

高效冰箱压缩机的分析与设计

梁晓钟

(广州万宝集团有限公司技术中心, 广州 510280)

[摘要] 本文从冰箱压缩机的气阀、电机、轴承、冷冻机油、壳体等方面, 对我国主流的冰箱压缩机设计特点和高效压缩机设计方案进行分析, 介绍高效压缩机开发的几个关键技术的设计和试验情况。通过改进和优化设计, 可以进一步提高冰箱压缩机的效率。

[关键词] 高效压缩机, 设计, COP值, 气阀, 电机, 轴承

[中图分类号] TB652 TH45

[文献标识码] A

Analysis and Design of High Efficient Compressor in Fridge

LIANG Xiao-zhong

(Technology Centre of Guangzhou Wanbao Group Co., Ltd, Guangzhou 510280)

Abstract: Based on valve, motor, bearing, oil, shell of compressor, this paper analyses the characteristics and high efficient compressor's design of main compressor in China, introduces design and experiment of some key technology. The efficiency of compressor could be improved by amelioration and optimization design.

Keywords: High Efficient Compressor, Design, COP Value, Valve, Motor, Bearing

1 概述

压缩机是冰箱的核心部件, 从上世纪80年代起, 我国开始引进冰箱压缩机的生产技术和设备, 开始了冰箱压缩机的生产。到了90年代初, 我国冰箱压缩机生产的行业已基本形成, 经过了10多年的发展, 我国冰箱压缩机行业目前拥有20多家生产企业, 年生产能力超过2000万台, 产品主要以往复活塞式为主。这20多家生产企业有从国外引进技术和设备的, 如广州冷机、浙江加西贝拉、黄石东贝, 年生产能力在200万台以上, 是家用冰箱压缩机的主要生产者; 也有国际上著名企业的合资企业, 如北京恩布拉科、上海扎努西等; 另外还有靠引进国外二手生产线以及靠自身力量发展的, 这些企业产品主要用于冷柜及维修市场。

重新修订的国家标准GB12021.2-2003《家用冰箱耗电量限定值及能源效率等级》已经获得通过, 于2003年11月1日正式实施。新国标对冰箱的耗电量水平提出了严格的限制, 势必会加快高效

节能产品开发的步伐。采用高效压缩机是冰箱节能的重要途径, 新国标也将推动高效节能压缩机的开发工作。

上世纪80年代末, 我国引进生产的冰箱压缩机COP值在1.0左右, 到了今天, COP值1.6~1.7的冰箱压缩机已经在国内实现了批量的生产, 我国高效冰箱压缩机的发展速度是惊人的。但与国际先进水平相比还是有一定的差距, 我国高效冰箱压缩机主要还是处于现有结构产品改进的阶段, 而国外已经推出COP值2.0的线性压缩机。

本文对我国主流的冰箱压缩机设计进行分析, 并对高效压缩机的一些设计思路和措施进行总结, 希望能起到抛砖引玉的作用, 对高效压缩机的开发有所启发。

2 冰箱压缩机结构特点

冰箱压缩机主要以往复活塞式为主, 目前国际上有电机上置和电机下置两种结构, 采用电机上置结构的主要有日本松下、美国AMERICOLD等, 国

* 收稿日期: 2003-12-17

内以广州冷机等厂商为代表。电机下置主要有恩布拉科、扎努西、阿斯佩拉等，国内的厂商如浙江加西贝拉、黄石东贝，也采用这种型式。

电机上置结构压缩机汽缸浸在冷冻机油里，对压缩过程产生的热量可以起到较好的冷却作用；虽然增加了吸油毛细管的设计，但由于吸入的冷冻机油除了一小部分留在汽缸里，润滑活塞与汽缸的摩擦副外，大部分随制冷剂排出汽缸，对于活塞与汽缸的摩擦副起不到很好的润滑作用；不过吸入的冷冻机油对吸排气阀的阀片倒起了很好的润滑作用。

而电机下置结构压缩机的电机浸在冷冻机油里，对电机可以起到较好的冷却作用，同时在压缩机上部有大量的冷冻机油甩到汽缸上，对活塞与汽缸的摩擦副可以起到作用很好的润滑，但对汽缸的冷却作用不如电机上置结构压缩机。

两种结构各有特点，下面我们就这两种结构的冰箱压缩机主要设计特点进行分析。

3 压缩机主要设计分析

3.1 实现不同容积的设计

这两种结构压缩机已经实现系列化大批量生产，为了获得不同的制冷量，不同型号的压缩机都是在各自结构的基础上，通过改变汽缸容积（目前部分厂家的变频压缩机除外）实现，范围从50W到400W。两种结构的压缩机获得不同的汽缸容积通过改变汽缸的缸径及曲轴的偏心量实现，尤其以改变曲轴的偏心量，通用性、工艺性较好，投入资金少，而被广泛应用。通过两者的组合可以得出更多的汽缸容积。表1为某公司冰箱压缩机的容积系列与实现途径。

3.2 气阀设计

压缩机的排气阀有平阀板和凹阀板设计，原来

表1 某公司冰箱压缩机的汽缸容积系列

序号	汽缸的缸径 (mm)	曲轴的偏心量 (mm)	汽缸容积 (cm ³)
1	17.2	6.5	3.02
2		7.645	3.56
3	20.63	6.5	4.33
4		7.645	5.10
5		8.445	5.65
6	23.36	7.645	6.55
7		8.445	7.23
8		8.953	7.69
9	25.4	8.445	8.58
10		8.953	9.07
11	27.8	8.445	10.26
12		8.953	10.86
13		10.3	12.50

普通型压缩机通常采用平阀板设计，排气阀由两片排气阀片、排气阀垫片、定位销片、排气阀簧片、限位板等组成。而小规格压缩机的排气阀与吸气阀一样，通常只有一片排气阀片组成。

高效压缩机排气阀主要采用凹型阀板的设计，即在排气阀部分凹下一块，减少排气孔部分的厚度，以减小余隙容积。凹阀板的排气阀由排气阀片、排气阀垫片、限位板等组成。凹型阀板设计的原理都是一样的，但结构上有两种不同的设计，差异主要在装配工艺，一种设计采用限位板与阀板铆接的结构；另一种采用限位板与阀板、限位板与汽缸盖压紧的结构。图1为凹型阀板示意图。

设计计算表明，排气阀排气孔形成的余隙容积约占总余隙容积的30%，其他余隙容积的减少受压缩机结构的影响很难实现，但减少排气孔形成的余隙容积不受结构限制，可以说越小越好，因此减小

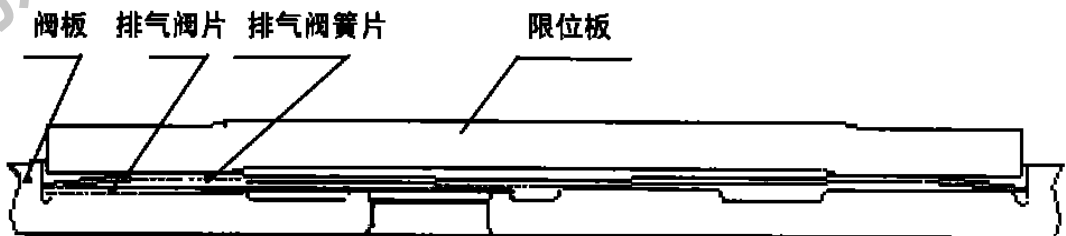


图1 凹型阀板示意图

表2 凹型阀板对比试验结果

编 号	1	2	3	4	5	6	7	8
平阀板制冷量(W)	160.1	161.6	160.4	162.5	160.8	163.8	162.8	160.7
凹型阀板制冷量(W)	171.3	173.8	172.1	170.7	171.7	172.2	171.2	173.5

排气孔形成的余隙容积有着重要的意义,采用凹型阀板设计可以减小排气孔形成的余隙容积50%。

采用凹型阀板设计对压缩机性能的提高是非常明显的,可以明显减小气体再膨胀体积,提高容积效率,COP值约提高4%^[1]。凹型阀板设计通过提高制冷量来实现COP的提高,表2是凹型阀板与平阀板在某机型上的制冷量对比试验情况^[2]。

由于阀板采用了双面磨的加工工艺,如果阀板凹下去部分太深的话,阀板凹下去的部分在加工过程中产生较大的变形,使得阀板的平面度无法达到要求,强度也是限制凹型阀板进一步减少余隙容积的因素。目前有一种较新的低余隙容积设计是排气阀设计为采用低碳钢阀板(厚度为2.0)、并且在活塞顶部对应排气孔的位置设计凸台,以减小余隙容积,提高容积效率。如图2所示。

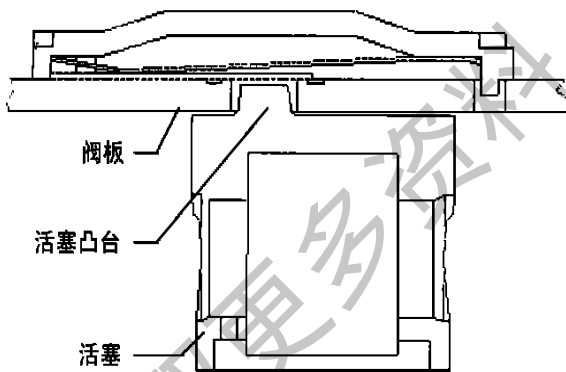


图2 低余隙容积设计示意图

3.3 电机设计

国内压缩机大部分采用单相异步电动机(变频压缩机除外,产销量很少),单相异步电动机是非常成熟的技术。近年来随着对节能降耗要求的进一步提高,高效电机在设计、工艺取得了很大的进步,高效电机在冰箱压缩机的应用得到了较大的突破。

从设计上,提高电机效率主要有以下措施:

- a) 选用高磁感低损耗的硅钢片;
- b) 加大冲片截面积;
- c) 提高槽满率;
- d) 减小定子端部尺寸等。

从工艺上,提高电机效率主要有以下措施:

- a) 对定转子冲片进行退火处理;
- b) 转子采用自扣工艺,精密压铸后不对外圆进行机加工;
- c) 定子冲片采用铆接工艺,不进行焊接;
- d) 采用手工下线,可进一步提高定子线圈的槽满率等。

经过这一系列改进后,电机最高点的效率从原来的75%提高到86%(带电容运行)。有的压缩机电机已经采用同步电机的设计,电机最高点效率可以达到88%。压缩机电机在运行点效率也得到了很大的提高,目前高效电机运行点效率一般在80%~81%,现在已经量产的高效压缩机所采用的电机,运行点效率已经达到了82.63%。

提高电机效率对于高效压缩机有着重要意义,不但可以直接通过降低电机自身损耗来降低输入功率,同时由于电机的发热量减少,降低吸入压缩机制冷剂的温升,从而提高压缩机的温度系数 λ_T 。对于小型的全封闭压缩机,吸入蒸汽在吸气流道中受热温升对 λ_T 具有决定性影响,温度系数 λ_T 对容积效率 η_V 的影响是很重要的,有时是决定性的^[3]。由于电机的发热量减少,冷却电机所需要的制冷剂的量可以减少,压缩机就可以采用直接或者半直接吸气的的设计,这样可以大大降低吸入汽缸的制冷剂的温度,提高温度系数。普通型压缩机的温度系数在0.65~0.7之间,高效压缩机采用了高效电机、直接(半直接)吸气设计后,温度系数可达到0.8~0.85。

3.4 轴承设计

定子下置系列一般采用与汽缸座连体的轴承设计,大规格及R600a机种采用双支撑,定子上置系

列采用独立轴承设计, 用螺钉紧固装配到汽缸座上, 均采用单主轴承(悬臂轴承)设计。一些高效压缩机采用了平面滚动轴承设计, 做法是在轴承端面支撑处加入了一个平面滚动轴承, 以降低启动时的摩擦阻力和运行时的摩擦损失。采用独立轴承设计的机型比较容易实现, 美国的 AMERICOLD、国内的广州冷机自 1999 年起开始使用这项技术; 浙

江加西贝拉在 2003 年推出的高效压缩机 ZCS 系列也采用该项技术。这种高效压缩机的设计不但可以直接降低摩擦损失, 使得输入功率降低, 可以使 COP 值约提高 4%^[1]。表 3 是平面滚动轴承在某机型上的输入功率对比试验情况^[2]; 同时由于启动的摩擦力降低, 所需的起动力矩也比较低, 可以通过调整电机的负载点以提高电机运行时的效率。

表 3 平面滚动轴承对比试验结果

编号	1	2	3	4	5	6	7	8
滑动轴承输入功率(W)	123.2	124.1	124.5	123.6	125.6	124.5	126.1	123.6
平面滚动轴承输入功率(W)	119.1	119.6	117.1	118.9	119.1	118.1	117.0	118.3

3.5 壳体设计

电机上置结构的压缩机外壳基本上是圆形的; 而电机下置结构压缩机基本上是椭圆形的, 这种外形安装性能稍为好些。从降低噪声的角度, 两种结构压缩机的外形都有利于降低噪声辐射。

随着用户对压缩机噪声要求越来越苛刻, 通过重新设计壳体降低噪声的技术正日益得到应用, 主要有以下一些改进方法^[4]:

- 增加整体刚性以提高共振频率并降低振动幅度;
- 避免壳体弧线的急剧变化;
- 移去高刚性部位支撑用的弹簧, 减少传递到壳体的振动能量;
- 尽可能减少平面的出现。

降低噪声最简单有效的手段就是加厚壳体, 当压缩机外壳厚度从 2.8 增加到 3.8, 压缩机噪声可以下降 2~3dB (A)。但是加厚壳体增加压缩机的成本, 而且当壳体厚度加厚到一定程度时, 降噪效果并不明显, 同时加厚壳体对降低人们难以接受的低频段噪声效果不明显。

目前压缩机外壳的设计通过有限元分析的方法, 建立多模式的开发模型。通过改变壳体的外形设计, 使得壳体的共振频率向高频段移动, 并进行实验评测与模态分析, 把新设计的壳体与原来的壳体对比, 确认设计效果。

Americold—Electrolux Compressors 利用数字振动—声学模型对压缩机壳体进行设计, 可以有效降低

中心频率为 2500Hz 噪声, 总体噪声可降低 2 dB (A), 同时壳体厚度还减少了 0.5 mm。

3.6 冷冻机油

制冷压缩机用的冷冻机油的作用是:

- 润滑, 以使运动部件的摩擦和磨损最小;
- 密封, 防止制冷气体由高压侧漏入低压侧;
- 冷却, 降低压缩机内部的工作温度。

压缩机设计时需要选择与制冷剂和压缩机型号最适应的冷冻机油, 注意以下几方面的问题:

- 低温互溶性好, 保证系统在低温下的回油;
- 高温互溶性好, 保证系统在高温下的回油;
- 耐热性及对制冷剂具有高温稳定性, 即使高温时与制冷剂发生接触, 也不会发生化学反应;
- 絮凝点低, 在节流过程中, 制冷剂温度逐渐降低的情况下, 也不会产生油腊, 而堵塞毛细管;
- 对干燥过滤器中的分子筛或硅胶具有化学稳定性, 同时能与压缩机里漆包线等绝缘材料及制冷系统中的其他材料兼容;
- 冷冻机油的粘度合适, 以形成液体润滑以及承受一定载荷的油膜, 保证压缩机可靠性。

压缩机内部种种摩擦存在, 如轴与轴承、活塞与汽缸壁, 都会使机械效率降低, 可以使用抗磨损添加剂 (P、S、Cl 等) 来增强一些部件边界润滑, 但这些添加剂是引起毛细管堵塞的重要原因。

选用粘度较低的冷冻机油是高效压缩机设计的

重要手段之一,降低油的粘度可以明显降低轴承的摩擦损失。原来压缩机中采用的冷冻机油的粘度在 $30 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C 时,下同)左右,高效压缩机中所采用的冷冻机油的粘度通常在 $10 \text{ mm}^2/\text{s}$ 左右,国外最新的高效压缩机已经开始采用粘度为 $7 \text{ mm}^2/\text{s}$ 的冷冻机油。

但应该注意的是,压缩机工作在润滑油与制冷剂混合物的环境下,一方面工作温度升高会使压缩机冷冻机油的粘度降低,另一方面润滑油会溶解部分制冷剂也会使冷冻机油的粘度降低,润滑条件恶化。在 80°C 、 0.133MPa 时,油中溶解的制冷剂仅为2%,但在压力较高而温度较低的情况下,如停机时,制冷剂溶解量会明显加大,在压缩机停机后再启动,壳体压力下降时,会造成冷冻机油起泡,影响冷冻机油的润滑性能。但只要通过合理的设计,能够克服采用低粘度冷冻机油的负面影响,并可以使COP值约提高6%^[1]。

4 提高压缩机效率的设计

除了采用上面所提到的一些设计方案可以提高压缩机效率外,在高效压缩机设计过程中,还可以通过以下的途径进一步提高压缩机效率。

4.1 与主轴配合的轴承选用低摩擦系数材料

早期冰箱压缩机的轴承和轴都是采用铸铁材料,对轴进行磷化处理;目前已经有一些压缩机采用了铝合金的轴承,以降低机械摩擦损失和提高耐磨性。由于冰箱压缩机中的悬臂式轴承无法避免轴与轴承的固体接触,需要选择较低摩擦系数的材料与表面处理工艺;同时高效压缩机通常选用粘度较低的冷冻机油,对压缩机的几个摩擦副的耐磨性也有更高的要求。在改善轴承特性方面,使用铝作轴承材料或使用铸铁轴承与磷化处理过的轴配合都是很有效的。

而特别是铝轴承,试验表明,它的特性在 Sommerfeld 数^{*}约为0.1时发生了变异,但观察到的特性变化比具有相近韧性或较低韧性的铸铁轴承

变化为小。而且直至 Sommerfeld 数为0.2时,摩擦系数的值都比较低而且很稳定,与使用经磷化处理而使得特性得到改善的轴承及低韧性轴承相比,铝制的轴承在液体润滑区有更广的应用范围,而且在边界润滑区铝制的轴承也比铸铁轴承的摩擦系数更低更稳定^[5]。由于悬臂式轴承中铸铁和铝的固体接触中的摩擦系数比经过磷化处理的铸铁之间的摩擦系数还要低,而且轴不需要再进行磷化处理,铝合金轴承耐磨性相对也比较好,说明铝合金是一种较好的轴承材料。

4.2 减小主轴与偏心轴的轴径

部分高效型的冰箱压缩机采用小直径主轴与偏心轴,如采用 $\phi 15.9$ 主轴的球墨铸铁的曲轴(细曲轴)替代 $\phi 19$ 主轴的铸铁粗曲轴。从理论上说,使用细曲轴可以减小转动惯量,降低摩擦系数,因而可以减少输入功率,提高性能系数,根据摩擦功的理论计算公式:

$$W = (2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d^3 \cdot L \cdot n) / Cd$$

在 μ 、 L 、 Cd 、 n 基本相同时,粗曲轴摩擦功理论上是细曲轴的1.7倍。

为了验证上述两项设计改进效果,我们进行了以下试验:

a) 空运转试验:

试验条件:采用 $\phi 15.9$ 的小直径球墨铸铁的曲轴替代 $\phi 19$ 铸铁粗曲轴,同时配套铝合金材料的主轴承与连杆替代原来的铸铁材料的主轴承与连杆;气缸座、定子、冷冻机油及其他零部件相同。不带任何负载。

试验结果:

粗曲轴+铸铁轴承的输入功率为23.3W

细曲轴+铝轴承的输入功率为20.3W

从空载对比试验来看,细曲轴+铝轴承在转动时摩擦功比粗曲轴+铸铁轴承要小。

b) 整机对比试验:

试验条件:采用 $\phi 15.9$ 的小直径球墨铸铁的曲轴替代 $\phi 19$ 铸铁粗曲轴,同时配套铝合金材料的主轴承与连杆替代原来的铸铁材料的主轴承与连杆;气缸座、定子、冷冻机油及其他零部件相同,在标准工况下进行性能试验。表4为对比试验的情况。

试验结果表明:采用细曲轴+铝轴承设计后,压缩机COP值提高了0.05~0.07。

*: Sommerfeld 数: $S = \eta NDL / (\Phi_2 F)$

其中: η 为用于制冷剂油的粘度, N 为轴转速, D 为轴承直径, L 为轴承长度, Φ 为间隙比(径向间隙与轴承半径之比), F 为负荷

表4 整机对比试验(机种: EDW110A)

编 号		N01	N02	N03	N04	平均值
制冷量	粗曲轴+ 铸铁轴承	172.0	167.1	168.2	162.1	167.4
	细曲轴+ 铝轴承	181.7	175.5	169.4	175.5	175.5
性能系数	粗曲轴+ 铸铁轴承	1.60	1.60	1.60	1.57	1.59
	细曲轴+ 铝轴承	1.67	1.65	1.66	1.62	1.65
输入功率	粗曲轴+ 铸铁轴承	107.5	104.6	105.4	103.3	105.2
	细曲轴+ 铝轴承	109.0	106.2	102.1	108.2	106.4

4.3 采用优化的直接(半直接)吸气消声器设计

从吸气方式分,有直接(半直接)吸气和间接吸气两种吸气方式,20世纪80年代、90年代初的压缩机通常采用间接吸气的方式,具有成本低、结构紧凑与制造工艺简单等优点,但对吸入的低温制冷剂加热的情况较为严重,使得压缩机不能获得较高的温度系数,间接吸气结构的压缩机吸气时制冷剂通道是:

吸气管→压缩机壳体→吸气消声器(通常做在气缸上)→吸气阀→气缸压缩

目前高效压缩机基本上采用直接或半直接吸气,吸入气体被引导几乎直接进入汽缸头,气体同时与壳体相通,利用这种安排,大多数的吸气进入汽缸没有被过多的加热。壳体提供了一个使气体进入汽缸的平行通道。其效果是最小量的吸气加热,通过采用设计合理、经过优化的吸气消声器,使得制冷剂到达汽缸时,具有相对较小的压力降,而采用绝热系数较高的塑料做成的消声器,更进一步避

免压缩机对吸入的温度较低的制冷剂进行加热,以获得更高的温度系数。由此,可以使得COP提高约5%^[1]。直接或半直接吸气结构的压缩机吸气时制冷剂通道是:

吸气管→吸气消声器(通常用PBT塑料做成)→吸气阀→气缸压缩(见图3)。

5 总结

以上从气阀设计、电机设计、壳体设计、冷冻机油以及轴承材料选用等方面,对压缩机结构的设计特点及高效压缩机设计的一些设计思路和设计进行分析。在原来主流机型的基础上,针对自身的结构特点,从结构设计、材料选用等角度进行改进设计,是能够进一步提高压缩机效率的,并且投入比开发新结构的压缩机(如线性压缩机)要低得多,可以在较短的时间内缩小与国际先进水平的差距。

6 参考文献

- [1] Delmar Ray Riffe, Compressor Training Workshop Outline, Beijing, CHEAA, Dec 2000
- [2] 石日祥, EDW110A 高效节能型电冰箱压缩机[M]. 北京: 家用电器科技, 2000. 1
- [3] 缪道平, 吴业正主编, 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001. 2
- [4] Giovanni Lampugnani, Reduce Compressor Noise, Papers of 2000 Purdue International Compressor Engineering Conference, July, 2001
- [5] Masanori Kobayashi et al, The Experiment Research of HFC-134a Reciprocating Compressor Bearing's Characteristic, Papers of 2000 Purdue Internal Compressor Engineering Conference, July, 2001

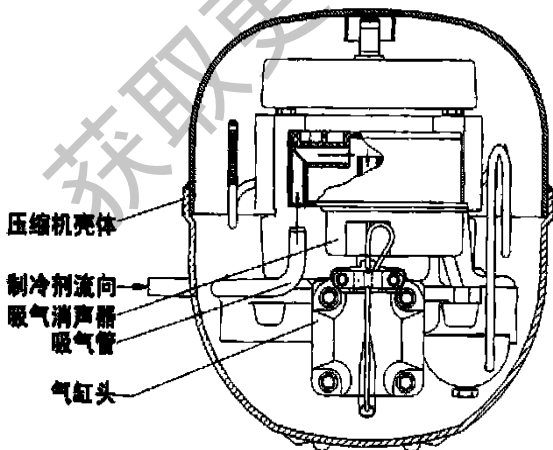


图3 直接或半直接吸气时制冷剂通道