

# 车辆方向盘自主回正系统机械部分的建模与分析

汤灵燕

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年1月31日; 录用日期: 2024年3月21日; 发布日期: 2024年3月29日

## 摘要

为验证车辆静态下方向盘自主回正系统中机械结构部分设计的可行性, 本课题采用SolidWorks对车轮以及电动助力转向系统中(EPS)的(齿轮齿条)转向器进行三维建模分析, 计算出了车辆方向盘自主回正状态下横拉杆至少要提供228.58 Nm的转向力矩, 通过力矩公式可得齿轮齿条扭矩为18.10 Nm, 再对其进行有限元分析, 得出该齿轮齿条在相应扭矩作用下的最大应力值为 $7.575e+08$  Pa, 最大位移量为 $3.194e-01$  mm, 最大应变量为 $1.896e-03$ , 均在可承受范围内, 故该设计是合理的。

## 关键词

转向器, SolidWorks, 3D建模, 有限元分析, EPS

# Modeling and Analysis of Mechanical Parts of Autonomous Steering Wheel Return System for Vehicles

Lingyan Tang

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

Received: Jan. 31<sup>st</sup>, 2024; accepted: Mar. 21<sup>st</sup>, 2024; published: Mar. 29<sup>th</sup>, 2024

## Abstract

In order to verify the feasibility of the design of the mechanical structure part of the autonomous steering wheel return system under the static condition of the vehicle, this project adopts SolidWorks to analyze the three-dimensional modeling of the wheels as well as the (rack-and-pinion)

steering gear of the electric power steering system (EPS), and calculates that the cross-tie bar under the autonomous steering wheel return state of the vehicle has to provide the steering torque of at least 228.58 Nm, which can be obtained by the torque equation. The torque of the rack and pinion is 18.10 Nm, and then the finite element analysis is carried out, and it is concluded that the maximum stress value of the rack and pinion under the corresponding torque is  $7.575 \times 10^8$  Pa, the maximum displacement is  $3.194 \times 10^{-1}$  mm, and the maximum strain is  $1.896 \times 10^{-3}$ , all of which are in the tolerable range, and therefore the design is reasonable.

## Keywords

Steering Wheel, SolidWorks, 3D Modeling, Finite Element Analysis, EPS

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

信息技术的快速发展带动了多种行业的发展，汽车行业也不例外[1]。如今，安全性与舒适性成为了评判汽车优劣的重要指标，但是其实人们已经潜移默化地将另一项指标视为基本，那就是耐用性。车辆停驶后，若方向盘不回正，会使得悬架受力不均、车胎受力面不正确[2]，长时间下去，对两者的损害会越来越严重，这便会使得悬架与车胎的使用寿命缩短，资源利用率降低。车辆静态下方向盘自主回正系统，就是针对这种情况设计的，该系统能够实现轮胎的原地转向，其有利于提高车辆的安全性并能够延长悬架系统及轮胎的使用寿命(图 1)。



**Figure 1.** Tires do not return to the right position when the vehicle is parked

**图 1.** 车辆停驶后轮胎不回正

本课题采用 SolidWorks 对车轮以及电动助力转向系统中(EPS)的(齿轮齿条)转向器进行三维建模分析及仿真计算，以验证该系统中机械结构部分的可行性。

在此次的研究过程中，我主要做了以下几项工作：

收集汽车轮胎、转向器齿轮齿条的相关参数，并采用 SolidWorks 对它们进行 3D 建模。

通过轮胎原地转向阻力矩的经验公式计算了轮胎回正的最大阻力矩，利用 SolidWorks Motion 对轮胎

与地面进行了仿真模拟,模拟了车轮的回正过程,并计算了该情况下车轮回正横拉杆至少要提供的转矩。

通过 SolidWorks Simulation 对齿轮齿条进行静应力的有限元分析,并得出了该工况下的应力应变情况。

## 2. 车辆静态下方向盘自主回正系统的工作原理

当车身控制模块(BCM)检测到驾驶员将车辆钥匙由 ON 转到 ACC,电子助力转向系统(EPS)便通过方向盘角度传感器[3]检测并收集方向盘的偏转角度,若方向盘处于偏转状态,则车载娱乐系统(ICE)将用文字和语音的方式提示驾驶员,并启动 EPS,执行方向盘自主回正动作(图 2)。

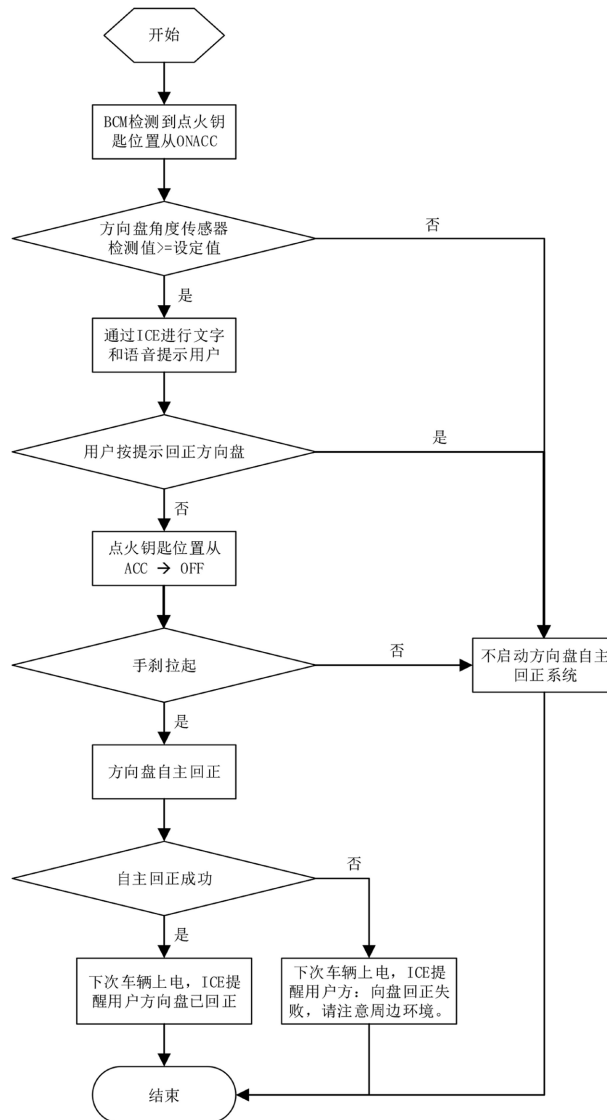


Figure 2. System working principle  
图 2. 系统工作原理

## 3. 对车轮、地面的建模与仿真

车辆静态下方向盘自主回正系统[4]组成结构很多,在本论文中,只对其执行部件进行研究,即电子助力转向系统(EPS)。因为在该系统启动时, EPS 作为执行部件,其内部的电动机提供一定的转矩;而轮

胎作为被执行部件，其胎面与地面之间的摩擦会产生一定的力矩，要克服该力矩，电动机所提供的转矩就需大于轮胎与地面产生的阻力矩(图 3)。



**Figure 3.** Mechanical structure of the autonomous steering wheel return system  
**图 3.** 方向盘自主回正系统机械结构

地面对轮胎的力矩由翻转力矩、滚动阻力矩、回正力矩这三中力矩构成[5]。汽车的最大转向阻力矩就是汽车在静态下的原地转向阻力矩[6]。

在本次设计中，建模参考的车型为上汽大众途安，该车属于紧凑型 MPV。我们要计算在普通路面上，车辆停驶时，要使轮胎回正，轮胎与地面之间会产生多大的力矩，电动机要提供多大的转矩；还要分析在自动回正过程中转向器应力分布情况，在进行分析之前，要对转向器和轮胎进行 3D 建模，本文文选用 SolidWorks 软件进行建模，用 SolidWorks Motion 对轮胎与地面进行摩擦力矩分析，计算出车轮的转向力矩，用 SolidWorks Simulation 对转向器进行静应力强度分析。

### 3.1. 车轮和地面建模

本次建模参考的车型为上汽大众途安，该车属于紧凑型 MPV，所用轮胎为飞劲 Ziox ZE914A，型号是 205/60 R16 92V，即该轮胎宽度为 205 mm，扁平比为 60%，轮辋直径为 16 寸，载重指数 92 代表该轮胎的最大载重量为 630 公斤，V 代表其最大行驶速度为 240 km/h (图 4)。



**Figure 4.** Wheel-to-floor assembly  
**图 4.** 车轮与地面的装配体

### 3.2. 轮胎原地转向阻力矩的计算

原地转向时转向阻力矩主要由三个部分构成：轮胎静态转向力矩、重力回正力矩以及转向系统干摩擦力矩[7]。通常情况下，转向系统的摩擦系数为常数，因此这里就以地面与转向轮之间的相互作用作为主要讨论对象。影响汽车转向阻力矩的主要因素有转向轴的负荷、轮胎与地面之间的摩擦系数以及轮胎气压[8]。

当前最常用来计算其阻力矩的经验公式[9]，如下：

$$M_r = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{P}} \quad (1)$$

式中：

$M_r$  为在沥青或混凝土路面上的原地阻力矩；

$f$  为轮胎与地面间的摩擦系数，取 0.7；

$G_1$  为转向轴负荷；

$P$  为轮胎气压，KPa。

该轮胎的型号为 205/60 R16 92V，故取摩擦系数  $f = 0.7$ ，车胎气压  $P = 250$  KPa，前轴载荷取值  $G_1 = 6174$  N。由(1)式得该轮胎的原地转向阻力矩为 226.39 Nm。

### 3.3. 横拉杆作用于车轮的仿真计算

打开车轮与地面的装配体，使用 Motion 插件功能并建立新的运动算例，为车轮添加材料属性，将轮胎的材料定义为橡胶，将轮辋的材料定义为合金钢。

在算例中给轮胎添加引力和阻力矩，引力方向为 Y 轴方向，阻力矩大小为 226.39 Nm。

对轮胎添加马达力矩，将马达位置安放于轮辋中心，起点位置的马达转动速度设置为 0 r/min；将轮胎的转动节点设置在 0.5 s 位置处，此处节点的时间位置会影响马达力矩，设置的时间越短，马达力矩越大。在该节点处重新定义马达参数，为了使轮胎能够尽快回正，在这里我取马达的转动速度为 10 r/min，意思是轮胎从静止的 0 r/min 到 10 r/min 要花费 0.5 s，且在这 0.5 s 的时间内车轮会有一个加速的过程，在这个加速过程中，马达会对该车轮产生一个力矩，该力矩的大小就是横拉杆推动车轮产生的转矩。

计算该运动算例，并生成图解。由图 5 我们可以看到，在这种情况下，推动车轮的转向力矩至少为 228.58 Nm。

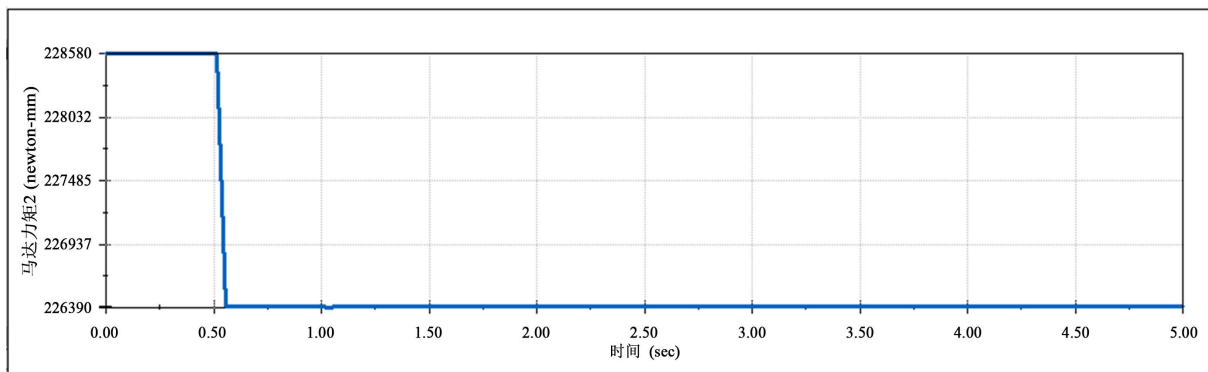


Figure 5. Torque generated by the motor

图 5. 马达产生的力矩

#### 4. 对转向器的建模与仿真

斜齿轮在目前的转向器齿轮中应用较广泛[3]，齿轮模数的值一般为 2 至 3，压力角为 20°，斜齿轮的齿数通常是 5 至 15 之间，螺旋角的取值一般为 9°至 15°，齿条的齿数可以根据斜齿轮齿数进行合理设计。此课题将采用方程式的方法进行建模(图 6)。

斜齿轮、斜齿条参数方程式如下表 1、表 2。

**Table 1.** Helical gear parameter equation  
**表 1.** 斜齿轮参数方程式

参数公式	参数名称
"Mn" = 2	法向模数
"Z" = 10	齿数
"B" = 20	齿宽
"Beta" = 12	螺旋角
"Dir" = 1	旋向(0为右旋, 1为左旋)
"Alpha_n" = 20	法向压力角
"Alpha_t" = atn[ tan("Alpha_n")/cos("Beta") ]	端面压力角
"Mt" = "Mn" / cos ( "Beta" )	端面模数
"Hax" = 1	法向齿顶高系数
"Cx" = 0.25	法向顶隙系数
"Ha" = "Hax" * "Mn"	法向齿顶高(与端面相等)
"Hf" = ("Hax" + "Cx") * "Mn"	法向齿根高(与端面相等)
"D" = "Mt" * "Z"	端面分度圆直径
"Db" = "D" * cos ( "Alpha_t" )	端面基圆直径
"Df" = "D" - 2 * "Hf"	端面齿根圆直径
"Da" = "D" + 2 * "Ha"	端面齿顶圆直径
"Zv" = "Z" / ( cos("Beta") <sup>3</sup> )	当量齿数
"P" = tan(90 - "Beta") * pi * "D"	螺距

渐开线公式:

$$x = ("Db"/2) * \cos(t) + ("Db"/2) * \sin(t) * t \tag{2}$$

$$y = ("Db"/2) * \sin(t) - ("Db"/2) * \cos(t) * t \tag{3}$$

**Table 2.** Parameter equation for helical rack  
**表 2.** 斜齿条参数方程式

参数公式	参数名称
"Z" = 22	齿数
"Beta" = 12	螺旋角

续表

"Dir" = 0	旋向
"Alpha_n" = 20	法向压力角
"Alpha_t" = $\text{atan}[\tan(\text{"Alpha\_n"})/\cos(\text{"Beta"})]$	端面压力角
"Mt" = "Mn" / $\cos(\text{"Beta"})$	端面模数
"Hax" = 1	法向齿顶高系数
"Cx" = 0.25	法向顶隙系数
"Ha" = "Hax" * "Mn"	法向齿顶高(与端面相等)
"Hf" = ("Hax" + "Cx") * "Mn"	法向齿根高(与端面相等)
"Zv" = "Z" / $(\cos(\text{"Beta"})^3)$	当量齿数
"Pn" = pi * "Mn"	法面齿距
"Pt" = pi * "Mt"	端面齿距

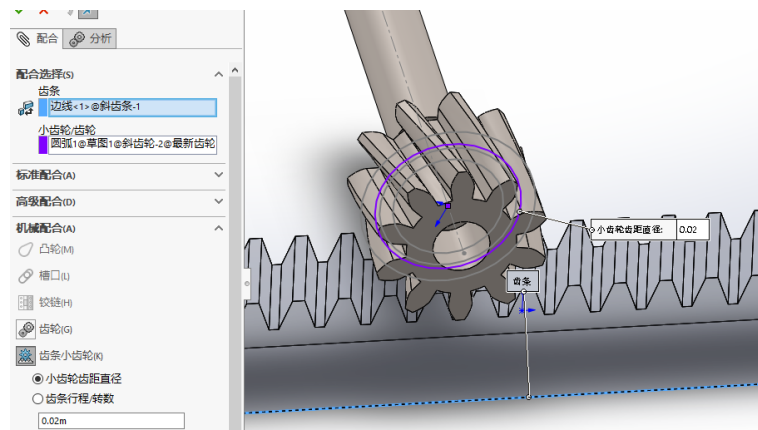


Figure 6. Rack and pinion assembly  
图 6. 齿轮齿条装配体

#### 4.1. 车轮自主回正工况下齿轮齿条的有限元分析

有限元仿真法则是综合了力学、摩擦学、复合材料力学及有限元算法的一种计算机分析方法，近年来得到了广泛的应用[10]。接下来将通过 SolidWorks 自带的插件 Simulation，给予齿轮相应的力矩，对齿轮齿条的静应力强度、位移、应变及安全系数进行分析。

##### 4.1.1. 齿轮齿条扭矩的计算

通过分析车辆的前桥总成和转向节总成，即图 7，我们可以发现齿轮的扭矩是通过齿条传递给横拉杆的，再由横拉杆推动车轮旋转。

要找到作用在齿轮条上的推力，可以根据力矩公式：

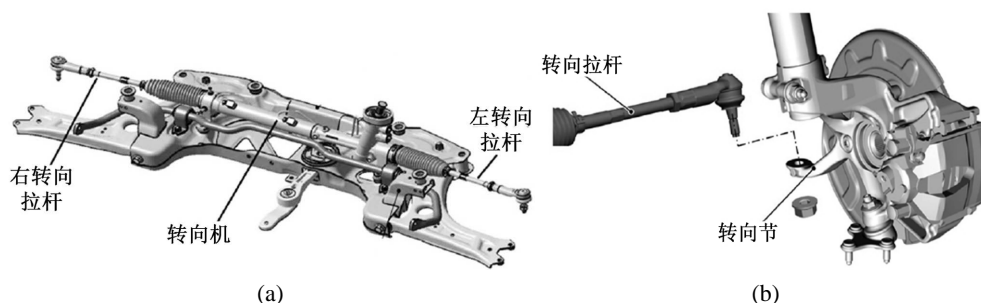
$$T = F_x R \tag{4}$$

其中：

$T$  为力矩；

$F_x$  为齿条作用于一个车轮上的推力；

$R$  为横拉杆长度。



**Figure 7.** (a) Front axle assembly; (b) Steering knuckle assembly  
**图 7.** (a) 前桥总成; (b) 转向节总成

我们取  $T$  为  $228.58 \text{ Nm}$ ， $R$  为  $0.3 \text{ m}$ 。

代入公式(4)得  $F_x = 761.93 \text{ N}$ 。由于齿条的推力作用于两个轮胎上，所以齿条作用在齿轮上的推力为  $F = 761.93 * 2 = 1523.86 \text{ N}$ 。

(3)再根据力矩公式(4)，求出齿轮的扭矩，因转向系统中的传递效率比较稳定，所以取传递效率  $\eta = 86.076\%$  [11]。

由表 1，该斜齿轮分度圆直径  $d_1 = 20.45 \text{ mm}$ ，所以齿轮的扭矩为  $T = F * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{\eta} = 18.10 \text{ Nm}$ 。

#### 4.1.2. 齿轮齿条有限元分析过程

我们取  $T$  为  $228.58 \text{ Nm}$ ， $R$  为  $0.3 \text{ m}$ 。

在 SolidWorks Simulation 中新算例，选择静应力分析。对斜齿轮应用合金钢的材料属性，对斜齿条应用 45 号钢的材料属性。设置夹具顾问，对斜齿条的底面应用几何体固定，对斜齿轮的内圆柱面应用固定铰链(表 3)。

**Table 3.** Material properties of rack and pinion  
**表 3.** 齿轮齿条材料属性

项目	部件	弹性系数	泊松比	硬度
20CrMnMo	斜齿轮	2.1e+11	0.28	56-62渗碳淬火
45	斜齿条	2.05e+11	0.29	40-50表面淬火

为斜齿轮添加外部载荷，在斜齿轮的内圆柱面内应用力矩，大小为  $18.10 \text{ Nm}$ 。

设置相触面组，无穿透类型，选择个零件的相应接触面，摩擦设置为  $0.1$ 。

生成网格，将网格密度设置为良好。

运行此算例，得到齿轮齿条的应力分布图。

通过图形可以看到，该齿轮齿条在  $18.10 \text{ Nm}$  的扭矩作用下的最大应力值为  $7.575e+08 \text{ Pa}$ ，最小应力值为  $1.200e+01 \text{ Pa}$ ，最大位移量为  $3.194e-01 \text{ mm}$ ，最小位移量为  $1.000e-30 \text{ mm}$ ，最大应变量为  $1.896e-03$ ，最小应变量为  $2.594e-11$ ，最大安全系数为  $5.169e+07$ ，最小安全系数为  $8.191e-01$ 。

从以下图形中我们并未发现灰色区域，这意味着齿轮齿条在该载荷下没有出现变形甚至损坏，材料也没超过应力的极限强度，可看出车辆静态下方向盘自主回正系统中齿轮齿条的应力应变都在可承受范围内，故该设计是合理的(图 8~12)。



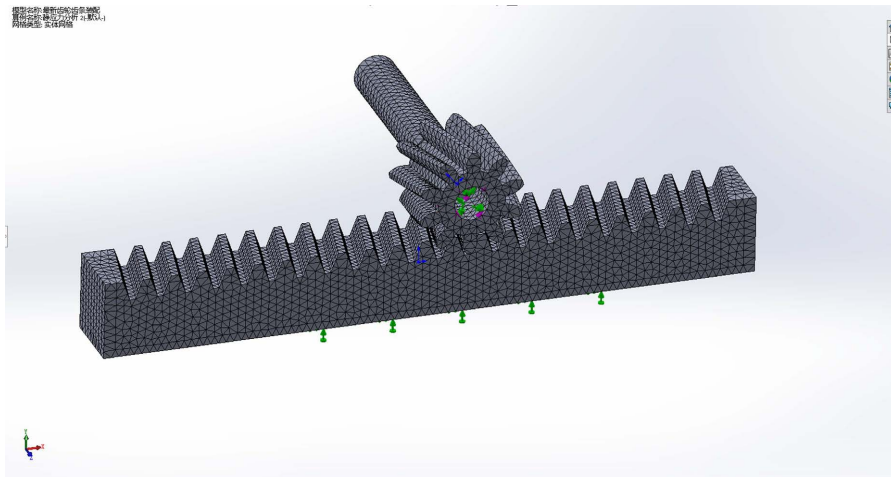


Figure 8. Rack and pinion meshing diagram  
图 8. 齿轮齿条网格划分图

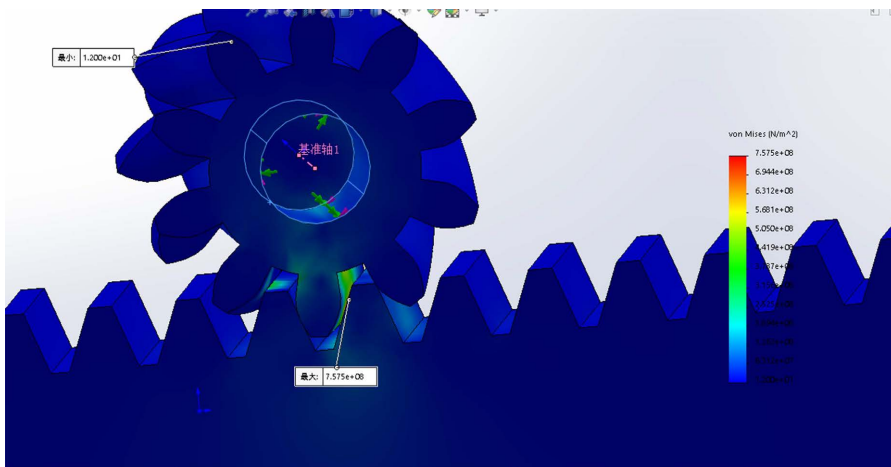


Figure 9. Stress map  
图 9. 应力图

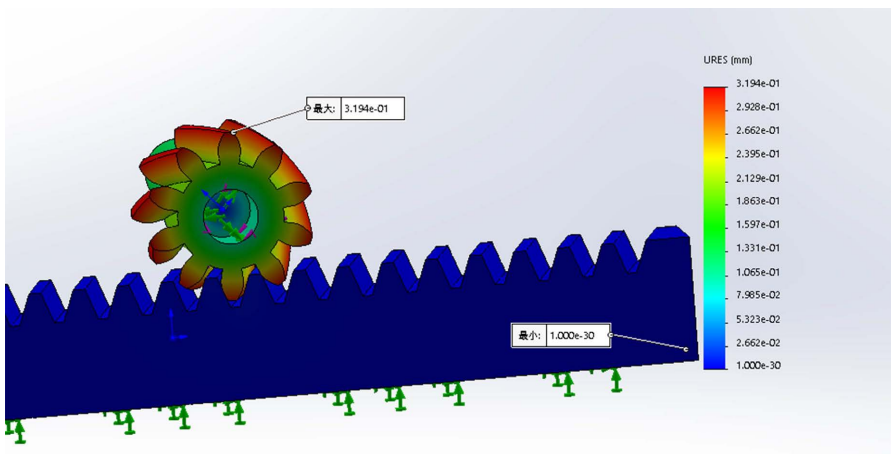


Figure 10. Displacement map  
图 10. 位移图

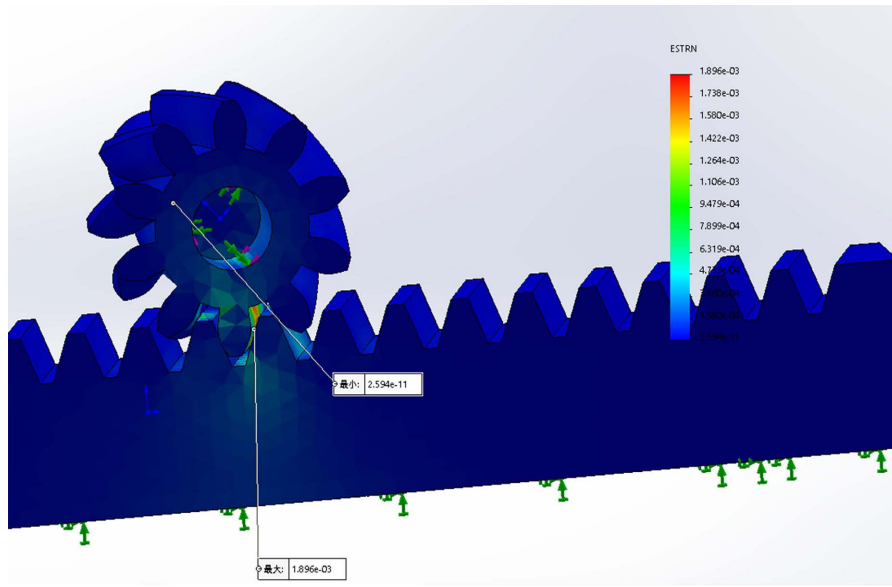


Figure 11. Strain map  
图 11. 应变图

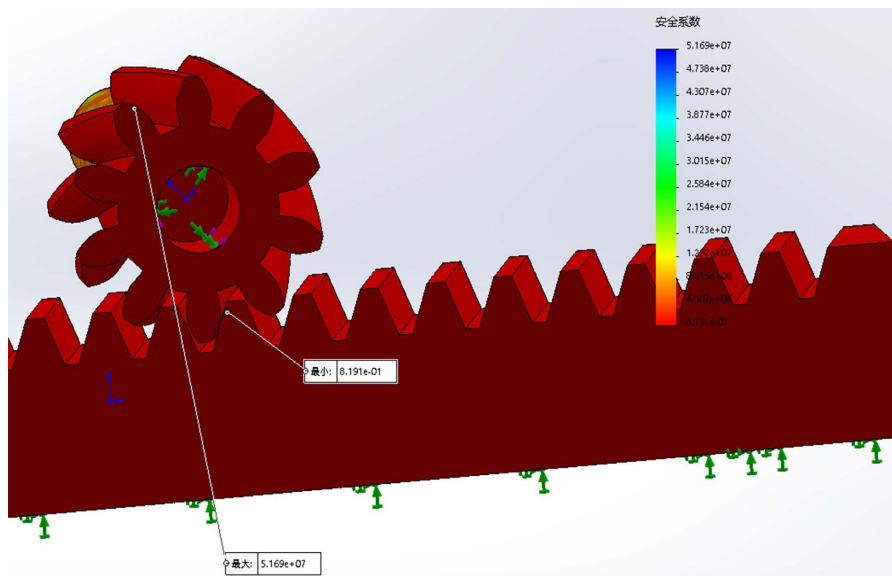


Figure 12. Safety factor map  
图 12. 安全系数图

## 5. 结论

通过对车辆静态下方向盘自主回正系统的设计与分析，得出以下结论：

齿轮齿条在方向盘自主回正系统工况下的最大应力值为  $7.575e+08$  Pa，最小应力值为  $1.200e+01$  Pa，最大位移量为  $3.194e-01$  mm，最小位移量为  $1.000e-30$  mm，最大应变量为  $1.896e-03$ ，最小应变量为  $2.594e-11$ ，最大安全系数为  $5.169e+07$ ，最小安全系数为  $8.191e-01$ 。

将电动助力转向系统中的(齿轮齿条)转向器用于方向盘自主回正是完全合理的。

这次实验所得出的数据都在合理范围内，可为以后的相关工作提供参考。

## 参考文献

- [1] Isfahani, A.H. and Sadeghi, S. (2008) Design of a Permanent Magnet Synchronous Machine for the Hybrid Electric Vehicle. *International Journal of Electrical, Computer, and Systems Engineering*, **2**, 566-570.
- [2] 英子. 停车后方向盘不回正对车有危害[J]. 中国质量万里行, 2013(7): 52.  
<https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-149X.2013.07.029>
- [3] 温伟. 一款基于 CAN 总线的方向盘转角传感器的设计[J]. 汽车电器, 2020(6): 24-28.
- [4] 张庆. 车辆下电方向盘自主回正系统研究[J]. 时代汽车, 2020(20): 146-147.
- [5] Gillespie, T. (1992) *Fundamentals of Vehicle Dynamic*. SAE International.  
<https://doi.org/10.4271/R-114>
- [6] 汽车工程手册(设计篇) [M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [7] Zhao, Y. (2013) *Research on Steering Characteristics of Automobiles Based on Steering Resistance Torque*. Master's Thesis, Chongqing University of Technology, Chongqing.
- [8] 赵玉霞, 张志显. 汽车原地转向阻力矩计算方法的探讨[J]. 时代农机, 2015, 42(3): 47-48+50.
- [9] 刘竞一, 汪随风, 周建文. 原地转向阻力矩计算优化和试验验证[J]. 拖拉机与农用运输车, 2016, 43(6): 14-18+23.
- [10] Nakajima, Y. (2019) *Advanced Tire Mechanics*. Springer Singapore Pte Ltd., Singapore.  
<https://doi.org/10.1007/978-981-13-5799-2>
- [11] 黄国勇. 汽车转向器测试台控制系统的研制[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2002.