

某 V 型柴油机曲轴疲劳寿命仿真

冯国胜¹, 商海昆², 胡春萍², 李鹏飞¹

(1. 石家庄铁道大学机械工程学院, 河北 石家庄 050043; 2. 河北华北柴油机有限责任公司, 河北 石家庄 050081)

摘 要: 为了对某 V 型柴油机将最大爆发压力由 15.5 MPa 提升至 16.5 MPa 后曲轴的强度及疲劳寿命进行预测, 首先在 ADAMS/Engine 中根据发动机模型及参数建立了发动机动力学模型, 获取曲柄销处的载荷时程数据, 然后建立了最大爆发压力为 15.5 MPa 和 16.5 MPa 一缸点火及二缸点火共 4 个工况有限元模型, 由各工况的应力结果结合材料的 S-N 曲线及载荷时程曲线, 计算得到各工况曲轴的疲劳寿命。计算结果表明, 曲轴在各工况下其最大应力小于材料弯曲疲劳极限, 应力集中处主要出现在连杆轴颈过渡圆角处, 各工况下曲轴寿命高于 1 000 小时。

关 键 词: 内燃机; 曲轴; 有限元法; 强度; 疲劳寿命

中图分类号: TK 413.3

DOI: 10.11996/JGj.2095-302X.2017060820

文献标识码: A

文章编号: 2095-302X(2017)06-0820-06

Simulation of Fatigue Life of a V Diesel Engine Crankshaft

FENG Guosheng¹, SHANG Haikun², HU Chunping², LI Pengfei¹

(1. College of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang Hebei 050043, China;

2. Hebei Huabei Diesel Engine Co., Ltd, Shijiazhuang Hebei 050081, China)

Abstract: In order to make the life prediction of the crankshaft strength and fatigue life when the maximum explosion pressure of a V diesel engine change from 15.5 MPa to 16.5 MPa. First we establish the dynamics model of engine in the ADAMS/engine based on engine model and parameters, and obtain the load time history data of the crank pin point, then we establish four cylinder ignition conditions finite element model of the first cylinder and the second cylinder when the maximum explosion pressure change from 15.5 MPa to 16.5 MPa. Then we calculate and get the each working condition fatigue life of the crankshaft according to the stress of all working conditions, the material s-n curve and the load time history curve. Calculation results show that the crankshaft maximum stress is less than the material fatigue limit in various operating conditions, and the stress concentration place mainly happens in the transition fillet of the connecting rod and journal, and the crankshaft life is over 1 000 hours in various working conditions.

Keywords: internal combustion engine; crankshaft; finite element method; strength; fatigue life

曲轴是发动机中最重要、承载最复杂的零件之一。曲轴作为柴油机的主要运动部件, 其强度直接影响着柴油机的可靠性与寿命。近几年, 已有文献介绍了采用单拐或是 1/2 曲拐模型对曲轴进行应力计

算进而计算疲劳寿命的研究方法。但是, 这种模型忽略了相邻曲轴的影响, 不能很好地确定边界, 难以反映出曲轴内部的应力分布^[1]。文献[2]采用雨流计数法和线性 Miner 法验证了 Fatigue 软件进行疲劳

收稿日期: 2017-04-10; 定稿日期: 2017-06-09

基金项目: 河北省工程机械动力与传动控制重点实验室项目(PTC1602)

第一作者: 冯国胜(1962-), 男, 河北井陘人, 教授, 博士。主要研究方向为车辆现代设计理论及方法、新能源汽车、车辆电子控制技术。

E-mail: fgs2005@126.com

寿命估算的合理性。依据某公司 V 型柴油机提升整机功率的用户需求, 本文将该机型的单缸最大爆发压力由原来的 15.5 MPa 提升至 16.5 MPa 进行技术改造, 为此使用有限元软件分析和计算了该曲轴的强度及可靠性, 为曲轴改进设计提供了参考。

1 发动机动力学模型的建立

为了获取曲轴疲劳寿命分析时曲轴的载荷时程曲线, 需在 ADAMS/Engine 中建立发动机的动力学模型, 发动机曲柄连杆机构三维模型如图 1 所示。

根据三维模型及参数生成了包括活塞、连杆、曲轴、平衡重、活塞销等部件的 V6 发动机动力学模型如图 2 所示^[3], 其中发动机基本参数见表 1。发动机曲轴转速为 1 300 转/分, 最大爆发压力为 16.5 MPa 和 15.5 MPa 时的示功图如图 3~4 所示, 根据示功图进行发动机动力学仿真得到 16.5 MPa 和 15.5 MPa 时曲轴作用力时程曲线如图 5~6 所示。

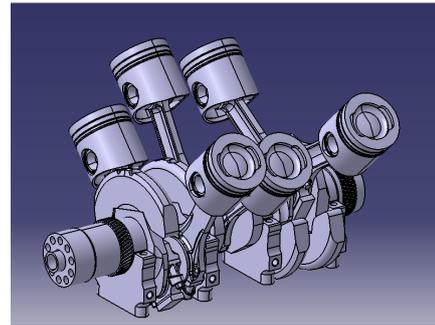


图 1 发动机曲柄连杆机构三维模型

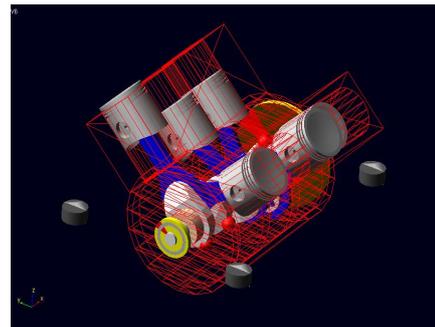


图 2 V6 发动机动力学模型

表 1 V6 发动机基本参数

发动机型式	缸径(mm)	活塞行程(mm)	活塞质量(kg)	连杆质量(kg)	曲柄平衡重质量(kg)	点火顺序
V 型 6 缸	132	145.2	7.615	5.1	5.027	1-6-3-5-2-4

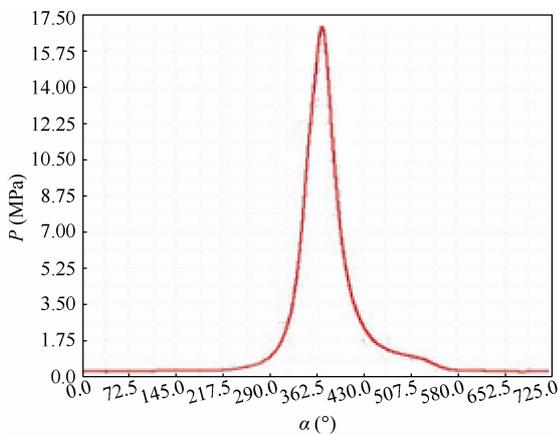


图 3 16.5 MPa 发动机示功图

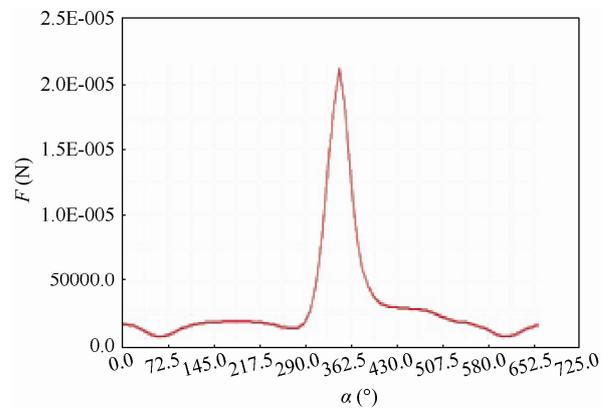


图 5 16.5 MPa 时曲轴载荷

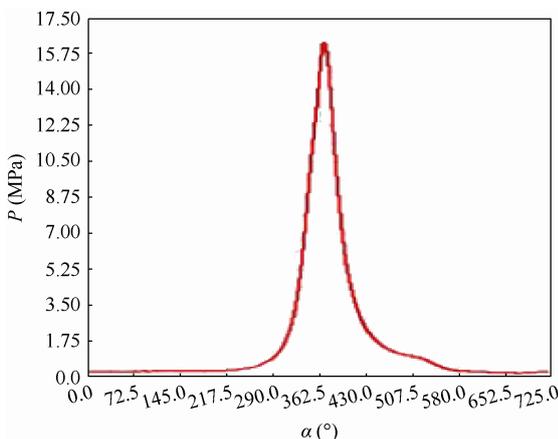


图 4 15.5 MPa 发动机示功图

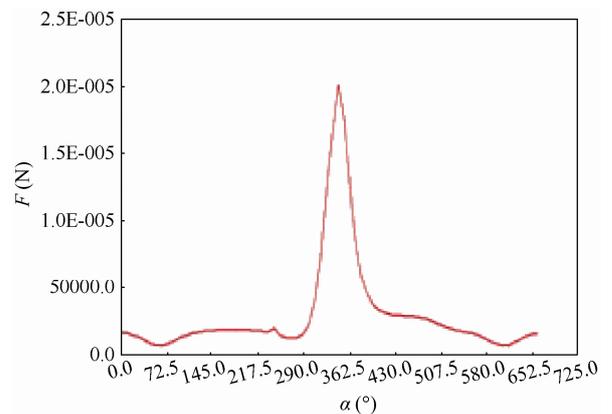


图 6 15.5 MPa 时曲柄销载荷

2 曲轴强度分析

2.1 有限元网格的划分

将三维模型导入有限元分析系统, 选用四面体对曲轴进行网格划分。在理想的情况下, 计算需要的网格密度是结果不再随网格的加密而改变的网格密度。经过计算网格分别为 2~10 mm 时的最大应力值, 当网格单元大小在 4~6 mm 时, 计算结果差值在 5% 以内, 权衡计算精度、模型规模及计算速度, 选择整体单元大小为 10 mm, 圆角等重要部位进行细化部分的单元尺寸定为 5 mm。将整体曲轴有限元模型划分为 478 345 个节点, 318 815 个单元, 有限元模型见图 7。

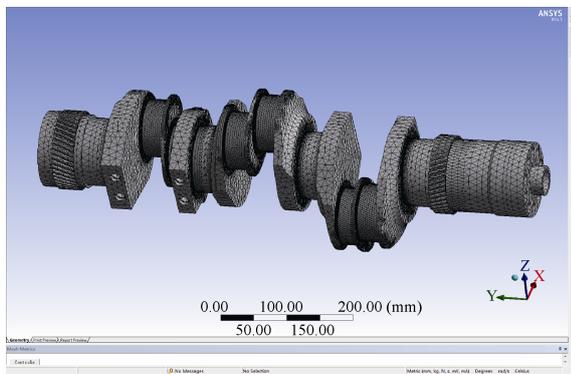


图 7 曲轴有限元模型

2.2 曲柄销载荷计算

作用于曲柄连杆机构的力分为: 缸内气压力, 运动质量的惯性力、摩擦阻力和作用在发动机曲轴上的负载阻力。一般作受力分析时都把摩擦力忽略不计, 因为其数值较小, 且变化规律很难掌握。而负载阻力与主动力处于平衡状态, 无需另外计算。为进行曲轴的有限元分析主要考虑缸内气压力, 运动质量惯性力变化规律对曲轴的作用。如图 8 所示, S 为作用于曲柄连杆机构上的力(N); F_g 为作用于活塞的气体作用力(N); T 为曲柄销切向力(N), K 为曲柄销径向力(N); F_r 为旋转惯性力(N); F_z 为曲柄销所受合力(N)^[4-5]。具体表达式为

$$S = (F_g + F_j) / \cos \beta \quad (1)$$

$$F_g = \frac{p\pi D^2}{4} \quad (2)$$

$$T = S \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (3)$$

$$F_j = -m_j j \quad (4)$$

$$F_z = \sqrt{(F_{rb} - K)^2 + T^2} \quad (5)$$

$$F_{rb} = m_{rb} R \omega^2 \quad (6)$$

其中, p 为气体压力(Pa); D 为气缸直径(m); m_j 为活塞连杆组的往复惯性质量(kg); j 为活塞的加速度(m/s^2); α 为曲柄转角($^\circ$); β 为连杆摆动角($^\circ$); m_{rb} 为连杆组分配到大头中心的连杆组旋转质量(kg); R 为曲柄销半径(m); ω 为曲轴转速(rad/s)。

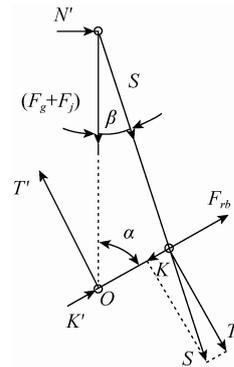


图 8 曲柄连杆机构受力分解图

依据某柴油机的爆发压力 15.5 MPa 和 16.5 MPa 示功图(图 3~4), 转速为 1 300 转/分, 把式(1)~(9)编程将有关设计参数代入后计算出的曲柄销负荷图(图 9)。如图 9 所示, 星线为活塞受到的气缸压力; 实曲线为往复惯性力; 虚线为切向力; 加号线为曲柄销的负荷; 所有单位为 N。依据该发动机发火顺序为 1-6-3-5-2-4, 发火间隔角 120° 以及一缸爆发时对应其余各缸的曲柄转角分别为 $\alpha_1=0^\circ$, $\alpha_2=120^\circ$, $\alpha_3=240^\circ$, $\alpha_4=330^\circ$, $\alpha_5=90^\circ$, $\alpha_6=210^\circ$ 。可计算出在两种爆发压力下, 各缸发火时发动机的连杆轴颈载荷, 如在 15.5 MPa, 一缸爆发时的数值见表 2。

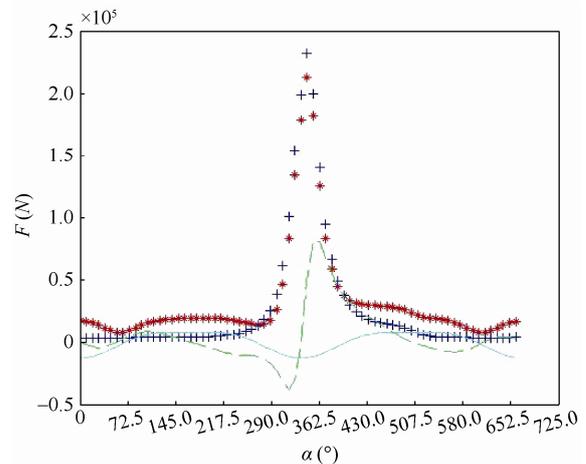


图 9 曲柄销负荷图

表 2 一缸爆发时连杆轴颈载荷(N)

曲轴转角	轴颈	
	代号	载荷(N)
7°	P1	1.736 55E+05
-233°	P6	2.980 9E+04
-113°	P3	2.945 01E+04
247°	P5	2.843E+04
-353°	P2	3.391E+04
127°	P4	4.057E+04

2.3 曲柄销载荷及边界条件

曲轴所选材料为 40 CrMoH, 其弹性模量 $E=2.1e5$ MPa, 泊松比 μ 为 0.27。根据传统的曲轴加载方法及有限宽度轴颈油膜压力应力分布规律, 力的分布可视为: 沿曲柄销周向 120° 范围内按余弦规律分布 $q_{x,\theta}$, 沿曲柄销轴向按抛物线规律分布 $q_x^{[6-9]}$, 即

$$q_x = 9Q_c(1 - x^2 / L^2) / 16LR \quad (7)$$

$$q_{x,\theta} = q_x \cos(3\theta / 2) \quad (8)$$

其中, Q_c 为曲柄销上载荷(N); x 为离曲柄销轴向中心距离 $-L \sim L$ mm, L 为曲柄销长度的二分之一; Q 为曲柄销周向角度 $-60^\circ \sim 60^\circ$; R 为曲柄销半径 (mm)。

根据式(7)~(8)对曲柄销施加载荷, 以一缸对应曲柄销为例其周向载荷如图 10, 轴向载荷如图 11。将主轴承对曲轴的支承视为弹性支撑, 设弹性基础刚度为 K , 认为 K 值在曲轴纵向对称面沿主轴颈轴向均布, 对于图 6 的曲轴整体有限元模型, 取 K 值为 6×10^7 N/mm, 这一刚度接近于主轴承的实际刚度。

在进行有限元分析时, 为模拟实际工作状态, 防止曲轴沿轴向产生刚体位移, 约束曲轴的输出端面上节点的轴向位移, 并对自由端添加径向约束。

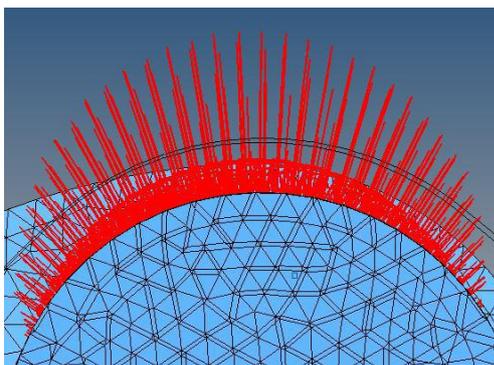


图 10 16.5 MPa 时一缸曲柄销周向载荷

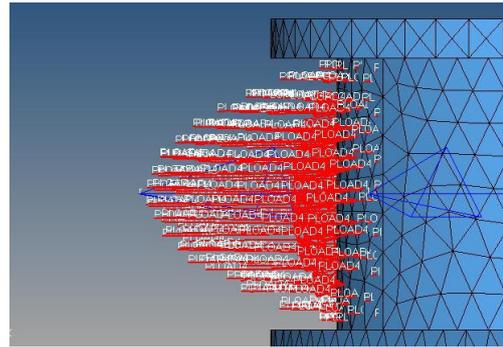


图 11 16.5 MPa 时一缸曲柄销轴向载荷

2.4 曲轴强度分析结果

通过有限元分析给出六缸机曲轴在一、二缸发火时的应力分布云图。从图中可以看到, 当最大爆发压力为 15.5 MPa, 且当一、二缸分别处于发火状态时, 应力值最大分别发生在第一、四轴颈连接处和第三、五轴颈连接处, 分别为 202 MPa 和 217 MPa(图 12), 二缸发火的应力截面图如图 13 所示。

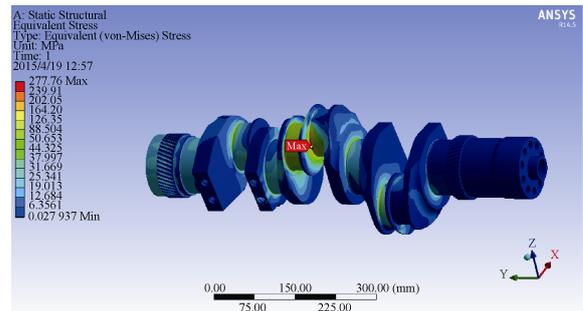


图 12 15.5 MPa 时二缸爆发曲轴应力云图

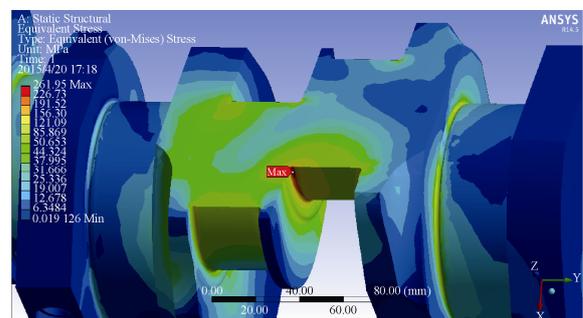


图 13 二缸发火的应力截面图(15.5 MPa)

当最大爆发压力 16.5 MPa, 且当一、二缸分别处于发火状态时, 同样应力值最大分别发生在第一、四轴颈连接处和第三、五轴颈连接处, 分别为 216 MPa 和 225 MPa。

2.5 疲劳强度安全系数校核

由于曲轴受弯扭复合作用,有限元计算所得的应力为正应力和剪应力组合后的等效应力,以往弯曲疲劳和扭转疲劳分别校核的安全系数法不再适用。采用对称循环下的等效应力法校核曲轴疲劳强度,即

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e K_{\sigma D}} \quad (9)$$

其中, σ_{-1} 为对称循环疲劳极限,根据曲轴材料 42 CrMoH,取 $\sigma_{-1}=290$ MPa,则疲劳强度降低系数为

$$K_{\sigma D} = \frac{K_a}{\varepsilon} + \frac{1}{\beta} - 1 \quad (10)$$

取曲轴疲劳缺口系数 $K_a=1$,其尺寸系数 $\varepsilon=0.77$,表面加工系数 $\beta=1.3$,所以 $K_{\sigma D}=1.07$, σ_e 为对称循环等效应力,曲轴所受载荷并非对称循环,因此运用修正的 GOODMAN 图将其折算为

$$\sigma_e = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b}} \quad (11)$$

其中, σ_a 为曲轴应力幅, $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$; σ_m 为

平均应力, $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ 。

一般车用发动机曲轴的疲劳安全系数许用值 $[n]=1.3\sim 1.8$ 。根据有限元计算结果,在爆发压力为 15.5 MPa 和 16.5 MPa 时,该曲轴的疲劳强度符合要求。

3 曲轴疲劳寿命仿真

对于曲轴这种承受交变周期载荷的重要部件不仅要对其进行强度分析,更重要的是对其进行疲劳寿命分析,此类零件引起疲劳失效的交变峰值往往远低于静态断裂分析估算出来的“安全系数”。当部件所受应力低于材料屈服极限的 80%时,应采用应力疲劳进行 S-N 全寿命疲劳分析^[10]。由前面分析可知,该曲轴所受最大应力大于 200 MPa,而 42 CrMoH 的屈服极限为 930 MPa,其最大应力低于材料屈服极限的 80%,应采用应力疲劳进行 S-N 全寿命分析。由前面得到的曲柄销处载荷谱及应力水平,结合材料的 S-N 曲线,采用 Miner 线性累积损伤理论进行疲劳寿命预测。若构件在应力水平 S_i 下,循环直至破坏的寿命为 N_i ,则经过 n_i 次循环的损伤为

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (12)$$

k 个应力水平 S_i 作用下,各经受 n_i 次循环,则总损伤为

$$D = \sum_1^k D_i = \sum_1^k \frac{n_i}{N_i} \quad (i=1,2,\dots,k) \quad (13)$$

Miner 线性累积损伤的破坏准则为 $D=1$ ^[11]。

在 MSC.Fatigue 中采用 S-N 法对曲轴进行疲劳寿命估算,将不同爆发压力下的一缸与二缸爆发工况与 Adams/Engine 中仿真得到的相应载荷时程曲线相关联,曲轴材料 42 CrMoH 的抗拉极限强度为 1 080 MPa,弹性模量 E 为 2.1E5 MPa,由抗拉极限强度和弹性模量, Fatigue 可估算出曲轴材料的 S-N 曲线(图 14)^[12-14]。经计算,当最大爆发压力为 15.5 MPa 时,一缸点火与二缸点火的最小寿命点分别在第一、四曲柄销与第二、五曲柄销的连接处,循环次数分别为 6.48E7 次与 4.29E7 次(图 15)。当最大爆发压力 16.5 MPa 时,一缸点火与二缸点火的最小寿命点分别在第一、四曲柄销与第二、五曲柄销的连接处,循环次数分别为 6.27E7 次与 4.27E7 次(图 16)。

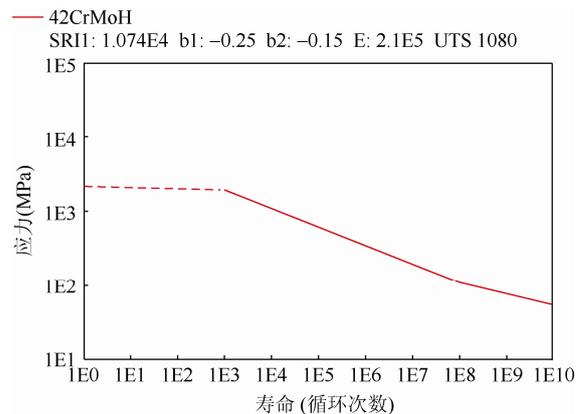


图 14 42 CrMoH S-N 曲线

从图 15~16 可以看出曲轴最先产生疲劳破坏的部位和图 12 显示的应力集中部位一致,位于曲柄销和曲柄臂的过渡圆角处,节点经过 4.27E7 次循环加载,曲轴产生疲劳破坏。

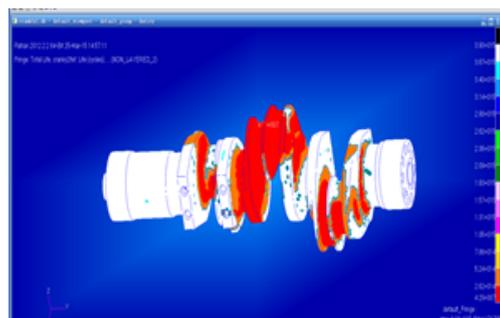


图 15 15.5 MPa 时二缸爆发曲轴寿命云图

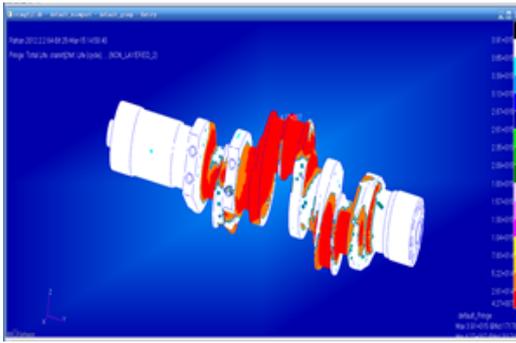


图16 16.5 MPa时二缸爆发曲轴寿命云图

4 结 论

(1) 通过曲轴三维有限元分析,在连杆轴颈过渡圆角处有较大的应力集中,此处是曲轴的强度薄弱部位,该曲轴的强度能达到要求。

(2) 通过全生命周期疲劳分析可知,在当最大爆发压力为 15.5 MPa 和 16.5 MPa 时,一缸点火与二缸点火的最小寿命点分别在第一、四曲柄销与第二、五曲柄销的连接处,循环次数最低为 $4.27E7$ 次,用 Fatigue 软件得到了曲轴的疲劳寿命云图,发现曲轴疲劳破坏最先产生于曲柄臂和曲柄销的过渡圆角处。

参 考 文 献

- [1] 宋雅丽,周涌明,吴朝晖. 某大功率低速柴油机曲轴三维有限元分析[J]. 柴油机, 2009, 31(2): 26-30.
- [2] 骆清国,杨良平,王旭东,等. 基于有限元仿真技术的曲轴疲劳强度分析[J]. 车辆与动力技术, 2012(2): 51-54.
- [3] 高爽,冯国胜,张兆松,等. 内燃机曲柄连杆机构的建模与仿真分析[J]. 石家庄铁道大学学报, 2014, 27(2): 87-90.
- [4] 王金虎,郑忠才,姜振延,等. 395型柴油机机体结构有限元分析[J]. 内燃机与动力装置, 2013, 30(1): 29-34.
- [5] 刘怀银,冯国胜,高爽,等. 再制造曲轴疲劳寿命分析[J]. 石家庄铁道大学学报, 2014, 27(1): 40-44.
- [6] 孙军,桂长林,汪景峰. 边界条件处理对曲轴有限元分析的影响研究[J]. 汽车工程, 2005, 27(6): 724-726.
- [7] 冯国胜,张幽彤,张玉申. 柴油机曲轴静动特性的三维有限元分析[J]. 内燃机工程, 2003, 24(2): 74-77.
- [8] 徐中明,牟笑静,彭旭阳. 基于有限元法的曲轴静强度有限元分析[J]. 重庆大学学报, 2008, 31(9): 977-981.
- [9] 丁培杰,吴昌华. 柴油机曲轴计算方法的回顾、现状与展望[J]. 内燃机工程, 2003, 24(3): 74-79.
- [10] 阳清泉. SF33900型矿用自卸车车架结构的疲劳寿命分析与优化[D]. 长沙: 湖南大学, 2012.
- [11] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2001: 19-21.
- [12] 程绍桐. CY6102柴油机曲轴疲劳强度综述[J]. 内燃机工程, 1996, 17(3): 24-29.
- [13] 周传月,郑红霞,罗慧强,等. MSC.Fatigue 疲劳分析应用与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 41-44.
- [14] 史建祥. 柴油机曲轴疲劳寿命预测方法研究[D]. 太原: 中北大学, 2013.