

发动机连杆热-结构耦合性能分析及优化

李晓婧^{1a,1b}, 张颖博², 高欣^{1a,1b}

(1. 唐山学院 a. 交通与车辆工程系;
b. 河北省智能装备数字化设计及过程仿真重点实验室, 河北 唐山 063000;
2. 阜新德尔汽车部件股份有限公司, 辽宁 阜新 123000)

摘要:为改善发动机连杆在热-结构耦合作用下的性能,首先,应用理论分析法分析了发动机曲柄连杆机构的运动学特性;然后,采用有限元仿真法分析了连杆在热-结构耦合作用下的拉应力、压应力以及疲劳寿命;最后,依据仿真分析结果对原型连杆的危险截面进行优化设计并再次分析,结果表明,优化后的发动机连杆其应力得到大幅减小,但疲劳寿命增加了96.60%,连杆性能得到了很好的改善。

关键词:发动机连杆;热-结构耦合;应力;疲劳寿命;优化设计

中图分类号:U464.133.2;O346 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-349X(2021)06-0023-05

DOI:10.16160/j.cnki.tsxyxb.2021.06.005

Performance Analysis and Optimization of Engine Connecting Rod Under Thermal-Structural Coupling

LI Xiao-jing^{1a,1b}, ZHANG Ying-bo², GAO Xin^{1a,1b}

(1a. Department of Transportation and Vehicle Engineering; 1b. Key Lab of Intelligent Equipment Digital Design and Process Simulation of Hebei Province, Tangshan University, Tangshan 063000, China;

2. Fuxin Dare Automotive Parts Co., Ltd., Fuxin 123000, China)

Abstract: In order to improve the performance of engine connecting rod under thermal-structural coupling, the theoretical analysis method is applied to analyze the kinematic characteristics of engine crank connecting rod mechanism as the first step. Then, the tensile stress, compressive stress and fatigue life of the connecting rod under thermal-structural coupling are analyzed with finite element simulation. Finally, the dangerous section of the prototype connecting rod is optimized and reanalyzed according to the simulation results. The results show that the stress of the optimized engine connecting rod has been greatly reduced, but the fatigue life has been increased by 96.60%, and its performance has been significantly improved.

Key Words: connecting rod; thermal-structural coupling; stress; fatigue life; optimization design

0 引言

连杆作为发动机重要的组成部件,其作用是连接活塞和曲轴并将活塞的往复运动转化为曲轴的旋转运动而对外输出动力^[1-2]。为此,

连杆的运动既包含平动又包含转动,其受到载荷的大小和方向均是变化的,这导致了连杆的破坏形式以疲劳断裂为主^[3-5]。目前,对连杆的研究主要集中于在单纯力载荷下的疲劳寿命

基金项目:唐山学院博士创新基金(1401901);辽宁省自然科学基金(20180550880)

作者简介:李晓婧(1988—),女,河北唐山人,讲师,博士,主要从事机械动力学研究。

分析和结构优化^[6-9],但是在实际的工作中连杆往往受到较高的温度载荷,在温度载荷作用下连杆的应力和应变均与单纯力载荷下的应力和应变存在较大的差异。因此,本文主要对某型连杆在热-结构耦合作用下的应力分布和疲劳寿命进行分析,并以分析的结果为依据对连杆进行结构优化,以改善其性能。

1 连杆机构的运动学分析

发动机的连杆机构如图 1 所示。

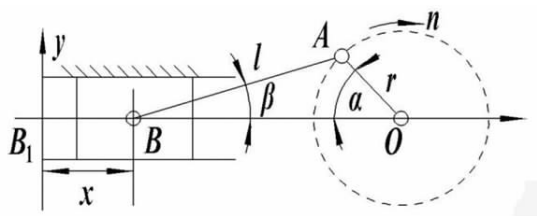


图 1 连杆机构

图 1 中,在活塞的上极限位置建立坐标系,曲柄与水平基线的夹角为 α ,连杆与水平基线的夹角为 β ,活塞中心 B 与 B_1 点的距离为 x ,根据连杆机构的位置关系可求得 x 为:

$$x = OB_1 - OB = l + r - (r \cos \alpha + l \cos \beta), \quad (1)$$

式中, r 为曲柄的半径, 33.65 mm; l 为连杆的有效长度, 139.65 mm。

根据 $\triangle OAB$ 可得协调方程:

$$l \sin \beta = r \sin \alpha. \quad (2)$$

三角函数的恒等式:

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1. \quad (3)$$

将式(2)和式(3)代入式(1)可得:

$$x = r \left\{ \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos(\omega t) + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\omega t)} \right] \right\}, \quad (4)$$

式中, λ 为曲柄半径与连杆长度比, $\lambda = r/l$; ω 为曲柄的角速度, $\omega = 2\pi n/60$, $n = 5000$ r/min。

对式(4)关于时间求二阶导数,求得活塞的加速度为:

$$a_x = \frac{d^2 x}{dt^2} = r \omega^2 \left\{ \cos(\omega t) + \lambda \cos(2\omega t) [1 - \lambda^2 \sin^2(\omega t)]^{-1/2} + \frac{\lambda^5}{4} [1 - \lambda^2 \sin^2(\omega t)]^{-3/2} \sin^2(2\omega t) \right\}. \quad (5)$$

根据式(5)绘制加速度曲线,如图 2 所示。

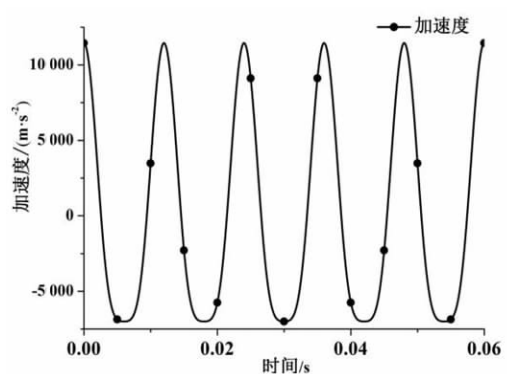


图 2 加速度曲线

2 连杆机构的受力分析

连杆的质心示意图如图 3 所示。

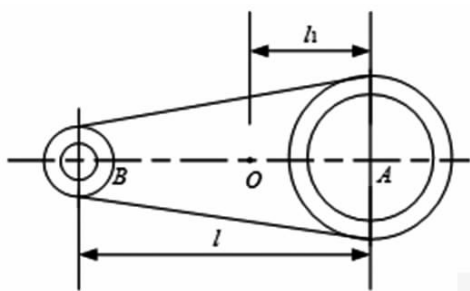


图 3 连杆的质心示意图

曲柄连杆机构工作时,连杆会受到气体燃烧时作用到活塞的压力和系统的惯性力。连杆在工作平面做平动和旋转的复合运动。为了简化分析,采用质量代换法将连杆质量转化为平动质量和旋转运动质量,则连杆的平动质量计算公式为式(6);连杆的旋转运动质量计算公式为式(7)。

$$m_1 = m_h + m_l(l - l_1)/l, \quad (6)$$

$$m_2 = m_q + m_l l_1/l, \quad (7)$$

式中, m_1 , m_2 分别为平动质量和旋转运动质量; m_h 为活塞的等效质量, 0.34 kg; m_q 为曲柄的等效质量, 5.68 kg; m_l 为连杆的等效质量, 0.68 kg; l_1 为连杆大头圆心距质心的距离, 34.03 mm; l 为连杆小头圆心距连杆大头圆心的距离, 76.47 mm。

系统的惯性力主要包括两部分:一是平动惯性力 F_1 ;二是旋转惯性力 F_2 。结合式(5)可求得两个惯性力分别为:

$$F_1 = -m_1 a_x. \quad (8)$$

$$F_2 = m_2 r \omega^2. \quad (9)$$

活塞受到的燃气压力 F_p 为:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \Delta P, \quad (10)$$

式中, D 为活塞直径, 78 mm; ΔP 为缸体内气体压力差, 7.95 MPa。

3 连杆的热-结构耦合分析

3.1 连杆的三维模型

连杆的三维模型采用 Creo2.0 绘制, 并导入 Workbench 中。连杆模型是装配体, 结构比较复杂。为了减少分析时间, 同时为了研究连杆强度, 在保证计算准确的情况下, 采用布尔运算将连杆的端盖和连杆合并成一个整体, 处理后连杆的三维模型如图 4 所示。

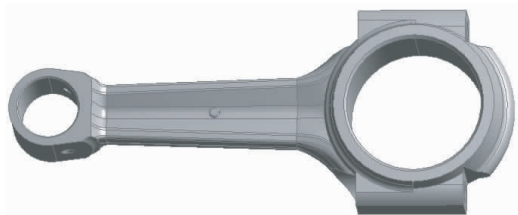


图 4 连杆的三维模型

3.2 材料属性及网格划分

连杆的材料为 40Cr, 其材料性能参数为: 密度 $7\,870\text{ kg/m}^3$; 弹性模量 211 GPa ; 泊松比 0.277 ; 屈服强度 785 MPa ^[7]; 材料在 95% 存活率下的疲劳寿命满足 $\lg N = 19.68 - 5.837 \lg \sigma$, 其中 N 的单位为 10^3 次, 应力的单位为 MPa; 比热容 $553\text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$; 热导率 $44\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$; 线膨胀系数 $1.279 \times 10^{-5}/\text{K}$ ^[10]。

对模型进行四面体网格划分, 为了保证计算结果的精度, 对连杆大头、小头的过渡处做网格细化, 结果如图 5 所示, 模型共有 157 828 个节点, 103 314 个单元。

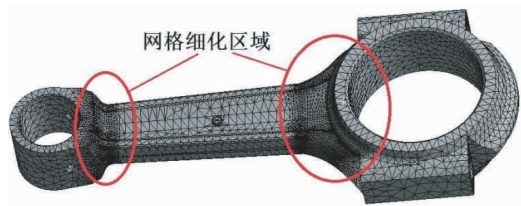


图 5 连杆的网格模型

3.3 载荷的确定

连杆正常工作时会受到系统的惯性力和活塞的燃气压力, 同时由于燃气燃烧的影响还会受到热载荷。四冲程发动机在一个工作循环 (两次圆周运动) 中, 缸体内有一次气体燃烧, 但发动机的转速较高, 这次燃烧和下次燃烧间隔的时间非常短, 所以可认定连杆受到的是一个大小恒定的温度载荷。根据参考文献[7]可知温度载荷为 $700\text{ }^\circ\text{C}$, 因此, 在连杆小头的外表面施加 $700\text{ }^\circ\text{C}$ 的热辐射载荷, 同时在连杆的所有外表面添加空气对流载荷。

经分析可知, 当发动机位于对外做功冲程起点时, 连杆受最大的压缩力; 当发动机位于吸气冲程起点时, 连杆受最大的拉伸力。本文分析这两种工况的热-结构应力状态。连杆工作时实际是“二力杆”, 当连杆处于最大压缩状态时, 连杆小头的载荷为爆燃压力减去活塞组件的惯性力, 连杆大头的受力为连杆小头受力减去连杆的惯性力; 当连杆处于最大拉伸状态时, 连杆小头的载荷为活塞组件的惯性力, 连杆大头的受力为连杆小头受力减去连杆的惯性力。

热-结构耦合分析模型采用如下方法建立: 首先在 Workbench 软件工作页面添加 Transient Thermal 热分析模块, 然后在热分析选项的 Solution 选项中建立结构分析模块, 热-结构耦合分析模型的关联关系如图 6 所示。分别在热分析模块和结构分析模块施加上述载荷。

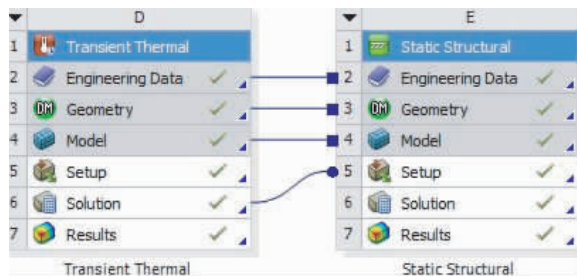


图 6 热-结构耦合分析模型

3.4 结果与分析

连杆的温度分析结果如图 7 所示。根据图 7 可知, 连杆小头的最高温度为 $673.33\text{ }^\circ\text{C}$, 从连杆小头到大头温度呈逐渐下降趋势, 至连杆大头温度衰减为 $339.45\text{ }^\circ\text{C}$ 。

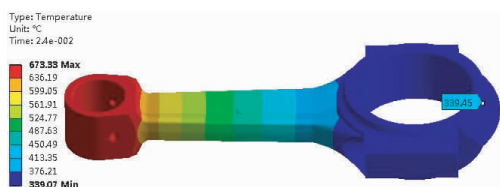
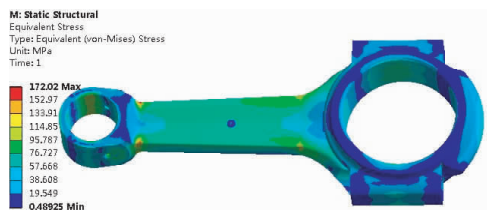
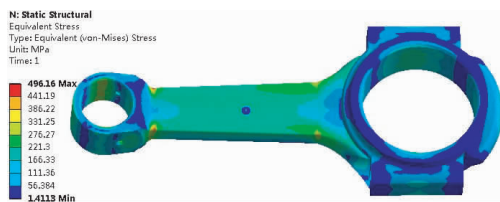


图 7 连杆的温度

对连杆进行热-结构耦合分析,在受压和受拉两种工况下的应力云图如图 8 所示。连杆受拉时最大应力为 172.02 MPa,连杆受压时最大应力为 496.16 MPa。两种工况下连杆最大应力出现的位置相同,均在连杆小头与连杆柄连接处。同时连杆柄与连杆大头连接处以及连杆小头的内圆面也存在比较大的应力。根据以上分析可知,连杆应力均小于屈服强度。



(a) 受拉



(b) 受压

图 8 连杆的应力云图

由热-结构耦合分析结果可知,因承受最大应力,连杆小头与连杆柄连接处的截面为危险截面。此处受拉和受压时应力方向相反,其应力分别为 -172.02 MPa 和 496.16 MPa,则应力循环特性系数 $R = -172.02/496.16 = -0.346703$,应力幅值为 334.09 MPa,材料的综合疲劳影响系数为 0.79 。利用软件中 Fatigue Tool 模块分析连杆的疲劳寿命,采用“Goodman”理论进行计算,计算结果如图 9 所示。由图 9 可知,连杆小头与连杆柄连接处最小疲劳寿命为 1.5279×10^5 次,且连杆柄的疲劳寿命从两端过渡处向中间递减。

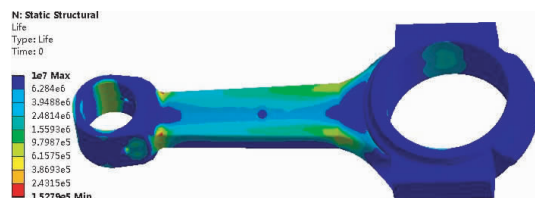


图 9 连杆的疲劳寿命

4 连杆的优化设计及性能分析

4.1 连杆的优化设计

根据上文的分析可知,连杆小头与连杆柄连接处的截面为危险截面,其原因是圆角过小出现了应力集中的现象,因此可以适当增加圆角以降低应力集中,同时该位置圆角过大易与缸体发生干涉,所以对此处的结构进行优化设计:增加此处截面的过渡圆角为 1 mm,连杆中心上下两侧的厚度分别增加 0.5 mm(如图 10 所示),该截面其他轮廓尺寸不变,且连杆大头过渡处的轮廓尺寸保持不变。然后采用 Creo2.0 中“扫描混合”命令重新建立连杆柄模型。

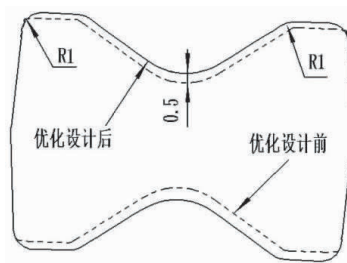


图 10 连杆的优化设计

4.2 优化后连杆的性能分析

对优化后连杆的网格划分及施加的热载荷和力载荷与原型分析时一致。由于连杆的改动较小,其温度变化较小,与原型连杆的温度几乎一致,因此不再对温度分布结果进行讨论。

对优化后的连杆进行热-结构耦合分析,在受压和受拉两种工况下的应力云图如图 11 所示。连杆受拉时最大应力为 140.96 MPa,连杆受压时最大应力为 406.54 MPa。两种工况下优化后连杆最大应力出现的位置相同,且与优化前的位置一致。优化后的连杆在受拉和受压工况下的最大应力与原型相比分别减小了 18.05% 和 18.06% ,且连杆柄的应力与优化前相比也显著减小(图中蓝色区域增大)。

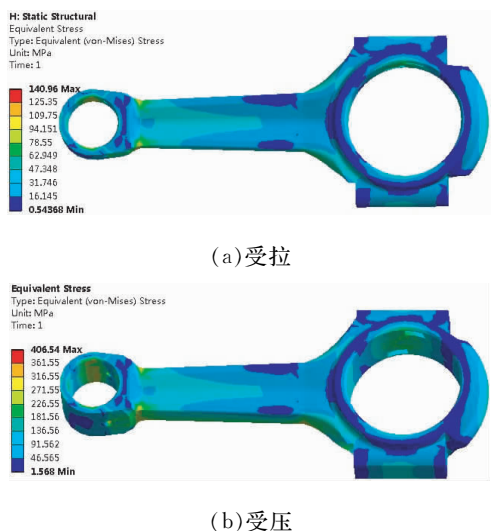


图11 优化后连杆的应力云图

利用热-结构耦合分析结果对优化后连杆的疲劳寿命进行分析。根据两种工况下的最大应力可知,连杆小头与连杆柄连接处应力循环特性系数 $R = -140.96/406.54 = -0.346\ 731$,应力幅值为 273.75 MPa ,材料的综合疲劳影响系数不变,分析理论与原型分析时相同,分析结果如图12所示。由图12可知,优化后连杆的疲劳寿命分布形式基本保持不变,但其最小疲劳寿命已为 $3.003\ 9 \times 10^5$ 次,比原型连杆的疲劳寿命提高了 96.60% 。

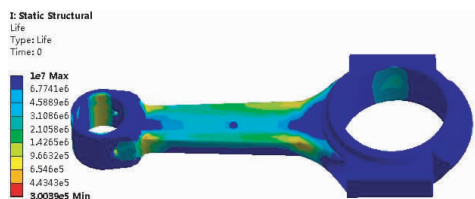


图12 优化后连杆的疲劳寿命

5 结论

(1)采用有限元仿真法建立了连杆的热-结构耦合分析模型,分析了连杆在热载荷和力载荷耦合作用下的应力分布和疲劳寿命,该方法可以用于连杆结构的设计及优化。

(2)对原型连杆进行了优化改进,优化后连杆的应力显著减小,但其疲劳寿命增加了 96.60% ,很好地改善了连杆的性能。

参考文献:

- [1] 陈永兴,叶南海,马健,等. 发动机连杆结构损伤疲劳寿命预测研究[J]. 计算机仿真, 2017,34(2):434-440.
- [2] 朱荣福,赵卿峰,王辉. 基于 ANSYS Workbench 的发动机连杆疲劳强度分析[J]. 黑龙江工程学院学报,2014,28(4):31-33.
- [3] 白帆,刘峰,史艳华,等. 发动机连杆在恒定振幅载荷下的应力疲劳分析[J]. 机械制造与自动化,2017,46(1):124-125.
- [4] 王远,朱会田,曹永晟,等. 基于有限元法的发动机连杆疲劳强度分析研究[J]. 机械传动,2010,34(3):68-71.
- [5] 胡小华. 摩托车发动机连杆疲劳可靠性分析及寿命预测[D]. 重庆:重庆交通大学,2014.
- [6] 刘龙超,朱荣福. 发动机连杆三维实体建模和有限元分析[J]. 交通科技与经济,2013,15(3):121-123.
- [7] 谢一荣,徐滕岗,朱建军. 基于 ANSYS Workbench 的发动机连杆优化设计[J]. 东华大学学报(自然科学版),2015,41(4):527-531.
- [8] ZHOU Q H, WANG Y Y, JI W. The finite element analysis of connecting rod of diesel engine[C]. 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation,2010:870-873.
- [9] ZHENU B, LIU Y Q, JI L X. Finite element analysis and structural improvement of diesel engine connecting rod[C]. 2010 Second International Conferenre on Computer Modeling and Simulation,2010:175-178.
- [10] 机械工程材料性能数据手册编委会. 机械工程材料性能数据手册[M]. 北京:机械工业出版社,1994.

(责任编辑:李秀荣)