

# 汽车发动机曲轴有限元分析及优化设计

刘 静

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年12月11日; 录用日期: 2023年12月28日; 发布日期: 2024年1月31日

## 摘 要

本项目采用ANSYS有限元分析方法对某汽车发动机曲轴进行分析。以某直列四缸柴油机曲轴为研究对象, 运用三维建模软件及仿真分析软件对其进行结构分析。在进行静力分析和模态分析的仿真分析过程中, 得到曲轴的应力最大值、变形最大值和固有频率。最后根据分析结果, 优化曲轴应力应变位置, 降低最大应变和应力, 对曲轴参数进行了重新设计和优化。结果表明, 通过有限元分析和优化设计, 曲轴的最大变形量减小了0.046351 mm, 降幅为7.67%, 最大应力减小了9.33 Mpa, 降幅为6.31%。可以看出, 优化设计后的曲轴的强度得到了一定程度的增强, 并具有可靠的功能和较长疲劳寿命的功能, 从而达到曲轴优化的目的。

## 关键词

发动机, 曲轴, 有限元分析, 优化设计

# Finite Element Analysis and Optimal Design of Automobile Engine Crankshaft

Jing Liu

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Dec. 11<sup>th</sup>, 2023; accepted: Dec. 28<sup>th</sup>, 2023; published: Jan. 31<sup>st</sup>, 2024

## Abstract

In this project, ANSYS finite element analysis method is used to analyze the crankshaft of an automobile engine. Taking the crankshaft of an in-line four-cylinder diesel engine as the research object, the structure of the crankshaft is analyzed by using 3D modeling software and simulation analysis software. In the process of static analysis and modal analysis, the maximum stress, maximum deformation and natural frequency of the crankshaft are obtained. Finally, according to the analysis results, the stress-strain position of the crankshaft is optimized, the maximum strain and stress are reduced,

文章引用: 刘静. 汽车发动机曲轴有限元分析及优化设计[J]. 建模与仿真, 2024, 13(1): 807-816.

DOI: 10.12677/mos.2024.131078

and the parameters of the crankshaft are redesigned and optimized. The results show that the maximum deformation of crankshaft is reduced by 0.046351 mm (7.67%) and the maximum stress is reduced by 9.33 Mpa (6.31%) through finite element analysis and optimal design. It can be seen that the strength of the crankshaft after optimized design has been enhanced to a certain extent, and has reliable functions and long fatigue life functions, so as to achieve the purpose of crankshaft optimization.

## Keywords

Engine, Crankshaft, Finite Element Analysis, Optimization Design

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

在动力学分析中,曲轴是发动机的重要组成部分。当施加周期性动态载荷时,会产生共振。所产生的应变力是静载荷的数倍,它对发动机的运行状况有很大的影响。曲轴毫无疑问是发动机中不可缺少的部件。因此曲轴设计的合理与否,有时候影响到发动机的工作运行稳定性,还会影响着发动机的工作寿命和工作稳定性。由于一般静力学设计不能反映设计要求,动力学设计起着非常重要的作用。对曲轴进行动力学设计和分析,以满足其强度的优化设计要求。除了强度需要满足设计要求之外,曲轴的振动特性也是在曲轴设计时必须关注的问题。因此在设计曲轴时,为了避免出现共振现象,必须进行曲轴模态分析,得到曲轴固有频率,只要激励频率超过固有频率的40%,就可以避免共振或在隔振中起作用,保证曲轴在发动机运行时的可靠性[1]。

在曲轴研究方面,国内学者张平等[2]利用有限元仿真技术对曲轴进行了热应力分析,通过建立热力耦合模型分析曲轴的疲劳损伤和寿命,从而判断其可靠性。王乐等人[3]对直列四缸发动机曲轴进行了疲劳强度有限元分析,通过分析曲轴在不同缸点火时的等效应力和总变形量,得出结论当四缸点火时会出现最大的应力值。吕端等人[4]采用仿真技术对一个高速赛车V8发动机的曲轴模型进行了模态分析研究,获取了曲轴的前10阶固有频率和相应振型,得出结论在设计时应该通过平衡块大小、刚度等来改善曲轴的振型变化。上述学者主要从仿真的角度分析曲轴,没有将曲轴几何参数与曲轴应变、应力相关联,随着汽车发动机技术的发展,曲轴的工作环境以及条件日益严峻,需要合理优化曲轴的结构。

因此,研究曲轴的几何参数与其应变、应力之间的关系是十分有必要的。通过ANSYS Workbench进行曲轴静力学和模态分析,分析其应变、应力分布云图,根据有限元分析结果确定优化参数,以提高曲轴强度为优化目标进行优化设计,从而改善发动机曲轴的强度。

## 2. 曲轴模型建立及载荷约束的施加

### 2.1. 铸铁曲轴设计

在本文设计的曲轴中,根据结构形式的优缺点,由于对曲轴的扭转、弯曲疲劳应力下状态有着较高的要求、适用于轻型发动机的运行工况,所以选择了整体式曲轴的结构形式,材料选用了球墨铸铁类的材质。因此,本文设计的曲轴具有结构简单、一体式、具有吸震耐磨、对表面刻痕不敏感的特点。

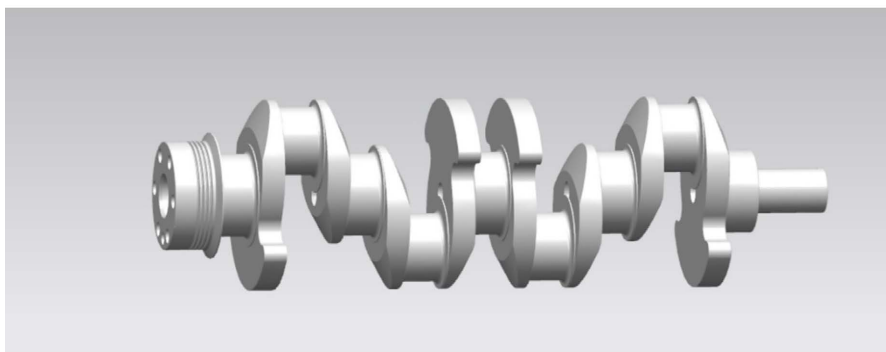
本文关于设计曲轴的结构形式,它是有五个主轴颈,四个连杆轴颈,一个曲柄和一个配重。如表1,为设计的曲轴参数。

**Table 1.** Specific parameters of crankshaft  
**表 1.** 曲轴具体参数

参数	数值
主轴颈宽度/mm	35
主轴颈直径/mm	80
连杆轴颈宽度/mm	40
连杆轴颈直径/mm	66
曲柄厚度/mm	22.5
配重厚度/mm	22.5
曲轴质量/kg	31.838

之后再对初步模型进行优化调整, 为了降低 ANSYS Workbench 中建模的复杂性, 选择了 UG 进行建模。由于曲轴上有许多油道和圆角, 使得曲轴结构复杂。因此在进行建模时, 如果考虑到许多细微之处, 网格的密度将发生很大变化, 节点数量将增加, 求解时间将增加, 网格的质量将下降, 求解精度将下降。为了获得有限元分析的准确性, 从而建模时忽略了曲轴边缘的一些倒角或倒圆角, 简化了模型[5]。

在不影响计算和分析的前提下, 对模型进行了一定程度的精简和优化, 最后建立了以下曲轴参数模型。用 UG 构建的模型如图 1 所示。



**Figure 1.** Diagram of the crankshaft 3D model  
**图 1.** 曲轴三维模型图

## 2.2. 有限元模型建立

(一) 定义材料。曲轴材料为 QT600-2 的球墨铸铁, 其具体材料属性如表 2 所示。

**Table 2.** Crankshaft material properties  
**表 2.** 曲轴材料属性

材料参数	数值
弹性模量/GPa	169
密度/(kg/m <sup>3</sup> )	7.12 × 10 <sup>3</sup>
泊松比	0.286
拉伸屈服强度/MPa	370
拉伸极限强度/MPa	227

(二) 划分网格。曲轴采用四面体网格, 将网格大小设置为 5 mm, 与此同时, 我们要观察主轴颈和连杆轴颈的过渡圆角。在高应力区域使网格更细。划分后, 总共有 254,771 个节点和 151,133 个有限元。图 2 显示了创建网格后的有限元模型。

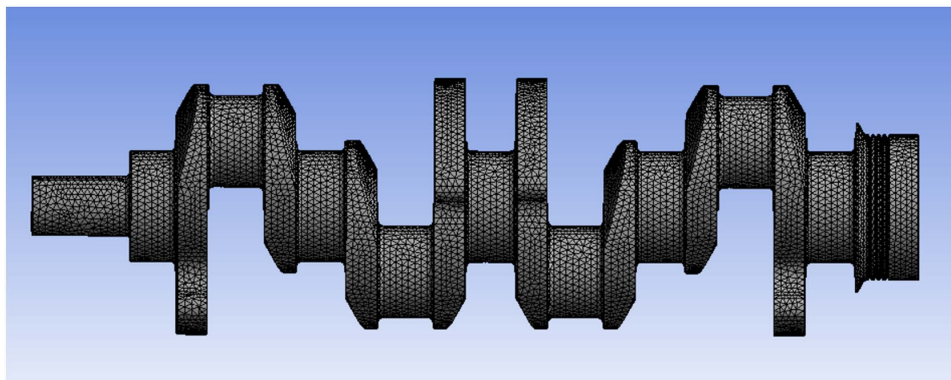


Figure 2. Finite element model after grid division  
图 2. 划分网格的有限元模型

### 2.3. 边界条件的简化及施加

在正常情况下, 应更加注意曲轴的位移, 约束反作用力, 应力和应变。该模型的边界条件采用三种约束方法:

(一) 根据发动机的实际工况, 由于曲轴会产生轴向运动, 原因是发动机曲轴在模拟运行工况时, 它受到主轴承和纵向推力轴承的约束情形, 要确保连接杆活塞组件的正常工作条件[6]。因此, 为了防止曲轴的轴向移动并模拟轴向定位, 在曲轴上设置了位移约束(Displacement), 该位移约束应用于曲轴的飞轮端, 所以在曲轴后端设置位移全约束。

(二) 根据沿轴颈径向  $120^\circ$  余弦分布规律, 且连杆轴颈处受作用力最大为 63761.625 N。即, X 方向所受力为 55,219 N, Z 方向所受力为 31,881 N。

(三) 曲轴的 5 个主轴颈与滑动轴承相配合, 所以需要在曲轴的 5 个主轴颈处施加无摩擦约束。

## 3. 曲轴静力分析和模态分析结果

### 3.1. 静力分析结果

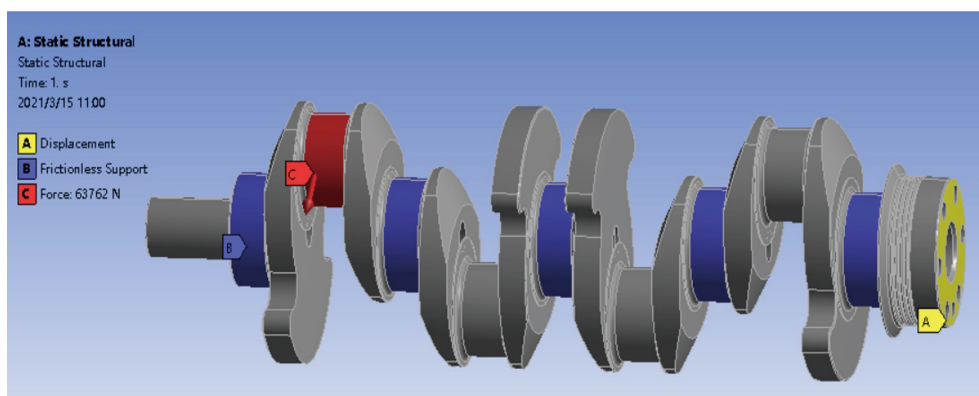


Figure 3. The application of loads and constraints  
图 3. 载荷及约束条件的施加

对曲轴进行静力学分析，首先需建立有限元模型并添加载荷和约束，载荷和约束如图 3 所示，再进行计算，以确定曲轴的最大等效力和最大变形的位臵及大小。

通过分析计算，得到曲轴的等效力云图和变形云图如图 4、图 5 所示。

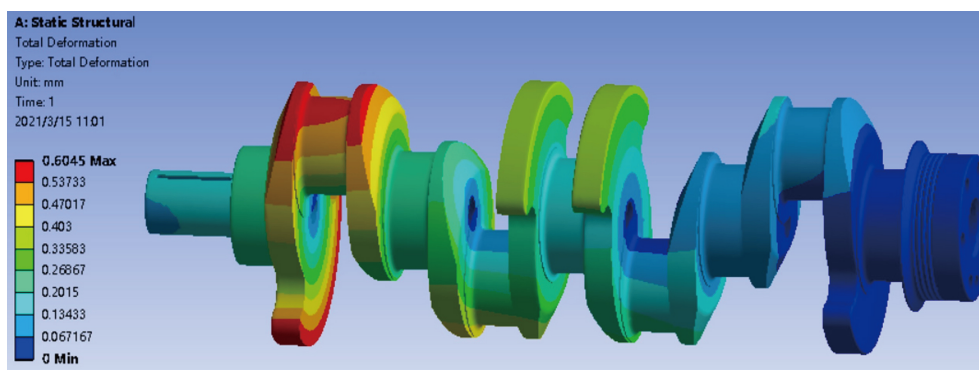


Figure 4. Diagram of strain distribution cloud map

图 4. 应变分布云图

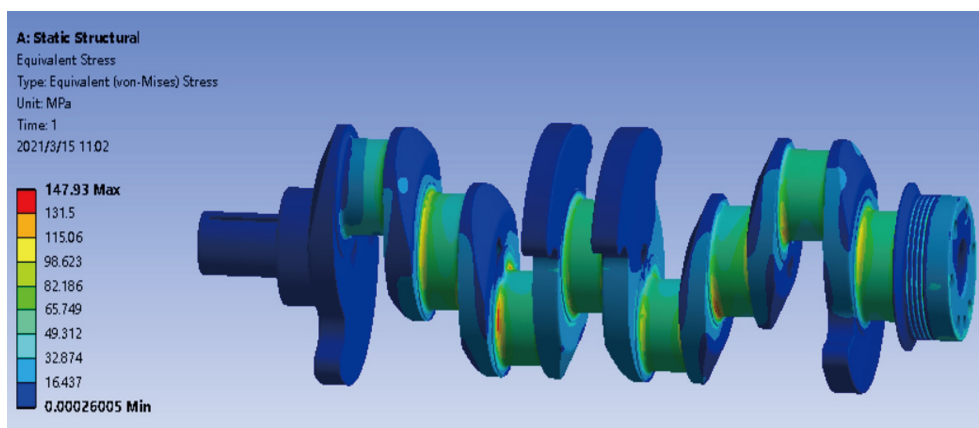


Figure 5. Diagram of stress distribution cloud map

图 5. 应力分布云图

从该图 4 可以看出，曲轴的最大变形为爆燃气缸所处的位臵，为 0.6045 mm，其曲轴的最大应力值为 147.93 MPa，主要集中在主轴颈和曲轴销之间的过渡圆角上。从应力分布云图 5 的应力分析结果中，我们可以看到以下内容，曲轴的连杆轴颈位臵处的应力相对较大，最大应力值为 147.93 Pa，远低于球墨铸铁 QT600-3 的 370 MPa 的屈服强度，因此静强度符合要求。第二最大等效力位臵在过渡圆角处，其值为  $\sigma = 115.06$  Mpa，另外曲轴其他位臵的应力值和等效变形量较小，表明曲轴强度符合要求，可靠性高，符合设计要求。计算中使用了轴颈的径向约束，等效力云图如图 5 所示。从图中可以看出，疲劳强度的危险点在连杆轴颈过渡圆角的右侧。在此期间，检查单拐曲轴的疲劳强度。此时，检查单拐曲轴的结果是安全的，因此曲轴的整体疲劳强度也是安全的[7]。

### 3.2. 模态分析结果

分析曲轴结构动力特性至关重要的一步就是模态分析的部分。它最终的目的是需要辨识出发动机曲轴的模态数字化参数，并且在这个基础上优化结构系统的动力学分析，振动危害的诊断和预测以及结构动态特性的优化。



### 3.2.1. 模态分析边界条件的设置

为了更真实地模拟发动机中曲轴的运动，我们研究了曲轴的约束模式，即约束模态。对曲轴进行模态分析时，考虑其受力情况以及约束条件即可，如图 6、图 7 所示。

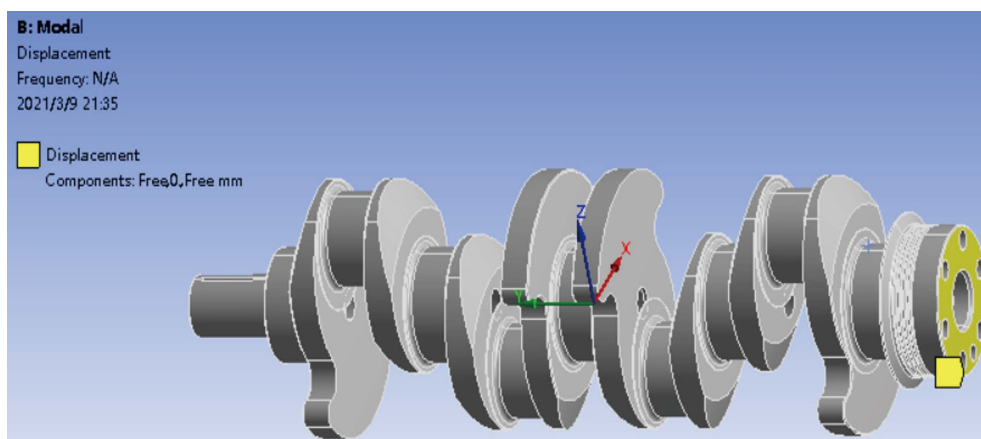


Figure 6. Frictionless confinement

图 6. 位移约束

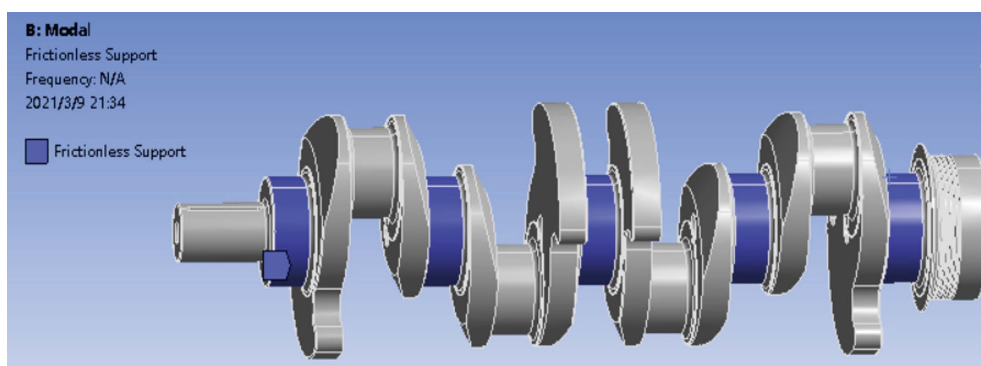


Figure 7. Frictionless confinement

图 7. 无摩擦约束

### 3.2.2. 模态分析结果

利用 ANSYS Workbench 计算并求解了曲轴在位移约束下的前 6 阶固有频率和振型图。由于曲轴的低阶模式可以更好地反映曲轴的振动分析，因此使用 ANSYS 软件求解了曲轴的前 6 阶( $n=6$ )模式。因为一阶为 0，所以忽略。前 5 阶振型的固有频率和变形如表 3 所示。在表 3 中： $n$  是阶次； $\omega$  是曲轴的固有频率。

Table 3. First 5 natural frequencies and maximum deformation

表 3. 前 5 阶固有频率和最大变形量

阶数	$\omega/\text{Hz}$	最大变形量/mm
1	721.83	9.7543
2	1043.6	15.309
3	1611.9	18.743
4	1917.1	16.72
5	2441.5	26.635

使用 ANSYS Workbench 获取曲轴的前 5 阶振动模式图。一阶模式是整个曲轴的扭转振动，其他模式主要是弯曲模式。根据获得的振型图和最大变形量值来分析曲轴。曲轴的固有频率随着阶数的增加而增加。最低固有频率的阶次是一阶，值为 721.83 Hz，随着固有频率的增加，最大变形也增加，并且曲轴的变形逐渐增加。五个阶的振型图如下图 8~12 所示。

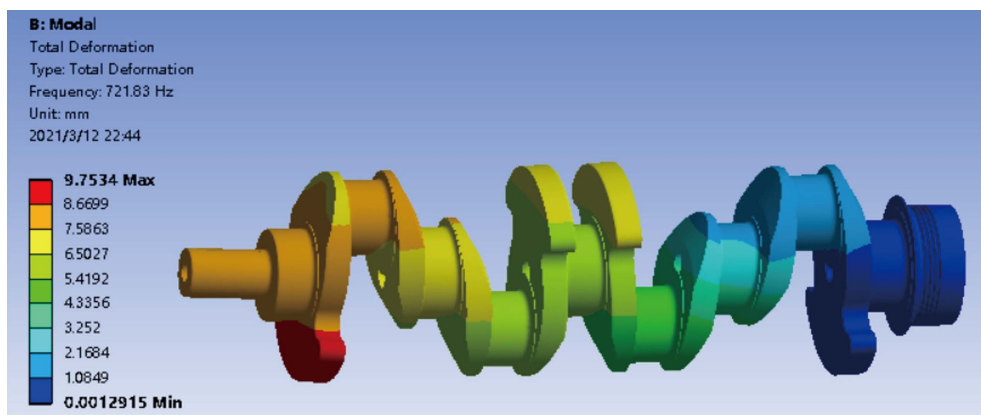


Figure 8. Diagram of the first vibration modal  
图 8. 第 1 阶振型图

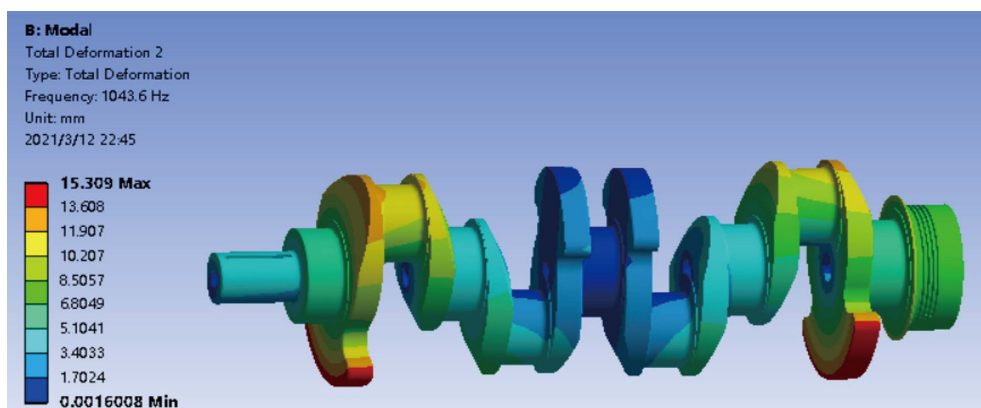


Figure 9. Diagram of the second vibration modal  
图 9. 第 2 阶振型图

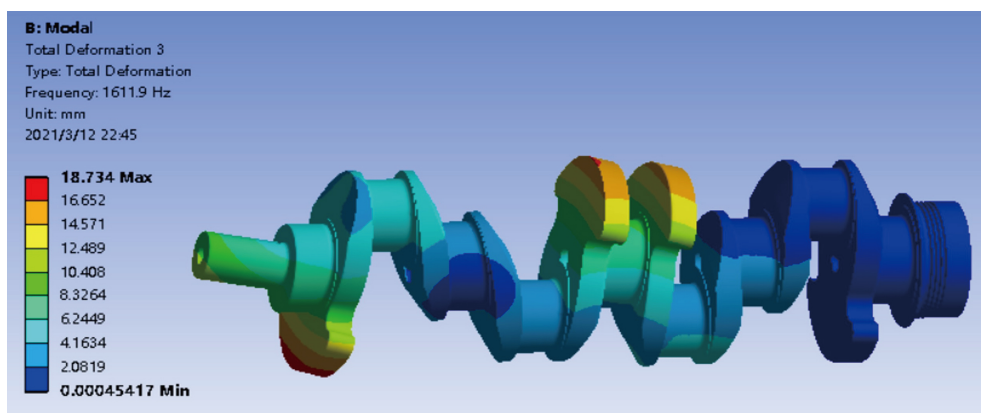


Figure 10. Diagram of the third vibration modal  
图 10. 第 3 阶振型图

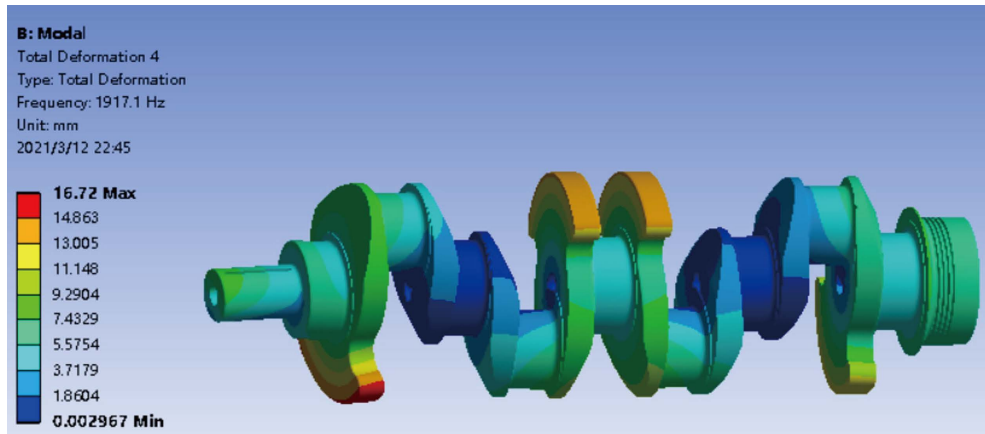


Figure 11. Diagram of the fourth vibration modal  
图 11. 第 4 阶振型图

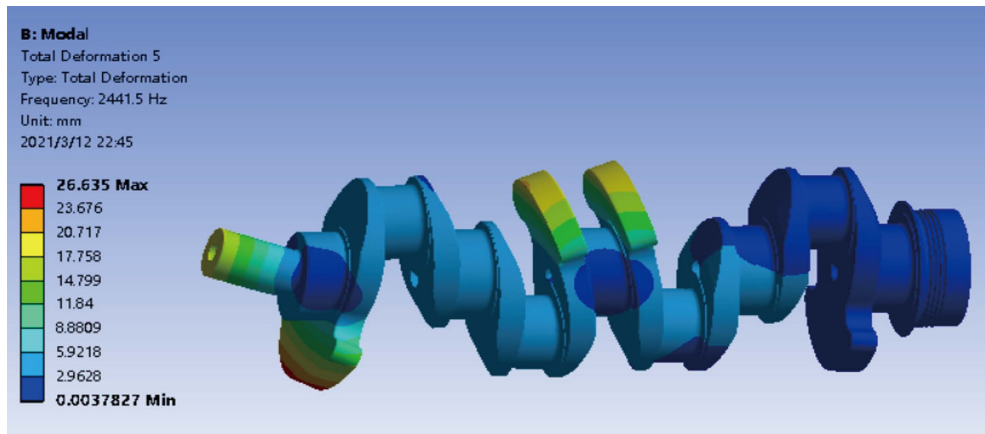


Figure 12. Diagram of the fifth vibration modal  
图 12. 第 5 阶振型图

从振型图得知，曲轴的最大变形表现为弯曲变形，在优化设计时应注意这些地方。从表格中数据可以得知，最高固有频率出现在第五阶。频率值为 2441.5 Hz。本文中的发动机转速范围为 1000~3600 rpm，四缸四冲程发动机表现为曲轴转两圈，每缸各点火一次，也就是每 180 度点一次火，每一转点两次火，因此每次点火算为一次振动[8]。发动机的振动频率公式为，其中： $f$ 为频率； $r$ 为转速； $n$ 为阶次。

$$f = r/60n$$

发动机的转速范围为 1000 rpm~3600 rpm，因此，发动机曲轴的振动频率为 16.67~60 Hz 并且其转速不在前五阶模式的固有频率范围内。从曲轴的振型图可以得出结论，发动机曲轴所受的振动频率远小于曲轴的固有频率，因此，不会发生共振现象，具有较小的共振特性，符合振动特性设计要求[9]。

## 4. 曲轴的优化设计

### 4.1. 优化尺寸设计

本文采用了尺寸优化法，根据文献的结论来进行曲轴的优化，这种优化方法为直接改变发动机曲轴的尺寸大小，是一种最有效率的方法，它的最大优点是原理简单、直观、容易实现。如表 4，适当改变主轴颈和连杆轴颈的半径、过渡圆角的值，这些措施可以使得曲轴的最大变形和最大应力减小[10]。



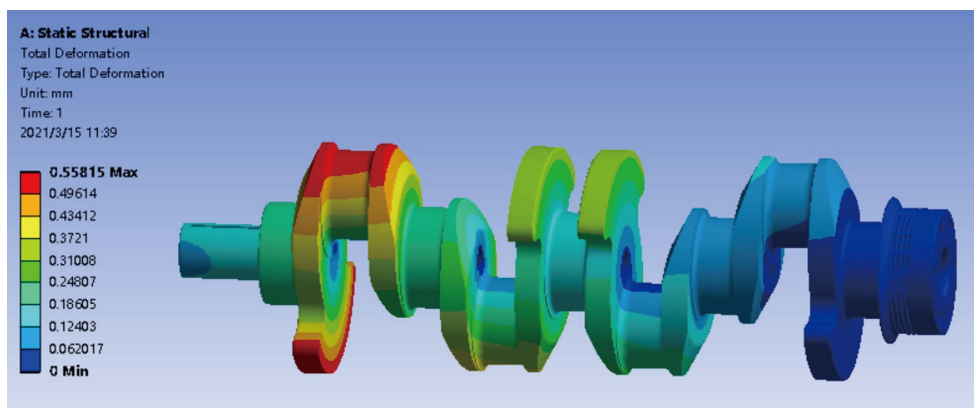
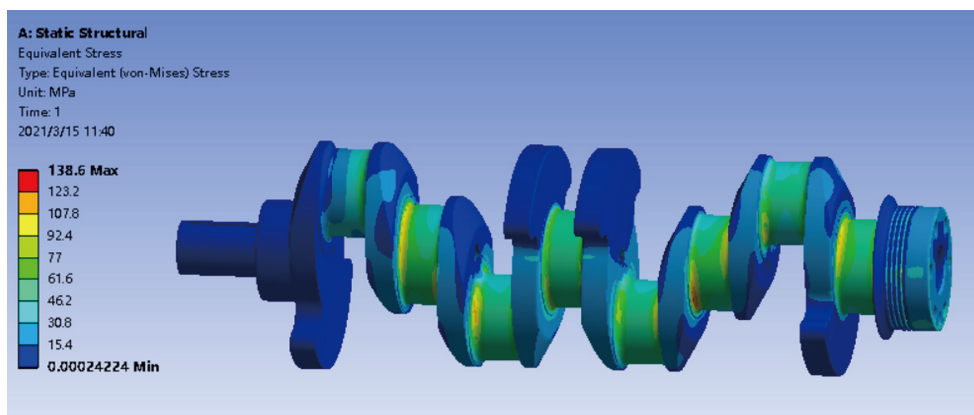
**Table 4.** Parameter setting of candidate points and static results**表 4.** 候选点参数设置及静力结果

序号	参数	点 1	点 2	点 3	点 4	点 5	点 6
1	过渡圆角/mm	3.7	4.5	3.5	3.6	6	5
2	连杆轴颈半径/mm	33.5	33.2	33.4	33.1	35	34
3	主轴颈半径/mm	38.5	37.5	36.5	39.8	40	40
4	最大等效应力/MPa	149.15	157.42	167.27	158.38	138.6	140.72
5	最大等效变形/mm	0.6759	0.67992	0.72024	0.60966	0.55818	0.57999
6	曲轴质量/kg	31.108	31.155	30.891	31.255	32.388	32.106

## 4.2. 优化设计结果

首先, 原始的曲轴模型在 UG 软件中用于通过同步建模修改连杆轴颈与主轴颈的径向尺寸, 修改过渡圆角的圆角尺寸, 然后导入到 ANSYS Workbench 中以设置相同的材料参数, 载荷边界条件并求解静力学。观察应变和应力分布云图, 找出主轴颈半径, 连杆轴颈半径和过渡圆角尺寸对曲轴强度的影响。

根据各候选点的静力结果, 选择点 5 为优化点, 则对过渡圆角和连杆轴颈表面进行强化。最后, 选择最佳设计方案, 并对再生模型执行有限元静态分析。分析结果如图 13、图 14 所示。

**Figure 13.** Optimized strain distribution cloud image of crankshaft**图 13.** 曲轴优化后的应变分布云图**Figure 14.** Optimized stress distribution cloud image of crankshaft**图 14.** 曲轴优化后的应力分布云图

**Table 5.** Comparison of parameters before and after optimization  
**表 5.** 优化前后参数对比

目标	最大变形/mm	最大应力/MPa
优化前	0.6045	1147.93
优化后	0.55815	138.6
降幅	7.67%	6.31%

图 13 是曲轴优化后的应变结果的云图。从图可以看出, 曲轴连杆轴颈与主轴颈的过渡圆角处的应变集中比较大, 最大应变值为 0.55815 mm, 变形小, 并且曲轴的刚性足够。根据表格得知最大等效应力减小了 0.04635 mm。

图 14 是曲轴优化后的应力结果分析的云图。从图中可以看出, 曲轴连杆轴颈上的应力相对较高, 最大变形为 138.6 MPa, 远低于球墨铸铁曲轴的屈服强度 370 MPa。因此, 曲轴的静态强度符合要求。根据表 5 得知最大等效变形减小了 9.33 MPa。与优化前的静力分析结果相对比, 优化曲轴的最大变形和最大应力已减小。曲轴的最大变形降幅了 7.67%, 最大应力降幅了 6.31%。其刚度和强度满足使用要求。因此, 优化后曲轴结构的静态特性得到显著改善。

对应力集中较高的曲柄销过渡圆角部位进行了局部表面强化, 减小了最大应力与等效变形量, 这样可以明显提高抗弯疲劳强度, 从而提高曲轴强度。

## 5. 结论

通过对发动机曲轴三维模型进行静力学和模态分析, 获得应力应变以及模态分析结果, 对结果进行分析, 再运用尺寸优化法, 提高曲轴强度, 总结得到以下结论:

1) 通过静力学分析得到, 曲轴的应力主要分布在连杆轴颈和主轴颈之间的过渡圆角处; 通过模态分析得到发动机曲轴前 6 阶模态固有频率, 对比发现曲轴的固有频率总是大于其激励频率, 因此设计的曲轴结构在工作过程中不会发生共振情况。

2) 通过尺寸优化法, 对比优化前后分析数据可知, 曲轴的最大变形量减小了 0.046351 mm, 降幅为 7.67%, 最大应力减小了 9.33 Mpa, 降幅为 6.31%, 极大程度提升了曲轴的强度, 达到了预期的效果。

## 参考文献

- [1] 余佳奎, 李舜酩, 李想, 等. 基于 ANSYS 的发动机曲轴有限元静力与模态分析[J]. 河南科技, 2020(23): 36-41.
- [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] 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(7): 179-182, 239.
- [4] 吕端, 曾东建, 于晓洋, 等. 基于 ANSYS Workbench 的 V8 发动机曲轴有限元模态分析[J]. 机械设计与制造, 2012(8): 11-13.
- [5] 袁界驰, 叶春花, 盛冬平. 发动机曲轴有限元仿真分析[J]. 机械工程师, 2022(8): 125-127.
- [6] 吕端, 曾东建, 于晓洋, 等. 基于 ANSYS Workbench 的 V8 发动机曲轴有限元模态分析[J]. 机械设计与制造, 2012(8): 11-13. <https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.2012.08.005>
- [7] 张影. 发动机曲轴曲拐疲劳分析[J]. 黑龙江科学, 2022, 13(4): 60-61.
- [8] 吕大立, 李海龙, 景亚兵. 基于混合建模的发动机曲轴模态分析[J]. 车用发动机, 2019(4): 47-51.
- [9] 刘大龙, 李稳迪, 张瑞, 等. 基于 ANSYS Workbench 车用柴油发动机曲轴强度有限元分析[J]. 汽车零部件, 2017(10): 20-24.
- [10] 贺洋洋, 申琪, 郭昌盛, 等. 汽车发动机曲轴有限元分析及优化设计[J]. 陕西理工大学学报(自然科学版), 2018, 34(2): 7-11.