基于蒙特卡洛法的曲轴结构优化分析

朱宜生^{1,2},刘玉石^{1,2}

(1.中国船舶重工集团第七二三研究所,江苏 扬州 225001; 2.中国船舶工业电工电子设备环境与可靠性试验检测中心,江苏 扬州 225001)

摘要:目的:为减轻曲轴质量,对16 缸 V 型柴油机的曲轴进行结构优化。方法:首先,按照柴油机真实的 工作环境对曲轴单个曲柄的有限元模型进行边界条件和力的加载,求解获得最大应力及最大位移的数值及 位置;然后,建立垂直曲柄中心截面的 2D 有限元模型,在等效加载的情况下应用 ANSYS 计算最大应力及 位移,计算结果同三维模型进行比较,证明 2D 截面网格的计算合理性;最后,运用 ANSYS PDS 模块, 基于蒙特卡洛抽样方法,对单位曲柄进行主要尺寸优化。结果:主轴颈直径 150 mm、曲柄销直径 125 mm、 圆角半径 4.5 mm 时单曲柄质量降低 3.37 kg,整个曲轴质量降低 26.99 kg,到达优化的目的。结论:证明 了二维模型替代三维模型的合理性以及运用蒙特卡洛法进行结构优化的可行性,为今后的曲轴优化提供了 参考。 关键词:曲轴;有限元分析;蒙特卡洛法;优化

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2019.05.006中图分类号: 000文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2019)05-0024-06

Optimization of Crankshaft Structure based on Monte-Carlo Method

ZHU Yi-sheng^{1,2}, LIU Yu-shi^{1,2}

(1. The 723 Institute of CSIC, Yangzhou 225001, China; 2. China Shipbuilding Industry Environment and Reliability Test Centre for Electric and Electronic Equipment, Yangzhou 225001, China

ABSTRACT: Objective To reduce crankshaft mass and optimize the crankshaft of a V-type 16-cylinder diesel engine. **Method** First, the load was applied to the finite element model of the single crank and boundary conditions according to the actual working environment of the diesel engine to obtain the value and position of maximum stress and displacement. Second, a 2D finite element model of the vertical interface of the crankshaft center was established; and then the maximum stress and displacement were calculated with ANSYS under equivalent loading conditions. The results were compared with the 3D model to verify that the 2D mesh model was reliable. Finally, based on Monte-Carlo sampling method, main dimension of the unit crankshaft was optimized with ANSYS PDS module. **Results** When the main journal radius was 150mm, the crankpin radius was 125mm, and the fillet radius was 4.5 mm; the unit crankshaft mass was reduced by 3.37 kg and the entire crankshaft mass was reduced by 26.99 kg. The purpose of optimization was achieved. **Conclusion** The rationality of replacing 3D model with 2D model instead and the feasibility of using Monte Carlo method to optimize the structure are proved, providing guidance for the future crankshaft optimization.

KEY WORDS: crankshaft; FEM; Monte-Carlo method; optimization

(9)

随着全球化进程的加快,大型动力机械的需求也 随之增加,曲轴作为柴油机的主要组成部分,其可靠 性和经济性十分重要。曲轴的主要破坏方式是圆角处 产生裂纹甚至断裂,这会导致柴油机失去动力,造成 不可预知的后果。因此,有必要对曲轴的强度进行分 析,以防止疲劳破坏,这对确保柴油机的性能和可靠 性,指导进一步的结构优化具有重要意义。

有限元方法是一种经典的数值求解方法,可用于 解决柴油机曲轴的各种振动问题。国内外科研人员对 曲轴进行了大量的有限元振动响应分析,并取得了一 系列的研究成果。斯塔尔 G.以单曲柄为研究对象, 通过测量单曲柄的主要参数对圆角的影响来得到影 响曲线^[1]。Cyrus Kano 对许多曲轴的弯曲疲劳强度进 行了测试,通过对该数据的分析,总结出单个几何参 数与曲轴强度之间的关系^[2]。Health 和 Namara 结合 有限元方法和经典分析技术对曲轴应力进行分析,为 曲轴的优化设计提供参考^[3]。Nallicheri 等人基于制造 经济学对汽车曲轴的材料选择进行了广泛研究^[4]。W Y Chien 用二维有限元网格计算得到单曲柄的应力强 度因子^[5]。Gupta 对曲轴进行了不同材质下的动态仿 真,并从几何和材料上对曲轴进行了优化^[6]。

文中建立了一种 V 型 16 缸柴油机曲轴的单曲柄 模型,并利用 ANSYS 进行静态分析计算。根据发动 机实际工作过程,设置载荷和边界条件。为了简化计 算过程,建立了曲柄中心竖向界面的二维网格模型, 通过 ANSYS 的 PDS 模块对单曲柄进行优化,主要变 量为主轴直径、曲柄销直径和圆角半径。

1 理论模型

在柴油机的工作过程中,曲柄连杆机构的受力主要包括气缸内的气体压力、往复运动质量的惯性力和曲轴上的其它载荷。在本文的分析中,扭矩对应力的影响较小,因此只考虑在最大爆发压力作用下的曲柄销上的弯矩。文中所述的16V170型柴油机参数见表1。

缸径 D	170 mm
行程 S	194 mm
压缩比 ε	13.5
连杆长度 L	352 mm
曲柄半径 r	97 mm
发火顺序(单边)	1-5-2-3-8-4-7-6
标定转速 n	1500 r/min
标定功率 Ne	1470 kW
曲柄连杆比λ	0.28
活塞质量 m _p	9.24 kg
连杆质量 mL	14.10 kg

427.43 kg

曲轴质量 m_c

表 1 柴油机主要参数

作用在活塞上的气体压力如下:

$$P_g = \frac{\pi D^2}{4} p_g \tag{1}$$

在柴油机膨胀冲程中,制造商给出最大爆发压力为 14 MPa,发生 360°曲柄转角时,然后用式(1)计算曲轴的气体压力.

在计算曲柄连杆机构的惯性力时,由于连杆大端 和连杆小端的运动形式不同,连杆质量一般分为两部 分。一般来说,质量分布如下:

$$m_1 = 0.3m_l \tag{2}$$

$$m_2 = 0.7m_l \tag{3}$$

结合式(2)和(3),往复直线运动质量和旋转 运动质量如下:

$$m_j = m_p + m_1 \tag{4}$$

$$m_r = m_c + m_2 \tag{5}$$

通过以上的分析,往复直线运动质量和旋转运动 质量的惯性力如下:

$$P_j = -m_j j = -m_j r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$
(6)

$$K_{r,2} = -m_2 r \omega^2 \tag{7}$$

$$K_{r,c} = -m_c r \omega^2 \tag{8}$$

图 1 显示出 *P*_g和 *P*_j作用在同一条直线上,合力 如下:

$$P = P_g + P_j$$



图 1 曲柄连杆机构的作用力

图 2 显示各分力 K, N, S, T 的关系, 通过以下 公式计算得出:

$$K = P\cos(\varphi + \beta) / \cos\beta \tag{10}$$

$$N = P \tan \beta \tag{11}$$

$$S = P(1/\cos\beta) \tag{12}$$

 $T = P\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$ (13) 作用在曲柄销上的合力为:

$$P_c = \sqrt{T^2 + P_k^2} \tag{14}$$

$$P_k = K + K_{r,2} \tag{15}$$



将表1的数据带入式(15)计算得出, Pc=303222 N。

2 有限元分析

2.1 单个曲柄有限元分析

文中采用三维建模软件 Pro/E 建立单位曲柄简 化模型,如图 2 所示。单曲柄包括 2 个主轴颈,2 个曲柄臂和 1 个曲柄销。表 2 列出了单位曲柄的几 何和材料属性,其中 σ_{DWH} 和 σ_{DWG} 根据参考文献[7] 计算得出。

将几何模型导入 Hypermesh 进行网格划分,将 模型单位修改为 mm,单元类型定义为 Solid185。然 后,将网格模型导入 ANSYS,根据实际工作环境加 载边界条件。约束左右两个端面在 *x* 轴和 *y* 轴方向 的位移以及主轴颈的径向位移。图 3 是划分后的网 格模型,根据油膜压力分布的约束和载荷模型设置 如图 4 所示。

约束边界条件和加载后,下一步进行求解。

观察图 5 和图 6 所示的应力云图和位移云图,发现曲轴中垂面的应力和位移最大。最大位移 0.22 mm,最大应力发生在主轴颈附近的圆角上,为 104.7 MPa,小于所允许的主轴颈圆角处的疲劳强度(σ_{DWG})。该模型存在较大的应力剩余,并留有空间进行轻量化优化设计。

表 2 单柄曲拐的几何和材料属性

几何		材料(40Cr)	
主轴颈直径 D1	160 mm	杨氏模量 E	200 GPa
曲柄销直径 D2	135 mm	泊松比 v	0.3
曲柄臂厚度 w	38 mm	主轴颈圆角的疲劳强度 $\sigma_{\rm DWH}$	303 MPa
主轴颈长度 L1	67 mm	质量密度ρ	7800 kg/m^3
曲柄销长度 L2	132 mm	抗拉强度 σ_b	980 MPa
圆角半径 R	3 mm	曲柄销圆角的疲劳强度 oDWG	297 MPa



2.2 2D 有限元分析

为了优化曲轴,必须对曲柄进行参数化。三维模型的参数化比较复杂,因此,根据参考文献[5],首次进行了弹性二维平面有限元模型分析,以了解曲轴弯曲时应力集中的性质,其几何为单曲柄的中间垂直面,单元类型为 Shell181。等效负载和约束与 2.1 节相同,如图 7 所示。





将二维网格模型导入到 ANSYS 中,计算结果如 图 8、图 9 所示,最大的 Von Mises 应力为 103.8 MPa, 最大位移为 0.33mm,与三维模型比较误差很小,且 最大应力发生的位置与三维模型相同,即二维有限元 模型是可靠的,可用于曲轴的优化设计。



3 几何优化过程

在笔者的研究中,减少质量同时改善或维持原曲 轴的应力性能是主要目标。对应力云图的研究表明, 主轴颈、曲柄销等部位应力较低,可以改变其直径以 减小其质量。此外,为了避免由于 D₁和 D₂的变化而 增加圆角区域的应力,必须增加圆角半径 R,以维持 应力水平。

3.1 *D*₁和 *D*₂的作用

在这一节中,应用 ANSYS PDS 模块对单曲柄结构进行优化^[8],这是一种基于现有有限元分析结果的抽样分析方法。首先,用 ANSYS 的参数化语言 (APDL)编写分析文件,然后定义 D_1 和 D_2 的数值变化范围,见表 3。由于连杆大端的间隙为 13 mm, D_1 和 D_2 的变化不会影响柴油机的整体结构。最后,基于蒙特卡洛法中拉丁超立方(LHS)的抽样方法^[9],对有限元模型进行 500 次抽样分析。

从图 10 和图 11 可以清楚地看到,最大应力的范 围是 80~120 MPa,远远低于 σ_{DWG};最大位移的范围 是 0.044 ~0.057 mm,结果合理。对比图 12a 与图 12b, 发现 D₁ 和 D₂ 对最大应力的线性相关系数为-0.9033

表 3 <i>D</i> ₁和 <i>D</i> ₂的变化范围			mm
参数	当前值	下限	上限
D_1	160	150	170
D_2	135	125	145



和 0.4221。换言之,最大应力随 D_1 的增加而减小,随 D_2 的增加而增大, D_1 对最大应力的影响大于 D_2 。 经过分析可以得到最优化的尺寸: $D_1=150$ mm, $D_2=125$ mm,优化后模型的最大应力是 107 MPa,略高于未优化的结果。

3.2 R的作用

在本节中,再次使用 PDS 模块探讨在优化尺寸 下 R 对于曲柄最大应力的影响。如图 13 所示, R 的 数值范围为 0.1~6.5 mm,最大应力范围为 96.3~



174 MPa。R 在 0.1~4.5 mm 之间时,最大应力随圆角 半径的减小下降迅速; R 在 4.5~6.5 mm 之间时,最 大应力随圆角半径的减小下降缓慢, R=4.5 mm 的位 置是转折点,该点的最大应力在许用范围内,因此, R 的优化尺寸为 4.5 mm。

为了保证优化结果的可靠性,应检验优化结果。 由 Pro/E 创建三维模型,参数设置如下: D_1 =150 mm、 D_2 =125 mm、R=4.5 mm,划分网格和分析模型参考 2.1 节,优化后的结果如图 14、15 所示。优化的单位 曲柄最大应力为 76.0 MPa,比优化前减少了 28.7 MPa,小于 σ_{DWH} ,满足强度要求。最大位移为 0.0289 mm,比优化前曲柄增加了 0.007 mm,小于最 大允许位移值 0.05 mm,满足刚度要求。在几何优化 过程中,单曲柄质量降低了 3.37 kg,整个曲轴质量 降低了 26.99 kg,在减少最大应力的情况下达到降低 曲轴质量的目的。



4 结论

首先应用 ANSYS 建立并计算了单曲柄的三维有 限元模型,得到了在实际加载条件下的最大应力和位 移。此外,为简化计算,建立了弹性二维平面有限元 模型,验证了二维模型的合理性,可代替三维模型进行计算。最后,讨论了各种几何参数(D₁、D₂和 R)下的最大应力,分析了这些参数对最大应力的影响。结果发现,D₁与最大应力是正相关,D₂与最大应力是负相关,D₁对最大应力的影响大于D₂,R 对减小最大应力有很大的影响。最后,给出了优化后的尺寸,这些结论可为今后的曲轴优化提供参考。

参考文献:

- STAHL G. Der Einfluss Der form auf Die Spannungen in Kurbelwellen[J]. Konstruktion, 1958(10): 61-67.
- [2] KANO C. Influence of Geometrical Design Factors on the Bending Fatigue Strength of Crankshafts[J]. Journal of Engineering for Power, 1963, 85(3): 177-179.
- [3] HEATH A R, MCNAMARA P M. Crankshaft Stress Analysis-Combination of Finite Element And Classical Analysis Techniques[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and power, 1990, 112(3): 268-275.
- [4] HOFFMANN J H, TURONEK R J, High Performance

Forged Steel Crankshafts-Cost Reduction Opportunities SAE Technical Paper No.920784[R]. Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1992.

- [5] CHIEN W Y, PAN J, CLOSE D, et al. Fatigue Analysis of Crankshaft Sections Under Bending With Consideration of Residual Stresses[J]. International Journal of Fatigue, 2005, 27(1): 1-19.
- [6] GUPTA S N, MAHESH N, KUMAR B D. Design and Analysis of Crankshaft Used in Aerospace Applications and Comparision Using Different Materials[J]. International Journal of Engineering Research, 2015, 9(4): 479-486.
- [7] MONTAZERSADGH F H, FATEMI A, Dynamic Load and Stress Analysis of a Crankshaft SAE Technical Paper No. 2007-01-0258[R]. Society of Automotive Engineers, Warrendale, 2007.
- [8] 刘玉石. 通海阀箱消声器结构可靠性分析与试验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2018.
- [9] 庹奎. 基于随机有限元法的机械零部件静动态可靠性分析[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2015.