

电动汽车空调压缩机的试验研究

陈观生, 史保新, 马国远

(广东工业大学 机械工程系, 广东 广州 510643)

摘要: 利用变频调速器对带动双工作腔滑片压缩机的电机进行变频控制, 以模拟电动汽车空调在实际运行中压缩机转速变化时的工作性能, 对其制冷量、耗电量、容积效率及 COP 值进行分析, 并与电动汽车空调涡旋压缩机进行比较, 表明二者性能差别不大, 且前者具有结构、加工及安装简单的显著特点。

关键词: 滑片压缩机; 电动汽车空调; 模拟试验

中图分类号: TB657 文献标识码: A 文章编号: 1007- 7162(2000) 02- 0011- 04

如今, 当人们在旅途中享受汽车空调带来舒适的同时, 汽车尾气所造成的污染, 也越来越成为当今社会的一大公害, 尤其是大都市, 汽车尾气已成为环境的主要污染源, 治理汽车尾气的呼声也日益高涨。各种治理措施相继出台, 如限制尾气排放, 使用无铅汽油等, 但最彻底的则是使用电动汽车。电动汽车可以达到零排放, 对环境无任何污染, 但其行驶距离受到蓄电池容量的限制, 因而也限制了它的推广使用。为了能让电动汽车尽早替代燃油汽车, 彻底解决汽车尾气污染, 除了提高蓄电池容量, 开发高性能的蓄电池外, 对汽车上的耗能设备进行节能研究也是至关重要的, 其中包括汽车空调的节能。汽车空调节能的关键是开发体积小、重量轻、性能优越的压缩机, 为此我们对双工作腔滑片压缩机这一新型机种进行了试验研究, 得出了一些有益结论。

1 双工作腔滑片压缩机

日本电装(DENSO)公司研制开发了一种电动汽车空调用涡旋压缩机^[1], 性能比较优越, 但涡旋压缩机型线复杂, 加工困难, 对装配工艺的要求也很高, 否则性能便难以保证。双工作腔滑片压缩机则结构比较简单, 对加工及装配的工艺要求也不是很高。如图 1 所示, 它由气缸体、转子、滑片、前后端盖、进排气孔和排气阀组成。转子截面为正圆形, 气缸内表面为扁圆形, 并同心配置, 形成上下对称的两个工作腔。转子上开有若干个槽, 滑片放在槽中能自由滑动, 当电机或发动机带动转子转动时, 滑片在离心力作用下被甩出并紧贴在气缸内表面上, 与气缸内表面和前、后端盖配合把气缸内腔分隔成若干个密封基元, 并且随着转角的变化, 基元容积产生周期性的变化, 再与吸、排气孔(阀)配合, 则可以达到气体吸入、压缩和排出的目的。

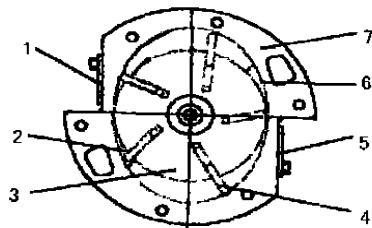


图 1 双工作腔滑片压缩机截面

1, 5 排气阀; 2, 6 吸气口;
3 转子; 4 滑片; 7 气缸体

收稿日期: 1999-04-22

作者简介: 陈观生(1970-), 男, 讲师; 主要研究方向: 制冷、空调与冷冻、冷藏。

从上面的结构分析可以看出双工作腔滑片压缩机具有以下优点:

- (1) 结构简单, 零部件少, 加工及装配比较容易;
- (2) 运转平稳. 由于没有偏心转动零部件, 动力平衡性能好, 尤其在高速转动时振动及噪声很小;
- (3) 起动冲击小. 适合汽车频繁起停的要求. 由于滑片在起动时是逐步伸出的, 因而静摩擦转矩小, 起动转矩缓慢上升, 减少了起动冲击;
- (4) 容积效率高. 由于只有吸气孔而没有吸气阀, 吸气侧无余隙容积而排气侧虽然有余隙容积, 但其余隙膨胀不直接影响吸气基元, 因而容积效率高;
- (5) 体积小, 重量轻, 便于狭窄空间安装, 适合电动汽车减少负载, 增加有效空间的要求;
- (6) 各个基元每转完成两次吸、排气, 因此压缩机输气量大而脉动小.

图 2 为试验样机的结构简图, 其结构参数列于表 1 中.

2 试验装置与试验方法

本试验在广东工业大学制冷与空调研究实验宣的压缩机性能试验台上进行. 试验方法采用热平衡法, 即利用量热器内电加热器的热量平衡压缩机的冷量, 并用电功率表测出电加热功率及压缩机输入功率, 由此可得出压缩机的制冷量及制冷系数. 辅助方法是测量冷凝器的进出水温及水量, 计算出冷凝负荷减去压缩机输入功率得出制冷量, 二者相差不得超进 4%, 并以前者为主测参数进行计算. 试验工况列于表 2(压力均为表压), 试验结果整理成图 3~ 6 所示性能曲线.

3 结果分析与比较

3.1 转速 n 及蒸发温度 t_0 对制冷量的影响

图 3 给出了压缩机的制冷量 Q_0 随 n 及 t_0 的变化. 可以看出, 压缩机的制冷量随转速增加基

本上呈线性增长, 这是因为双工作腔压缩机的余隙容积很小, 且余隙膨胀对气体的吸入量影响不大(余隙膨胀的气体先泄漏到压缩基元, 然后才能再从压缩基元泄漏到吸气基元), 压缩机输气量随转速增加也基本上呈线性增长; 制冷量随 t_0 下降而有所降低, 但降低的幅度不大, 这是由于基元之间的内泄露随 t_0 降低而使得压比增高, 高、低压侧的压差增大所致(系列 1~ 4 分别对应 $t_0 = 6.5, 3.8, 1.2, - 1.0^{\circ}\text{C}$, 系列 5 为涡旋压缩机曲线, 下同).

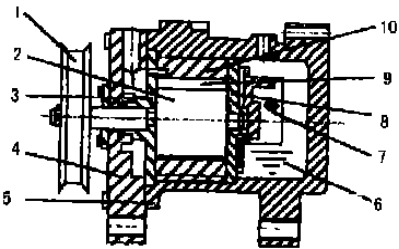


图 2 试验样机的结构简图

- 1 皮带轮; 2 转子; 3 前盖板;
- 4 端盖; 5 机体; 6 润滑油;
- 7 油分; 8 后盖板; 9 滑片; 10 气缸

表 1 压缩机结构参数

参数	量值
工作腔容积 V_c/cm^3	36.64
转子半径 R_r/mm	28
唤缸矢径升程 E/mm	8.5
气缸矢径 R_s/mm	$28 + \sin^2 \phi$
滑片径向高度 H_r/mm	17
滑片轴向长度 L_v/mm	44
滑片厚度 t_v/mm	4
滑片数 N_v	5
滑片端部半径 R_v/mm	5
滑片前倾角度 $\alpha/(\text{^\circ})$	5
滑片弧间隙 $C_s/\mu\text{m}$	10

表 2 测试工况

n	P_0/t_0					P_k/t_k
	r/min	$\text{MPa}/^{\circ}\text{C}$				$\text{MPa}/^{\circ}\text{C}$
3.1	1 000	0.20/-1.0	0.22/1.2	0.25/3.8	0.28/6.5	1.50/61.5
	1 500	0.20/-1.0	0.22/1.2	0.25/3.8	0.28/6.5	1.50/61.5
	1 750	0.20/-1.0	0.22/1.2	0.25/3.8	0.28/6.5	1.50/61.5
	2 500	0.20/-1.0	0.22/1.2	0.25/3.8	0.28/6.5	1.50/61.5
	3 000	0.20/-1.0	0.22/1.2	0.25/3.8	0.28/6.5	1.50/61.5

3.2 转速 n 及蒸发温度 t_0 对输入功率的影响

图4给出了压缩机的输入功率 W 随 n 及 t_0 的变化。可以看出, 压缩机的输入功率与 n 成正比关系, 这是因为摩擦功率和指示功率基本上与 n 即输气量成正比; 在给定的转速下, 压缩机的输入功率随 t_0 的变化而保持基本恒定, 这是因为 t_0 降低, 压缩机吸气压力随之降低而压力比却随之增大, 致使压缩机的指示功率几乎不随 t_0 变化, 同时摩擦功率只与转速有关而受 t_0 的影响很小。

3.3 转速 n 及蒸发温度 t_0 对 COP 的影响

图5给出了压缩机的 COP 随 n 及 t_0 的变化。可以看出, n 较低 ($n \leq 1750$ r/min) 时, COP 随转速的增加有较快地增长, 当转速增长到一定程度后, COP 随 n 增加而增长幅度不大, 这说明低转速时, n 的增加可使密封效果得到很大的改善, 致使制冷量随 n 增长速度较快, 高转速时, 压缩机的内泄漏已很小, 再增加 n 已使密封效果改善不大, 所以制冷量随 n 增长速度趋于稳定, 而压缩机的输入功率随转速增加却一直以比较稳定的速度增长。COP 随 t_0 制冷量随 t_0 的变化关系相同, 这是因为压缩机的输入功率几乎不随 t_0 变化的缘故。

3.4 转速 n 及蒸发温度 t_0 对容积效率的影响

图6给了压缩机的容积效率 η_v 随 n 及 t_0 的变化。可以看出, 容积效率随 n 的增大而增加, 这是由于较大 n 一方面可以使泄漏时间缩短减少泄漏量, 另一方面可以使滑片端部的压紧力增大而提高该处的密封效果, 即提高 n 可以减少压缩机的内部泄漏。容积效率随 n 增加的速度却不一样, n 较低时, 容积效率随 n 增加速度较快, 几乎呈线性关系, 这说明此时转速增大可以明显地改善滑片端部的密封效果; 当 n 较高时, n 对容积效率的影响很小, 几乎不随 n 的变化而变化, 这是因为: n 增加到一定程度后, 滑片端部的压紧力已比较大, 端部的泄漏已很小, 再增高 n 只能靠缩短泄漏时间来提高密封效果, n 高到一定程度后, 泄漏时间已很短, 继续提高转速对容积效率的改善已很微弱; 容积效率随蒸发温度的降低而降低, 但下降的速度比较慢, 这是因为高、低压侧的压力差及压比随蒸发温度的降低而增大, 而在双工作腔滑片压缩机中, 受压力比影响比较大的余隙膨胀对吸气量的影响却很小, 因为蒸发温度降低只对泄漏间隙的压力差影响较大, 导致泄漏增加了及容积效率缓慢降低, 这一点与活塞压缩机明显不同。

3.5 与电动汽车涡旋压缩机的比较

图5中亦给出了试验样机与日本电装(DENSO)公司研制的电动汽车空调用涡旋压缩机 COP 的比较(图中圆点连线)。从图中可以看出, 转速低于 2 500 r/min 时, 涡旋压缩机的 COP 低

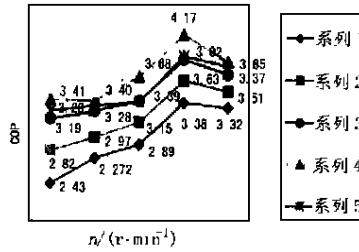


图3 Q_0 随 n 、 t_0 的变化

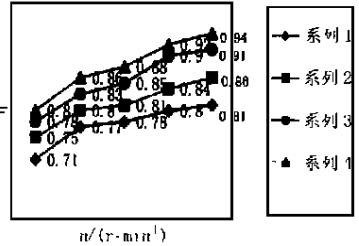


图4 W 随 n 、 t_0 的变化

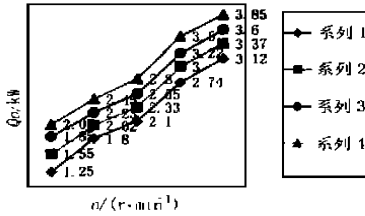


图5 COP 随 n 、 t_0 的变化

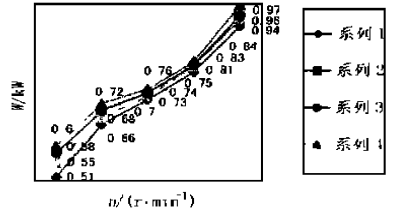


图6 容积效率 η_v 随 n 、 t_0 的变化

于前者的值,这是因为后者内泄漏间隙比较大,低转速时其内泄漏量较大的缘故;转速高于 2 500 r/min 时,涡旋压缩机的 COP 则高于双工作腔滑片压缩机,但所高出的幅度并不很大,这主要是因为双工作腔滑片压缩机随转速的升高摩擦功率增加比较快的缘故。

4 结论

(1)双工作腔滑片压缩机余隙容积较小且余隙膨胀不直接影响吸气容积,恒定转速下蒸发温度的改变对其制冷量影响不大,而其制冷量与转速基本上呈线性关系;

(2)输入功率在各种蒸发温度下随转速增加呈几乎相同的线性增长关系,而受蒸发温度的影响却很小;

(3)转速较低时,转速增加可以明显地减少内部泄漏,使 COP、容积效率有较快的增长;转速较高时, COP、容积效率受转速的影响较小, COP 随蒸发温度的变化基本与制冷量随蒸发温度的变化相同,而容积效率随蒸发温度减少略有降低;

(4)转速低于 2 500 r/min 时,涡旋压缩机的 COP 低于双工作腔滑片压缩机,转速高于 2 500 r/min 时,涡旋压缩机的 COP 则高于双工作腔滑片压缩机,但所高出的幅度并不很大。

综合考虑压缩机性能、结构、加工及安装等因素,双工作腔滑片压缩机适合电动汽车空调的要求,具有广阔的应用前景。

参考文献:

[1] Suzuki T. Electric Vehicle Air Conditioning[J]. Automotive Engineering, 1996, (9): 113-117.

The Simulating Test of Vane Compressor with Double Working Cavity

CHEN Guang-sheng, SHI Bao-xin, MA Guo-Yuan

(Dept. of Mechanical Engineering, GDUT, Guangzhou 510640, China)

Abstract: A type of vane compressor with double working cavities driven by frequency modulated electric motor has been designed to simulate the performance of air conditioner compressor with variable speed in a electric vehical. The experiment results of cooling output, watt input volume efficient and COP value are analysed and compared with those of scroll compressor. It is shown that there is no obvious difference in performance between the two types of compressor while the former is distinctire in simple structure, manufacture and assembly.

Key words: vane compressor; automotive air conditioning; modeling test