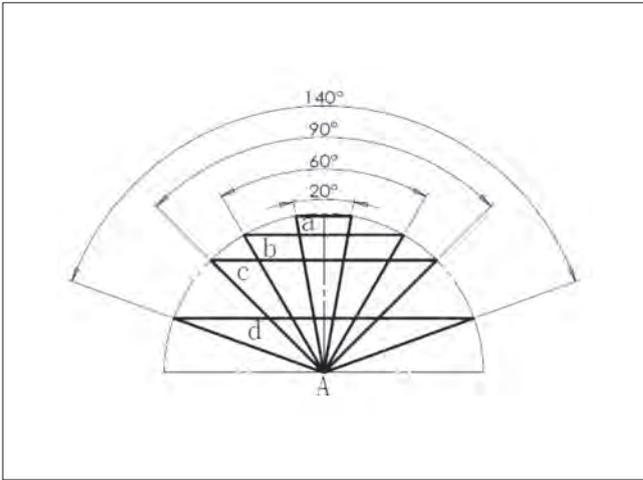


图3 变冲击角度下的障碍物形状比较图

$V=1$ 区域)受到障碍物的影响减为 $4d$,在 $4d\sim 5d$ 区域流体流动速度迅速降为零;分析图4压力曲线图可知,压力大小的变化趋势与速度变化趋势是相反的,随着与喷嘴的距离增加,射流中心线轴向上的压力也逐渐增加,在尖劈障碍物尖端A达到了最大值。由于受到障碍物的影响在喷嘴出口与射流障碍物之间的区域压力与速度都发生了突变。

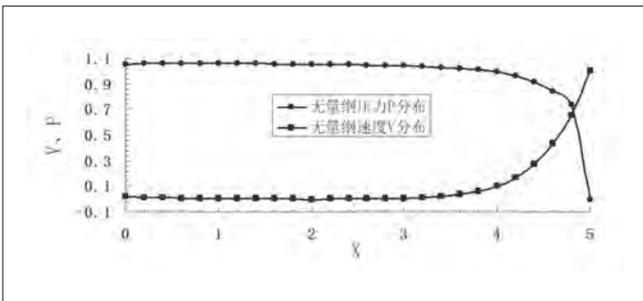


图4 喷嘴出口与尖劈 ($\alpha=90^\circ$, $L=20\text{mm}$) 之间区域轴向无量纲压力与速度分布

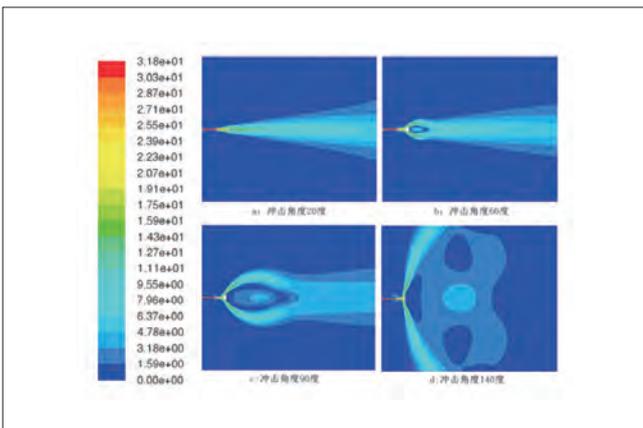


图5 尖劈障碍物冲击角度对射流流场流速影响比较图

图5为当尖劈障碍物的冲击角度不同时,受限射流流场速度分布图。由图5知当自由射流流体冲击尖劈障碍物时,射流流体在障碍物尖端A处被分为两股,且都沿着障碍物壁面AB、AC向下游区域运动。但尖劈障碍物冲击角度不同时射流流体分布不同。当冲击角度为20度(如图5(A)所示)时,被分流的流体的速度方向偏向于x轴,因而当流体流过障碍物后,流体将继续向x轴下游移动,流体区域接近与自由射流区域;由图5(B)可知,当冲击角度变为60度时,随着垂直拦截边BC的增长,当流体流过障碍物后在BC边的背部将形成流速接近于零的区域,由于障碍物背面的阻挡作用,射流流体对此处的空气流没有吸卷作用,因而速度接近与零;由图5(C)知,随着冲击角度增大变为90度,射流流体流过障碍物后,射流流体将继续沿着冲击面AB、AC所在方向运动并席卷此方向周围的流体,射流的流动区域发生了很大的改变,同时在拦截边BC背部所形成的零速度流体区域的范围也扩大;由图5(D)可知,当冲击角度为140度,射流流体在经过尖劈障碍物后与自由射流流体运动形式不同没有沿着x轴向下运动,而是被分为两股射流流体沿着冲击面所在方向向前运动,没有发生两股流体的再次汇合。

4 尖劈障碍物冲击长度AB、AC对射流扩散流场影响

4.1 模型选择与建立

此外,本文在冲击角度 α 不变的情况下,改变冲击长度 L ,从而模拟不同冲击长度下障碍物对射流流场特性影响的研究。

结合图2,选择冲击长度AB、AC的长度为10mm、20mm、40mm的情况进行模拟,其尺寸图如图6所示。

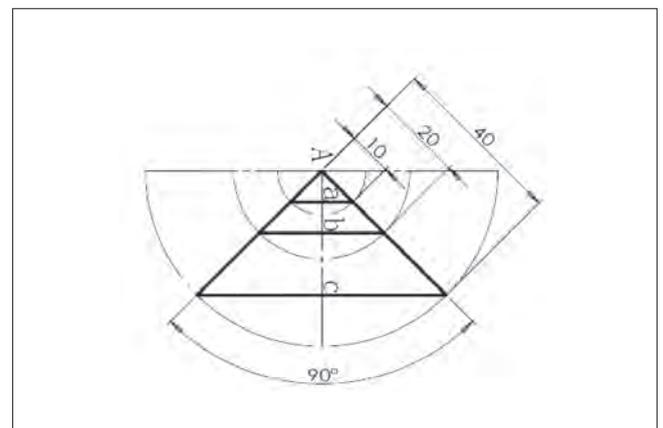


图6 变冲击长度下的障碍物形状比较图

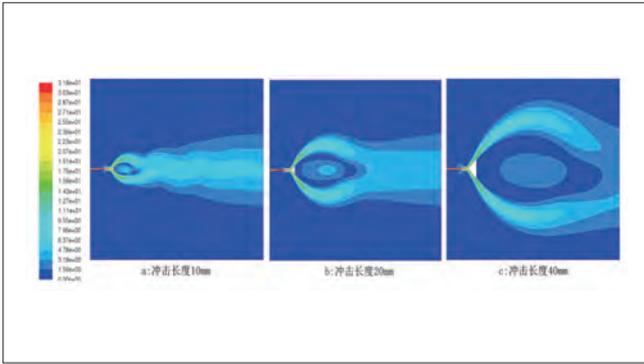


图7 尖劈障碍物冲击长度对射流流场流速影响比较图

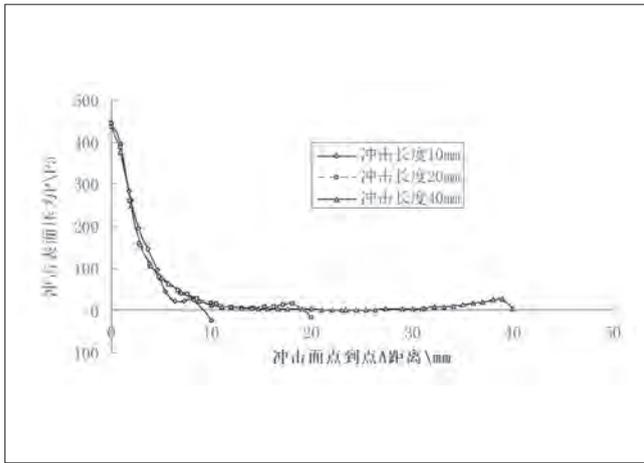


图8 不同冲击长度下的障碍物冲击面上的压力分布图

4.2 流场计算结果与分析

通过改变尖劈障碍物的冲击长度AB和AC, 所得受限射流流场的分布图如图7所示。其中A、B、C表示冲击长度分别为10mm、20mm和40mm时, 冲击角度为定值90度时的受限射流流场分布情况。

分析图7可知射流冲击轴对称的尖劈障碍物时, 在尖劈障碍物的冲击角度不变(90°)的情况下, 射流流场被破坏的程度随着冲击角度的增加而加强。当冲击长度为40mm时, 原有的射流被分为两股子射流, 方向为沿着各自的冲击面所在的方向, 此时的受限射流流场区域被分为初始自由射流段、冲击射流段及沿着冲击面的壁面射流段。

由图8可知三种不同冲击长度的冲击面上的压力都随着冲击点到障碍物尖端的距离的增加而减小, 这是由于流体在流过障碍物的过程中流速是逐渐变大的。在冲击面初始段表面压力是大于大气压力, 因而冲击面表面的射流流体将沿着冲击面向外流动, 并吸卷周围的流体; 随着冲击点到障碍物

尖端的距离增加, 冲击点处的压力将减下为大气压力, 此处冲击点处的射流流体将沿着平行冲击面方向流动; 同时, 在冲击面末端的冲击点压力存在突变的情况, 这是由于障碍物的尺寸突变引起的。

同时由图8可知, 三种不同长度的冲击面的初始压力分布大小与趋势基本相同, 并且都最终降为大气压并保持不变; 冲击长度长的障碍物其冲击面后端等于大气压段的长度增长, 这样在空间上可以使得速度平行其表面的射流流体长度增长, 在时间上可以使得被分流的流动形式更稳定。

5 小结

(1) 由模拟所得射流冲击尖劈障碍物的受限射流速度分布图, 可以将此射流分自由射流段、冲击射流段及壁面射流段。

(2) 当射流冲击长度为定值(20mm), 射流冲击角度较小时, 被分离两股射流流体将在射流流场下游(障碍物后面的位置)再次汇合, 此时自由射流流场结构被破坏的程度较小; 当冲击角度为140度时, 被障碍物分离的两股射流流体将沿着各自冲击面的方向流动, 形成壁面射流。

(3) 当障碍物冲击角度(90°)不变时, 冲击面初始段压力大小与趋势基本不变, 都达到大气压力; 但随着冲击长度增长, 冲击面末端等于大气压力的长度增长, 各个冲击面上的射流流体在空间上保持与冲击面平行长度增强, 在时间上使得被分流流体壁面射流形式变得稳定。

参考文献

- [1] Philip J, Dennis K. Beamformed Flow—Acoustic Correlations in a Supersonic Jet [J]. AIAA Journal, 2010,48(10):2445–2453.
- [2] 葛其明, 姚朝晖, 何枫. 超声速欠膨胀冲击射流流场振荡的数值模拟[J]. 推进技术, 2004,25(1): 7– 10.
- [3] 陈庆光, 徐忠, 吴玉林, 张永建. 平面倾斜冲击射流场的数值分析[J]. 工程热物理学报, 2005,26 (2) : 237–239.
- [4] 冯喜平, 赵胜海, 李进贤, 唐金兰. 固体火箭发动机射流中存在障碍物时的流场分析[J]. 推进技术, 2009, 30 (4) : 396–399.
- [5] Rahimi M, Irani M. Experimental study of slot jet impingement heat transfer on a wedge-shaped surface [J]. Heat and Mass Transfer, December , 2012, 48(12): 2095–2101.
- [6] 朱昊明, 赵平辉, 陈义良. 声激励下自由射流的涡量场[J]. 工程热物理学报, 2012,33 (10) , 1811–1814.
- [7] Chen Y, Skokova K. Computational Analysis of Arc—Jet Wedge Tests Including Ablation and Shape Change [C]. 10th AIAA/ASME Joint Thermo physics and Heat Transfer Conference, Chicago, 2010.

回热对R1270/CO₂复叠式制冷系统性能影响的 试验研究

张业强 何永宁 贾明正 吴学红 金听祥
(郑州轻工业学院能源与动力工程学院 河南郑州 450002)

摘要: 针对R1270/CO₂复叠式制冷系统搭建试验台,研究了无回热、低温级回热、高温级回热以及高、低温两级回热等四种运行模式对R1270/CO₂复叠式制冷系统性能的影响,并进行了系统性能的焓分析。研究表明,在蒸发温度-30℃、冷凝温度35℃时,采用低温级回热时,系统的制冷量和系统COP均为最高,分别为3.41kW和0.92W/W,同时,低温级回热能有效降低系统各部件的焓损失,此时系统的焓效率最高为0.271。另外,不同回热运行模式均能提高CO₂压缩机的绝热效率,而高温级回热和高、低温两级回热能提高R1270压缩机的绝热效率。

关键词: R1270/CO₂; 复叠制冷; 回热试验

Experimental study on the performance influence of R1270/CO₂ cascade refrigeration system with regeneration

ZHANG Yeqiang HE Yongning JIA Mingzheng WU Xuehong JIN Tingxiang
School of Energy & Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry Zhengzhou 450002

Abstract: An experimental system was built for a cascade refrigeration with the working fluids of R1270/CO₂. The influence on the performance of this cascade system was studied under the evaporation temperature -30℃ and the condensation temperature 35℃ with the four models: no regeneration, regeneration in low temperature stage, regeneration in high temperature stage and regeneration in two stages, as well as the exergy analysis. The results show that cooling capacity and the COP of this system reached maximum under the model of regeneration in low temperature stage, which are 3.41kW and 0.92W/W, as well as the exergy efficiency, which is 0.271. In addition, the adiabatic efficiency of CO₂ compressor could improve under regeneration, and the R1270 compressor adiabatic efficiency was improved under regeneration in high temperature stage and two stage.

Keywords: R1270/CO₂; Cascade refrigeration system; Regeneration

1 引言

随着社会的发展和人们生活水平的显著提高,热泵和制冷设备已经广泛应用于人们的日常生产生活中。但是,目前使用的HCFCs、HFCs制冷剂对气候和环境产生的影响,已经引起广泛的关注。从环境的长期安全性考虑,使用自然工质代替HCFCs、HFCs制冷剂是一种切实可行的方案。

CO₂作为一种对环境友好的自然工质,具有安全、无毒、单位制冷量大等优点,在热泵和制冷方面有着非常大的应用潜力。在制冷方面,国内外学者主要针对NH₃/CO₂^[1-5]、R134a/CO₂^[6-9]、R290/CO₂^[10-12]等复叠式制冷系统进行了大量的理论和实验研究。而对于R1270/CO₂复叠式制冷系统的研究较少,主要有Dubey AM等^[13-15]对以R1270为低温级制冷剂,CO₂为

高温级制冷剂,且CO₂在高温级做跨临界循环的复叠式制冷系统进行了研究。

R1270为HCs制冷剂,ODP=0,GWP很小,对臭氧层没有破坏,温室效应非常小,是一种环境友好型制冷剂,但是R1270的安全等级是A3,因此在使用过程中需要特别注意,防止泄露造成危。

本文针对R1270/CO₂复叠式制冷系统,研究了回热对复叠制冷系统的性能影响。

2 R1270/CO₂复叠式制冷系统试验台

2.1 系统分析

R1270/CO₂复叠式制冷系统分为R1270高温级系统和CO₂低温级系统两部分,高低温级采用冷凝蒸发器进行连接,高温级制冷剂R1270的蒸发过程(11-7)和低温级制冷剂CO₂的冷凝过程(2-4)在冷凝蒸发器中进行。从冷凝蒸发器出来的R1270蒸汽经R1270压缩机进入冷凝器把热量传递到外部环境(6-7-8-9-10-11),从冷凝蒸发器中出来的CO₂液体经节流装置进入蒸发器吸收被冷却介质的热量,最后进入压缩机完成整个循环(0-1-2-3-4-5)。系统循环流程图如图1所示。当系统低温回热运行时,阀门F2和F5关闭,阀门F3、F4、F6和F7打开;当系统高温级回热运行时,阀门F12和F17关闭,阀门F13、F14、F18和F19打开。

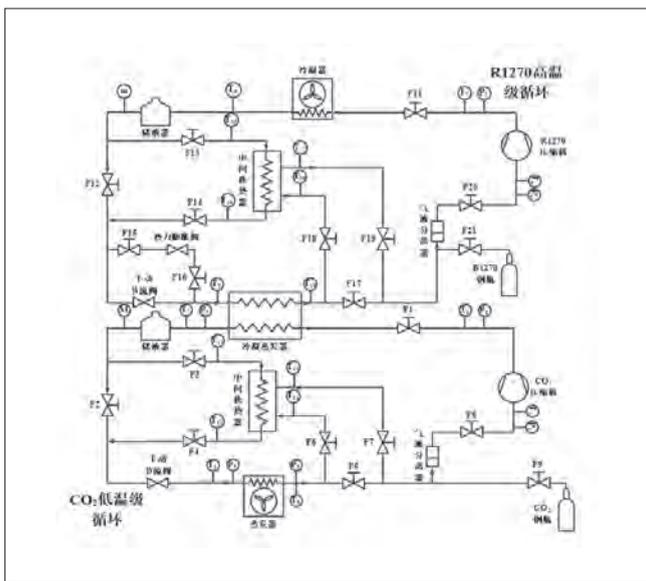


图1 R1270/CO₂复叠式制冷系统试验流程图

2.2 实验设备

试验系统由R1270/CO₂复叠式制冷系统、电控系统和数据采集系统组成。复叠式制冷系统主要包括:意大利Dorin公

司生产的CO₂亚临界循环压缩机和R1270防爆压缩机,冷凝器选用微通道换热器,冷凝蒸发器选用同轴套管式换热器,CO₂走外侧,外侧采用不锈钢管,R1270走内侧,内侧采用紫铜管。R1270节流阀选用热力膨胀阀,CO₂节流阀选用手动膨胀阀。蒸发器选用盘管式蒸发器,放入盛乙二醇水溶液的冷冻箱中,冷冻箱由内胆和保温箱构成,内胆外侧缠绕加热带。通过“热平衡法”进行制冷量的测量。

电控系统由系统电控、加热电控和数据采集电控组成。数据采集系统由安捷伦的Agilent Technologies 34972A型数据采集仪和电脑组合而成,通过PT100热电阻、压力变送器、流量计采集系统的温度、压力和流量。压缩机和加热带的用电量通过电度表直接得到。测量仪器的主要参数如表1所示。

表1 测量仪器的型号及精度

测试变量	仪器	量程	精度
温度	pt100热电阻	-50—300℃	0.2℃
CO ₂ 的压力	压力变送器	0—7Mpa	0.2%
CO ₂ 的流量	体积流量计	0—10m ³ /s	0.5%
R1270的压力	压力变送器	0—3.5Mpa	0.2%
R1270的流量	质量流量计	0—1000kg/h	0.2%
功率	三相电度表		1%

3 试验结果分析

在试验过程中,分别对R1270/CO₂复叠制冷循环系统的低温级、高温级以及高、低温级进行回热试验,并与系统无回热运行模式进行对比,分析不同运行模式时的系统性能。

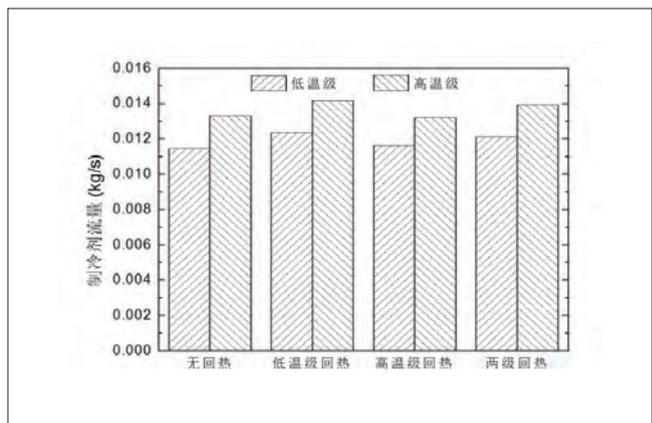


图2 不同运行模式下制冷剂流量

在不同运行模式,高温级制冷剂R1270的质量流量的变化很小,分别为0.0133kg/s,0.0142kg/s,0.0132kg/s和0.0139kg/s,最大相差0.001kg/s;而低温级制冷剂CO₂的质量流量在不同运行模式下分别为0.0115kg/s,0.0124kg/s,0.0116kg/s和0.0121kg/s,最大相差不到0.001kg/s,如图2所示。

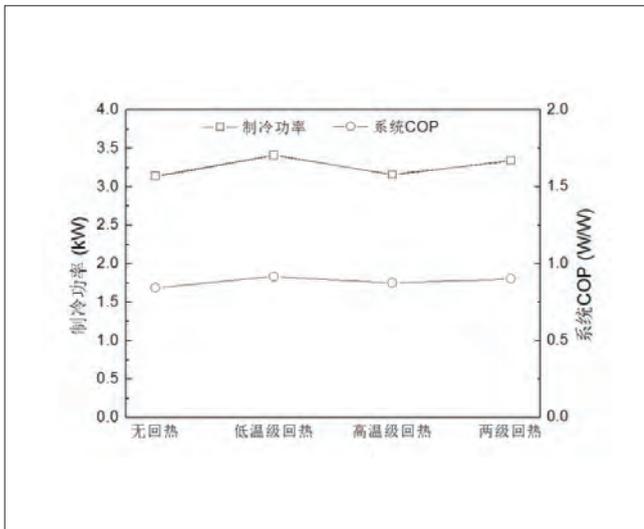


图3 不同运行模式下系统制冷量和系统COP

R1270/CO₂复叠制冷系统的制冷量随不同运行模式的变化如图3所示。从图中可以发现，当低温级回热时，系统的制冷量最大为3.41kW，比系统无回热时大0.27kW，提高8.60%。其次，高、低温两级均回热时，系统的制冷量3.34kW，比系统无回热时提高6.37%，而高温级回热对提高系统的制冷量效果不明显，仅仅提高制冷量0.02kW。在采取回热时，系统COP均比无回热时的系统COP高。不同运行模式下系统COP分别为0.84W/W、0.92W/W、0.88W/W和0.90W/W。可以看出，当低温级回热时系统COP最高，比无回热时系统COP提高了9.52%，其次是高、低温两级回热，比无回热时系统COP提高了7.14%。

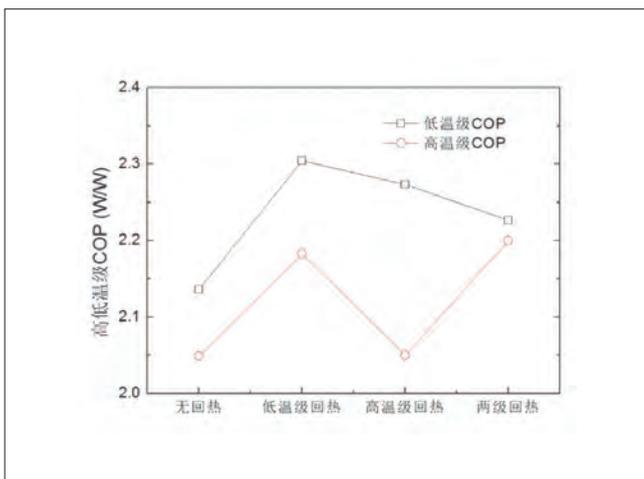


图4 不同运行模式下的高、低温级COP

而高、低温级的COP在不同运行模式下的变化如图4所示。从图中可以发现，高温级的COP在低温级和高、低温级均回热时都得到提高，分别从无回热时的2.05W/W提高到

2.18W/W和2.2W/W，而高温级回热时高温级的COP没有提高，为2.05；而三种回热运行模式对低温级的COP均有提高，分别从无回热时的2.14提高到2.30W/W、2.27W/W和2.23W/W，其中低温级回热对低温级COP的提高最大，提高了7.48%。

在不同运行模式下，不同部件的焓损失变化如图5所示。从图中可以发现，在不同运行模式下R1270压缩机和高温级膨胀阀的焓损失的变化不大，而蒸发器、冷凝器、冷凝蒸发器、CO₂压缩机以及低温级节流阀的焓损失均随低温级回热而降低，而在高温级回热时，各部件的焓损失变化很小。在各部件中，CO₂压缩机在低温级回热和高、低温两级回热时的焓损失降低较多，分别从无回热时的39.45kJ/kg降低至31.70kJ/kg和32.10kJ/kg，而蒸发器在低温级回热和高、低温两级回热时的焓损失降低也较多，分别从无回热时的15.80kJ/kg降低至9.51kJ/kg和9.51kJ/kg。

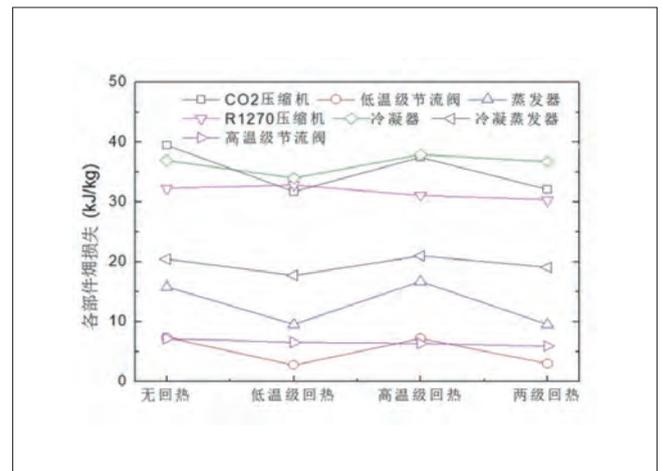


图5 不同运行模式下各部件的焓损失

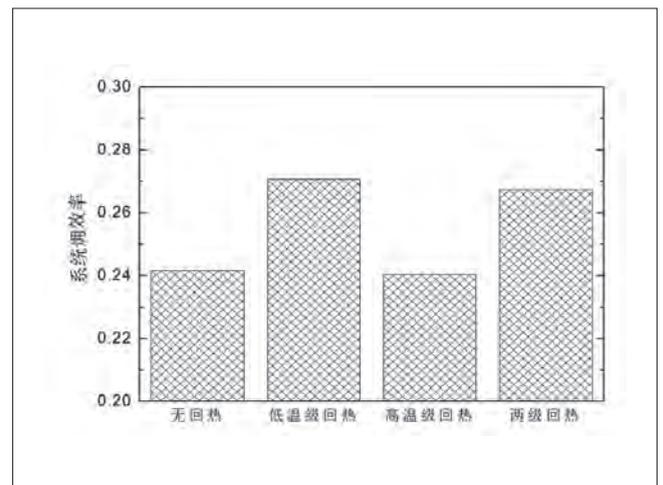


图6 不同运行模式下的系统焓效率

R1270/CO₂复叠制冷系统的焓效率在不同运行模式下的变化如图6所示。从图中可以看出,低温级回热和高、低温两级回热对提高系统的焓效率的作用比较明显,分别从无回热时的0.241提高至0.271和0.267,分别提高了12.45%和10.79%,而高温级回热没有提高系统焓效率。

而在系统中焓损失最大的CO₂压缩机的绝热效率在不同运行模式下的变化如图7所示,不同回热运行模式均能提高CO₂压缩机的绝热效率,分别从52.66%提高至54.15%、54.05%和54.13%,因此,回热对提高CO₂压缩机的绝热效率有利。而R1270压缩机的绝热效率在高温级回热和高、低温两级回热时有所提高,分别从无回热时的64.79%提高至66.17%和66.12%,而在低温级回热时其绝热效率为63.89%,降低了0.9%。

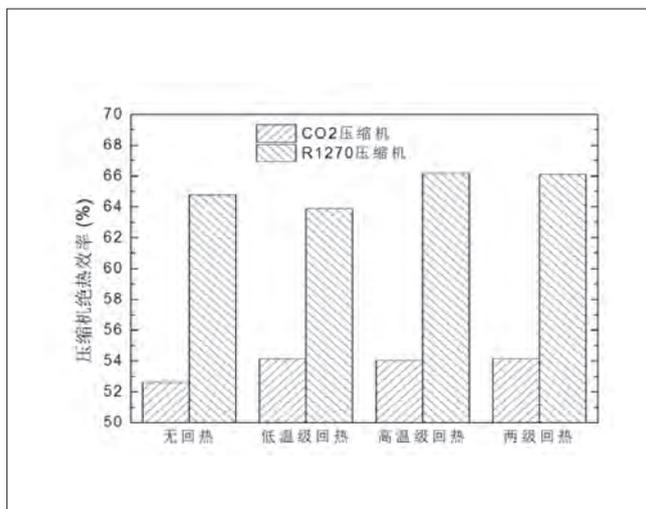


图7 不同运行模式下压缩机的绝热效率

4 结论

通过对R1270/CO₂复叠式制冷系统进行回热试验研究,得出以下结论:

(1) 低温级回热和高、低温两级回热均能提高系统的制冷量和系统COP,制冷量提高了8.63%和6.37%,而系统COP提高9.52%和7.14%。

(2) 低温级回热和高、低温两级回热均能降低系统部件的焓损失、提高系统的焓效率,系统焓效率分别从无回热时的0.241提高至0.271和0.267,分别提高了12.45%和10.79%。

(3) 不同回热运行模式均能提高CO₂压缩机的绝热效率,而高温级回热和高、低温两级回热能提高R1270压缩机的绝热效果。

参考文献

- [1] Dopazo JA, Fernández-Seara J. Experimental Evaluation of a Cascade Refrigeration System Prototype with CO₂ and NH₃ for Freezing Process Applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2011,34(1):257–267.
- [2] Rezayan O, Behbahaninia A. Thermoeconomic Optimization and Exergy Analysis of CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems[J]. Energy, 2011,36(2):888–895.
- [3] Jankovich D, Osman K. A Feasibility Analysis of Replacing the Standard Ammonia Refrigeration Device with the Cascade NH₃/CO₂ Refrigeration Device in the Food Industry[J]. Thermal Science, 2015,19(5):1821–1833.
- [4] 陈曦, 王军, 王海霞, 等. NH₃/CO₂复叠式制冷循环系统的热力性能分析[J]. 低温与超导, 2016(03):55–59+87.
- [5] 王强, 朱永宏, 剧成成, 等. 新一代AIST模块化CO₂复叠制冷系统[J]. 制冷与空调, 2017(09):76–79.
- [6] Sanz-Kock C, Llopis R, Sánchez D, et al. Experimental Evaluation of a R134a/CO₂ Cascade Refrigeration Plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2014,73(1):41–50.
- [7] Sánchez D, Llopis R, Cabello R, et al. Conversion of a Direct to an Indirect Commercial (HFC134a/CO₂) Cascade Refrigeration System; Energy Impact Analysis[J]. International Journal of Refrigeration, 2017,73:183–199.
- [8] Song Y, Li D, Cao F, et al. Theoretical Investigation on the Combined and Cascade CO₂/R134a Heat Pump Systems for Space Heating[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 124: 1457–1470.
- [9] 沈九兵, 胡斌, 邱建伟, 等. R134a/CO₂复叠制冷系统的实验研究[J]. 制冷学报, 2013(04):59–63.
- [10] 宁静红, 马一太, 李敏霞. R290/CO₂自然工质低温复叠式制冷循环理论分析[J]. 天津大学学报, 2006(04):449–453.
- [11] 马一太, 代宝民, 田华, 等. CO₂/R290复叠制冷系统热经济性及其最优分析[J]. 太阳能学报, 2014(05):795–801.
- [12] 宁静红, 李超飞, 曾凡星. 排气冷却R290/CO₂复叠式制冷系统性能分析[J]. 制冷与空调, 2016(05):46–49+53.
- [13] Dubey AM, Kumar S, Das Agrawal G. Thermodynamic Analysis of a Transcritical CO₂/Propylene (R744–R1270) Cascade System for Cooling and Heating Applications[J]. Energy Conversion and Management, 2014,86:774–783.
- [14] Dubey AM, Agrawal GD, Kumar S. Thermodynamic Analysis of a Transcritical CO₂/Propylene Cascade System with Split Unit in Ht Cycle[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2015,37(4):1365–1378.
- [15] Dubey AM, Agrawal GD, Kumar S. Performance Evaluation and Optimal Configuration Analysis of a Transcritical Carbon Dioxide/Propylene Cascade System with Vortex Tube Expander in High-Temperature Cycle[J]. Clean Technologies and Environmental Policy, 2015,18(1):105–122.
- [16] 王国鹏, 徐健, 王本义. 活塞压缩机排气温度过高的原因分析[J]. 压缩机技术, 2017(06): 51–53+64.
- [17] 宁静红, 李惠宇, 彭苗. R290/CO₂复叠式制冷系统的性能实验[J]. 制冷学报, 2007(06): 57–60.

小型制冷设备非共沸制冷剂充注量估算优化

陆宏杰 张忠斌 胡昕昊

(江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室, 能源与机械工程学院 江苏南京 210042)

摘要: 风冷压缩冷凝机组与冷风机是应用十分广泛的制冷系统, 而非共沸制冷剂R404A、R407A和R407F在小型制冷系统中具有前景, 其充注量对制冷设备性能存在影响。在实际的工程应用中, 由于制冷剂和机组的匹配多样, 厂家难以标定准确的制冷剂充注量, 使制冷设备维护工作十分不便。本文提出了一种优化的内容积估算法对非共沸制冷剂充注量进行估算, 并对一台5-HP中温型风冷压缩冷凝机组进行试验测量, 结果表明该计算方法具有较高的准确性, 且结果符合欠量要求, 对非共沸制冷剂充注有一定的借鉴意义。

关键词: 制冷剂充注; 内容积估算; R404A; R407A; R407F; 制冷设备

Optimized method for estimating the refrigerant charge amount of small refrigeration equipment

LU Hongjie ZHANG Zhongbin HU Xinhao

(Engineering Laboratory of Energy System Conversion and Emission Reduction of Jiangsu Province, School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University Nanjing 210042)

Abstract: Refrigeration systems consisted by air cooled compressor and air coolers are widely used. Non-azeotropic refrigerants, like R404A, R407A and R407F, are promising in small refrigeration system of which the refrigerant charge amount has an effect on the performance of small refrigeration system. In practices, because of the various combinations of refrigerant and equipment, it is difficult for the manufacturers to calibrate the accurate refrigerant charge amount. It is very inconvenient to maintain the refrigeration system. This paper proposes an optimized inside capacity estimation algorithm for estimating the refrigerant charge amount of non-azeotropic refrigerants. Experiments on a 5-HP medium-temperature air cooled equipment are conveyed. It proves that the method shows good accuracy and the results are meet the charge rules. The optimized method has positive reference value for the refrigerant charge of non-azeotropic refrigerants.

Keywords: Refrigerant charge; Inside capacity estimation; R404A; R407A; R407F; Refrigeration equipment

1 引言

目前制冷剂充注量的研究主要在于对充注量的标定^[1-2]和对机组性能的分析上^[3]。而制冷剂充注量对制冷设备的性能存在影响^[4-5], 工程上确定最佳充注量时通常只是依靠多次试验的经验估计值来进行决定, 这种方式不仅效率低, 也导致

了成本的增加。现有的估算制冷剂充注量的方法主要有空泡系数法和内容积估算法^[6], 工程上多采用第二种方法^[7]。已有研究大多是对单元制冷剂的估算^[8], 对于非共沸制冷剂等多元制冷剂, 传统的内容积估算法无法准确估算制冷剂质量并满足欠量充注的要求。空泡系数法计算较为精确但模型十分

复杂^[9],对于冷冻冷藏设备,非共沸混合制冷剂替代是未来的发展方向^[10],如R404A^[11]、R407A和R407F^[12],他们均存在温度滑移的问题^[13],且R455A更为显著^[14],更需要注意欠量充注要求^[15]。

因此,为了准确估算风冷压缩冷凝机组中非共沸制冷剂充注量,本文提出了一种优化的内容积估算法,通过确定各部件内不同制冷剂状态下的比容计算制冷剂的质量并进一步求和得到总的制冷剂充注量估算值。对从高温到低温变环境温度工况下R404A、R407A和R407F三种制冷剂在一台5-HP中温型风冷压缩冷凝制冷设备中的充注试验进行制冷剂充注量估算,理论计算结果和试验结果展现出较好的吻合度,且符合欠量充注的要求。

2 样机及其测试装置

试验样机为一台5-HP冷风机、风冷压缩冷凝制冷设备。冷风机型号为LFJ35/9.0M,额定风量6800m³/h;风冷压缩冷凝机组制冷剂为R404A,制冷量为10320W(蒸发温度为-5℃)、8670W(蒸发温度为-10℃)、7070W(蒸发温度为-15℃),压缩机为丹佛斯漩涡式压缩机,型号为MLZ038。

图1为试验样机,主要包括室内机和室外机两部分。制冷系统相应的温度和压力测点分别布置在压缩机、冷凝器、热力膨胀阀和蒸发器的进出口。由于R404A与R407A、R407F热力性质不一样,故将R404A专用热力膨胀阀和R407系列专用热力膨胀阀并联使用,在充注不同制冷剂时通过球阀控制两膨胀阀的通断。

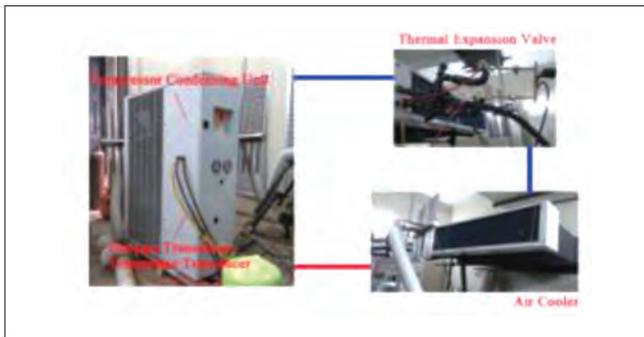


图1 试验样机

低温低压的过热蒸汽在蒸发器中吸热汽化后经压缩机压缩成为高温蒸汽,进入冷凝器中,被冷凝机组侧的室外空气冷却为过冷高温高压的液态制冷剂,然后进入高压储液器,经干燥器、视液镜后进入膨胀阀,节流减压后回到蒸发器,最后进入压缩机进行如此循环。

3 制冷剂充注量估算

参考国家标准GB/T 21363-2008^[16]、GB/T 25129-2010^[17]、欧盟能源标准^[18]以及夏热冬冷地区的环境温度,选取4种工况如表1所示。

环境温度 (°C)	蒸发温度 (°C)*	吸气温度 (°C)
32	-7	—
25		
15		
5		

* 通过控制室内侧环境温度来实现蒸发温度

传统的内容积估算法采用制冷剂质量占系统内各个设备及部件的内容积百分比来估算系统整体的制冷剂充注量^[19-20],占比数值通常是根据经验数值。不同种类的制冷剂物理性质有所差异,经验数值往往无法对每一种制冷剂有很好的适应性,尤其是非共沸混合制冷剂,其独特的物理性质使其在两相区的物质分布与单元制冷剂有显著的差距^[21]。因此,在估算非共沸混合制冷剂充注量时,采用传统的内容积估算法估算的制冷剂充注量往往不具有较好的准确性。

本文采用优化的内容积估算法进行制冷剂充注量估算,按系统各部分制冷剂状态的不同分段计算各部件的内容积。因试验样机系统中干燥器与试液镜的内部不易测量,故将试验样机系统中干燥器及视液镜两者截面尺寸视为与之连接的管道尺寸一致,压缩机容积也考虑在内,求得制冷系统内容积总和。

制冷剂的质量按公式(1)计算。制冷剂的比容可通过给定工况对应的状态点查询,系统各部件及管道尺寸可由游标卡尺等直接测得。单相区制冷剂充注量可通过下式(1)求得,根据各设备和部件测量的压力值与制冷剂平均温度查的制冷剂在该工况的比容,按不同分段的内容积求得该部分的制冷剂质量。

$$m = \frac{V}{v p_v T_v} \quad (1)$$

式中 m 为制冷剂质量,kg; v 为制冷剂对应比容,m³/kg; V 为制冷系统部件内容积m³, p_v 为压力,Pa; T_v 为制冷剂平均温度,K。

两相区制冷剂充注量估算方式如式(2):

$$m_t = m_g + m_l = A \int_0^{l_t} \left[\frac{\alpha}{v_g} + \frac{1-\alpha}{v_l} \right] dl \quad (2)$$

式中 m_t 为制冷剂总质量,kg; m_g 为气态制冷剂质量,kg; m_l 为液态制冷剂质量,kg; A 为管路截面积; l_t 为两相区长度,

m; α 为空泡系数。

其中空泡系数 α 计算方法见式 (3):

$$\alpha = \frac{k_H}{1 + \frac{1}{x} - 1 \frac{v_l}{v_g}} = k_H \beta \quad (3)$$

式中 x 为干度, β 、 k_H 为系数, 其中系数 k_H 为与系数 Z 相关的函数, 系数 Z 的计算方法见式 (4), 对应关系见表 2。

$$Z = \left[\frac{D_i G}{\mu_i + \alpha(\mu_g - \mu_i)} \right]^{\frac{1}{6}} \left\{ \frac{1}{g D_i} \left[\frac{G_x v_g}{\beta(1-\beta)} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{8}} \quad (4)$$

其中: G 为质量流速, $\mu \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; ν 为粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; D_i 为管内径, m 。

表2 K_H 与 Z 的对应关系表

Z	1.3	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
K_H	0.185	0.225	0.325	0.49	0.605	0.675	0.72
Z	8.0	10.0	15	20	40	70	130
K_H	0.767	0.78	0.808	0.83	0.88	0.93	0.98

试验样机中制冷剂流经的部件主要有压缩机、冷凝器、储液器、干燥器、视液镜、膨胀阀、蒸发器以及各连接管道。测量系统各部件的尺寸及内容积计算结果见表 3。

表3 制冷剂流经的各部件尺寸

	长度L(m)	直径D(m)	体积V(m ³)
压缩机进口	1.4	0.02	0.0004396
压缩机出口	1.75	0.013	0.0002322
冷凝器进口	0.9	0.019	0.0002550
冷凝器出口	0.85	0.019	0.0002409
高压储液器	1	0.1	0.0078500
高压储液器进口	0.81	0.012	0.0000916
高压储液器出口	1.65	0.012	0.0001865
内外机连接管气侧	1.2	0.017	0.0002722
内外机连接管液侧	1.2	0.012	0.0001356
蒸发器	90	0.009	0.0019080
冷凝器	70	0.009	0.0014750
压缩机	—	—	0.0001140

表3 制冷剂理论充注量计算结果

	体积V(m ³)	比容 $v(\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$			质量M(kg)		
		R404A	R407A	R407F	R404A	R407A	R407F
压缩机进口管道	0.0004396	0.0463	0.0516	0.054	0.0095	0.00852	0.00814
压缩机出口管道	0.0002322	0.011	0.0127	0.0136	0.02111	0.01828	0.01707
冷凝器进口管道	0.000255	0.011	0.0127	0.0136	0.02319	0.02008	0.01875
冷凝器出口管道	0.0002409	0.00103	0.00093	0.00096	0.2335	0.2586	0.2523
高压储液器	0.00785	0.00837	0.00975	0.0117	0.9377	0.8049	0.6709
高压储液器进口管道	0.0000916	0.00103	0.00093	0.00096	0.08874	0.09832	0.09591
高压储液器出口管道	0.0001865	0.00103	0.00093	0.00096	0.1808	0.2003	0.1954
内外机连接管气侧管道	0.0002722	0.0404	0.0456	0.0477	0.00674	0.00597	0.00571
内外机连接管液侧管道	0.0001356	0.00103	0.00093	0.00096	0.1315	0.1457	0.1421
蒸发器(液态部分)	0.001272	0.00085	0.00078	0.0008	1.496	1.621	1.582
蒸发器(气态部分)	0.004451	0.0404	0.0456	0.0477	0.1102	0.09761	0.09331
冷凝器(液态部分)	0.001844	0.00837	0.00975	0.0102	0.2203	0.1891	0.1808
冷凝器(气态部分)	0.0003688	0.00107	0.00096	0.00098	0.3443	0.3845	0.3752
压缩机	0.000114	0.0463	0.0516	0.0008	0.00246	0.00221	0.1418
总质量	—	—	—	—	3.806	3.855	3.779
修正总质量	—	—	—	—	4.567	4.626	4.535

以环境温度 32℃ 为例, 该工况下的 R404A、R407A、R407F 三种制冷剂的理论充注量计算结果见表 2, 最终从估算结果可以看出, 三种制冷剂的充注量差异较小, 分别为 4.567kg、4.627kg、4.535kg。

应用同样的估算方式对该机组在 25℃、15℃ 和 5℃ 等三个工况下进行制冷剂充注量估算, R404A、R407A 和 R407F 三种非共沸制冷剂的充注量估算值如表 4 所示。

表4 R404A, R407A和R407F在四种工况下的制冷剂充注量估算值

环境温度(°C)	R404A充注量估算值(kg)	R407A充注量估算值(kg)	R407F充注量估算值(kg)
32	4.567	4.626	4.535
25	4.311	4.307	4.311
15	4.140	4.184	4.183
5	4.000	4.097	4.093

通过试验测试能效比、制冷量等性能参数, 并根据过冷度、过热度、排气温度等性能参数得出的 R404A、R407A 和 R407F 制冷剂在不同环境温度下的推荐充注量情况见表 5。由试验得到的推荐制冷剂充注量范围最具代表性, 但耗时长、成本高且分析过程复杂, 在此作为参照值评估本种优化的内容积估算算法的准确性与适应性。

将 R404A、R407A 和 R407F 三种非共沸混合制冷剂在四种工况下的制冷剂充注量估算值与试验得出的推荐范围对比, 结果表明采用该种优化的内容积估算算法求得的制冷剂充注量估算值与试验得出充注范围误差在 0.2~1.8kg, 对于多种非共沸混合制冷剂及多个工况都能够很好地满足欠量充注要求, 对工程实践有参考意义。此外, 随着环境温度递减, 估算值递减, 而试验推荐值递增, 这种现象的原因可能是: 循环流量的降低导致多处压力降低, 比容增加, 故在计算时使估算值降低。

表5 R404A, R407A和R407F试验推荐充注量

环境温度(°C)	推荐充注量(kg)			全年推荐充注量(kg)		
	R404A	R407A	R407F	R404A	R407A	R407F
32	5.00~5.35	5.00~5.25	4.70~4.95	5.00~5.71	5.00~5.89	4.70~5.56
25	5.17~5.52	5.16~5.42	4.85~5.11			
15	5.30~5.67	5.38~5.65	5.07~5.33			
5	5.34~5.71	5.61~5.89	5.28~5.56			

4 结论

本文采用一种优化的内容积估算法对R404A、R407A和R407F三种非共沸制冷剂的充注量进行估算,优化的内容积估算法对单相区和两相区制冷剂质量的估算都比传统方法更为准确,得到以下结论:

(1) 用优化的内容积估算法可以得到制冷剂充注量的估算值,具有一定的工程参考价值。

(2) 由于非共沸制冷剂存在温度滑移的问题,估算值是欠量的,三种制冷剂的欠量估算结果相近,符合欠量要求。

(3) 本文研究的R404A、R407A和R407F制冷剂均为非共沸制冷剂,滑移温度较小。对于未来具有大滑移温度的非共沸替代工质R455A的充注需要做进一步的研究。

参考文献

[1] Ghoubali R, Byrne P, Bazantay F. Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017,76:230–244.

[2] Pang W, Liu J, Xu X. A strategy to optimize the charge amount of the mixed refrigerant for the Joule–Thomson cooler[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016,69:466–479.

[3] Zhang Z, Du K, Huang H, et al. Experimental study on impact of refrigerant charge on performance of room air conditioner with micro–channel evaporator[J]. *Dongnan Daxue Xuebao*, 2014,44(3):567–572.

[4] Cheng X, Zhai X, Wang R. Thermal performance analysis of a packed bed cold storage unit using composite PCM capsules for high temperature solar cooling application[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016,100:247–255.

[5] Vaitkus, L, and V Dagilis. Refrigerant charge reduction in low–temperature transport refrigerator with the eutectic plate evaporator[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 47:46–57.

[6] 王玉贵, 夏晚. 中小型空调器制冷剂最佳充注量的确定[J]. *暖通空调*, 1999,29(1):41–43.

[7] 徐德胜. 制冷空调原理与设备[M]. 上海交通大学出版社,

1996.230.

[8] 王文斌, 李廷永, 余晓明等. 小型风冷热泵制冷剂最佳充注量实验研究[J]. *制冷与空调*, 2005,5(6):77–79.

[9] 李会芳, 胡张保, 吕彦力, 等. 空泡系数模型在空调器制冷剂充注量计算中的应用[J]. *低温与超导*, 2014(9):74–77.

[10] 李大伟, 晏刚, 宋新洲, 等. 非共沸碳氢混合物作为冷柜替代制冷剂的理论研究[C]. 2011中国制冷学会学术年会, 2011.

[11] Mota–Babiloni A, Navarro–Esbrí J, Ángel Barragán, et al. Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 44(16):81–90.

[12] Bortolini M, Gamberi M, Gamberini R, et al. Retrofitting of R404a commercial refrigeration systems using R410a and R407f refrigerants[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015,55:142–152.

[13] 成宏岗. 混合工质R407C温度滑移的验证[J]. *制冷*, 2001(1):62–64.

[14] Makhnatch P, Mota–Babiloni A, Khodabandeh R, et al. Characteristics of R454C and R455A as R404A alternatives in commercial refrigeration[C]. *Iir Conference on Sustainability and the Cold Chain*. 2018.

[15] Mota–Babiloni A, Makhnatch P, Khodabandeh R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 82:288–301.

[16] GB/T 21363–2008容积式制冷压缩冷凝机组[S]. 中国标准出版社. 2008.

[17] GB/T 25129–2010制冷用空气冷却器[S]. 中国标准出版社, 2010.

[18] Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (EC) no 842/2006. *Off. J. Eur. Union*, 2014.

[19] 王栋, 李蒙, 武卫东, 等. 小型CO2制冷系统最佳充注量的计算及实验研究[J]. *西安交通大学学报*, 2013,47(3):80–84.

[20] 肖学林, 顾小刚, 刘国胜. 空调器制冷剂充注量的计算[C]. 江苏省制冷学会学术年会, 2004.

[21] 何红萍, 马虎根, 齐鲁山. 非共沸混合制冷剂微尺度管内流动沸腾特性研究[J]. *中国工程热物理学会论文*, 2011.

基于全年性能分析的小型制冷设备非共沸制冷剂充注量优化

胡昕昊 张忠斌 姚喻晨

(江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室, 南京师范大学能源与机械工程学院 江苏南京 210042)

摘要: 小型制冷设备在制冷行业应用广泛, 其性能受制冷剂充注量影响。然而, 由于机组的匹配不同, 难以对制冷剂充注量进行准确标定以使机组性能尽可能最优。本文提出了一种基于全年性能分析的小型制冷设备非共沸制冷剂充注办法, 本文由夏热冬冷地区的环境温度特性, 从高温到低温分四种工况进行研究, 通过充注试验测试能效比、制冷量等性能参数, 并根据过冷度、过热度、排气温度等性能参数的反馈确定全年制冷剂最佳充注范围和储液器内制冷剂质量范围。这一技术办法通过一台冷风机、风冷压缩冷凝机组冷冻冷藏设备样机在变环境工况下进行的制冷剂R404A、R407A充注试验取得了很好的效果。结果表明, 该方法对冷冻冷藏设备及类似制冷设备的制冷剂充注具有借鉴意义。

关键词: 非共沸制冷剂充注; 小型制冷设备; 全年性能评价; 性能试验

Non-azeotropic refrigerant charge optimization for small cooling application based on year-round performance evaluation

HU Xinhao ZHANG Zhongbin YAO Yuchen

(Engineering Laboratory of Energy System Conversion and Emission Reduction of Jiangsu Province, School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University Nanjing 210046)

Abstract: This investigation aims at estimating a precise range of non-azeotropic refrigerant charge for small cooling application by experimental performance. A sample is designed of cold storage unit applies to R404A, R407A and R407F without changing the unit structure and components but adding a paralleled thermal expansion valve. Charging tests are operated on the sample under 4 typical work conditions from high to low ambient temperatures to conduct annual performance evaluation. Under each work conditions, unit performance and operation safety are both considered. Collecting performance parameters including CC(cooling capacity), EER(energy efficiency ratio) and PI(power input) and considering the feedback of sub-cooling degree, superheating degree and DT(discharge temperature) contribute to a concluding best range of refrigerant charge. Based on the method presented, the recommended charge ranges and refrigerant mass range in liquid reservoir are respectively worked out to help produce better performance of the cold storage unit charged R404A, R407A. This method can be applied as a valuable reference for estimating refrigerant charge in refrigerating units using multi-refrigerant admixture.

Keywords: Non-azeotropic refrigerant charge; Small cooling application; Annual performance evaluation; Performance test

1 引言

小型制冷设备在制冷行业应用广泛，而压缩冷凝机组和冷风机组成的冷冻冷藏设备的使用更是量大而广，与之匹配的末端装置更是多样。由于匹配的机组不同，所以该类机组在出厂时并不标定制冷剂的充注量，而是根据制冷侧机组样式及安装情况充注制冷剂，安装人员往往按照经验观察视镜中制冷剂状态来估计制冷剂充注量，且评价整个系统的优劣一般以系统的制冷量、能效比、输入功率等作为评价标准，因此会带来制冷剂充注量不足或充注量过多等影响机组性能的问题^[1]，亟待解决。研究人员对制冷剂充注量优化的问题进行了理论和试验上的许多研究，但仍存在一些不足。

目前制冷剂充注量的研究主要在于对充注量的标定和对机组性能的分析上，国内外的研究人员均进行了许多试验研究。在充注试验中，充注工质多为单元工质，如对热泵热水器充注R290的优化^[2]，没有对多元工质进行研究；充注试验如低温运输冰箱的制冷剂充注试验仅在单一工况下进行，没有考虑多点工况乃至全年性能分析研究^[3]；在对冷藏冷冻设备的性能分析研究中研究人员通过建立试验系统和模拟分析较为全面的对机组在高温太阳能制冷的应用时的性能进行了分析^[4]，但同时仅对热交换器进口流体温度和流量进行评价，仍存在评价方式较少的问题。

目前冷冻冷藏设备普遍使用的制冷剂主要是R404A和R507A^[5-6]，然而随着欧洲含氟气体法的推出^[7]，R404A和R507A也将逐年减少使用量直至淘汰。R407A作为R407系列制冷剂，ODP值为0，GWP值为2107，低于2150，在中温制冷系统中可作为R404A和R507制冷剂的中短期替代品^[8-9]。R455A是A2L制冷剂，相比碳氢具有更低的可燃性，其GWP值小于150，是未来商业冷冻冷藏制冷剂研发的对象^[10]。由此可见，对于冷冻冷藏设备，非共沸混合制冷剂替代是未来的发展方向，他们均存在温度滑移的问题，且R455A更为显著^[11]，需要注意欠量充注。R404A和R407A的物性参数见表1所示。

因此，为了解决基于小型制冷设备非共沸制冷剂充注量的问题，本文提供了一种冷冻冷藏设备制冷剂充注量最优范围的确定方法。根据夏热冬冷地区的环境特性，从高温向低温选择四个工况对一台冷风机、风冷压缩冷凝机组冷冻冷藏设备实验机组进行制冷剂R404A、R407A充注和性能试验。用焓差法对其制冷量、能效比、输入功率等进行测试，最大制冷量所对应的制冷剂充注量与最大能效比所对应的制冷剂充

制冷剂	R404A	R407A
ODP	0	0
GWP	3750	2107
组分	R125/R143a/R134a	R32/R125/R134a
组分质量分数	44%/52%/4%	20%/40%/40%
可燃/毒性分类	A1	A1
临界温度/°C	72.1	82.0
临界压力/MPa	3.728	4.494
单位容积制冷量(中温) kW/m ³	2044.42	2315.22
单位容积制冷量(低温冷冻) kW/m ³	722.93	850.78
润滑油类型	POE	POE

注量初步构成了制冷剂充注量区间，在所得到的制冷剂充注量区间的基础上进一步的对制冷系统过热度、过冷度、排气温度进行测试，通过测试结果对制冷剂充注量的反馈修正所得到的充注量区间，得出最佳制冷剂充注量范围。通过高压储液器的自动调节，当环境温度达到每一工况时，使制冷器充注量达到相应的最佳范围，为同类型设备制冷剂充注量最优范围的确定提供了借鉴。

2 样机及其测试装置

试验样机装置如图1所示，主要由室内机和室外机组成，包括压缩冷凝机组、冷风机、热力膨胀阀和之间的连接管道。压缩冷凝机组包括压缩机、冷凝器、高压储液器、干燥器和视镜等。由于该样机的部件是为R404A充注设计的，因此，本试验除了使用R404A制冷剂专用热力膨胀阀之外还并联了一个R407系列制冷剂专用热力膨胀阀，膨胀阀前后设置球阀。在进行充注试验时，通过控制膨胀阀前后球阀的通断来实现R407A同R404A制冷剂的替换。相应的温度、压力测点分别设置在压缩机、冷凝器、膨胀阀、储液器和蒸发器进出口。

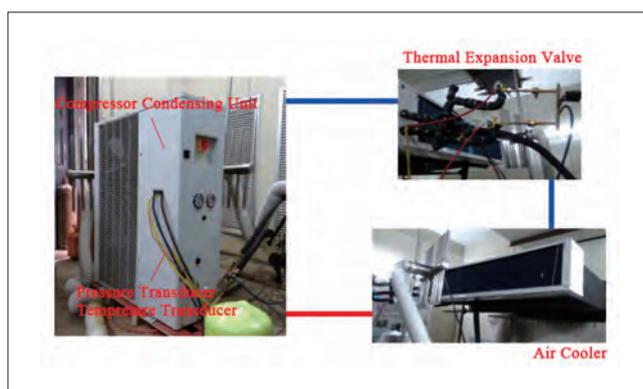


图1 试验样机

本试验根据GB/T 21363-2008标准^[12]中的测试方法进行

行。本试验在焓差试验室中进行测试^[13], 试验室获国家压缩机制冷设备质量监督检验中心认证。测试装置包括室外测试环境间、室内测试环境间、冷风机—风冷压缩冷凝机组和相应的测量仪器。风冷压缩冷凝机组设置于室外侧测试间, 冷风机设置于室内侧测试间。试验中主要采集的数据有温度、压力、风量和输入功率, 试验设备的容量和精度符合国家标准, 系统的重复性精度小于2%。

3 充注试验及结果分析

3.1 试验工况

由于冷冻冷藏设备由压缩冷凝机组与冷风机组成, 没有统一的试验工况, 因此参考国家标准GB/T 21363-2008、GB/T 25129-2010^[14]、欧盟能源标准^[15]以及夏热冬冷地区的环境温度, 选取4种工况如表2所示。

环境温度(°C)	蒸发温度(°C)*	吸气温度(°C)
32	-7	—
25		
15		
5		

* 通过控制室内侧环境温度来实现蒸发温度

3.2 试验结果分析

以32°C工况下充注试验为例, 从0kg开始对样机进行欠量充注, 逐步增加。

3.2.1 制冷剂充注量对制冷量、输入功率和能效比的影响

随着制冷剂R404A充注量的增加, 输入功率先升高后基本保持不变, 制冷量和能效比先升高后降低, 见图3。制冷剂充注量小于5.0kg时, 制冷量和能效比均呈现快速增长的趋势, 制冷量在充注量达到5.5kg时出现最大值, 之后开始小幅下降。能效比在充注量达到5.0kg时最大, 但之后急剧降低, 且该转折点先于制冷量出现, 虽然此时制冷量仍有小幅增加, 但由于输入功率增大导致了能效比降低。虽然制冷量略有提升但运行状态开始下行^[16]。随着制冷剂充注量继续增加, 制冷量和能效比均下降, 且过热度已低至20°C, 不利于机组的正常运行。在最大制冷量与能效比范围内, 机组能保证性能较好的同时以安全的状态运行, 因此R404A的建议充注量范围为5.0~5.5kg。对于R407A制冷剂, 制冷量、输入功率与能效比的变化规律与R404A相同, 见图2。对于R407A制冷剂, 样机系统能效比与制冷量最高时对应的制冷剂充注量与R404A相同, 建议充注量在5.0~5.5kg范围内。

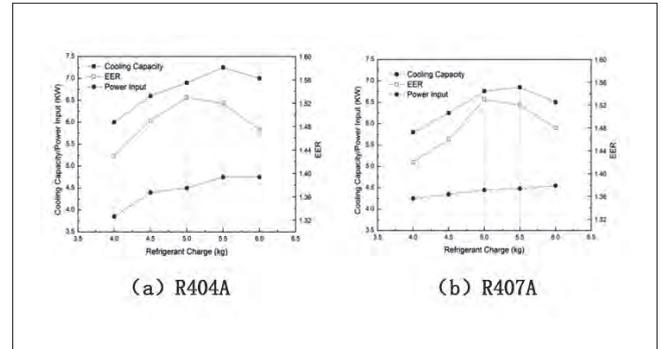


图2 能效比、制冷剂和输入功率随制冷剂充注的变化

3.2.2 制冷剂充注量对过热度和过冷度的影响

随着三种制冷剂充注量的增加, 机组过热度逐渐降低, 过冷度逐渐升高, 见图3。开始充注时, 由于制冷剂循环流量较小, 过热度开始时处于较高数值, 随着充注量的增加, 过热度减小反应迅速, 同时冷凝压力逐渐升高, 过冷度也随之增大。随着循环流量增加有限, 过热度与过冷度变化速度趋于缓慢。当充注量为5.00~5.50kg时, R404A过冷度在5~7°C之间, 数值偏高, 建议调整充注量范围至5.00~5.30kg; 此时R407A过冷度在5~7°C范围内, 建议调整充注量范围至5.00~5.20kg。

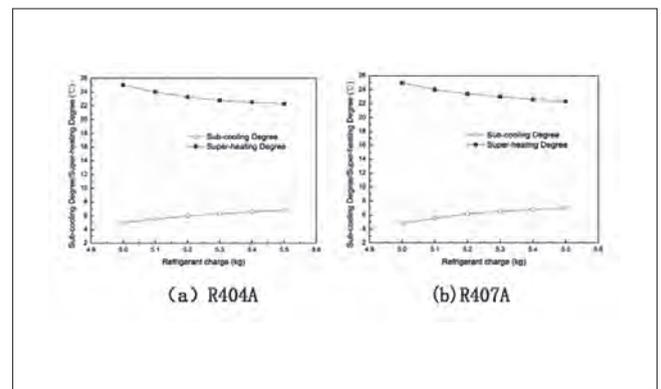


图3 过冷度、过热度随制冷剂充注的变化

3.2.3 制冷剂充注量对排气温度的影响

随着三种制冷剂充注量的增加, 机组的排气温度均呈下降趋势, 见图4。开始充注时, 由于机组循环流量不足, 排气温度处于较高数值。随着充注量增加, 循环流量增加, 吸气温度下降较快, 而压比变化不大, 排气温度也下降较快。随着充注量逐渐增大, 排气温度下降放缓。当蒸发器出口达到饱和和气液两相状态时, 排气温度将基本保持不变。当充注量达到5.00~5.30kg时, R404A压缩机排气温度在87~89°C范围内, 不利于机组安全运行, 调整充注范围至5.00~5.35kg。当R407A充注量达到5.00~5.20kg时, 排气温度在97~98.5°C范

围内, 高于R404A压缩机排气温度, 不利于机组安全运行, 可以适当增大制冷剂的充注量, 调整制冷剂的建议充注范围为5.00~5.25kg。

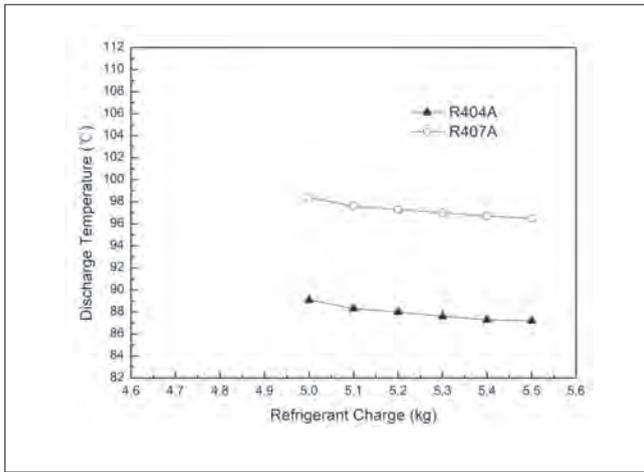


图4 排气温度随制冷剂充注的变化

通过以上各个阶段的测试与修正, 最终确定32℃工况下制冷剂R404A、R407A的最佳充注范围分别为5.00~5.30kg、5.00~5.25kg。因另外三种工况25℃、15℃、5℃时制冷剂充注量的确定方法与32℃时所用方法完全一样, 不再进行重复叙述, 最终确定的充注范围结果见表3。考虑全年环境温度工况对机组进行全年性能评价, 通过计算不同工况下的时间占比^[17]得到全年最佳制冷剂充注量, 如公式1所示。

$$X_i = \frac{T_i}{\sum_i T_i} \quad (1)$$

X_i =各工况下运行时间占全年运行时间百分比; T_i =各工况下运行时间(h)。

$$ARC = \sum_{i=1}^n (X_i \cdot RC_i) = \sum_{i=1}^4 (X_i \cdot RC_i) = X_1 \cdot RC_1 + X_2 \cdot RC_2 + X_3 \cdot RC_3 + X_4 \cdot RC_4 \quad (2)$$

ARC =全年制冷剂最佳充注量(kg); RC_i =各工况下最佳制冷剂充注量(kg)。

因此, R404A和R407A全年最佳制冷剂充注范围为5.21~5.57kg和5.31~5.57kg。由于各工况下制冷剂充注量不同, 储液器内制冷剂质量调节范围由全年充注量范围下限之差和上限之差确定, 如表3所示。

4 结论

本文通过充注试验测试能效比、制冷量、输入功率等性能参数, 并根据过冷度、过热度、排气温度等性能参数的反馈确定制冷剂最佳充注范围, 根据夏热冬冷地区环境温度特点, 从高温工况到低温工况对试验机组分别进行制冷剂R404A和R407A充注试验, 获得了基于全年性能评价的冷冻冷藏设备最佳制冷剂充注量的确定方法并确定了储液器内的制冷剂质量范围。

(1) 通过全年性能分析确定最佳制冷剂充注范围及储液器内制冷剂质量的方法是可行且有效的。

(2) 通过本文提出的方法确定的制冷剂充注推荐值能保证较高的能效比、制冷量, 可靠的过热度和过冷度, 能很好地兼顾机组性能和运行安全。

参考文献

- [1] Koronaki I P, Cowan D, Maidment G, et al. Refrigerant emissions and leakage prevention across Europe—Results from the RealSkillsEurope project[J]. Energy, 2012, 45(1):71–80.
- [2] Ghouali R, Byrne P, Bazantay F. Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 76:230–244.
- [3] Vaitkus, L, and V Dagilis. Refrigerant charge reduction in low-temperature transport refrigerator with the eutectic plate evaporator[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 47:46–57.
- [4] Cheng X, Zhai X, Wang R. Thermal performance analysis of a packed bed cold storage unit using composite PCM capsules for high temperature solar cooling application[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 100:247–255.
- [5] Arora A, Kaushik S C. Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(6):998–1005.
- [6] Bortolini M, Gamberi M, Gamberini R, et al. Retrofitting of R404a commercial refrigeration systems using R410a and R407f refrigerants[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 55:142–152.
- [7] Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (EC) no 842/2006. Off. J.

表3 R404A和R407A最佳充注范围

环境温度(°C)	制冷剂充注量(kg)		全年最佳充注量(kg)		储液器内制冷剂质量(kg)	
	R404A	R407A	R404A	R407A	R404A	R407A
32	5.00~5.35	5.00~5.25	5.21~5.57	5.31~5.57	0.34~0.36	0.61~0.64
25	5.17~5.52	5.16~5.42				
15	5.30~5.67	5.38~5.65				
5	5.34~5.71	5.61~5.89				

Eur. Union, 2014.

[8] Mota-Babiloni A, Navarro-Esbrí J, Ángel Barragán, et al. Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 44(16):81-90.

[9] Mohanraj M, Jayaraj S, Muraleedharan C. Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—A review[J]. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2009, 3(1):108-119.

[10] Mota-Babiloni A, Makhnatch P, Khodabandeh R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 82:288-301.

[11] Liu Q, Duan Y, Yang Z. Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids[J]. Applied Energy, 2014, 115(4):394-404.

[12] GB/T21363-2008容积式制冷压缩冷凝机组[S]. 中国标准出版社, 2008.

[13] Huang H, Li Q H, Yuan D X, et al. An experimental study on variable air volume operation of ducted air-conditioning with digital scroll compressor and conventional scroll compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(7): 761-766.

[14] GB/T 25129-2010制冷用空气冷却器[S]. 中国标准出版社, 2010.

[15] Commission Regulation (EU) 2015/1095 of 5 May 2015 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for professional refrigerated storage cabinets, condensing units and process chillers. Eur. Union, 2015.

[16] 张忠斌, 杜垵, 黄虎, 等. 制冷剂充注量对微通道蒸发器房间空调器性能影响的试验研究[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2014, 44(3):567-572.

[17] 国家气象信息数据中心. 中国建筑热环境分析气象数据[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2005.

基金项目: 江苏省教育厅高校自然科学基金(15KJD470001)、江苏省研究生科研与实践创新计划项目(SJCX18_0370)

(上接257页)

[4] World Bureau of Metal Statistics. World metal statistics yearbook 2017—research and markets[R]. Dublin: business wire, 2017.

[5] 柳群义, 王安建, 张艳飞, 等. 中国铜需求趋势与消费结构分析[J]. 中国矿业, 2014, 23(9): 5-8.

[6] http://www.clii.com.cn/zhhylm//201712/t20171222_3916712.html.

[7] http://www.clii.com.cn/zhhylm//201612/t20161220_3902073.html.

[8] 吴伟明, 高岩. 铜与铝钎焊技术的研究现状[J]. 电子工艺技术, 2008, 29(2): 105-111.

[9] 汪霞玲. 全铝平行流换热器应用于家电空调器的设计与实验研究[D]. 浙江: 浙江大学能源工程学系, 2011: 1-26.

[10] 李嵩. 制冷空调行业部分上市公司2016年半年报集锦[J]. 制冷与空调, 2016, 16(9): 112-114.

[11] 谷海华, 任爱梅, 詹予忠. 电冰箱换热器以铝代铜腐蚀特性的实验研究[J]. 郑州大学学报, 2012, 33(3): 84-86.

[12] 张希川, 张海滨, 左丽娜, 等. 铜铝管技术在制冷空调行业中的应用研究[J]. 制冷与空调, 2008, 8: 92-105.

[13] 李春风, 柳振江, 王建平, 等. 我国铝矿资源现状分析及可持续发展建议[J]. 中国矿业, 2014, 23(8): 5-10.

[14] 林春华, 葛祥荣, 等. 简明表面处理工手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995, 12-13.

[15] 张卫星, 张学伟. 浅谈空调行业中铜铝换热器的腐蚀问题

[J]. 制冷空调与电力机械, 2010: 87-92.

[16] 王岸林. 家用空调铝代铜的应用与研究[J]. 论文园地, 2008, 7: 59-61.

[17] 赵越, 左铁军, 王昕, 等. “铜铝铜空调连接管”的开发与应用[J]. 制冷与空调, 2008, 8: 106-111.

[18] HAYAKAWA M. Assembly of copper and aluminum pipes used in refrigeration cycle of air-conditioner, has stainless steel pipe inserted into ends of copper and aluminum pipes at its two ends which are brazed in vacuum or reduced environment; Japanese. JP2005262248-A, 2005-09-29.

[19] http://www.citygf.com/szb/html/2010-05/28/content_185378108.htm.

[20] Mohamed R.H, Abdel-Salam, Melanie Fauchoux, Gaoming Ge, et al. Expected energy and economic benefits, and environmental impacts for liquid-to-air membrane energy exchangers(LAMEEs) in HVAC systems; A review[J]. Applied Energy, 2014, 127: 202-218.

[21] C.C. Shen, J.H. Lu. Analysis of the performance of the evaporator of automotive air conditioning system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2014, 15(1): 19-38.

[22] 林创辉. 平行流换热器在空调机上的应用研究[J]. 制冷, 2011, 30(4): 1-5.

[23] 徐拥军, 崔增平, 吕慧玲, 等. 铜铝结构热交换器的电偶腐蚀及控制[J]. 腐蚀与防护, 2004, 25(7): 309-340.

热电制冷器制冷性能的影响因素及改善措施

徐昊 任祯

(松下冷链(大连)有限公司 辽宁大连 116600)

摘要: 热电制冷器是应用较为广泛的制冷方式,其制冷性能对热电制冷器的推广应用造成了不利影响。基于此,本文对热电制冷器制冷性能的影响因素进行了分析,主要包括附加传热温差、焊缝电阻、杂散热交换以及元器件性能,然后根据这四种影响因素,阐述了改善制冷性能的措施,技术人员需要降低电绝缘导热层的厚度、注重元器件电阻的检测、提升夹具的质量,并进一步优化焊接工艺,这样才能够促进热电制冷器的广泛应用。

关键词: 热电制冷器; 热电堆; 焊缝电阻

Influence factors and improvement measures of refrigeration performance of thermoelectric refrigerator

XU Hao REN Zhen

(Panasonic Appliances Cold Chain (Dalian) Co.Ltd. Dalian 116600)

Abstract: Thermoelectric cooler is a widely used cooling method. The refrigeration performance would have a negative influence on the popularization and application of the thermoelectric cooler. Based on this, the influence factors of refrigeration performance of thermoelectric cooler were analyzed, which included additional heat transfer temperature difference, weld resistance, stray heat exchange and component performance. According to these four factors, the improvement measures of refrigeration performance were clarified: The technicians need to reduce the thickness of the electrically insulating and heat-conducting layer, pay attention to the detection of the resistance of the components, improve the quality of the jig, and further optimize the welding process, so as to promote the wide application of the thermoelectric cooler.

Keywords: Thermoelectric cooler; Thermopile; Weld resistance

1 引言

和其他制冷方式相比,热电制冷主要通过热电效应实现制冷,不需要使用制冷剂,也就不会对环境造成污染。而且热电制冷器只需要风扇这一运动部件,结构相对简单,具备噪声小、使用寿命长等优势,在航空航天、军事以及医疗等行业有十分广泛的应用。但是在实际的热电制冷器运行过程中,其制冷性能会受到多种因素的影响,导致其制冷效果不是很理想。

2 热电制冷器制冷性能的影响因素

热电制冷器主要包括热电堆、热端换热器以及冷端换热器这三个部分,其制冷性能主要由热电堆负责。在电偶组成电堆的过程中很容易出现传热温差、焊缝电阻以及杂散热交换等现象,使得电堆的性能与理论值存在较大的差距,影响其制冷性能。具体而言,影响其制冷性能的因素包括以下四种:

第一,附加传热温差,电堆中的导电金属片、钎料层以及电绝缘导热层都存在热阻,再加上焊接电阻的存在,很容易

使电堆的冷端温度达不到电偶冷结点温度,而热端温度会高于热结点温度,从而降低电堆的制冷量、制冷系数以及可获得最大温差,对制冷性能造成负面影响。大部分电堆中,电绝缘导热层的材料大都为陶瓷或者塑料,这两种材料的导热系数相对较低,而且厚度都比较大,在很大程度上增加了传热温差,从而影响热电制冷器的制冷性能。

第二,焊缝电阻,在制冷元件制作的过程中,共有四个部位需要进行焊接处理,使得电堆存在四个焊缝电阻。焊缝电阻的增加会加大焦耳热,降低优值系数,影响电堆的制冷性能。焊缝电阻分为接触电阻和钎料自身具备的电阻,接触电阻的大小和焊接工艺以及电偶元件的尺寸参数相关;钎料自身具备的电阻和钎料的厚度呈正相关关系,所以焊缝电阻的控制可以从焊接工艺、元件的尺寸参数及钎料的厚度等方面入手。

第三,杂散热交换,电堆内部普遍存在杂散热交换现象,导致漏冷问题的出现,使电堆的真实制冷量低于所有电偶的制冷量之和,制冷系数相对较低,从而影响电堆的制冷性能。漏冷问题分为辐射漏冷和对流漏冷这两种,两者均会受到电堆的结构影响。

第四,元器件性能,对于热电制冷器而言,影响元器件性能的因素主要有机械损伤、渗铜以及热冲击这三种,机械损伤主要是在切割过程中对元器件造成损坏,包括裂纹以及压缩变形等现象;渗铜主要是指铜导电金属片和元器件通过焊接连接在一起之后,铜原子渗透于元器件中,影响其热电性能;热冲击主要是指元器件焊接过程中由于瞬间加热和瞬间冷却引起的热冲击,这种热冲击会对元器件的局部结晶方向造成影响,降低其热电性能^[1]。

3 热电制冷器制冷性能的改善措施

为了改善热电制冷器的制冷性能,国外的研究学者对电堆制造工艺进行了优化,通过导流片表面镀金以及表明金属化搪瓷电绝缘导热层等方式,在很大程度上实现了电堆制造工艺的优化。随着科学技术的发展,电堆呈现出显著的小型化发展趋势,元件材料以及制造工艺仍旧会影响电堆性能,从而对热电制冷器的制冷性能造成影响。因此,制冷性能的改善需要从元件材料及制造工艺两方面入手,具体涉及到以下几方面:

(1) 降低电绝缘导热层的厚度

电绝缘导热层的厚度与传热温差有直接的关系,导热层

的厚度越小,传热温差也就越小。比如,12704型热电堆,如果将氧化铝陶瓷作为制造材料,将其导热层的厚度从0.8mm降低到0.5mm,可以降低37%的热阻,最多能够降低0.8℃的冷端传热温差,降低4℃的热端传热温差。与此同时,导热层厚度的降低可以避免导热层出现冷却变形现象,可以降低焊缝电阻,有助于制冷性能的改善。但是从整体角度来看,导热层厚度的降低会对电堆的机械强度有一定的影响,很容易引起机械冲击导致电堆被损坏。因此,为了保障电堆的机械强度,工作人员可以减小基板的尺寸,确保电堆的机械强度满足标准要求即可。

(2) 注重元器件电阻的检测

热电制冷器元器件如果存在端面倾斜现象,会出现较大的接触电阻。再加上元器件的内部缺陷,很容易导致元件的电阻值出现较大的变化,影响制冷器的制冷效果。因此,技术人员需要使用接触电极板在焊接之前,测量元器件的电阻,将电阻值异常的元器件剔除掉,从而降低接触电阻,提高元器件的性能,以此实现电堆的优化,改善其制冷性能。在实际的电阻值测量过程中,技术人员应用的接触电极板需要和基板有同样的形状,在钎焊时的压力参数下,通过通直流电测压降的方法完成电阻的测量工作,如果元器件的偏差超过3%,就处于异常元件,需要将其剔除掉。

(3) 提升夹具的质量

通过上述分析可知,焊缝电阻的降低可以通过减小元件尺寸的偏差来实现。与此同时,技术人员还需要保障夹具的质量,确保其各项参数满足标准要求。要求夹具夹紧面的关联偏差控制在0.05mm以内;平面度偏差控制在0.03mm以内;平行度偏差控制在0.04mm以内。具体而言,技术人员可以通过如下措施实现夹具性能的控制:在进行钎焊的过程中,夹具压紧方式由传统的弹簧压紧转变为压紧簧片压紧,并将两片簧片增加到四片,将四个压紧点增加到八个,提升夹具的夹紧力,降低焊缝电阻。

(4) 进一步优化焊接工艺

在进行电堆焊接的过程中,技术人员需要保障温度场始终处于均匀状态。在符合焊接要求的基础上,尽最大努力降低钎料熔化的时间,避免温度场对元器件造成较大的热冲击;技术人员需要合理选择降温曲线,并对其进行优化,避免元器件因为冷缩出现温度应力;技术人员需要减少钎料的用量,将焊接完成之后元器件附近钎料凸起控制在0.2mm以

(下转282页)

制冷设备在线自动质量检测系统的分析

于彤娟 鲍宏宇
(松下冷链(大连)有限公司 辽宁大连 116600)

摘要: 随着经济与科技的快速发展,制冷设备在我国各领域的应用日渐广泛化,如何实现制冷设备在线自动质量检测也开始成为业界关注焦点。基于此,本文简单介绍了制冷设备在线自动质量检测思路,并结合实例详细论述了制冷设备在线自动质量检测系统的设计,希望由此能够为相关业内人士带来一定启发。

关键字: 制冷设备; 在线自动质量检测; 冷藏冷冻箱

On-line automatic quality inspection system of refrigeration equipment

YU Tongjuan BAO Hongyu
(Panasonic Appliances Cold Chain (DaLian) Co.,Ltd DaLian 116600)

Abstract: With the rapid development of economy and science, the application of refrigeration equipment in various fields in China is increasing. How to realize the on-line automatic quality inspection of refrigeration equipment has become the focus of the public. On this basis, this article introduces the on-line automatic quality inspection of refrigeration equipment, and discusses the design of on-line automatic quality inspection system of refrigeration equipment in detail. I hope to bring inspiration to relevant industry people.

Keywords: Refrigeration equipment; Online automatic quality inspection; Refrigerated freezer

1 引言

所谓在线自动质量检测,指的是在制冷设备生产过程中开展的融入生产过程的检测,由于该检测无需中断制冷设备的生产过程,这就使得其能够实现制冷设备生产效率与质量的兼顾,而为了最大化在线自动质量检测效用发挥,正是本文围绕制冷设备在线自动质量检测系统开展具体研究的原因所在。

2 制冷设备在线自动质量检测思路

2.1 基本检测原则

在制冷设备的在线自动质量检测中,该检测必须遵循稳定性、可靠性、经济性、一致性、先进性、智能性原则,其中可

靠性要求在线自动质量检测能够适应标准的更新且能够保证检测数据可信,稳定性要求检测系统能够应对各类干扰,经济性则要求检测的开展能够实现人力、物力、财力、时间等层面的节约,这类原则必须得到业界认识的关注^[1]。

2.2 主要检测对象

在制冷设备的在线自动质量检测中,只有制冷设备通过所有检测点,方可确定制冷设备质量合格,如果制冷设备任意一项达不到标准要求,其便属于不合格产品。不同于传统的静态检测方式,在线自动质量检测本质上属于一种动态智能检测,制冷特性曲线和数据、整机安全、制冷剂灌注量、发泡压力/流量监测、电气部件电气性能参数等均属于制冷设备在线自动质量检测的典型检测对象,由此即可较为深入了解

制冷设备在线自动质量检测。

3 制冷设备在线自动质量检测系统实例分析

3.1 系统组成

为提升研究的实践价值,本文选择了某制冷设备生产企业在自动质量检测系统作为研究对象,该在线自动质量检测系统由数据服务器、上位机、下位机、检测管理软件组成,其中上位机包括商用PC和工控机,而下位机则由分布式温度数据采集设备、检漏仪、安检仪、电参数综合测试仪构成,其中上位机与下位机拥有两种通讯方式,分别为无线通讯方式和RS-485总线通讯方式,而分布式温度采集设备与DS18B20数字式温度传感器的连接则基于数据总线实现,由此即可满足制冷设备在线自动质量检测中的制冷特性曲线数据采集与处理^[2]。

3.2 自动检测工位设计

对于制冷设备生产企业在自动质量检测系统来说,自动检测工位属于该系统的关键构成,而由此组成的制冷设备检测线,则由无线条形码采集器、管路检漏工位、电气安全检测工位、电参数综合测试仪工位以及多条制冷特性检测线组成,由此整条制冷设备检测线即可通过读入工位和生产码,实现制冷设备的在线自动质量检测。

在具体的检测中,待发泡的制冷设备箱体首先由条形码扫描仪读入条形码,条形码信息将通过发泡机进行识别,而根据制冷设备箱体预设的条码信息,发泡机注料时间将实现动态调整,计算机将在这一过程中对发泡的箱体进行发泡温度、压力、料比等参数的实施监控,并按照预设进行实时提升或报警;在制冷设备的箱体装配完成后,生产线会将装配完成的制冷设备送至制冷剂灌注位置,开展同样读入条码、识别后,即可按照预设进行制冷剂的灌注,这一过程的灌注同样会实现动态调整,且制冷剂灌注的灌注量、真空度会处于计算机的实时监控之下,并在必要时发出提示或报警;完成制冷剂灌注的制冷设备接下来会被送至安检工位,在完成条形码读入和识别后,即可通过安检仪进行制冷设备的测试,如制冷设备全部检测合格,将进入总装环节;完成总装后生产线将通过多点测温系统的数字式温度传感器自动进行制冷设备冷藏室和保鲜室的制冷特性参数采集,同时通过上位机系统实时分析采集数据,即可实现制冷设备制冷性能的在线质量测试。图1为引入模糊技术的控制系统原理图,该系统主要负责制冷剂灌注、发泡机注料等环节的智能控制。

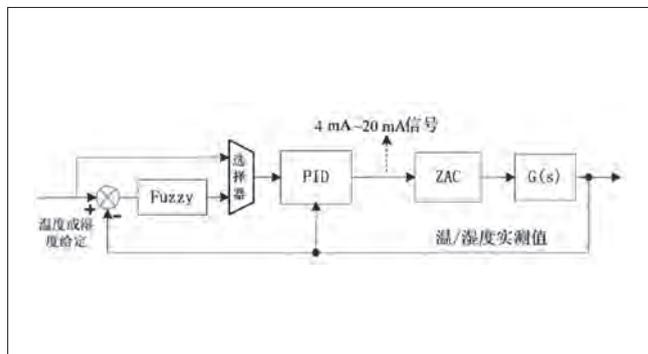


图1 控制系统原理图

3.3 多点测温系统设计

之所以研究对象制冷设备生产企业在自动质量检测系统选择了DS18B20型号的数字式温度传感器,主要是因为该型号的温度传感器集成了温敏元件,其器件管芯因此实现了振荡频率随温度变化,并能够直接输出二进制温度数字信号,而在单片机通讯与串行输出支持下,采集数据的实时通信也得以因此实现。DS18B20型号的数字式温度传感器测温精度为0.5℃、测温范围为-55℃~+125℃、最大测温时间为750ms。除数字式温度传感器外,研究对象企业制冷设备在线自动质量检测系统的多点测温系统设计还采用了89C2051型号的单片机和少量外围器件,而受到数字式温度传感器一线总线接口的影响,其外部三根引脚分别设置为VDD、GND、DQ,微处理器接口与数字式温度传感器的连接需占用一个I/O端口,但通过每一个器件的64b串行码,可实现一线接口挂有多个数字式温度传感器,不同数字式温度传感器的区分通过唯一的64b串行码即可实现。此外,还需要进行数字式温度传感器的工作方式设置,这一设置需利用3B的E2PROM和9B的RAM,单片机读取检测温度将由此实现。值得注意的是,下位机监控功能的实现采用了MAX813型号芯片,该型号的芯片能够实现1.6s的定时信号跟踪,并在电网电压过低、上电、掉电时输出复位信号,软件的Watch dog保护也将由此实现^[3]。

3.4 参数测试软件设计

参数测试软件属于研究对象制冷设备生产企业在自动质量检测系统的重要组成部分,该软件主要负责处理DS18B20型号数字式温度传感器、89C2051型号单片机、MAX813型号芯片提供的温度数据,并将处理完成的数据送至上位PC机,这一环节的数据传送需使用RS-485总线,PC机需通过运行专用检测软件进行数据的接收、处理,最终的处理结果需要以图形形式进行打印输出并自动进行数

数据库备份。

在参数测试软件的设计中, 通讯动态库的串行口设置调用、数据显示、数据存储、数据查询属于设计的关键点, 具体设计如下所示: (1) 通讯动态库的串行口设置调用。通讯协议设置为1个停止位、8个数据位, 波特率为9600, 并使用MODBUS标准协议, 下位机会在接收到上位机发送采集命令后立即上传检测数据, 为实现数据发送、接收、处理、显示的良性循环, 设计人员将温度采集周期设置为10s~120s, 该周期能够结合实际情况进行实时调整。(2) 数据显示。采用infopower控件进行数据显示, 由此即可实时显示制冷设备冷冻室、冷藏室温度数据, 制冷设备开停机次数等数据也能够同时实现直观展示。(3) 数据存储。通过温度采样点数据库、参数数据库两部分组成, 其中温度采样点数据库主要负责记录制冷设备的型号、检测日期、检测时间、开停机次数、不同时刻温度等数据, 参数数据库则负责用户自定义参数、标准参数、系统参数、制冷设备型号列表等数据的存储, 数据库可轻松展示任意一组制冷设备的检测曲线, 并同时具备较为智能、灵活的数据参数功能, 使用人员可使用编号定向查询, 也可以通过输入日期、型号进行较大规模的查

询, 查询系统能够自动显示制冷设备的各项检测数据。值得注意的是, 由于使用了大量功能函数和通用过程, 软件避免了大量的代码重复, 软件开发、数据库维护的难度也因此大幅下降。

4 结论

综上所述, 制冷设备在线自动质量检测系统具备较为广阔的应用前景, 在此基础上, 本文涉及的系统组成、自动检测工位设计、多点测温系统设计、参数测试软件设计等内容, 则提供了可行性较高的制冷设备在线自动质量检测系统研发路径, 而为了更好地保证制冷设备生产质量、效率, 新技术、新工艺的引入必须得到关注。

参考文献

- [1] 张奎, 刘建如, 朱小兵, 陶海波, 朱文印. 新一代冰箱制冷保鲜技术研究与产业化[J]. 家电科技, 2016, S1:43-47.
- [2] 孙立鏢, 张小松, 李舒宏, 张恺, 王成林. 多工位冰箱性能测试系统的开发与研究[J]. 流体机械, 2014, 4209:77-80+9.
- [3] 邵伟恒, 陈军, 肖诗满. 家用冷藏冷冻箱性能测试系统的开发与研究[J]. 电气自动化, 2016, 3803:82-84+91.

(上接279页)

内; 技术人员可以使用导流片镀铅锡钎料, 避免钎料层受到渗铜的负面影响, 并使用镀铋锡钎料完成钎接工作^[2]。

4 结论

综上所述, 热电制冷器的制冷效率低下对其推广应用造成了负面影响, 要求技术人员明确影响制冷性能的因素, 拓宽其应用范围。通过本文的分析可知, 热电制冷器的制冷性能主要有两方面的影响因素, 分别是电堆的制造工艺及元器

件的物理性质, 技术人员需要从这两方面入手, 对热电制冷器进行改进, 提高其制冷性能, 实现热电制冷器的可持续发展。希望本文的分析可以为相关探究提供参考。

参考文献

- [1] 赵亮, 张丰华, 杨明明, 吴波. 热电制冷器散热性能实验研究[J]. 机械研究与应用, 2016, 29(03):123-124+126.
- [2] 王炯, 王普超, 雒福生. 热电制冷的发展与应用[J]. 河南科技, 2015(13):47-49.

海信科龙集团

Hisense | KELON | Ronshen

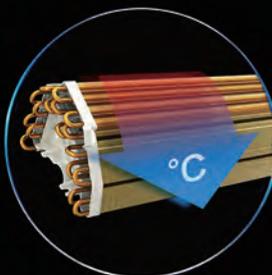
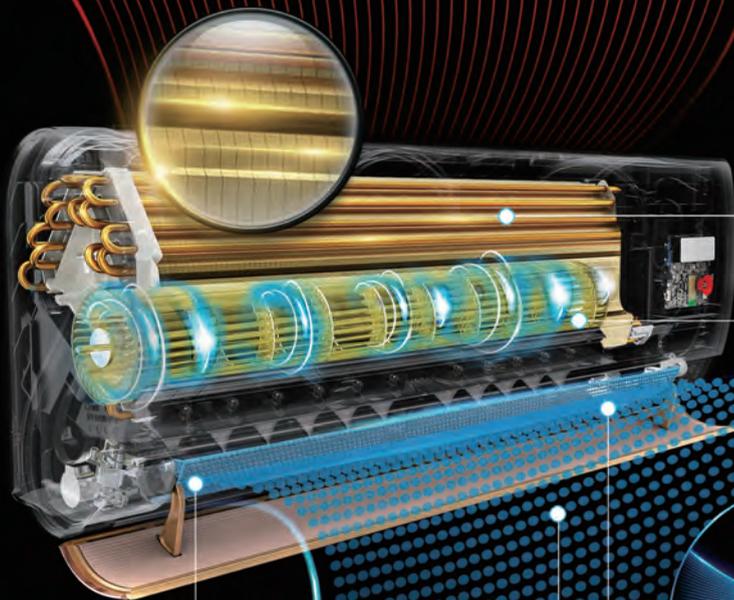


层递式气流柔化 舒适一触即发

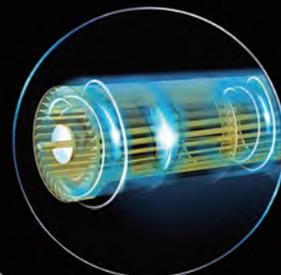
Midea

美的无风感空调采用层递式气流柔化
空气经5大柔化步骤
由大小不一的微风圆孔
花洒般释放出凉感

至臻金翅片



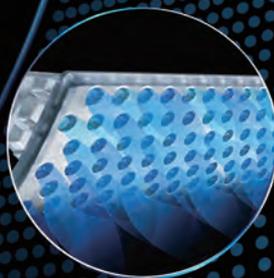
1. 急速降温



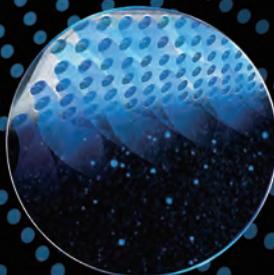
2. 风道加压



3. 二次增压



4. 喷射紊流



5. 紊流掺混

- 1.急速降温：室内空气被吸入后，经过换热器急速降温。
- 2.风道加压：高静压贯流风道系统，增加出风口空气压力。
- 3.二次增压：喷嘴微孔前端“渐缩”设计，气流通过“喷嘴微孔”喉部时，形成二次增压。
- 4.喷射紊流：二次增压后的气流通过“渐扩”设计的喷嘴微孔后端，形成不同方向的喷射紊流。
- 5.紊流掺混：由喷射紊流在风口发生掺混效应，变成扩散均匀、柔和的气流。