

# 冰箱往复压缩机理论负载分析

## Theoretical Load Analysis of Reciprocating Compressor of Refrigerator

徐敏 崔中

(珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070)

摘要：往复压缩机作为冰箱的心脏部件，其在工作时候的负载情况对压缩机的性能分析具有指导意义，同时也影响到压缩机电机的负载点设计，使压缩机性能达到最优，冰箱系统实现节能的目的。

关键词：负载；气缸压力；性能

Abstract : As the crucial part of refrigerator, the load condition of reciprocating compressor in the operation can provide the guiding significance for the performance analysis of compressor; and it is convenient for the design of load point of the motor of compressor. In this way, the performance of compressor is best optimized, and the purpose of energy-saving of refrigerator system is achieved.

Key words : load; cylinder pressure; performance

在冰箱系统中使用的容积型全封闭往复压缩机的设计和优化中，了解压缩机的负载变化，对优化压缩机性能、提升冰箱系统节能有极大帮助。负载可以通过压缩机设计参数，理论计算求得，再利用实验测试PV来修正对应的曲线，从而得到比较切合压缩机实际运行的负载曲线。

目前行业内对该方向的研究也比较多，为此现在对我司的压缩机进行一个理论的负载分析，利于后续的对零件的受力分析。同时了解压缩机的负载情况，对电机的最高效率点的设计有明显的指导意义，可以使压缩机在冰箱系统运行时，达到最佳状态。

### 1 压缩机负载的基本理论

往复压缩机作为容积型压缩机，其负载主要来源于气体压缩过程带来的气体力以及活塞运动过程中受到的摩擦力。在加工质量优异时，活塞和气缸接触面的粗糙度很小，摩擦力很小，可以在计算时忽略，主要考虑气体力。

在我司7.2cc压缩机中，在国标工况下，对其吸气、压缩、排气、膨胀过程的单个循环进行一个理论分析计算。

膨胀过程制冷剂的压力降低，活塞运行到上止点时，由于压缩机的结构和制造工艺的原因，气缸中存在一些

空间，称为余隙容积。排气过程结束时，在余隙容积中的高压气体无法排出，就会在活塞远离上止点时，高压气体因为气缸容积增大而压力下降，直到气缸内压力降至稍低于吸气压力时，吸气阀即打开吸气。

在分析过程中，考虑将余隙容积带来的膨胀过程，使之更贴近实际循环过程。根据我司7.2cc的压缩机结构参数，余隙容积约为74.25mm<sup>3</sup>。

### 2 压缩机的曲柄连杆机构运动分析

曲柄连杆机构的特征是活塞的直线运动和曲柄（曲轴短轴）的旋转运动。根据压缩机的结构设计特点，其对应的曲柄连杆结构存在一些差异，在对其分析时，需要将特点考虑进去。我司7.2cm<sup>3</sup>排量的压缩机特点在于活塞运动路径中心线与曲轴中心偏距存在偏距，在计算活塞行程时需要考虑偏距考的影响。

为压缩机曲柄 - 连杆机构运动简图如图1。

图1中，e为压缩机活塞运动路径中心线与曲轴中心偏距存在偏距；

L为连杆大小头中心孔距；

r为曲轴短轴旋转半径，即偏心量；

为曲轴相对上止点的旋转角度（上止点即压缩终了点）；

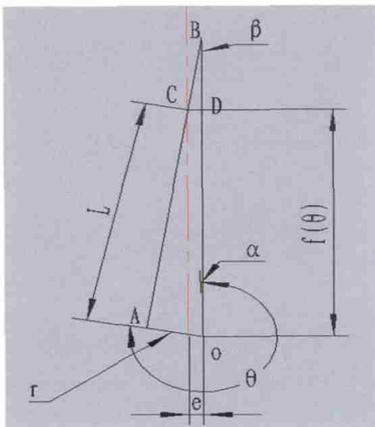


图1 曲柄 - 连杆机构运动

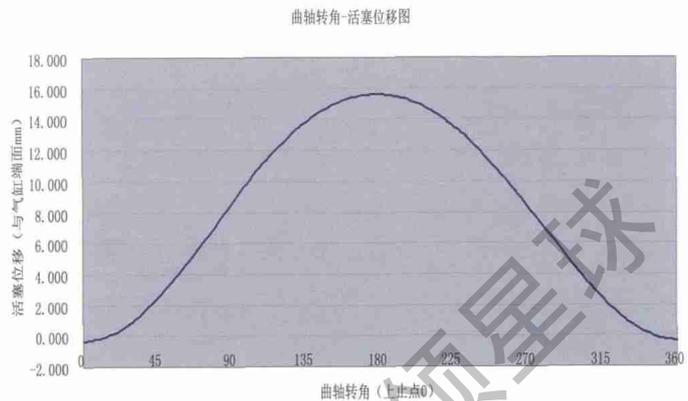


图2 曲轴转角 - 活塞位移图

为至上点与活塞运动路径中心线的夹角；  
 为曲轴旋转到 位置时，连杆轴线与活塞运动  
 路径中心线的夹角。

通过对图中的曲柄连杆机构中 OAB 进行分析；

首先，已知  $OA=r$ ，对角为  $\alpha$ ，

$$AB = AC + CB = L + \frac{e}{\sin \beta} ; \text{对角为 } (2\pi - \theta + \alpha) ;$$

由正弦定理有：

$$\frac{r}{\sin \beta} = \frac{L + \frac{e}{\sin \beta}}{\sin(2\pi - \theta + \alpha)} \quad (1)$$

$$f(\theta) = AC \times \cos \beta + OA \times \cos(2\pi - \theta + \alpha) \quad (2)$$

联立 (1)、(2) 可知

$$f(\theta) = \sqrt{L^2 - [r \sin(\alpha - \theta) - e]^2} + r \cos(\alpha - \theta) \quad (3)$$

通过对  $f(\theta)$  求一阶导数、二阶导数，可以得到活塞  
 的速度和加速度关于曲轴转角的关系（活塞还受到的气  
 体力和摩擦力，此处仅考虑往复惯性力部分）：

$$v = \dot{f}(\theta) = wr \sin(\alpha - \theta) + \frac{wr \cos(\alpha - \theta)[r \sin(\alpha - \theta) - e]}{\sqrt{L^2 - [r \sin(\alpha - \theta) - e]^2}} \quad (4)$$

$$a = \ddot{v} = \ddot{f}(\theta) = -w^2 r \left\{ \begin{aligned} &\cos(\alpha - \theta) + \frac{r \cos(\alpha - \theta) - e \sin(\alpha - \theta)}{\sqrt{L^2 - [r \sin(\alpha - \theta) - e]^2}} + \\ &\frac{r \cos^2(\alpha - \theta)[r \sin(\alpha - \theta) - e]^2}{\{L^2 - [r \sin(\alpha - \theta) - e]^2\}^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中  $f(\theta)$  表示连杆小头中心到曲轴中心的距离，

$\theta \in [0, 360^\circ]$ ；我司 7.2cc 压缩机曲轴中心到气缸端面  
 距离  $S = 59.1mm$ ，连杆小头中心到活塞端面距离即活  
 塞截距  $l = 11mm$ ；结合 (3) 可知活塞端面到气缸端面  
 距离：

$$F(\theta) = S - l - f(\theta) \quad (6)$$

即可求得：

$$F(\theta) = 48.1 - r \cos(\alpha - \theta) - \sqrt{L^2 - [r \sin(\alpha - \theta) - e]^2} \quad (7)$$

式 (7) 中， $r = 7.95mm$ ； $\alpha = 2.31^\circ$ ；

$L = 40.5mm$ ； $e = 1.95mm$ ； $\theta \in [0, 360^\circ]$ ；

利用 excel 或 Matlab 计算求得：

$F(\theta) \in [-0.311, 15.608]$  mm；绘制出如图 2 所示曲  
 轴转角和活塞位移曲线；

存在负值 -0.311mm 表示在上止点时，活塞理论突出  
 量为 0.311mm，考虑计算时忽略了零部件之间的配合间  
 隙，这实际实验测试基本吻合，表明该计算方法正确。

### 3 负载曲线的绘制计算

通过计算得到活塞的位移函数和曲线以后，由于气  
 缸内径一定，可以得到气缸内容积和曲轴转角的函数。  
 定义活塞顶隙垫片补偿 0.4mm。这样顶隙为 8s 左右，符  
 合设计要求。此时由于顶隙的存在已经零部件加工工艺  
 的要求，要对容积函数进行补偿，使压缩终了时的余隙  
 容积为  $74.25mm^3$ 。

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 F(\theta) + \Delta V \quad (8)$$

其中  $\Delta V = 33.87 \text{ mm}^3$ ,  $D = 24 \text{ mm}$ , 联立 (7)、(8) 求得,  $V \in [74.25 \ 7275.59] \text{ mm}^3$ 。

根据理论等熵压缩, 在压缩和膨胀过程中:

$$PV^n = \text{定值} M \quad (9)$$

其中,  $n$  为多变膨胀指数或多变压缩指数, 利用压缩机起始的状态参数计算得, 均可取  $n=1.05$ ;  $V$  为气缸内压力, 单位 Kpa。

理论中, 在  $V$  取最大值时, 此时气缸内压力为吸气压力; 国标工况 63.2Kpa。

当阀片开启瞬间所需压力, 为最大压力, 此刻压力为气缸盖内压力与克服阀片所需力之和。我司目前排气阀片刚度约为  $k=0.22 \text{ N/mm}$ ; 阀片升程为 1.1mm; 排气孔大小为  $d=4.3 \text{ mm}$ ;

$$P_{\max} = P_{\text{排气}} + P_{\text{阀片}} = 770 + \frac{4kn}{d^2} \quad (10)$$

代入数据求得  $P_{\max} = 786.7 \text{ Kpa}$ 。

通过式 (9), 可以求得每个角度对应的压力值, 绘制曲线如图 3 所示。进一步, 可以绘制出压力与容积之间的关系图, 如图 4 所示。

#### 4 压缩机负载的仿真计算

通过 MSC.ADAMS 建立全封闭往复压缩机运动系统的动力模型, 如下图 5 所示。

其中, 曲轴和连杆采用 FEM 柔性体形式, 可以直接通过动力学仿真计算, 得到工作过程中其应力变形情况。由于活塞和活塞销在前期分析中变形和应力都很小, 可以视为刚体, 因此在此次分析中, 视为刚体零件。

运动副和驱动力设置如下:

在曲轴热套转子处设置旋转运动副, 同时添加电机;

曲柄与连杆大头之间设置旋转运动副;

连杆小头与活塞销之间设置旋转运动副;

活塞设置平移运动副;

活塞端面添加气体力。

需注意, 保证曲轴旋转轴线与活塞平移运动轴线之

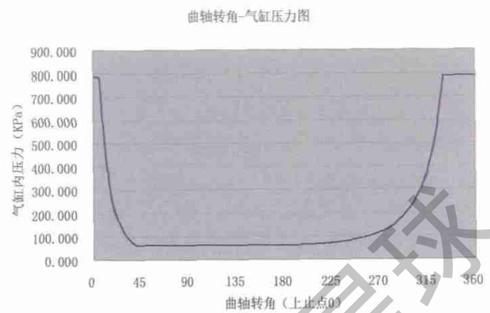


图 3 曲轴转角与气缸压力图

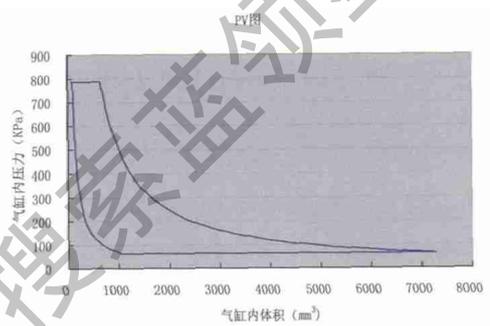


图 4 气缸内压力与容积关系图

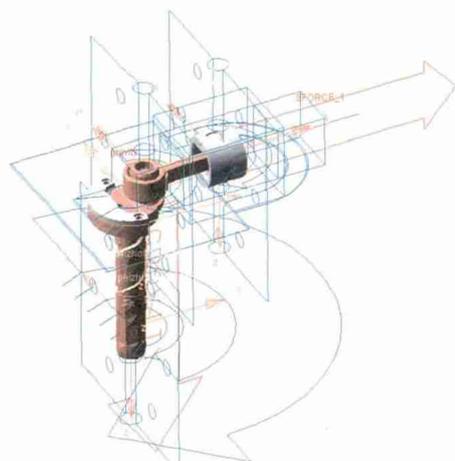


图 5 活塞压缩机运动系统动力学模型

间 1.95mm 的偏距。

全封闭活塞压缩机泵体运动部件主要受力有三种: 电机驱动力、气缸内压缩气体力、各运动副之间摩擦力。气缸内的压缩气体力通过 PV 计算可以得到, 如图 3 所示, 电机驱动力可以通过添加电机来给出, 同时可以将电机功率和扭矩作为验证模型精度的指标。

摩擦力通过设定动摩擦系数来完成。

通过仿真分析, 可以得到电机的功率如图 6, 仿真得

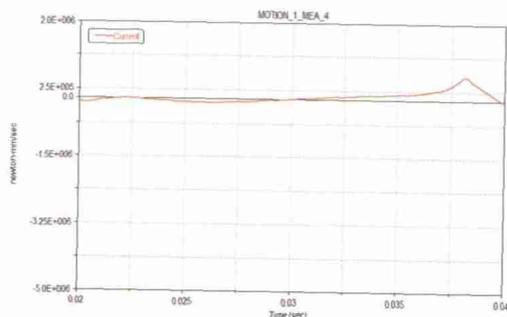


图6 电机稳定运转下一个周期内功率图

到的电机功率为67W,对比该压缩机实测功率66.46W,误差在1%左右。同时,可以看出在压缩机启动瞬间,电机功率偏高,之后逐渐呈周期性变化。

仿真得到的负载扭矩为 $0.213\text{ N}\cdot\text{m}$ ,即为电机在国标工况下的扭矩。

## 5 结果分析

1) 结合我司7.2cc冰箱活塞压缩机的实际结构特点,对其往复运动过程中活塞的位移变化、气缸内的压力变化以及气缸端面的受力变化进行计算分析;为泵体负载计算提供了依据。

2) 在泵体的负载计算中,重点考虑气体力的影响,由于摩擦受力情况略微复杂,仅设置了摩擦系数来分析计算。仿真得到的国标工况下泵体负载扭矩为 $0.213\text{ N}\cdot\text{m}$ ,即为电机的扭矩。电机设计时将最高效率点设计在该力矩,可以使压缩机在冰箱系统运行时最节能。

3) 对压缩机计算分析均为理论状态下,在压缩机实际运行过程中,气阀的开启关闭状态十分复杂,需要通过实验测试来确定,后续要利用PV测试来了解排气口的压力,再对理论曲线进行修正,得到和实际更加贴合的曲线,指导电机设计。

### 参考文献

- [1] 徐灏. 新编机械设计师手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- [2] 郁永章. 容积式压缩机技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 61-65.
- [3] 缪道平. 制冷压缩机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 18-96.

(上接36页)

4) 使用带纹路的散热器时,应将IGBT较宽的方向顺着散热器的纹路,以减少散热器的变形。

5) 另外,散热器表面的平面度在上述范围以外时,IGBT模块安装时(夹紧时)会给IGBT模块内部的芯片与位于金属基板间的绝缘基板增加应力,有可能产生绝缘破坏。

6) 为了使接触热阻变小,必须在散热器和IGBT安装面之间涂敷散热绝缘混合剂,随着IGBT和散热器通过螺钉夹紧,散热绝缘混合剂散开,使IGBT和散热器均一接触。

### 参考文献

- [1] 尹海,李思海,张光东. IGBT驱动电路性能分析[J]. 电力电子技术, 1998(3):86-89.
- [2] 华伟. IGBT驱动及其短路保护电路M5795L研究[J]. 电力电子技术, 1998(1):88-91.
- [3] 张立. 现代电力电子技术基础 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [4] 王兆安,黄俊. 电力电子技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [5] 周志敏,周纪海,纪爱华. IGBT和IPM及其应用技术 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2006.