

# 曲轴三维振动与机体裙部表面振动的耦合关系研究

舒歌群, 梁兴雨

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

**摘要:** 该文采用相干分析, 研究了曲轴三维振动与表面振动的耦合关系。通过曲轴三维振动测试装置对曲轴的三维振动信号和表面振动信号进行采集并进行相干处理, 研究了曲轴振动与表面振动的激励关系。研究表明: 扭振能够以倍频激励的形式导致部分频率的表面振动发生; 纵振和弯曲振动对裙部表面振动进行同频激励, 但二者激励强度不同, 纵振只在部分频率段具有激励作用, 而弯振是表面振动的主要激励源。

**关键词:** 曲轴; 振动; 偏相干分析; 扭转振动; 弯曲振动; 纵向振动

**中图分类号:** TK421.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1002-6819(2006)01-0001-05

舒歌群, 梁兴雨. 曲轴三维振动与机体裙部表面振动的耦合关系研究[J]. 农业工程学报, 2006, 22(1): 1-5.

Shu Gequn, Liang Xingyu. Coupling relationship between three-dimensional vibration of the crankshaft and surface vibration of the crankcase[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(1): 1-5. (in Chinese with English abstract)

## 0 引言

为满足消费者对车辆舒适性的要求和降低车辆和发动机噪声对城市环境造成的污染, 迫使发动机厂家努力降低发动机噪声。而发动机噪声的产生机理是十分复杂的, 几乎涉及到发动机的每个零部件, 内部的激励主要通过机体表面向外辐射, 所以研究表面振动与内部激励间的传递关系越来越受到人们重视。

1979 年, Ochiai<sup>[1]</sup>曾对曲轴振动与结构噪声进行过研究, 后宋希庚, 薛冬新<sup>[2,3]</sup>等人也对同一问题进行过探讨, 得出曲轴扭振与结构噪声间的传递关系。1998 年, Okamura<sup>[4]</sup>对曲轴振动与结构振动以及噪声间关系进行了探讨, 但对曲轴振动的讨论对象仅限于扭转振动。但各种通过曲轴轴系传递的力不但冲击力大, 而且比较复杂, 从而导致轴系振动的复杂。所以从曲轴各个方面综合考虑研究轴系振动与结构振动间的关系, 就是要揭示内部激励与表面振动的传递关系, 从而为表面振动控制提供理论上的支持。本文应用信号分析中的偏相干和多重相干技术对机体表面振动和曲轴的三维振动进行研究, 将不同振动激励对表面振动的偏相干关系分别求出, 从而找到主要的振动激励源, 为振动控制提出方法。

## 1 实验装置和方法

本次研究首先在一高速直喷式柴油机上进行了曲轴三维振动和机体裙部表面振动信号的采集。实验所用发动机参数列于表 1 中。

本次试验测试所用的扭/纵/弯振测量装置是自行设计制造的<sup>[5]</sup>, 能够同时测量曲轴的扭转/弯曲/纵向等

方向的振动, 如图 1 所示。

表 1 直喷式柴油机特征参数

Table 1 Parameters of DI diesel engine		
形式	总排量/L	各缸工作顺序
立式、直列、水冷	3.3	1-3-4-2
标定功率 /kW · (r · min) <sup>-1</sup>	最大扭矩 /N · m · (r · min) <sup>-1</sup>	缸径 × 行程 /mm
62.5/3200	201/2200	100 × 105

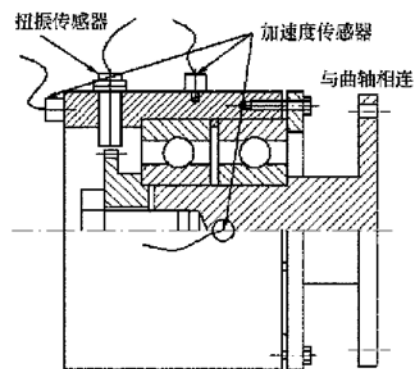


图 1 曲轴三维振动测量装置

Fig. 1 Three-dimensional measurement device for crankshaft vibration

扭振信号直接通过非接触电磁传感器触发采集, 纵振和两个方向的弯振加速度传感器布置在采集装置的外表面。这样就能同时采集这几路信号, 通过电荷放大器后, 进入计算机进行数据处理。实验测量装置系统示于图 2 中。

测试是在负荷外特性的情况下以最大负荷进行的, 在几个转速下, 分别测得机体裙部表面振动, 曲轴的扭转振动, 弯曲振动和纵向振动的加速度信号, 然后通过电荷放大器放大后, 存储在计算机中进行分析。测试前在计算机上对试验信号进行了频谱分析, 结果表明系统的能量主要集中在 3000 Hz 以下。因此, 在进行数据采

收稿日期: 2005-03-08 修订日期: 2005-06-01

基金项目: 云南省省校合作基金资助项目(2003HBBA02A049)

作者简介: 舒歌群(1964-), 男, 浙江长兴人, 博士生导师, 教授, 主要从事现代内燃机设计, 内燃机振动及噪声控制等方面的研究。天津 天津大学内燃机国家重点实验室, 300072。Email: sgq@tju.edu.cn

集时,为避免频率混淆,把采样频率定为 10 kHz。试验共进行了 32 次测试,同时在裙部取 5 点进行测量,进行数据处理时,为了减小随机误差,还对谱函数进行了分段平均。

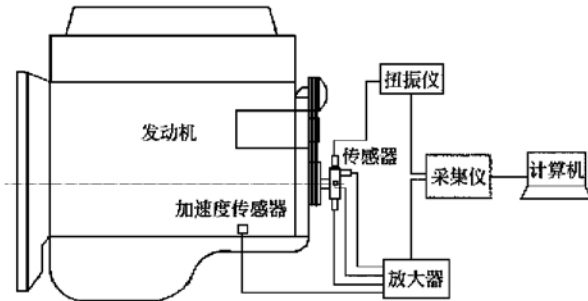


图 2 实验测试系统装置图

Fig. 2 Diagram of testing and measuring system

## 2 相干分析基础

测量曲轴三维振动信号和机体裙部表面振动信号后,需要对振动信号进行数据处理和分析才能清楚的表明其内部关系。通常的数据处理方法有频谱分析法,倒谱滤波分析法和相干分析等。由于进行相干分析的研究对象必须是单输入单输出系统,所以本次研究采用偏相干函数来进行分析。偏相干函数反映多输入单输出线性系统中某一输入与输出间的相关程度<sup>[6]</sup>。

设一般多输入单输出系统输入为  $x(t)$ , 输出为  $y(t)$ , 条件输入  $x_{i,(i-1)!}(t)$ , 表示除去前  $(i-1)$  个输入的线性影响的第  $i$  个条件输入, 可见条件输入系统各输入  $x_1(t), x_{2,1}(t), x_{3,2,1}(t) \cdots x_{i,(i-1)!}(t)$  不存在相关。相应条件输入情况下  $x_i(t)$  与  $y(t)$  的条件自功率谱分别记  $S_{ii,(i-1)!}(f), S_{yy,(i-1)!}(f), x_i(t)$  与  $y(t)$  的条件互功率谱记  $S_{iy,(i-1)!}(f)$ 。依照常相干函数的定义, 偏相干函数就可由条件自谱和条件互谱确定为:

$$\gamma_{iy,(i-1)!}^2(f) = \frac{|S_{iy,(i-1)!}(f)|^2}{S_{ii,(i-1)!}(f) \cdot S_{yy,(i-1)!}(f)} \quad (1)$$

当系统共  $q$  个输入, 条件谱函数可用迭代法计算得到, 其迭代公式为:

$$S_{ij,r!}(f) = S_{ij,(r-1)!}(f) - L_{rj}(f) \cdot S_{ij,(r-1)!}(f) \quad (2)$$

$r = 1, 2, \dots, q; i, j = r + 1, r + 2, \dots, q + 1$

式中  $L_{rj}$ ——条件输入系统的频响函数:

$$L_{rj}(f) = S_{rj,(r-1)!}(f) - S_{rr,(r-1)!}(f) \quad (3)$$

一般情况下, 为保证条件输入模型计算结果有一定精确度, 需要满足任何一对输入记录之间的相干函数都不应等于 1 或接近于 1。如等于 1 或接近于 1, 则表明两个输入含有完全重复的信息, 有一个输入就应从模型中消去<sup>[7]</sup>。根据对弯曲振动两个方向振动信号的分析, 其常相干函数值很高。为此, 进行偏相干函数计算时, 只计入一个方向的弯曲振动输入。

## 3 曲轴扭振与裙座表面振动间关系

通常人们认为曲轴的扭振与机体表面振动无关, 但

实际上发动机表面振动与扭转振动是有关的。当处于扭转共振状态时, 曲轴的扭曲变形足以大到与主轴承相互敲击的程度, 而且这种敲击的频率是扭振频率的二倍。曲轴的扭振还通过两个途径引起机体振动: 其一是通过连杆活塞传给机体, 即扭振引起活塞的附加加速度以活塞惯性力的形式作用在机体上; 其二是曲柄连杆作为集中质量在曲柄销上的惯性力, 以上二者会使曲轴的  $n$  次扭振激起机体的  $n-1$  和  $n+1$  次振动。

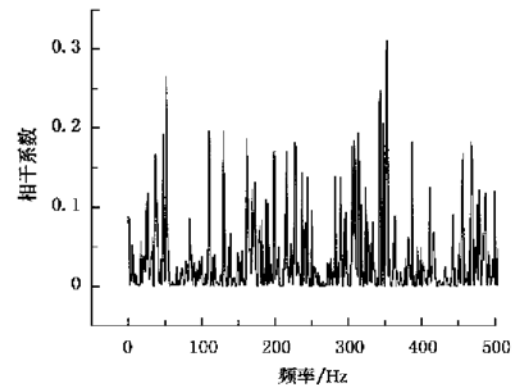


图 3 曲轴扭振与裙部表面振动间相干分析结果

Fig. 3 Coherent coefficient between vibration of skirts and torsional vibration of crankshaft

图 3 是发动机在 3200 r/min 时扭振与机体表面振动同频率下的偏相干函数。从图中可以发现, 扭振与表面振动的相干程度不高, 尤其在扭振各谱次峰值频率附近。如在扭振较强烈的 53 Hz, 159 Hz, 319 Hz 等处, 两者的相干系数很小。这说明扭振与表面振动很可能不是同频激励的关系, 而是倍频关系。为寻找二者关系, 特将扭振在 500 Hz 范围内的频域图与表面振动在 1000 Hz 范围内的频域图放在一起, 使二者成倍频关系列在一起, 如图 4 所示。

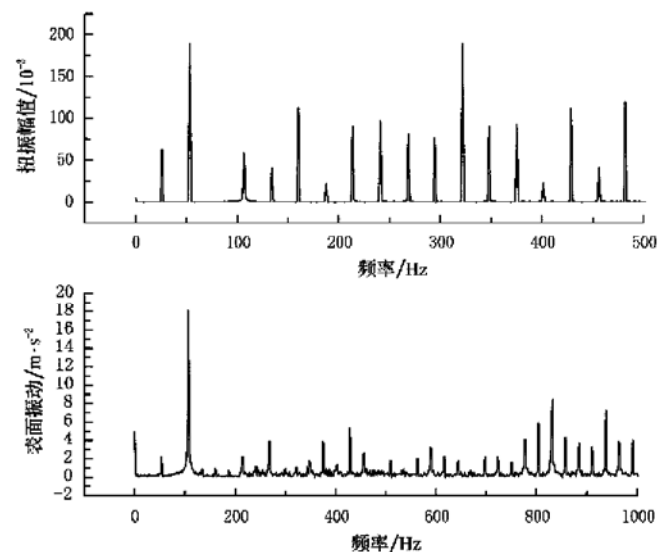


图 4 扭振与表面振动倍频关系比较图

Fig. 4 Comparison of spectra of torsional vibration and double frequencies of vibration of skirts

在图 4 中可以看出, 在 53 Hz, 扭振出现第 1 谐波振动峰值, 而在表面振动频域图上, 在 106 Hz 也同时出现较强烈的振动峰值, 相同情况在扭振的 213 Hz, 428 Hz 等处都出现了。由此可以发现, 表面振动的一些低频成分可能是由曲轴扭转振动导致的, 而且这些振动的频率是扭振频率的两倍。这一发现是与文献[3]关于曲轴扭振与辐射噪声的研究结果是吻合的。

#### 4 曲轴弯振与裙座表面振动间关系

曲轴的弯曲振动使得曲轴产生横向变形, 这种变形引起曲轴与主轴承的敲击。这种敲击激励传至机体表面形成表面振动, 向外辐射噪声。所以研究弯曲振动一直是曲轴研究的一个热点。图 5 是柴油机机体裙座表面振动和弯曲振动偏相干分析的结果。

由图 5 中可以看出, 弯曲振动在除去其他方面的振动影响后, 相干水平仍比较高。如在 106 Hz 时, 其偏相干系数可达到 0.98, 说明这一频率的表面振动几乎完全是由于弯曲振动导致的。而且在图中可以看出, 偏相干函数在很宽范围内都具有比较大的数值, 而且峰值多。

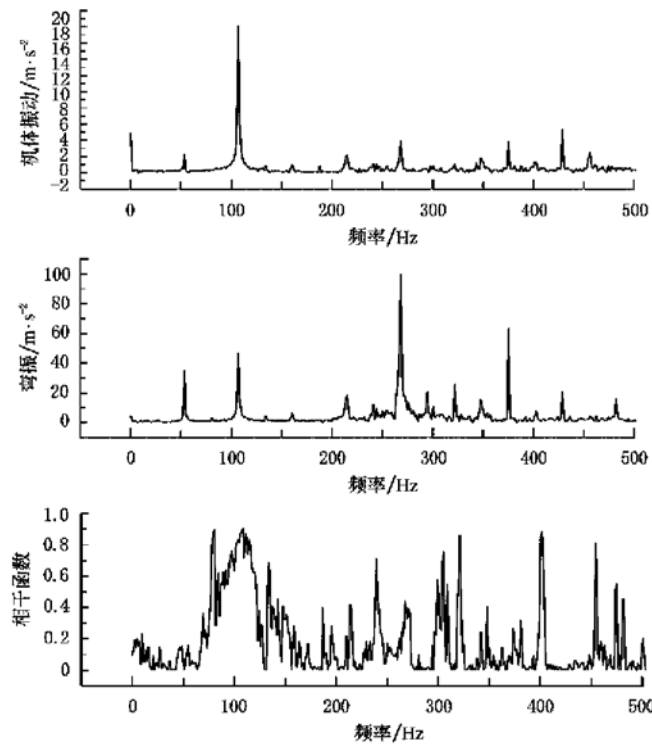


图 5 曲轴弯曲振动与机体表面振动的相干分析  
Fig.5 Coherent coefficient between vibration of skirts and bending vibration of crankshaft

#### 5 曲轴纵振与裙部表面振动间关系

曲轴纵向振动是与扭转振动和弯曲振动耦合而形成的<sup>[8]</sup>, 但纵向振动同样是机体噪声和振动辐射的激励源之一。图 6 是柴油机在 3200 r/min 情况下机体裙部表面振动和纵振进行偏相干分析的结果。从图中可以看

出, 纵振所激起来的表面振动频率范围并不是很大, 相干系数也不是很高, 只在几个频率下具有较高的相干性。

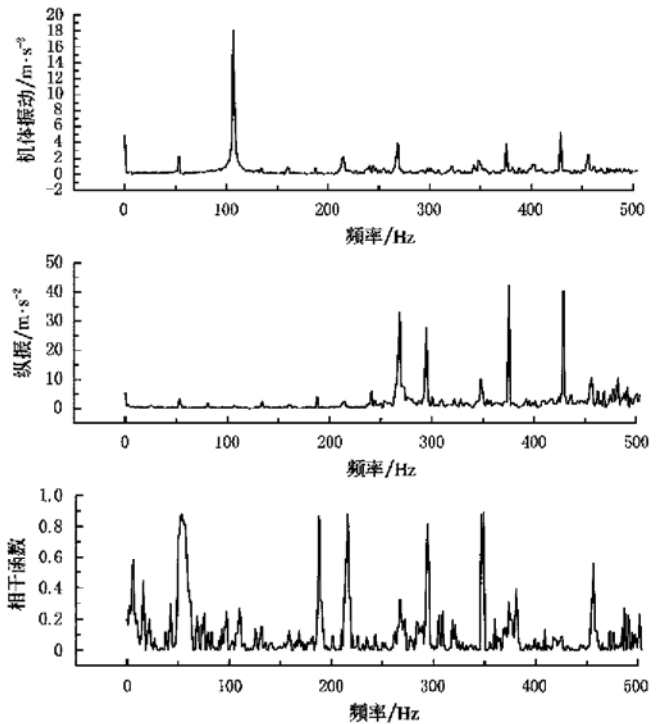


图 6 曲轴纵振与机体表面振动的相干分析  
Fig.6 Coherent coefficient between vibration of skirts and longitudinal vibration of crankshaft

#### 6 多输入系统完备性检验及输出贡献率

##### 6.1 多输入系统完备性检验

重相干函数是衡量所建立模型可靠性的依据, 可以用来进行多输入系统输入完备性检验<sup>[9]</sup>。其数值应足够大, 如大于 0.6, 否则说明输入是不完备的。重相干函数定义为:

$$Y_{yx}^2(f) = \frac{S_{yy}(f) - S_{nn}(f)}{S_{yy}(f)} = 1 - \prod_{i=1}^q (1 - Y_{iy \cdot (i-1)}^2(f)) \quad (4)$$

当全部输入均为条件输入, 式(4)可写成

$$Y_{yx}^2(f) = \sum_{i=1}^q Y_{iy \cdot (i-1)}^2(f) \quad (5)$$

根据以上分析, 可以对各输入信号对输出信号总的相干情况进行计算。如果重相干函数接近于 1, 或等于 1, 就说明所有的输出几乎都是由输入导致的, 如果不接近 1, 则说明还存在着对输出影响较大的其他输入信号。应该考虑把其他信号考虑进来重新进行分析。

图 7 是考虑曲轴三维振动的重相干分析结果, 在 2000 Hz 以下的频段, 其振动峰值频率的相干函数基本大于 0.6, 说明在这些频率上所选输入是完备的, 在大于 2000 Hz 的频段, 还有所不足, 曲轴振动对表面振动的影响减弱, 相干分析结果数值普遍偏小, 说明在中高频存在其他较大的表面振动的激励源。

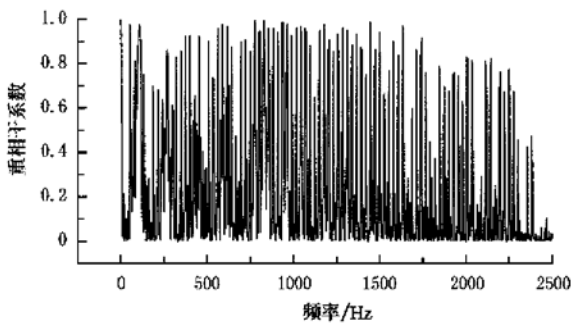


图7 裙部表面振动与曲轴三维振动的重相干分析

Fig. 7 Multiple coherent coefficient between vibration of skirts and torsional, bending, longitudinal vibration of crankshaft

## 6.2 输出贡献率

为评价多输入单输出线性系统第*i*个输入在频率*f*

处对输出的贡献大小,本文采用贡献率的概念,定义为:第*i*个输入引起的偏相干输出功率谱在总的理想输出功率谱中所占的比率。 $T_i(f)$ 表示贡献率,则有:

$$T_i(f) = Y_{iy, (i-1)}(f) \cdot S_{yy, (i-1)}(f) / S_{rr}(f) \quad (6)$$

式中 分子表示输入*i*在频率*f*处的偏相干输出功率,分母表示总的理想输出功率(频率*f*处)。

弯曲振动和纵向振动都是较强的表面振动的激励源,因而测量部位传感器间的测量干涉效应是不可避免的,采用偏相干方法能够明显地区分出源的强弱。表2是在测量干涉效应较强的几个频率处对常相干函数、偏相干函数和偏相干输出贡献率的计算结果,可见偏相干输出贡献率对不同强度源的突出作用,它十分明显地表示出主噪声源,在53 Hz处纵向振动的作用是主要的,在106 Hz和321 Hz处弯曲振动的作用是主要的,而在213 Hz和375 Hz处二者作用基本相同。

表2 干涉情况下的相干结果及输出贡献率

Table 2 Coherent coefficient with interference and output contribution rate

频率/Hz		53	106	160	213	321	375
常相干函数	弯曲振动	0.94215	0.98814	0.64159	0.78102	0.68137	0.57797
	纵向振动	0.89826	0.83741	0.62985	0.52052	0.38224	0.62124
偏相干函数	弯曲振动	0.15840	0.89330	0.02000	0.39640	0.52000	0.13030
	纵向振动	0.82150	0.10650	0.00140	0.61420	0.03860	0.19550
输出贡献率/%	弯曲振动	15.84800	88.87900	9.61080	35.66700	82.66600	38.89200
	纵向振动	82.19000	10.596000	0.67270	55.26500	15.60400	58.35300

## 7 结论

分析了曲轴振动与机体表面振动的关系后,可以得到如下结论:

1) 表面振动是曲轴振动激励的结果,曲轴扭/弯/纵三个方向的振动共同对表面振动起到作用。

2) 扭振在低频的几个谐波不能激励起强烈的表面振动,只是导致了倍频表面振动的发生,属倍频激励。

3) 弯曲振动是表面振动的主要激励源,频率构成比较丰富,能够在较宽的频率范围内激励起表面振动,属于表面振动的同频激励。

4) 纵向振动本身频率成分比较少,只对部分频率有较高的偏相干系数,属于表面振动的同频激励。

5) 控制曲轴轴系振动可以降低裙部表面振动,同时改变曲轴到机体表面的振动传递特性也可能降低裙部表面振动。

### [参考文献]

[1] Ochiai, Kazuomi; Nakano, Mitsuo, Relation between crankshaft torsional vibration and engine noise[J]. Sae Transactions, 1979: 790365.

[2] 薛冬新,宋希庚.曲轴扭转振动导致的内燃机噪声[J].大连理工大学学报,1996,36(5):576-580.

[3] 薛冬新,宋希庚,王义.内燃机机械噪声与曲轴振动的关系[J].大连理工大学学报,1996,36(2):198-202.

[4] Okamu, H 朱晓天.高速发动机中曲轴振动,发动机结构振动与噪声相关性的研究[J].国外内燃机,1998,30(1):23-26.

[5] 舒歌群,吕兴才.高速柴油机曲轴扭/弯/纵三维振动的试验研究[J].农业机械学报,2004,35(6):22-25.

[6] Julius S. Bandat, Allan G. Piersol. Engineering application of correlation and spectral analysis[Z]. New York: Wiley-Interscience, 1980.

[7] B. K. Bae, K. J. Kim. A hilbert transform approach in source identification via multiple-input single-output modeling for correlated inputs[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1998, 12(4): 490-402.

[8] 吕兴才,舒歌群,沈红斌.汽车发动机曲轴纵向振动的研究[J].汽车工程,2001,23(5):332-336.

[9] 万淑敏,刘继承.整机振动试验的相干函数分析[J].天津汽车,1997,1:26-29.

[10] 吴思光,周举桓.后置柴油机客车的降噪研究(I):一降噪试验[J].华南理工大学学报(自然科学版),1995,23(7):63-68.

## Coupling relationship between three-dimensional vibration of the crankshaft and surface vibration of the crankcase

Shu Gequn, Liang Xingyu

(*State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China*)

**Abstract:** In this paper, the coupling relationships between three-dimensional vibration of the crankshaft and surface vibration of the crankcase were studied by using newly designed torsion/axial/bending vibration testing device and coherence analysis. The result shows that surface vibration of the crankcase is induced by 3D vibration of the crankshaft. Torsional vibration can induce surface vibration in some frequencies, and the frequencies of the surface vibration are commonly twice as much as that of the torsional vibration; The frequencies of axial vibration and bending vibration are the same as that of surface vibration. The coherent coefficients between axial vibration and surface vibration are not high except some frequencies and bending vibration is the main exciting source of surface vibration.

**Key words:** crankshaft; vibration; partial coherence analysis; torsional vibration; bending vibration; axial vibration