

基于有限元方法的凸轮轴可靠性仿真分析

李德华, 杨鹏, 陈经伟, 高坤, 官继儒, 陈海瑞

潍柴动力股份有限公司大缸径发动机研究院, 山东 潍坊 261061

摘要:为解决某柴油机试验开发阶段凸轮轴疲劳断裂的问题,利用有限元方法对凸轮轴进行多体动力学仿真计算,并对凸轮轴各部位进行动态载荷、瞬态动力学及高周疲劳分析。分析结果表明:凸轮轴强度满足设计要求;凸轮轴前端(第一缸)排气凸轮轴肩过渡圆角处的疲劳安全因数最小,为1.2,虽满足设计要求,但接近临界值。将凸轮轴前端排气凸轮轴肩过渡圆角半径由3 mm增大为5 mm,有效解决了凸轮轴疲劳断裂故障。

关键词:有限元;凸轮轴;动力学;疲劳安全因数

中图分类号:TK421

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)05-0092-04

引用格式:李德华,杨鹏,陈经伟,等.基于有限元方法的凸轮轴可靠性仿真分析[J].内燃机与动力装置,2024,41(5):92-95.

LI Dehua, YANG Peng, CHEN Jingwei, et al. Reliability simulation analysis of camshaft based on finite element method[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(5):92-95.

0 引言

柴油机具有转矩大、效率高和可靠性良好的优势,广泛应用于各个行业。凸轮轴是配气机构的核心部件,直接影响柴油机的工作性能。发动机凸轮轴工作时,受到来自气门组、摇臂、推杆和挺柱的惯性力,气门排气道与进气道压差产生的作用力,气门弹簧弹力,凸轮和挺柱接触面滑移产生的侧向力,要求设计时有足够的强度和刚度^[1-4]。发动机工作过程中,凸轮轴所受载荷较复杂,凸轮轴前端主要承受经齿轮系传递的曲轴载荷,中段承受配气相位作用下的阀系载荷及凸轮轴绕旋转轴线的扭转振动产生的附加转矩载荷^[5-7]。优化凸轮轴结构可提高凸轮轴强度和刚度,减少应力集中,延长凸轮轴使用寿命。

李荣富等^[8]采用 Excite Timing Drive 软件对某凸轮轴型线进行运动学和动力学仿真分析及优化,结果表明优化后的凸轮轴型线满足运动学和动力学要求;陆伟华等^[9]采用 AVL BOOST 软件对排气凸轮轴型线进行仿真优化,结果表明优化后的排气凸轮轴型线能够有效提高发动机性能,延长使用寿命;朱梦园等^[10]通过 ANSYS Workbench 平台建立包括凸轮轴-摇臂-气门系统的配气机构多体动力学模型,仿真分析冲击载荷条件下配气机构主要零部件的瞬态应力,验证配气机构的可靠性。目前利用多体动力学模型分析凸轮轴应力分布和疲劳强度的研究较少,本文中针对某柴油机试验开发过程中凸轮轴疲劳断裂故障,建立凸轮轴有限元模型进行多体动力学仿真,根据凸轮轴各部位的动态载荷、瞬态动力学应力进行凸轮轴各部位的高周疲劳分析,确定最小高周疲劳安全因数的部位并进行相应改进。

1 有限元模型建立及分析

1.1 一维动力学分析

根据动力学分析理论,空间多自由度不变系统的表达式^[1]为:

收稿日期:2023-11-30

第一作者简介:李德华(1984—),男,山东临沂人,工学硕士,高级工程师,主要研究方向为发动机可靠性仿真分析,E-mail:lideh@weichai.com。

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{D}\mathbf{x}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t), \quad (1)$$

式中: $\mathbf{F}(t)$ 为系统所受作用力, $\mathbf{x}(t)$ 为位移向量, t 为时间, $\mathbf{M}$ 为质量矩阵, $\mathbf{C}$ 为黏性阻尼矩阵, $\mathbf{D}$ 为结构阻尼矩阵, $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵。

某柴油机试验开发阶段凸轮轴前端出现断裂,根据式(1),结合各个质点的位移、速度和加速度及弹簧的内力和阻尼,采用 AVL Excite Designer 软件建立轴系、阀系、齿轮系的一维动力学仿真模型,发动机齿轮系统和配气机构模型如图 1 所示。

齿轮系统有 2 条动力传递路线:曲轴齿轮-中间齿轮-空压机齿轮,曲轴齿轮-凸轮轴齿轮-喷油泵齿轮。动力转向泵齿轮由凸轮轴齿轮驱动。

1.2 有限元模型

采用仿真软件 ABAQUS 建立凸轮轴有限元模型,可精确模拟复杂的机械结构和受力情况,方便后续的计算和分析^[11-12]。

根据凸轮轴几何形状、材料属性及受力特点,使用 Hypermesh 进行网格划分,在正时齿轮和凸轮轴处选择计算精度较高和适应性较好的四面体二阶单元 C3D10M,该单元类型可准确模拟凸轮轴的受力变形;在模型关键位置,如正时齿轮、凸轮轴各轴承处及凸轮轴建立耦合点,将相邻节点的位移和旋转自由度进行耦合,准确地模拟凸轮轴工作;在轴承段中心节点使用单元类型为 Spring 1 的接地弹簧进行耦合连接,模拟轴承支撑作用,弹簧刚度根据 AVL Excite Timing Drive 模型中的轴承刚度进行设置。凸轮轴有限元模型如图 2 所示。

1.3 多体动力学计算

采用 AVL Excite Designer 软件建立曲轴动力学仿真模型,如图 3 所示。采用 AVL Excite Designer 软件建立齿轮系-阀系联合动力学仿真模型,齿轮系和阀系动力学仿真模型如图 4 所示。

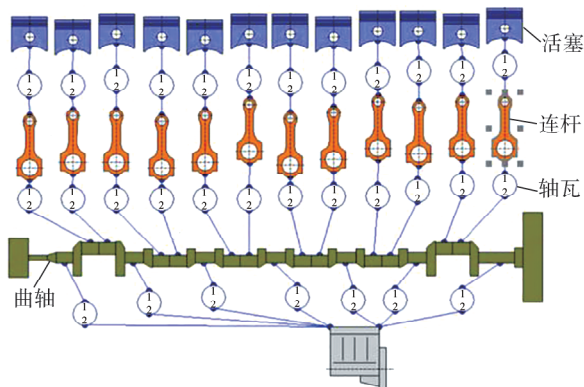


图3 曲轴动力学模型

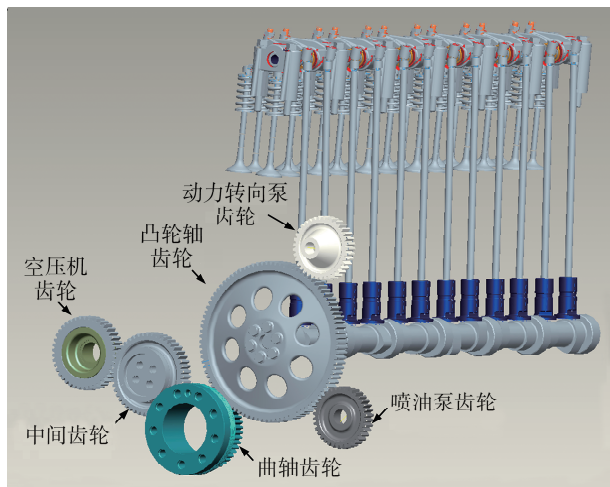


图1 发动机齿轮系统和配气机构模型

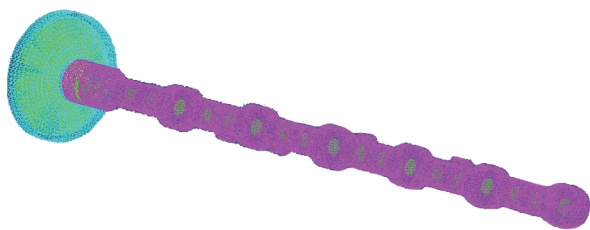


图2 凸轮轴有限元模型

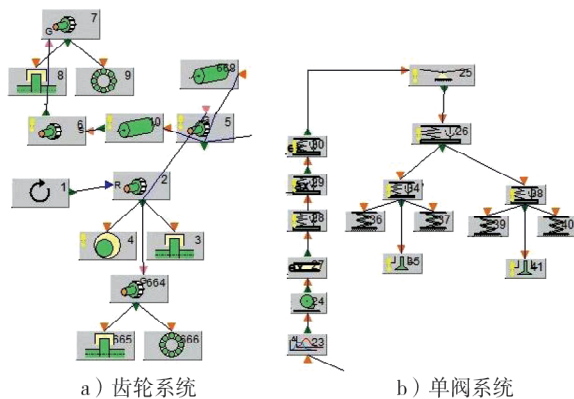


图4 齿轮系和阀系动力学仿真模型

采集柴油机额定转速为 1 800 r/min 时的台架试验数据,获得齿轮啮合部位转速、转矩等特性作为齿轮系输入边界;将台架试验转速波动,喷油泵转矩,零件固有质量、刚度、截面矩,以及轴承刚度、阻尼等输入齿轮系-阀系联合仿真模型,通过轴系动力学仿真获得凸轮轴各部位动态载荷^[13-14]。

2 结果分析

2.1 动态载荷分析

将凸轮轴分为前端轴端、进气凸轮轴段、排气凸轮轴段和后端轴端,记为轴段1、2、3、4,凸轮轴采样周期为 2° ,凸轮轴运转一个周期各轴段承受的动态载荷如图5所示。由图5可知:一个周期内凸轮轴承受的最大动态转矩为 $90\text{ N}\cdot\text{m}$,承受的最大动态作用力约为 $2\,800\text{ N}$ 。

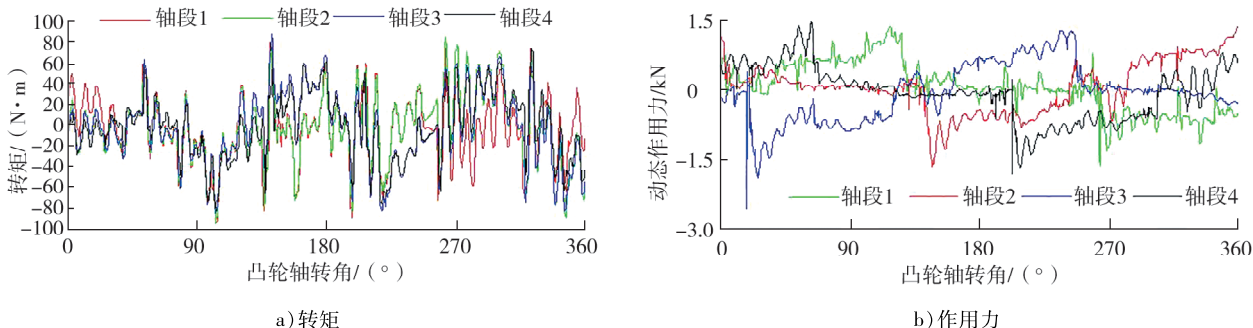


图5 凸轮轴各轴段运转一个周期承受的动态载荷

2.2 瞬态动力学分析

将齿轮系输入边界与凸轮轴各轴段一个周期内的动态载荷作为边界条件施加到凸轮轴有限元模型中,通过 ABAQUS 软件进行三维瞬态动力学分析,瞬态动力学分析结果如图6所示。

由图6可知:凸轮轴所受最大、最小主应力峰值分别为 298 、 160 MPa ,均小于抗拉极限 760 MPa ;最大 Mises 应力为 245 MPa ,小于屈服极限 460 MPa ,凸轮轴强度满足设计要求。

2.3 高周疲劳分析

根据瞬态应力计算结果,采用 FEMFAT 软件对凸轮轴一个工作循环内的瞬态应力进行疲劳计算分析,高周疲劳安全因数如图7所示。

采用 ABAQUS 软件分析凸轮轴前端(第一缸)排气凸轮轴肩过渡圆角处最大应力(即第1缸气门升程最大)时的应力云图如图8所示。

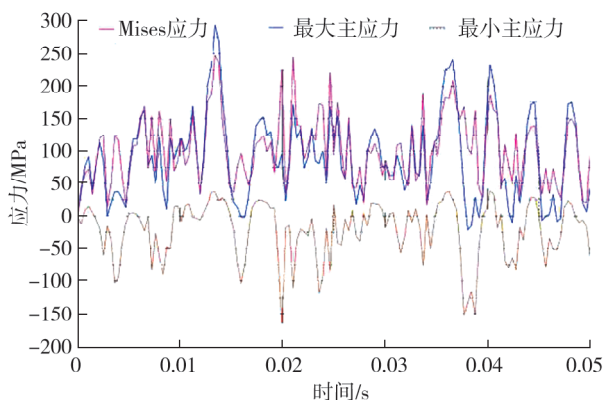


图6 瞬态动力学分析

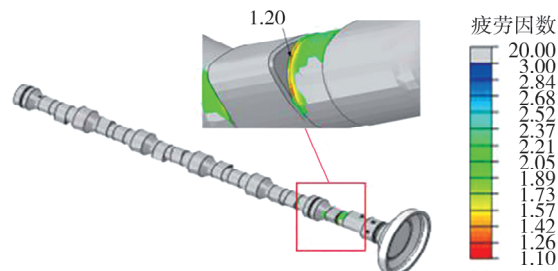


图7 凸轮轴高周疲劳安全因数

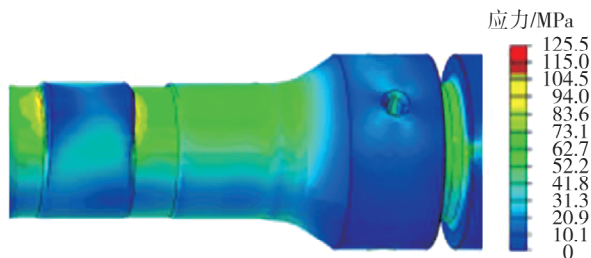


图8 凸轮轴应力云图

由图7可知:凸轮轴最小疲劳安全因数为 1.2 ,为凸轮轴前端排气凸轮轴肩过渡圆角处,与断裂位置一致,满足疲劳安全因数不得低于 1.1 的要求,但接近临界要求。由图8可知:凸轮轴前端排气凸轮轴肩过渡圆角处最大 Mises 应力为 125.45 MPa ,小于屈服极限 460 MPa ,设计强度满足要求。

2.4 改进与验证

虽然应力和疲劳安全因数仿真结果满足设计要求,但故障部位恰好是疲劳安全因数最小部位,需对其进行改进优化。增大凸轮轴前端(第一缸)排气凸轮轴肩过渡圆角半径,将圆角半径由3 mm增大为5 mm,减小凸轮轴前端应力集中,提高过渡圆角疲劳强度。使用优化后的凸轮轴再次试验,未出现断裂现象;将优化后的凸轮轴安装到整车上,投放市场后未出现断裂现象。

3 结束语

利用轴系、阀系、齿轮系的一维动力学仿真模型,计算发动机凸轮轴所承受的动态载荷,为凸轮轴瞬态动力学分析提供准确的边界条件。采用有限元分析方法,结合疲劳分析预测凸轮轴疲劳特性,有利于全面评价凸轮轴设计方案,降低设计成本,缩短研发周期。

参考文献:

- [1] 刘功文,郝志勇,张庆辉,等. 凸轮轴疲劳及瞬态动力学特性研究[J]. 汽车技术,2014(5):25-29.
- [2] 王天煜,吕海鸥. 机械制造工艺学[M]. 大连:大连理工大学出版社,2016.
- [3] 杜虎,韩复增. MAN L48/60CR 型柴油机高压油泵故障分析[J]. 船电技术,2024,44(10):27-29.
- [4] 罗轩. 配气机构 NVH 性能分析方法研究及应用[D]. 杭州:浙江大学,2021.
- [5] 金兴林. 柴油机曲轴、凸轮轴修理配套工艺实施与分析[J]. 南方农机,2022,53(21):184-187.
- [6] 吴振铭. 发动机凸轮轴孔和曲轴孔的加工工艺[J]. 南方农机,2018,49(10):61.
- [7] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.
- [8] 李荣富,杨连波. CAE 在发动机凸轮轴优化中的应用[J]. 科技资讯,2010(22):1-4.
- [9] 陆伟华,黄永裕. 某型汽车发动机排气凸轮轴型线分析与优化研究[J]. 机械研究与应用,2024,37(3):144-146.
- [10] 朱梦园,徐永绥. 基于 ANSYS Workbench 的配气凸轮机构动力学分析[J]. 铁道机车与动车,2022(10):1-4.
- [11] 李腾腾. 船用中速柴油机凸轮轴故障原因及分析[J]. 机电产品开发与创新,2022,35(5):139-142.
- [12] 张景绘. 动力学系统建模[M]. 北京:国防工业出版社,2001.
- [13] 岳东鹏,张峻霞. 发动机轴系三维振动的多体动力学分析[J]. 拖拉机与农用运输车,2007(6):29-30.
- [14] 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.

Reliability simulation analysis of camshaft based on finite element method

LI Dehua, YANG Peng, CHEN Jingwei, GAO Kun, GONG Jiru, CHEN Hairui

R&D Center, Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: In order to solve the problem of fatigue fracture of a camshaft during the experimental development stage of a diesel engine, the finite element method is used to perform multi-body dynamic simulation calculations on the camshaft. Dynamic load, transient dynamics, and high cycle fatigue analysis are conducted on various parts of the camshaft. The analysis results show that the strength of the camshaft meets the design requirements. The fatigue safety factor at the transition fillet of the exhaust camshaft shoulder at the front end of the camshaft (first cylinder) is 1.2, which is the smallest, although the strength of the fracture site meets the design requirements, it is approaching the critical fatigue safety factor. By increasing the transition radius of the exhaust camshaft shoulder at the front end of the camshaft from 3 mm to 5 mm, the problem of fatigue fracture of the camshaft has been solved.

Keywords: finite element; camshaft; dynamics; fatigue safety factor

(责任编辑:胡晓燕)