

MSC 软件在曲轴设计中的应用

李 全, 吴 泓, 梁 刚

(中船重工 711 研究所 研发中心, 上海 200090)

摘 要: 基于模态分析技术, 联合有限元软件 MSC Patran/Nastran 与动力学仿真软件 MSC Adams 对某曲轴刚柔体混合模型进行动力学分析, 得到曲轴在工作循环中的动态应力。同时提取曲轴载荷谱输入到 MSC Fatigue 中进行疲劳强度分析, 求得曲轴疲劳寿命。

关键词: 模态分析; 柔性体; 曲轴

中图分类号: TP391.9; 0241.82 **文献标志码:** A

Application of MSC Software in Crank Design

LI Quan, WU Hong, LIANG Gang

(China Shipbuilding Industry Corp., R & D Center of No.711 Research Institute, Shanghai 200090, China)

Abstract: Based on the modal analysis technology, combined with the finite element analysis software MSC Patran/Nastran and the multi-rigid dynamic software MSC Adams, a dynamic analysis of rigid-flexible crank system was proceeded, and the dynamic stress of the crank in the working cycle was obtained. The force-time table which was used to calculate the fatigue life of the crank by MSC Fatigue was abstracted at the same time, and the life of crank was calculated.

Key words: modal analysis; flexibility body; crank

0 引 言

曲轴是柴油机主要部件之一, 在周期性变化的气体压力、运动质量惯性力以及力矩的作用下工作, 其内部产生迅速变化的拉、压、弯、扭交变应力。由于曲轴形状复杂, 某些部位的交变应力会达到很高的数值, 容易产生疲劳破坏。因此, 如何保证曲轴的疲劳强度就成了曲轴设计的关键问题。^[1] 目前很多曲轴强度计算的作用载荷均按静力考虑, 因此无论计算模型多么逼真地模拟实际结构, 求出的曲轴各部位的位移和应力都不可能反映其动力放大问题, 直接影响曲轴疲劳强度评估的精度^[2]。单独的有限元软件或动力学分析软件都不易解决曲轴动力响应问题, 将有限元方法和多体系统仿真相结合才是解决发动机曲轴动力学问题可行的方法。本文采

用模态分析法对曲轴进行动力学分析, 计算曲轴动态应力, 并对曲轴疲劳强度进行评估。

1 模态分析法

瞬态动力分析技术处理结构在一定的初始条件和时间相关的边界条件下动力响应。对于线性动力问题, 可以完全由两个独立特征确定: 线弹性(动力)结构行为和施加的动力载荷。因此, 可首先不考虑施加的载荷进行结构动力分析(确定特征值); 然后, 基于结构的特征值和特征模态计算给定载荷历程的结构动力响应。具体过程如下:

对于一般无阻尼线性系统, 其控制方程为:

$$M\ddot{x} + Kx = f(t)$$

其中 M 与 K 一般是正定或半定的对称阵。

由系统的主振型方程 $[K - \lambda^2 M]X = 0$, 求出系统

的各阶固有频率 p_i 及其相对应的主振型 X . 利用主振型矩阵 $P=[X_1, X_2, L, X_n]$ 进行坐标变换: $X=Pz$. 并求得各 K 广义力与广义质量:

$$q_i(t)=\frac{1}{M_i}X_i^T f(t) \quad , \quad M_i=X_i^T M X_i$$

对原方程进行解耦, 可得各主坐标运动方程为

$$\ddot{z}_i + p_i^2 z_i = q_i(t)$$

可根据试验结果或经验数据确定各阶主振型振动中的比例阻尼比 ξ_i , 得到考虑阻尼时的主坐标运动方程:

$$\ddot{z}_i + 2\xi_i p_i \dot{z}_i + p_i^2 z_i = q_i(t)$$

根据广义力的不同形式求解方程, 得到系统主坐标响应后, 按坐标变换公式进行反变换, 即可得到原坐标 x 的动力响应表达式:

$$x=Pz=[X_1, X_2, L, X_n]\{z_1(t), z_2(t), L, z_n(t)\}^T \\ =z_1(t)X_1+z_2(t)X_2+L+z_n(t)X_n$$

系统动力响应是由各阶主振型叠加而得, 这一过程称为模态分析或模态叠加法.

2 曲柄模型的建立

曲轴多体动力学分析模型主要包括曲轴的柔性体模型, 活塞组件、连杆组件以及飞轮的刚体模型, 各构件间的联接副以及作用于系统上的外力.

2.1 曲轴柔性体模型

首先建立曲轴有限元模型进行模态分析, 生成包含曲轴材料、单元、节点和模态信息的中性文件 (*.mnf), 输入 MSC Adams 中建立曲轴柔性体模型.

采用高阶 4 面体单元对曲轴有限元模型进行网格划分, 细化应力集中位置, 如图 1 所示:

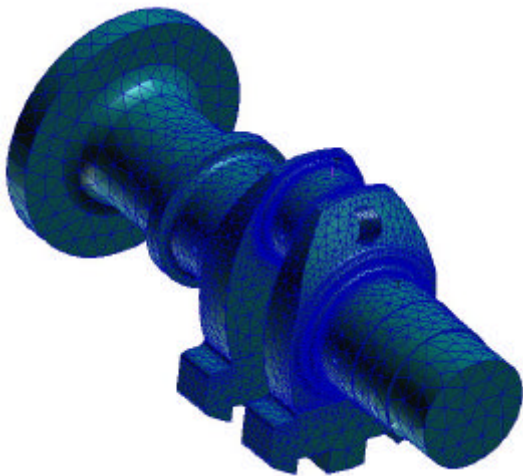


图 1 曲轴有限元模型

使用 MSC Nastran 进行模态分析, 得到曲轴前 40 阶模态结果(1~6 为刚体运动模态).

表 1 曲轴前 40 阶固有频率

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
7	441.1	8	655.4	9	863.3	10	1208.9
11	1284.6	12	1528.8	13	1632.9	14	1974.7
15	2054.9	16	2137.2	17	2176.2	18	2217.6
19	2776.9	20	3314.7	21	3569.6	22	3709.9
23	3728.6	24	3780.4	25	3845.2	26	4106.4
27	4840.1	28	5021.2	29	5123.3	30	5423.4
31	5608.2	32	5889.9	33	5892.3	34	6054.4
35	6348.4	36	6446.7	37	6601.9	38	6645.3
39	6672.9	40	6859.2				

2.2 动力学模型分析

曲轴刚体动力学分析模型包括刚性曲轴、连杆组、活塞组和飞轮. 由于动力学分析与模型质量、质心、惯性矩等参数相关, 因此计算模型未对原设计模型作修改. 计算模型如图 2 所示. 在完成各连接及外载荷后, 将模态分析后得到的中性文件 (*.mnf)通过 MSC Adams/FLEX 导入 MSC Adams, 替换原刚性曲轴, 得到用于分析的柔性曲轴动力学分析模型.

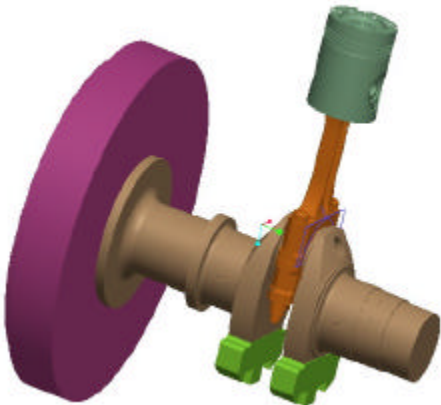


图 2 曲轴刚体动力学模型

2.3 约束及外载荷

根据零件间的实际运动关系将运动副简化成 MSC Adams 中的理想约束. 设定曲轴与连杆为圆柱副连接, 活塞对基础(Ground)为平动副, 活塞与连杆之间定义为铰接副, 曲轴与基础(Ground)为铰接副, 曲轴与飞轮为固接. 由于圆柱副不能直接作用在柔性体上, 因此, 需在柔性曲轴与连杆的连接处建立无质量刚性小球(哑物体), 将哑物体与柔性曲轴固接, 哑物体与连杆以圆柱副连接即可.

根据该柴油机缸内压力曲线, 输入 MSC Adams

形成 SPLINE, 测量曲轴与基础 (Ground) 之间的转角, 以此转角为自变量, 设定活塞顶载荷函数。根据

$$t = \frac{9550 \cdot N_e}{n \cdot h}$$

N_e 为额定功率, n 为转速, 计算柴油机输出扭矩, 将此扭矩作为阻力矩, 施加在曲轴输出端, 使得曲轴在分析中保持转速平稳。

3 计算结果及分析

设定发动机在某转速下工作, 由于迭代初始时刻的不稳定性, 对曲轴循环两次, 考察第二次计算结果。

如图 3 所示, 在主轴颈与曲臂圆弧连接处, 应力较为集中, 应力峰值在 80~100 MPa, 其应力-时间曲线如图 4 所示, 此处应力以拉应力为主, 最大拉应力为 80 MPa 左右。

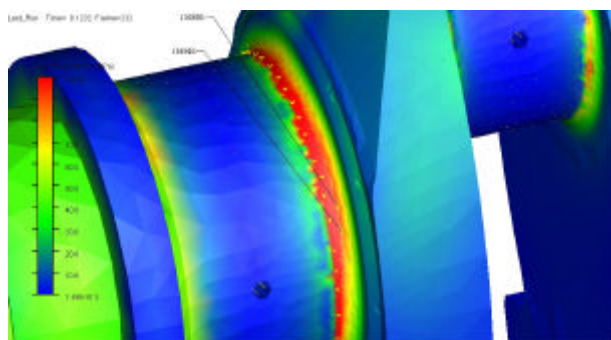


图 3 主轴颈与曲臂圆弧过渡处应力状态

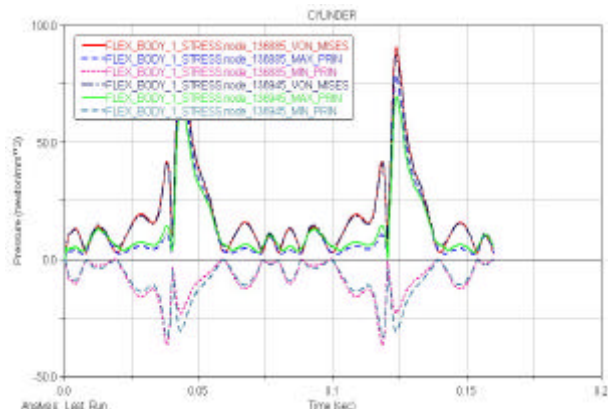


图 4 考察点应力-时间曲线

如图 5, 6 所示, 在曲柄销与曲臂圆弧连接处应力较为集中, 应力峰值为 80~100 MPa. 其应力-时间曲线如图 7, 8 所示, 在同一曲拐不同两侧, 主应力不同, 一侧以压应力位置, 另一侧以拉应力为主。

由于发火延迟角的影响, 缸内最大爆发压力并非在 360° 出现, 因此, 曲轴并非在其中截面上弯曲, 使得应力最大点的位置偏离中截面, 曲柄销与曲臂圆弧过渡处两侧的主应力状态不同, 表明曲轴受弯

曲作用, 这与实际情况相符。

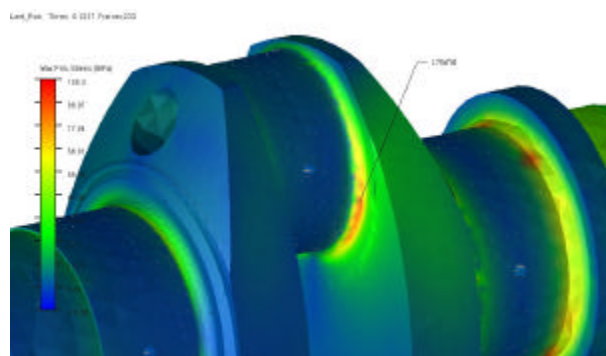


图 5 曲柄销与曲臂圆弧过渡处应力状态

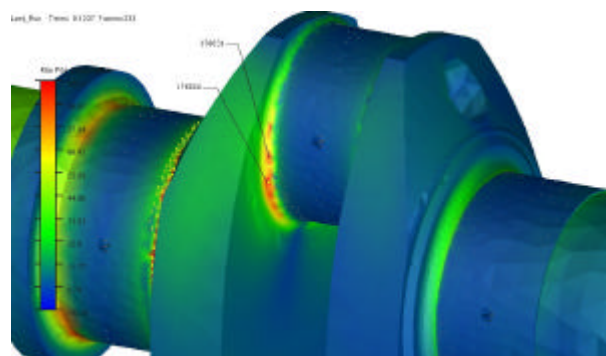


图 6 曲柄销与曲臂圆弧过渡处应力状态

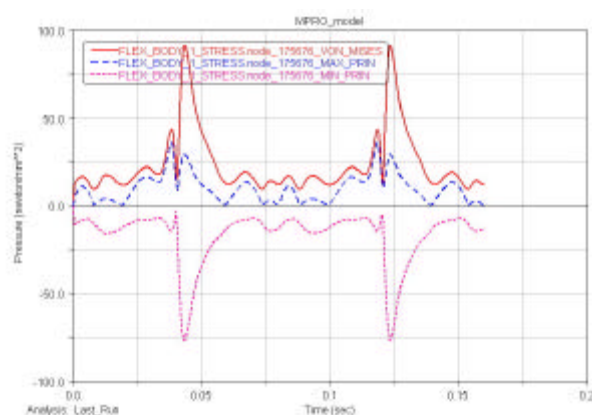


图 7 考察点应力-时间曲线

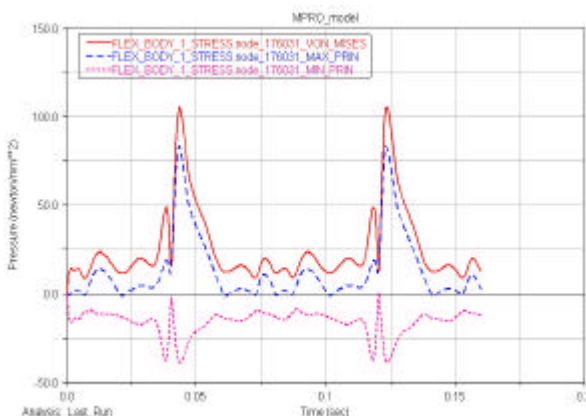


图 8 考察点应力-时间曲线

4 曲轴疲劳强度计算

从 MSC Adams 中输出对应曲轴各阶频率的载荷谱文件, 输入到 MSC Fatigue 中, 对曲轴进行疲劳分析. 计算结果如图 9 所示.



图 9 曲轴疲劳寿命结果

由计算结果可以看出, 曲轴寿命最短点寿命为 $8.8e9$ 循环, 在主轴颈与曲柄销、曲臂与曲柄销过渡连接处, 曲轴疲劳寿命为 $8.8e9 \sim 6.7e18$ 次循环之间, 按照无限寿命 ($1e8$) 设计要求, 曲轴疲劳寿命

参考文献:

- [1] 陈大荣. 船舶内燃机设计[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1991.
- [2] 丁培杰, 吴昌华. 柴油机曲轴计算方法发展的回顾、现状与展望[J]. 内燃机工程, 2003, 24. 3: 74-79.
- [3] 郝志勇, 段秀兵, 程金林. 柴油机曲轴轴系的柔性多体动力学仿真分析[J]. 铁道机车车辆, 2003, 23 (增刊 1): 86-89.
- [4] 张俊红, 程晓鸣, 郑勇. 柴油机曲轴动态疲劳强度分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2005(6): 66-68.

达到要求.

5 结 论

(1) 分析模型包括曲轴、连杆组、活塞组、飞轮等部件, 通过各连接传递部件之间的载荷, 能真实模拟曲轴在工作中的状态.

(2) 模态分析法考虑振动对曲轴应力的影响, 克服通常静力计算中的不足, 更符合曲轴实际应力状态, 应力结果的精度得到提高.

(3) 由计算结果可以看出, 在曲柄销与曲臂、主轴颈与曲臂连接处应力较为集中, 这与实际情况完全相符. 从结果上看, 这两处应力集中位置, 应力结果差别不大, 符合等强度设计要求.

(4) 由疲劳寿命分析结果, 此曲轴满足永久寿命设计要求.

模态分析法是对曲轴进行动力响应分析的可行方法, 与通常的静力分析相比计算精度提高. 由于无法模拟润滑油膜的支撑刚度, 此次分析简化了主轴承的支撑. 以后在实验的基础上, 模拟主轴承及润滑油膜的支撑刚度, 提高计算精度.

(编辑 廖粤新)