

结构与可靠性

基于有限元和多体动力学的柴油机曲轴强度与应力分析

薛继凯, 于学兵, 陈 亮, 薛冬新

(大连理工大学能源与动力学院, 辽宁大连 116024)

摘 要: 以某 12 V 柴油机曲轴为研究对象, 利用非线性多体动力学与三维实体有限元法对其进行强度分析。首先建立曲轴等部件的三维实体有限元模型, 采用子结构法对其进行结构缩减, 导入多体动力学分析软件后添加连接单元, 建立轴系非线性多体动力学模型; 然后将多体动力学分析结果恢复到曲轴三维实体有限元模型, 进行一个工作循环下的曲轴动应力分析; 最后校核其疲劳强度。分析结果表明: 分析方法合理, 所研究的曲轴其疲劳强度满足要求。

关键词: 曲轴; 多体动力学; 有限元法; 子结构; 强度分析

中图分类号: TK423.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)05-0036-03

Strength and Stress Analysis of Diesel Crankshaft Based on Finite Element and Multi-Body Dynamics

Xue Jikai, Yu Xuebing, Chen Liang, Xue Dongxin

(School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024)

Abstract: Nonlinear multi-body dynamics and 3D finite element method was used to make the strength analysis of a 12 V diesel engine crankshaft. The 3D finite element solid models of crankshaft and other parts were created and reduced by substructure technique. The multi-body dynamics program, considering joints added, was introduced to establish non-linear multi-body dynamics model. The results of multi-body dynamics calculation were transferred to the 3D finite element model. Then the dynamic stress of the crankshaft was analyzed during one operating cycle. At last, the fatigue strength was checked. Analysis results show that the method is reasonable, and the fatigue strength of crankshaft can meet the requirements.

Keywords: crankshaft; multi-body dynamics; finite element method; substructure; strength analysis

0 引 言

曲轴是柴油机的主要零部件之一, 其强度和刚度对柴油机的工作性能和寿命有决定性的影响。曲轴强度分析也是柴油机设计的一个关键环节^[1]。柴油机曲轴强度的研究, 传统方法一般是建立曲轴三维实体有限元模型, 添加近似边界条件求解, 这种模型能够细致地研究曲轴危险部位的应力分布状况, 但无法考虑到连杆、活塞、轴承座、缸体等和曲轴间的相互作用, 难以得到准确的边界条件^[2]。本文从系统的角度, 运用多体动力学和三维实体有

限元相结合的方法研究曲轴, 建立了多体动力学非线性仿真模型。模型包含了气缸体、活塞连杆组、轴系, 用三维连续体的有限元模型分析, 采用非线性阻尼弹簧模拟曲轴支承, 对曲轴一个工作循环作动态仿真, 得到一个工作循环的曲轴动态应力分布状况。这样既能考虑到多体之间的相互作用, 在很大程度上克服了单纯有限元分析边界条件不够准确的弊端, 又能利用三维实体模型结构上的精确性, 从而与曲轴结构以及实际工作条件更加接近^[3]。多体模型中用分布式非线性弹簧模拟曲轴支撑, 比

收稿日期: 2011-03-21

作者简介: 薛继凯(1987-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机强度与振动分析, E-mail: xuejikai@126.com。

常规线性弹簧模型更进一步^[4]。

1 模型的建立与计算

本文运用三维实体有限元和多体动力学程序相结合的方法分析曲轴强度,所以分别在有限元程序和多体动力学程序中建立系统计算模型。首先在 Pro/E 中建立曲轴实体模型以及主轴承座模型,再利用有限元程序分别建立有限元模型,进行子结构缩减之后导入多体动力学程序 AVL Excite 中进行下一步计算;然后在 AVL Excite 中建立轴系多体动力学模型;最后利用多体动力学的计算结果在 ANSYS 中进行曲轴应力恢复。

1.1 缩减有限元模型

AVL Excite 动力学仿真基于子结构原理。首先建立关心部件的三维实体有限元模型;定义主自由度节点,多体间靠这些节点传递力,同时由它们反映结构主要动态行为;将定义了主自由度节点的有限元模型进行结构缩减,把原结构上万个自由度压缩到几百个主自由度上,从而大大减小计算规模,但计算精度却没有受到大的影响^[5]。本文建立了曲轴和主轴承座的有限元模型。由于缩减有限元模型用于子结构分析,所以可忽略结构细节。本例中曲轴每个曲柄销建立 2 个主节点,每个主轴承建立三个主节点,主轴承壁轴瓦表面建立与主轴承三个主节点相应的三圈等分的节点,具体见图 1~3。图 1 为某 12V 柴油机曲轴整体有限元模型,图 2 显示了某一主轴承及相邻曲柄销上的主节点位置,图 3 是简化了的主轴承壁有限元模型。

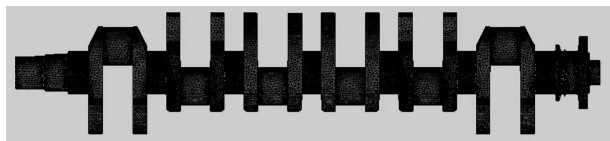


图 1 曲轴有限元模型

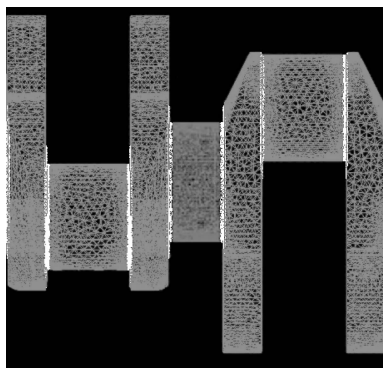


图 2 曲轴局部有限元模型

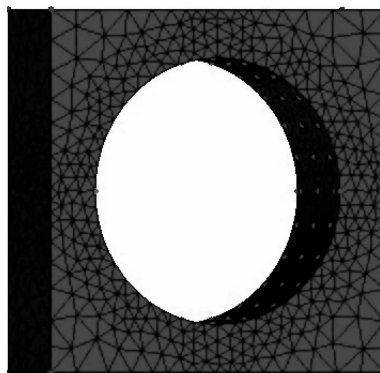


图 3 主轴承壁有限元模型

1.2 建立多体动力有限元模型并计算

在 AVL Excite 中将柴油机轴系曲轴、连杆、主轴承座和缸套等零部件简化成弹性体或刚体,之间运用模拟轴承、活塞缸套导向、旋转联轴器等非线性连接元件连接起来,构建逻辑上的耦合关系。这样建立起来的轴系多体动力学模型如图 4 所示。其中缸套视作刚体建立空间不动点,连杆则采用简易 3 节点模型构建,曲轴和主轴承座用缩减后的有限元模型,将它们导入 Excite 中即可。图 5 为多体动力学模型的 3D 视图。

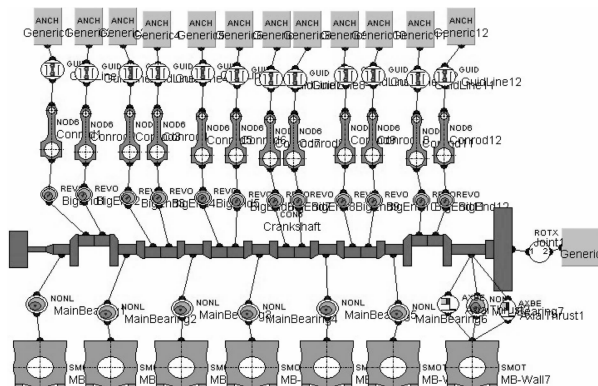


图 4 轴系非线性多体动力学模型

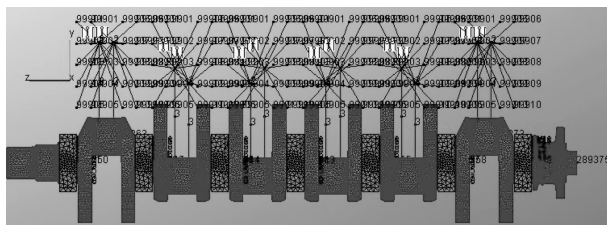


图 5 动力学模型的 3D 视图

输入轴系的全局数据(包括坐标系、冲程、发火顺序等)和载荷数据后进行仿真计算,仿真过程为两个工作循环,即曲柄转角从 0° 到 1440° ,计算任务包括曲轴扭振计算、曲轴强度计算、动力轴承计算等。

2 计算结果与分析

2.1 多体动力学结果分析

在标定转速 1 000 r/min 下,以动力学模型进行柴油机整个工作循环轴系动力学分析,得到各主轴承力、轴承力矩、连杆轴承力、止推轴承力、轴心轨迹、自由端扭转角位移和转速波动等参数。

通过查看计算结果并比较发现,各主轴承力相差不大,其中第 3 主轴承力最大,为 143 765 N,发生在曲柄转角 1 118°附近。图 6 为在发动机一个工作循环内第 2、3、6 主轴承受力图。

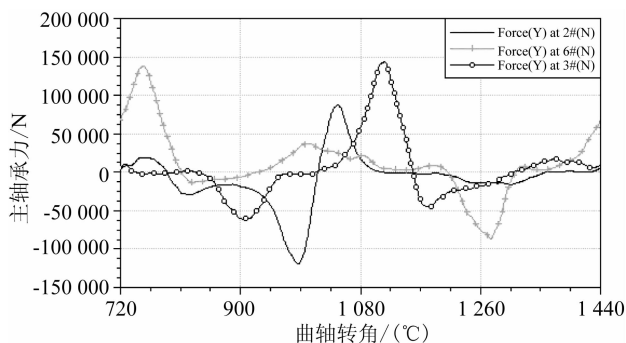


图 6 第 2, 3, 6 主轴承受力图

图 7 为曲轴自由端扭转角位移曲线,位移最大值为 0.004 26 rad,而机车厂所提供的实测数据为 0.003 9 rad,考虑到仿真中结构阻尼以及实测误差,认为仿真计算结果可以接受。

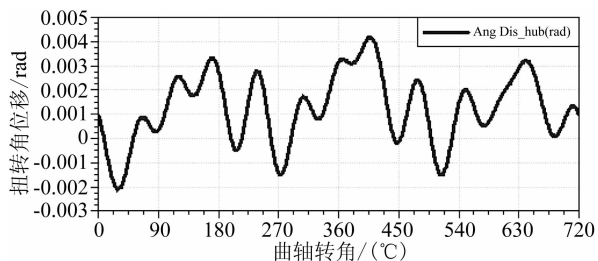


图 7 自由端扭转位移

2.2 曲轴应力恢复结果分析

由于 Excite 的动力学计算结果都是各个主节点的应力、位移和加速度等,无法查看曲轴整体应力图,所以将 Excite 计算结果导入有限元软件中,对仿真数据进行应力恢复,得到曲轴在发动机一个工作循环内的瞬态应力变化情况。图 8 为曲轴转角在某时刻曲轴的应力云图。

结果显示,在整个工作循环中,较大曲轴应力主要在主轴颈圆角与连杆轴颈圆角处。其中当曲轴转角为 1 120°时曲轴产生最大应力,位置位于 5 号连杆轴颈与曲臂的过渡圆角处,达 230.5 MPa,如图 9 所示。



图 8 某时刻曲轴应力云图

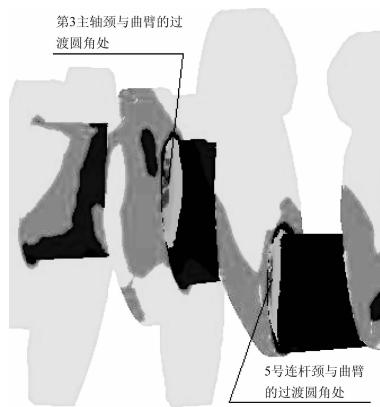


图 9 曲轴局部应力云图

2.3 曲轴疲劳强度校核

结果显示最大应力位于 5 号连杆与曲臂过渡圆角处,所以对该处进行强度校核,其安全系数用下面的公式计算^[6]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}\sigma_a}{\varepsilon_0\beta} + \psi\sigma\sigma_m} \quad (1)$$

其中: σ_{-1} 为疲劳极限, σ_a 为应力幅, σ_m 为应力均值, k_{σ} 为有效应力集中系数, ε_0 为尺寸系数, β 为工件表面处理强化系数, ψ_{σ} 为材料对应力循环不对称的敏感系数。曲轴材料的疲劳极限为 314 MPa, σ_a 和 σ_m 的值根据应力恢复结果得到,有效应力集中系数 k_{σ} 和尺寸系数 ε_0 均取 1,工件表面的强化系数 β 取 1.3,不对称敏感系数 ψ_{σ} 取 1.33。由此计算得到的安全系数为 2.67,而钢制曲轴的安全系数要求不小于 1.5,所以该曲轴强度达到要求。

3 结 论

(1) 运用三维实体有限元和多体动力学程序相结合的方法分析曲轴强度,考虑了多体间相互作用以及曲轴细微结构应力集中状况;曲轴应力恢复计算的方法,在一定程度上克服了计算规模与计算精度之间的矛盾,对以后的曲轴强度计算具有指导意义。

(2) 对 12 V 型柴油机曲轴强度进行动力学非线性分析,综合了轴系三维振动等对曲轴强度的影响,得到该曲轴最大应力发生在第 5 连杆轴颈处,大小为 230.5 MPa。

(下转第 42 页)

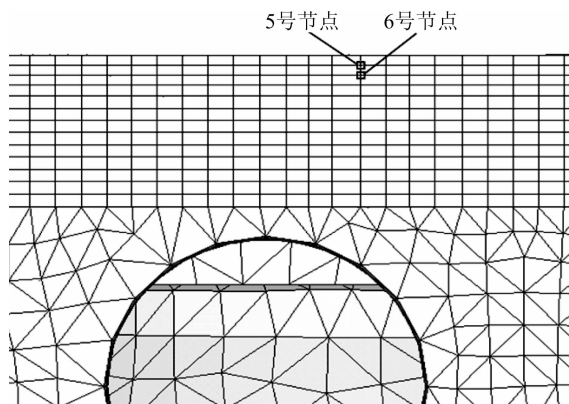


图 8 缸盖侧表面上 5, 6 号节点

应用 ANSYS 软件计算了该型柴油机额定工况 (转速: 1 500 r/min, 额定功率: 186 kW) 下缸盖循环瞬态温度场, 得到了一个循环内缸盖底板表面薄层内各测点温度值。根据各测点温度值画出的图 9 反映了各测点的温度波动情况。

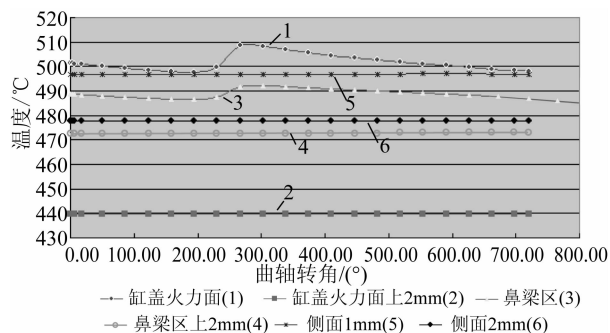


图 9 缸盖 1-6 号节点一个循环内温度曲线

4 结 论

通过对该型柴油机缸盖额定工况下循环温度场的计算发现:

(1) 柴油机在稳定工况运行时, 缸内燃气周期性热冲击对缸盖底板壁面温度场有影响, 且温度波动明显; 沿缸盖高度方向, 随着深度变大, 温度波动幅度迅速变小, 当深度为 2 mm 时, 温度趋于平稳; 缸盖外表面温度变化平稳, 无明显波动现象;

(2) 对比一个循环中缸内燃气换热系数随曲柄转角变化和缸盖火力面节点温度变化可知, 由于热惯性的影响, 火力面节点的温度上升要滞后于燃气换热系数的上升。

参考文献

- [1] 张敬国, 崔可润, 龚齐清, 等. 船舶柴油机气缸套裂纹的研究[J]. 武汉交通科技大学学报, 2000 (2): 155-159.
- [2] 杨万里, 陈国华, 叶晓明, 等. 内燃机燃烧室零件表面薄层瞬态传热研究[J]. 小型内燃机与摩托车, 2001 (6): 19-22.
- [3] 吴怡, 黄烈涛. 柴油机缸盖火力面温度场的有限元分析[J]. 内燃机, 2010 (4): 29-34.
- [4] 李佑长. 四缸柴油机缸盖传热研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2007.
- [5] 俞小莉. 内燃机气缸体内表面稳态传热边界条件的研究[J]. 内燃机学报, 1987 (4): 324-332.
- [6] 郭立新, 杨海涛, 夏兴兰. 某汽油机气缸盖循环瞬态温度场计算[J]. 现代车用动力, 2008 (2): 16-21.

(上接第 38 页)

(3) 计算得到动态疲劳强度安全系数为 2.67, 能够满足疲劳强度的要求。

参考文献

- [1] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1980.
- [2] 吕继汉. 有限元在动力机械中的应用[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 1995.
- [3] 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(4): 66-68.

- [4] 李桂琴, 钱伯雄. 内燃机曲轴应力三维有限元分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 1997, 19(5): 19-24.
- [5] 郭磊, 郝志勇, 刘波, 等. 曲轴强度多体动力学与有限元子模型法仿真[J]. 浙江大学学报, 2009, 43(9): 1639-1643.
- [6] 陈亮, 宋希庚, 明章杰, 等. 基于有限元和多体动力学的柴油机曲轴动态强度与冲击响应分析[J]. 振动与冲击, 2008, 27(11): 187-208.