

## 转子压缩机的等效激励力识别及有限元验证\*

肖彪, 蒋邹, 戴隆翔, 李彬, 周泳城

(空调及系统运行节能国家重点实验室 珠海, 519000)

**摘要** 压缩机作为空调管路系统的主要激励源,其激励的准确识别是空调配管系统设计及优化的前提。当压缩机为第三方提供时,须通过实验方法识别压缩机激励,针对此,提出了基于刚体动力学的转子压缩机质量特性及等效激励识别方法。基于质量线法对压缩机的质心及惯性参数进行识别,实验结果表明识别精度及一致性较好。基于刚体动力学方程,结合压缩机缸体表面的振动响应、压缩机的惯性参数以及橡胶脚垫的特性参数,识别了压缩机的等效激励力,并对该识别激励力进行有限元仿真验证。仿真得到的加速度与实验测试加速度吻合良好,最大误差出现在 y 向的第 2 阶,为 26.3%。这表明此激励识别方法具有很好的识别精度,识别结果可用于空调管路系统的仿真分析与优化设计。

**关键词** 惯性参数识别;激励识别;转子压缩机;刚体动力学

**中图分类号** TH113.1; O329

### 引言

随着空调产业的迅速发展及技术提升,空调噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration, harshness, 简称 NVH)特性研究越来越受重视。管路系统的振动特性是决定空调设备可靠性与 NVH 水平的重要因素,而压缩机作为空调管路系统的主要激励源,其激励特性的获得对于压缩机的配管系统振动应力分析与管路优化设计具有重要意义。在家用空调中,压缩机一般为转子压缩机,转子压缩机的负载包含气动转矩负载、电机的电磁转矩负载和转子动平衡的偏心负载等<sup>[1]</sup>。通过理论计算求解这些载荷的前提是给定压缩机内部结构参数,当压缩机为独立的第三方开发时,获取这些参数较为困难,因而采取实验的方法识别压缩机激励是唯一选择。

惯性参数的精确识别包括质量、质心坐标、转动惯量及惯性积等,这是压缩机等效激励识别的前提。惯性参数的识别方法一般为落体测试法、振摆测试法、利用三维数字模型的数值计算法和基于实验模态分析的参数识别法等。其中,基于实验模态分析的参数识别法有质量线法和刚体模态法 2 种<sup>[2]</sup>。温晶晶等<sup>[3]</sup>基于扭摆法原理自制了实验台,通过一次装夹测出试件的所有惯性参数,但测试周期较长,需知道试件的质心位置。夏光亮等<sup>[4]</sup>应用质量线法识

别了规则模型的惯性参数,其结果与三维数字模型的数值计算法的结果误差较小,验证了质量线法的精度,质量线法可一次性地将试件的质心及惯性参数识别出来,便捷且周期较短。

压缩机激励通过结构的动态特性和实测的动力响应求解,是一个典型的求逆问题,其中通过响应与传递函数来识别激励<sup>[5-6]</sup>居多,即在输入点人为施加一个激励,获取响应点的响应,求解得到输入点与响应点之间的传递函数,再通过响应点的实测响应,求解输入点的激励。Tao 等<sup>[7]</sup>测试得到发动机悬置处的振动速度及相位,搭建一个非线性超定方程来识别发动机质心处的激励,但求解较为复杂。杨志坚等<sup>[8]</sup>通过对采集的发动机缸体表面的响应进行离散谱校正,减小了发动机激励力识别的误差,但此方法需要设置参考相位。Ota 等<sup>[9]</sup>利用力传感器测得不同运行频下压缩机机脚处的影响力,反推涡旋压缩机质心处的扭矩,但此方法并不适用于无法获知压缩机内部结构参数的情况。祖玉建<sup>[10]</sup>在压缩机 1/3 高度的圆心上建立一个加载点,通过构建加载点与压缩机吸排气口响应点之间的传递函数,来识别压缩机加载点的等效激励,但通过传递函数求逆存在病态矩阵问题,会放大求解误差。

笔者将压缩机简化为一个刚体,利用质量线法获取压缩机的质心坐标和惯性参数。通过测试压缩

\* 珠海市基础与应用基础课题研究资助项目(ZH22017003200007PWC)

收稿日期:2019-07-10;修回日期:2019-08-13

机机脚处的振动响应,结合压缩机的质量、惯性参数及橡胶脚垫的动特性识别压缩机质心处的等效载荷。将识别的载荷施加到有限元模型中,求解模型响应,并与实验结果进行对比。

## 1 压缩机惯性参数识别与等效激励的基本原理

### 1.1 压缩机惯性参数识别

笔者采用质量线法进行压缩机的惯性参数识别,质量线反映的是具有柔性支撑结构的惯性约束力。刚体模态图如图 1 所示,在频响函数的规定频带内将质量线的数据带入相关的运动学和动力学方程,求解刚体的惯性参数。

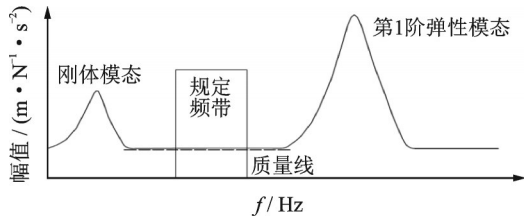


图 1 刚体模态图  
Fig.1 Rigid body modes

将压缩机用弹性绳悬挂使其处于准自由状态,压缩机静态平衡时,设其随体坐标系  $O-xyz$  与空调外机三维数字模型全局坐标系一致。压缩机坐标方向如图 2 所示。坐标原点为排气管口的圆心, $x$  向由排气管口圆心指向吸气管口圆心, $z$  向为垂向,由  $x$  和  $z$  向确定  $y$  向。在压缩机表面布置  $n$  个响应点和  $q$  个激励点,以测试激励点与响应点之间的频响函数。利用频响函数曲线平直质量线的实部<sup>[11]</sup>,结合最小二乘法求解压缩机的质心坐标与惯性参数。

根据刚体运动学方程,可得压缩机表面各点与随体坐标原点  $O$  的加速度关系为

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{m1} \\ \ddot{y}_{m1} \\ \ddot{z}_{m1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{mn} \\ \ddot{y}_{mn} \\ \ddot{z}_{mn} \end{bmatrix}_A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_{m1} & -Y_{m1} \\ 0 & 1 & 0 & -Z_{m1} & 0 & X_{m1} \\ 0 & 0 & 1 & Y_{m1} & -X_{m1} & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & 0 & 0 & 0 & Z_{mn} & -Y_{mn} \\ 0 & 1 & 0 & -Z_{mn} & 0 & X_{mn} \\ 0 & 0 & 1 & Y_{mn} & -X_{mn} & 0 \end{bmatrix}_X \begin{bmatrix} \ddot{x}_o \\ \ddot{y}_o \\ \ddot{z}_o \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix}_{A_o} \quad (1)$$

其中: $(X_{ms} \ Y_{ms} \ Z_{ms})(s=1,2,\dots,n)$ 为压缩机表面第  $s$  个加速度传感器在  $O-xyz$  中的坐标;

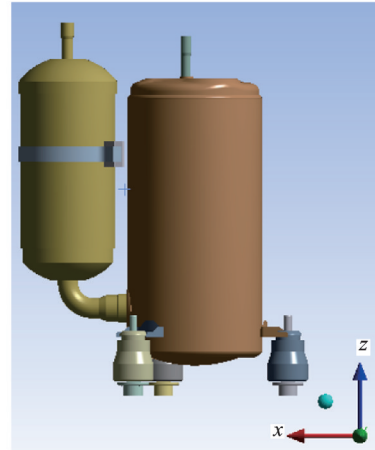


图 2 压缩机坐标方向  
Fig.2 Location of coordinate system

$(\ddot{x}_{ms} \ \ddot{y}_{ms} \ \ddot{z}_{ms})(s=1,2,\dots,n)$ 为  $s$  个传感器测得的加速度值; $\{\ddot{x}_o \ \ddot{y}_o \ \ddot{z}_o \ \ddot{\alpha} \ \ddot{\beta} \ \ddot{\gamma}\}^T$ 为原点  $O$  的加速度矢量。

由于原点  $O$  的振动加速度有 6 个未知量,所以响应点至少需 6 个。在选定的整个频段内运用最小二乘法求解式(1),得到原点  $O$  的加速度矢量为

$$A_o = (X^T X)^{-1} X^T A \quad (2)$$

利用虚功原理<sup>[12]</sup>,建立压缩机上激励点  $q$  的激励力  $F_q$  与质心处的反作用力  $F_c$  之间的关系

$$F_c^T \delta A_c = F_q^T \delta A_q \quad (3)$$

其中: $\delta A_q$ 为压缩机在激励力作用下任意点  $q$  的线位移; $\delta A_c$ 为在反作用力  $F_c$  作用下质心  $C$  的线位移。

根据激励点与质心的位置转移矩阵,得到两者之间的力矢量关系为

$$\begin{bmatrix} F_{cx} \\ F_{cy} \\ F_{cz} \\ M_{cx} \\ M_{cy} \\ M_{cz} \end{bmatrix}_{F_c} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & z_c - z_q & y_q - y_c \\ z_q - z_c & 0 & x_q - x_c \\ y_c - y_q & x_c - x_q & 0 \end{bmatrix}_{X_{cq}} \begin{bmatrix} F_{qx} \\ F_{qy} \\ F_{qz} \end{bmatrix}_{F_q} \quad (4)$$

其中: $(x_q \ y_q \ z_q)$ 为激励点  $q$  的坐标; $(x_c \ y_c \ z_c)$ 为质心  $C$  的坐标。

质心  $C$  与坐标原点  $O$  的加速度存在以下关系

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{y}_c \\ \ddot{z}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_c & -y_c \\ 0 & 1 & 0 & -z_c & 0 & x_c \\ 0 & 0 & 1 & y_c & -x_c & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_o \\ \ddot{y}_o \\ \ddot{z}_o \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix} \quad (5)$$

由刚体动力学可得

$$\begin{cases} F_{cx} = m\ddot{x}_c \\ F_{cy} = m\ddot{y}_c \\ F_z = m\ddot{z}_c \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} M_{cx} = I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} \\ M_{cy} = -I_{xy}\ddot{\alpha} + I_{yy}\ddot{\beta} - I_{yz}\ddot{\gamma} \\ M_{cz} = -I_{xz}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\beta} + I_{zz}\ddot{\gamma} \end{cases} \quad (7)$$

联立式(4)~(7),代入相应的坐标后得到

$$\begin{bmatrix} F_{qx} - m\ddot{x}_o \\ F_{qy} - m\ddot{y}_o \\ F_{qz} - m\ddot{z}_o \\ -z_q F_{qy} + y_q F_{qz} \\ z_q F_{qx} - x_q F_{qz} \\ -y_q F_{qx} + x_q F_{qy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -m\ddot{y} & m\ddot{\beta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ m\ddot{y} & 0 & -m\ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m\ddot{\beta} & m\ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_{qz} & -F_{qy} & \ddot{\alpha} & 0 & 0 & -\ddot{\beta} & 0 & -\ddot{\gamma} \\ -F_{qz} & 0 & F_{qx} & 0 & \ddot{\beta} & 0 & -\ddot{\alpha} & -\ddot{\gamma} & 0 \\ F_{qy} & -F_{qx} & 0 & 0 & 0 & \ddot{\gamma} & 0 & -\ddot{\beta} & -\ddot{\alpha} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \\ I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{yz} \\ I_{xz} \end{bmatrix} \quad (8)$$

式(8)中的质量可通过称重获得,原点O的加速度 $A_0$ 通过式(2)求解得到,任意点q的激励点 $F_q$ 和坐标可通过模态测试方法获得。因式(8)仅有9个未知数 $[x_c \ y_c \ z_c \ I_{xx} \ I_{yy} \ I_{zz} \ I_{xy} \ I_{yz} \ I_{xz}]^T$ ,而展开后的方程只有6个,所以至少要选6个单向激励点进行联立,运用最小二乘法求解方程中的质心坐标与惯性参数。

### 1.2 等效激励识别的基本原理

压缩机的第1阶弹性模态频率一般在200 Hz以上。在空调运行频段内,可将压缩机看作刚体,压缩机和橡胶脚垫组成的系统为一个六自由度系统。选择压缩机三维模型的全局坐标系为惯性标系,则压缩机的运动方程<sup>[13]</sup>为

$$M\ddot{X}(t) + KX(t) = F(t) \quad (9)$$

$F(t)$ 和 $X(t)$ 分别为压缩机质心处的等效力向量和位移向量,表达式为

$$F(t) = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T X(t) = [x_c \ y_c \ z_c \ \theta_{cx} \ \theta_{cy} \ \theta_{cz}]^T$$

其中: $M$ 为质量矩阵,包含刚体压缩机的质量和惯

性参数; $K$ 为刚度矩阵,包含橡胶脚垫的刚度和位置。

$M$ 和 $K$ 的矩阵形式分别为

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}$$

$$K = \sum_{i=1}^3 T_i^T \begin{bmatrix} k_{ui} & 0 & 0 \\ 0 & k_{vi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{wi} \end{bmatrix} T_i$$

其中: $m$ 为压缩机质量; $I_{xx}, I_{yy}$ 和 $I_{zz}$ 分别为压缩机绕 $x, y$ 和 $z$ 轴的转动惯量; $I_{xy}, I_{yz}$ 和 $I_{xz}$ 为对应的惯性积; $k_{ui}, k_{vi}$ 和 $k_{wi}$ 分别为第 $i$ 个橡胶脚垫沿坐标轴方向的刚度; $T_i$ 为第 $i$ 个橡胶脚垫位置 $(x_i \ y_i \ z_i)$ 到压缩机质心位置 $(x_c \ y_c \ z_c)$ 的转换矩阵。

$T_i$ 的表达式为

$$T_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (z_i - z_c) & -(y_i - y_c) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_c) & 0 & (x_i - x_c) \\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_c) & -(x_i - x_c) & 0 \end{bmatrix}$$

对式(9)两边取傅里叶变换

$$\left[ M - \frac{K}{(2\pi f)^2} \right] \ddot{X}(f) = F(f) \quad (10)$$

刚体上任意一点 $p$ 的速度为

$$\dot{X}_p = \dot{X}_c + \omega r_{cp} \quad (11)$$

其中: $\dot{X}_p$ 和 $\dot{X}_c$ 分别为 $p$ 点与质心 $C$ 的速度向量; $\omega$ 为刚体的角速度向量; $r_{cp}$ 为 $p$ 到 $C$ 的位移向量。

对于压缩机,质心处的加速度数据无法直接测量,可通过压缩机壁面上的振动加速度确定。当压缩机做微小振动时,由式(11)可得压缩机壁面一点 $p_j$ 与质心加速度关系为

$$\ddot{X}_{pj}(f) = T_j \ddot{X}_c(f) \quad (j=1, 2, \dots) \quad (12)$$

其中: $\ddot{X}_{pj}(f)$ 为测点 $p_j$ 在频域下的加速度向量, $\ddot{X}_{pj}(f) = [\ddot{x}_j \ \ddot{y}_j \ \ddot{z}_j]^T (j=1, 2, \dots)$ ;  $\ddot{X}_c(f)$ 为质心在频域下的加速度向量, $\ddot{X}_c(f) = [\ddot{x}_c \ \ddot{y}_c \ \ddot{z}_c \ \ddot{\theta}_{cx} \ \ddot{\theta}_{cy} \ \ddot{\theta}_{cz}]^T$ ;  $T_j$ 为 $p_j$ 到质心 $C$ 的转换矩阵,即

$$T_j = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_j - z_c & y_c - y_j \\ 0 & 1 & 0 & z_c - z_j & 0 & x_j - x_c \\ 0 & 0 & 1 & y_j - y_c & x_c - x_j & 0 \end{bmatrix}$$

要求解质心处的加速度,需至少6个方程,即至少要在压缩机上采集3个点的加速度数据,将采集的加速度向量代入式(12),用最小二乘法求解得到

质心处在频率下的加速向量

$$\ddot{X}_c(f) = (T_{cp}^T T_{cp})^{-1} T_{cp}^T \ddot{X}_p(f) \quad (13)$$

其中:  $T_{cp} = [T_1^T \ T_2^T \ \dots \ T_N^T]^T$  为一个  $3N \times 6$  阶矩阵。

结合式(10)与(13),得到压缩机质心处的激励为

$$F(f) = \left( M - \frac{1}{(2\pi f)^2} K \right) (T_{cp}^T T_{cp})^{-1} T_{cp}^T \ddot{X}_p(f) \quad (14)$$

由式(14)可知,只需获得压缩机壁面的振动加速度,即可求出压缩机质心处的等效载荷。

## 2 压缩机惯性参数识别

### 2.1 实验方案与测试

对某一型号家用空调压缩机进行实验,压缩机的质量为 8.6 kg,取空调外机三维模型的全局坐标系为参考坐标系,采用 LMS Test.Lab 数据采集系统、力锤及三向加速度传感器搭建测试系统,实验流程如图 3 所示。在压缩机壁面选取 8 个响应点放置三向加速度传感器,传感器的方向与参考坐标系方向一致。选取压缩机壁面上 12 个点进行单向激振,激励点与传感器布置点需避开结构的振型节点,激励方向平行参考坐标系的坐标轴方向。实验针对不同压缩机、支承方式及传感器摆放位置,共设计了 4 组实验方案,如表 1 所示。实验选取的 2 台样机为同型号。支承方式分为弹性绳悬挂与原机脚垫支承。

图 4 为压缩机惯性参数识别测试布点图。采取 2 种传感器摆放方案,其中:摆放位置 1 如图 4(a)所示;摆放位置 2 的传感器在位置 1 的基础上,在压缩机缸体轴向上往中部移动 10 mm,如图 4(b)中箭头指向所示。

表 1 实验方案  
Tab.1 Test plan

实验方案	样机号	支承方式	传感器布放
1#	1	弹性绳悬挂	位置 1
2#	2	弹性绳悬挂	位置 1
3#	2	弹性绳悬挂	位置 2
4#	2	脚垫支承	位置 1

在进行压缩机惯性参数识别实验之前,先测试压缩机固有频率。将压缩机用弹性绳悬挂,测得压缩机的一阶弹性模态频率为 266.17 Hz,压缩机的最高刚体模态为 24.7 Hz,说明压缩机的刚体模态与弹

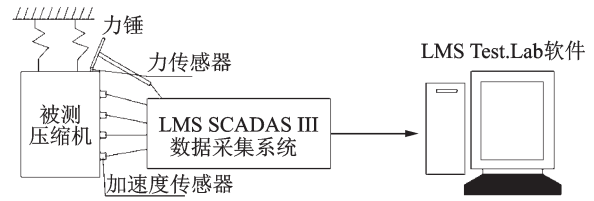
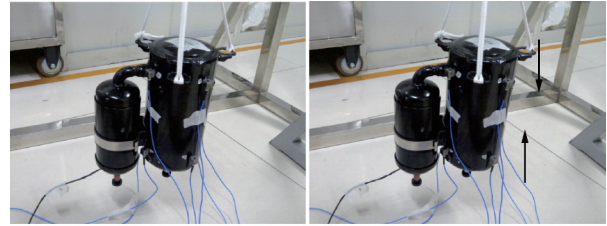


图 3 实验流程图

Fig.3 Schematics of test



(a) 位置 1 布点图

(b) 位置 2 布点图

(a) Position 1 of sensors

(b) Position 2 of sensors

图 4 压缩机惯性参数识别测试布点图

Fig.4 Acceleration-measurement points for inertia parameter identification of compressor

性模态分离较好。

### 2.2 识别结果分析

图 5 为部分敲击点与响应点之间的频响函数幅频曲线。在选择频响函数曲线时剔除了在整个频段内响应较差的曲线,压缩机第 1 阶弹性模态较高,对低频段质量线的影响可忽略不计。采用质量线法进行参数识别时,为保证求解的精度,需要在压缩机的最高阶刚体模态和第 1 阶弹性模态之间选取较为平直、无明显毛刺或凸起的质量线,故选取 30~180 Hz 范围内的质量线进行参数识别。

表 2 为不同实验方案识别的参数。在实验过程中,对 4 种实验方案分别进行多组测试,取多组识别结果的平均值,这里仅列出质心坐标及绕压缩机质

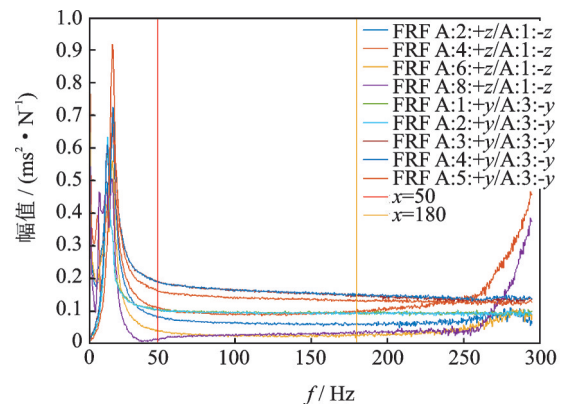


图 5 响应点频响函数幅频曲线

Fig.5 Amplitude-frequency response for all response measurement points and applied forces



表2 不同实验方案识别的参数

Tab.2 Parameters identified by different mounting methods

参数	实验方案			
	1#	2#	3#	4#
$x/m$	0.012 2	0.012 4	0.012 0	0.012 1
$y/m$	0.000 2	-0.000 1	0.000 1	-0.000 3
$z/m$	-0.141 7	-0.142 0	-0.141 5	-0.144 5
$I_{xx}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.202 2	0.202 5	0.202 7	0.231 2
$I_{yy}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.227 5	0.227 1	0.227 8	0.257 7
$I_{zz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.010 1	0.010 8	0.010 5	0.011 0
$I_{xy}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.0018	0.001 5	0.001 7	0.002 0
$I_{yz}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	-0.013 0	-0.013 5	-0.013 2	-0.014 0
$I_{zx}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	-0.001 9	-0.002 0	-0.001 8	-0.003 0

心的惯性参数。

由表2可知,4组实验方案的识别结果误差较小,表明压缩机惯性参数识别精度较高。对比实验方案2#与4#可知,支承方式改变对质心坐标 $z$ 向的影响较大, $z$ 向误差达3 mm,同时对惯性积也有一定影响,其原因可能为不同支承方式下压缩机内部的冷冻油分布发生变化。可见,改变传感器位置,同台样机识别的惯性参数基本一致。当采取弹性绳悬挂时,不同样机的质心坐标与惯性参数识别结果一致性较好,如实验方案1#与2#所示。

### 3 数值仿真分析及实验验证

#### 3.1 载荷识别流程

对压缩机质心处的等效激励进行识别,实验流程如下。

1) 获取压缩机的质量、惯性参数、质心坐标,橡胶脚垫坐标、动/静刚度和阻尼。压缩机脚垫的位置坐标如表3所示。通过橡胶试片的应力应变数据,拟合橡胶的超弹性本构模型,计算出每个脚垫在垂向的受力,并分别计算每个脚垫的三向静刚度,在各个频率点的三向动刚度及脚垫的阻尼。由于橡胶脚垫刚度对于压缩机激励力识别的影响较小<sup>[14]</sup>,动刚度的值可设为静刚度的1.4倍。

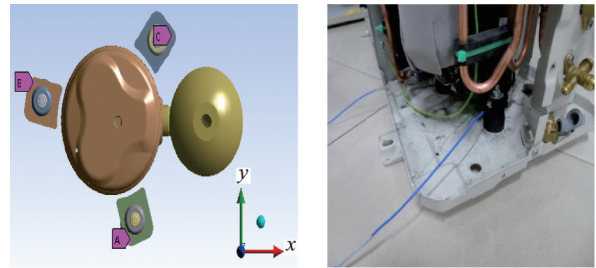
表3 压缩机脚垫的位置坐标

Tab.3 The position coordinates of compressor mount

脚垫	m		
	$x$	$y$	$z$
1	0.019	-0.070	-0.237
2	-0.081	-0.014	-0.237
3	0.041	0.059	-0.237

2) 图6为机脚振动测试实物图。在压缩机的机脚贴三向加速度传感器,记录加速度传感器的位置坐标,采集名义制热、名义制冷、过负荷制热和过负荷制冷4种工况下稳定运行时的加速度响应。

3) 根据式(14)识别压缩机质心处的等效激励。

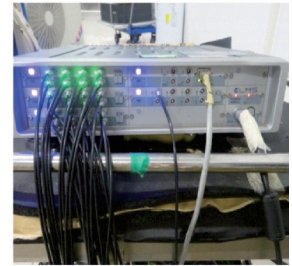
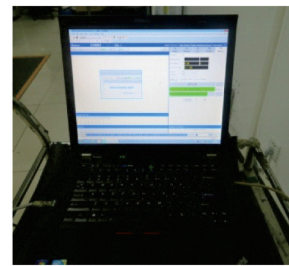


(a) 传感器布置示意图

(b) 实际布置图

(a) Schematics of measurement points

(b) Actual sensors arrangement points



(c) LMS数据采集界面

(d) LMS数据采集前端

(c) LMS acquisition interface

(d) LMS acquisition front port

图6 机脚振动测试实物图

Fig.6 Sketch of the measurement system for compressor vibration

#### 3.2 载荷识别结果分析与仿真实验

为分析压缩机质心坐标与惯性参数对于压缩机激励力识别结果的影响,针对4组方案的压缩机特性参数,选取过负荷制热工况下运行频率为50 Hz时传感器的第1阶加速度幅值求解质心处等效激励,结果如表4所示。可见,质心坐标对激励的3个力影响较大,惯性参数对3个转矩影响较大。另外,当采取悬挂法所得的压缩机质心坐标与惯性参数进行激励识别时,其误差最小。

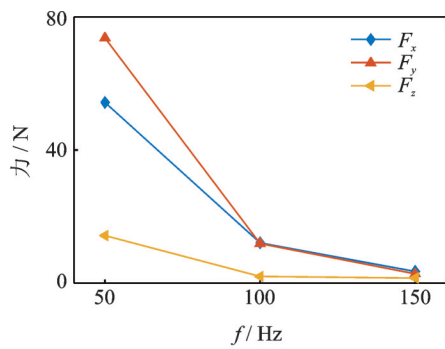
笔者选取1#方案的压缩机质心坐标与惯性参数、50 Hz时机脚的振动加速度幅值进行压缩机等效载荷识别,质心处等效激励如图7所示。识别的等效激励力在 $x, y$ 向较大, $z$ 向较小,绕 $y$ 轴的转矩比其他2个方向的值大。

在有限元软件中建立压缩机-管路系统有限元模型,将识别的载荷施加在压缩机质心处,求解模型响应。提取机脚1,即图6(a)中的A位置的加速度响应幅值,与测试的加速度幅值进行对比。图8为

表4 压缩机质心处的等效激励

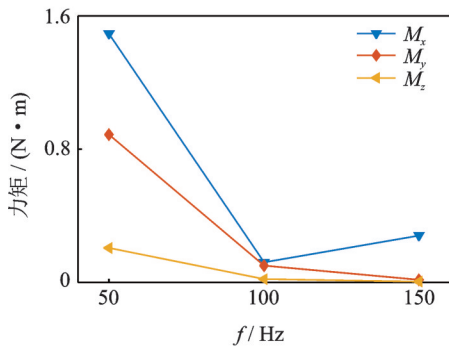
Tab.4 Equivalent excitation at the center of mass of the compressor

参数	实验方案			
	1#	2#	3#	4#
$F_x/N$	54.10	54.13	54.10	54.24
$F_y/N$	73.88	73.90	73.84	74.03
$F_z/N$	14.70	14.68	14.68	14.66
$M_x/(N\cdot m)$	1.497	1.50	1.50	1.72
$M_y/(N\cdot m)$	-0.888	-0.884	-0.889	-1.007
$M_z/(N\cdot m)$	0.207	0.217	0.212	0.219



(a) 等效力

(a) Equivalent force



(b) 等效力矩

(b) Equivalent torque

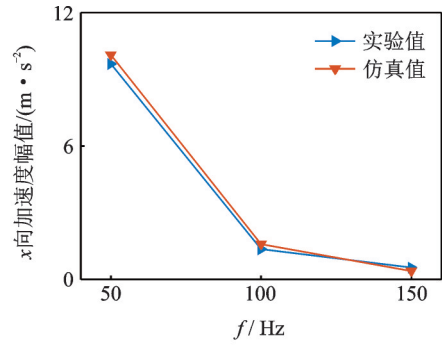
图7 质心处等效激励

Fig.7 Equivalent excitation at the center of mass

机角处前三阶三向加速度幅值对比。可见,测试值与仿真预测值吻合良好,最大误差出现在y向的第2阶谐次,误差为26.3%。

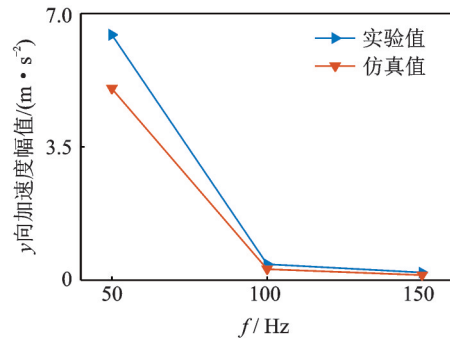
载荷识别存在一定误差,引起误差的原因归纳为以下2点。

1) 压缩机的等效激励是基于作微小振动的刚体运动方程进行求解,并将橡胶脚垫简化为三向弹簧,忽略了非线性的影响。另外,脚垫装配如图9所示,橡胶脚垫在安装时并非完全约束,脚垫上端与螺母之间有一定间隙,会对垂直方向的等效刚度产生



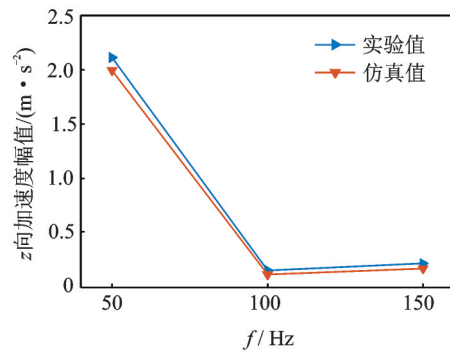
(a) x向加速度幅值对比

(a) Comparison of x component of acceleration amplitude



(b) y向加速度幅值对比

(b) Comparison of y component of acceleration amplitude



(c) z向加速度幅值对比

(c) Comparison of z component of acceleration amplitude

图8 机角处前三阶三向加速度幅值对比

Fig.8 Comparison of peak value of the acceleration at the compressor

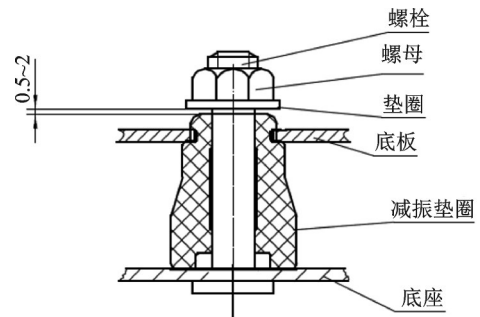


图9 脚垫装配图(单位:mm)

Fig.9 Mounting plate installing(unit:mm)

一定影响,从而影响等效载荷的计算精度。

2) 压缩机质量、质心和转动惯量与惯性积等参数的测量误差会影响载荷识别精度。另外,在安装加速度传感器时,传感器的3个方向与参考坐标系的坐标轴之间的夹角不可避免,会引入方向误差。因此,在采集压缩机缸体机脚的加速度信号时,传感器的位置要尽量准确。

## 4 结 论

1) 对比了不同样机、不同支承和不同传感器位置识别的结果:支承方式的改变对质心坐标识别产生较大影响,y向误差达3 mm,同时对惯性积也有一定影响,其原因可能为不同支承方式下压缩机内部的冷冻油分布发生变化。改变传感器位置,同台样机对识别几乎无影响。当采取弹性绳悬挂时,不同样机的质心坐标与惯性参数的识别一致性较好。

2) 将识别的等效载荷施加到有限元模型中进行数值计算,机脚处的加速度各阶谐次的仿真预测值与测试值吻合良好,等效载荷识别精度较好。分析了惯性参数、橡胶脚垫刚度、传感器位置及采集的加速度幅值误差对载荷识别的影响,得知在测试过程中需要严谨,避免测试引起载荷识别误差。

## 参 考 文 献

- [1] 缪道平,吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社, 2001: 117-122.
- [2] 郭荣,章桐. 汽车动力总成悬置系统[M]. 上海:同济大学出版社, 2013: 69-79.
- [3] 温晶晶,邓聘,汤海亮,等. 动力总成惯性参数快速一体化测试系统研究[J]. 仪器仪表学报, 2017(2): 351-360.  
WEN Jingjing, DENG Dan, TANG Hailiang, et al. Research on fast integration system for measuring inertial parameters of powertrain [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017(2): 351-360. (in Chinese)
- [4] 夏光亮,刘春蕾,王洪强. 基于质量线法的动力总成刚体惯性参数实验研究[J]. 建筑机械, 2016(3): 59-65.  
XIA Guangliang, LIU Chunlei, WANG Hongqiang. Experimental study on rigid body parameters of powertrain base on mass line method [J]. Construction Machinery, 2016(3): 59-65. (in Chinese)
- [5] 张玉良,杨飞,岳洪浩,等. 基于频域法的星箭连接分离装置的冲击载荷识别[J]. 振动与冲击, 2018, 37(17): 87-93.  
ZHANG Yuliang, YANG Fei, YUE Honghao, et al. Impact load identification of connection-separation device between satellite and rocket with frequency domain method based on EEMD [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (17) : 87-93. (in Chinese)
- [6] 张磊,李彬,梁洁,等. 不同载荷识别的结构振动传递路径分析方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2018(5): 45-51.  
ZHANG Lei, LI Bin, LIANG Jie, et al. Research on structural vibration transfer path analyses using different load identification methods [J]. Noise and Vibration Control, 2018(5): 45-51. (in Chinese)
- [7] TAO J S, LIU G R, LAM K Y. Design optimization of a marine engine-mounting system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 235(3): 477-494.
- [8] 杨志坚,丁康,徐传燕. 基于离散频谱校正的发动机激励力识别方法仿真研究[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 660-664.  
YANG Zhijian, DING Kang, XU Chuanyan. Simulation of engine excitation force identification based on discrete spectrum correction [J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(6): 660-664. (in Chinese)
- [9] OTA H, SATO R, SATO T. Estimating stress of piping system excited by scroll compressor [J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2013, 7(1): 65-73.
- [10] 祖玉建. 复杂工况下空调器配管疲劳可靠性的预测分析及评估[D]. 合肥:合肥工业大学, 2015.
- [11] LEE H, LEE Y B, PARK Y S. Response and excitation points selection for accurate rigid body inertia properties identification [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(4): 571-592.
- [12] SCHEDLINSKI C, LINK M. On the identification of rigid body properties of an elastic system [J]. Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, 1997, 3089: 1588-1594.
- [13] YU Y, NAGANATHAN N G, DUKKIPATI R V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(1): 123-142.
- [14] 徐传燕. 发动机惯性参数和激励力的振动识别方法[D]. 广州:华南理工大学, 2012.



**第一作者简介:**肖彪,男,1978年12月生,硕士、研究员。主要研究方向为空调及制冷设备研发。曾发表《Experimental study of an improved air-source heat pump system with a novel three-cylinder two-stage variable volume ratio rotary compressor》(《International Journal of Refrigeration》2018, Vol.11)等论文。  
E-mail: xiaobiao@cn.gree.com

**通信作者简介:**蒋邹,男,1991年6月生,工程师。主要研究方向为NVH测试与仿真。  
E-mail: jz117124@163.com