

曲轴弯曲振动对扭振测试精度的影响及实验^{*}

王媛文¹, 董大伟¹, 孙梅云², 闫兵¹, 王井新³

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都, 610031) (2. 中国北车集团唐山轨道客车有限责任公司 唐山, 063035)

(3. 一汽-大众汽车有限公司 长春, 130011)

摘要 通过实验确定了弯曲振动的存在, 且对扭振测量有较大影响; 从磁电传感器电压特性出发, 以弯曲振动影响下的传感器输出电压和瞬时转速表达式为基础, 阐明了作用机理; 研究了弯曲振动引起伪扭振信号的规律及频谱特征。研究表明, 弯曲振动引起的伪扭振信号随着弯曲振动幅值的增加而增加, 且各时刻(各齿)误差增大的程度不同; 伪扭振信号的主要成分是弯曲振动阶数的前一阶和后一阶, 且后一阶较大, 与实验结果吻合。设计了整体式实验装置用以消除弯曲振动的影响, 效果良好, 为改善扭振测量精度提供了理论依据。

关键词 曲率模态分析; 结构损伤诊断内燃机; 弯曲振动; 扭振测量误差; 整体式测试装置

中图分类号 TK411⁺.6; TK417⁺.127; TH133.5

引言

多缸内燃机输出扭矩呈周期性波动, 扭矩的波动必将引起扭转振动。严重的扭转振动易引起轴系的损坏和整车噪声, 振动及声振粗糙度(noise, vibration and harshness, 简称 NVH)问题。同时, 扭振信号中蕴含着丰富的内燃机运行信息, 是较好的故障诊断信号源^[1-4]。内燃机轴系扭转振动还常常伴有曲轴的弯曲振动^[5]。曲轴的弯曲振动带动测速齿盘一起振动, 引起齿盘与传感器之间的间隙变化, 必将产生扭振测量误差, 从而影响故障诊断和 NVH 性能的改善效果。因此, 研究弯曲振动对扭振测试精度的影响机理, 讨论其规律特征, 显得尤为重要。

目前, 已有学者对扭振测量误差进行了一些研究。孙云岭等^[6]对轴心轨迹和计数量化误差因素进行分析, 将其影响分为调频、调幅和附加波形三类, 提出在瞬时转速计算时, 使用插值算法来减少其误差。张永祥等^[7]研究了轴心轨迹的影响, 认为轴心轨迹对转速测量也有较大的影响, 必须同步测量轴心轨迹才能通过复杂的计算将其消除。张晓玲等^[8]研究了弯曲振动对扭振测试的影响, 并提出了一种

数值处理方法, 用于去除该影响。到目前为止, 对弯曲振动影响下的扭振电压信号及扭振信号的研究还不够量化, 对其作用规律和特征也不够清楚。

笔者首先通过实验研究确定了弯曲振动对扭振信号测量影响的存在; 然后利用基于磁电传感器电压特性的表达式, 对其影响规律进行讨论, 揭示其作用机理; 最后通过整体式实验装置消除弯曲振动影响。为改善扭振测量精度提供了理论依据, 具有工程应用价值。

1 扭振测试中弯曲振动实验

长期运用 A/D 采样拟合法进行扭振测试过程中, 发现多台柴油机扭振原始电压信号都存在被调幅的现象。图 1 为某型柴油机 1 400, 1 860 和 2 800 r/min 时的自由端瞬时转速电压信号。从图 1 可以看出, 电压信号被调幅的次数和幅值都随转速的变化而变化。为了研究调幅的规律, 提取电压信号的包络线, 并得到其频谱, 如图 2 所示。

从图 2 中看出, 1 400, 1 860 和 2 800 r/min 对应的最大阶次分别为 8 阶、6 阶和 4 阶, 频率分别为 186.67, 186 和 186.67 Hz, 不同转速下最大响应所

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51275426)

收稿日期: 2014-08-13; 修回日期: 2014-10-20

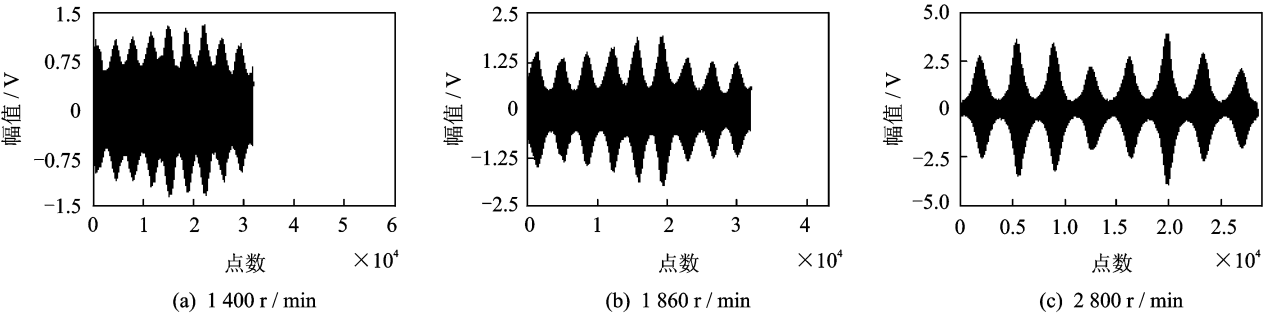


图 1 某型柴油机曲轴自由端瞬时转速电压信号

Fig. 1 Instantaneous speed voltage signal of a certain type of diesel engine crankshaft free end

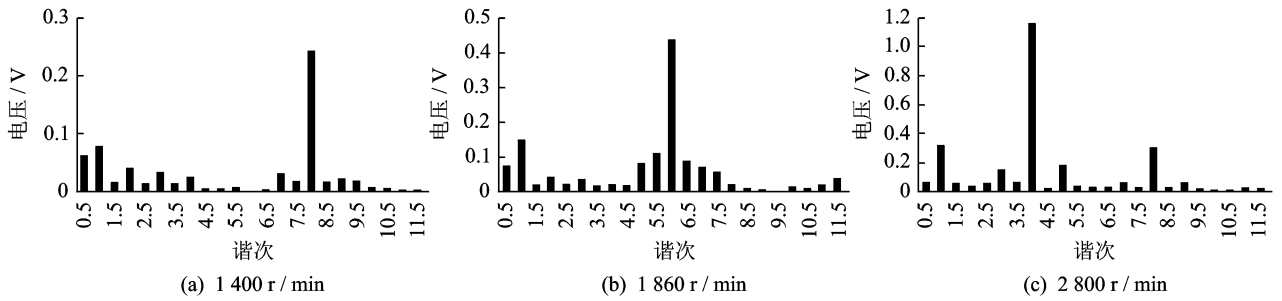


图 2 某型柴油机曲轴自由端瞬时转速电压信号包络线频谱

Fig. 2 Instantaneous speed voltage signal envelopespectrum of a certain type of diesel engine crankshaft free end

在的频率一致,说明该频率应该为系统某固有频率。由磁电传感器-齿盘装置的测量原理知,当系统选定并正确安装后,引起转速原始电压信号较大波动的原因只可能是传感器工作间隙变化。引起传感器工作间隙变化主要有传感器支架振动和曲轴弯曲振动两种情况,即该频率应该是支架振动或者曲轴弯曲振动模态频率。

为了进一步确定处于以上转速时弯曲振动是否真实存在,设计如图 3 所示的实验装置。实验中布置水平和垂直两个电涡流位移传感器,并在位移传感器附近安装加速度传感器。电涡流传感器得到的是弯曲振动和传感器支架振动二者引起的工作间隙总变化(传感器与齿盘相对位移),加速度传感器得到的则是传感器振动绝对位移。二者之间的差异即可得到弯曲振动的影响。实验中采用 ZW-II 型电涡流式位移计,B&K 4368 型加速度传感器和 2635 型电荷放大器。

图 4 为一个循环内水平和垂直方向的传感器与齿盘相对位移以及传感器支架振动位移曲线。从图中传感器支架振动位移曲线可以看出,传感器支架振动是存在的,同时传感器与齿盘相对位移曲线与传感器支架振动位移曲线存在较大差异,则说明曲轴弯曲振动是存在的。

上述实验证明了扭振信号中存在 186.67 Hz 的

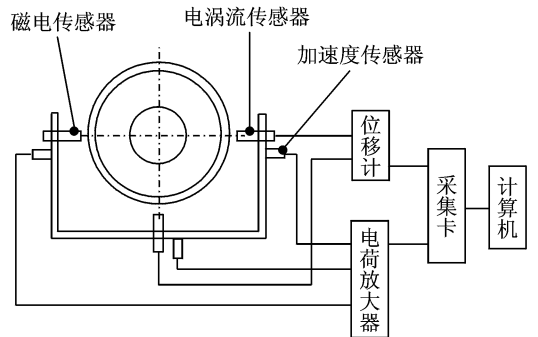
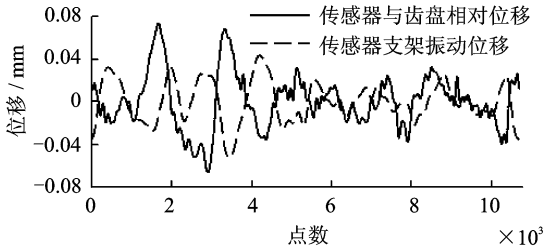


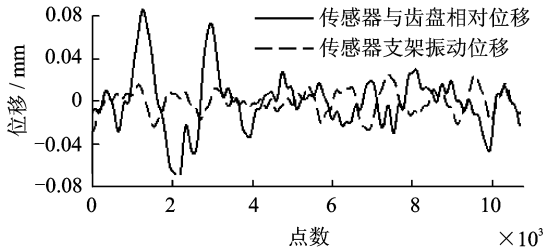
图 3 曲轴自由端弯曲振动测量装置示意图

Fig. 3 Measurement device of crankshaft free end bending vibration

调幅信号为一系统固有频率,同时还证明了弯曲振动是存在的。为了进一步确定 186.67 Hz 的调幅信号是否为弯曲振动引起,对曲轴和传感器支架都进行了固有特性实验。图 5 为传感器支架敲击实验频谱,从中可以看出最低阶模态固有频率为 202.4 Hz。文献[9]对该型柴油机曲轴约束模态进行了详细分析,实验结果表明其一阶弯曲模态频率为 187.42 Hz。显然,在瞬时转速电压信号中起调幅作用的系统某阶固有频率(186.67 Hz)应为曲轴弯曲模态,并非支架振动模态。即弯曲振动确实存在,对瞬时转速电压信号有调幅作用,对扭振测量结



(a) 水平方向
(a) Horizontal direction



(b) 垂直方向
(b) Vertical direction

图4 传感器与齿盘的相对位移及传感器支架振动位移
Fig. 4 Relative displacement between sensor and gear disk and sensor bracket vibration displacement

果有较大影响。

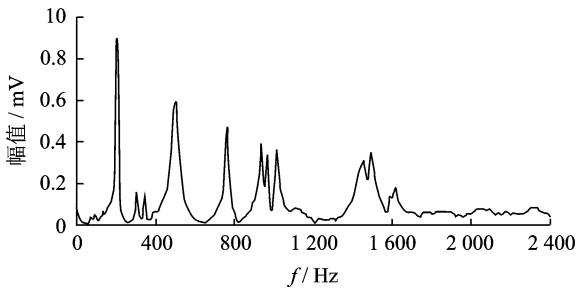


图5 传感器支架敲击实验频谱

Fig. 5 Spectrum of tap on a experimental of sensor bracket

2 弯曲振动对扭振测试精度的影响机理

用图6所示的磁路分析方法对弯曲振动影响下的磁电传感器电压幅值特性进行分析。由法拉第电磁感应定律知,半周期内感应电动势平均值 $\bar{\epsilon}$ 为

$$\bar{\epsilon} = \frac{1}{\Delta t^h} \int_0^{\Delta t^h} (-N \frac{d\Phi}{dt}) dt = -\frac{N}{\Delta t^h} \Delta\Phi \quad (1)$$

$$\Delta\Phi = \frac{F}{R_m^B} - \frac{F}{R_m^T} = -\frac{F\mu_0 Sh}{\delta(\delta+h)} \Delta t^h = \frac{30}{Zn}$$

其中: Δt^h 为从齿顶正对传感器到齿底正对传感器所用时间; $\Delta\Phi$ 为此过程的磁通量变化量; F 为永久磁铁的磁动势; $R_m = l/\mu S$ 为磁路的磁阻(1/H), l 为磁路长度(mm), S 为磁路截面积(m^2); μ 为磁导率

(H/m); δ 为齿顶到极靴的距离。

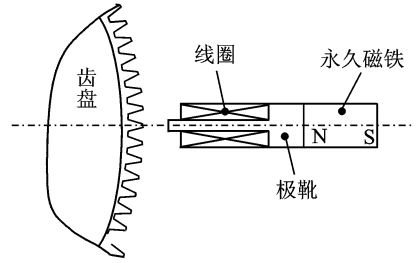


图6 磁电传感器-齿盘装置测量瞬时转速示意图

Fig. 6 Instantaneous speed measurement schematic diagram using magneto-electric sensor-gear disk device

图7为存在曲轴弯曲振动时转速测量原理图。理论分析过程中,将曲轴旋转和弯曲的复合运动等效为曲轴弯曲振动和传感器反向旋转运动的合成。原理图中, $O^{T,i}, O^{B,i}$ 分别为传感器正对第*i*个齿顶和齿底时刻的几何中心; $e^{T,i-1}, e^{B,i-1}, e^{T,i}$ 分别为传感器正对着*i-1*个齿顶、*i-1*个齿底、*i*个齿顶时刻弯曲振动位移。以发动机转速一阶的曲轴弯曲振动为例。 $G_{T,i}^{T,i}$ 中上标表示传感器正对第*i*个齿顶时刻,下标表示第*i*个齿顶, $G_{T,i}^{B,i}$ 则为传感器正对第*i*个齿顶时刻第*i*个齿顶的位置; $C_{T,i}$ 为传感器正对第*i*个齿顶时刻传感器的位置; $\varphi_{T,i}$ 为传感器正对第*i*个齿顶时刻传感器转过的转角; $\theta_{T,i}$ 为传感器正对第*i*个齿顶时刻经过第*i*个齿顶的半径与初始位置的夹角。

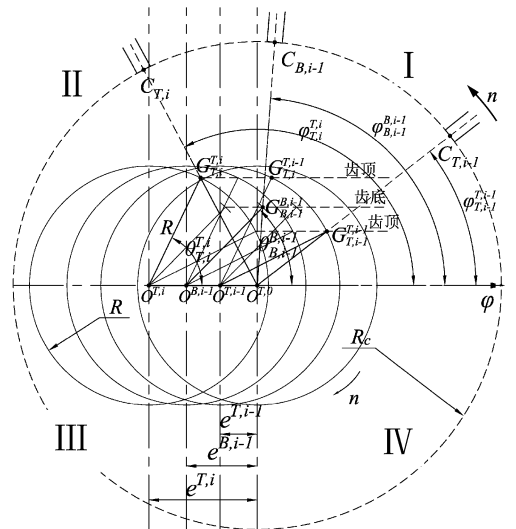


图7 曲轴弯曲振动原理图

Fig. 7 Mechanism of crankshaft bending vibration

以发动机转速一阶的曲轴弯曲振动为例。根据式(1),考虑曲轴弯曲振动时,传感器输出电压信号表达式为

$$\epsilon_{bv}(t) = \frac{\pi\mu_0}{60} KM_{bv}n \sin(\omega_{bv}(t - t_{bv})) \quad (2)$$

其中

$$M_{bv} = \begin{cases} M_{i-1, T}^{i-1, B} = \frac{-\pi(R_{i-1}^B - R_{i-1}^T)}{(R_c - R_{i-1}^B)(R_c - R_{i-1}^T)(\varphi_{B, i-1}^{B, i-1} - \varphi_{T, i-1}^{T, i-1})} \\ M_{i-1, B}^{i, T} = \frac{-\pi(R_i^T - R_{i-1}^B)}{(R_c - R_i^T)(R_c - R_{i-1}^B)(\varphi_{B, i-1}^{B, i-1} - \varphi_{T, i-1}^{T, i-1})} \end{cases}$$

$$\omega_{bv} = \begin{cases} \omega_{i-1, T}^{i-1, B} = \frac{\pi^2 n}{30} \frac{1}{(\varphi_{B, i-1}^{B, i-1} - \varphi_{T, i-1}^{T, i-1})} \\ \omega_{i-1, B}^{i, T} = \frac{\pi^2 n}{30} \frac{1}{(\varphi_{T, i-1}^{T, i-1} - \varphi_{B, i-1}^{B, i-1})} \end{cases}$$

$$R_i^T = \sqrt{R^2 + (e(t_i^T))^2 - 2Re(t_i^T) \cos\theta_i^T} = O^{T,0} G_{T,i}^T$$

$$\begin{cases} \varphi_{T,i}^{T,i} = \arcsin \frac{R \sin\theta_{T,i}^{T,i}}{R_i^T} & (G_{T,i}^T \in \text{I}) \\ \varphi_{T,i}^{T,i} = \pi - \arcsin \frac{R \sin\theta_{T,i}^{T,i}}{R_i^T} & (G_{T,i}^T \in \text{II} \& \text{III}) \\ \varphi_{T,i}^{T,i} = 2\pi + \arcsin \frac{R \sin\theta_{T,i}^{T,i}}{R_i^T} & (G_{T,i}^T \in \text{IV}) \end{cases}$$

将 R_i^T 和 $\varphi_{T,i}^{T,i}$ 中的 R 替换成 $R-h$, θ_i^T 换成 θ_i^B 即可得到各象限 R_i^B 和 $\varphi_{B,i}^{B,i}$ 的表达式。

从式(2)可以看出,曲轴弯曲振动对传感器输出电压信号既有调幅作用,又有调频作用。若计算时取 $\epsilon_{bv} = \epsilon_0$ 为基准电压(如图 8 所示),则第 i 个齿对应的瞬时转速 n_i 如式(3)所示,其曲线如图 9 所示。

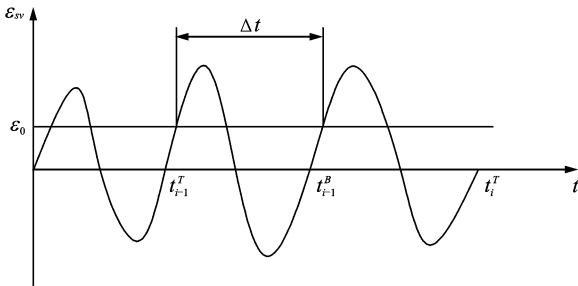


图 8 瞬时转速计算原理图

Fig. 8 Principle diagram of instantaneous speed computational

$$n_i = \frac{60}{Z\Delta t_i} = \frac{n}{L_i + Q_i} \quad (3)$$

其中

$$L_i = \frac{Z}{2\pi} (\varphi_{T,i}^{T,i} - \varphi_{T,i-1}^{T,i-1})$$

$$Q_i = \frac{Z}{2\pi^2} \left[-(\varphi_{B,i-1}^{B,i-1} - \varphi_{T,i-1}^{T,i-1}) \arcsin \frac{\epsilon_0}{\frac{\pi\mu_0}{60} KM_{i-1, T}^{i-1, B} n} + (\varphi_{T,i}^{T,i} - \varphi_{B,i-1}^{B,i-1}) \arcsin \frac{\epsilon_0}{\frac{\pi\mu_0}{60} KM_{i, B}^{i, B} n} \right]$$

从图 9 可以看出,即使系统是以恒定转速运行,

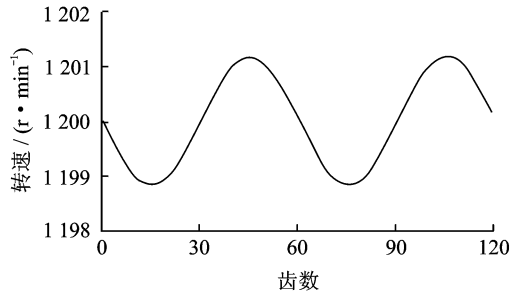


图 9 曲轴弯曲振动情况下测量转速信号

Fig. 9 Speed signal under the influence of crankshaft bending vibration

测量得到的瞬时转速仍然存在周期性波动,产生了伪扭振信号。弯曲振动的影响机理可看成偏心距随时间变化的偏心安装。与不存在弯曲振动的正常情况相比,曲轴弯曲振动带动齿盘运动,导致齿盘与传感器之间的工作间隙产生附加的变化,使得其间磁阻产生附加变化,磁通量随之改变,导致传感器采集到的电压信号的幅值产生变化,产生调幅影响。另外,由于齿盘位置的变化,导致本该相同的转过各齿所需的时间 Δt^h 随着齿盘位置的改变而产生附加量,使电压信号的幅值和频率产生附加变化。从而使得电压信号产生调幅和调频的影响,最终影响了瞬时转速的测试精度。

3 仿真及影响规律

对存在弯曲振动的曲轴进行瞬时转速测量,测得的结果包含两部分:a. 是曲轴本身的瞬时转速波动;b. 弯曲振动引起的伪扭振信号。如果两部分都考虑,则上文各公式中的 n 不是一个常数,各公式完全适用。但为了研究弯曲振动引起的伪扭振信号特性,此处认为曲轴转速 n 为一恒定转速(假设曲轴本身不存在转速波动)。在改进措施的试验中,测试得到了两部分的结果。结果表明消除弯曲振动影响后,只有弯曲振动引起的伪扭振信号对应的阶次有明显的减小,和此处仿真结果是一致的。这说明原有的扭振信号和曲轴弯曲振动引起的伪扭振信号之间的相互影响较小,此处将二者分开,只研究曲轴引起的伪扭振信号的方法是可行的。

取空气磁导率 $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$ H/m,齿盘半径 $R = 61$ mm,齿数 $Z = 120$,齿高 $h = 5$ mm,安装间隙 $\delta = 0.7$ mm,缸数 $p = 4$,转速 $n = 1860$ r/min,基准电压 $\epsilon_0 = 3000$ mV,弯曲振动主要成分为 $p = 1$ 阶(曲轴转速一阶,下称 p 为弯曲振动阶数),弯曲振动幅值 $e_a \in 0 \sim 0.5$ mm,步长 0.01 mm。由式(3)计算各弯曲振动幅值下的测量瞬时转速,如图 10 所示。从图

中可以看出,弯曲振动幅值为0时,测量得到的转速为1860 r/min,误差为0,符合客观认知。随着弯曲振动幅值的增大,瞬时转速测量误差不断增大,且各时刻(各齿)误差增大的程度不同。最大相对误差为1.04%,最大绝对误差为19.43 r/min。一般工程上要求振动角位移测量误差^[10]不超过 $\Psi_{\max}=0.1^\circ$,对应角速度误差最大允许值 $\Omega_{\max}=3.25$ r/min。若要满足该最大允许误差要求,弯曲振动幅值应满足 $e_a < 0.075$ mm。

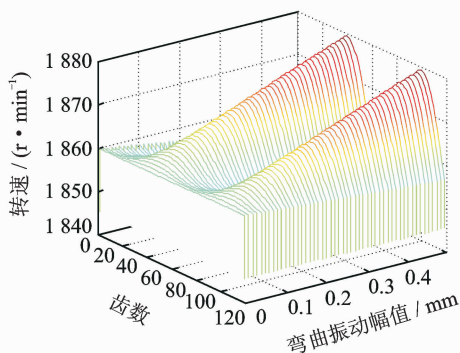


图10 不同弯曲振动幅值下的转速测量仿真结果($n=1860$ r/min)

Fig. 10 The simulation results of speed measurement under the influence of different bending vibration amplitude($n=1860$ r/min)

从式(3)可以看出,转速测量误差主要来源于调频 L_i 和调幅 Q_i 两个部分。从表达式可看出,只要在测量数据的后处理时,取基准电压 $\varepsilon_0=0$,即可消除调幅部分 Q_i 的影响。为了研究调频部分 L_i 的规律特性,取基准电压为0,弯曲振动幅值 $e_a=0.06$ mm,对不同频率(不同阶数, $p=1\sim 10$)弯曲振动影响下的测量结果进行仿真研究。图11为弯

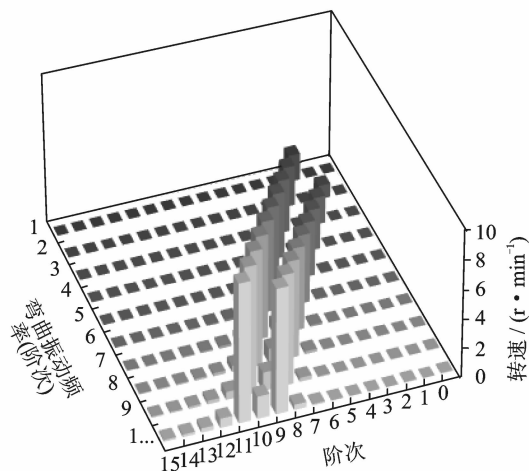


图11 不同弯曲振动阶次测量得到的瞬时转速频谱图
Fig. 11 Spectrum of speed measurement under the influence of different bending vibration order

曲振动主要成分为不同频率(阶数)时,对1860 r/min转速工况测量得到的瞬时转速频谱图。从图11可以看出,弯曲振动阶数 p 不同,产生的伪扭振信号阶数也不同,但是有一个共同的特点,那就是伪扭振信号的阶数总是以 $p+1$ 和 $p-1$ 这两阶为主,且第 $p+1$ 阶较 $p-1$ 阶更大,而第 p 阶则较小,幅值随着弯曲振动阶数的增加有增大的趋势。

4 弯曲振动影响的消除

实验研究和理论分析都表明,曲轴弯曲振动对扭振测试结果有调频和调幅两方面的影响,必须采取措施予以消除。为此设计如图12所示的整体式实验装置。齿盘通过连接螺栓和连接支架相连,装在曲轴自由端,随着曲轴一起旋转。壳体(相当于传感器支架)通过轴承支撑于连接支架上,外围用皮带张紧,防止因为轴承处摩擦力作用使得壳体随着连接支架转动。这样,壳体与连接支架(即传感器和齿盘)之间能够相对转动,但是不会发生齿盘径向的相对位移,从根本上消除弯曲振动的影响。

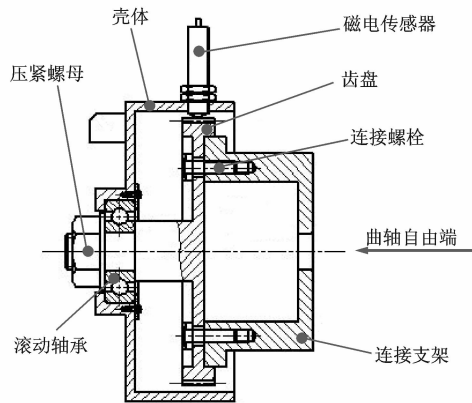


图12 整体式扭振测试装置

Fig. 12 Integral torsional vibration test equipment

用图3常规测试装置和图12整体测试装置分别对该柴油机进行扭振测试,测试转速为1860 r/min。计算一个工作循环的扭振信号分别如图13和图14所示,并做傅里叶变换,得到弯曲振动阶数 p 阶(6阶)附近阶次的频谱对比,如图15所示。从图中可以看出,消除弯曲振动影响前后,减小最明显的阶次是第5阶和第7阶,分别为10.18 r/min和14.92 r/min。结果表明,第 p 阶(6阶)弯曲振动引起伪扭振信号的主要成分是 $p+1$ 阶(7阶)和 $p-1$ 阶(5阶)。第 $p+1$ 阶(7阶)减小更明显,说明弯曲振动引起的伪扭振信号中,第 $p+1$ 阶(7

阶)比 $p-1$ 阶(5 阶)更大。同时也说明,整体式扭振测量装置可以有效地消除弯曲振动产生的伪扭振信号。

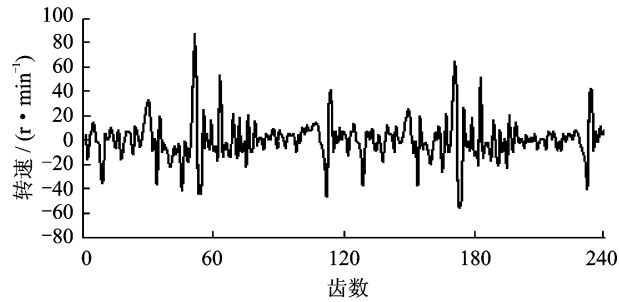


图 13 1 860 r/min 工况时常规装置扭振测量时域曲线
Fig. 13 1 860 r/min, the time domain curves measured by conventional torsional vibration measuring device

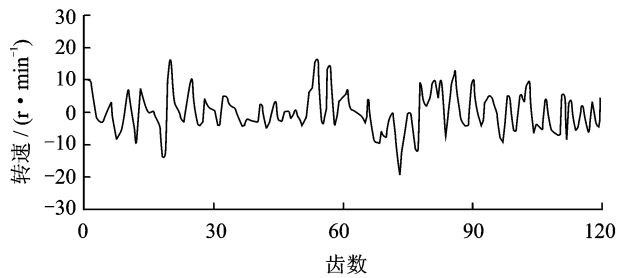


图 14 1 860 r/min 工况时整体式装置扭振测量时域曲线
Fig. 14 1 860 r/min, the time domain curves measured by integral torsional vibration test equipment

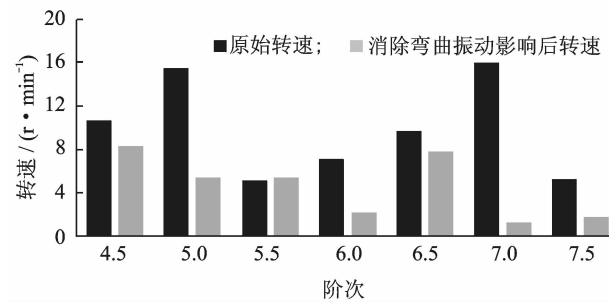


图 15 1 860 r/min 常规测试装置与整体式测试装置测得的扭振频域数据对比
Fig. 15 1 860 r/min, contrast of torsional vibration frequency domain data measured by conventional and integral torsional vibration measuring device

5 结 论

- 1) 弯曲振动存在,对扭振电压信号有调幅和调频作用,弯曲振动对扭振测量有较大影响。
- 2) 不同弯曲振动幅值对伪扭振信号的影响不同。随着弯曲振动幅值的增大,瞬时转速测量误差不断增大,且各时刻(各齿)误差增大的程度不同。

3) 弯曲振动引起的伪扭振信号的主要频率成分是 $p+1$ 和 $p-1$ 阶,且第 $p+1$ 阶较 $p-1$ 阶更大,幅值随着弯曲振动阶数的增加有增大的趋势。实验结果也得到了同样的结论。

4) 消除齿盘径向相对位移的测试机构能够很好地消除弯曲振动引起的伪扭振信号。

参 考 文 献

- [1] 上官文斌,陈超,段小成,等. 发动机曲轴系统扭转振动建模与实测分析[J]. 振动、测试与诊断, 2012,32(4):560-567.
Shangguan Wenbin, Chen Chao, Duan Xiaocheng, et al. Modeling and experiment analysis of torsional vibration in engine crankshaft system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012,32(4):560-567. (in Chinese)
- [2] 蒋云帆,廖明夫,王四季. 航空发动机转子扭振测量新方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013,33(3):410-415.
Jiang Yunfan, Liao Mingfu, Wang Siji. New measuring method for torsional vibration of aeroengine rotor [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013,33(3):410-415. (in Chinese)
- [3] Gawande S H, Navale L G, Nandgaonkar M R. Power balancing of inline multicylinder diesel engine[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2012, 2012(2012):346-351.
- [4] Franco J, Franchek M A, Grigoriadis K. Real-time brake torque estimation for internal combustion engines[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008,22(2):338-361.
- [5] 周迅,俞小莉,李松和. 扭振测量误差分析及实用发动机高精度扭振测量仪的研制[J]. 内燃机工程, 2005, 26(5):77-80.
Zhou Xun, Yu Xiaoli, Li Songhe. Investigation of torsional vibration measurement and development of a new digital torsional vibration instrument with high precision for engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005,26(5):77-80. (in Chinese)
- [6] 孙云岭,朴甲哲,张永祥. 插值算法在内燃机瞬时转速测量中的应用研究[J]. 内燃机学报, 2002,20(4):335-338.
Sun Yunling, Piao Jiazhe, Zhang Yongxiang. Investigation on interpolation method in transient speed measurement for internal combustion engines[J]. Transactions of CSICE, 2002,20(4):335-338. (in Chinese)
- [7] 张永祥,孙云岭,李军,等. 柴油机瞬时转速测量中误差处理技术研究[J]. 内燃机工程, 2005,26(6):61-

63.
Zhang Yongxiang, Sun Yunling, Li Jun, et al. Research on transient rotating speed measurement errors process technology for diesel engines[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(6): 61-63. (in Chinese)

[8] 张晓玲, 唐锡宽. 扭振测试误差及其校正方法研究[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 1997, 37(11): 11-14.

Zhang Xiaoling, Tang Xikuan. Analysis of torsional vibration measuring errors and their correct method[J]. Journal of Tsinghua University: Science & Technology, 1997, 37(11): 11-14. (in Chinese)

[9] 李德水. 小型柴油机轴系模态分析及仿真计算研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.

[10] 耿冲, 刘辉, 项昌乐. 测速齿盘偏心对扭振测试误差影响的研究[J]. 北京理工大学学报, 2003, 23(3): 281-284.

Geng Chong, Liu Hui, Xiang Changle. A study on the torsional vibration measurement error caused by eccentricity of tooth discs[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2003, 23(3): 281-284. (in Chinese)



第一作者简介: 王媛文, 男, 1984年5月生, 博士生。主要研究方向为汽车动力传动系扭振控制。曾发表《传感器工作间隙对内燃机瞬时转速测量的影响机理及规律》(《内燃机学报》2014年第32卷第5期)等论文。

E-mail: wywqsr1984517@163.com

通信作者简介: 闫兵, 男, 1964年11月生, 博士, 教授。主要研究方向为机械设备振动计算、测试、控制及故障诊断。

E-mail: yanbingwd@163.com

机械工程师



杂志(月刊)



创刊于
1969

2017 征订中.....

地址: 哈尔滨市香坊区文治头道街30号 (150040)
电话: 0451-82120966 传真: 0451-82127726
投稿: hrbengineer@163.com jixie888@126.com
网址: www.jxgcs.com

全国邮发代号: 14-53 中国连续出版物号: ISSN 1002-2333 / CN23-1196 / TH 国内定价: 20元

