

汽车空调用压缩机的振动和噪声分析

黄锁成 靳晓雄 张立军

(同济大学)

【摘要】以 SE-508 型摆盘式压缩机为例,采用压缩机部件在动力学方面的频谱分析、计算机有限元模态分析和台架试验分析三者相结合的方法,探讨了压缩机的振动和噪声问题。通过分析发现,压缩机在 2 000 r/min 转速下的振动和噪声是由压缩机的摆盘受力情况所造成的。

关键词:空调 压缩机 振动 噪声

中图分类号:U464.141 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-3703(2003)05-0020-03

Analysis of Vibration and Noises of Automotive Air-Conditioner Compressor

Huang Suocheng, Jin Xiaoxiong, Zhang Lijun

(Tongji University)

【Abstract】With the swinging-pan type compressor SE-508 as the example, with combination of the three methods of the spectral analysis, the finite element modal analysis and bench test, vibration and noise of the compressor are discussed. It is found by analysis that vibration and noise of compressor at 2 000 r/min is resulted from the strained condition of the swinging-pan of the compressor.

Key words: Air-Conditioner, Compressor, Vibration, Noise

汽车振动噪声问题与汽车发动机、底盘传动系、车身结构件及悬架系统、轮胎等的振动噪声特性密切相关,当前汽车空调运行时空调用压缩机所产生的振动、噪声问题也日益受到企业和用户的关注和重视。从目前国内汽车质量状况而言,汽车空调用压缩机产生的振动、噪声问题很普遍,而且针对这方面所进行的研究还很少,主要以采用试验方法进行分析的居多。以 SE-508 型摆盘式压缩机为例,尝试采用压缩机部件在动力学方面的频谱分析、计算机有限元模态分析和台架试验分析三者相结合的方法,探讨了压缩机的振动和噪声问题。

1 对摆盘式压缩机进行动力学分析和相应的频谱分析

1.1 工作原理和主要运动关系的确定

SE-508 型压缩机为 5 气缸均匀分布的压缩机(图 1),主轴每旋转 360°活塞便完成一个循环。主轴与斜转体销成一体,在主轴由皮带轮带动转动时,斜转体推动摆盘摆动。两端为球铰连接的连杆,连接着摆盘和活塞。随着摆盘的摆动,活塞在气缸内沿轴向做往复运动,进而实现了压缩机的进气和排气过程。本文重点是对相应的动力学进行频谱分析,为分析

压缩机的运动及受力状况,建立如下坐标系: $X_0Y_0Z_0$ 坐标系为固定在机体上的定坐标系,原点 O 与斜转体斜面的中心重合, Z_0 轴与压缩机主轴的中心线重合, Y_0 轴位于压缩机安装位置的垂直方向。 XYZ 及 $X'Y'Z'$ 坐标系是随斜转体一起转动的动坐标系, XOY 平面与 Z_0 轴垂直, $X'OY'$ 平面位于摆盘底面上。 $X_iY_iZ_i$ 坐标系是第 i 缸中心的坐标系。图 2^[1] 为活塞、连杆和摆盘三者之间的几何关系和运动关系。其中 R_q 为摆盘/连杆球铰中心分布圆的半径; r_q 为摆盘/连杆球铰的球半径; α 为摆盘的倾斜角; R_p 为气缸分布圆的半径; L_p 为连杆长度; O_p 为连杆和活塞的球铰中心; O_q 为摆盘和连杆的球铰中心。由于本文重点不在推导各部件的受力情况,故在此只列出与本文有关的受力情况的结论。各部件具体受力情况推导过程见参考文献 [1]。

1.2 动力学分析

1.2.1 活塞力

作用在活塞上的力有活塞组件的往复惯性力、气体力及活塞与气缸壁面间的往复摩擦力,重力由于极小,在分析中忽略不计。所以,第 i 缸活塞力 F_{pi} 为活塞的惯性力 I_i 、气缸内的气体力 F_{gi} 和往复摩擦力 F_{fi} 的总和。即:

$$F_{pi} = F_{gi} + F_{fi} + I_i \quad (1)$$

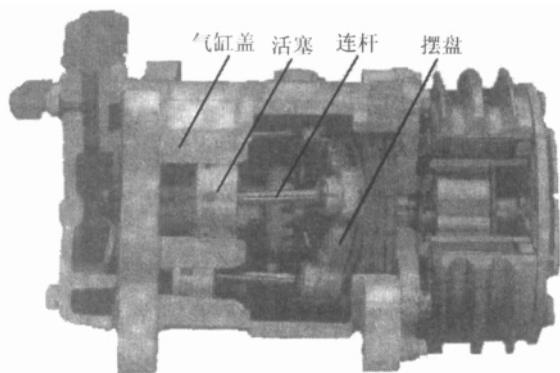


图 1 SE-508 型压缩机

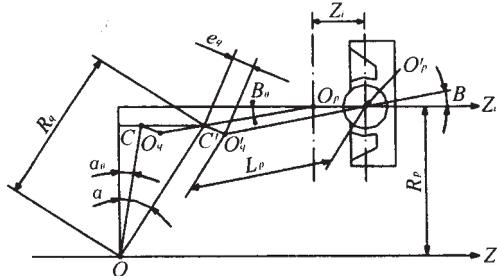


图 2 活塞的运动关系

1.2.2 连杆的受力分析

如图 2 所示, 连杆受到的力实际上是活塞力。活塞力在活塞/连杆球铰中心 O_p 处的分解就是连杆力在各个方向的分解。由于连杆受到的轴向连杆力 F_{ci} 等于活塞受到的总力, 即 $F_{ci} = F_{pi}$, 因此, 第 i 连杆受到的总力:

$$F_{ci} = F_{pi} / \cos B_\theta \quad (2)$$

1.2.3 摆盘的受力分析

摆盘的受力主要来自于 5 个连杆对其施加的作用力, 而且根据力的作用与反作用原理, 作用在摆盘上的连杆力与作用在活塞上的连杆力大小相等、方向相反。所以, 摆盘受到的第 i 个连杆力在 X 、 Y 、 Z 三方向上的分力如下:

$$F_{cxi} = F_{ci} \frac{X_{qii}}{L_p}; F_{cxi} = F_{ci} \frac{Y_{qii}}{L_p}; F_{czi} = F_{ci} \frac{Z_{qii}}{L_p} \quad (3)$$

摆盘受到的总力则为 5 个连杆力的矢量相加, 各分力 (X 、 Y 、 Z 三方向) 亦是如此。公式中 X_{qii} 、 Y_{qii} 、 Z_{qii} 为连杆/摆盘球铰中心 O_{qi} 在 $X_i Y_i Z_i$ 坐标系的坐标分量。 F_{ci} 为第 i 缸的连杆力, L_p 为连杆长度。

1.3 动力学频谱分析

根据以上动力学分析结果可知, 摆盘的受力相当复杂。主要来自 5 个连杆力, 而且在同一时刻 5 个连杆力的大小和方向是不同的, 通过计算机编程计算 (转速为 1 800 r/min 情况下), 可知摆盘受到的合

力 (即 5 个连杆力的合力) 变化频繁, 最大合力与最小合力的差值达到 400 N, 而且在某些时刻合力变化幅度较大, 图线较陡。因此, 在压缩机运行中, 摆盘有可能成为压缩机振动的振源。故我们决定对摆盘和活塞进行动力学上的频谱分析。

在假定主轴匀速运转的情况下, 频谱分析结果如图 3、图 4 所示。计算中需要以下数据: 气缸分布圆半径 $R_p=33.35$ mm; 摆盘/连杆球铰中心分布圆半径 $R_q=36.5$ mm; 连杆长度 $L_p=46.9$ mm; $\alpha=23^\circ$; 摆盘/连杆球铰的球半径 $e_q=7.15$ mm; 实际排气压力 $P_1=1.697$ MPa; 实际进气压力 $P_2=0.18$ MPa; $\eta_m=0.87$; 活塞的质量 $M=0.04$ kg; 活塞的行程 $S=28.6$ mm; 相对余隙容积 $a_c=0.035$; 压缩指数 $N=1.5$; 膨胀指数 $m=1.25$; 转速 $n=2\ 000$ r/min。

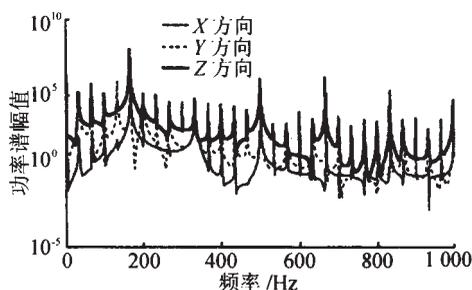


图 3 摆盘受力频谱分析

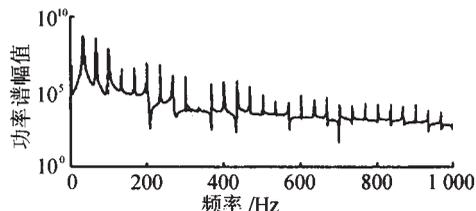


图 4 活塞受力频谱分析

2 压缩机气缸体的有限元模态分析

在对气缸体进行有限元模态分析过程中主要采用了美国 MSC 公司的 PATRAN/NASTRAN 软件。本次有限元分析是在不添加任何约束力和力矩的情况下进行模态分析, 得出其固有频率及在该频率下的振动形态。

2.1 实体建模和模态分析的前期处理

为了对气缸体进行有限元的模态分析, 首先要建立实体模型。此次建模使用的是 UG 软件。前期处理是根据计算目的, 将连续的实际结构简化为理想的数学模型, 用离散化的网格代替, 并最终形成计算数据文件。经过 UG 软件对压缩机进行实体建模, 并以 PAROSOLID 的格式导入到 MSC/PATRAN 软件中去, 以进行模态分析的前期处理。主要内容有网格

的划分,结构材料特征参数的确定,边界条件或约束信息的确定等。需要输入的数据有密度 2.75 kg/dm^3 ,弹性模量 (70 GPa),泊松比 (0.28) (数据取自机械设计工程手册及日本国家标准手册)。边界条件的确定如图 5 所示,三个安装耳 (A、C、G) 的两侧面在 Z 方向上 (纵向) 的自由度为零;而安装耳的孔内平面在 X、Y 方向上的自由度为 0;其它的自由度均为 1。经过前期处理后,实体模型变成如图 5 所示。

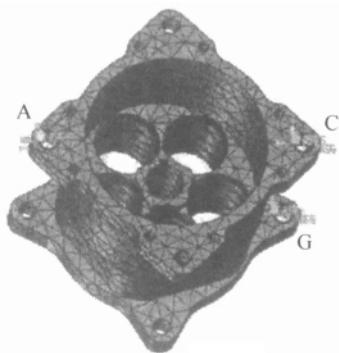


图 5 气缸体的前期处理

2.2 有限元的模态分析

经过了 MSC/PATRAN 软件的前期处理,再运用 MSC/NASTRAN 软件对其进行相应的模态分析,求得相应实体的固有频率和振动形态。气缸体前 5 阶的固有频率见表 1 所列。(由于经过分析,认为压缩机振动与气缸体的固有频率无关,故相应的振动形态未在此列出)。

表 1 缸体前 5 阶的固有频率

模态阶数	1	2	3	4	5
模态频率/Hz	1 864.5	2 800.1	3 320.3	3 766.5	4 136.1

3 压缩机的台架声振试验

台架试验的目的是要了解压缩机在台架状态下的振动、噪声特性。试验过程中,分别记录压缩机气缸体上 3 个方向的振动加速度以及压缩机辐射的噪声信号 (X 方向:沿主轴方向;Z 方向:径向且垂直向上;Y 方向:径向且与 X、Z 方向垂直)。主要试验仪器有:加速度计 (型号:B&K,数量:6),声级计 (型号:B&K,数量:1),磁带机 (型号:SONY,数量:1),数据采集监测设备 (型号:东方 DASP,数量:1)。试验时压缩机转速为 2 000 r/min,输入压力为 0.2 MPa,输出压力为 1.5~1.7 MPa。试验结果如图 6 所示。

4 比较和结论

通过对振动、噪声信号的频谱分析和对摆盘在 X、Y、Z 三方向受力的频谱分析以及对活塞受力的

频谱分析结果的比较,发现如下变化规律:

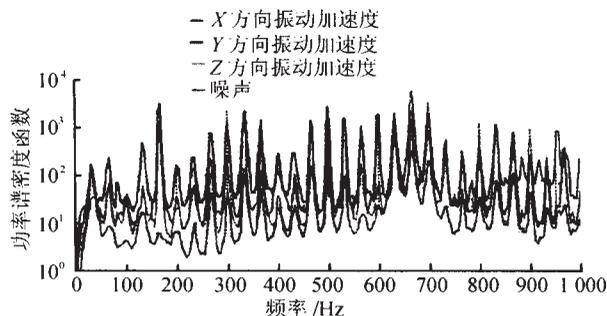


图 6 压缩机振动和噪声信号的频谱分析

a. 振动和噪声信号的基频,摆盘在 X、Y、Z 三方向受力的基频以及活塞受力频谱分析的基频都满足计算公式 $f=n/60$ 。式中, f 为频率, Hz; n 为压缩机主轴转速, r/min。

b. 三者都存在各次谐波分量作用情况,各谐波频率为 $f=i \times (n/60)$,式中 i 为谐波次数 $i=1,2,3,\dots,n$ 。即 i 为正整数。

c. 结合图 3 和图 4 的频谱分析发现,有用频率在 0~1 000 Hz 间。而我们对气缸体所进行的有限元模态分析获得的固有频率都在 1 000 Hz 以上 (具体数值见表 1),因此可断定压缩机在 2 000 r/min 的情况下,其振动和噪声的原因与气缸体本身的固有频率无关。

d. 由于试验所得的频谱分析 (见图 6) 同摆盘受力的频谱分析 (见图 3) 所表现的趋势不但基本一致,而且二者均在频率为 500/3、500、2 000/3、2 500/3 Hz 处出现较大峰值,另外,从活塞受力的频谱分析看,虽然也满足 a、b 的结论,但是能量分布的较大峰值主要集中在低频,且与前两者变化趋势不同。结合 c 的分析,可以看出压缩机在 2 000 r/min 情况下的振动和噪声是由压缩机的摆盘受力情况 (激励) 所造成。

e. 总的来说,对空调压缩机的振动、噪声问题的研究应该从系统的角度着手。这个系统应该包含压缩机本身结构的固有频率、压缩机运行时的动力学状况、安装状况、安装压缩机的支架以及发动机运行时所产生的振动。不同转速情况下振动噪声的成因往往是以上几个因素的合成,只不过各自所占的比重不同,且所占的比重也是变化的。所进行的分析研究只是定位在转速为 2 000 r/min 情况下,所得的结论并不适合于其它转速情况。但可以确定其它转速情况下振动噪声的成因与压缩机运动部件——摆盘有直接关系,但成因中所占的比重有可能是变化的;另外也可以排除是由结构的固有频率所引起

QN-1 型全流消光式烟度计有效光路的试验研究

孙玉德 解世文 杨礼河 宫玉英 刘成科 张 军 王凤来

(天津内燃机研究所)

【摘要】对近期所研制的 QN-1 型全流消光式烟度计有效光路的测定进行了较为详细的叙述。通过试验方法确定了 QN-1 型消光式烟度计的有效光路。从试验结果分析, QN-1 型消光式烟度计的有效光路定为 15.88 较为合理, 汽油机的清新空气扫气压力为 0.15 MPa 以下。通过 ZDC-20 kW NF125 发动机台架重复试验看出, 所得结果基本一致。

主题词 : 发动机 烟度计 扫气 压力

中图分类号 : X784.201 文献标识码 : B 文章编号 : 1000-3703 (2003) 05-0023-03

Experimental Study on the Effective Optical Path of QN-1 Total Flow Extinction Type Smoke Meter

Sun Yude, Xie Shiwen, Yang Lihe, Gong Yuying, Liu Chengke, Zhang Jun, Wang Fenglai

(Tianjin Internal Combustion Engine Research Institute)

【Abstract】Measure of the effective optical path of QN-1 total flow extinction type smoke meter developed recently is described in detail. The effective optical path of QN-1 extinction type smoke meter is determined by tests. It is shown by analysis of test results that the effective optical path of QN-1 total flow extinction type smoke meter is 15.88, which is rational, and the fresh air scavenging pressure of the gasoline engine is below 0.15 MPa. It is shown by the repeated bench test results of the engine ZDC-20 kW NF125 that the results are consistent.

Key words Engine, Smoke meter, Scavenging Pressure

1 概述

目前用于发动机排烟测量的仪器主要有滤纸式烟度计和消光式烟度计。根据近期法规, 如国际标准 ISO8178—1994 和 ISO1161—1999 中均明确规定消光式烟度计作为内燃机烟度测量的仪器。近期我们研制了一种全流消光内置式烟度计——QN-1 型烟度计, 能方便地完成发动机烟度的动态测量、数据打

印、绘制曲线, 满足烟度检测需求。

2 问题的提出

国家法规中对不同排量的车辆烟度及其限值作出具体的规定, 这里的烟度均以消光度 N 表示。因为消光度 N 仅仅是一个相对量, 它是对应于一定的仪器而言的。换句话说, 就一辆整车或一台发动机的排烟而言, 即使是在稳定工况下将烟度看作一恒定

的共振。

总之, 通过有限元的模态分析、动力学方面的频谱分析、以及声振试验的频谱分析三种方法相结合 的尝试, 能够很快发现问题的症结所在。

参 考 文 献

- 1 马国远等. 摆动斜盘压缩机的力学分析 (I) 压缩机技术, 1994 (2)
- 2 郁永章. 活塞式压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- 3 郁永章等. 特种压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- 4 卢耀祖等. 机械与汽车结构的有限元分析. 上海: 上海同济

大学出版社, 1996.

- 5 Tojo K et al. A Study on the kinematics of a Variable Displacement Compressor for Automotive Air Conditioners, Proc. Of ICECP. 1988
- 6 Nefske D J. Automobile Interior Noise Reduction Using Finite Element Methods. SAE paper 780365.
- 7 Nefske D J et al. Application of Finite Element Methods to Vehicle Interior Acoustic Design. SAE paper 840743.

(责任编辑 李 想)

修改稿收到日期为 2002 年 11 月 5 日。