

# 基于 ABAQUS 的连杆疲劳分析

谈梅兰 武国玉 梁福祥

江苏大学, 镇江, 212013

**摘要:** 为了全面地考察连杆受到的动态疲劳载荷, 在发动机标定工况下, 利用转动惯量法对连杆进行了运动学和动力学分析。基于临界平面法, 用 ABAQUS 软件进行二次开发得到了连杆的疲劳计算模块。采用有限元方法分析计算了连杆的疲劳寿命。整个过程是在 ABAQUS 软件中用 Python 语言编程来实现的。数值计算结果显示, 与传统的最大拉压工况结果相比, 在发动机标定工况下得到的计算结果能比较全面地反映连杆的疲劳特性, 表明该数值计算方法正确, 二次开发程序可行。

**关键词:** 有限元方法; 疲劳; 标定工况; 临界平面法; 连杆

中图分类号: TK412.4

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2013.05.014

## Fatigue Analysis of Connecting Rods Based on ABAQUS

Tan Meilan Wu Guoyu Liang Fuxiang

Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu, 212013

**Abstract:** In order to investigate the dynamic fatigue loads of a connecting rod under engine calibration conditions more fully, the analysis of kinematics and dynamics of the connecting rod was carried out using the rotational inertia method. With the help of the critical plane method, fatigue calculation module was redeveloped based on ABAQUS. The fatigue life was given through finite element analysis of the connecting rod. The whole process was achieved by Python programming language in the ABAQUS software. The developed method herein is able to reflect the connecting rod's fatigue properties more fully by the comparison of numerical results obtained in the engine calibration conditions with the traditional results of the maximum tensile and compressive conditions. It is also shown that the numerical calculation is correct, the redevelopment of the program is feasible.

**Key words:** finite element method; fatigue; calibration condition; critical plane method; connecting rod

## 0 引言

连杆作为内燃机的主要运动受力部件之一, 在工作中承受各种复杂且呈周期性变化的载荷, 工作条件恶劣, 易发生疲劳断裂。因此, 连杆的疲劳强度一直是人们在发动机研究和改进过程中关注的热点问题<sup>[1]</sup>。由于连杆复杂的结构和受力条件, 用传统的方法很难对其应力状态进行理论计算与研究, 也不可能仅仅利用试验手段对连杆的各个部分进行应力和疲劳分析, 并且试验的成本高, 周期长。

近年来, 国内外学者用有限元方法对连杆疲劳进行了大量的研究<sup>[2-5]</sup>, 认为连杆主要受拉压疲劳载荷的影响<sup>[6-7]</sup>。因此, 传统的连杆疲劳分析是先用有限元分析最大拉压交变载荷工况下连杆各处的强度, 然后对应力结果进行后处理得出疲劳寿命, 而在实际工作过程中连杆除承受拉压交变

载荷外, 还受到其他形式的载荷, 必须尽可能全面地考虑影响连杆疲劳性能的载荷。

本文全面考察了在发动机标定工况下连杆大小头孔处所受到的油膜压力、杆身的平动及摆动产生的各种惯性力等动态载荷, 根据转动惯量法<sup>[8]</sup>对连杆进行了运动和受力分析, 然后利用 ABAQUS 软件中的 Python 语言编程, 实现动载荷计算、载荷自动加载及基于临界平面法<sup>[9]</sup>疲劳计算理论的疲劳强度分析计算。

## 1 连杆的运动学和动力学分析

标定工况下连杆所受的动载荷包括螺栓、衬套和轴瓦过盈装配产生的预紧力, 连杆做复合运动所产生的惯性力, 以及由燃气压力等载荷产生的作用在连杆大小头孔的油膜压力, 由于润滑油的存在, 油膜压力按一定规律分布在小头衬套和大头连杆轴瓦内表面上<sup>[4]</sup>。在发动机一个工作循环 720° 曲轴转角中, 每转 1°, 连杆的载荷都不一

收稿日期: 2011-12-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10972105)

样。为此,必须对连杆进行运动学和动力学分析<sup>[8]</sup>,求出连杆各处的加速度,以便计算连杆大小头孔所受到的动载荷。

### 1.1 运动学分析

为了得到活塞质心和平面运动连杆的各种运动参数,取连杆为研究对象,建立静坐标系 OXY 和固连于连杆的动坐标系 O<sub>1</sub>x<sub>1</sub>y<sub>1</sub>,如图 1 所示。

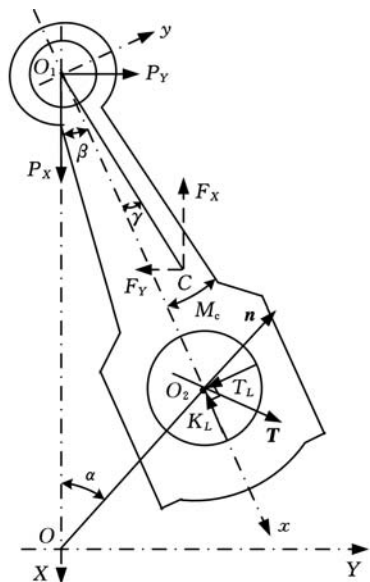


图 1 连杆分析简图

设连杆 O<sub>1</sub>O<sub>2</sub> 长度为 L,曲柄在 OO<sub>2</sub> 位置,长为 R,径长比 λ=R/L,连杆摆角为 β,曲柄转角 α=ωt,ω 是曲柄的角速度。由几何关系得

$$\sin\beta = \lambda\sin\alpha$$

活塞质心 O<sub>1</sub> 的位置坐标为

$$X_1 = -R\cos\alpha - L\cos\beta$$

相应的加速度为

$$a_p = \omega^2(R\cos\alpha - LA(\beta))$$

$$A(\beta) = \frac{1-\lambda^2}{\cos^3\beta} - \cos\beta$$

连杆质心 C 由其具体结构确定,在动坐标系下的坐标值(x<sub>c</sub>,y<sub>c</sub>) 固定不变,而静坐标系下的坐标值(X<sub>c</sub>,Y<sub>c</sub>) 随着曲柄转动而改变。由坐标转换关系可得

$$\begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

连杆随质心点 C 的平动加速度为

$$\begin{bmatrix} a_{cx} \\ a_{cy} \end{bmatrix} = \omega^2 \begin{bmatrix} A(\beta) & \sin\beta \\ -\sin\beta & A(\beta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_p \\ 0 \end{bmatrix}$$

### 1.2 动力学分析

连杆的受力共有七项,见图 1。其中,活塞作用于连杆小头孔 X 方向的力 P<sub>X</sub>,质心 C 处惯性力分量 F<sub>X</sub> 和 F<sub>Y</sub>、惯性力偶矩 M<sub>C</sub> 四项可直接求得:

$$P_X = (p - p_0) \frac{\pi D^2}{4} - m_p a_p$$

$$F_X = m a_{cx} \quad F_Y = m a_{cy} \quad M_C = J_C \ddot{\beta}$$

式中,m<sub>p</sub> 为活塞质量;D 为活塞直径;p 为气缸内的压力;p<sub>0</sub> 为曲柄箱内的气体压力;m 为连杆质量;J<sub>C</sub> 为连杆对质心轴的转动惯量。

由动静法,可导出连杆小头孔侧向力 P<sub>Y</sub>、大头孔横向力 T<sub>L</sub> 和轴向力 K<sub>L</sub> 分别为

$$P_Y = P_X \tan\beta - F_X (\tan\beta - \frac{l_c \sin(\beta + \gamma)}{L \cos\beta}) + F_Y (1 - \frac{l_c \cos(\beta + \gamma)}{L \cos\beta}) - \frac{M_C}{L \cos\beta}$$

$$T_L = \frac{F_X l_c \sin(\beta + \gamma) - F_Y l_c \cos(\beta + \gamma) - M_C}{L}$$

$$K_L = (P_X - F_X) \cos\beta + (P_Y - F_Y) \sin\beta$$

将上述计算公式编成 Python 程序,在 ABAQUS 软件中运行程序,可方便地计算出连杆在每一曲轴转角下所受的载荷。

## 2 连杆疲劳分析

结构和受力条件的复杂性以及长时间的使用寿命要求,决定了连杆的疲劳形式为多轴高周疲劳。此类疲劳问题的计算方法众多,但从疲劳裂纹形成的机理看,Brown 等<sup>[9]</sup> 提出的临界平面法计算疲劳寿命较有效,结果较准确。该方法指出,裂纹在最大切应力幅所在平面上萌生,进而而在与该平面垂直的法向应力作用下扩展<sup>[10]</sup>。依据对疲劳裂纹初始萌生阶段及扩展阶段的物理解释,以最大切应力平面作为损伤临界平面。McDiarmid<sup>[11-12]</sup> 用最大切应力幅 τ<sub>a</sub> 及其所在平面上的最大正应力 σ<sub>n,max</sub> 作为疲劳设计标准参量,在有限寿命区,McDiarmid 模型疲劳寿命计算公式为

$$\tau_a + (\frac{\tau_{A,B}}{2\sigma_b}) \sigma_{n,max} = \tau'_f (2N_f)^r \quad (1)$$

式中,σ<sub>b</sub> 为断裂强度;τ<sub>A,B</sub> 为剪切疲劳强度;τ'<sub>f</sub>、N<sub>f</sub> 和 r 分别为剪切疲劳强度系数、疲劳寿命和疲劳强度指数。

传统的解析法很难确定临界平面的位置及疲劳损伤参量,而有限元法可比较准确地将模型上各个方向的应力计算出来。根据有限元计算结果,可计算出各节点在不同方向平面上的应力,从中提取出三个互相垂直方向上变化的切应力,给出相应方向上的切应力幅。选取最大切应力幅 τ<sub>a</sub> 所在平面作为临界平面,找出临界平面上的最大正应力 σ<sub>n,max</sub>,代入式(1)中,即可计算出疲劳寿命 N<sub>f</sub>。虽然计算量比较大,但借助 Python 语言编写计算程序,使用循环语句,可以很方便地完成计算。计算出疲劳寿命后,将其写入 ABAQUS 的输出数据库对象 odb 中,用于云图显示,就可实现连杆整体疲劳寿命分布情况的可视化,便于对连杆各处的疲劳强度进行考察。

### 3 连杆的数值分析

#### 3.1 工况说明

发动机标定工况下,一个工作循环曲轴转动  $720^\circ$ ,从  $0^\circ$  到  $720^\circ$  曲轴转角每隔  $10^\circ$  为一个分析步,共 72 个分析步,每一步都要保持装配工况下的作用力和约束条件。

#### 3.2 连杆有限元模型

利用 HyperMesh 软件对连杆组合件的 Pro/E 模型进行网格划分,得到标定工况下连杆的有限元模型,如图 2 所示。

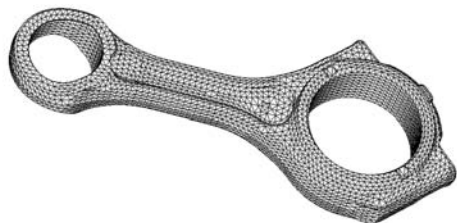


图 2 连杆有限元模型

将运动学和动力学分析得到的连杆各处的惯性力和大小头孔所受的动载荷通过自编的 Python 程序自动施加到连杆上。

#### 3.3 连杆强度计算

对标定工况下的连杆模型分 72 个分析步进行有限元计算,每一分析步产生一组应力并按顺序组合成连杆的动应力。将计算结果数据都存储到 ABAQUS 的输出数据库中,用于连杆的疲劳寿命计算。

#### 3.4 连杆疲劳寿命计算

按照上述疲劳计算理论和计算方法,用 ABAQUS 进行二次开发可得到用于连杆疲劳计算的模块,利用该模块计算标定工况下连杆各处的疲劳寿命,如图 3 所示。

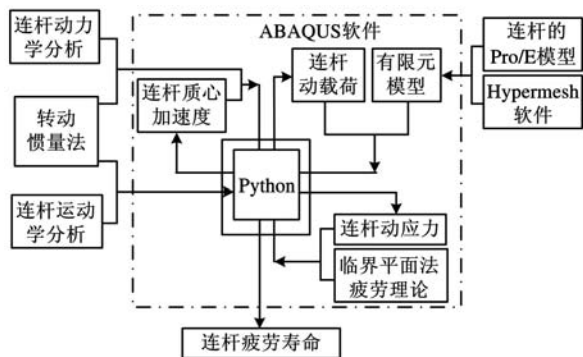


图 3 连杆疲劳寿命分析流程图

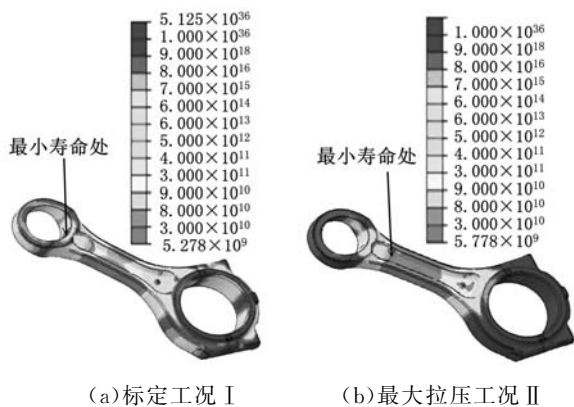
### 4 数值算例

由于最大拉压工况疲劳寿命数值计算结果可

以用传统的最大拉压试验方法的结果来进行检验,所以相对来说,最大拉压工况疲劳寿命数值计算方法已经比较完善,但发动机在实际工作中,连杆受到的载荷并不能简化为最大拉压载荷。为了得到符合实际工况的连杆疲劳寿命,本文对爆发压力 20MPa,转速 1900r/min 的某发动机标定工况下的连杆进行了疲劳计算。

由于本文重点考察连杆杆身及小头孔处的疲劳性能,因此,除这两部分外,对其余构件作了必要的简化处理,以减少网格中不良单元和节点的数目。对于螺栓和螺纹结合部分用 ABAQUS 中的约束 tie 来代替,将两者所有自由度都约束在一起,不对螺纹部分建立精细的网格模型。在 ABAQUS 中连杆杆身、大头瓦盖、小头衬套、上下轴瓦、螺栓等都采用 C3D4 四面体网格,整个连杆构件划分为 228 505 个单元。

为了验证连杆在发动机标定工况下疲劳寿命计算方法的正确性,同时给出了相同连杆在最大拉伸力和最大压缩力分别为 46.503kN 和 40.504kN 时,用传统的连杆疲劳有限元分析方法<sup>[6-7]</sup> 计算出的最大拉压工况下连杆疲劳寿命分析结果,如图 4 所示。



(a) 标定工况 I (b) 最大拉压工况 II

图 4 连杆疲劳寿命(循环次数)分布

连杆上有三个相对比较危险的点,如图 5 所示,其中 A 区域和 B、C 区域分别是标定工况和拉压工况的连杆相对危险的位置,其中 B、C 这两处与实物疲劳拉压试验中考察残余应力的位置相对应,表 1 列出了两种方案三个位置的疲劳寿命  $N_f$  (循环次数)的计算结果。

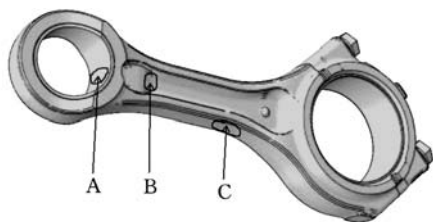


图 5 三个危险点位置

表 1 两种工况数值结果(循环次数)比较

	位置 A	位置 B	位置 C
标定工况 I	$5.278 \times 10^9$	$1.744 \times 10^{10}$	$5.683 \times 10^9$
最大拉压工况 II	$5.565 \times 10^{10}$	$5.778 \times 10^9$	$6.580 \times 10^9$

由图 4 和表 1 可见,在标定工况下容易发生疲劳的区域分布比较分散,最短寿命在 A 处;在最大拉压工况下杆身和大小头处疲劳寿命分布相对均匀,最短寿命出现在 B、C 附近的杆身。A、B 两处两种不同的计算方案下寿命相差 2~10 倍,而在 C 处的疲劳寿命工况 I 比工况 II 计算出的值小 13.6%,这是不同加载方式造成的:

(1)在标定工况下,连杆各处都受到大小和方向不断变化的惯性力的作用。由于轴瓦处润滑油膜的存在,小头孔内圈将产生正弦分布形式的油膜压力,对 A 处造成很大的交变应力,导致该处疲劳寿命相对于工况 II 明显降低。

(2)在传统的最大拉压工况下,把活塞销直接置于连杆小头的衬套内,属于弹性接触模型,没有考虑润滑油膜的压力作用,活塞销的弯曲使孔边缘受到较大的应力,而中部受到的力相对均匀。由于连杆在 A、B 两处的截面尺寸的差异,最大拉压载荷产生的交变应力 B 处显然大于 A 处,使 B 处寿命相对偏小。

虽然两种工况下连杆各处寿命有所差异,但就整体寿命而言,两种工况得出的连杆寿命处在同一数量级上,但标定工况下的寿命值略小。与传统的最大拉压疲劳计算和试验方法相比,本文方法能更有效预测连杆的疲劳寿命,且计算中对影响连杆疲劳寿命的因素考察得更全面,如油膜压力、各种惯性力等,更符合实际工作下连杆的受力状态。

## 5 结论

(1)本文利用转动惯量法对标定工况下的连杆进行运动学和动力学分析,编写相应的 Python 程序,能自动计算和加载发动机标定工况下连杆受到的各种惯性力和油膜压力等载荷,并计算出连杆各处的强度,为连杆的进一步设计及有限元分析提供了有益的参考。

(2)基于临界平面法,用 ABAQUS 进行二次开发得到了疲劳计算模块,由有限元分析得到的应力可比较准确地计算出连杆的疲劳寿命。该模块的开发为进一步分析连杆疲劳寿命和建设连杆疲劳计算平台奠定了基础。

(3)对连杆在发动机标定工况下进行有限元分析,能较全面地考察连杆受到的动态疲劳载荷,从而比较真实地反映连杆在实际工作中的疲劳特性。

## 参考文献:

- [1] 谈卓君,左正兴,张儒华. 内燃机连杆有限元分析进展[J]. 中国机械工程, 2004, 15(4): 365-369.  
Tang Zhuojun, Zuo Zhengxing, Zhang Ruhua. Development of Finite Element Analysis for Connecting Rod of Internal Combustion Engines[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(4): 365-369.
- [2] Rabb R. Fatigue Failure of a Connecting Rod[J]. Engineering Failure Analysis, 1996, 3(1): 13-28.
- [3] 胡志远,楼狄明,谭丕强,等. 非道路用增压柴油机连杆组件 3 维模型有限元分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2009, 37(1): 101-105.  
Hu Zhiyuan, Lou Diming, Tan Piqiang, et al. FEM Analysis of Connecting - Rod for Off. Road Turbocharged Diesel Engine[J]. Journal of Tongji-University (Natural Science), 2009, 37(1): 101-105.
- [4] Rasekh M, Asadi M R, Jafari A, et al. Obtaining Maximum Stresses in Different Parts of Tractor (Mf-285) Connecting Rods Using Finite Element Method[J]. Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 2009, 3(2): 1438-1449.
- [5] 胡冬青. 发动机连杆的三维有限元分析研究[J]. 安徽农业科学, 2009, 37(14): 6458-6460.  
Hu Dongqing. Dimensional Finite Element Analysis of Engine Connecting Rod[J]. Journal of Anhui Agri. Sci., 2009, 37(14): 6458-6460.
- [6] 屠丹红,姜树李,曹茉莉. 498 连杆组件的有限元分析[J]. 内燃机学报, 2004, 22(2): 176-181.  
Tu Danhong, Jiang Shuli, Cao Moli. The FE Analysis for 498 Connecting Rod Assembly[J]. Transactions of CSICE, 2004, 22(2): 176-181.
- [7] 苏铁熊,吕彩琴,张翼,等. 接触问题对连杆有限元分析的影响[J]. 内燃机学报, 2002, 20(1): 79-83.  
Su Tiexiong, Lv Caiqin, Zhang Yi, et al. The Contact Affection to FEA of Connection Rod[J]. Transactions of CSICE, 2002, 20(1): 79-83.
- [8] 郭吉坦,东野长松,巨建民. 柴油机连杆动力学分析的新方法[J]. 机械设计与制造, 2003, 42(3): 99-101.  
Guo Jitan, Dongye Changsong, Ju Jianmin. A New Method For Dynamic Analysis of Connecting Rod of Diesel Engine[J]. Machinery Design & Manufacture, 2003, 42(3): 99-101.

# 基于改进型滑动窗主元分析的 盾构液压系统故障诊断研究

周奇才 黄克 赵炯 熊肖磊

同济大学,上海,201804

**摘要:**将主元分析的分层理论应用于盾构机液压系统的故障诊断,首先阐述了盾构液压系统的 PCA 分块思想,将盾构液压系统整体分成多个子系统,然后对每一个子系统采用改进型滑动窗算法进行分析,最后以盾构拼装机液压系统为仿真对象进行了仿真分析,仿真结果证明了该算法的有效性。

**关键词:**盾构;液压系统;滑动窗算法;主元分析;故障诊断

**中图分类号:** O212.4; TP206.3

**DOI:** 10.3969/j.issn.1004-132X.2013.05.015

## Research on Fault Diagnosis of Hydraulic System for Shield Machine Based on Improved Moving Windows Algorithm of Principal Component Analysis

Zhou Qicai Huang Ke Zhao Jiong Xiong Xiaolei

Tongji University, Shanghai, 201804

**Abstract:** For fault diagnosis of hydraulic system of a shield machine, this paper proposed applying multi-block theory to this machine. Firstly multi-block principal component analysis of hydraulic system of a shield machine was expounded, and the whole system was divided into many sub-systems of the hydraulic system, then an improved moving windows algorithm was adopted to analyse each sub-system, and finally the erector hydraulic system was taken as research object. The results show this algorithm is effective.

**Key words:** shield machine; hydraulic system; moving windows algorithm; principal component analysis; fault diagnosis

### 0 引言

统计过程监控 (statistical process monitoring, SPM) 是在工业流程生产领域广泛应用的故障诊断技术,可有效提高流程品质和生产率。其中,主元分析 (principal component analysis, PCA) 是最常见的一种 SPM 技术。PCA 的特点是丢弃噪声和过程变量间共线性关系,保存原始数据集最重要的信息,其基本流程如下:首先在正

常过程状态采集数据建立 PCA 模型,然后计算监控统计量的控制限,最后根据这些统计量对生产过程进行在线监控<sup>[1]</sup>。目前,PCA 在故障诊断、信号处理和模式识别等领域都有不同程度的应用<sup>[2]</sup>。

液压驱动是盾构机的主要驱动方式,刀盘旋转和推进系统均依赖液压系统传递动力,所以液压系统是关键系统,也是故障检测重点。现有盾构机液压系统故障检测采用单传感器检测、人工判断方式,但液压系统故障发生成因具有多样性,

收稿日期:2011-10-18

[9] Brown M W, Miller K J. A Theory for Fatigue under Multiaxial Stress-strain Conditions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1973, 187(1): 745-755.

[10] 张成成,姚卫星.一种新的多轴高周疲劳寿命预测模型[J].力学学报,2010,42(6):1225-1230.  
Zhang Chengcheng, Yao Weixing. A New Model For Life Prediction of Multiaxial High-Cycle Fatigue[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2010, 42(6): 1225-1230.

[11] McDiarmid D L. A General Criterion for High Cycle Multiaxial Fatigue[J]. Fatigue & Fracture of

Engineering Material & Structures, 1991, 14(4): 429-453.

[12] McDiarmid D L. Multiaxial Fatigue Life Prediction Using a Shear Stress Based Critical Plane Failure Criterion[C]//Fatigue Design. Helsinki, 1992: 21-33.

(编辑 陈勇)

**作者简介:**谈梅兰,女,1959年生。江苏大学力学与工程科学系教授。主要研究方向为工程问题的建模计算。武国玉,男,1985年生。江苏大学力学与工程科学系硕士研究生。梁福祥,男,1986年生。江苏大学动力机械及工程系硕士研究生。