

柴油机曲轴前后端相对扭振的测试方法

曹精明^{1,2}, 崔宾², 时胜文^{2,3}, 徐子春²

1. 潍坊内燃机质量检验中心有限公司, 山东 潍坊 261012; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061;
3. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061

摘要:为准确分析曲轴扭振数据,提高柴油机曲轴可靠性,以某直列六缸柴油机曲轴为研究对象,建立轴系质量刚度当量模型,搭建柴油机扭振测试系统,采集曲轴前端和飞轮端的转速脉冲信号,分析不同转速下各主要阶次扭振与相对扭振的关系。研究表明:曲轴前端3.0阶扭振曲线与相对扭振曲线相差较大,单点扭振无法精确反映曲轴扭振;曲轴的相对扭振可有效消除滚振及外接轴系对扭振的影响,测试曲轴的相对扭振对准分析曲轴扭转程度至关重要。

关键词:相对扭振;曲轴;转速脉冲

中图分类号:TK423.3

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2023)01-0037-04

引用格式:曹精明,崔宾,时胜文,等. 柴油机曲轴前后端相对扭振的测试方法[J]. 内燃机与动力装置,2023,40(1):37-40.

CAO Jingming, CUI Bin, SHI Shengwen, et al. Test method of relative torsion vibration from front end to rear end of crankshaft[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023,40(1):37-40.

0 引言

柴油机具有良好的经济性和出色的动力性,广泛应用于卡车、工程机械、船舶、发电设备等众多领域。随着柴油机性能的提升,特别是应用于混合动力装置时,在柴油机气体力、惯性力以及电机电磁力的周期性变化作用下,曲轴扭振也越来越复杂,导致一系列的可靠性与噪声问题^[1-3]。

柴油机扭振测试通常只采集曲轴前端一个测点的扭振,单点扭振包含了滚振或者传动轴系其它节点的共振,因此无法得到曲轴本身扭转振动的准确数据。曲轴可靠性问题又与前端及飞轮端的相对扭振相关^[4-5],为获取准确的曲轴扭振数据,有必要对曲轴相对扭振进行测试及分析。本文中以某直列六缸柴油机曲轴为研究对象,建立轴系质量刚度当量模型,搭建扭振测试系统,采集曲轴前端和飞轮端的转速脉冲信号,分析不同转速下各主要阶次扭振与相对扭振的关系,以获得准确的曲轴扭振数据,提高柴油机曲轴可靠性。

1 柴油机扭振测试

1.1 柴油机简化扭转振动系统

直列六缸柴油机的轴系三维模型如图1所示,将柴油机前端轮系、减振器、曲拐、活塞连杆、飞轮等质量进行等效,并结合各质量点连接刚度转化为轴系质量刚度当量系统^[6-7],如图2所示,图中 I_1 为曲轴前端法兰, $I_2 \sim I_7$ 为气缸, I_8 为飞轮, e_{ij} 为相邻质量点间的轴段。

曲轴上任一点的扭振,包括曲轴本身扭转和滚振,外接轴系的扭振均影响曲轴上各点的扭振。

收稿日期:2021-12-23

第一作者简介:曹精明(1982—),男,湖南郴州人,工学硕士,高级工程师,主要研究方向为振动与噪声控制,E-mail:caojingming1982@163.com

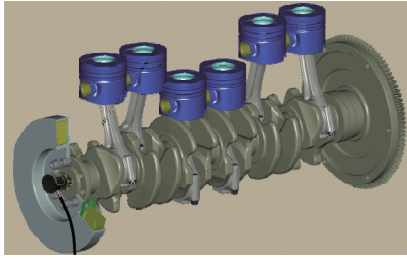


图1 直列六缸柴油机的轴系三维模型

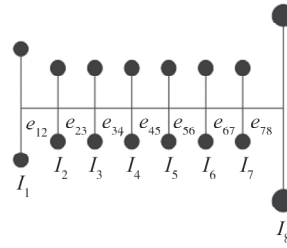


图2 轴系质量刚度当量系统模型

1.2 扭振测试系统

在试验台架上对安装减振器的某型号柴油机进行测试。曲轴相对扭振测试需要采用西门子数采前端 Testlab 同时采集前端和飞轮端转速信号。前端转速信号通过安装的齿盘工装采集,飞轮端转速信号通过读取 ECU 转速传感器转速信号获取。满油门工况下,柴油机从最低稳定转速缓加速至额定转速,记录该过程的转速。

2 扭振信号分析原理

2.1 单点扭振信号处理

信号盘的齿数(或者孔数)是等间隔的,采集的转速脉冲信号为方波信号。根据方波的上升沿或下降沿,可以得到一个脉冲宽度的时间序列。如果存在扭振,脉冲宽度会发生变化,通过读取脉冲之间的宽度,即可得到扭转角波动数据^[8-10]。

根据采集到的转速方波信号计算扭转角波动序列为:

$$\theta_n = \int_0^{t_n} (\omega - \omega_c) dt = \frac{360}{t_c} (t_n - n \frac{t_c}{N}) , \quad (1)$$

式中: n 为信号盘旋转过的齿数; ω 为瞬时转速,rad/s; ω_c 为平均转速,rad/s; t_c 为旋转一周的时间,s; t_n 为旋转 n 个齿所用的时间,s; N 为信号盘齿数。

对 θ_n 进行傅里叶分解即可得到各阶扭振。

2.2 相对扭振信号处理

曲轴前端转速信号脉冲为方波形状,飞轮端转速信号脉冲为不规则形状,如图3所示。飞轮端信号盘为60齿,前端信号盘为120齿。为了在计算时能够与飞轮端信号进行对比,采用2个齿计算一个脉冲,将前端信号盘设置为60齿。

设 ω_1 为前端信号盘的瞬时转速,则曲轴前端转速波动 $\Delta(\omega_1) = \omega_1 - \omega_c$;

设 ω_2 为飞轮端信号盘的瞬时转速,则飞轮端转速波动 $\Delta(\omega_2) = \omega_2 - \omega_c$;前后端相对转速波动为 $\Delta(\omega) = \omega_2 - \omega_1$,相对扭转角波动序列为:

$$\theta_r = \int_0^{t_n} (\omega_2 - \omega_1) dt = \frac{360}{t_c} (t_{n2} - t_{n1}) , \quad (2)$$

式中: t_{n1} 为前端信号盘旋转 n 个齿所用时间, t_{n2} 为飞轮端信号盘旋转 n 个齿所用时间。

式(2)是以一个信号盘为基准,直接计算二者的相对扭转角度,可避免引入其它计算造成的误差。

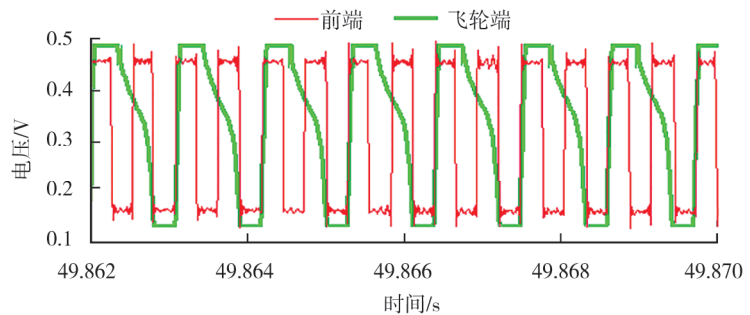


图3 曲轴前端和飞轮端转速信号

3 试验结果分析

直列六缸柴油机曲轴扭振的主要阶次为 3.0、4.5、6.0、7.5、9.0 阶。根据 4.5、6.0、7.5、9.0 阶等主阶次的临界转速计算得到曲轴扭转频率为 135 Hz。将采集到的曲轴前端、飞轮端转速脉冲信号导入 MATLAB,利用式(1)计算曲轴前端、飞轮端各个转速下主要阶次的扭振幅值。曲轴前端、飞轮端扭振曲线如图 4 所示。

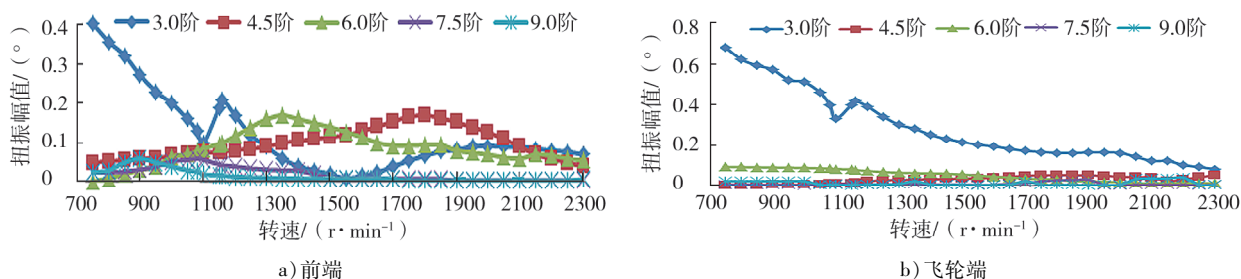


图 4 曲轴前端、飞轮端扭振曲线

由图 4a)可知:在转速为 1160 r/min 时,曲轴前端 3.0 阶扭振曲线有一个波峰,计算其对应频率为 58 Hz,频率较低,小于该节点在曲轴上的通常扭转频率,原因为受外接轴系的影响。

由图 4b)可知:飞轮端 4.5、6.0、7.5、9.0 阶扭振曲线无明显波峰,相应转速下的扭振幅值也较小,这是由于飞轮惯量远大于前端惯量,因此飞轮端扭振幅值远小于前端。

由图 4 还可知:1)曲轴前端和飞轮端的 3.0 阶扭振曲线在转速为 1160 r/min 时均存在一个波峰;2)飞轮端的 3.0 阶扭振幅值比前端大,表明 3.0 阶滚振较大,特别是发动机转速较低时,这是由于前端有相对扭振成分,抵消了一部分滚振,因此扭振幅值较小。

通过式(2)计算曲轴前端和飞轮端的相对扭振,计算结果不包含滚振,且消除外接轴系扭振的影响。曲轴相对扭振曲线如图 5 所示。

对比图 5 与图 4a)可知:1)4.5、6.0、7.5、9.0 阶扭振曲线幅值与相对扭振幅值相近;2)3.0 阶扭振差别较大,3.0 阶相对扭振曲线比较平缓,且转速为 1160 r/min 时无波峰;3)图 5 中,各转速下的 3.0 阶相对扭振幅值都较大,且是各阶次中最大的,这无法单独从前端测点数据(图 4a)获得。

曲轴前端 3.0 阶扭振曲线与 3.0 阶相对扭振曲线相差太大,无法准确反映曲轴的扭转状态。

忽略幅值较小的 7.5、9.0 阶扭振,对比分析曲轴前端、飞轮端和相对扭振的 3.0、4.5、6.0 阶扭振,结果如图 6~8 所示。

由图 6 可知,曲轴前端和飞轮端的 3 阶扭振与 3 阶相对扭振曲线无明显规律性关系。

由图 7、8 可知:4.5、6.0 阶扭振幅值较大;前端与飞轮端幅值之和大于相对扭振幅值,这表明前端的扭振数据包含了滚振等其它成分。

综上,曲轴的相对扭振可有效消除滚振及外接轴系扭振的影响,测试曲轴的相对扭振对准确分析曲轴扭转程度至关重要。

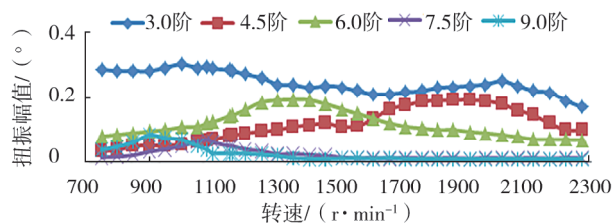


图 5 曲轴相对扭振曲线

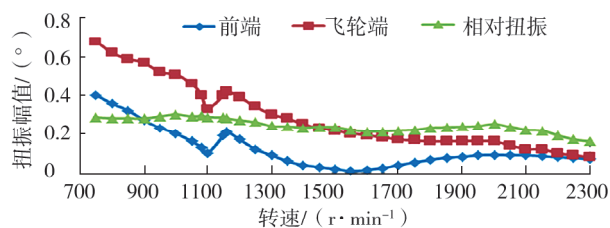


图 6 前端和飞轮端 3.0 阶扭振对比曲线

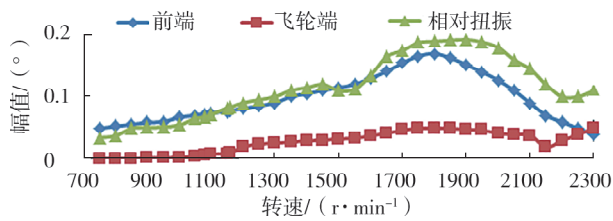


图7 4.5阶扭振对比曲线

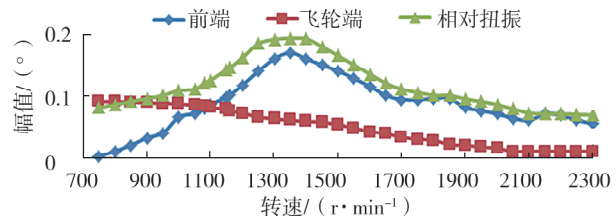


图8 6.0阶扭振对比曲线

4 结论

以某直列六缸柴油机曲轴为研究对象,采集前端和飞轮端的转速脉冲信号,以其中一个信号作为基准,计算两者的扭转角度,得到曲轴的相对扭振幅值,分析不同转速下各主要阶次扭振与相对扭振的关系:1)曲轴的相对扭振可有效消除滚振及外接轴系扭振的影响;2)前端单点扭振测试结果表明,4.5、6.0阶曲线在临界转速下的幅值接近但小于相对扭振的幅值;3)在滚振、外接轴系扭振影响下,曲轴前端3阶扭振幅值与3阶相对扭振幅值差异较大,无法准确反映曲轴的扭转状态。

参考文献:

- [1] 孙黎明,朱敬安,陈洪涛. 曲轴系扭转振动对非道路柴油机 NVH 特性的影响研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2016, 43(1):42-48.
- [2] DERESZEWSKI M, SIKORA G. Diagnostics of the internal combustion engines operation by measurement of crankshaft instantaneous angular speed[J]. Journal of KONBiN, 2019, 49(4):281-295.
- [3] 李亚南,郝志勇,郑旭. 扭振对轴承受力及整机噪声影响的研究[J]. 机电工程, 2017,34(5):443-449.
- [4] 黄森,王森,刘金榕. 某型汽车动力传动系扭振分析[J]. 汽车实用技术,2019(20):34-36.
- [5] 杨国秀,李文跃. 装载机动力传动系统扭振分析[J]. 建筑机械, 2019(8):54-58.
- [6] 郑昊天,董飞莹,顾俊杰,等. 某型柴油机曲轴系的扭振性能分析[J]. 内燃机,2019(5):33-37.
- [7] 姚熊亮,孙士丽,陈玉. 高频动载轴承内油膜压力特性[J]. 机械工程学报,2010, 46(17):93-99.
- [8] 王东亮,尹新权,杜遥. 柴油机曲轴扭振信号分析研究[J]. 汽车实用技术, 2018(21):86-88.
- [9] 徐可鹏. 基于 Matlab 的内燃机轴系扭转振动程序开发[D]. 大连:大连理工大学, 2019.
- [10] 张振京,宋业栋,王洋,等. 柴油机曲轴减振器失效实时监测研究[J]. 内燃机与动力装置, 2019, 36(6):55-58.

Test method of relative torsion vibration from front end to rear end of crankshaft

CAO Jingming^{1,2}, CUI Bin², SHI Shengwen^{2,3}, XU Zichun²

1. Weifang Internal Combustion Engine Quality Inspection Center Co., Ltd., Weifang 261012, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China; 3. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China

Abstract: In order to accurately analyze the torsional vibration data of crankshaft and improve the reliability of diesel engine crankshaft, taking an in-line six-cylinder diesel engine crankshaft as the research object, the shafting mass stiffness equivalent system model is established, the diesel torsional vibration test system is built, the rotational speed pulse signals at the front end and flywheel end are collected, and the relationship between the main order torsional vibration and the relative torsional vibration at different rotational speeds is analyzed. The research results show that: the 3.0 order torsional vibration curve of the front end of the crankshaft is quite

(下转第45页)