

文章编号:1000-582X(2008)09-0977-05

基于有限元法的发动机曲轴静强度分析

徐中明^{a,b}, 牟笑静^b, 彭旭阳^b

(重庆大学 a. 机械传动国家重点实验室; b. 机械工程学院, 重庆 400030)

摘要:针对某单缸发动机曲轴断裂问题,在 CATIA 里进行了三维实体建模,通过导入 Hypermesh 进行划分网格等前处理,利用 MSC. Patran /Nastran 对其进行有限元分析。结果表明:在使用球墨铸铁为材料的情况下,曲轴的疲劳强度安全系数未满足要求,从理论上验证了曲轴会发生断裂;将材料更换为 40Cr 的曲轴,其疲劳强度安全系数满足要求,理论上不会发生断裂,最后通过 400 h 发动机可靠性试验验证了仿真的正确性。

关键词:发动机曲轴;静强度分析;有限元法

中图分类号:U270

文献标志码:A

Engine crankshaft static strength analysis based on the finite element method

XU Zhong-ming^{a,b}, MU Xiao-jing^b, PENG Xu-yang^b

(a. State Key Laboratory of Mechanical Transmission; b. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

Abstract: Focusing on the fracture issue of single cylinder engine crankshafts, a three-dimensional solid model was built in CATIA. Pre-treatments, such as plotting grids, were carried out through Hypermesh, and finite element analysis was done using MSC. Patran/Nastran. The results show that the fatigue safety coefficient cannot meet demand when nodular iron is the crankshaft material. This finding verifies the theoretical possibility of crankshaft fracture. A crankshaft using 40Cr theoretically would not fracture because the fatigue safety coefficient could meet the demand. Simulation correctness was verified by a 400 hour engine reliability test.

Key words: engine crankshaft; static strength analysis; finite element method

曲轴是发动机中最重要的机件之一。它的结构参数在很大程度上影响着发动机的整体尺寸和重量,也影响着发动机的可靠性与寿命。曲轴的损坏可能引起发动机其它零件的严重破坏^[1-4]。随着内燃机的发展与强化,曲轴的工作条件愈加苛刻,因此,曲轴的疲劳强度问题就变得更加严重。在设计曲轴时必须正确选择曲轴的尺寸参数、结构形式、材料与工艺,以求获得经济合理的效果。

对于像曲轴这样形状比较复杂的强度分析问题,解析法是无能为力,而有限元法能够克服这个困难,它在强度分析中已经成为一种通用的数值分析方法。随着计算机和计算力学的飞速发展,三维有限元得到了广泛的应用,可以计算几万、几十万甚至几百万个单元的数学模型。另外,应用三维有限元法可以比较精确地确定曲轴上任何部位的应力,对整体曲轴的强度和刚度也可以作比较精确的评估。

收稿日期:2008-04-01

基金项目:重庆市科委科技计划资助项目(CSTC2007AC6017)

作者简介:徐中明(1963-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事车辆动力学及控制研究,(E-mail)xuzm@cqu.edu.cn。

笔者就某厂生产的曲轴在实际应用中出现断裂的情况进行有限元分析与改进,并通过 400 h 可靠性试验验证了计算的正确性。

1 曲轴有限元模型的建立

曲轴的设计参数如下:

转速 n 为 3 600 r/min;

连杆轴颈半径 r_1 为 15 mm;

主轴颈半径 r 为 13 mm;

曲柄半径 R 为 22.5 mm;

连杆质心到大头中心距 L_2 为 24.5 mm;

连杆比 λ 为 0.268;

连杆总质量 m_r 为 0.327 kg;

活塞和活塞环总质量 m_{pz} 为 0.394 kg;

活塞直径 D 为 65 mm;

连杆中心距 L 为 84 mm;

爆发压力为 4 MPa。

有限元计算曲轴强度时,可根据曲轴的结构特点、载荷分布情况以及分析的目的等,采用不同的计算模型。

三维有限元分析采用的计算模型一般有 3 种^[5-6]。

第 1 种为 1/4 或半曲拐模型。它主要考虑弯曲载荷的作用,并认为曲轴的形状和作用载荷相对曲拐平面对称。

第 2 种为单拐模型。它分析曲轴上受载荷最严重的单个曲拐,优点在于计算规模小。但是这种方法很难正确确定主轴颈剖分面处的边界条件,剖分面离过渡圆角很近会影响计算精度的准确性。

第 3 种方法应用整体曲轴模型,这是进行曲轴有限元分析最符合实际的模型,计算的精度最高,但计算规模巨大,在常规条件下进行计算是很困难的。为了解决这个问题,需要对曲轴的整体模型作一定程度的简化,忽略次要的影响因素,突出主要矛盾。随着计算机技术水平的不断提高,将越来越多地采用曲轴整体三维有限元模型进行计算。这里采用整体曲轴模型来对曲轴的静强度进行分析计算。

首先根据该曲轴的图纸利用 CAD 软件 CATIA 进行三维建模,具体建模时,由于曲轴结构复杂,利用有限元软件进行建模时很难保证与图纸上的曲轴结构完全一致,因此建模时必须简化。为了减少应力集中,曲轴上不同截面的结合处都有倒角,如果在建模时考虑这些倒角和油孔,则会使有限元的网格非常密集,这就大大增加了模型的单元数量,花费大量的求解时间,而且生成的网格形状也不理想,降低

了解精度,因此在整体曲轴建模时仅考虑主轴颈,曲轴轴颈与曲拐连接处的过渡圆角^[7-8]。图 1 即为建好的三维图形。

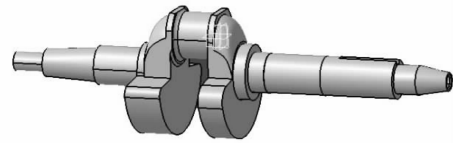


图 1 曲轴的三维图形

将建好的实体模型以 model 格式导入 Hypermesh 进行网格划分,然后将划分好的网格以 bdf 格式导入 MSC. Patran 进行力和约束的施加等前处理,最后利用 MSC. Nastran 对模型进行计算。

笔者通过计算 2 种不同材料的曲轴来说明不同材料对曲轴静强度的影响是不同的,这 2 种材料分别为 40Cr 和球墨铸铁 QT800-2。2 种材料的主要特征常数如表 1 所示^[9]。

表 1 曲轴材料的主要特征常数

材料	抗拉强度极限 σ_b /MPa	弹性模量 E /GPa	泊松比 μ
40Cr	900	206.8	0.290
QT800-2	800	169.0	0.286

划分网格时采用四面体 10 节点单元,虽然计算时间有所增加,但其结果与实际情况很接近,有限元模型共有 99 396 个单元,156 064 个节点,如图 2 所示。

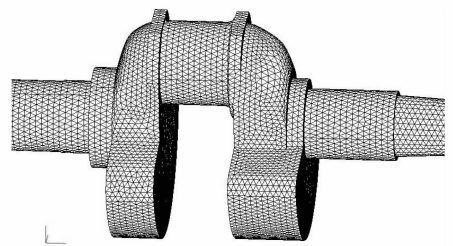


图 2 曲轴有限元模型

2 曲轴的边界条件

曲轴是在不断周期性变化的气体压力、往复和旋转运动质量的惯性力,以及它们的力矩(转矩和弯矩)共同作用下工作的。曲轴在工作时发生扭转变形和弯曲变形甚至断裂,实践和理论分析表明,对于各种曲轴,弯曲载荷是其破坏的主要影响因素,且由

连杆直接作用于曲轴上,弯曲载荷主要有 3 种^[10-13]:

1) 活塞连杆组作用到曲轴上的压力(方向向下)

$$P_g = -\frac{1}{4}\pi D^2 p_{\max} = 13\ 266.5\ \text{N};$$

2) 连杆总成的往复惯性力和活塞组的往复惯性力

$$P_{r_1} = m_r \frac{L_2}{L} \left(1 + \frac{R}{L}\right) R \omega^2 = 386.77\ \text{N},$$

$$P_{r_2} = m_{jz} \left(1 + \frac{R}{L}\right) R \omega^2 = 1\ 595.95\ \text{N};$$

3) 连杆大头的旋转惯性力

$$P_{r_3} = m_r \frac{L - L_2}{L} R \omega^2 = 891.53\ \text{N}.$$

曲轴所受的最大压缩载荷在做功冲程上止点附近(爆压状态下),其值为

$$Q_c = P_g - P_{r_1} - P_{r_2} - P_{r_3} = 10\ 392.25\ \text{N}.$$

曲轴所受的最大拉伸载荷在进气冲程开始的上止点附近,其值为

$$Q_l = P_{r_1} + P_{r_2} + P_{r_3} = 2\ 874.25\ \text{N}.$$

曲轴的 2 种计算工况分别对应于上述 2 种最大载荷,如图 3 所示。

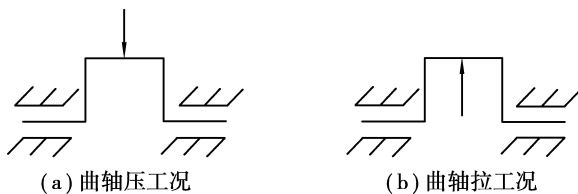


图 3 曲轴 2 种计算工况示意图

根据传统的方法及有限元宽度轴颈油膜压力应力分布规律,并忽略油孔处压力峰值突变的影响,假定力边界条件为:载荷沿连杆轴颈和主轴颈轴线方向按二次抛物线规律分布;沿轴颈圆周 120° 范围内按余弦规律分布^[14],受力情况如图 4 所示。

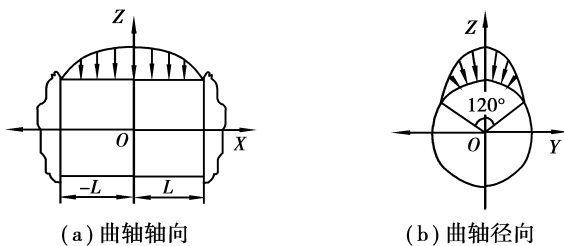


图 4 曲轴轴颈压力分布图

1) 沿曲轴轴线方向的压力分布曲线方程为

$$Z = ax^2 + bx + c. \quad (1)$$

设轴向受力长度为 2L, 将 $x = -L, L$ 代入

式(1)得

$$aL^2 + bL + c = 0, \quad (2)$$

$$aL^2 - bL + c = 0. \quad (3)$$

又当 $x = 0$ 时, $z = q_{\max}$, 所以 $c = q_{\max}$, 代入式(2)(3)得

$$b = 0, a = -q_{\max}/L^2.$$

又

$$Q_c = 4 \int_0^L \int_0^{60^\circ} q_X \cos(3\theta/2) ds dx =$$

$$4 \int_0^L \int_0^{60^\circ} q_X \cos(3\theta/2) R d\theta dx = \frac{8}{3} R \int_0^L q_X dx, \quad (4)$$

式(4)中: $ds = R d\theta$; Q_c 为作用在轴颈上的总载荷。因

$$q_X = ax^2 + bx + q_{\max} = q_{\max} (1 - x^2/L^2), \quad (5)$$

$$Q_c = \frac{8}{3} q_{\max} R \int_0^L \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) dx = \frac{16}{9} q_{\max} RL, \quad (6)$$

式(5)代入式(4)得

$$q_{\max} = 9Q_c/(16LR),$$

$$q_X = q_{\max} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right).$$

2) 沿轴颈圆周方向的压力为

$$q_{X\theta} = q_X \cos(3\theta/2), \quad (7)$$

式中: $x = -L \sim L$; $\theta = -60^\circ \sim 60^\circ$ 。

在 MSC. Patran 的 Fields 里面建立如式(7)所示的力场。根据以上所得力的分布公式,可求得各个离散单元的受力,然后将其分配到各个节点上,从而得到等效节点边界力。

在曲轴两侧轴承处施加约束。约束施加得是否合理,直接影响有限元分析结果的准确性,不同的约束条件,会使结果相差很大^[15-17]。要想使曲轴的边界条件完全符合实际是做不到的,仅能对实际情况下的边界条件进行简化,即约束主轴颈 x, y, z 3 个方向的位移。所有约束都是施加在实体模型几何元素上的,程序自动将其转换到相应的节点上。2 种计算工况对应的边界条件如图 5 所示。

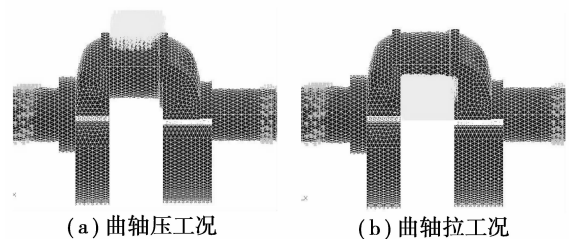


图 5 曲轴 2 种工况对应的边界条件

3 2 种材料计算结果

1) 计算结果表明,2 种材料所受到的最大应力

值和出现最大应力值的部位是相同的。压工况的最大应力值是 238 MPa,拉工况的最大应力值是 -219 MPa。该曲轴的静力图如图 6 所示。

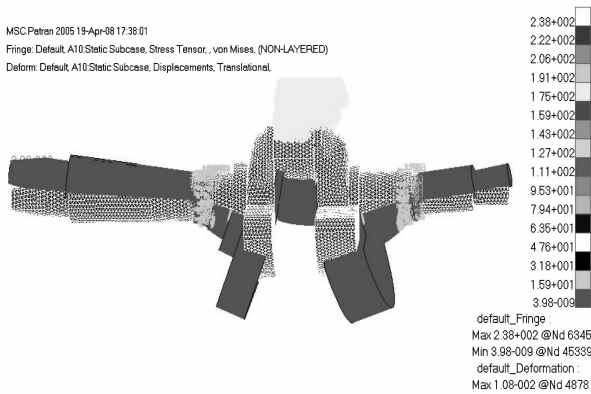


图 6 曲轴压工况的静力图

2)有限元计算结果显示,应力最大的区域集中在曲轴两侧轴承处。对曲轴进行静强度安全系数校核。

由静强度计算公式 $n = \sigma_b / \sigma_{max}$ 可得表 2。

表 2 2 种材料的静强度安全系数

材料	计算所得安全系数	许用强度安全系数
40Cr	3.78	2.0~2.5
QT800-2	3.36	2.5

从表 2 可以看出,这 2 种材料的静强度都满足要求。

3)由于曲轴在工作过程中一直受到不对称循环应力作用,有必要根据以上计算结果进一步从疲劳强度的角度来评价曲轴的安全问题。根据文献[18]中关于疲劳安全系数的计算公式,得

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

式中: n_σ 为安全系数; σ_{-1} 为材料的疲劳强度, 420 MPa(40Cr), 290 MPa (QT 800-2); σ_a 为应力幅, $\sigma_a = 228.5$ MPa; σ_m 为平均应力, $\sigma_m = 9.5$ MPa; k_σ 为有效应力集中系数, $k_\sigma = 1.0$; ϵ_σ 为尺寸系数, $\epsilon_\sigma = 1.0$; β 为强化系数,表面未强化时 $\beta = 1.0$; ψ_σ 为疲劳比, $\psi_\sigma = 0.45$ 。

从曲轴上取出其压缩工况时应力最大点 6 345,提取其应力值来计算其疲劳安全系数。分析结果见表 3。

表 3 2 种材料的疲劳强度安全系数

材料	计算所得安全系数	许用疲劳安全系数
40Cr	1.81	1.3~1.5
QT800-2	1.25	1.8~2.5

从表 3 中看出使用 40Cr 时,曲轴的应力集中部位的疲劳安全系数大于材料的许用安全系数值,说明用 40Cr 为材料,该曲轴的疲劳强度达到设计和运行工况的要求。这同 400 h 耐久实验相吻合,如图 7 所示。而使用球墨铸铁为材料的曲轴,其应力集中部位的疲劳安全系数却小于许用疲劳安全系数,其疲劳强度未达到设计和运行工况的要求,很容易发生断裂。这也验证了 400 h 耐久实验中,该种曲轴发生断裂的事实。如图 8 所示。

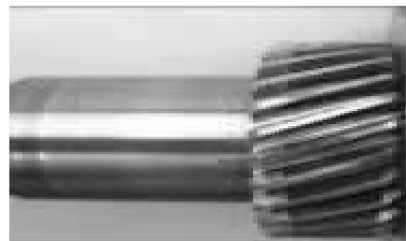


图 7 400 h 耐久试验使用 40Cr 材料的曲轴



图 8 400 h 耐久试验使用球墨铸铁材料的曲轴断裂图

4 结 语

1)笔者针对某单缸发动机曲轴发生断裂的情况,利用 CAD 软件 CATIA 对其进行三维实体建模,再利用 CAE 软件 Hypermesh 和 MSC. Patran / Nastran 进行了有限元分析。

2)计算了球墨铸铁和 40Cr 2 种材料的曲轴在最大载荷工况下的变形和应力,并校核了这 2 种材料所对应的曲轴应力集中部位的静强度安全系数和疲劳强度安全系数。计算结果表明该曲轴选择 40Cr 是符合设计要求的,而选择球墨铸铁的曲轴其疲劳安全系数达不到设计要求,十分容易发生断裂。

3)400 h 试验和实际工程应用验证了仿真的真实性,为仿真计算提供了实验依据。

参考文献:

- [1] 冯国胜. 车用发动机烧瓦抱轴的分析及预防[J]. 石家庄铁道学院学报, 1999(1):23-27.
FENG GUO-SHENG. The analysis and prevention of the bushing burning and journal sticking of the automobile-used engine [J]. Journal of Shijiazhuang Railway Institute, 1999(1):23-27.
- [2] SILVA F S. An investigation into the mechanism of a crankshaft failure [J]. Key Engineering Materials, 2003, 245-246: 351-358.
- [3] GRUM J. Analysis of residual stresses in main crankshaft bearings after induction surface hardening and finish grinding [J]. Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(3): 173-182.
- [4] 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.
- [5] 马迅,周坤,饶群章,等. 基于有限元法的曲轴结构分析及优化[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2005, 19(3): 9-13.
MA XUN, ZHOU KUN, RAO QUN-ZHANG, et al. Fatigue strength analysis and structural optimization of a crankshaft based on Finite Element Method [J]. Journal of Hubei Automotive Industries Institute, 2005, 19(3): 9-13.
- [6] 沈海涛,郑水英. 柴油机曲轴危险工况的确定及其静强度分析 [J]. 机械设计, 2006, 23(11): 28-30.
SHEN HAI-TAO, ZHENG SHUI-YING. Determination on the operation condition of crankshaft of diesel engine and its static strength analysis [J]. Journal of Machine Design, 2006, 23(11):28-30.
- [7] SHAMASUNDAR S. Prediction of defects and analysis of grain flow in crank shaft forging by process modeling[C/OL]// Society of Automotive Engineers, SAE 2004 World Congress, Detroit, Michigan, USA, March 8-11, 2004 [2004-03-25]. <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-1499>.
- [8] YU V, CHIEN W Y, CHOI K S, et al. Testing and modeling of frequency drops in resonant bending fatigue tests of notched crankshaft sections[C/OL]// Society of Automotive Engineers, SAE 2004 World Congress, Detroit, Michigan, USA, March 8-11, 2004 [2004-03-25]. <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-1501>.
- [9] 朱张校. 工程材料[M]. 3版. 北京:清华大学出版社, 2001.
- [10] 孙连科,唐斌,薛冬新,等. 6110 柴油机曲轴的三维有限元分析 [J]. 车用发动机, 2007(2): 81-84.
SUN LIAN-KE, TANG BING, XUE DONG-XIN, et al. Three-Dimensional finite element analysis on 6110 diesel engine crankshaft [J]. Vehicle Engine, 2007(2):81-84.
- [11] REN W, LI K Y. Optical measurement of residual stress at the deep-rolled crankshaft fillet [C/OL]// Society of Automotive Engineers, SAE 2004 World Congress, Detroit, Michigan, USA, March 8-11, 2004 [2004-03-25]. <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-1500>.
- [12] 郭振旺,姚辉,陈志忠,等. 柴油机曲轴强度的三维有限元分析[J]. 柴油机, 2005, 27(3): 18-20.
GUO ZHEN-WANG, YAO HUI, CHEN ZHI-ZHONG, et al. Analysis on crankshaft of diesel engine using 3-D FEM [J]. Diesel Engine, 2005, 27(3): 18-20.
- [13] 苏海峰. ANSYS 软件的柴油机曲轴有限元分析 [J]. 内燃机配件, 2007(2):18-20.
SU HAI-FENG. The FEM analysis of the 6105 engine crankshaft based on ANSYS [J]. Internal Combustion Engine Parts, 2007(2):18-20.
- [14] 马迅,左远化. 曲轴的疲劳和模态分析[J]. 汽车研究与开发, 2003(5):23-26.
MA XUN, ZUO YUAN-HUA. Analysis of the fatigue and modal of a crankshaft [J]. Automobile Research & Development, 2003(5):23-26.
- [15] ASI O. Failure analysis of a crankshaft made from ductile cast iron [J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 29(2):1260-1267.
- [16] HINTON R W. Failure analyses of six cylinder aircraft engine crankshafts [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2007, 7(6): 407-413.
- [17] GEVECI M, OSBURN A W, FRANCKEK M A. An investigation of crankshaft oscillations for cylinder health diagnostics [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005, 19(5): 1107-1134.
- [18] 陆际清,孟嗣宗. 汽车发动机设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1990.

(编辑 张 莘)