

# 基于ANSYS的拨叉的有限元分析及拓扑优化

南 郡

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2022年10月19日; 录用日期: 2022年11月7日; 发布日期: 2022年11月18日

---

## 摘 要

文章以某变速器拨叉为研究对象, 首先采用UG对研究对象进行三维建模, 再根据设定的工况利用ANSYS进行有限元分析, 利用拓扑优化得到结果, 再设计出新的结构, 对新的结构进行再一步有限元分析, 分析验证通过后完成对模型结构的优化。

## 关键词

拨叉, 有限元分析, 拓扑优化, ANSYS

---

# Finite Element Analysis and Topology Optimization of Fork Based on ANSYS

Jun Nan

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

Received: Oct. 19<sup>th</sup>, 2022; accepted: Nov. 7<sup>th</sup>, 2022; published: Nov. 18<sup>th</sup>, 2022

---

## Abstract

Based on a certain transmission fork as the research object, the first of the research object by UG three-dimensional modeling, and then based on the condition of setting by ANSYS finite element analysis, using the topology optimization results, and design a new structure, step by finite element analysis was carried out on the new structure, after complete the optimization of model structure and verified.

## Keywords

Fork, Finite Element Analysis, Topology Optimization, ANSYS

---

Copyright © 2022 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

汽车的变速器是汽车用来改变发动机转速和汽车实际行驶速度的重要变速装置。它可让汽车实现在行驶过程中,让发动机和车轮产生不同的变速比。拨叉应用于车辆变速箱的换挡机构中。作为变速器的重要部件,拨叉不仅要有足够的刚度、强度,还要有良好的可靠性[1]。拨叉是实现变速箱换挡的重要零件,如果是机床上的拨叉是用于变速的,主要用在操纵机构中就是把两个咬合的齿轮拨开来再把其中一个可以在轴上滑动的齿轮拨到另外一个齿轮上以获得另一个速度,即改变车床滑移齿轮的位置,实现变速。通过换挡可以让发动机工作在驾驶者需要的速度并保持最佳的动力性能。我们通常说的汽车三大件就包括汽车的变速箱。

拓扑优化是在给定的空间内优化材料的布局及结构的过程。目的是通过对设计范围内的外力、荷载条件、边界条件、约束以及材料属性等因素进行数学建模和优化,从而能最大限度的提高零件的性能。一些大型结构如飞机、汽车中的复杂部件的设计问题,仅仅依靠传统的设计经验以及模拟试验的优化方法已很难胜任,而拓扑优化方法的应用能更好的解决这些难题,尤其在结构减重方面,因此汽车结构轻量化设计是今后汽车技术发展的前沿和热点,也是解决汽车节能和环保的有效手段之一[2]。ANSYS 的拓扑优化一般步骤为定义拓扑结构问题、选择单元类型、指定优化区域和不优化区域、定义载荷工况和过程控制、进行优化计算获得优化结果[3]。

## 2. 有限元模型的建立与分析

本文利用 UG 建立了拨叉的三维模型,根据建立的三维模型和加载约束条件,对拨叉做静力学分析,需要添加自由度约束和力载荷。变速器拨叉的材料选用 45#钢,屈服强度为 355 MPa,抗拉强度为 600 MPa,弹性模量为  $E = 206 \text{ Gpa}$ ,泊松比为 0.3,对三维模型进行网格划分,采用自由网格划分,网格大小为 1 mm。由于拨叉一端绕轴旋转;拨叉两侧往复与齿轮面接触受力,所以在有限元软件中采用孔固定约束,拨叉又爪两侧所承受的最大载荷为 2 KN,加载与拨叉爪两侧面上,方向为侧面的垂直方向[4]。

拨叉的叉爪在工作时单侧受力,当变速器低挡换高档时,拨叉前推,前侧面受力,这里定为情况 A,当变速器高档换低档时,拨叉后拉,后侧面受力,这里定为情况 B。因为拨叉前后并不对称,不能当作对称模型看待,所以分析两个不同的工况十分有必要。

根据建立的有限元模型和加载约束条件,我们对拨叉做静力学分析,得到拨叉的振型图和应力云图。在 Ansys workbench 的 Static Structural 模块中进行结构静力学分析,在不考虑与时间相关的物理量,忽略惯性力和阻尼的情况下,静力学分析的有限元方程可写成:

$$[K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

其中:  $[K]$  为刚度矩阵,  $\{x\}$  为位移矢量,  $\{F\}$  为载荷矢量。若  $[K]$  为定值,此时材料结构变形小且为线弹性,求解的是线性静力问题,反之为非线性静力问题,为求解上述有限元方程,在进行实际工程问题分析时,需要考虑几何模型的尺寸、材料属性、约束条件以及所施加的载荷[5]。

工程中使用的机械零件在外部载荷较大时容易发生结构失效,一般包括零件的变形、磨损、断裂等。为避免结构失效的发生,在零件设计时须综合考虑各个性能,常采用应力分析的方法应力应变和位移,一般可以借助有限元分析软件。范式等效应力是指将三个主应力表示为一个等效的正值应力,其大概的

含义是当单元体的形状改变比能达到一定程度，材料开始屈服。Von Mises 应力是基于剪切应变能的一种等效应力值。其值是：

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2)$$

其中： $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  分别为第一、第二和第三主应力。von mises stress 它用应力等值线来表示模型内部的应力分布情况，它可以清晰描述出一种结果在整个模型中的变化，从而使分析人员可以快速的确定模型中的最危险区域。等效应力  $\sigma_e$  (Equivalent von-Mises) 常常在形状改变比能原则中预测材料的屈服强度，而位移和应变则描述材料的变形状态。

工程中对与静强度分析来讲强度设计准则主要有断裂准则、屈服准则和莫尔准则，其中断裂准则主要包括无裂纹体的断裂准则和带裂纹体的断裂准则也就是最大拉应力准则和线性断裂力学准则。屈服准则主要包括最大剪应力准则和形状改变比能准则。莫尔准则适用于抗拉强度不相等的材料。当零件的形状变形到一定程度，材料就会失效，材料的失效判据为  $\sigma_e = \sigma_s$ ，因此我们的设计准则为  $\sigma_e \leq [\sigma]$ 。图 1 为拨叉的三维模型图。

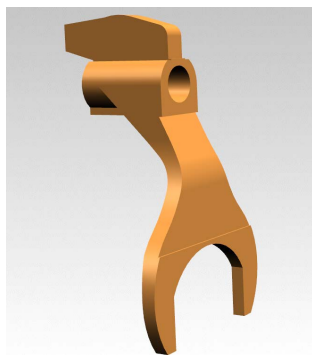


Figure 1. 3D model of fork  
图 1. 拨叉三维模型

根据图 2 和图 3，设计工况下拨叉的最大应力发生在拨叉孔和叉爪连接处，值为 287.68 Mpa，远小于拨叉材料的强度极限；最大弹性变形发生在叉爪尖端处，位移值为 888  $\mu\text{m}$ ，对拨叉使用的影响较小，说明拨叉在该工况下能够正常运行。

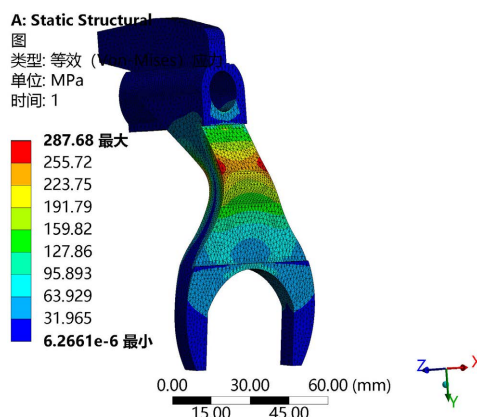
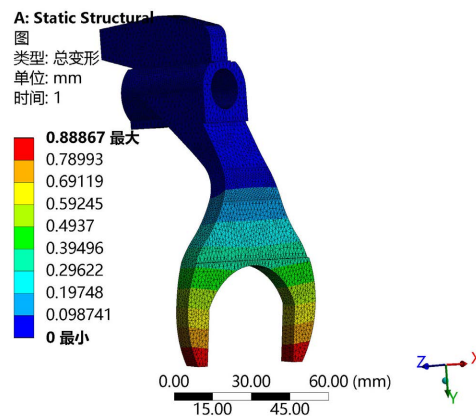
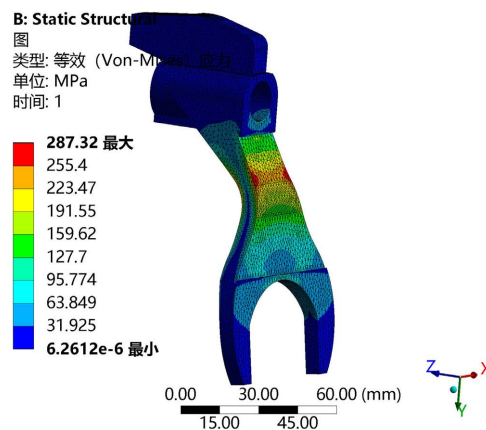


Figure 2. Stress cloud diagram of switch fork in working condition A  
图 2. 工况 A 拨叉应力云图

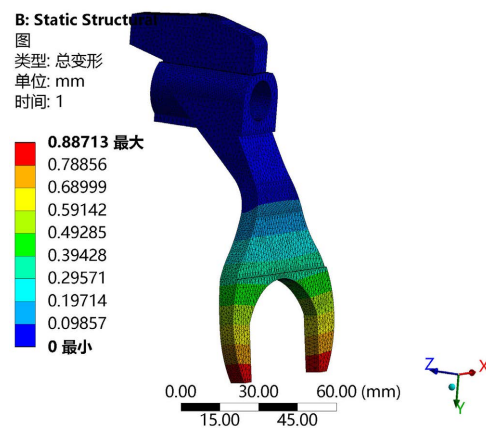


**Figure 3.** Deformation cloud diagram of switch fork in working condition A  
**图 3.** 工况 A 拨叉变形云图

根据图 4 和图 5, 设计工况下拨叉的最大应力发生在拨叉孔和叉爪连接处, 值为 287.32 Mpa, 远小于拨叉材料的强度极限; 最大弹性变形发生在叉爪尖端处, 位移值为 887  $\mu\text{m}$ , 对拨叉使用的影响较小, 说明拨叉在该工况下能够正常运行。



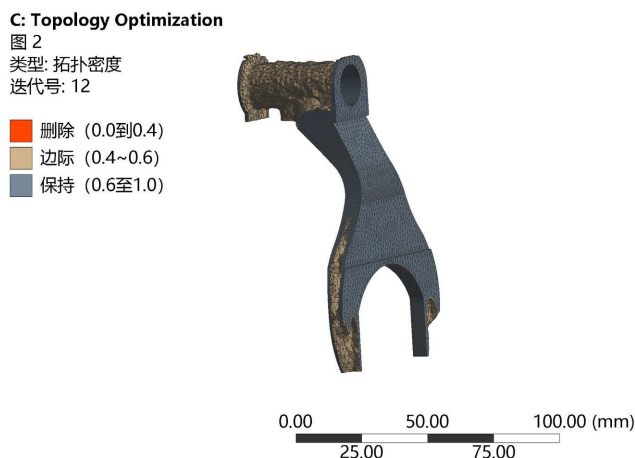
**Figure 4.** Stress cloud diagram of B fork in working condition  
**图 4.** 工况 B 拨叉应力云图



**Figure 5.** Deformation cloud diagram of B fork in working condition  
**图 5.** 工况 B 拨叉变形云图

### 3. 优化结构与分析验证

本次优化过程中的目标函数是优化区域的体积最小，而优化的区域则为拨叉主体，因约束为拨叉应力不大于 355 MPa。运行优化程序，显示优化结果。本次目标函数的优化共经历了 12 次迭代，在 workerbench 中得到的拓扑优化剩余部分如图 6 所示对拨叉进行十二次迭代拓扑优化得到拓扑后的保留区域。

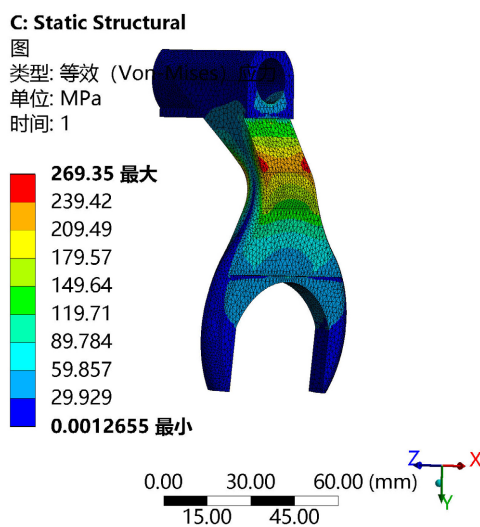


**Figure 6.** Topology optimization preserves regions  
**图 6.** 拓扑优化保留区域

改进后拨叉重新建模后保留区域为 70%改进后的模型应力分布云图和变形云图如图所示。

根据图 7 和图 8，设计工况下拨叉的最大应力发生在拨叉孔和叉爪连接处，值为 269.35 Mpa，远小于拨叉材料的强度极限；最大弹性变形发生在叉爪尖端处，位移值为 828 μm，对拨叉使用的影响较小，说明拨叉在该工况下能够正常运行。

根据图 9 和图 10，设计工况下拨叉的最大应力发生在拨叉孔和叉爪连接处，值为 279.54 Mpa，远小于拨叉材料的强度极限；最大弹性变形发生在叉爪尖端处，位移值为 877 μm，对拨叉使用的影响较小，说明拨叉在该工况下能够正常运行。



**Figure 7.** Stress cloud diagram of fork A under optimized condition  
**图 7.** 优化后工况 A 拨叉应力云图

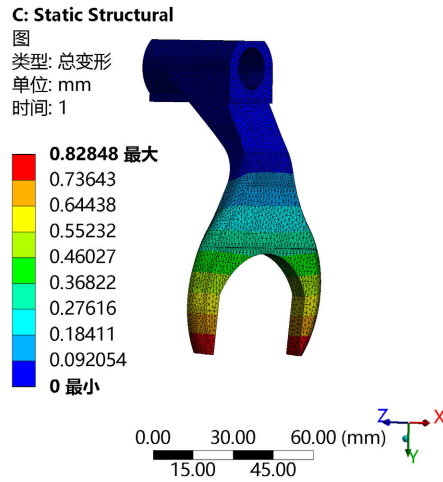


Figure 8. Deformation cloud diagram of fork A under optimized condition  
图 8. 优化后工况 A 拨叉变形云图

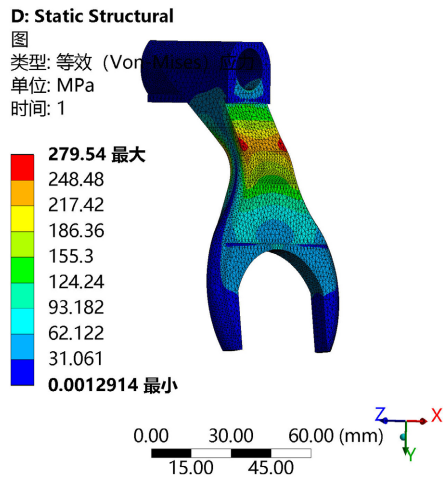


Figure 9. Stress cloud diagram of B fork under optimized condition  
图 9. 优化后工况 B 拨叉应力云图

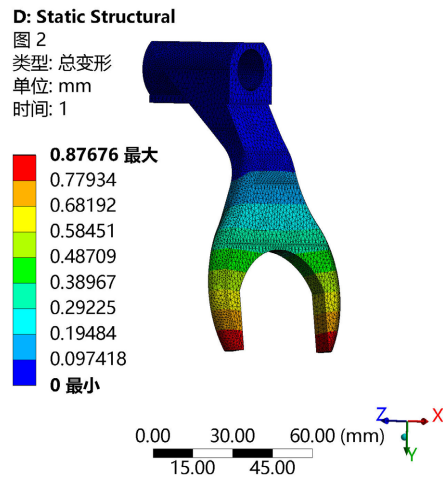


Figure 10. Deformation cloud diagram of fork B under optimized condition  
图 10. 优化后工况 B 拨叉变形云图

表 1 为拓扑优化前后的应力和位移对比，根据表格可知拓扑优化重新建模后新拨叉结构最大应力 279.54 Mpa，最大位移 0.87676 mm，最大应力小于拨叉材料的屈服强度 355 Mpa。经过十二次的迭代最终体积减小了 30%左右，最大变形和最大应力变化不大，满足了强度、刚度性能的要求，达到了结构轻量化设计的目的。

**Table 1.** Comparison before and after optimization

**表 1.** 优化前后对比

	工况 A 最大位移(mm)	工况 A 最大应力(Mpa)	工况 B 最大位移(mm)	工况 B 最大应力(Mpa)
原拨叉	0.88867	287.68	0.88713	287.32
优化后拨叉	0.82848	269.35	0.87676	279.54

#### 4. 总结

本文利用了 ANSYS 对拨叉进行分析得到了应力和位移分布云图，结果标明拨叉强度存在富余，然后在静强度下对拨叉进行了拓扑优化，根据应力仿真得出结论为，拓扑优化后的模型仍旧满足小于材料屈服极限的要求，并减小了体积，满足拨叉的使用要求。对于汽车来说，发展的趋势向着轻量化发展，汽车零部件的发展也应向轻量化靠近，本文对拨叉的拓扑优化设计可为拨叉结构的轻量化设计提供参考。

#### 参考文献

- [1] 陈留. 基于 Hypermesh 的变速器拨叉简化模型的有限元分析[J]. 内燃机与配件, 2020(15): 82-83.
- [2] 潘锋, 朱平, 孟瑾. 微型货车车架的拓扑优化设计[J]. 机械设计与研究, 2008, 24(2): 87-90.
- [3] 黄观明, 杨宏亮, 张建波, 刘圣强. 基于 Ansys 的某型舰炮托架拓扑优化设计[J]. 舰船科学技术, 2018, 40(5): 142-145.
- [4] 王绍清, 李林海. 拖拉机变速箱拨叉的拓扑优化研究[J]. 科技资讯, 2015, 13(23): 88+90.
- [5] 陈果, 王仓平, 任宏东. 电缆连接套结构静力学分析及优化[J]. 甘肃科技纵横, 2022, 51(7): 27-30+49.