



DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20170044

数字出版日期: 2017-11-09; 数字出版网址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/12.1355.N.20171109.1112.008.html>

双动力汽车空调压缩机设计及其试验研究

弓 剑¹, 徐元利¹, 张善宏¹, 刘 强¹, 赵 丰²

(1. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222; 2. 中国汽车技术研究中心, 天津 300300)

摘 要: 为实现发动机熄火时汽车空调系统的正常运转, 并且降低驻车以及正常行驶时的能源消耗和排气污染, 提出一种热/电双动力新型压缩机; 以 OX-60A-1 型涡旋压缩机为原型机, 开发一种双动力压缩机, 并配备相关控制策略, 可以实现发动机驱动模式与电驱动模式的快速切换; 针对压缩机的各项性能进行台架试验, 并进行空调系统的整车环境模拟试验. 结果表明: 集成设计的双动力汽车空调压缩机各项性能、整车空调环境指标均达标, 从而为该压缩机的实际应用提供了试验依据.

关键词: 双动力; 汽车空调; 压缩机; 控制策略

中图分类号: TH45 文献标志码: A 文章编号: 1672-6510(2018)01-0056-05

Design and Experiment of Double Power Automobile Air Conditioning Compressor

GONG Jian¹, XU Yuanli¹, ZHANG Shanong¹, LIU Qiang¹, ZHAO Feng²

(1. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;

2. China Automotive Technology & Research Center, Tianjin 300300, China)

Abstract: A thermal/electric double-power compressor was designed for the normal operation of the automobile air conditioning system when the engine is turned off, which can reduce both energy consumption and exhaust pollution during parking or normal driving. The design of the compressor and its control strategy is based on the OX-60A-1 model of scroll-compressor. The new compressor can realize a quick switch between the engine driving mode and the electric driving mode. Its performance has been checked with bench test, and the whole vehicle environment simulation was conducted. The results indicate that the dual-power compressor can reach the functional level of the original machine, and the whole vehicle air conditioning can meet the environmental requirements. The research provides an experimental basis for the application of the double-power compressor on vehicles.

Key words: double power; automotive air conditioning; compressor; control policy

在日益追求驾乘舒适性的今天, 汽车空调系统早已普及. 但是, 绝大多数传统燃油汽车的空调系统以发动机作为压缩机动力来源, 车辆开空调行驶要比不开空调多消耗约 15% 的燃油^[1], 这并不符合节能减排的大环境要求. 同时, 传统燃油汽车空调系统无法在关闭发动机的工况下制冷, 这很大程度上降低了驾乘人员的舒适性. 因此, 亟待开发一种能解决这些问题的空调压缩机.

国内外专家对汽车空调系统与车内热环境及压

缩机进行了深入研究. 谷正气等^[2]利用计算流体动力学软件 Fluent 以及响应表面法对车内热环境和乘员热舒适性的影响因素进行了研究, 并根据研究结果对原车空调系统进行了优化改进; Marcos 等^[3]以节点网络法建立分析模型, 对汽车内温度场的动态特性进行了深入研究, 并通过试验验证了研究结果的有效性. 宋明毅等^[4]通过建立模拟空调压缩机实际工作过程的三维流固耦合模型, 分析了压缩机工作过程以及气阀运动的规律; 史文库等^[5]结合压缩机及支架系统

收稿日期: 2017-03-08; 修回日期: 2017-09-15

基金项目: 天津市科技特派员项目(16JCTPJC48700); 天津大学内燃燃烧学国家重点实验室开放基金项目(k2013-6)

作者简介: 弓 剑(1993—), 男, 山西吕梁人, 硕士研究生; 通信作者: 徐元利, 副教授, xuyuanli2006@126.com

的模态计算和试验验证,对某样车压缩机系统进行了试验诊断、分析和改进;魏名山等^[6]设计了用于电动汽车的热泵空调试验平台,研究了斜盘式及涡旋式压缩机对电动汽车热泵空调系统制热性能的影响.但是上述研究都是基于单驱动汽车空调压缩机^[7-10],此类压缩机存在着发动机熄火不能使用,怠速及低速使用燃料消耗大、排放特性差的缺点.

本文提出一种热/电双动力新型压缩机,对运用于电动汽车的电机驱动压缩机与运用于燃油汽车的发动机驱动压缩机进行集成开发,使其驱动力可以在发动机和电机之间切换,从而实现传统燃油汽车的节能减排.以 OX-60A-1 型涡旋压缩机为样机,对热/电双动力新型压缩机进行结构设计、控制系统匹配、台架性能试验和整车空调环境模拟,为双动力压缩机的实车应用提供试验依据.

1 热/电双动力汽车空调压缩机设计

1.1 总体设计

双动力压缩机采用电驱动和发动机驱动两种方式驱动,总体设计原理见图 1.在采用电驱动方式时,蓄电池给电机供电,电机带动压缩机运行制冷,此时离合器空转,发动机无负载;即使发动机熄火,也不影响空调正常工作.在采用发动机驱动方式时,离合器与压缩机摩擦片接合,发动机通过传动带驱动压缩机工作;此模式下,蓄电池不给电机供电,电机不驱动压缩机工作.

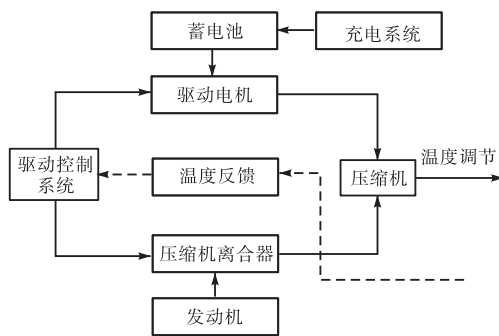


图 1 双动力汽车空调压缩机系统总体设计

Fig.1 Overall design of the double power automotive HVAC compressor

1.2 结构设计

为了实现热/电双动力汽车空调压缩机两种模式下的正常运行和切换,本研究基于安徽东升机电责任有限公司生产的 OX-60A-1 型涡旋式压缩机,对压缩机端盖、涡旋盘、壳体、偏心轴及电机、电机壳体、

离合器等部分进行了集成化设计.

为了减小设计工作量,压缩机涡旋盘和离合器仍采用原压缩机的涡旋盘和离合器,选用参数为 72 V、4 300 r/min、4 N·m 的电机,仅对原压缩机壳体、偏心轴及端盖进行改进,对电机壳体进行设计.

图 2 为热/电双动力汽车空调压缩机结构设计图.如图所示,改进后的压缩机主体布置在左侧,电机布置在中部,离合器布置在右侧.从左至右依次为端盖、压缩机涡旋盘、压缩机壳体、压缩机偏心轴、电机壳体、电机、端盖、皮带轮、皮带、离合器.其中电机与压缩机偏心轴共轴.

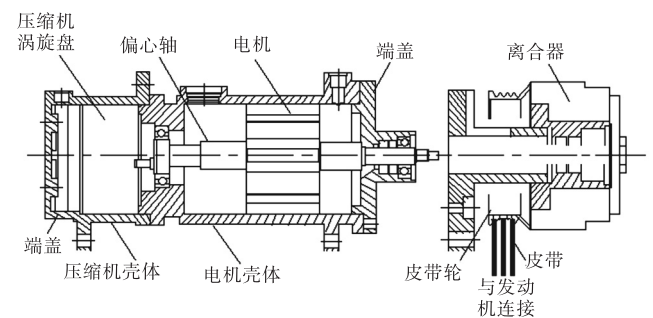


图 2 热/电双动力汽车空调压缩机结构设计

Fig.2 Design of air conditioner compressor for thermal/electric double power automobile

1.3 控制策略

研究针对的空调系统使用某小型电动汽车空调控制器,该控制器的控制临界电压为 78 V 和 70 V,在其基础上进行二次开发使得压缩机动力可以通过离合器在发动机和直流电机之间切换.如图 3 所示,当启动空调时,控制器首先检测电池电压,当电压大于 78 V 时,离合器保持分离,蓄电池给电机供电带动压缩机工作;否则,离合器闭合,发动机驱动压缩机工作,同时发出低压报警.

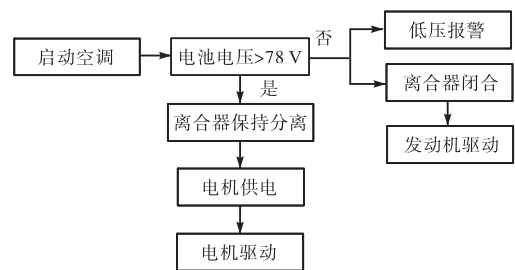


图 3 电机启动模式

Fig.3 Motor starting mode

电机工作模式如图 4 所示,空调控制器检测电池电压.当电压大于 60 V 时,离合器保持分离,蓄电池保持给电机供电,电机持续带动压缩机工作;否则,

离合器闭合,电机驱动停止,转由发动机驱动,同时发出低压报警。

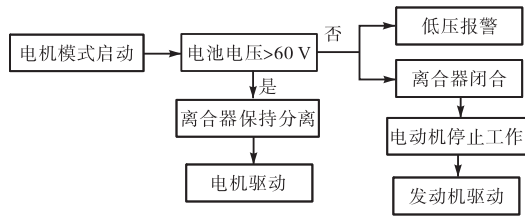


图4 电机工作模式

Fig. 4 Motor operating mode

1.4 压缩机参数

进行集成化设计后的压缩机参数如下:压缩机排量 60 mL/r;最高瞬时转速 10 000 r/min;正常运行转速范围 900 ~ 8 000 r/min;制冷剂 R134a;润滑油 PAG56;机油加注量 110 mL;质量 5.1 kg;规定工况容积效率 90% 以上;3 000 r/min 时能效比 2.0 以上;离合器工作电压 12 V;离合器最低工作电压 8.5 V。

2 试验方法

2.1 综合性能试验

试验件参数为:蒸发器通风面积 0.06 m²;冷凝器通风面积 0.198 m²;压缩机排量 60 mL/r;离合器顺时针旋转。具体压缩机试验条件见表 1。

表 1 压缩机试验条件

Tab. 1 Conditions of compressor test

项目	数值
蒸发器室干球温度	27.00 °C
蒸发器室湿球温度	19.50 °C
压缩机吸气压力	0.20 MPa
压缩机吸气温度	10.00 °C
压缩机排气压力	1.45 MPa
冷凝器室干球温度	35.00 °C
压缩机箱温度	50.00 °C
压缩机转速	1 000 r/min
膨胀阀进口过冷度	5.00 °C
计算用过冷度	5.00 °C

采用上海佐竹公司生产的整车空调综合性能实验室对比双动力汽车空调压缩机与 OX-60A-1 型涡旋压缩机的性能。测量仪器使用日本横河记录仪。

图 5 为该实验室布置图,其中:1 为 A 室,测量范围 800 ~ 10 000 W;2 为 B 室;3 为 C 室,测量范围 1 750 ~ 14 000 W(制冷);4 为 A 室风洞,测量范围 80 ~ 1 200 m³/h(通风阻力 < 500 Pa);5 为 B 室风洞,测量范围 1 000 ~ 24 000 m³/h(通风阻力 < 1 200 Pa);

6 为 C 室风洞,测量范围 110 ~ 1,500 m³/h(通风阻力 < 500 Pa);7 为独立压缩机、冷凝器等蒸发器辅助设备;8 为冷凝器辅助设备,包括独立压缩机、蒸发器等;9 为压缩机箱,内有独立驱动电机、压缩机离合器、压缩机支架等;10 为实验室环境温度调节设备;11 为配电柜,提供试验电源。

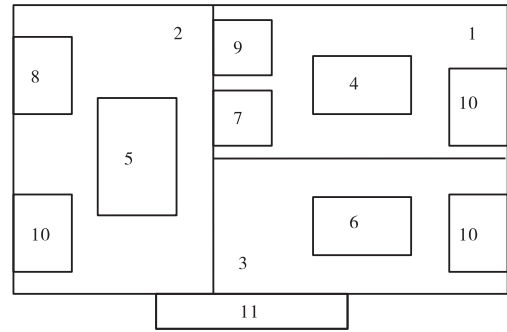


图 5 整车空调综合性能实验室布置图

Fig. 5 Layout of automotive HVAC compressor performance lab

2.2 整车空调环境模拟

试验车辆最大允许总质量 1 900 kg,发动机排量 1.485 L。先将试验车辆的空调压缩机换成 OX-60A-1 型涡旋式压缩机进行试验,然后再更换为双动力空调压缩机进行对比试验。

试验采用的主要测试设备有德国 AVL 底盘测功机、德国 WEISS 环境模拟舱、日本横河数据采集仪。其中整车环境模拟舱由阳光模拟、地热辐射模拟、迎面冷却风模拟、排放分析和环境舱等部分组成,可以实现环境温度、湿度、迎面风、热路、阳光辐射强度及角度、地面阻力等的调节。

试验开始前参照 QC/T 658—2000《汽车空调整车降温性能试验方法》布置压力和温度等数据采集点。温度采集点主要包括:进气格栅、进出水、发动机油、主驾驶呼吸点、副驾驶呼吸点、中排座椅呼吸点、后排座椅呼吸点以及各个空调出风口、空调回风口温度。压力采集包括空调高压管路压力和低压管路压力。

呼吸点温度传感器位置见图 6,图中依次分别为前排、中排及后排呼吸点,通过这 3 个位置温度传感器,基本可以测得车内的整体环境温度。传感器布置后,调节汽车以及整车环境适应性试验室的各项参数,使之与表 2 设定工况相同,然后进行试验。



图 6 呼吸点温度传感器位置

Fig. 6 Position of respiratory point temperature sensors

表 2 试验设定工况

Tab. 2 Set conditions of the test

参数	设定值
环境温度	(45 ± 1) °C
环境相对湿度	50%
日辐射量	1 000 W/m ²
行车速度	40 km/h
行车时间	45 min
车辆状态	四门两盖关闭
座椅	调至轨道中央位置
乘员	驾驶人员 1 名
空调出风口	出风口格栅调至吹向乘员面部中央位置 且试验过程中不能改变
风门模式	吹面
鼓风机风速	最大
循环模式	内循环
温度模式	全冷

3 结果分析

3.1 热/电双动力汽车空调压缩机综合性能试验

系统稳定运行时的压缩机试验数据见表 3。表中: 压缩机制冷系数表示在规定工况下整台制冷压缩机中以同一单位表示的压缩机制冷量与单位时间输给压缩机轴的能量之比; 压缩比表示该压缩机气缸中排气和进气的绝对压力之比; 输气系数为压缩机实际与理论容积流量之比。

在试验过程中, 发动机驱动模式与电驱动模式可以实现快速切换, 转速稳定在 1 000 r/min 的设定值。从表 3 中可以看出: 双动力汽车空调压缩机和原涡旋压缩机的试验结果基本相同, 双动力压缩机的工作能力和效率与原型压缩机相近, 表明集成开发的热/电双动力汽车空调压缩机性能基本达标。

表 3 压缩机试验数据

Tab. 3 Result of the compressor test

参数	原型压缩机	双动力压缩机
压缩机能力/W	3 542.5	3 490.6
压缩比	5.12	5.13
输入功率/W	1 694.4	1 688.9
输气系数/%	93.8	92.3
压缩功/W	1 614.7	1 615.1
转矩/(N·m)	16.19	16.13
压缩机制冷系数	2.091	2.067

系统稳定运行时的蒸发器试验数据见表 4。其中蒸发器能力为蒸发器空气侧能力与制冷侧能力的百分比。系统稳定运行时的冷凝器试验数据见表 5。

表 4 蒸发器试验数据

Tab. 4 Result of the evaporator test

参数	原型压缩机	双动力压缩机
空气侧能力/W	3 395.70	3 350.90
制冷剂侧能力/W	3 404.30	3 341.40
蒸发器能力/%	99.75	100.29
进口容积风量/(m ³ ·h ⁻¹)	290.60	284.40
出口容积风量/(m ³ ·h ⁻¹)	268.00	262.20
风洞喷嘴压差/Pa	348.50	335.60
通风阻力/Pa	59.30	57.20
进口干球温度/°C	27.02	27.02
进口湿球温度/°C	19.52	19.50
出口干球温度/°C	5.99	5.90
出口湿球温度/°C	5.69	5.43
进口压力/MPa	0.24	0.24
出口压力/MPa	0.20	0.20

表 5 冷凝器试验数据

Tab. 5 Result of the condenser test

参数	原型压缩机	双驱动压缩机
空气侧能力/W	4 946.10	4 856.00
制冷剂侧能力/W	5 059.40	5 006.00
冷凝器能力/%	97.76	97.00
进口容积风量/(m ³ ·h ⁻¹)	966.60	958.40
出口容积风量/(m ³ ·h ⁻¹)	1 016.10	1 006.70
风洞喷嘴压差/Pa	141.60	139.70
通风阻力/Pa	17.00	16.30
进口干球温度/°C	34.99	35.00
进口湿球温度/°C	17.41	18.28
出口干球温度/°C	50.71	50.48
出口空气密度/(kg·m ⁻³)	1.09	1.09
进口压力/MPa	1.46	1.46
出口压力/MPa	1.41	1.42
进口风速/(m·s ⁻¹)	1.36	1.34

从表 4 和表 5 可以看出: 在装有双动力压缩机的空调系统中, 蒸发器及冷凝器的工作状态、试验结果与原型机所在空调系统中的蒸发器和冷凝器工作状态以及试验结果相差很小, 各项参数均符合使用要

求. 由此可以判定, 改装后的双动力汽车空调压缩机可以满足汽车空调系统的使用要求.

3.2 整车空调环境模拟试验

根据设定工况进行试验, 涡旋压缩机的试验数据见图 7, 双动力压缩机的试验数据见图 8.

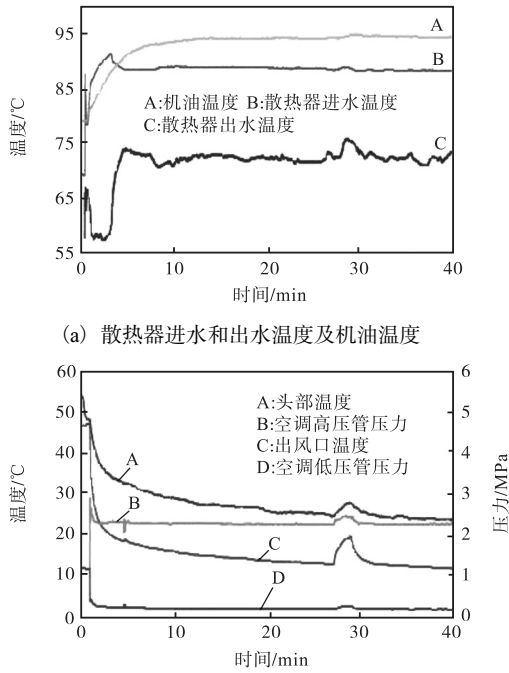


图 7 涡旋压缩机的试验数据

Fig. 7 Experimental data of the scroll compressor

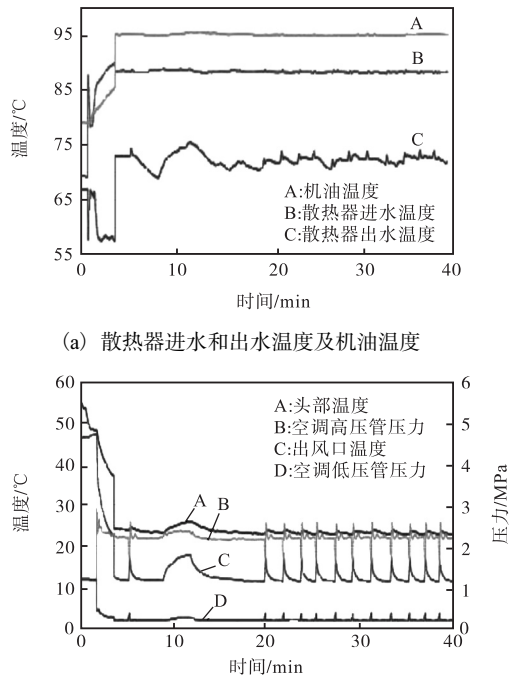


图 8 双动力压缩机的试验数据

Fig. 8 Experimental data of the double power compressor

由图 7 和图 8 可以看出: 在整个试验过程中, 双动力压缩机空调系统与原涡旋压缩机空调系统的散热器进水、出水和机油温度变化曲线基本相同; 前者的头部平均温度、出风口平均温度、空调高压管及低压管压力出现波动, 是由于两个动力源切换所致, 不过空调系统的实际运行温度范围与原型压缩机空调系统一致, 不影响整个空调系统的工作. 表 6 为运行 45 min 后的各试验数据.

表 6 整车环境模拟试验数据

Tab. 6 Simulation result of the whole vehicle air conditioning environment

参数	原型压缩机	双动力压缩机
散热器进水温度/°C	88.10	88.10
散热器出水温度/°C	73.30	71.80
机油温度/°C	94.20	94.80
出风口平均温度/°C	11.70	11.30
头部平均温度/°C	23.60	22.50
空调高压管压力/MPa	2.26	2.20
空调低压管压力/MPa	0.18	0.17

从表 6 可以看出: 经过 45 min 试验, 使用双动力压缩机的汽车空调系统散热器进出水温度、机油温度以及车内空调环境与使用原型压缩机时差别不大, 说明使用改进后的压缩机不影响空调系统的正常使用, 可以达到替换的目的.

4 结 语

为了实现发动机熄火时汽车空调系统的正常运转, 并且降低驻车以及正常行驶时的能源消耗和排气污染, 本文设计了热/电双动力的新型压缩机, 并进行了试验研究. 结果表明: (1) 基于 OX-60A-1 型涡旋压缩机研制的双动力压缩机及其控制策略, 可以实现发动机驱动模式与电驱动模式的快速切换而不影响空调系统正常工作, 热/电双动力汽车空调压缩机的设计可行. (2) 双动力汽车空调压缩机的工作能力和输出效率可以到达原型压缩机的水平; 装有双动力压缩机的空调系统, 其蒸发器以及冷凝器的性能指标与原系统基本相同. (3) 在整车空调环境模拟对比试验过程中, 装有双动力压缩机的空调系统散热器进、出水温度与机油温度的变化曲线与原系统基本吻合, 其制冷效果满足使用要求.

(下转第 65 页)

- [J]. 计算机工程与应用, 2015, 51(8): 183-188.
- [9] 朱齐丹, 荆丽秋, 毕荣生, 等. 最小误差阈值分割法的改进算法[J]. 光电工程, 2015, 37(7): 107-113.
- [10] 杨力, 李东新. 基于遗传算法的图像阈值分割的研究[J]. 信息技术, 2015(11): 116-120.
- [11] 孙丽媛, 杨鸿玉, 王汝梅. 图像形状匹配及特征识别在铁矿石熔点检测中的应用研究[J]. 工业控制计算机, 2010, 23(6): 31-32.
- [12] 卢蓉, 范勇, 陈念年, 等. 一种提取目标图像最小外接矩形的快速算法[J]. 计算机工程, 2010, 36(21): 178-180.
- [13] 李洋, 李岳阳. 一种快速提取植物叶片最小外接矩形的算法[J]. 江南大学学报: 自然科学版, 2015, 14(3): 273-277.

责任编辑: 常涛

(上接第 40 页)

- [6] 陈治江, 王杏林. 利用碘的挥发性提高 ICP-AES 测定碘的灵敏度[J]. 分析化学, 1989, 17(9): 826-828.
- [7] 卫生部全国地方病寄生虫病标准委员会. WS/T 107—2006 尿中碘的铈铈催化分光光度测定方法[S]. 北京: 人民卫生出版社, 2006.
- [8] 张亚平, 阎玉芹, 刘列钧, 等. 尿中碘的过硫酸铵消化-铈铈催化分光光度测定方法[J]. 中华地方病学杂志, 2013, 32(1): 95-100.
- [9] 陈炳灿, 唐洪, 王坤. 过硫酸铵消化-铈铈催化分光光度法测定酱油中碘[J]. 河南预防医学杂志, 2005, 16(6): 334-335.
- [10] 徐敏, 郝义. 催化动力学光度法测定痕量的碘[J]. 化学与黏合, 2007, 29(3): 223-225.
- [11] 金贞淑, 赵晔, 张力, 等. 催化动力学光度法测定痕量碘的研究[J]. 分析科学学报, 2002, 18(1): 86-87.
- [12] 乔正道. 简便催化动力学法测定加碘盐中的碘[J]. 中国地方病学杂志, 1990, 9(3): 180-183.
- [13] 涂建平. 催化动力学光度法测定食盐中碘含量[J]. 食品科学, 2002, 23(4): 114-117.
- [14] 吴刚, 李保山, 侯光胜, 等. 离子膜烧碱原料卤水中微量碘离子的脱除: 中国, 1807245A[P]. 2006-07-26.

责任编辑: 周建军

(上接第 60 页)

参考文献:

- [1] Croitoru C, Nastase I, Bode F, et al. Thermal comfort models for indoor spaces and vehicles-Current capabilities and future perspectives[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2015, 44(4): 304-318.
- [2] 谷正气, 申红丽, 杨振东, 等. 汽车空调风道改进及对乘员热舒适性影响分析[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2013, 36(8): 91-96.
- [3] Marcos D, Pino F J, Bordons C, et al. The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 66(1/2): 646-656.
- [4] 宋明毅, 吴伟烽, 李直. 汽车空调压缩机气阀运动规律模拟[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(12): 144-150.
- [5] 史文库, 祖庆华, 陈志勇, 等. 汽车空调压缩机怠速噪声诊断及拓扑优化[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2016, 46(3): 725-731.
- [6] 魏名山, 彭发展, 黄海圣, 等. 斜盘式及涡旋式压缩机对电动汽车热泵空调系统制热性能的影响[J]. 北京理工大学学报, 2016, 36(1): 13-18.
- [7] 谢洁飞, 李新华, 张艳来. 新型汽车空调用直线压缩机建模与分析[C]//Proceedings of the 3rd International Conference on Power Electronics and Intelligent Transportation System (Volume 5). Piscataway: IEEE, 2010: 380-383.
- [8] 李辛沫. 一种低摩擦低泄漏新型旋转式空调压缩机的设计与分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(6): 103-105.
- [9] 田长青, 李先庭, 石文星. 轿车空调用斜盘式变排量压缩机性能研究与技术开发[C]//中国制冷学会 2009 年学术年会论文集. 北京: 中国制冷学会, 2009: 1-8.
- [10] 杨军, 陆平, 张利, 等. 新型全封闭旋转式 CO₂ 压缩机的开发及性能测试[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 426-429.

责任编辑: 常涛