

# 曲轴有限元分析与优化设计研究

黄震<sup>1</sup>, 张继春<sup>2</sup>

(1. 昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650093; 2. 哈尔滨工业大学 汽车工程学院, 山东 威海 264209)

**摘要:** 为了更好地研究曲轴在实际工作过程中的动态特性, 本文首先建立曲柄连杆机构的多刚体动力学模型, 进行动力学分析模拟。由动力学分析结果得到曲轴所受到的各种载荷, 根据这些载荷进行曲轴的有限元分析。进而研究曲轴过渡圆角大小对最大应力的影响, 在此基础上对单缸曲轴模型进行优化, 确定最优的曲轴过渡圆角, 探索了基于现代设计手段的曲轴优化设计的基本方法。

**关键词:** 曲轴; 多刚体动力学; 有限元分析; 优化设计

**中图分类号:** TK421   **文献标识码:** A   **文章编号:** 1007-855X(2006)04-0093-05

## On Finite Element Analysis and Optimum Design of Crankshaft

HUANG Zhen<sup>1</sup>, ZHANG Ji-chun<sup>2</sup>

(1. Faculty of Communication Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China;

2. School of Automobile Engineering, Harbin Institute of Technology, Weihai, Shandong 264209, China)

**Abstract:** In order to further research dynamic characteristics of crankshaft under real circumstance, the multi-body dynamics model of engine crank gear is first set up. Based on the results from the multi-body dynamics analysis, the finite element analysis of crankshaft is accomplished, and then how the transition fillet influence on the maximum stress is analyzed. At last a one-cylinder crankshaft model is used to optimize the best crankshaft transition fillet. An exploration is made into the basic method to optimize design crankshaft using modern design tools.

**Key words:** crankshaft; multi-body dynamics; finite element analysis; optimize design

## 0 引言

发动机市场日益激烈的竞争要求不断缩短产品开发周期、降低成本以及提高产品质量, 这使得采用先进的设计方法及计算机辅助设计手段成为必然<sup>[1]</sup>。为了更好地研究内燃机曲柄连杆机构在工作过程中的运动学和动力学特性<sup>[2-5]</sup>, 本文以 6110 型柴油机为例, 通过计算机辅助工程(CAE)的方法, 对其曲柄连杆机构进行了运动仿真和有限元分析。

本文应用 Pro/Engineer 软件建立曲柄连杆机构各组成零件的几何模型, 并利用该软件的装配功能将零件装配成活塞组件、连杆组件和曲轴组件, 然后建立曲柄连杆机构的多刚体动力学模型, 进行运动学、动力学分析模拟。在模拟的过程中可以观察曲柄连杆机构的位移、速度、加速度、分析机构的受力情况。根据动力学分析结果, 把曲轴所受的力和力矩导入 Pro/Mechanica 软件中, 对曲轴模型进行计算机有限元分析。通过分析得知, 曲轴过渡圆角处的应力较大, 最后针对圆角对单拐曲轴进行优化设计。

## 1 曲柄连杆机构多刚体动力学分析

为准确确定出曲轴有限元计算时所需要的力边界条件, 首先进行曲柄连杆机构的动力学仿真。

收稿日期: 2005-06-02。

第一作者简介: 黄震(1964.10-), 男, 硕士, 讲师。主要研究方向: 车辆工程。E-mail: Hz2006KG@sina.com

### 1.1 模型的建立

首先建立活塞、连杆、曲轴和飞轮的零件模型,然后完成零件的装配,装配时注意各零件之间的连接方式.完成的装配图模型如图1所示.

### 1.2 气体爆发压力的分析

为确定活塞顶部爆发压力,使活塞产生上下往复运动,通过连杆把这种往复运动转化为曲轴的旋转运动,向外输出扭矩.气体的爆发压力采用的是实验数据.图2为某六缸柴油机在2300 r/min(扭矩为530N·m)时的示功图,得到的活塞顶部所受合力和曲轴转角的对应关系.加载方式可以选择从EXCEL中调用数据,把爆发压力和曲轴转角作为二维数据表的形式来模拟气缸中的爆发压力.曲轴以2300 r/min匀速旋转,得到最大气体爆发压力为105884 N,分析运行的时间是0.53 s,进行一个循环的运动仿真.

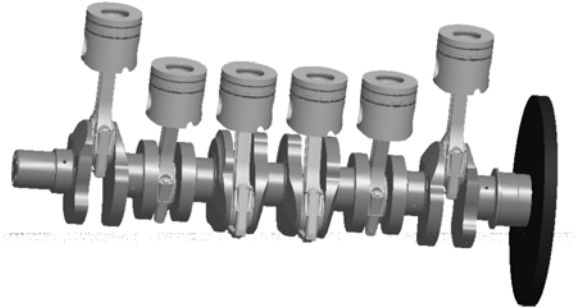


图1 曲柄连杆机构装配模型  
Fig.1 Crank gear assembly model

### 1.3 动力学分析结果

经过动力学分析,可以得到的确定曲轴有限元分析所需要的力学边界条件参数有气体压力、连杆大小头受力、主轴承受力等,第一缸侧向压力(如图3所示)、连杆大头受力(如图4所示)、第四主轴承受力(如图5所示)为运动学分析结果的实例.

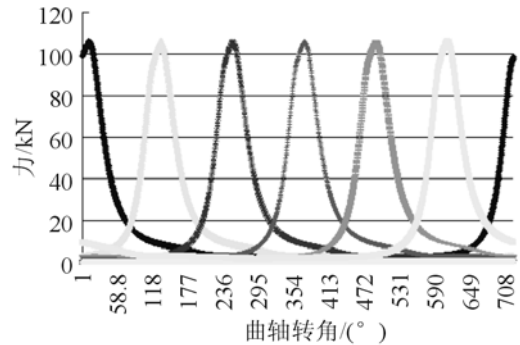


图2 气缸压力图  
Fig.2 Cylinders pressure

## 2 曲轴的有限元分析

### 2.1 网格的划分

本文采用的单元类型为二次四面体单元,因为这种单

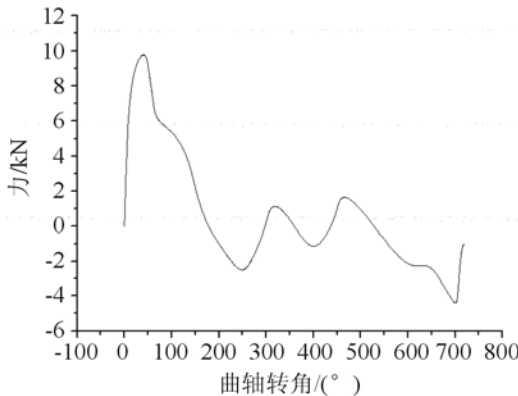


图3 第一缸侧向压力  
Fig.3 Lateral pressure of cylinder 1

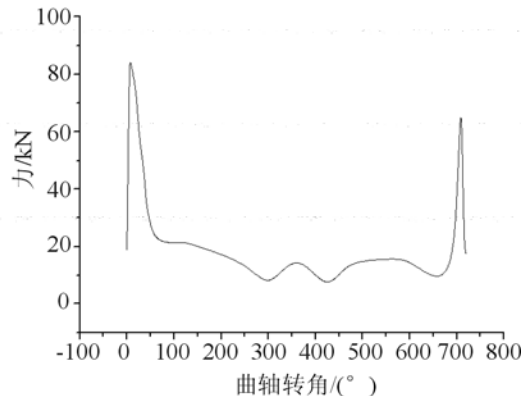


图4 连杆大头受力  
Fig.4 Stress of big end

元和实体的拟合性非常好,使曲轴应力、变形分析结果更加接近实际的情况.考虑到曲轴的过渡圆角处的应力最大,故对过渡圆角处进行精细网格划分.一生成13809个高次四面体单元.划分后的曲轴网格图如图6所示.

### 2.2 曲轴载荷的施加

曲轴是在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(扭矩和弯矩)共

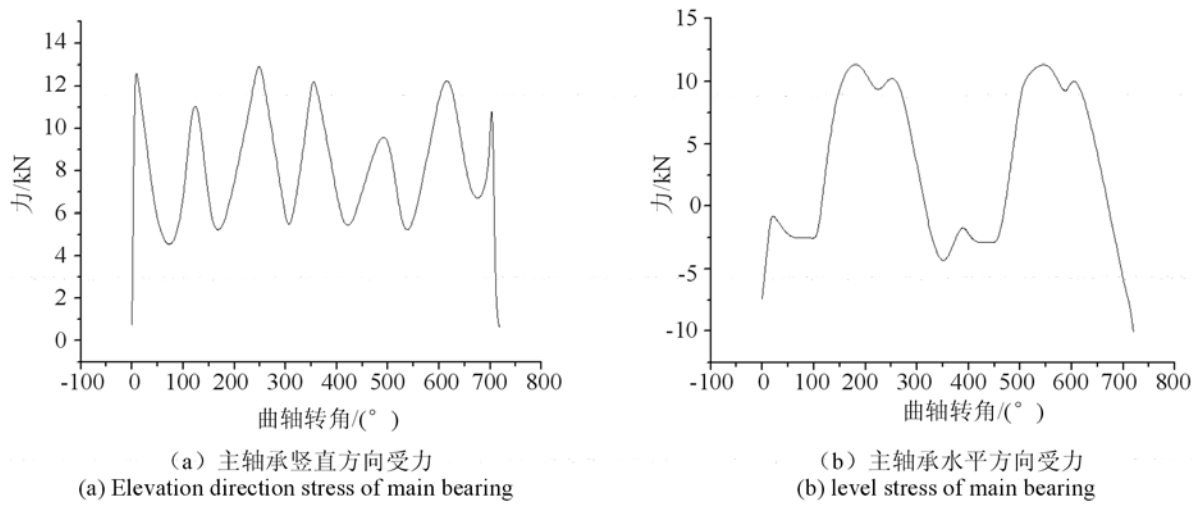


图5 第四主轴承受力  
Fig.5 Stress of the 4th main bearing

同作用下工作的. 曲轴在工作时发生扭转变形和弯曲变形; 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. 弯曲载荷主要有 2 种: 活塞连杆组作用到曲轴上的总压力(方向向下)  $P_g$ , 连杆总成的往复惯性力  $P_{i1}$  和活塞组的往复惯性力  $P_{i2}$ .



图6 曲轴的网格划分  
Fig.6 Mesh grid of crankshaft

因此, 曲轴所受的最大压缩载荷在膨胀冲程上止点附近, 曲轴所受的最大拉伸载荷在进气冲程开始的上止点附近, 确定曲轴的计算工况为两个, 分别对应于上述两种最大载荷. 假定压力分布规律沿轴向按实际曲轴轴颈和轴瓦结构确定, 沿轴颈圆周方向按余弦分布规律分布.

通过建立曲柄连杆机构的多刚体模型, 多刚体分析可以计算出某一曲柄销最大的受力时刻, 并且计算出这一时刻所有 6 个曲柄销的力/力矩的大小和方向. 这样就可以得到各个曲柄销所受的力和力矩, 进行曲轴的有限元分析时, 可以调用这个力/力矩的结果, 直接加载在各个曲柄销上. 表 1 列出第二缸爆发时各个曲柄销所受力的大小和方向

表 1 各曲柄销受力/力矩  
Tab.1 Force and moment of every crankpin

受力体	受力、力矩大小和方向			
	X 轴方向/N	Y 轴方向/N	Z 轴方向/N	力矩/Nm
第一缸曲柄销	0	5 072. 57	- 13 806	316. 229
第二缸曲柄销	0	60 197. 9	- 62 982. 1	1 873. 16
第三缸曲柄销	0	14 003. 7	- 614 651	301. 37
第四缸曲柄销	0	14 250. 8	- 723 854	292. 517
第五缸曲柄销	0	- 12 932. 6	10 729	344. 474
第六缸曲柄销	0	8 803. 71	- 19 220. 1	433. 378

### 2.3 曲轴的约束

约束限制方法是: ① 限制第 1、2、3、4、5、7 主轴颈沿 Y 轴, Z 轴的移动自由度和转动自由度. 保留其沿

$X$  轴的移动自由度和转动自由度. ②考虑到第 6 主轴颈是止推轴颈,除了限制它  $Y$  轴和  $Z$  轴的自由度外,还要限制其沿  $X$  轴的移动自由度. 只保留它沿  $X$  轴转动自由度.

## 2.4 计算结果及分析

分别计算了第一缸到第六缸气体爆发时,曲轴的应力和变形,图 7 给出了三缸爆发时曲轴的应力和变形图. 计算结果表明,在曲轴主轴颈根部过渡圆角处以及曲柄销的根部过渡圆角处均出现了应力集中现象. 各缸爆发时曲轴的应力及变形的计算结果整理于表 2.



表 2 应力和变形计算结果

Tab. 2 Calculated result of stress and deformation

	最大应力/MPa	最小应力/MPa	最大变形量/mm	平均应力/MPa	应力幅/MPa
1 缸爆发	183.715	20.001	0.028 3	104.315	81.854
2 缸爆发	175.707	4.114	0.016 6	89.907	85.793
3 缸爆发	224.707	22.482	0.025 9	118.473	101.112
4 缸爆发	148.804	2.153	0.036 9	75.475	73.325
5 缸爆发	181.123	20.004	0.016 6	97.715	80.551
6 缸爆发	143.171	14.321	0.035 7	71.554	64.393

## 3 曲轴的优化设计

通过修改有限元模型的几何尺寸,可以研究在不同尺寸参数下的曲轴结构对曲轴强度的影响<sup>[6]</sup>. 可以预先确定优化目标,对曲轴的结构进行优化设计.

曲轴结构参数的优化确定,要综合考虑到曲轴强度、刚度、重量以及工作可靠性的要求,优化参数之间往往都是相互矛盾的. 如加大轴颈的直径可以提高曲轴的强度和刚度,降低曲柄销比,但它却使曲轴的结构尺寸增大,重量增加,惯性质量增加. 轴颈长度也必须选取合适的数值,应当满足总布置的设计要求和轴承比压的要求. 现代发动机设计,一般倾向于使轴颈短而粗,而保证曲柄有足够的重叠度. 这样可以使曲轴有足够的刚度和强度,由于承载的不同以及出于结构上的考虑,曲柄销较主轴颈要细而长一些.

轴颈过渡圆角半径对曲轴弯曲强度的影响. 曲轴最大应力位于曲柄臂过渡圆角处,因此通常分析该处的强度来验证曲轴的总体强度. 曲柄销与主轴颈的最大应力均发生在圆角  $45^\circ$  左右处. 增加过渡圆角半径会减小圆角部位的应力集中效应,也可提高该处的加工精度. 从而使得该部位应力峰值下降. 从这种意义上讲,过渡圆角的半径越大越好. 但是过渡圆角半径增大会导致轴颈承压面积减小,因此并不是过渡圆角半径越大越好.

### 1) 优化参数的选择

从表 2 可以看出,第 3 缸爆发时,曲轴的应力最大(224.7 MPa),故根据第 3 缸爆发时刻的载荷进行曲

轴优化设计. 因为第3主轴颈过渡圆角处出现应力集中, 选择曲轴的第3主轴颈处的过渡圆角和连杆轴颈的过渡圆角作为优化参数. 以曲轴的最大应力(应力最小)作为优化的目标函数, 选择曲轴的最大变形(小于0.070 mm)作为优化的控制函数.

#### 2) 优化参数的控制

设定连杆轴颈的圆角半径( $x_1$ ), 曲轴第3主轴颈的圆角半径( $x_2$ ).  $x_1$ 的初始值3.0 mm, 变化范围是2.0~5.0 mm.  $x_2$ 的初始值4.0 mm, 变化范围是2.0~7.0 mm.

#### 3) 优化参数对优化目标的影响分析

参数  $x_1$  和  $x_2$  对最大应力的影响, 如图8和图9所示.



#### 4) 优化结果

经过优化计算, 当曲轴的连杆轴颈过渡圆角  $x_1 = 4.33$ , 第3主轴颈处过渡圆角  $x_2 = 3.87$  mm 时, 曲轴的最大应力达到最小值167.7 MP. 优化前, 曲轴的最大应力为221.9 MP, 如图10所示. 优化后, 曲轴的最大应力减小为167.7 MP, 如图11所示. 与优化前相比应力减小了22.4%.



## 4 结 论

1) 本文建立了曲轴连杆机构的多刚体动力学模型, 分析了曲柄连杆机构的运动学和动力学特性. 计算出缸体所受的最大侧推力和主轴承受力随曲轴转角变化的关系.

(下转第103页)

竞争力,扩大市场份额,力争在激烈的市场竞争中处于不败之地。

#### 参考文献:

- [1] 胡思继. 交通运输学[M]. 北京:人民交通出版社,2001:29-32.
- [2] 刘思峰,郭天榜,党耀国. 灰色系统理论及应用[M]. 北京:人民交通出版社,1999. 26-35,134-136.
- [3] 邓聚龙. 灰色系统生成函数[J]. 模糊数学,1985,5(2):11-22.
- [4] HAO Yong-hong, WANG Xue-men. Period Residual Modification of GM(1,1) Modeling[J]. The Journal of Grey System, 2000, 12(2):181-183.

(上接第97页)

2) 利用曲柄连杆机构动力学分析的结果,确定了曲轴所受的载荷,对曲轴进行了有限元的分析. 分析结果表明:在第3缸爆发时,曲轴所受的静应力最大,达到224.7 MPa,小于曲轴材料40 Cr的许用应力421.7 MPa. 说明曲轴符合强度的要求. 在弯曲应力的作用下,该曲轴的主轴颈和连杆轴颈过渡圆角处均出现了应力集中现象.

3) 根据有限元分析的结果,对曲轴的连杆轴颈和主轴颈过渡圆角优化设计,通过增大圆角半径,使曲轴的最大应力达到167.7 MPa,曲轴所受的最大应力减小了22.4%,为曲轴的改进提供了理论依据.

#### 参考文献:

- [1] 张卫红,王敏. 拓扑优化技术在汽车工业的应用[J]. 昆明理工大学学报(理工版),2005,30(1):77-81.
- [2] 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.
- [3] 诸葛良,李爱军,王明武. 基于三维有限元分析的曲轴圆角优化设计[J]. 内燃机工程,2002(2):47-50.
- [4] 王云霞. 单缸内燃机曲柄连杆机构动力学的计算机模拟研究[D]. 南京,南京农业大学,2001:23-40.
- [5] 王和平. 大功率柴油机曲轴虚拟仿真技术研究[D]. 太原,华北工学院,2002:15-36.
- [6] 张继春,徐斌,林波. Pro/Mechanica 结构分析[M]. 北京:机械工业出版社,2004:179-218.