

船用柴油机曲轴强度分析

王贵新¹, 赵鹏宇^{1,*}, 刘帅凝¹, 俞谦¹, 赵嘉琪¹

(1. 哈尔滨工程大学 能源与动力工程学院, 哈尔滨 150001)

Strength Analysis of Crankshaft of Marine Diesel Engine

WANGGuixin¹, ZHAOPengyu^{1,*}, LIUShuaining¹, YUQian^{1,*}, ZHAOJiaqi¹

(1. college of power and energy engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: Taking the crank connecting rod mechanism as the research object, three-dimensional modeling software was used to establish the three-dimensional model of the crankshaft, and the multi-body dynamics calculation model was built by AVL Excite Power Unit software to obtain the boundary conditions for finite element analysis of the crankshaft, and the stress-strain results of the crankshaft were obtained by importing the finite element analysis software. It is found that the maximum stress value of the crankshaft appears at the central rounded corner of the connection between the crank arm and the crank pin, and its value is 260.2MPa. Finally, the value is brought into the IACS algorithm to check the strength of the crankshaft, and the value obtained by the traditional IACS algorithm is compared. The results all meet the strength requirements and the strength of the crankshaft is qualified.

摘要:以曲柄连杆机构为研究对象, 采用三维建模软件建立曲轴的三维模型, 利用 AVLExcite PowerUnit 软件搭建多体动力学计算模型, 以获得进行曲轴有限元分析的边界条件, 导入到有限元分析软件中获得曲轴的应力应变结果, 发现曲轴的最大应力值出现在曲柄臂与曲柄销连接的中心圆角处, 其值为 260.2MPa, 最终以该值带入 IACS 算法中进行对曲轴的强度进行了校核, 并于通过传统 IACS 算法获得的值进行比较, 其结果均满足强度要求, 曲轴强度合格。

关键词:曲轴强度; 有限元分析; 柴油机

Key words:crankshaft strength;finite element method;diesel engine

中图分类号: TK422 文献标识码: A

0 概述

柴油机在其被发明到现在的一百多年中, 其技术不断进步, 应用范围也越来越广。在船舶运输领域, 柴油机以其低油耗、高扭矩等特点得到广泛应用。

曲轴作为柴油机的重要部件之一, 其在工作过程中受到由连杆传递的、气体燃烧产生的往复力, 并将其转换为扭矩输出, 受力十分复杂。对于船用柴油机而言, 曲轴部件在柴油机安装之后产生损坏,

就意味着整机的维修, 将造成较大的经济损失。因此, 对于曲轴强度的计算分析十分重要。

对于曲轴的强度分析, 王东军等人采用简化连杆, 并假定载荷沿轴颈方向均匀分布, 在轴颈周围 120° 范围内按余弦形式加载, 最终获得了曲轴的应力分布, 并通过优化算法进行优化^[1]; 张平等考虑了气缸中燃气燃烧产生的热量, 采用热机耦合的方式计算了曲轴的应力, 并将其导入到疲劳分析软件中计算其寿命^[2]; 李亚军等人对通过有限元软件

收稿日期: xxxx-xx-xx

作者简介: 王贵新 (出生年-), 男, 副教授, 主要研究方向为柴油机结构设计, E-mail:wanguixin123@126.com;

赵鹏宇 (联系人), E-mail:1346470257@hrbeu.edu.cn。

对曲轴的感应淬火工艺进行了研究,利用电磁感应加热的数学模型对曲轴连杆颈处的表明参与应力、淬硬层深度等进行了研究,并基于该研究对曲轴淬火后的疲劳强度进行了预估以及试验^[3]。Thompson 等人对阶梯试验和分级加载的方法进行了比较,认为对于在实际生产过程中产生的材料缺陷的问题,分级加载的研究方法更加可靠^[4]。王乐等人搭建了曲柄连杆机构的模型,对于每个气缸在点燃时曲轴的应力分布以及变形量进行了研究^[5]。张伟等人采用 M53 标准对曲轴的强度进行了校核,并对曲轴转速乏味内的轴系扭振进行了分析^[6]。毕玉华等人对曲轴不同平衡率以及不同平衡块数对于轴承以及曲轴疲劳强度的影响进行了研究^[7]。孙嵩松等人采用不同的多轴疲劳损伤模型对不同结构以及不同材料的曲轴进行了预测和试验,发现 KBM 疲劳损伤模型在预测曲轴的疲劳极限载荷时有较高的准确性^[8]。孙嵩松等人提出了一种加速疲劳试验方法,结合断裂力学与粒子滤波算法对其进行统计分析最终获得疲劳极限载荷,将其实验周期缩短 20%以上^[9]。Hosseini 等人采用声发射熵法对曲轴在旋转弯曲试验中的裂纹萌生进行检测,使对于曲轴的实时监测的数据量得到降低^[10]。徐卫国等人将多体动力学仿真以及有限元计算结合起来,对曲轴强度进行了计算,同时比较了当量系统与轴系动力特性的计算结果,发现当量系统的计算结果可以代替传统方法^[12]。施佳裕利用有限元分析的方式,对影响曲轴强度的因素进行了分析,并利用疲劳强度理论,对曲轴的弯曲、扭转以及弯扭符合疲劳强度进行了研究^[12]。吕金贺等人利用 DOE 设计,研究了七个结构参数对曲轴强度的影响,并通过响应面法对曲轴进行了优化设计^[13]。

由以上大量研究可以发现,随着计算机以及有限元软件的发展,在保证计算精度的基础上简化了计算的复杂性,如 ANSYS、NASTRAN、ABAQUS 等有限元软件都可以获得精度较高的计算结果,其难点在于边界条件的施加,一组精确的边界条件将极大地提高计算的结果精度^[14]。随着多体动力学软件的发展应用,采用如 AVL、ADAMS 等软件计算可以提高仿真的效率以及计算边界条件的精确性。

本文利用 AVL Excite 软件,建立关于曲柄连杆机构的多体动力学模型,将整个系统转换为线性的弹性子系统以及非线性的连接关系,计算获得曲轴各主轴颈以及曲柄销中心处的节点位移,再通过强

迫位移法进行有限元计算,最终获得曲轴一整个工作循环内的应力结果。

1 曲轴多体动力学分析

1.1 模型搭建

AVLExcite 软件将柴油机中的机械系统划分为线性的柔性体或刚形体子系统,并通过非线性的连接副进行连接,以获得更加精准计算结果。

为获得较为精确的曲轴各主轴颈以及曲柄销中心处节点位移,搭建了轴系的整体仿真模型,其中体单元包括曲轴、连杆、以及用来提供支撑的轴承座以及气缸套,连接副单元包括换主轴承、连杆大头轴承、止推轴承以及连杆小头处的导向约束。AVL Excite Power Unit 模型如图 1 所示。

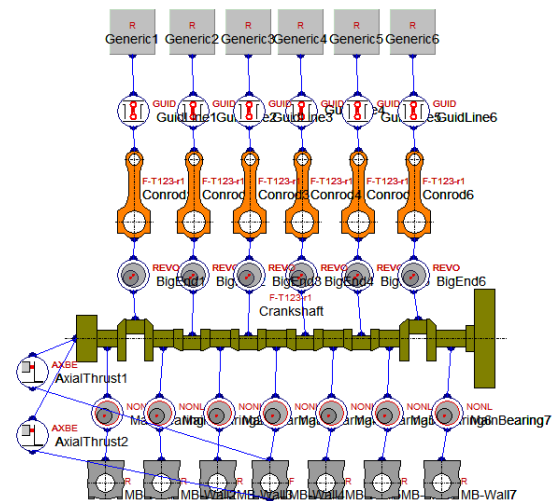


图 1 AVLExcite 模型

搭建该模型时需要的体单元有曲轴、连杆、轴承座以及气缸套,连接副单元分别为在气缸套、连杆大头与曲柄销之间和连杆小段与轴承座之间的导向连接等。其中连杆和曲轴被设定为柔性体单元,气缸套以及轴承座用于提供导向连接的支撑,因此选择刚性体单元。

曲轴模型通过软件自带的 Autoshaft 功能对曲轴的三位模型进行识别,并在曲轴的主轴颈处保留 5 个节点,用于与轴承座进行连接;在曲轴的曲柄销处保留 1 个节点,用于与连杆大头进行连接。连杆采用 ConrodModeler 功能进行处理,通过参数化建模的方式实现对连杆体单元的输入。

轴承座体单元采用三维建模软件建模,进行网格划分而后通过缩减计算的方式获得连接副所需要的节点,依据软件的要求对轴承座进行网格划分,

在其圆周上的 0° , 90° , 180° , 270° 位置上布置节点, 具体如图 2。

气缸套体单元主要是用来为连杆小端的运动提供导向作用, 因此在其轴向方向的两侧各布置 7 个节点。

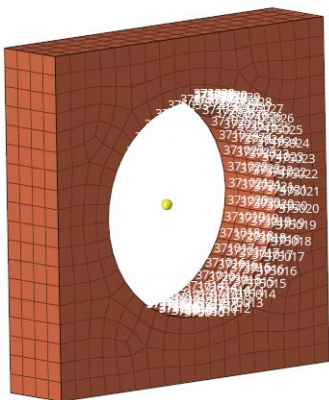


图 2 轴承座模型

1.2 曲轴多体动力学分析结果分析

依据 AVL Excite 中生成的结果文件, 可以查看曲轴中每个曲柄臂所承受的弯矩与扭矩, 自由端侧第一个曲柄臂与第六个曲柄臂的计算结果为例。

第五个曲柄臂所承受的弯矩与扭矩大小如图 3, 可以发现该曲柄臂在上止点后 7CA° 左右的位置, 弯矩达到最大值, 其值为 $1.93 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 扭矩在其相邻活塞达到上止点后 19CA° 左右达到最大值, 其值为 $2.84 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。预计该曲柄臂的应力最大值可能出现在以上两个时刻。

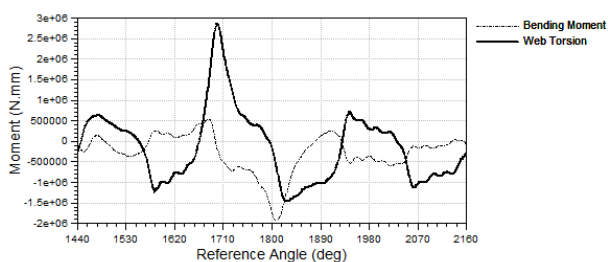


图 3 第五曲柄臂承受力矩

第六个曲柄臂承受的力矩大小如图 4 所示, 该曲柄臂所承受的弯矩与扭矩最大值分别出现在上止点后 $10\text{--}15\text{CA}^\circ$ 左右, 其值分别为 $5.09 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 和 $1.58 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 其扭矩最大值与弯矩最大值出现时刻十分接近。

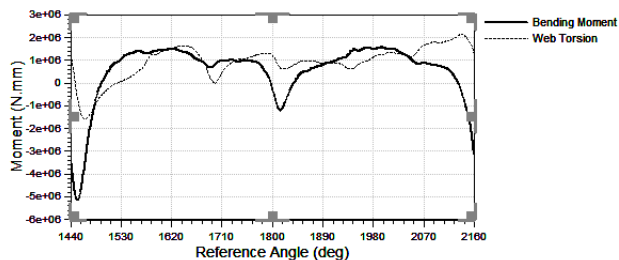


图 4 第六曲柄臂承受力矩

由上述计算结果可以得知, 曲轴承受弯矩最大的时刻一般在气缸压力达到最大时, 对于该柴油机曲轴来说, 为上止点后 15CA° 左右。

2 曲轴有限元仿真分析

2.1 模型前处理

依据上述分析计算, 可以获得曲轴主要节点处的位移结果, 通过强迫位移的方法计算曲柄臂的应力应变。一般情况下, 曲轴的最大应力出现在其过渡圆角处, 为此需要对圆角处的网格进行加密处理。将主要节点所在截面内的所有节点与上述计算获得位移的主要节点采用 rbe3 绑定。具体模型处理如图 5。

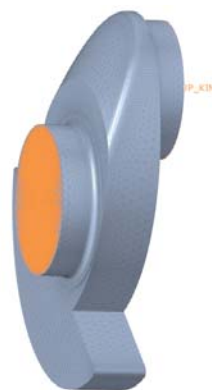
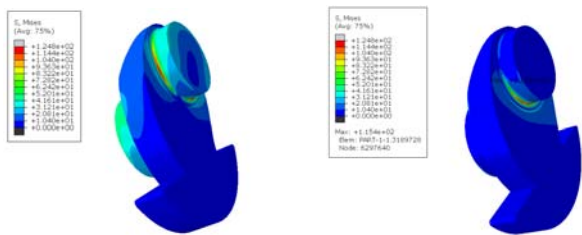


图 5 曲柄臂有限元模型

2.2 曲轴应力应变结果分析

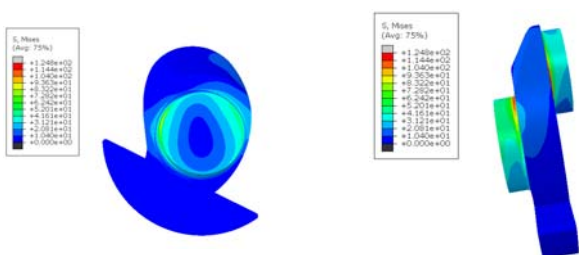
为了节约计算量, 在一个工作循环内, 每 5CA° 保留一个计算结果, 图 6 为第五曲柄臂的应力结果。其中在临近活塞达到上止点后 19CA° 以及上止点后 7CA° 时, 曲轴的应力值较大, 其最大值分别为 124.8MPa 以及 115.4MPa , 结合动力学计算结果进行分析, 认为上止点后 19CA° 的较高应力值出现是因为较大的扭矩值产生的, 于上止点后 7CA° 时的高应力值时由于气缸压力造成的较大的弯矩造成的。对于引起因素不同产生的两个高应力时刻来说, 其应力分布存在一定的不同。



(a) 上止点后 19CA° (b) 上止点后 7CA°

图 6 第五曲柄臂应力云图

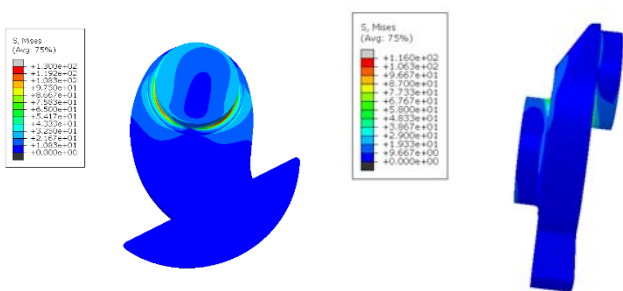
如图 7 所示, 由于扭转产生的较高应力值分布在曲柄臂主轴颈以及曲柄销连线的两侧, 应力集中位于主轴颈和曲柄销重叠位置的圆角处, 与扭转力矩的作用方式相符合。应力最大值位于曲柄销一侧, 这与曲柄销的直径较小有关。



(a) 轴侧 (b) 侧面

图 7 扭转引起的应力集中

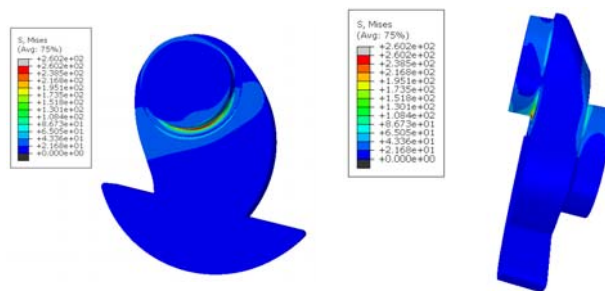
由弯矩引起的应力最大值位于主轴颈与曲柄销连线上的重叠位置处, 如图 8, 产生应力最大值的位置与扭矩产生最大值的位置不同但是相近, 曲柄销与主轴颈的重叠部位在两种力矩的作用下均有一定程度的应力集中。



(a) 轴侧 (b) 侧面

图 8 弯矩引起的应力集中

第六曲柄臂在上止点后 10-15CA° 的时刻同时承受了较高的扭矩以及较高的转矩, 在上止点后 15CA° 时, 曲轴的应力值达到最大, 其应力分布如图 9。



(a) 轴侧 (b) 侧面

图 9 第六曲柄臂的应力云图

由上图可以看出, 该处的应力集中主要由较大的弯矩造成, 其值为 260.2MPa, 位于曲柄销侧, 结合该处存在较大的弯矩以及扭矩, 认为该值合理。

3 曲轴强度校核

采用船级社 IACS 算法对于曲轴的强度进行校核, IACS 算法以单位曲轴为研究对象, 假定承受最大应力的区域为曲柄臂与主轴颈以及曲柄臂与曲柄销连接的过渡圆角处, 该曲轴的尺寸及类型符合 IACS 算法的计算范围。在该算法中采用最大应变能强度理论, 假定曲轴的最大交变弯曲应力和最大交变扭转应力在同一时刻发生在同一位置处, 据此校核曲轴的强度。

强度校核公式如下:

$$Q = \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_V} \quad (1)$$

式中, σ_{DW} 是曲轴的许用疲劳强度值, σ_V 是曲轴的当量交变应力, 一般认为 $Q > 1.15$ 时, 认为曲轴的强度合格。

采用编程的方式对 IACS 方法进行计算, 其中重要参数计算结果如下:

表 1 IACS 合格系数

校核部位	当量交变应力 (MPa)	许用疲劳强度 (MPa)	合格系数 (-)
曲柄销	314.050	362.463	1.154
主轴颈	287.453	358.908	1.246

由于当量交变应力的得出是基于最大应变能理论得出的, 考虑了曲轴所承受的弯矩、扭矩等载荷, 以使其接近真实情况, 但其假定最大交变弯曲应力以及最大交变扭转应力在同一时刻与同一位置出现, 较为保守。

结合上述动力学计算与有限元计算可以看出, 实际曲轴运行过程中的最大应力值小于当量交变应

力,因此将有限元计算的结果带入到公式(1)中,计算合格系数如表2,由于实际工作过程中,弯矩与扭矩的最大值并不一定出现在一起,因此其应力值相对偏低,造成合格系数偏高。

表2 基于有限元分析的合格系数

校核部位	圆角最大应力 (MPa)	许用疲劳强度 (MPa)	合格系数 (-)
曲柄销	260.2	362.463	1.393
主轴颈	216.8	358.908	1.655

4 结论

(1)本文利用多体动力学的方式计算获得了曲轴各曲柄臂于一整个循环过程中所受到的弯矩和扭矩,其中弯矩最大值出现在上止点后 19CA° 左右,即气缸压力达到最大时附近。

(2)利用强迫位移法对曲轴的强度进行了有限元计算,对由弯矩和扭矩造成的应力分布进行了分析,获得了曲轴在第六个曲柄臂处的应力最大为 260.2MPa ,受较大的弯矩以及扭矩影响。

(3)采用IACS方法校核了曲轴的强度,其中曲柄销合格系数为1.154,主轴颈处的合格系数为1.246,均大于标准要求的1.15,认为曲轴强度合格。同时采用有限元分析得到的应力最大值代替当量交变应力计算,曲轴同样合格。

参考文献:

- [1] 王东军,刘超,赵海宇等.某发动机曲轴强度校核及优化设计[J].内燃机与配件,2023(02):76-78.
- [2] 张平,陈森昌,周焯朋.热/结构耦合作用下的曲轴强度和疲劳寿命[J].内燃机与配件,2022(21):50-52.
- [3] 李亚军. 48MnV 钢曲轴连杆颈感应淬火仿真与实验研究[D].桂林:桂林电子科技大学,2022.
- [4] Todd T, Jinqiang L, Chao H. A comparative analysis of step loading and staircase testing for fatigue strength estimation of an engine component[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2022, 46(2).
- [5] 王乐,王立伟,赵飞鹏等.基于 ANSYS 的直列四缸发动机曲轴强度分析[J].机电工程技术, 2022, 51(07):179-182+239.
- [6] 张伟,刘圣华,刘焯等.某 V12 发动机曲轴强度计算与扭振分析[J].柴油机, 2021, 43(04):16-22.
- [7] 毕玉华,王鹏,张磊等.不同平衡率对曲轴动力学特性与疲劳强度的影响研究[J].机械设计, 2021, 38(03):37-45.
- [8] 孙嵩松,俞小莉,李建锋.基于多轴疲劳理论的曲轴结构等效疲劳研究[J].汽车工程, 2016, 38(08):1001-1005.
- [9] Sun S, Hou Y, Gong X. Research of the accelerated fatigue experiment method based on the particle filtering algorithm method and the theory of crack growth[J]. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 2023, 124.
- [10] Morteza S H, Mohammad A, Ahmad G, et al. Fatigue crack initiation detection in ductile cast iron crankshaft under rotating bending fatigue test using the acoustic emission entropy method[J]. Engineering Failure Analysis, 2023, 144.
- [11] 施佳裕. 494Q 柴油机曲轴弯/扭复合强度与疲劳寿命研究[D].镇江:江苏大学, 2019.
- [12] 徐卫国,黄荣华,赵淼森等.曲轴强度计算新方法的研究[J].内燃机工程, 2004(05):51-55.
- [13] 吕金贺,褚亚旭,党相文等.基于 DOE 设计的曲轴结构优化[J].北华大学学报(自然科学版), 2018, 19(03):410-416.
- [14] 黄国兵. 轴系扭转振动仿真方法及应用研究[D].武汉:武汉理工大学, 2021.