

轻型自卸车飞轮壳开裂故障分析与改进

杨铭^{1,2}, 丁保安^{1,2}, 王剑雄^{1,2}, 李秀山^{1,2}, 郭鑫^{1,2}, 郭凯^{1,2}

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061;

2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:为解决某轻型自卸车发动机在运行过程中频繁出现的飞轮壳开裂故障,建立飞轮壳、离合器壳有限元模型并进行应力计算,对整车动力总成噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)进行测试和模态分析,分析故障产生机理;优化动力总成柔性体模态、变速箱和后桥速比并进行模态及振动试验和实车运行验证。结果表明:飞轮壳处存在明显共振现象,传动轴激励大,动力总成柔性体模态与传动轴激励耦合产生共振共同导致飞轮壳开裂;优化后各测点振幅较小,且动力总成无显著共振;整车运行40 000 km不再出现飞轮壳开裂故障,优化方案有效,可有效解决飞轮壳开裂故障。

关键词:轻型自卸车;飞轮壳;应力计算;NVH;模态分析

中图分类号:TK423.3

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)04-0112-07

引用格式:杨铭,丁保安,王剑雄,等. 轻型自卸车飞轮壳开裂故障分析与改进[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(4): 112-118.

YANG Ming, DING Baoan, WANG Jianxiong, et al. Failure analysis of cracking fault of flywheel housing for a light dump truck and its improvement[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(4): 112-118.

0 引言

飞轮壳是发动机的重要部件,用来保护发动机飞轮,并且承担发动机及变速箱的部分重量^[1]。轻型自卸车在运行过程中,飞轮壳受到发动机和路面以及车辆变速换挡的激励作用,使飞轮壳出现开裂,导致发动机无法正常工作。本文中针对某轻型自卸车发动机的飞轮壳发生开裂故障,对飞轮壳、离合器壳系统进行计算机辅助工程(computer aided engineering, CAE)计算仿真分析,对整车进行噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)试验^[2]、模态试验分析方法^[3],确定飞轮壳开裂原因,对飞轮壳及整车进行优化,为解决飞轮壳开裂故障及优化飞轮壳结构提供参考。

1 故障现象

匹配某发动机、高低挡变速箱、后桥速比为6.167 4的轻型自卸车,车辆常用路况为高速,常用工况为全油门,车速为90 km/h左右,在运行20 000 km左右时大批飞轮壳出现开裂故障,更换飞轮壳后,再次发生飞轮壳开裂故障,且故障周期缩短,部分故障车辆同步出现变速箱轴承故障、变速箱输出轴和传动轴万向节中间连接盘变形等现象。出现开裂故障的飞轮壳如图1所示。

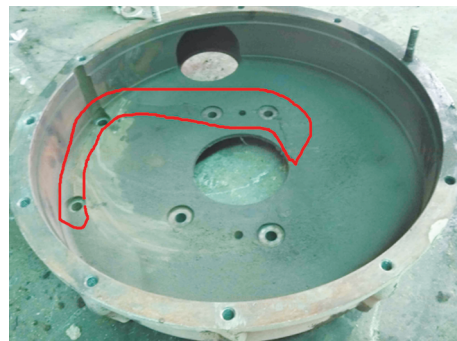


图1 飞轮壳开裂故障现象

收稿日期:2021-02-03

第一作者简介:杨铭(1995—),男,四川自贡人,工学学士,助理工程师,主要研究方向为整车NVH仿真、测试及优化, E-mail: yangming01@weichai.com。

2 飞轮壳、离合器壳应力计算分析

发动机、变速箱及起动机质量分别为 299、165、6 kg,机体、飞轮壳、离合器壳、悬置支架和螺栓各部件材料属性如表 1 所示。

表 1 各部件材料属性

零部件	材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(kg·m ⁻³)	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa
机体	HT300	143	0.270	7280	300	
飞轮壳	HT250	138	0.156	7280	250	
离合器壳	HT250	138	0.156	7280	250	
前、后悬置支架	Q235	212	0.288	7860	390	235
螺栓	45#钢	209	0.269	7890	600	355

基于 Hypermesh 建立有限元模型如图 2 所示。除螺栓外计算模型均采用二阶四面体单元,考察件平均基础网格尺寸为 3 mm,非考察件基础网格尺寸为 4~10 mm^[4-5]。计算时,利用计算模型找到发动机的质心并将发动机的质量耦合在质心,约束设置如图 3 所示。

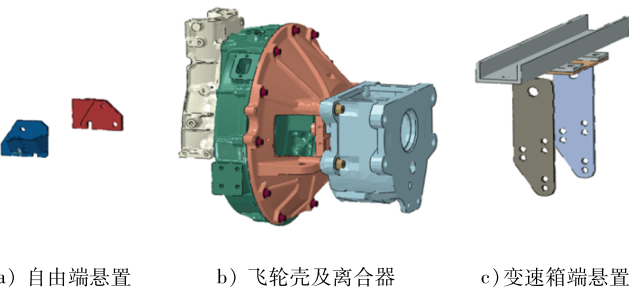


图 2 三维模型

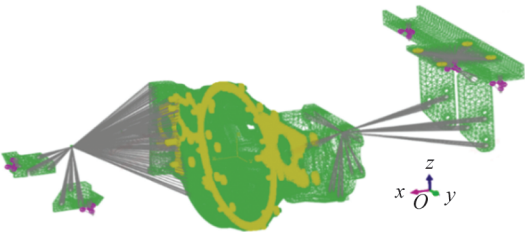


图 3 接触及约束定义

基于 Abaqus 对模型中螺栓施加最大预紧力,螺栓参数及最大预紧力如表 2 所示;分别对螺栓在铅锤、水平横方向和水平纵方向各施加±7g(g 为自由落体加速度)的加速度载荷;计算飞轮壳、离合器壳的应力结果,如表 3、4 所示。

由表 3、4 可知:飞轮壳在各向冲击工况下产生的最大主应力为 134 MPa,低于所应用材料 HT250 的极限强度(250 MPa),静强度满足设计要求;离合器壳在各向冲击工况下产生的最大主应力为 200 MPa,低于所应用材料 HT250 的极限强度(250 MPa),静强度满足设计要求。

表 2 螺栓参数及预紧力

连接螺栓	螺栓规格	螺栓最大预紧力/kN
飞轮壳与机体连接螺栓	M12/10.9	40.5~64.9
飞轮壳与离合器壳连接螺栓	M10/8.8	18.9~30.3
离合器壳与变速箱连接螺栓	M14/8.8	37.9~60.6
飞轮壳与起动机连接螺栓	M12/8.8	27.6~44.2

表 3 不同方向加速度载荷下飞轮和离合器壳应力 MPa

载荷方向	飞轮壳应力	离合器壳应力	载荷方向	飞轮壳应力	离合器壳应力
前	112	200	右	87	83
后	99	141	上	131	194
左	95	78	下	134	14948

表 4 最大螺栓预紧力下飞轮和离合器壳应力 MPa

工况	飞轮壳应力	离合器壳应力
正转反作用转矩	63	42
反转反作用转矩	64	40
1.5 倍正转反作用转矩	66	48

本文中计算分析结果提供 99.99% 存活率的疲劳安全系数,将应力计算结果导入 FEMFAT,利用 TRANSMAX 模块计算飞轮壳疲劳安全系数。飞轮壳最小高周疲劳安全系数为 1.39,离合器壳最小高周疲劳安全系数为 1.17,满足设计要求。通过仿真分析,飞轮壳强度满足要求,不存在开裂风险。

3 整车振动试验分析

对 4 辆样车(记为样车 1~4)进行对比试验,用于查找分析故障源。通过 NVH 试验方法对飞轮壳故障进行排查分析^[6-8],在动力总成上布置 4 个测点: A_1 (后桥)、 A_2 (变速箱)、 A_3 (飞轮壳)、 A_4 (发动机机体前),各测点位置如图 4 所示。

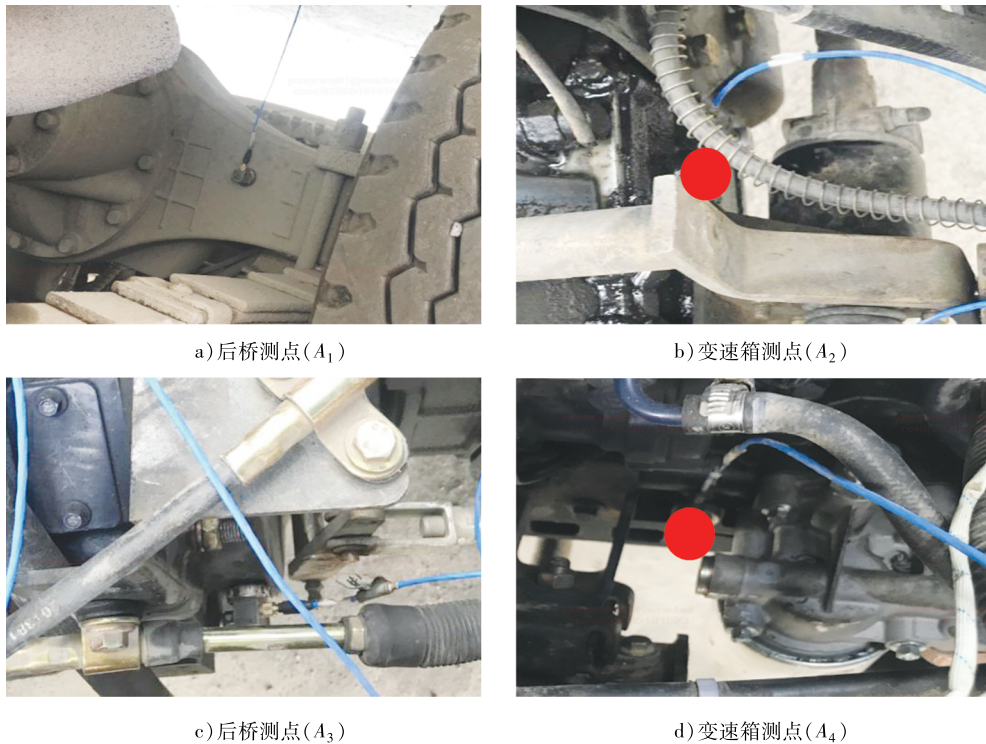


图 4 测点位置

拆除整车后桥半轴,模拟整车实际运行工况,且排除路面的影响。试验挡位为高五挡,缓踩油门将发动机转速由怠速缓慢升到最高空车转速,同时对各测点振动信号进行采集。各样车基本信息及试验结果如表 5 所示。

表 5 样车信息及试验结果

样车	行驶里程/km	运行时间/a	最大振动烈度/ ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	是否故障	常用工况及车况
1	35	0	37	否	新车未出售
2	15 000	1	94	否	满载基本>85 km/h,空载车速为 100 km/h
3	25 000	2	120	是	飞轮壳已 2 次故障,2 次中间相隔仅十几天,满载车速基本超过 85 km/h,空载车速为 100 km/h
4	41 029	2	220	是	飞轮壳已 3 次故障,最后 2 次中间相隔仅 1 d,连接盘存在轻微变形,变速箱轴承坏。满载车速基本超过 85 km/h,空载车速为 100 km/h

对4辆样车进行振动试验,频率为0~200 Hz,发动机转速为800~3100 r/min,高五挡时各测点振动烈度 Overall 曲线及频谱图如图5所示。

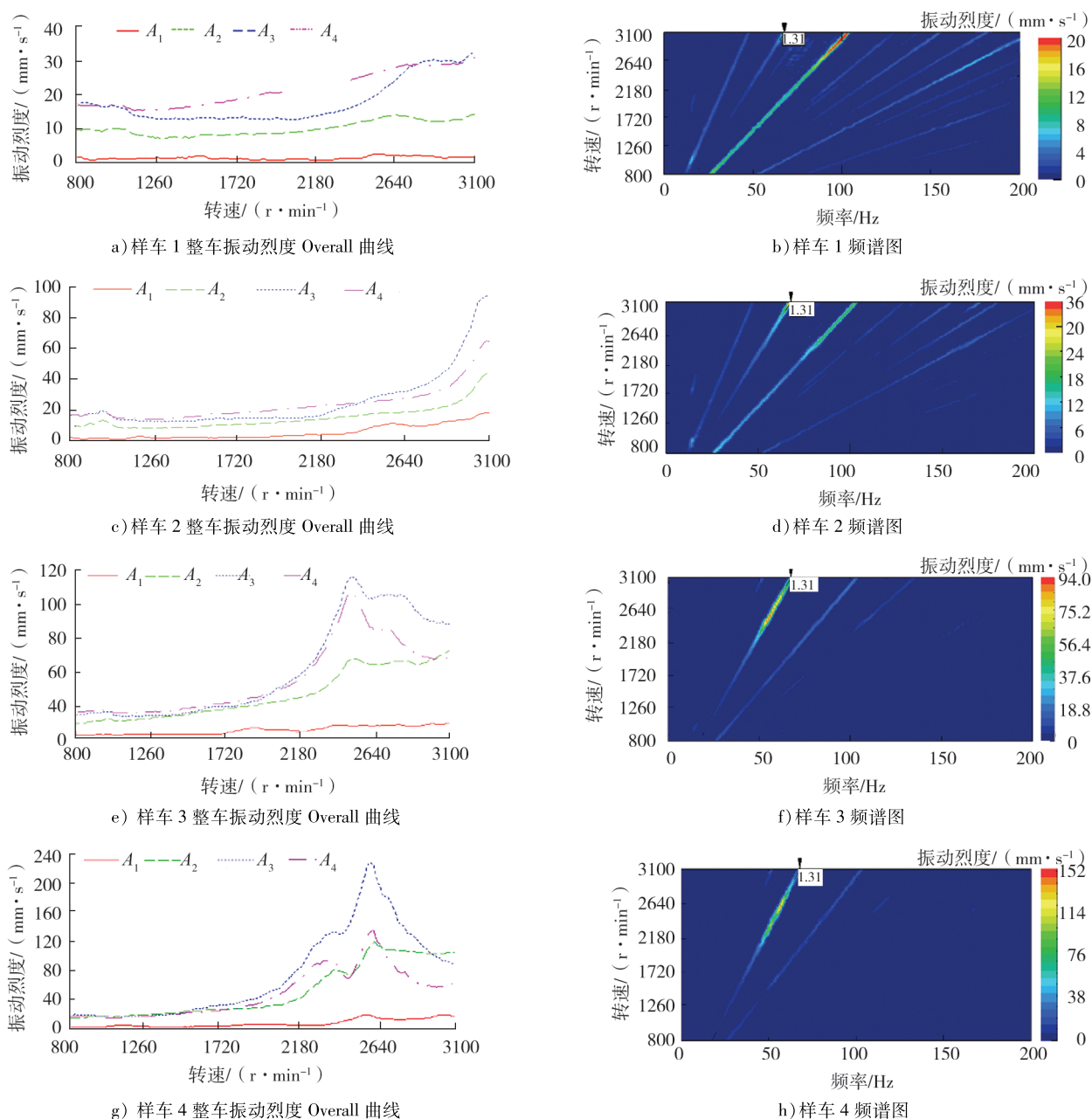


图5 车辆样车高五挡时各测点振动烈度 Overall 曲线及频谱

由图5可知:随着运行时间和里程的增加,发动机转速为2500~3000 r/min,飞轮壳测点位置最大振动烈度增大,动力总成一阶弹性体模态存在明显共振,且共振幅值明显增大,共振为飞轮壳开裂的主要原因,激励谐波为1.31(高档五挡速比0.764,其激励谐波为1.31),为传动轴激励。

为排除此试验工况与实际工况存在的路面激励引起的差异,对样车4进行实际路况试验,对比五挡、发动机转速为2600 r/min时的试验结果如表6所示。由表6可知:路面激励与该共振频率不相关。

表6 样车4路试与模拟工况自卸车各部位最大综合振动烈度对比 mm/s

工况	后桥振动烈度	变速箱振动烈度	飞轮壳振动烈度	机体前侧振动烈度
路试	37.25	134.83	206.04	62.68
模拟	44.88	142.40	219.62	64.14

整车高 5 挡发动机转速为 2600 r/min 左右时,对动力总成进行工作变形 (operation deflection shapes, ODS) 仿真分析, ODS 结果如图 6 所示。由图 6 可知: 动力总成在飞轮壳处存在明显上下弯曲。

根据振动及动力总成 ODS 测试结果, 进一步确定共振是导致飞轮壳开裂的主要原因, 该转速为 2600 r/min 时飞轮壳共振烈度幅值达到 219 mm/s。

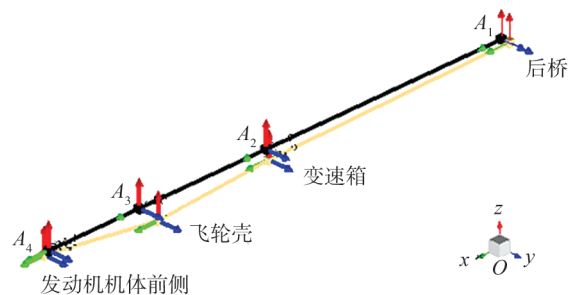


图 6 动力总成 ODS 结果

4 故障机理分析

4.1 传动轴激励分析

检测传动轴动平衡^[9-12], 传动轴转速为 2400 r/min 时动不平衡小于 30 g·cm, 满足设计要求; 传动轴与动力总成轴线夹角测量结果如表 7 所示。由表 7 可知: 空载时传动轴输入角大于 7°, 传动轴角偏大。

表 7 传动轴与动力总成轴线夹角 (°)

后桥倾角	变速器倾角	空载时输入夹角	空载时输出夹角	满载时输入夹角	满载时输出夹角
5.5	3.6	8.24	7.12	5.11	4.15

在发动机额定转速下, 不同挡位传动轴转速如表 8 所示。由表 8 可知: 在常用工况高五挡额定转速下, 传动轴最大转速为 4188 r/min, 大于 4000 r/min。

表 8 不同挡位传动轴转速 r/min

高、低速挡	5 挡转速	4 挡转速	3 挡转速	2 挡转速	1 挡转速
高速挡	4188	3200	2044	1226	632
低速挡	2780	2123	1357	813	419

传动轴夹角越大, 转速越高, 转动时会造成动不平衡量越大, 其一阶振动从而变大; 根据对传动轴分析可知, 传动轴夹角过大, 传动轴转速过高, 是导致飞轮壳共振幅值过大的根本原因。

4.2 动力总成模态分析

进行动力总成模态试验^[13-15], 分析飞轮壳共振中的响应, 动力总成一阶柔性体模态振型如图 7 所示。由图 7 可知, 动力总成一阶柔性体模态为 56 Hz, 可以判定动力总成柔性体模态与传动轴激励相耦合产生共振是造成飞轮壳开裂的主要原因。

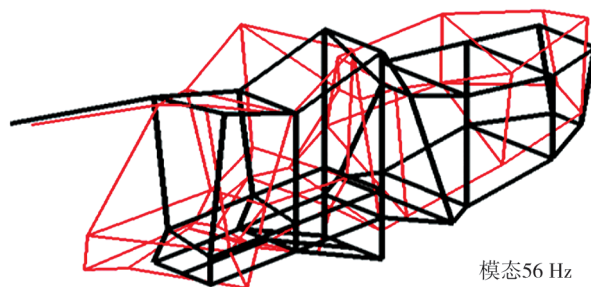


图 7 动力总成柔性体模态

5 结构优化

解决由动力总成柔性体模态与传动轴激励相耦合产生共振导致的飞轮壳开裂故障可以从整改激励、响应 2 方面进行优化。

5.1 激励

优化变速箱速比及后桥速比, 优化后传动轴角, 优化后传动轴角如表 9 所示。由表 9 可知: 传动角比优化前无明显变化。

表9 优化后传动轴角

(°)

后桥倾角	变速器倾角	空载时输入夹角	空载时输出夹角	满载时输入夹角	满载时输出夹角
5.5	3.6	8.43	7.41	5.08	4.23

传动轴各挡工况下传动轴转速如表10所示。由表10可知:优化后传动轴转速控制在3200 r/min之内,其激励频率为53.3 Hz,无法与动力总成模态耦合形成共振。对此状态整车进行振动试验,结果显示各测点振动烈度小于50 mm/s(设计要求的最大振动烈度),如图8所示。

表10 优化后不同挡位传动轴转速

r/min

高、低速挡	5挡转速	4挡转速	3挡转速	2挡转速	1挡转速
高速挡	3200	2247	1411	825	470
低速挡	2123	1491	1017	547	312

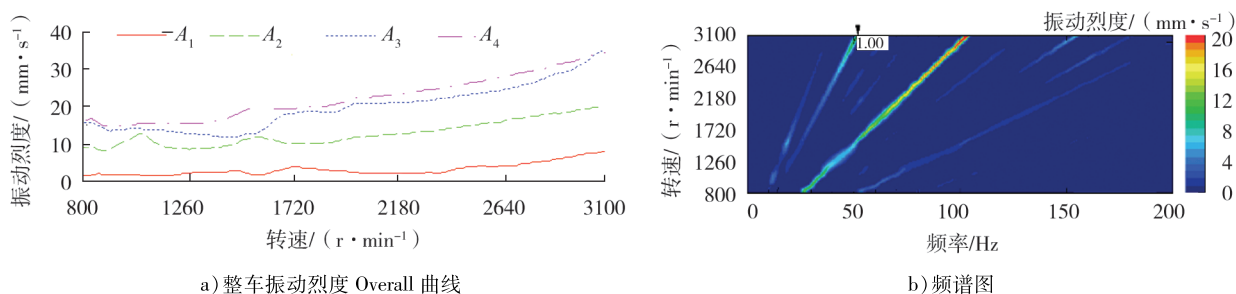


图8 激励优化后整车动力总成振动

5.2 响应

在飞轮壳上增加加强筋,增加飞轮壳与机体和变速器壳体的安装点,增加安装点飞轮壳厚度,提高飞轮壳的强度,优化响应即优化动力总成柔性体模态。对优化后的动力总成进行振动及模态试验,结果显示动力总成无显著共振,各测点振动烈度小于50 mm/s(设计要求的最大振动烈度),如图9所示。

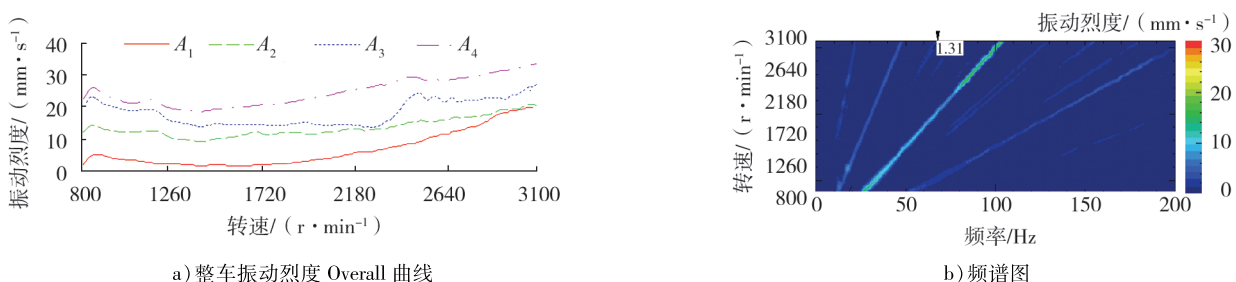


图9 响应优化后整车动力总成振动试验结果

进行动力总成模态试验,动力总成一阶柔性体模态由56 Hz提高至76 Hz,如图10所示。传动轴激励频率为69.8 Hz,不会与动力总成模态耦合形成共振。

对故障车进行激励和响应优化后,对整车进行跟踪,优化后整车均运行40 000 km以上,不再出现飞轮壳开裂现象。

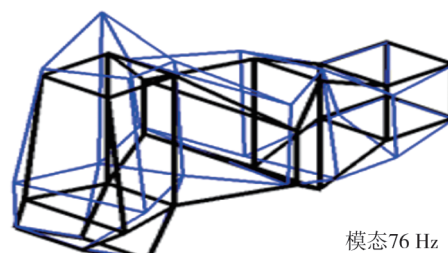


图10 优化后动力总成模态试验结果

6 结语

发动机飞轮壳开裂的具体因素多而复杂,本文中仅从飞轮壳处强度、飞轮壳处振动方向分析飞轮壳开裂原因,并对飞轮壳处振动从激励和响应2方面优化。

- 1) 飞轮壳处共振且共振幅过大是导致飞轮壳开裂的直接原因。
- 2) 对飞轮壳共振原因从激励及响应 2 方面进行分析,传动轴角大、转速高造成传动轴激励大;动力总成的柔性体模态与传动轴激励耦合产生明显共振是导致飞轮壳开裂的根本原因。
- 3) 优化整车变速箱及后桥配置,增大飞轮壳刚度,从而提升动力总成柔性体模态,可以解决飞轮壳开裂问题。

参考文献:

- [1] 曾亮,李文广,张志伟,等. 飞轮壳螺栓断裂失效分析[J]. 内燃机与动力装置,2020,37(6):84-87.
- [2] 吴雪峰,徐萍. 发动机飞轮壳开裂分析及改进[J]. 汽车实用技术,2017(18):185-186.
- [3] 谭详军. 从这里学 NVH [M]. 北京:机械工业出版社,2018.
- [4] 谭详军,钱小猛. 模态试验实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2019:55.
- [5] 王丽凤. 柴油机飞轮壳强度有限元分析及结构改进[J]. 桂林航天工业学院学报,2020,25(1):52-55
- [6] 刘晓明,杨晓翔,韦铁平. 发动机飞轮壳强度有限元分析[J]. 机械设计与制造,2015(11):239-242.
- [7] 庞剑,谌刚,何华. 汽车噪声与振动:理论和应用[M]. 北京:北京理工大学出版社.
- [8] 刘本超. 汽车振动测试与分析系统的研究[D]. 西安:长安大学,2012.
- [9] 陈伟. 汽车振动测试分析系统的研究[D]. 天津:河北工业大学,2007.
- [10] 李旦阳,魏中波. 某轻卡车型传动轴振动问题分析[J]. 河北农机,2019(10):65.
- [11] 董传福. 某型商用车传动轴振动特性研究[D]. 长春:吉林大学,2019.
- [12] 李海建,徐海军,梁金玲. 商用车传动轴振动问题分析[J]. 装备制造技术,2019(1):61-64.
- [13] 胡兰,陈建,韦永平. 某商用车传动轴振动问题研究[C]//Altair 2017 技术大会论文集. [出版地不详]: [出版者不详],2017:527-532.
- [14] 李佳家. 车用动力总成模态优化研究[J]. 内燃机与配件,2020(12):21-23.
- [15] 吴洁,邓欣,陈东. 某动力总成模态分析及优化[J]. 装备制造技术,2020(2):23-26.
- [16] 邓欣,钟科平,陈清爽,等. 整车动力传动系统弯曲模态实验识别及优化研究[J]. 噪声与振动控制,2018,38(1):122-126.

Failure analysis of cracking fault of flywheel housing for a light dump truck and its improvement

YANG Ming^{1,2}, DING Baoan^{1,2}, WANG Jianxiong^{1,2}, LI Xiushan^{1,2}, GUO Xin^{1,2}, GUO Kai^{1,2}

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

Abstract: In order to solve the cracking failure of the flywheel housing of the engine for a light dump truck, the finite element models of the flywheel housing and clutch housing are established and the stress is calculated. The noise, vibration and harshness (NVH) of the whole vehicle powertrain are tested and modal analysis is carried out to analyze the failure mechanism. The powertrain flexible body mode, gearbox and rear axle speed ratio are then optimized, and validated by modal and vibration tests and real vehicle operation verification. The results show that there is obvious resonance phenomena at the flywheel housing, the drive shaft is excited greatly, and the coupling resonance between the flexible body mode of the powertrain and the drive shaft excitation results in the cracking of the flywheel housing. After optimization, the amplitude of each measuring point is small, and the powertrain has no significant resonance. When the whole vehicle runs for 40 000 km, the flywheel housing cracking fault will not occur again. The optimized scheme is effective and can effectively solve the flywheel housing cracking fault.

Keywords: light dump truck; flywheel housing; stress calculation; NVH; modal analysis (责任编辑:刘丽君)