

基于Workbench的发动机连杆优化

任 乐

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年12月18日; 录用日期: 2023年12月31日; 发布日期: 2024年1月31日

摘 要

作为汽车发动机的核心部件, 连杆直接决定了发动机的效率和性能, 基于此本文将使用ANSYS Workbench中的Design explorer优化模块对某发动机连杆进行优化, 针对连杆三维模型的重要参数, 例如连杆大头外圆直径等, 进行约束优化设计, 以获得满足轻量化要求的连杆机构。

关键词

发动机连杆, 有限元分析, 优化分析, 轻量化设计

Optimization of Engine Connecting Rods Based on Workbench

Le Ren

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

Received: Dec. 18th, 2023; accepted: Dec. 31st, 2023; published: Jan. 31st, 2024

Abstract

As the core component of automotive engines, the connecting rod directly determines the efficiency and performance of the engine. Based on this, this article will use the Design Explorer optimization module in ANSYS Workbench to optimize the connecting rod of a certain engine. For important parameters of the three-dimensional model of the connecting rod, such as the outer diameter of the connecting rod head, constraint optimization design will be carried out to obtain a connecting rod mechanism that meets the requirements of lightweight.

Keywords

Engine Connecting Rod, Finite Element Analysis, Optimization Analysis, Lightweight Design



1. 引言

连杆在发动机中承担连接和传动的功能，所以承受较大的周期性交变应力作用，此外为了限制连杆运动惯性力，提高连杆运动性能，需要将连杆的质量尽量降低，同时还必须满足刚度和强度的要求，防止连杆在工作中断裂失效。因此，一个重量轻且具有足够强度的连杆在现代汽车设计中备受重视[1]。有学者利用 Matlab 优化工具箱对连杆杆身的工字形结构进行可靠性优化设计并给出定量描述[2]。有研究人员以 ANSYS 软件为平台，建立了连杆的有限元模型，在满足屈服强度条件下对连杆进行结构优化设计，得出的连杆质量比传统设计的质量要小[3]。此外也有学者在灵敏度分析的基础上，选择合理的设计参数以连杆质量最轻为目标对连杆进行了优化设计[4]。在国外有学者对连杆进行拓扑优化，操纵并比较拓扑优化前后连杆的最大主应力、等效应力、最大主应变和总变形值[5]。也有对锻钢连杆模型进行优化，并进行一些减重活动。在优化的帮助下实现了轻量化的结果[6]。

参考国内外的研究现状，本文将运用优化理论以及有限元分析的理论，以连杆的质量作为目标进行最优化求解，使连杆质量更加小，同时对比优化前后连杆的最大等效应力和最大变形，保证其有足够强度，不影响发动机正常运行。

2. 优化理论

机械优化设计即在满足约束前提下，寻找一组设计参数，使机械产品单项设计指标达到最优的过程。其方法主要包括解析法和数值计算方法，解析法主要是利用微分学和变分学的理论，用于解决小型和简单的问题；而数值计算方法是利用已知的信息，通过迭代计算来逼近最优化问题的解。机械优化的数学模型如下：

$$\begin{cases} \min f(X) & X \in R^n \\ \text{s.t. } g_u(X) \leq 0 & (u=1,2,\dots,m) \\ h_v(X) = 0 & (v=1,2,\dots,p) \end{cases} \quad (1)$$

其中 $X = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]$ 为设计变量，是在优化中决定的参数，在优化设计过程中优选并且动态变化。 $\min f(X)$ 为目标函数， $g(X), h(X)$ 为约束条件，分别为不等式约束和等式约束。求解优化设计问题即为在由所有约束条件构成的可行域内，求使目标函数取得最小值的一个设计点。本设计的设计变量是结构的尺寸，目标函数是连杆质量的最小值，约束条件为应力约束、变形约束和结构边界约束。

3. 连杆模型建立及优化对象参数化

3.1. 模型建立

本次优化的模型是在 solid works 中所建立的，其连杆大头以及连杆小头的内径参照曲轴半径以及活塞销半径进行设计，其余参数均根据汽油发动机设计开发手册[7]中的连杆设计模块进行设计。由于完全按照实物模型进行建模，到有限元分析步骤会非常困难，所以本连杆模型在不影响主要力学性能的前提下，适当的对连杆结构进行了简化，将连杆整合成了整体式结构，删掉一些螺栓结构以及倒角倒圆。整体建模如图 1 所示。

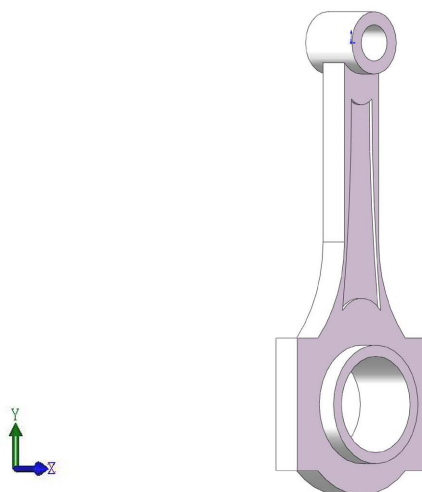


Figure 1. Three dimensional model of connecting rod
图 1. 连杆的三维模型图

3.2. 参数化设计

优化的三要素，设计变量、约束条件、目标函数都需要将实体化的模型转换为参数化的模型，所以这一步也是优化中较为关键的步骤。首先是设计变量，设计变量即为自变量，需要通过改变设计变量的大小来获得优化结果。本次优化对象的设计变量都是选择的连杆的尺寸大小，根据以往的研究文献，共选择六个设计变量，如图 2 所示，分别为连杆小头外圆直径 P1 (X_1)，连杆大头外圆直径 P2 (X_2)，连杆小头处工字形弧半径 P6 (X_3)，连杆大头处工字形弧半径 P5 (X_4)，连杆大头结构长 P11 (X_5)，连杆大头结构宽 P12 (X_6)。

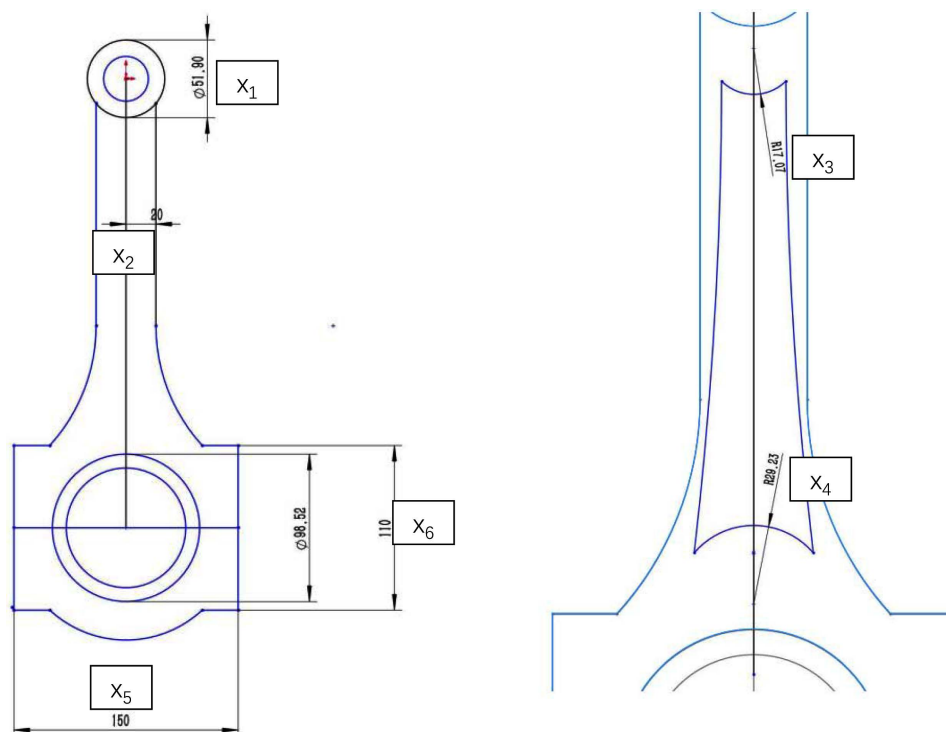


Figure 2. Parameterization of design variables
图 2. 设计变量示意图

同样的，目标函数也需要进行参数化，本次优化的目标函数是连杆的质量，目标函数的表达形式如下：

$$M_{\min}(X) = m_1 + m_2 + \dots + m_n \tag{2}$$

其中 m_1 、 m_2 、……、 m_n 为连杆各部分质量。本次优化的发动机连杆材料使用 40 Mn2S，其参数性能如表 1 所示，将连杆材料定义完成后，在 ANSYS 中即可获得连杆的质量 M ，计算结果显示，连杆的整体质量为 5.5716 kg，而后再将此数据参数化。

Table 1. Performance table of 40 Mn2S
表 1. 40 Mn2S 性能表

| 材料名称 | 密度 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | 泊松比 | 弹性模量 Gpa | 强度极限 Mpa |
|---------|----------------------------------|------|----------|----------|
| 40 Mn2S | 800 | 0.29 | 206 | 830 |

约束条件参数化同上面一样，连杆的约束主要是应力约束条件，变形约束条件以及边界约束条件。

1) 应力约束条件：

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_s / n \tag{3}$$

式中： σ_s 为材料屈服极限， n 为安全系数，本设计 n 取 1.5。

2) 变形约束条件：

$$\begin{aligned} \Delta R_{\max} &< D_1 / 2 \\ \Delta r_{\max} &< D_2 / 2 \end{aligned} \tag{4}$$

式中： ΔR_{\max} 表示大头内孔半径的允许最大变形量， D_1 为连杆的轴承与曲柄销进行初始配合的间隙， Δr_{\max} 表示小头内孔半径的最大变形量， D_2 表示活塞销与小头衬套进行初始配合时的间隙。

3) 边界约束条件：

为保证结构的合理性，本研究控制各设计变量在一定范围内变动。

$$\begin{cases} 46.71 \leq X_1 \leq 57.09 \\ 88.67 \leq X_2 \leq 108.37 \\ 15.36 \leq X_3 \leq 18.78 \\ 26.31 \leq X_4 \leq 32.15 \\ 99 \leq X_5 \leq 121 \\ 135 \leq X_6 \leq 165 \end{cases} \tag{5}$$

4. 优化过程及结果

4.1. 优化过程

| | A | B | C | D | E | F | G |
|---|------------------------------|---------------------|-----------|--------|-----------------------|-------------|-------------|
| 1 | Name | Parameter | Objective | | Constraint | | |
| 2 | | | Type | Target | Type | Lower Bound | Upper Bound |
| 3 | Minimize P10; P10 <= 5.57 kg | P10 - Geometry Mass | Minimize | | Values <= Upper Bound | | 5.57 |
| * | | Select a Parameter | | | | | |

Figure 3. Setting of target parameters

图 3. 目标参数的设置

将连杆的优化要素参数化之后，就可以在直接优化模块进行优化。优化过程中首先要对目标参数进行设置，根据图 3 所示，优化名称为几何结构质量最小化，优化对象即目标参数为连杆的质量 M ，限制类型

为连杆质量小于等于连杆质量上边界，而上边界的值为 5.57 Kg。通过以上设置对连杆质量进行轻量化设计。后续进行设计变量参数范围的设定，根据边界条件的设置，其范围如图 4 所示。

| | A | B | C | D |
|---|---------------------------|-------------|-------------|---|
| 1 | Input Parameters | | | |
| 2 | Name | Lower Bound | Upper Bound | |
| 3 | P1 - DS_XW@草图1@PART.Part | 46.71 | 57.09 | |
| 4 | P2 - DS_DW@草图1@PART.Part | 88.668 | 108.37 | |
| 5 | P5 - DS_DG@草图3@PART.Part | 26.307 | 32.153 | |
| 6 | P6 - DS_XG@草图3@PART.Part | 15.363 | 18.777 | |
| 7 | P11 - DS_DC@草图1@PART.Part | 99 | 121 | |
| 8 | P12 - DS_DK@草图1@PART.Part | 135 | 165 | |

Figure 4. Design variable range
图 4. 设计变量范围

最后设置优化点数，本次优化选择在变量范围内设置 30 组设计点，软件对每组设计点数据进行计算，并且通过求解得到 30 组连杆的质量大小，由于需要求解的变量及生成的点数较多，所以需要长时间的运行。图 5 节选了 30 组数据中的 24 组，分别为设计变量 $X_1 \sim X_6$ 在各自约束条件内的部分取值点，并且对这些取值点进行排列，每组数据都将获得各自的质量值。

| | A | B | C | D | E | F | G | H | I |
|----|------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------------------|--------------------------|
| 1 | Name | P1 - DS_XW@草图1@PART.Part | P2 - DS_DW@草图1@PART.Part | P5 - DS_DG@草图3@PART.Part | P6 - DS_XG@草图3@PART.Part | P11 - DS_DC@草图1@PART.Part | P12 - DS_DK@草图1@PART.Part | P7 - Equivalent Stress Maximum (Pa) | P10 - Geometry Mass (kg) |
| 2 | 1 | 46.883 | 88.996 | 26.404 | 15.42 | 99.367 | 135.5 | 1.9242E+08 | 5.2402 |
| 3 | 2 | 47.229 | 98.848 | 28.353 | 16.103 | 102.51 | 138.23 | 1.8683E+08 | 5.6663 |
| 4 | 3 | 47.575 | 93.922 | 30.302 | 16.786 | 105.65 | 140.95 | 1.7333E+08 | 5.5351 |
| 5 | 4 | 47.921 | 103.77 | 27.054 | 17.468 | 108.8 | 143.68 | 1.7676E+08 | 6.0212 |
| 6 | 5 | 48.267 | 91.459 | 29.003 | 18.151 | 111.94 | 146.41 | 1.6944E+08 | 5.1214 |
| 7 | 6 | 48.613 | 101.31 | 30.951 | 15.556 | 115.08 | 149.14 | 1.6663E+08 | 5.6041 |
| 8 | 7 | 48.959 | 96.385 | 27.704 | 16.239 | 118.22 | 151.86 | 1.6122E+08 | 5.3215 |
| 9 | 8 | 49.305 | 106.24 | 29.652 | 16.922 | 99.816 | 154.59 | 1.5213E+08 | 6.3379 |
| 10 | 9 | 49.651 | 90.228 | 31.601 | 17.605 | 102.96 | 157.32 | 1.4666E+08 | 5.7691 |
| 11 | 10 | 49.997 | 100.08 | 28.621 | 18.288 | 106.1 | 160.05 | 1.5843E+08 | 6.2541 |
| 12 | 11 | 50.343 | 95.154 | 28.57 | 15.693 | 109.24 | 162.77 | 1.4852E+08 | 6.1573 |
| 13 | 12 | 50.689 | 105.01 | 30.518 | 16.376 | 112.39 | 135.75 | 1.4286E+08 | 5.5041 |
| 14 | 13 | 51.035 | 92.691 | 27.271 | 17.059 | 115.53 | 138.48 | 1.4942E+08 | 5.1147 |
| 15 | 14 | 51.381 | 102.54 | 29.219 | 17.741 | 118.67 | 141.2 | 1.3786E+08 | 5.5897 |
| 16 | 15 | 51.727 | 97.617 | 31.168 | 18.424 | 100.26 | 143.93 | 1.3076E+08 | 5.8345 |
| 17 | 16 | 52.073 | 107.47 | 27.92 | 15.83 | 103.41 | 146.66 | 1.382E+08 | 6.3437 |
| 18 | 17 | 52.419 | 89.612 | 29.869 | 16.512 | 106.55 | 149.38 | 1.2901E+08 | 5.7028 |
| 19 | 18 | 52.765 | 99.464 | 31.817 | 17.195 | 109.69 | 152.11 | 1.4081E+08 | 6.1582 |
| 20 | 19 | 53.111 | 94.538 | 26.837 | 17.878 | 112.84 | 154.84 | 1.3682E+08 | 5.5918 |
| 21 | 20 | 53.457 | 104.39 | 28.786 | 18.561 | 115.98 | 157.57 | 1.3011E+08 | 6.0809 |
| 22 | 21 | 53.803 | 92.075 | 30.735 | 15.966 | 119.12 | 160.29 | 1.3004E+08 | 5.7067 |
| 23 | 22 | 54.149 | 101.93 | 27.487 | 16.649 | 100.71 | 163.02 | 1.2266E+08 | 6.4844 |
| 24 | 23 | 54.495 | 97.001 | 29.436 | 17.332 | 103.86 | 136 | 1.2655E+08 | 5.7604 |
| 25 | 24 | 54.841 | 106.85 | 31.384 | 18.015 | 107 | 138.72 | 1.2877E+08 | 6.2333 |

Figure 5. Connecting rod design point data diagram
图 5. 连杆设计点数据图

4.2. 优化结果

| | Candidate Point 1 | Candidate Point 2 | Candidate Point 3 |
|---------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| P1 - DS_XW@草图1@PART.Part | 51.035 | 48.267 | 46.883 |
| P2 - DS_DW@草图1@PART.Part | 92.691 | 91.459 | 88.996 |
| P5 - DS_DG@草图3@PART.Part | 27.271 | 29.003 | 26.404 |
| P6 - DS_XG@草图3@PART.Part | 17.059 | 18.151 | 15.42 |
| P11 - DS_DC@草图1@PART.Part | 115.53 | 111.94 | 99.367 |
| P12 - DS_DK@草图1@PART.Part | 138.48 | 146.41 | 135.5 |
| P10 - Geometry Mass (kg) | ★★★ 5.1147 | ★★★ 5.1214 | ★★★ 5.2402 |

Figure 6. Optimal reference points
图 6. 最优参考点

通过 30 组数据的计算，最终会得到 30 个连杆的质量数值，我们可以通过对比得到连杆质量最小的点，此外直接优化模块给出了 3 组最优参考点供我们选择，如图 6 所示。

由于本优化的目的是轻量化，所以选择连杆质量最小的一组解，即参考点 1，并且依据数据进行重新建模。连杆杆身各设计变量优化前后如表 2 所示。

Table 2. Design variable optimization results
表 2. 设计变量优化结果

| 设计变量 | 变量名称 | 初始值 | 优化值 | 变化值 |
|-------|-------------|-------|--------|--------|
| X_1 | 连杆小头外圆直径 | 51.9 | 51.035 | -0.865 |
| X_2 | 连杆大头外圆直径 | 98.52 | 92.691 | -5.892 |
| X_3 | 连杆小头处工字形弧半径 | 29.23 | 27.271 | -1.959 |
| X_4 | 连杆大头处工字形弧半径 | 17.07 | 17.059 | -0.011 |
| X_5 | 连杆大头结构长 | 110 | 115.53 | 5.53 |
| X_6 | 连杆大头结构宽 | 150 | 138.48 | -11.52 |

从表中我们可以看出，优化前后数据有增有减，增加的是连杆大头结构长，其余尺寸均有减小，并且设计变量的尺寸越大，其变化幅度也越大，连杆在优化前的质量为 5.5716 kg，优化后质量减小为 5.1147 kg，降低了 8.2%。

5. 优化前后静力学性能

将模型导入静力学分析模块后，依次进行材料定义，网格划分，施加约束以及载荷。连杆载荷的施加主要考虑两种情况，最大拉伸工况和最大压缩工况。最大拉伸工况是指出现在活塞接近排气行程上止点时，连杆所处的工作状况；最大压缩工况取气缸最大爆发压力下，连杆所处的工作状况[8]，因为压缩工况的力比较大，所以只对连杆受压进行分析，气体压力计算公式为：

$$P = P_{\max} \pi D_2 \quad (6)$$

式中 P_{\max} 为燃气最大爆发压力， D 为气缸直径，通过计算及资料查阅，将压力施加到连杆小头孔的 180 度范围内，所施加的压力为 10 MPa，设置如图 7 所示。并在连杆大头孔设置固定支撑。

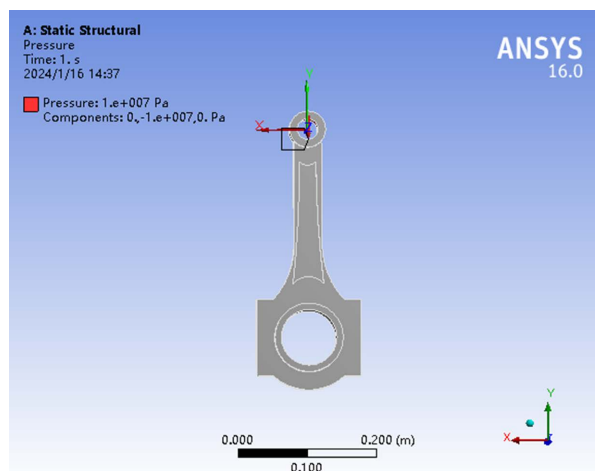


Figure 7. Pressure setting diagram
图 7. 压力设置图

通过计算得出连杆所受的最大等效应力为 131.5 MPa，发生在连杆小头与连杆杆身的交界处，最大位移为 0.07 mm，发生在连杆小头上部。图 8 为其应力应变云图。

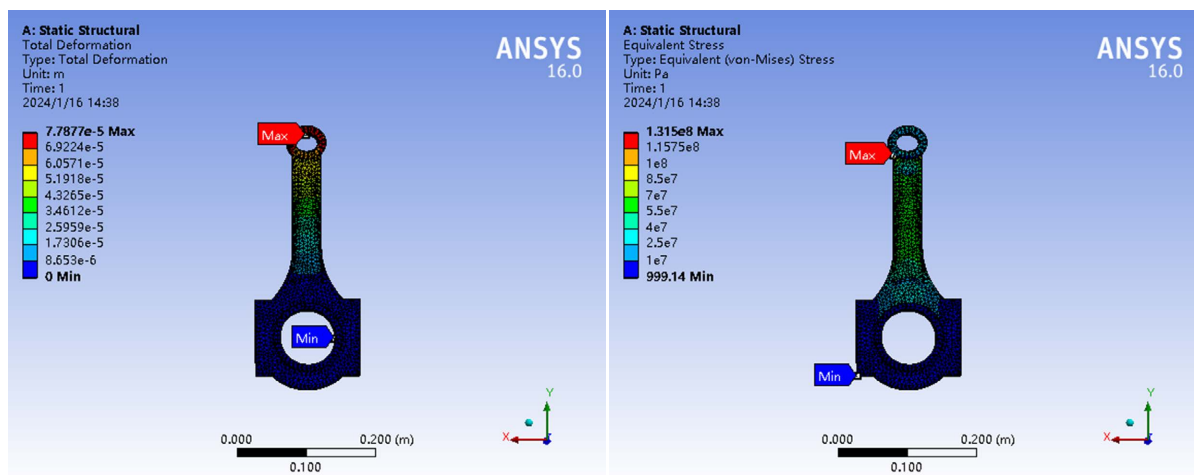


Figure 8. Stress-strain cloud map
图 8. 应力应变云图

同样，利用优化后的结构数据重新生成模型，导入到 ANSYS 中进行静力学分析，在载荷和约束条件不变的情况下得出了优化后模型的最大等效应力为 139 MPa，同样发生在连杆小头与杆身的交界处，最大变形为 0.005 mm。图 9 为优化后的有限元云图。

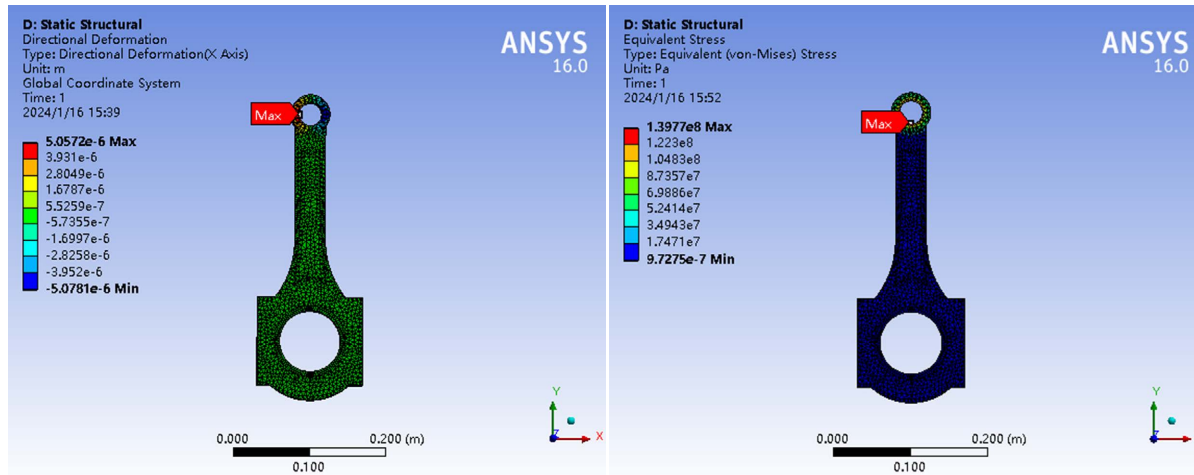


Figure 9. Optimized static cloud map
图 9. 优化后静力学云图

同原始模型相比，优化后模型的最大等效应力略微增加，数值上增加了 7.5 MPa，通过应力约束条件可知，最大应力应小于 413 MPa，优化后的模型应力值远小于许用应力，所以符合条件。而优化后模型的变形相较于优化前降低了 0.065 mm，所以受力性能较好。

6. 结论

- 1) 通过 workbench 对发动机连杆进行优化，使其质量降低了 8.2%，符合轻量化要求。

2) 优化后连杆所受最大应力增加, 满足许用应力条件, 在轻量化的前提下符合设计要求。最大变形减小, 表明优化结构良好, 静力学分析结果表明优化后连杆的静力学性能较好。

3) 使用 solid work 及 workbench 优化工具联合进行优化, 在发动机连杆优化方面有一定的实用价值。

参考文献

- [1] 戚刚, 吴昌华, 张南林. 发动机连杆精细有限元分析模型和算法的研究[J]. 中国机械工程, 2001(3): 50-52+5.
- [2] 杜平, 颜波. 连杆杆身可靠性优化设计[J]. 机械研究与应用, 2012, 25(1): 84-86+89.
- [3] 杨志波, 罗鹏飞, 刘凯飞. 基于有限元的发动机连杆优化设计[J]. 河南理工大学学报(自然科学版), 2013, 32(1): 65-68.
- [4] 许志, 李芳. 基于灵敏度分析的发动机连杆优化设计[J]. 机电工程, 2011, 28(9): 1052-1055+1072.
- [5] Shanmugasundar, G., Dharanidharan, M., Vishwa, D. and Sanjeev Kumar, A.P. (2021) Design, Analysis and Topology Optimization of Connecting Rod. *Materials Today: Proceedings*, **46**, 3430-3438.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.11.778>
- [6] Bhamdare, A., Atulkar, A. and Porwal, R. (2022) Design, Static structural Analysis and Topology Optimization of a Four Wheeler Connecting Rod. *Materials Today: Proceedings*, **66**, 829-833.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.04.430>
- [7] 胡景彦, 赵铁良. 汽油发动机设计开发手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.
- [8] 冯义. 发动机曲柄连杆机构的动力学分析及仿真优化[D]: [硕士学位论文]. 延吉: 延边大学, 2018.