文章编号：1008－8857(2021)04－0187－06　**DOI**: 10.13259/j.cnki.eri.2021.04.001

小型对置式直线压缩机模拟及实验研究

洪　昊，赵志康，陈　曦，何韩军
（上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093）

摘　要：直线压缩机具有体积小、摩擦力小、效率高以及无油润滑等优点，其小型化设计在微电子冷却及微型空调领域具有重要的发展前景。利用 Ansoft Maxwell 有限元分析软件建立了动磁式直线电机模型，确定了谐振工况下直线电机结构及性能参数，通过数值积分分析了空载和负载工况下的活塞位移。根据理论分析和模拟，研制了对置式直线压缩机实验样机，压缩机总质量为 1.2 kg，总长度为 118 mm。实验结果显示：以 R134a 为制冷剂时，在冷凝压力为 0.79 MPa、蒸发压力为 0.39 MPa 下，制冷量为 57.3 W。模拟及实验结果对直线压缩机小型化设计具有参考价值。

关键词：直线压缩机；动磁式直线电机；有限元分析；R134a
中图分类号：TF457　　**文献标志码**：A

Simulation and experimental research on small opposed linear compressor

HONG Hao，ZHAO Zhikang，CHEN Xi，HE Hanjun
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Linear compressor has the advantages of small volume, small friction, high efficiency, and oil-free lubrication. Its miniaturization design is promising in the fields of microelectronic cooling and micro air-conditioning. A moving-magnet motor model was developed by the finite element analysis software of Ansoft Maxwell, by which the structure of the linear motor and performance under resonance conditions were determined. And the piston displacement under no-load and load conditions was analyzed by numerical integration. The experimental prototype of opposed linear compressor was developed based on the theoretical simulation. The compressor mass was 1.2 kg and its length was 118 mm. The experimental results showed that when evaporation pressure and condensation pressure were 0.39 MPa and 0.79 MPa, respectively with R134a as refrigerant, the cooling capacity of this system was 57.3 W. The simulation and experimental results can provide references for the miniaturization design of linear compressor.

Keywords: linear compressor; moving-magnet linear motor; finite element analysis; R134a

收稿日期：2020－08－06
基金项目：国家“十三五”装备预研领域基金资助项目(61404140204)
第一作者：洪　昊(1996—)，男，硕士研究生。研究方向：线性压缩机技术。E-mail：maelluin@163.com
通信作者：陈　曦(1977—)，男，教授。研究方向：线性压缩机及小型低温制冷机。E-mail：chenxistudy@163.com

压缩机是蒸气压缩制冷系统的核心部件，它决定整个制冷系统的制冷量及性能优劣。目前，市场上的制冷设备大多采用传统往复式压缩机。该类型压缩机技术相对成熟，加工成本较低，但其内部的曲柄连杆机构导致压缩机整体系统结构庞大，同时在动力传递过程中，各部件间相互摩擦，造成传动效率降低、可靠性下降以及噪音与振动较大等不良影响。直线压缩机由直线电机直接驱动活塞运动，结构紧凑，无曲柄连杆机构，采用间隙密封技术实现了无油润滑，可替代往复式压缩机以提高制冷系统制冷性能和效率[1–3]。

直线电机小型化及其模拟设计是目前直线压缩机一个重要研究方向，关系到直线压缩机在航空航天、微电子、民用制冷设备等领域的应用与发展。Bradshaw 等[4] 为了测试线性压缩机适用于电子冷却的可行性，研发了一台小型线性压缩机，探讨了压缩机几何形状变化的敏感性，指出泄漏间隙和活塞偏心为线性压缩机设计时须考虑的重要参数。毕研强等[5] 通过数值分析求解了动磁式直线压缩机的数学模型，得到压缩机启动特性以及制冷量和制冷系数随线圈电阻、动子质量、摩擦阻尼等参数的变化情况。Oliveira 等[6] 以 Embraco 公司设计的“智驱”小型直线压缩机为模型建立无油直线压缩机的热力学模型，通过有限体积法计算固体部件的导热以及压缩机壳体内的气体流动状况，通过模拟得到的吸气温度分布同实验结果基本吻合，但一些固体部件和排气温度分布与实验相比有较大差异。唐明生等[7] 通过对比测量值与实验测试值，对压缩机动力学参数计算方法进行校正，给出了直线压缩机动力学参数的测量方法，并在线测量动力学参数以实现直线压缩机运行状态的故障诊断及在线监测。

为研究小型动磁式直线压缩机运行特性，本文对系统运行方程组进行数值求解，分析压缩机活塞位移响应。采用 Ansoft Maxwell 电磁场有限元二维瞬态场分析软件建立动磁式直线电机模型，依据电机性能模拟结果研发对置式直线压缩机样机，搭建性能测试实验台并进行空载及负载实验。

1 理论模型及位移响应分析

动磁式直线压缩机动子部分由永磁体、永磁体支架、板弹簧、连接件及活塞组成，其轴向剖面结构如图 1 所示。板弹簧为压缩机活塞提供径向支撑力和轴向往复力，定子部分由内轭铁、外轭铁、气缸以及线圈组成。压缩机的工作磁场主要有两个：一个是永磁体产生的恒定磁场，另一个是通电线圈产生的交变磁场，在两个磁场相互作用下，电磁驱动力推动压缩机活塞在轴向上作往复直线运动[8]。

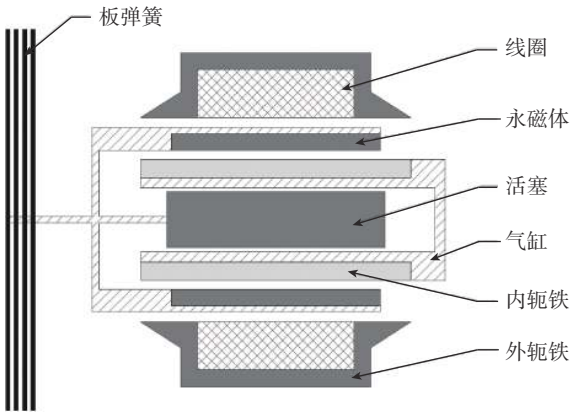


图 1 动磁式直线电机结构

Fig. 1 Structure of moving-magnet linear motor

根据法拉第电磁感应定律，在直线电机电路中产生的感应电动势，一部分是由于磁场强度变化产生涡旋电场导致电流定向运动的感生电动势，另一部分是永磁体在内、外轭铁间作直线往复运动产生的动生电动势。在线圈两端施加交变电压$u(t)$时，根据基尔霍夫定律以及电压平衡关系，可得到电机驱动电压控制方程[9]，即

$$u(t) = iR_{\mathrm{e}} + L_{\mathrm{e}}\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} + K_0\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \qquad (1)$$

式中：i为线圈电流，A；R_{e}为线圈电阻，Ω；L_{e}为线圈等效电感，H；K_0为比推力系数，$\mathrm{N\cdot A^{-1}}$；t为时间，s；x为活塞位移，m。

动磁式直线压缩机机械弹簧共振系统可简化为一个单质量、单自由度的弹簧–阻尼系统[10]。在压缩机运行过程中，活塞受到电机电磁力、机械阻尼力、机械弹簧力及气体力作用，外力间的矢量关系如图 2 所示，图中：$F_{\mathrm{MT}}(t)$为电机电磁力，N；$F_{\mathrm{ML}}(t)$为机械弹簧力，N；$F_{\mathrm{AM}}(t)$为机械阻尼力，N；$F_{\mathrm{G}}(t)$为气体力，N；$\dot{x}$为活塞速度，$\mathrm{m\cdot s^{-1}}$；$\ddot{x}$为活塞加速度，$\mathrm{m\cdot s^{-2}}$；m为动子质量，kg。

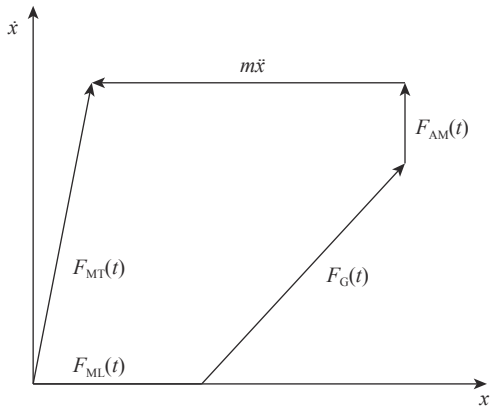


图 2　活塞受力矢量图

Fig. 2　Vector graph of the force on the piston

根据力平衡关系可得到活塞控制方程[11]，即

$$m\frac{\mathrm{d}^2x(t)}{\mathrm{d}t^2}=F_{\mathrm{MT}}(t)-F_{\mathrm{ML}}(t)-F_{\mathrm{AM}}(t)-F_{\mathrm{G}}(t) \tag{2}$$

电机驱动电压控制方程与活塞控制方程一同构成动磁式直线压缩机系统运行方程组，其机械弹簧共振系统中的势能和动能分别与动子的位移和速度相关，电磁系统中的磁能与励磁线圈中的电流相关，故选取活塞控制方程中的i、$x(t)$和速度$v(t)$作为系统状态变量，可得到适用于数值积分计算的系统状态方程组[12]，即

$$\begin{cases}\dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=v\\[2ex]\dfrac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}=\dfrac{1}{m}(K_0i-cv-kx)\\[2ex]\dfrac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t}=\dfrac{1}{L_{\mathrm{e}}}[u(t)-iR_{\mathrm{e}}-K_0v]\end{cases} \tag{3}$$

式中：c为等效阻尼系数，包括活塞运动过程中的线性阻尼系数，N·(m·s)$^{-1}$；k为等效弹簧刚度，包括板弹簧机械弹簧刚度和气体弹簧刚度，N·m^{-1}。

通过求解系统状态方程组，可得到在一定输入电压条件下压缩机的活塞位移响应。方程组中已知常量参数可由式(4)得到，即

$$\begin{cases}m=\dfrac{k}{(2\pi f)^2}\\[2ex]c=\dfrac{1.07W_{\mathrm{i}}}{\pi\omega X^2}\\[2ex]L_{\mathrm{e}}=\dfrac{\pi\mu_0D(L-n)N^2}{4(g_{\mathrm{n}}+g_{\mathrm{w}}+w)}\\[2ex]K_0=\dfrac{\pi\mu_0DNH_{\mathrm{c}}w}{g_{\mathrm{n}}+g_{\mathrm{w}}+w}\end{cases} \tag{4}$$

式中：W_{i}为压缩机指示功，J；X为活塞振幅，m；μ_0为真空磁导率，H·A^{-1}；D为永磁体与轭铁间隙的平均直径，m；L为轭铁轴向长度，m；n为永磁体轴向长度，m；N为线圈匝数；H_{c}为矫顽力，A·m^{-1}；g_{n}为内轭铁与永磁体间隙宽度，m；g_{w}为外轭铁与永磁体间隙宽度，m；ω 为活塞运动的角频率，rad·s^{-1}；w 为永磁体的宽度，m；f为共振频率，Hz。

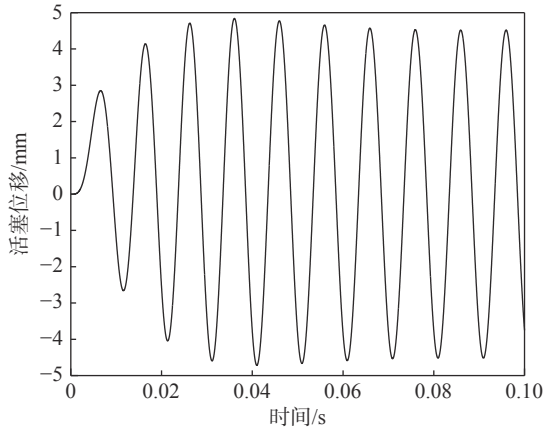
求解常微分方程一般采用龙格−库塔法(Runge−Kutta)。该方法是一种广泛应用于工程计算的数值积分算法，其优点在于计算精度、效率较高，稳定性好。在 Matlab 软件中采用龙格−库塔法进行数值分析求解，计算参数如表 1 所示。

表 1　数值分析计算参数

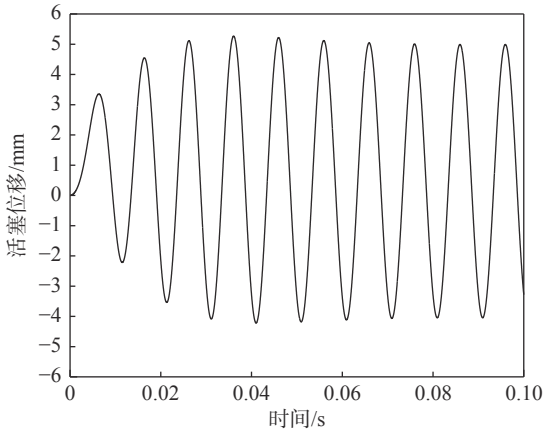
Tab. 1　Parameters in the numerical analysis

参数名称	数值
动子质量/g	86.7
板弹簧刚度/(N·m^{-1})	17 257
气体弹簧刚度/(N·m^{-1})	16 435
机械阻尼系数/[N·(m·s)$^{-1}$]	0.9
气体阻尼系数/[N·(m·s)$^{-1}$]	13
电感/mH	4.5
电阻/Ω	0.95
比推力系数/(N·A^{-1})	9.6

压缩机空载时活塞不受气体力作用，运动平衡位置不发生偏移。图 3(a) 为输入电压有效值为 6 V 时压缩机活塞位移响应，在电机开始运行后数个周期内活塞位移逐渐增加，运动中心并未偏移，之后达到行程为 9 mm 的稳定运行工况。图 3(b) 为负载工况下输入电压有效值为 23 V 时的活塞位移响应。从图中可以看出，当压缩机稳定运行时，活塞运动平衡位置发生偏移。分析其原因是因为活塞两侧压差产生的额外偏置力与机械弹簧力相平衡，使活塞往复位移中点偏离活塞启动位置。活塞偏置会造成余隙容积增大，压缩机效率降低。为消除活塞偏置，可采用在电源输入交变电压上增加定额电压的活塞行程控制方法[13]，附加电动势产生的电磁力抵消了活塞偏置力，使活塞位移中心重新回到初始启动位置。



(a) 空载



(b) 负载

图 3 活塞位移响应曲线

Fig. 3 Curves of piston displacement

2 电磁场有限元分析

在 Ansoft Maxwell 有限元分析软件中建立二维模型，模拟结构参数与实验样机一致。电机固有频率与驱动电源频率相等时即为谐振，此时在最小的驱动力下活塞能够达到最大位移。图 4 为电机在 100 Hz 的谐振状态下活塞位移、电流和电磁力随时间的变化。当电流达到峰值，电磁力也达到最大值，活塞处于平衡位置，故电流与电磁力同相位，电流与活塞位移间的相位角为 90°。

动子在位移平衡位置附近所受电磁力较大，瞬时磁感应强度大，轭铁易达到磁饱和点，从而影响压缩机稳定运行。图 5 为电机稳定运行中永磁体接近平衡位置时磁感应强度云图，内轭铁和外轭铁内部最大磁感应强度低于 1.5 T。模拟

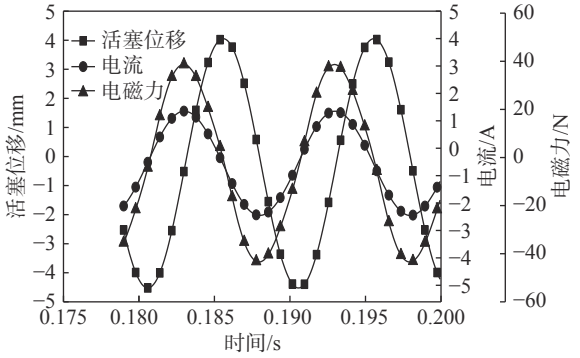


图 4 活塞位移、电流和电磁力随时间的变化

Fig. 4 Evolution of current, displacement and electro-magnetic force

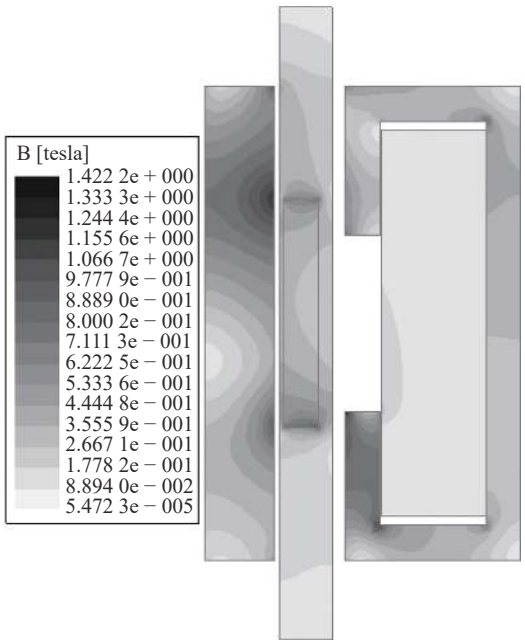


图 5 电机磁感应强度云图

Fig. 5 Contourof motor magnetic induction

中选用电工纯铁作为轭铁材料，其磁通密度在 1.9 T 左右达到饱和，故整个工况下轭铁磁通密度未饱和，磁路稳定。

3 性能测试实验与结果分析

3.1 实验系统

根据理论分析及电磁场有限元模拟结果开发了小型双活塞对置式制冷压缩机样机，实物如图 6 所示。该压缩机整机总质量为 1.2 kg，最大直径为 62 mm，长度为 118 mm。实验需测试样

机在制冷系统中的运行工况参数，包括压缩机输入电压、驱动电源频率、压缩活塞行程、吸气压力、排气压力及制冷量等关键性能参数，故搭建了较完备的性能测试与参数调节系统。直线压缩机制冷性能测试系统如图 7 所示。

图 6　对置式压缩机

Fig. 6　Opposed linear compressor

3.2　空载特性实验

压缩机空载运行时理论上无气体力作用，系统刚度仅为板弹簧机械刚度，系统共振频率发生改变。共振频率计算式为

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{5}$$

图 8 为空载工况下输入电压不变时单个直线电机活塞振幅、电机效率和输入功率随驱动电源频率的变化。随着驱动电源频率的增加，输入功率先减小后增大，电机效率和活塞振幅先增大后减小，在频率为 74 Hz 时，输入功率最低，为 17 W，电机效率也达到最大值，为 0.82。在 75 Hz 左右活塞振幅达到最大值，该频率与电机效率最大和输入功率最小时的频率基本吻合，可认为压缩机达到谐振状态。根据共振频率计算式得到的频率为 71 Hz，稍低于实验共振频率。其原因是：由于压缩过程中吸气、排气阀片开启与关闭造成活塞两侧压力不相等，气体弹簧发挥作用，系统刚度大于板弹簧刚度，故实验共振频率略大于理论计算值。

3.3　负载特性实验

图 9～11 分别为制冷量，压缩机吸气和排气压力，压缩机吸气和排气温度随运行时间的变化。由于压缩机吸气管道较短，过热度小，故压缩机吸气温度近似为蒸发温度。实验中施加了 4.3 V 的偏置电压以抵消活塞偏置造成的不利影响，并在冷凝压力为 0.79 MPa、蒸发压力为 0.39 MPa 时测得最大制冷量为 57.3 W，压缩机吸气温度降至 7.3 ℃，此时的 COP 为 1.15。实验中线性压缩机的排气温度持续上升导致制冷效果变差。其原因在于：电机绕组线圈电流负荷较高，发热量较大，热量传递给压缩腔导致排气温度上升。通过为直线电机配置主动冷却设备可有

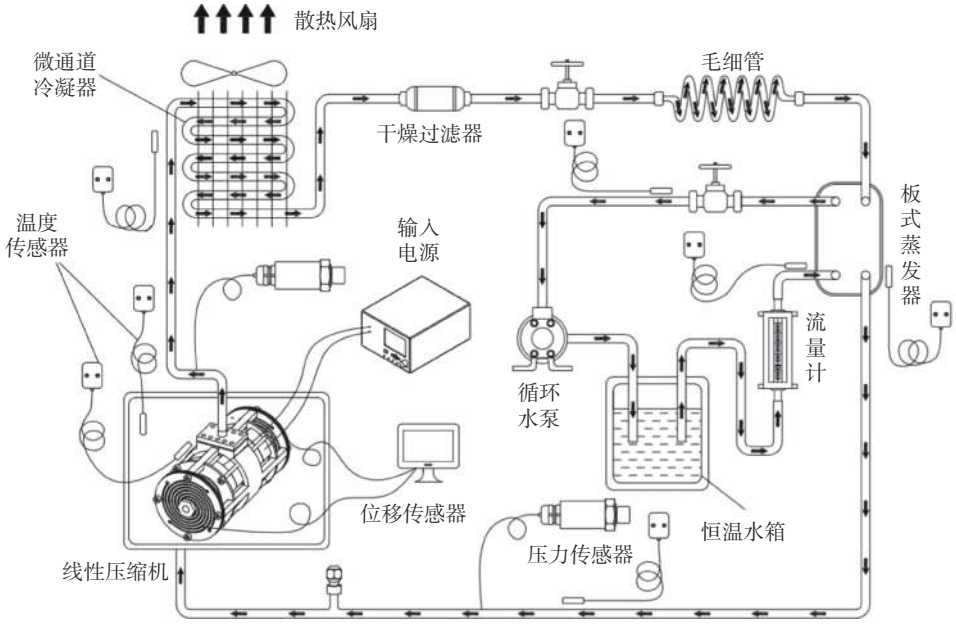


图 7　直线压缩机制冷性能测试系统

Fig. 7　Refrigerator performance test system of linear compressor

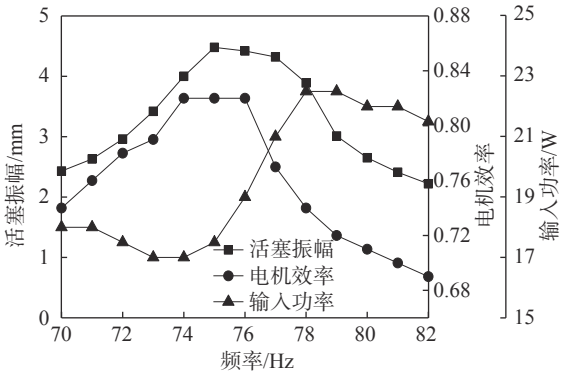


图 8 活塞振幅、电机效率和输入功率随频率的变化

Fig. 8 Variation of piston amplitude, motor efficiency and motor power with the frequency

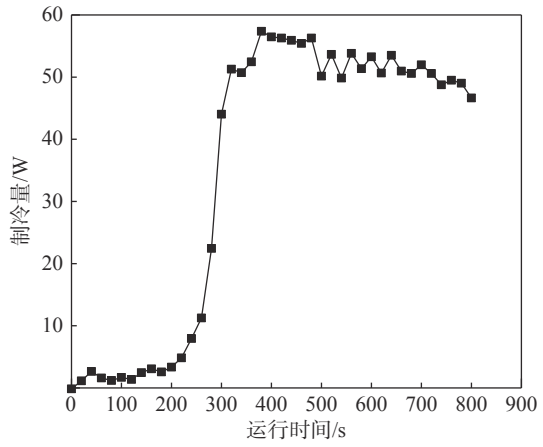


图 9 制冷量随时间的变化

Fig. 9 Evolution of refrigerating capacity

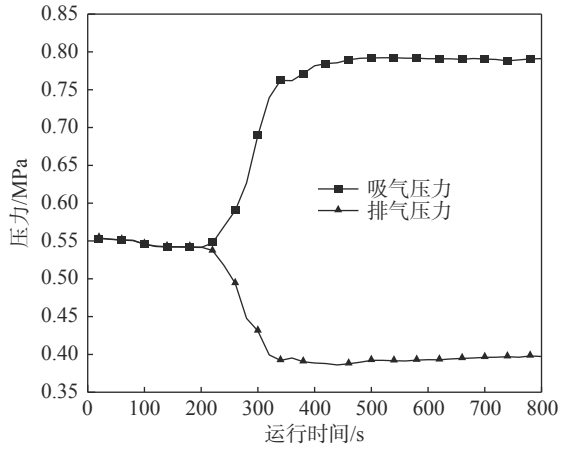


图 10 吸气、排气压力随时间的变化

Fig. 10 Evolution of inlet and discharge pressure

效控制排气温度。实验结果与理论分析及模拟结果有一定差距。其原因在于：压缩机实际机械阻尼大于电机模拟中的机械阻尼，活塞与气缸间摩擦较严重，另外，压缩腔内高压气体向背压腔泄漏导致压比降低。该不良影响主要由两方面原因造成：吸气、排气阀片延迟开启和闭合，导致气体回流，排气压力减小，背压腔压力升高；活塞磨损与偏置导致活塞与气缸之间间隙变大，间隙密封效果变差。

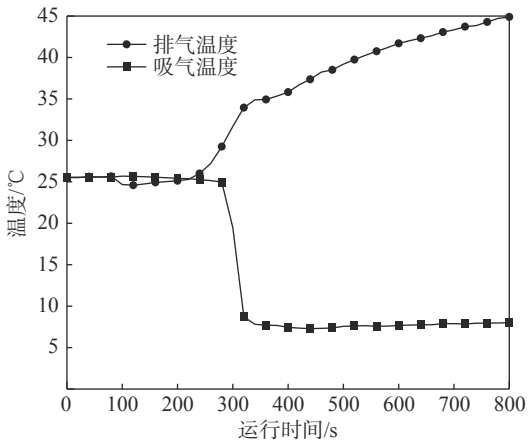


图 11 吸气、排气温度随时间的变化

Fig. 11 Evolution of inlet and discharge temperature

4 结 论

为研究小型动磁式直线压缩机的制冷性能，开发并搭建了直线压缩机制冷性能测试系统。测试了小型对置式直线压缩机空载和负载工况下的直线电机性能，电机达到谐振状态时活塞振幅与电机效率最大，输入功率最小。负载实验结果表明，在冷凝压力为 0.79 MPa、蒸发压力为 0.39 MPa 时，制冷温度为 7.3 ℃，COP 为 1.15，系统制冷量为 57.3 W。

参考文献：

[1] 郃晓亮. 动磁式直线电机驱动微小型活塞压缩机理论分析及实验研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009.

[2] LIANG K, STONE R, DADD M, et al. A novel linear electromagnetic-drive oil-free refrigeration compressor using R134a[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 40: 450 – 459.

(下转第 206 页)

（3）光伏系统产生的有用发电量及各项损失占比的变化趋势表明，每年 6、7、8 月系统中光伏阵列损失最大，其原因是夏日阳光直射导致光伏阵列温度升高，从而引起效率下降。

参考文献：

[1] 颜苏莉, 孙婧豪. 我国光伏产业的发展现状、存在问题及解决之道 [J]. 华北电力大学学报: 社会科学版, 2016(1): 9 – 12.

[2] 翁琳, 陈剑波. 光伏系统基于全生命周期碳排放量计算的环境与经济效益分析 [J]. 上海理工大学学报, 2017, 39(3): 282 – 288.

[3] 王金朝. 我国光伏发电产业的发展现状研究 [J]. 技术与市场, 2018, 25(8): 172.

[4] 李雷, 杨春. 我国光伏产业现状与可持续发展策略研究 [J]. 中外能源, 2012, 17(4): 28 – 37.

[5] 黄旭峰. PVsyst 软件在光伏系统中的应用分析 [J]. 城市道桥与防洪, 2019(5): 326 – 329.

[6] 袁晓, 赵敏荣, 胡希杰, 等. 太阳能光伏发电并网技术的应用 [J]. 上海电力, 2006, 19(4): 342 – 347.

[7] 黄鹤然, 丁浩, TRUCKENMUELLER F. 家用分布式光伏并网发电系统的设计与研究 [J]. 机械设计与制造, 2017(4): 206 – 209.

[8] 旦望云. 家用太阳能光伏发电并网技术研究 [J]. 电子制作, 2018(24): 14 – 15, 82.

[9] 林琳. 大连地区家用光伏发电系统研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2014.

[10] 顾超, 崔容强. 独立光伏系统最佳倾角计算新方法 [J]. 电源技术, 2005, 29(1): 31 – 34.

[11] 杨霞. 上海地区居住建筑能耗调研分析 [J]. 住宅科技, 2016, 36(9): 58 – 61.

(上接第 192 页)

[3] 陈曦, 张华, 吴亦农, 等. 200 K/40 W 自由活塞斯特林制冷机的实验研究 [J]. 上海理工大学学报, 2007, 29(4): 337 – 344.

[4] BRADSHAW C R, GROLL E A, GARIMELLA S V. A comprehensive model of a miniature-scale linear compressor for electronics cooling[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 63 – 73.

[5] 毕研强, 徐向华, 梁新刚. 动磁式直线压缩机对制冷量与 COP 影响分析 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2014, 54(7): 884 – 890.

[6] OLIVEIRA M J, DINIZ M C, DESCHAMPS C J. Thermal modelling and analysis of an oil-free linear compressor[C]//Proceedings of the 9th International Conference on Compressors and their Systems. London, UK: IOP, 2015: 012016.

[7] 唐明生, 邹慧明, 王敏, 等. 动力学参数在直线压缩机故障诊断中的应用 [J]. 压缩机技术, 2019(3): 21 – 25, 32.

[8] 谢洁飞, 金涛, 童水光. 直线压缩机的研究现状与发展趋势 [J]. 流体机械, 2004, 32(12): 31 – 35.

[9] 雷美珍, 王立强, 夏永明. 动磁式双定子直线压缩机动态特性仿真研究 [J]. 低温与超导, 2018, 46(1): 7 – 11, 35.

[10] 张博. 基于动磁式直线振荡电机的直线缩机技术的研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2015.

[11] 邓伟峰. 大功率动磁式线性压缩机关键技术与实验研究 [D]. 上海: 中国科学院研究生院 (上海技术物理研究所), 2016.

[12] 谢洁飞. 动磁式直线压缩机理论与试验研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2005.

[13] 崔丽娜. 直线压缩机控制系统的开发 [D]. 杭州: 浙江大学, 2005.