

柴油机飞轮壳优化设计与分析

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:为降低某柴油机飞轮壳质量,将飞轮壳材料由铸铁更改为铸铝并进行结构优化。基于 ABAQUS 软件建立飞轮壳仿真模型,计算飞轮壳应力和疲劳寿命安全系数;根据仿真分析结果,对飞轮壳最大应力位置进行应力测试。结果表明:优化后,飞轮壳质量减轻 11.69 kg;铸铝飞轮壳最大应力为 219.7 MPa,静强度满足设计要求;最小高周疲劳安全系数为 1.263,高周疲劳满足设计要求;最低使用寿命为 78 600 h,预计最低寿命里程为 300 万 km。本研究可以为飞轮壳及其他零部件的轻量化设计提供参考。

关键词:飞轮壳;静强度;高周疲劳;应力;优化设计

中图分类号:TK423.31

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2021)06-0017-06

引用格式:郭凯. 柴油机飞轮壳优化设计与分析[J]. 内燃机与动力装置, 2021, 38(6): 17-22.

GUO Kai. Optimization design and analysis of diesel engine flywheel housing [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2021, 38(6): 17-22.

0 引言

减少汽车整备质量是降低燃油消耗、提高运输效率、降低有害气体排放的重要手段。目前国产汽车零部件中,铸件质量占汽车质量的 10%~20%,其中商用车铸件质量约占整车质量的 20%,乘用车铸件质量约占整车质量的 10%,为汽车质量重要构成之一。因此,商用车铸件轻量化对降低整车质量,提高运输效率,降低 NO_x、HC 及颗粒物排放等具有重要意义^[1-3]。

柴油机是汽车的动力总成核心,其质量是整车质量的重要组成部分,柴油机轻量化能够改善柴油机的比功率及整车动力性和经济性,是汽车轻量化设计的重要目标。飞轮壳质量在柴油机质量中占比较大,减轻飞轮壳质量,对降低整车质量有重要意义。

铝合金材料的加工性、环保性、抗拉强度高,耐腐蚀性较高,且密度较小,是轻量化设计的首选材料之一。近年来,随着有限元模拟分析技术的广泛应用,形成了许多成熟的仿真分析软件。仿真分析可以为零部件提供设计依据,提高设计成功率,缩短研发流程,降低研发成本。

为减轻飞轮壳质量,本文将飞轮壳材料由铸铁材料更换为铝合金材料,并进行结构优化,利用 ABAQUS 软件搭建飞轮壳及相关零件的有限元模型,通过有限元分析计算及应力测试,验证优化方案的有效性。

1 优化方案及材料性能

1.1 优化方案

通过优化材料和结构减轻飞轮壳质量,将飞轮壳材料由 HT250 更换为 ZL111,结构优化措施主要包括:飞轮壳下部增加 3 条加强筋;为利于内砂芯取砂,飞轮壳内翻边增加倒角 60°;飞轮壳壁厚由 5.5 mm

收稿日期:2021-01-02

基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFB1308204)

作者简介:郭凯(1984—),男,山东潍坊人,工学硕士,工程师,主要研究方向为整车 NVH 仿真、测试及优化,E-mail:guok@weichai.com。

强化至 6.0 mm; 飞轮壳加强筋由 6 mm 增加至 8 mm。
优化前、后飞轮壳结构对比如图 1 所示。

1.2 材料性能

优化后, 飞轮壳、机体、悬置支架和螺栓的材料性能参数如表 1 所示, 连接螺栓性能参数如表 2 所示。发动机总成质量为 270.0 kg, 变速箱总成质量为 94.0 kg, 离合器质量为 19.0 kg, 起动机总成质量为 5.4 kg。优化后, 飞轮壳质量减轻 11.69 kg。

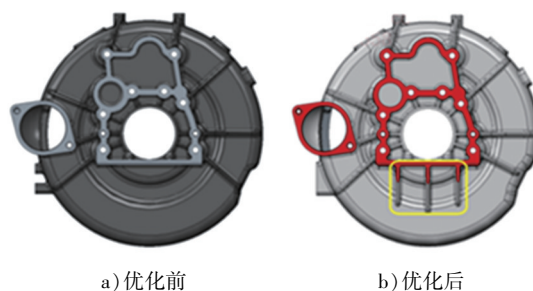


图 1 飞轮壳优化前后结构

表 1 各部件材料性能参数

零件名称	材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa
飞轮壳	ZL111-J-T6	70	0.300	2710	315	220
机体	HT280	140	0.200	7300	280	
悬置支架	Q450	169	0.288	7060	450	310
螺栓	45 [#]	209	0.269	7890	600	355

表 2 连接螺栓参数

连接位置	螺栓规格	螺栓拧紧力矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	螺栓预紧力/N
飞轮壳与变速箱	M10/10.9级	64~81	32 000.0~40 500.0
飞轮壳与机体	M12/10.9级	112~142	46 666.7~59 166.7

2 ABAQUS 计算分析

采用 ABAQUS 软件进行有限元分析, 前处理软件采用 Hypemesh, 计算过程中功能步骤的执行均根据上述软件的命令^[4-5]。

飞轮壳计算模型包括: 飞轮壳、飞轮壳端的气缸中心截面截取的局部气缸体、变速箱局部壳体、固定支架以及安装螺栓^[6-9]。

整体坐标系为采用右手定则的直角坐标系, 以曲轴中心线与飞轮壳后端面交点为原点, 朝向整车前端为 +x 方向, 竖直向上为 +z 方向, 根据右手定则确定 +y 方向。

2.1 有限元模型及边界条件

飞轮壳、机体、悬置支架、变速箱等有限元模型采用二阶四面体网格单元, 考察件平均网格尺寸为 4 mm, 非考察件平均网格尺寸为 6~10 mm; 计算时, 在机体的切割平面和飞轮壳支架上设置约束条件, 在机体的切割平面约束 3 个平动方向自由度, 飞轮壳支架底面约束铅垂方向的自由度。建立的三维模型如图 2 所示, 边界条件如图 3 所示。

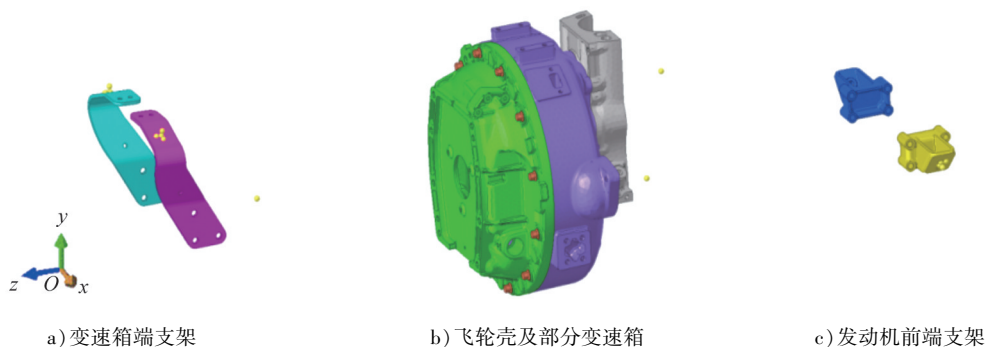


图 2 飞轮壳计算三维模型

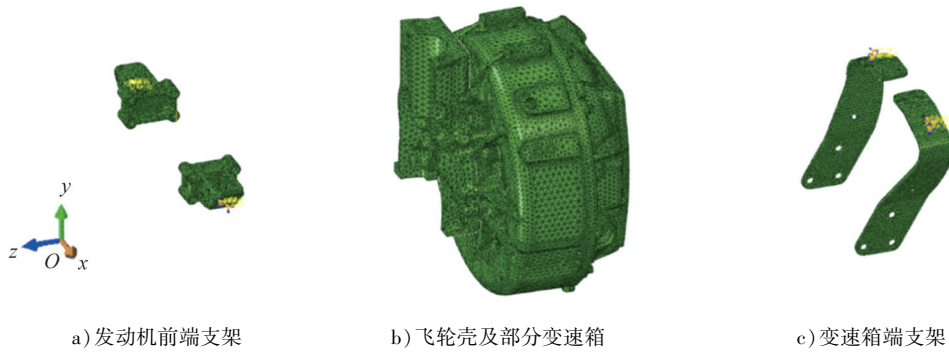


图3 边界条件

2.2 接触及约束条件

在有限元计算模型中找到变速箱质心的空间位置并标出该质量点,将变速箱的质量耦合在飞轮壳上。接触及约束定义如图4所示。

2.3 冲击载荷

进行发动机在受地面冲击时的最恶劣工况的应力分析。在铅垂方向(z)、水平横方向(y)、水平纵方向(x)分别施加正向 $7g$ (g 为自由落体加速度)和负向 $-7g$ 的加速度载荷。

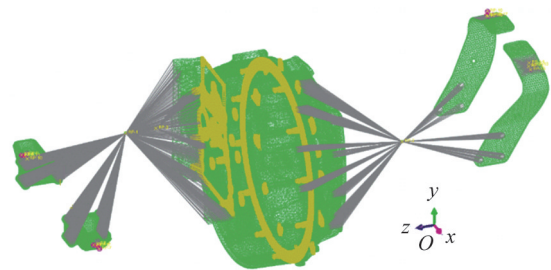


图4 接触及约束定义

3 强度及应力计算分析

3.1 静强度计算

在 x 、 y 、 z 方向加速度载荷作用下,铸铝飞轮壳正面和背面的应力分布云图如图5所示。

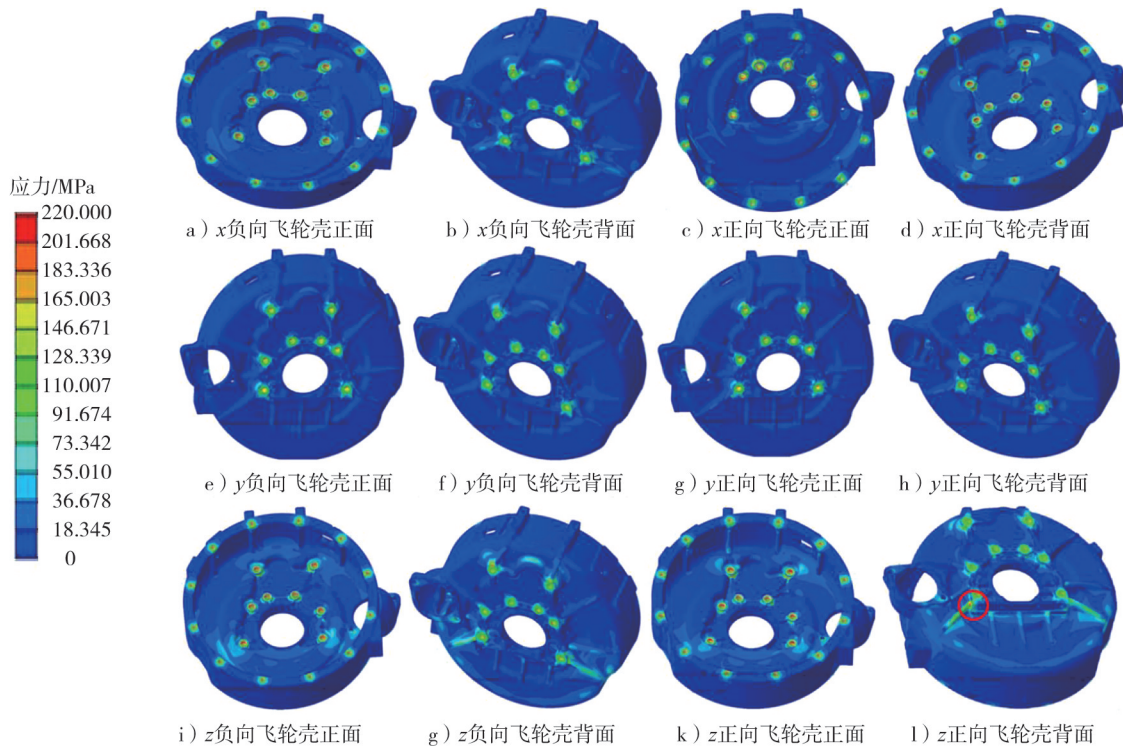


图5 不同方向加速度载荷冲击下的飞轮壳应力分布云图

由图5可知: z 正向冲击下的最大应力为219.7 MPa, z 负向冲击下的最大应力为188.8 MPa, y 正向冲击下的最大应力为213.4 MPa, y 负向冲击下的最大应力为207.9 MPa, x 正向冲击下的最大应力为211.3 MPa, x 负向冲击下的最大应力为204.8 MPa。铸铝飞轮壳在各向冲击下产生的最大静应力由 z 正向冲击产生,最大应力部位为左下侧加强筋与飞轮壳端面接触部位,低于所应用材料ZL111的屈服极限220 MPa,静强度满足设计要求。

3.2 高周疲劳计算

飞轮壳在工作过程中,受到不同方向及大小的周期性载荷作用,会产生疲劳损伤,有必要对飞轮壳进行疲劳强度分析计算^[10-12]。本文中计算分析结果为存活率99.99%的疲劳安全系数。

将应力计算结果导入FEMFAT软件,利用TRANSMAX模块计算飞轮壳疲劳安全系数,飞轮壳高周疲劳云图如图6所示。由图6可知,铸铝飞轮壳最小高周疲劳安全系数为1.263,高于1.1的限值要求,高周疲劳满足设计要求。

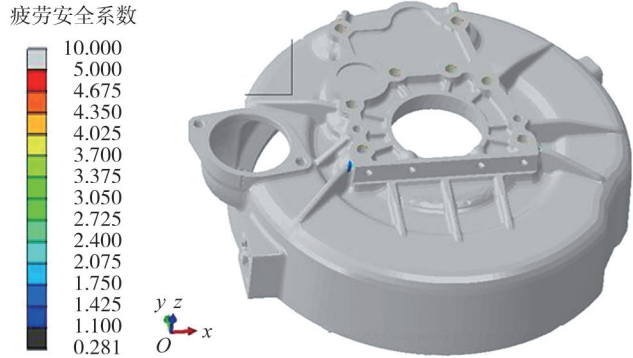


图6 飞轮壳高周疲劳云图

3.3 应力试验

飞轮壳处于单轴应力状态,飞轮壳失效机理为交变应力作用下的疲劳破坏^[13-14]。仿真计算结果表明危险点主要分布在飞轮壳外圆加强筋位置,根据危险点确定飞轮壳实际测点位置,共布置12个单向应变片测点,测点位置如图7所示。

3.3.1 静态装配应力测试

对铸铝飞轮壳进行装配应力测试,装配时使用扭矩扳手,按照拧紧工艺要求对角把紧飞轮壳螺栓至123 kN,拧紧过程中各测点的应变如图8所示,计算得到的各测点的应力如表3所示。

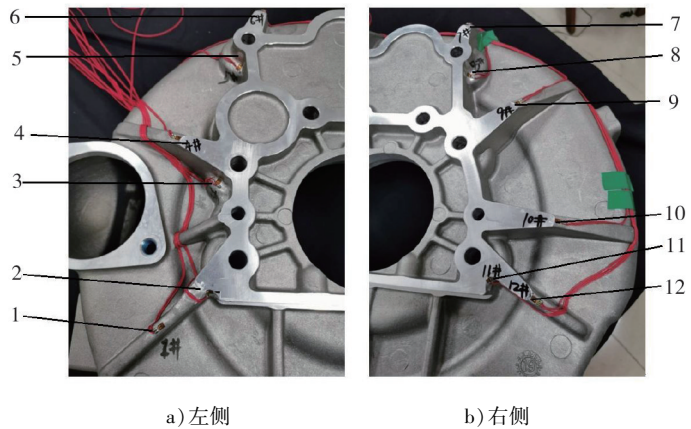


图7 飞轮壳应变试验测点

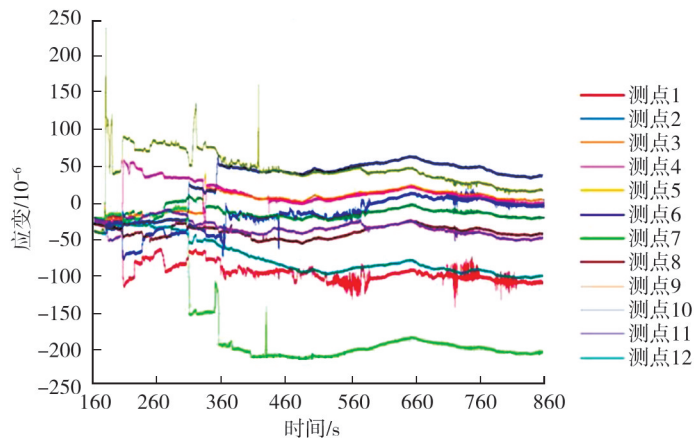


图8 铸铝飞轮壳装配应变测试结果

表3 装配应力统计

测点	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
装配应力	23.1	-11.2	33.3	-5.6	4.1	3.9	15.2	-15.0	-3.9	22.2	16.7	-9.4

由图8及表3可知:测点3处的装配应力最大,为33.3 MPa;测点8处的装配应力最小,为-15.0 MPa。受静态装配应力影响,铸铝飞轮壳所受应力远远小于材料的屈服强度,静强度满足要求。

3.3.2 动态应力测试

车辆满载,在郊区施工道路和一般沥青道路进行起-停、颠簸、直线高速运行、上坡、下坡等路况进行测试。测试数据如图9、10所示。

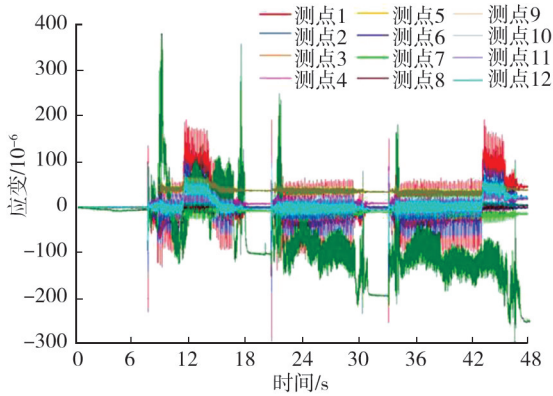


图9 铸铝飞轮壳整车起-停应变测试结果

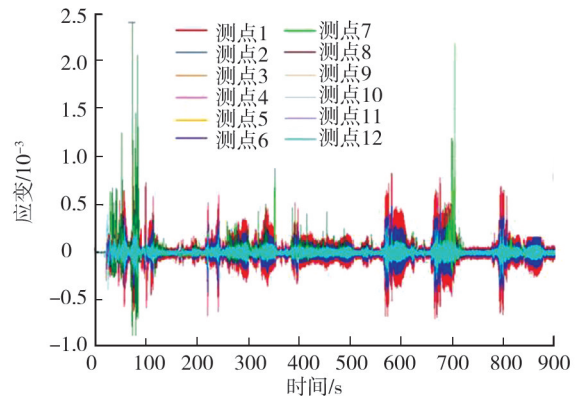


图10 铸铝飞轮壳整车道路应变测试结果

由图9、10可知,整车起-停工况和行驶工况时的最大应力均出现在测点7位置,且整车行驶工况最大应力大于整车起-停工况最大应力。对飞轮壳各测点满载动态应力测试结果进行统计分析,结果如表4所示。

表4 动态应力测试结果统计

测点	疲劳寿命/h	最大应力/MPa	最小应力/MPa	应力幅值/MPa
1	2.12×10^7	72.0	-48.5	120.5
2	无限寿命	33.8	-29.7	63.5
3	7.86×10^4	168.0	-65.9	233.9
4	无限寿命	10.6	-11.5	22.1
5	无限寿命	2.3	-2.4	4.7
6	无限寿命	41.1	-9.2	50.3
7	1.40×10^6	152.9	-16.6	169.5
8	无限寿命	5.0	-4.7	9.7
9	无限寿命	5.9	-5.1	11.0
10	无限寿命	67.5	-14.5	82.0
11	无限寿命	13.6	-22.7	36.3
12	无限寿命	38.8	-27.6	66.4

对铸铝飞轮壳一般认为 10^8 h 以上则视为无限寿命。由表4可知,道路测试中,12个测点中有9个测点为无限寿命,测点1、3、7为有限寿命,最低寿命为78 600 h,预计最低寿命里程为300万 km 以上,满足设计要求。

4 结论

1)通过 ABAQUS 仿真分析可知:铸铝飞轮壳在 z 正向冲击下的静应力最大,为 219.7 MPa,静强度满足设计要求。

2)飞轮壳最小高周疲劳安全系数为 1.263,高于 1.1 的限值要求,高周疲劳满足设计要求。

3)受静态装配应力影响,铸铝飞轮壳所受应力远远小于材料的屈服强度,静强度满足要求。

4)12 个测点中有 9 个测点为无限寿命,3 个测点为有限寿命,最低寿命为 78 600 h,预计最低寿命里程超过 300 万 km。

参考文献:

- [1] 万仁芳,韩姝芹,张立波.汽车铸件市场分析[J].铸造,2004,53(3):335-340.
- [2] 顾伟,李明,徐远志.柴油机飞轮壳轻量化优化设计与分析[J].内燃机与配件,2020(15):18-19.
- [3] 宋林萍.WP12 柴油机机体轻量化设计[D].济南:山东大学,2018.
- [4] 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(1):52-55.
- [5] 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.
- [6] 李建康,郑立辉,宋向荣.汽车发动机悬置系统动刚度模态分析[J].汽车工程,2009,31(5):457-461.
- [7] 季炳伟,陈晓平,李京鲁.发动机飞轮壳强度分析方法研究[J].聊城大学学报(自然科学版),2014,27(1):98-101.
- [8] 张旭升.柴油机动力总成弯曲振动对飞轮壳强度影响的模拟研究[D].长春:吉林大学,2004.
- [9] 张海伟.PTB 内燃机曲轴的有限元分析[J].煤矿机械,2013,34(3):112-114.
- [10] 孙耀国.机体关键部位机械疲劳分析方法研究[D].杭州:浙江大学,2011.
- [11] 李洪涛.柴油机飞轮壳振动疲劳研究[D].杭州:浙江理工大学,2012.
- [12] 翟文涛,崔勇奎,李瑞.基于实测路谱的动力总成壳体疲劳寿命预测[J].汽车实用技术,2016(6):46-48.
- [13] 牛健,俞小莉,黄瑞,等.发动机飞轮壳道路载荷谱试验分析研究[J].机电工程,2014,31(5):563-567.
- [14] 范腾飞.矿用自卸车飞轮壳破裂测试分析[J].汽车实用技术,2016(7):162-164.

Optimization design and analysis of diesel engine flywheel housing

GUO Kai

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

Abstract: In order to reduce the mass of flywheel housing of a diesel engine, the material of flywheel housing is changed from cast iron to cast aluminum, and its structure is optimized. Through calculating model of cast aluminum flywheel housing estimated by ABAQUS software, the largest stress and the fatigue life safety factor are obtained. According to the simulation results, the strain test is carried out for the maximum stress. The results show that the maximum stress point of cast aluminum flywheel shell is 219.7 MPa, the safety factor of minimum fatigue life is 1.263, the minimum service life of flywheel shell is 78 600 h, and the estimated minimum life mileage is more than 3 million km. The study can provide a reference for the optimal design of flywheel housing and other parts.

Keywords: flywheel housing; static strength; high cycle fatigue life; stress; optimization design

(责任编辑:刘丽君)