

某柴油发动机弹性联轴器撕裂故障分析及优化

时胜文^{1,2}, 刘杰^{1,2}, 王慧辉^{1,2}, 张中业^{1,2}, 徐可鹏^{1,2}

1. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:为解决某柴油发动机台架试验过程中飞轮端弹性联轴器橡胶体频繁撕裂故障,开展轴系扭转振动测试试验和弹性联轴器橡胶体升温试验,分析飞轮端弹性联轴器失效原因;基于AVL Excite Designer软件,建立了台架一维轴系当量简化模型并进行扭振仿真分析;采用增大测功机端弹性体与万向轴万向节间转动惯量的方法进行优化,并结合仿真分析和台架试验进行验证。结果表明:轴系第1阶扭振频率与发动机第2阶激励频率发生共振,导致弹性联轴器橡胶体扭转角振动过大,造成其扭转疲劳撕裂和过热熔化,最终导致橡胶体失效;由于测功机转动惯量大于发动机转动惯量,因而飞轮端弹性联轴器橡胶体的相对扭转角大于测功机端的相对扭转角,使飞轮端弹性联轴器橡胶体耗散功率大于测功机端,导致飞轮端弹性联轴器橡胶体更容易失效;通过增大测功机端弹性体与万向轴万向节间转动惯量,可使轴系第1阶扭振共振频率避开发动机常用转速区,同时飞轮端弹性联轴器橡胶体的耗散功率减小了33%,延长了联轴器橡胶体使用寿命,有效解决飞轮端弹性联轴器橡胶体频繁撕裂的问题。

关键词:弹性联轴器;扭转振动;相对扭转角;耗散功率

中图分类号:TK422

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)06-0083-09

引用格式:时胜文,刘杰,王慧辉,等.某柴油发动机弹性联轴器撕裂故障分析及优化[J].内燃机与动力装置,2025,42(6):83-91.

SHI Shengwen, LIU Jie, WANG Huihui, et al. Failure analysis and optimization of elastic coupling tear for a diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(6): 83-91.

0 引言

发动机产品开发的一个重要流程就是利用发动机台架进行发动机性能、可靠性、噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)等试验测试。发动机台架主要采用发动机-弹性联轴器-万向轴-测功机的轴系匹配方式,不同部件及连接方式的轴系特性不同,若轴系匹配不当可能导致联轴器、曲轴和测功机等轴系零件损坏,因此,台架试验中轴系匹配至关重要。

联轴器具有一定的减振作用,多用于旋转机械的动力传递系统,实现转矩的输出,降低从动力机械传递至输出系统的扭转振动。当前关于台架联轴器性能方面的研究较多:李翌等^[1]研究了某2.0 T发动机台架弹性联轴器动态特性,分析了不同测功机对轴系运行性能的影响;梅庆等^[2]从结构分析、动力学计算和动力特性试验三方面分析研究了弹性联轴器的动力学特点,发现弹性联轴器花键连接是影响弹性联轴器动力学特性的关键因素;袁跃兰等^[3]建立了履带车辆多质量弹性系统动力学模型,通过振动计算和台架试验,确定了弹性联轴器的最佳簧片类型;刘辉等^[4]分析了不同类型联轴器的阻尼和刚度特性,为弹性联轴器的设计和匹配提供了参考;文献[5-7]研究了轴系扭振匹配的计算方法与强度校核准则,确定了联轴器的匹配边界条件;刘仙桃^[8]提出了一种新型花键联轴器的齿形设计方法,有效提高了联轴器的减振效率;江明耿等^[9]分析了联轴器失效原因,并提出有效应对策略;温华兵等^[10]采用经验模态分解方法和Hilbert变换,提取发电机组联轴器异常振动噪声信号进行分析,成功确定故障原因并实施了相应的改

收稿日期:2025-08-19

第一作者简介:时胜文(1992—),男,黑龙江伊春人,工程师,主要研究方向为内燃机振动与噪声控制,E-mail:shisw@weichai.com.

进措施;文献[11-13]分析了弹性联轴器的常见故障及其诊断方法,为排查和解决联轴器故障提供了实践参考;牛雨生等^[14]研究了金属离合器轴向刚度对轴系扭转动力学特性的影响;董焕彬等^[15]针对大刚度联轴器轴系扭振共振问题,提出并优化轴系关键参数,有效减小了轴系振动。

目前台架轴系匹配的研究主要聚焦于弹性联轴器的特性分析与匹配策略,通过弹性联轴器刚度优化实现系统适配。但在实际匹配过程中,弹性联轴器的输出转矩能力及其可靠性要求限制了橡胶弹性体刚度的可调范围,导致联轴器本身的优化空间有限。

针对某直列四缸柴油发动机台架弹性联轴器损坏问题,本文中通过调整轴系参数以匹配弹性联轴器固有特性,结合轴系扭振测试试验及温升试验分析故障成因,基于台架轴系模型和轴系当量简化模型进行仿真分析,并提出弹性体优化方案,通过多方案仿真对比及扭振测试试验验证,最终确定最佳优化方案。

1 联轴器故障及原因分析

1.1 故障现象

弹性联轴器包含橡胶元件和内外法兰连接盘,其输出法兰通过连接螺栓与发动机飞轮连接,法兰外圈面与输出内花键采用橡胶连接,使得发动机转矩经飞轮传递至法兰外圈面,经橡胶减振后传递至内花键,最终向外输出动力。

某直列四缸柴油发动机常用转速大于1 000 r/min,在该发动机飞轮端和测功机端各安装一个弹性联轴器,两个弹性联轴器间用万向轴连接。采用弹性联轴器可降低发动机传递至测功机的扭振,保护测功机。但该台架在试验过程中频繁发生在运行时间极短(13~16 h)的情况下即出现飞轮端弹性联轴器橡胶体(简称弹性体)损坏的现象,该台架连接方式和弹性联轴器结构如图1所示,弹性体撕裂形貌如图2所示。

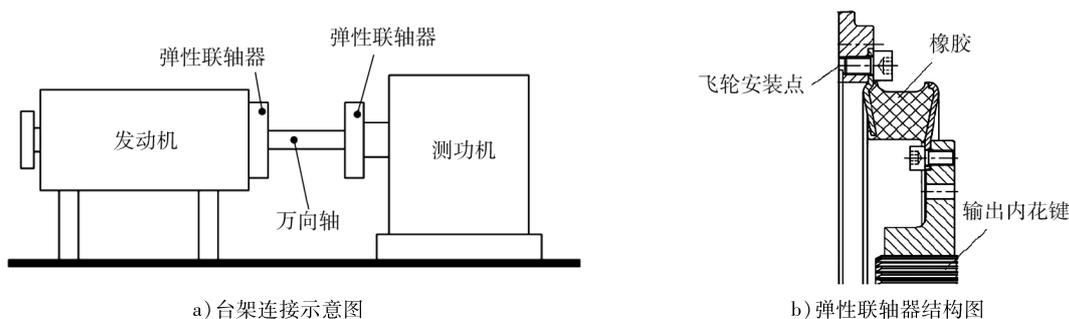


图1 发动机台架连接与弹性联轴器结构示意图



图2 弹性体撕裂形貌

由图2可知:橡胶外圈表面出现夹角为45°的交叉撕裂,断口呈严重熔化撕裂。结合撕裂形貌分析弹性体损坏形式,判断其失效形式可能为扭振过大(造成初始裂纹)和橡胶过热(导致断口熔化),最终造成弹性体撕裂损伤。

1.2 原因分析

1.2.1 轴系扭振测试及分析

在发动机台架上对发动机、测功机轴系进行轴系扭振测试,设置3个测试点,分别位于发动机自由端、飞轮端弹性联轴器减振后、测功机端弹性联轴器减振后,记为测点1~3。测点1采用光栅编码传感

器,测点2、3采用黑白带光电传感器,曲轴轴系扭振测试3个测点位置如图3所示。

3个测点轴系扭振测试频谱图如图4所示。由图4可知:在发动机第2阶激励作用下,当发动机转速为1435 r/min时,整个轴系发生了强烈的扭转共振,模态频率为47.8 Hz;测点2的扭转角最大,其次为测点1,测点3无明显响应。

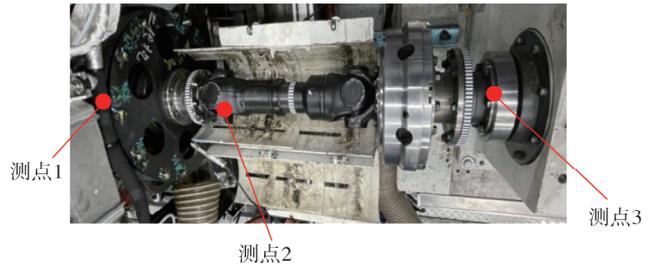


图3 轴系扭振测试测点示意图

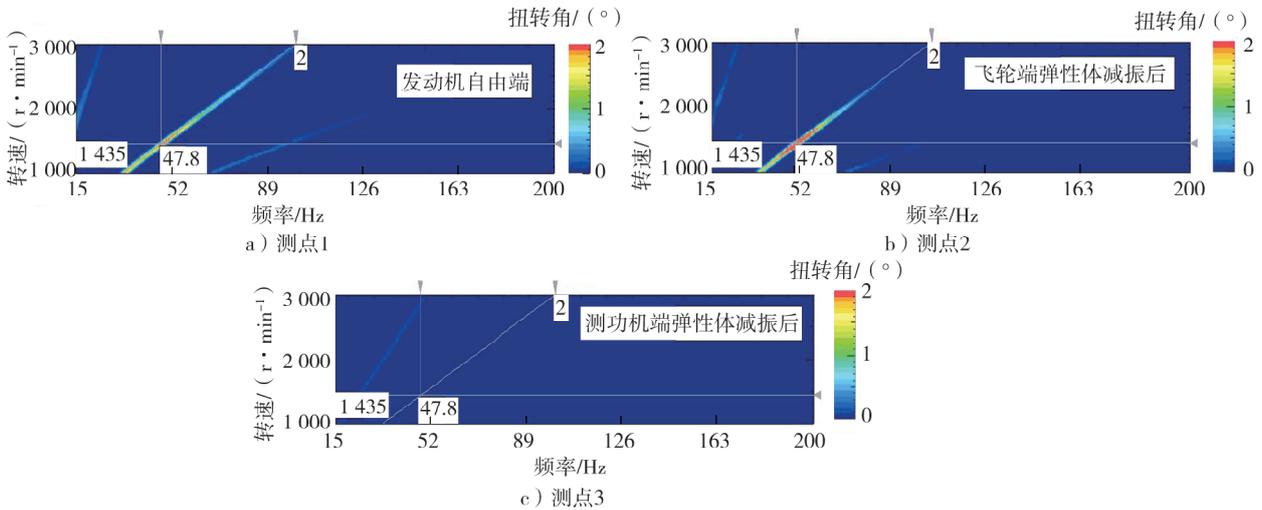


图4 轴系扭振测试频谱图

在发动机第2阶激励作用下,轴系扭振各测点的扭转角测试结果如图5所示,图中飞轮端弹性体的相对扭转角、测功机端弹性体相对扭转角为弹性体前后扭转角的矢量和。

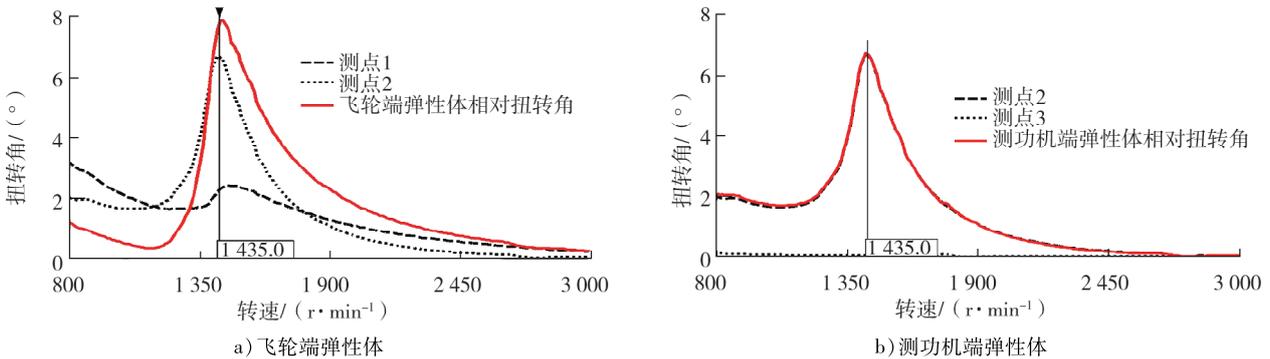


图5 2阶激励下,轴系扭振各测点扭转角测试结果

由图5可知:在发动机第2阶激励作用下,测点1~3的扭转角分别为2.300°、6.700°、0.005°;飞轮端、测功机端弹性体的相对扭转角分别为7.7°、6.7°,两个弹性体的相对扭转角变化规律一致,飞轮端弹性体的相对扭转角较测功机端的相对扭转角大14.3%。

综上所述,飞轮端弹性体处于反相位相对扭转振动状态,弹性体实际承受的扭转载荷为其前后扭转角对应的扭转载荷的矢量和,采用相对扭转角更能表征弹性体承受的交变扭转应力;弹性体相对扭转角与轴系转动惯量分布相关,测功机端转动惯量大于发动机端转动惯量,使飞轮端弹性体相对扭转角大于测功机端相对扭转角,导致飞轮端弹性体较测功机端更易损坏。

1.2.2 温升试验及分析

为进一步确认弹性体扭转疲劳失效原因,利用红外测温传感器监测发动机万有工况下飞轮端弹性体的表面温度,每个稳态转速(1000、1500、2000、2500、3000 r/min)下稳定运转3 min。弹性体表面温度

试验结果如图6所示。由图6可知:弹性体表面最高温度为76℃,不满足弹性体长时间运转温度不大于70℃的要求;弹性体表面最高温度出现在转速大于1450 r/min、转矩大于100 N·m的区域,与轴系扭转共振转速区一致,初步判断轴系扭转共振是导致弹性体橡胶扭转疲劳失效的主要原因。

发动机转速为1435 r/min、转矩为250 N·m时,弹性体表面温度变化如图7所示。由图7可知:随发动机运行时间增大,弹性体表面温度急速上升;经过5 min,弹性体表面温度由35℃迅速升高至70℃。随运行时间增大,8 min后弹性体表面温度达到最高温度80℃。分析原因为轴系扭转共振导致橡胶扭振过大,造成弹性体扭转疲劳撕裂,表面温度升高过快,从而导致弹性体过热熔化。试验结束后,弹性体侧面出现细小裂纹,如图8所示。

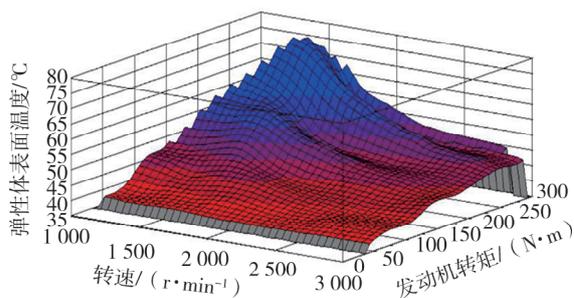


图6 发动机万有工况弹性体表面温度

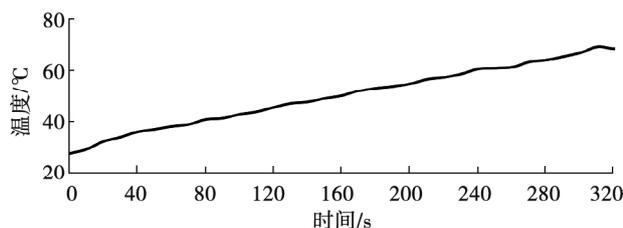


图7 弹性体表面温度变化曲线



图8 弹性体侧面裂纹

2 仿真模型建立及分析

2.1 仿真模型建立

AVL Excite Designer 汽车、发动机系列模拟软件模块可以根据实际情况设定各部件参数,自动生成当量系统,将柴油发动机及其复杂的轴系根据工作原理和相关计算转化为由无质量轴端连接的多个集中质量系统,用于往复式活塞内燃机曲轴连杆机构模拟及轴系一维扭振模型计算^[16]。为优化弹性体扭振,本文中采用 AVL Excite Designer 软件进行台架轴系一维扭振仿真分析。根据发动机台架实际工况,台架轴系模型和轴系当量简化模型如图9所示。

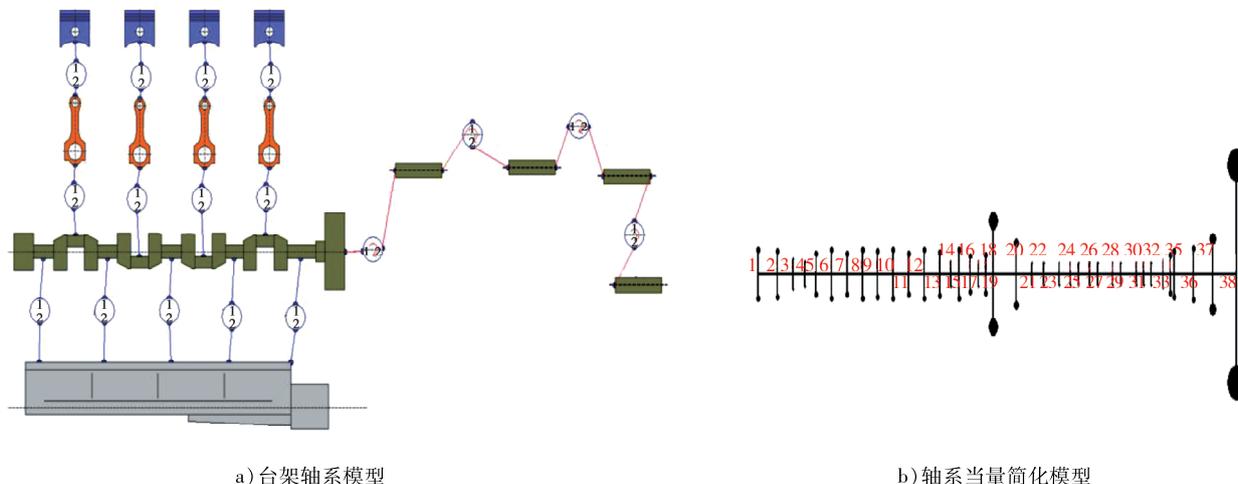


图9 台架轴系模型及轴系当量简化模型

根据轴系当量简化模型,发动机台架轴系被简化为38个质量点。其中,飞轮端弹性体扭转刚度 S_1 简化为质量点19、20的刚度,测功机端弹性体扭转刚度 S_2 简化为质量点37、38的刚度,万向轴靠近飞轮端的万

向节扭转刚度 S_3 简化为质量点 35、36 的刚度,万向轴靠近测功机端的万向节扭转刚度 S_4 简化为质量点 36、37 的刚度,飞轮端弹性体与万向轴万向节间的等效转动惯量 J_1 简化为质量点 20~35 多段轴的刚度,万向轴两万向节之间的等效转动惯量 J_2 简化为质量点 36 的惯量,测功机弹性体与万向轴万向节之间的等效转动惯量 J_3 简化为质量点 37 的惯量,测功机等效转动惯量 J_4 简化为质量点 38 的惯量。一维轴系模型的 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 分别为 2.6×10^3 、 2.6×10^3 、 4.9×10^4 、 4.9×10^4 N·m/rad, J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 分别为 2.5×10^{-2} 、 7.5×10^{-3} 、 0.3 、 2.7 kg·m²。

2.2 仿真模型分析

一维轴系扭转振型模态仿真结果如图 10 所示,图中黑色为轴系集中质量简化模型,绿色为轴系扭转振型模态。由图 10 可知:一维轴系扭转振型为弹性体前、后反相位共振,与试验推测结果一致。仿真一维轴系扭转模态频率为 46.7 Hz,与试验测试扭转共振频率(47.8 Hz)的误差约为 2%。由于测功机转动惯量大于发动机整体转动惯量,导致飞轮端弹性体的相对扭转角大于测功机端的相对扭转角,测功机端质量点 38 的扭转振幅明显小于飞轮端质量点 1~18,因此飞轮端弹性体更容易发生扭转撕裂。

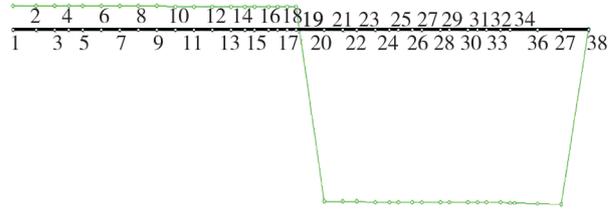


图 10 一维轴系扭转振型模态仿真结果

弹性体耗散功率为单位时间内弹性体在工作状态下将扭振能量转化为摩擦热量时散发的能量,表示在共振频率、共振幅值等作用下橡胶的实际工作负荷,可用于表征弹性体表面温度及其可靠性。在发动机第 2 阶激励作用下,一维轴系弹性体相对扭转角和弹性体耗散功率的仿真结果如图 11 所示。

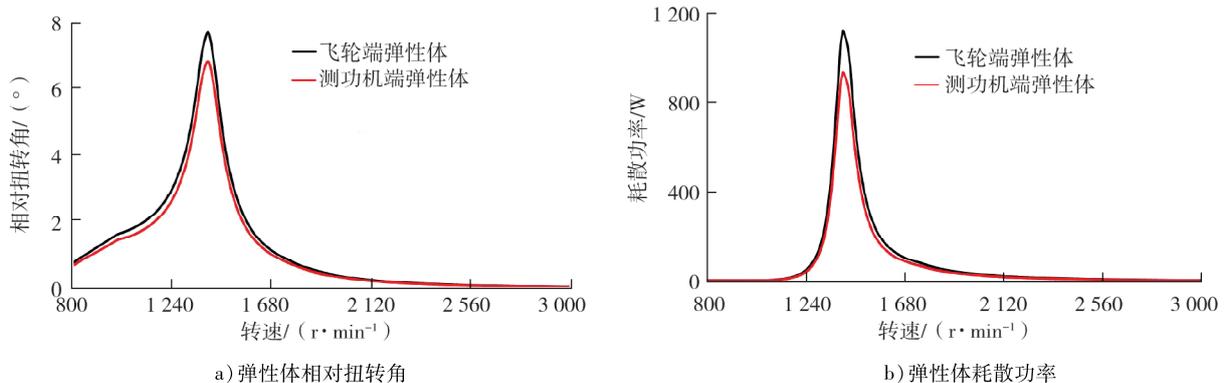


图 11 一维轴系弹性体相对扭转角和弹性体耗散功率仿真结果

由图 11a)可知:弹性体相对扭振的试验结果和仿真振型趋势一致,整个轴系在发动机转速约为 1 400 r/min 时出现强烈扭振,飞轮端弹性体的相对扭转角大于测功机端的相对扭转角。由图 11b)可知:共振工况下,飞轮端弹性体耗散功率为 1 120 W,比测功机端弹性体耗散功率(930 W)增大了 16.6%。以上研究表明:实际工作过程中飞轮端弹性体相对扭转角大于测功机端相对扭转角,飞轮端弹性体耗散功率也大于测功机端耗散功率,因而飞轮端弹性体更容易失效。

3 优化方案分析及验证

3.1 优化方案仿真分析

为降低弹性体的相对扭转角,应降低共振幅值或避免共振。通常采用增大系统阻尼或动力吸振器的方法来降低共振幅值。橡胶联轴器阻尼由橡胶材料属性决定,该橡胶联轴器为国外进口,橡胶材料优化空间较小;动力吸振器阻尼材料随工作时长增加会逐渐劣化,对其耐久性提出更高要求,将导致使用成本

增大。本文中重点考虑如何避免共振,主要通过改变轴系扭振频率,避免轴系一阶扭振频率与发动机工作转速频率发生共振。

基于实际边界可行性,提出两种方案:一是将 J_3 增加 $0.12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 使共振频率增大,二是将 J_3 减小 $0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 使共振频率减小,两种方案分别记为优化方案 1、2。在发动机第 2 阶激励作用下,优化前后不同方案飞轮端弹性体的相对扭转角和弹性体耗散功率仿真对比如图 12 所示。

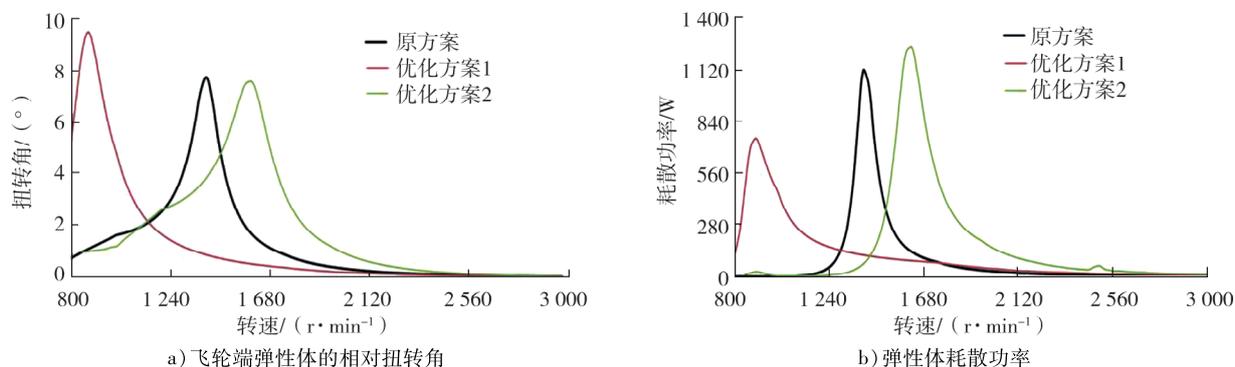


图 12 不同方案飞轮端弹性体相对扭转角和弹性体耗散功率仿真对比

由图 12 可知:对比原方案飞轮端弹性体的相对扭转角,优化方案 1 的飞轮端弹性体的相对扭转角增大,而最大相对扭转角对应的转速降低;优化方案 2 的飞轮端弹性体最大相对扭转角变化不大,但其对应的转速升高;对比原方案最大弹性体耗散功率,优化方案 1 的最大弹性体耗散功率降低了 33%,优化方案 2 的弹性体耗散功率增大了 12%。原因为:采用优化方案 1,发动机低速时弹性体的振动特性为滚振,转速越低,滚振越低,共振幅值越大,共振频率降低,单位时间振动循环次数减少,弹性体耗散功率降低,延长使用寿命;采用优化方案 2,飞轮端弹性体相对扭转角变化不大,转速升高,共振频率升高,单位时间振动循环次数增大,弹性体耗散功率增大,不利于延长弹性体的使用寿命。因此,优化方案 1 避开了发动机常用工作转速,轴系共振时弹性体耗散功率减小,优化效果明显。

不同方案的仿真结果对比如表 1 所示,表中 α_{\max} 为飞轮端弹性体最大相对扭转角, P_{\max} 为飞轮端弹性体最大耗散功率。

表 1 不同方案仿真结果对比

方案	共振频率/Hz	共振转速/(r · min ⁻¹)	$\alpha_{\max}/(^{\circ})$	P_{\max}/W
原方案	46.7	1 400	7.8	1 120
优化方案 1	29.1	870	9.7	754
优化方案 2	53.7	1 610	7.6	1 250

由表 1 可知:采用优化方案 1,轴系扭振频率降低至 29.1 Hz,共振转速降低至 870 r/min,避开了发动机常用转速区,同时弹性体耗散功率也降低了 33%;采用优化方案 2,发动机共振频率增大,但共振转速仍位于发动机常用转速区,且受限于边界可行性,转动惯量边界及轴承负载边界无法进一步增大,优化方案 2 效果不佳。

3.2 试验验证

采用发动机机架轴系扭振测试,对优化方案 1 进行验证。将测功机端弹性体倒装,在万向轴万向节与测功机弹性体间增加一个转动惯量为 $0.04 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 的转动惯量盘,优化方案飞轮与测功机轴系连接如图 13 所示。在发动机第 2 阶激励作用下,优化方案 1 不同测点的轴系扭振频谱如图 14 所示。

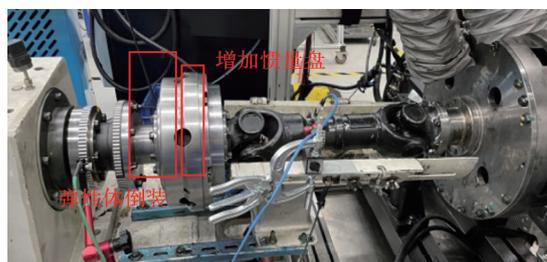


图 13 优化方案 1 飞轮与测功机轴系连接图

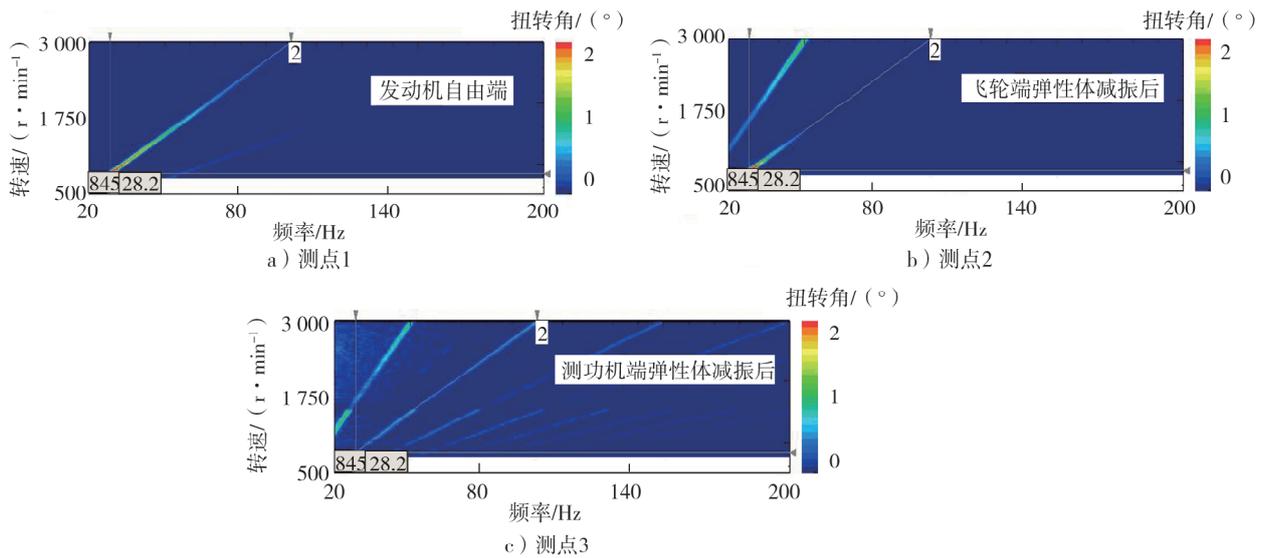


图 14 优化方案 1 轴系扭振频谱图

由图 14 可知:在发动机第 2 阶激励作用下,发动机转速为 845 r/min 时,整个轴系发生了强烈的扭转共振,模态频率为 28.2 Hz。

在发动机第 2 阶激励作用下,优化方案 1 各测点轴系扭振测试扭转角结果如图 15 所示。由图 15 可知:优化方案 1 测点 1~3 对应的扭转角分别为 4.2°、6.7°、0.5°,飞轮端、测功机端弹性体相对扭转角分别为 10.1°、6.4°。

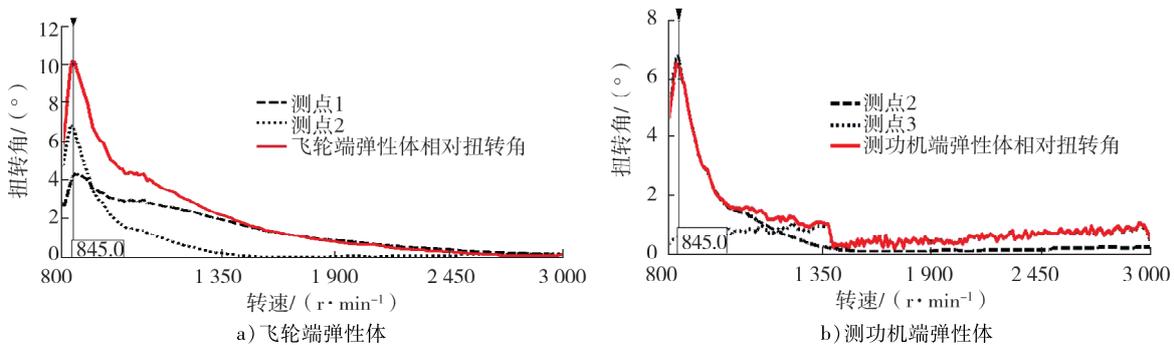


图 15 优化方案 1 轴系扭振各测点扭转角测试结果

原方案、优化方案 1 轴系扭振测试结果如表 2 所示,表中 β_{\max} 为测功机端弹性体最大相对扭转角, t_{\max} 为飞轮端弹性体最高温度。

表 2 原方案和优化方案 1 的轴系扭振测试结果

方案	共振频率/Hz	共振转速/(r·min ⁻¹)	$\alpha_{\max}/(^{\circ})$	$\beta_{\max}/(^{\circ})$	$t_{\max}/^{\circ}\text{C}$
原方案	47.8	1 435	7.7	6.6	80
优化方案 1	28.2	845	10.1	6.4	68

由表 2 可知:试验结果与表 1 的仿真结果基本一致;对比原方案,优化方案 1 的轴系共振频率由 47.8 Hz 降至 28.2 Hz,轴系扭振共振频率降低,单位时间应力循环次数减少,共振工况下飞轮端弹性体最高温度由 80 °C 降至 68 °C,小于弹性体长时间运行温度限值(70 °C);共振转速由 1 435 r/min 降为 845 r/min,避开了发动机常用转速区。采用优化方案 1,飞轮端、测功机端弹性体相对扭转角并未减小,但由于共振转速已避开常用转速区,因此不影响弹性体使用寿命。试验结果表明,弹性联轴器正常运行时间大于 1 000 h,其寿命满足使用需求。

4 结论

采用相对扭振测试、弹性体温升试验、弹性联轴器耗散功率仿真分析等方法对某柴油发动机台架试验中弹性联轴器频繁出现撕裂故障进行研究,结论如下。

1)轴系扭振测试结果表明,在发动机第2阶激励作用下,当发动机转速为1 435 r/min时,整个轴系发生了强烈的扭转共振,模态频率为47.8 Hz;飞轮端弹性体相对扭转角较测功机端相对扭转角更大,导致飞轮端弹性体频繁损坏。

2)弹性体温升试验结果表明,弹性体表面最高温度出现在转速大于1 450 r/min、转矩大于100 N·m的区域,与轴系扭转共振转速区一致,分析认为,弹性体橡胶扭转疲劳失效原因是轴系扭转共振导致橡胶扭振过大,造成弹性体扭转疲劳撕裂,表面温度快速升高,最终导致弹性体过热熔化。

3)一维轴系扭转模态仿真结果表明:轴系扭转振型为弹性体前、后反相位共振,整个轴系在发动机转速约为1 400 r/min时出现强烈扭振;飞轮端弹性体的相对扭转角大于测功机端的相对扭转角,且其耗散功率较测功机端大,故飞轮端弹性体更容易失效。

4)采用测功机端弹性体与万向轴万向节之间的等效转动惯量增大 $0.12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 的优化方案,轴系共振频率由47.8 Hz降至28.2 Hz,共振工况下飞轮端弹性体最高温度由80 °C降至68 °C,共振转速由1 435 r/min降至845 r/min,有效避开发动机常用转速区;弹性体耗散功率降低了33%,优化后的弹性联轴器已运行超过1 000 h未发生损坏,成功解决了故障问题。

参考文献:

- [1] 李翌,叶怀汉.单质量飞轮发动机试验台架轴系扭振研究[J].国外内燃机,2016,48(2):59-64.
- [2] 梅庆,力宁.弹性联轴器动力特性分析与实验研究[J].振动与冲击,2008(6):128-131.
- [3] 袁跃兰,马彪.弹性联轴器对车辆动力传动系统扭振影响研究[J].农业装备与车辆工程,2018,56(2):20-24.
- [4] 刘辉,项昌乐.弹性联轴器对动力传动系统扭振特性影响研究[J].机械强度,2009,31(3):349-354.
- [5] 刘智良.弹性联轴器扭转振动测试系统的研制[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.
- [6] 张兆明,黄耀威.发动机试验台架轴系匹配研究[J].柴油机设计与制造,2017,23(1):10-14.
- [7] 彭涛.考虑弹性联轴器的船舶轴系耦合振动特性分析[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2017.
- [8] 刘仙桃.在动力传动系统中弹性联轴器对其扭振特性的影响[J].低碳世界,2018(6):380-381.
- [9] 江明耿,黄旭超,农德贤.发动机台架联轴器的失效分析及应对策略[J].装备制造技术,2021(2):238-241.
- [10] 温华兵,彭子龙,孟繁林.发电机组橡胶柱销联轴器异常振动噪声诊断[J].振动.测试与诊断,2015,35(4):655-659.
- [11] 刘国平,方建敏.金属膜盘联轴器轴向振动特性研究[J].航空发动机,2017,43(3):14-18.
- [12] 王志华,张聪,刘文华.某天然气压缩机联轴器断裂故障诊断[J].噪声与振动控制,2018,38(6):150-154.
- [13] 张艺宝,孙梅云,华春蓉,等.内燃发电机组联轴器新匹配策略[J].内燃机学报,2019,37(2):171-178.
- [14] 牛雨生,董良雄,温小飞,等.双十字万向联轴器对船舶轴系振动影响的分析[J].机械制造,2020,58(6):27-32.
- [15] 董焕彬,王伟江,郭耀华,等.联轴器特性对柴油发电机组轴系扭振性能影响研究[J].机械设计与制造,2020(7):33-38.
- [16] 李渤仲,陈之炎,应启光.内燃机轴系扭转振动[M].北京:国防工业出版社,1984.

Failure analysis and optimization of elastic coupling tear for a diesel engine

SHI Shengwen^{1,2}, LIU Jie^{1,2}, WANG Huihui^{1,2}, ZHANG Zhongye^{1,2}, XU Kepeng^{1,2}

1. State Key Laboratory of Engine and Powertrain System, Weifang 261061, China; 2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: To address the frequent tearing failure of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end during the bench test of a diesel engine, torsional vibration tests of the shafting system and temperature rise tests

of the rubber body of the elastic coupling are carried out to analyze the failure of the elastic coupling. Based on the AVL Excite Designer software, a 1D equivalent simplified model of the bench shafting system is established, and torsional vibration simulation analysis is conducted. An optimization method is adopted by increasing the moment of inertia between the elastomer at the dynamometer end and the universal joint of the cardan shaft, and the effectiveness is verified through simulation analysis and bench tests. The results show that resonance occurs between the first-order torsional vibration frequency of the shafting system and the second-order excitation frequency of the engine, leading to excessive torsional angle vibration of the rubber body of the elastic coupling, which causes torsional fatigue tearing and overheating melting of the rubber body, and finally results in the failure of the rubber body. Because the moment of inertia of dynamometer is greater than that of engine, the relative torsion angle of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end is greater than that at the dynamometer end, so the dissipated power of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end is greater than that at the dynamometer end, which leads to the elastic coupling at the flywheel end being more prone to failure. By increasing the moment of inertia between the elastomer at the dynamometer end and the universal joint of the cardan shaft, the first-order torsional vibration resonance frequency of the shafting system can be shifted away from the common speed range of the engine. Meanwhile, the dissipated power of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end is reduced by 33%, which prolongs the service life of the coupling rubber body and effectively solves the problem of frequent tearing of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end.

Keywords: elastic coupling; torsional vibration; relative torsional angle; dissipated power

(责任编辑:胡晓燕)

.....
(上接第 82 页)

schemes are proposed, and comparative verification is conducted through modal analysis tests. The results show that the first-order natural frequency of the exhaust pipe is 24.23 Hz, while the engine idle vibration frequency is 25.00 Hz. The two frequencies are close to each other, indicating a high resonance risk. By adopting the two optimization schemes of changing the hanger position and adding an elbow to the straight pipe section of the exhaust pipe and conducting simulation analysis, the 11th-order natural frequency of the scheme that only changes the hanger position is close to the natural frequency of the cab acoustic cavity, which also has resonance risk. It is found that the first-order natural frequency of the exhaust pipe with an elbow added to the straight pipe section reaches 19.40 Hz, which effectively avoids the engine idle vibration frequency and solves the resonance problem between the natural frequency of the exhaust pipe and the engine idle vibration frequency. A comparison between the exhaust pipe modal analysis test and the finite element simulation shows that their vibration modes are basically consistent, and the deviations of the first-order and second-order vibration frequencies are both less than 8%, which verifies the effectiveness of the simulation model.

Keywords: exhaust pipe; modal analysis; structural optimization; resonance

(责任编辑:胡晓燕)