

新型主销式独立转向传动结构的设计校核

王鹏飞¹, 万民伟², 吴伟², 张新闻³

1. 中国第一汽车股份有限公司 吉林长春 130000

2. 杭州世宝汽车方向机有限公司 浙江杭州 310018

3. 浙江科技大学 浙江杭州 310018

摘要: 为保证汽车转向执行过程的可靠性,设计了一种新型主销式独立转向传动结构。通过合理的布局和结构设计,提升结构强度和传递精度;进一步开展关键传动部件的理论设计与强度校核,确保设计的传动结构满足规定强度要求,保证了转向传动结构减速增扭的稳定性,使汽车具备更好的操控性及更可靠的结构强度。

关键词: 传动结构; 布局设计; 强度校核

DOI:10.16173/j.cnki.ame.2025.04.008

随着电动汽车智能驾驶技术的发展,为使汽车具备更好的操控性及满足更多非常规转向需求,智能化转向技术^[1]受到极大关注。转向传动结构作为执行汽车转向指令的直接部件,其设计的合理性极大程度上影响着车辆行驶安全性、舒适性、操作稳定性和驾驶体验^[2, 3]。张凯^[4]等人发明了一种齿条助力式转向系统,该系统采用蜗轮蜗杆传动机构,结合齿轮轴与齿条传动,具有较大的传动比、高效的传动效率和紧凑的结构设计,能够满足ADAS和自动驾驶系统的转向需求。朱恒伟^[5]等人通过研究不同工况下转向系统的实际传动比,总结了传动比的理想变化规律,进而改善了汽车

的操纵稳定性和行驶安全性。李佳佳^[6]通过改进方向盘机械传力结构,有效解决了转向系统的抖动问题,并对转向管柱进行中空轻量化设计以及变截面设计,以此来减少转向系统承受的悬架梁结构的质量分布影响。

以上研究均基于传统的转向系统结构,本文基于新型主销转向,提出了一种基于轮毂电动机驱动的新型主销式独立转向传动结构,整套转向执行机构布置于车轮上方,助力电动机处于主销轴系内,转向作用力通过转向传动结构的减速增扭后作用在轮毂总成上控制转向动作。同时,重点对转向传动结构进行优化

设计与校核，通过合理的传动结构和布局方式，提升传动结构强度和传递力矩精度，并全面校核计算，确保其符合设计要求。

传动部件整体设计

图1所示为新型主销式独立转向传动结构整体图。正常工作时，电动机控制总成接收传感器单元的转角信号，经内部计算后，通过一级蜗轮蜗杆和二、三级齿轮减速器减速增扭的作用，带动输出轴法兰旋转，借助输出法兰将电动机控制总成的输出转矩及转角信号传递至轮毂总成内的转向执行机构，以实现转向指令角度控制回路。

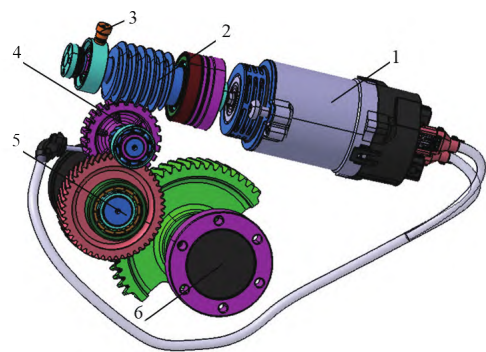


图1 转向系统结构

1—电动机控制总成 2—一级蜗轮蜗杆传动部件 3—间隙补偿顶杆
4—二级齿轮减速器 5—三级齿轮减速器 6—输出端

1.径向结构布局

在进行传动结构的径向布局分析时，通常计算电动机正反转情况下，轴 I、轴 II 和轴 III 的受力情况。已知轴 III 上所承受负载力最大，因此轴 IV 和轴 I 的夹角 α 的选择依据为：正常工况下轴 III 受力最小。

如图2所示，取两个极限位置 α 分别为 0° 和 90° ， $\alpha=0^\circ$ 时，三轴平行布置，中间齿轮轴受力叠加，易造成装置损坏； $\alpha=90^\circ$ 时，三轴承上的力偏小。因此在两级齿轮传动径向相对位置的空间布置上选择了 $\alpha=90^\circ$ 。同时，为防止壳体和电动机位置发生干涉，将其角度设计成接近但稍大于 90° 。

2.轴向结构布局

如图3所示，为尽量减少传动轴所受载荷，基于两级齿轮传动轴向相对位置布局，对于轴 II、轴 III 和轴 IV 均采用同一原则：传动件应尽量靠近轴承，并尽可

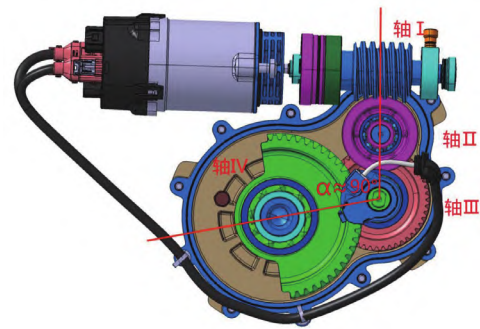


图2 转向传动结构径向布局

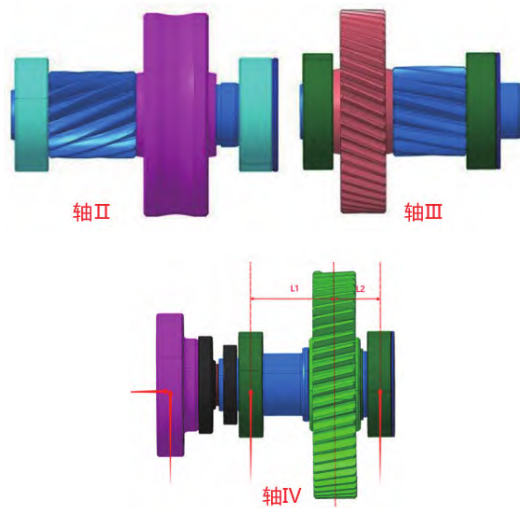


图3 两级齿轮传动轴上零件相对位置布局

能不采用悬臂的支承形式，力求缩短支承跨距及悬臂长度。并且轴 IV 为输出轴，需要考虑输出端反力的影响，设计时要求轴 IV 的两侧距离 $L_1/L_2=c$ （式中， c 为经验常数）。

关键传动部件设计

1.蜗杆传动部件设计

(1) 蜗轮蜗杆传动效率 已知闭式蜗杆传动的功率损耗一般包括三部分：啮合摩擦损耗效率 η_1 、轴承摩擦损耗效率 η_2 及浸入油池中的零件搅油时的溅油损耗效率 η_3 ，总效率为

$$\eta=\eta_1\eta_2\eta_3$$
 (1)

查阅机械设计手册中摩擦因数 f 和摩擦角 ρ 的数值表，可得滑动速度为 4m/s 时啮合效率为

$$\eta_1=\frac{\tan \gamma}{\tan (\gamma+\rho)}=0.58$$
 (2)

轴承摩擦及溅油功率损耗不大，一般取 $\eta_2\eta_3=0.95\sim$

0.96。

可得蜗轮蜗杆传动总效率：

$$\eta = h_1 h_2 h_3 = 0.58 \times 0.955 = 0.55 \quad (3)$$

(2) 蜗轮蜗杆传动校核 综合考虑蜗杆的传动效率、加工及精度控制，该处选用渐开线圆柱蜗杆（ZI型）。

根据普通圆柱蜗杆传动接触强度设计公式，计算接触强度的最小值为

$$\begin{aligned} \text{Min} [m^3 q] &= \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{Z_2 \sigma_{HP}}\right)^2 K T_2} \\ &= \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{23 \times 390}\right)^2 \times 1.3 \times 91} \\ &= 6.96 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4)$$

式中 m ——齿轮模数；

q ——直径系数；

K ——载荷系数，取值1.3；

Z_2 ——蜗轮齿数，取值23；

T_2 ——蜗轮轴传递转矩，经计算为91N·m；

σ_{HP} ——许用接触应力，据材料特性取值390MPa。

为使独立转向器具备自锁功能，根据具备自锁功能的蜗杆推荐模数表，可查表得直径系数 $q=17.778$ 。根据公式（4）可计算得 $m \geq 2.668 \text{ mm}$ ，查表可初定模数 $m=3.15 \text{ mm}$ 和分度圆直径 $d_f=56 \text{ mm}$ ，齿顶圆直径 $d_{a1}=62.3 \text{ mm}$ ，齿根圆直径 $d_{f1}=48.4 \text{ mm}$ 以及分度圆导程角 $\gamma=3^\circ 13'10''$ 。

当 $m=3.15$ 时，进一步计算校核确定模数设计满足接触设计强度要求。

$$m^3 q = 3.15 \times \sqrt[3]{17.778} = 8.22 \text{ mm} \quad (5)$$

可知，校核后的接触强度数值大于最小设计值。

圆柱蜗杆传动机构的破坏形式主要是齿轮表面产生胶合、点蚀和磨损，而轮齿的弯曲折断却很少发生。因此，还需要进一步开展齿面接触强度计算，其接触强度校核为

$$\sigma_H = \frac{14783}{d_2} \sqrt{\frac{K T_2}{d_1}} = 296.57 \text{ MPa} \quad (6)$$

式中 σ_H ——齿面接触应力（表征齿面接触强度）；

d_2 ——蜗轮分度圆直径，取72.45mm。

由计算结果可知， $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ ，满足设计要求。

2. 齿轮传动部件计算

(1) 二级齿轮传动校核 同理根据接触强度公式，需计算校核二级传动部件模数

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 K_F T_1 Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (7)$$

式中 m_n ——二级传动部件模数，单位为mm；

K_F ——载荷系数，取值1.98；

T_1 ——小齿轮轴传递的转矩，取值91N·m；

Y_ϵ ——弯曲疲劳强度计算的重合度系数，取值0.704；

Y_β ——弯曲疲劳强度计算的螺旋角系数，取值0.85；

β ——二级传动斜齿轮分度圆螺旋角，取值 23° ；

Y_{Fa} ——齿形系数，取值2.97；

Y_{Sa} ——应力修正系数，取值1.52；

ϕ_d ——齿宽系数，取值0.8；

z_1 ——小齿轮齿数，取值13；

$[\sigma_F]$ ——许用弯曲应力，理论取值864MPa。

将已知数据代入式（7）， $m_n=1.92 \text{ mm}$ ，因此初定模数 $m_n=2 \text{ mm}$ 。

当 $m_n=2 \text{ mm}$ 时，仍需进一步对设计的二级齿轮进行齿面接触强度校核

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 K_F T_1}{\phi_d d_3^3} \frac{u+1}{u} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta} = 669.97 \text{ MPa} \quad (8)$$

式中 u ——二级斜齿轮传动齿数比，取值3.69；

d_3 ——小齿轮分度圆直径，取值28.24mm；

Z_H ——标准斜齿圆柱齿轮的区域系数，取值0.858；

Z_E ——弹性影响系数，取值188；

Z_ϵ ——接触疲劳强度计算的重合度系数，取值0.859；

Z_β ——接触疲劳强度计算的螺旋角系数，取值0.959。

可知， $\sigma_H \leq [\sigma_{HP}]$ ， $[\sigma_{HP}]$ 理论取值为1350MPa，理论接触强度满足设计要求。

(2) 三级齿轮传动校核 同理，根据接触强度公式，需计算校核三级传动部件模数 m_n 。

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 K_F T_1 Y_\epsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} = 2.77 \text{ mm} \quad (9)$$

因此初定模数为 $m_n=3\text{mm}$ ，式中， β 为三级传动斜齿轮分度圆螺旋角，取值 23° 。

进而对设计的三级齿轮进行齿面接触强度校核

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \frac{u-1}{u}} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta = 1669.37\text{MPa} \quad (10)$$

式中 u ——三级斜齿轮传动齿数比，取值4.15。

可知， $\sigma_H \leq [\sigma_{HP}]$ ， $[\sigma_{HP}]$ 理论取值为1920MPa，理论接触强度满足设计要求。

传动部件校核

1. 蜗杆传动部件

为验证上述理论计算的校核数值，通过ANSYS软件开展关键部件的有限元仿真，分析齿轮动态环境下的啮合强度（见图4）。设定蜗轮材料为ZLC-101，蜗杆材料为40Cr，固定蜗轮所有自由度，对蜗杆施加扭矩。

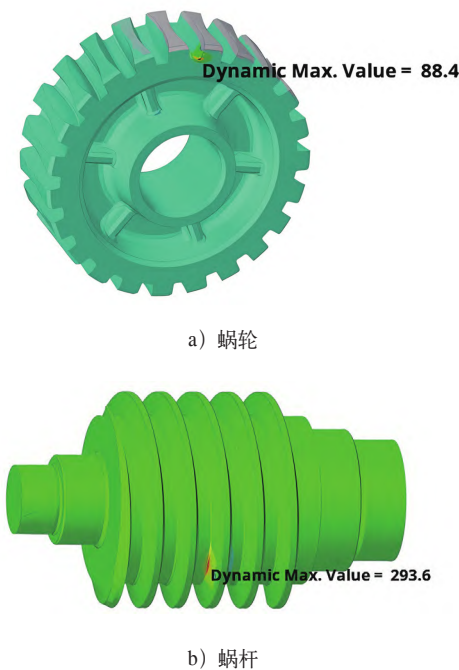


图4 蜗杆传动应力云图

由应力云图可知，最大应力分别为88.4MPa和293.6MPa，低于上述设计理论值，符合要求。

2. 齿轮传动部件

为进一步分析齿轮的应力集中情况，设定搭建的

有限元模型中齿轮材料为20CrMnTi，同时对齿轮传动部件施加载荷。齿轮传动应力云图如图5所示。

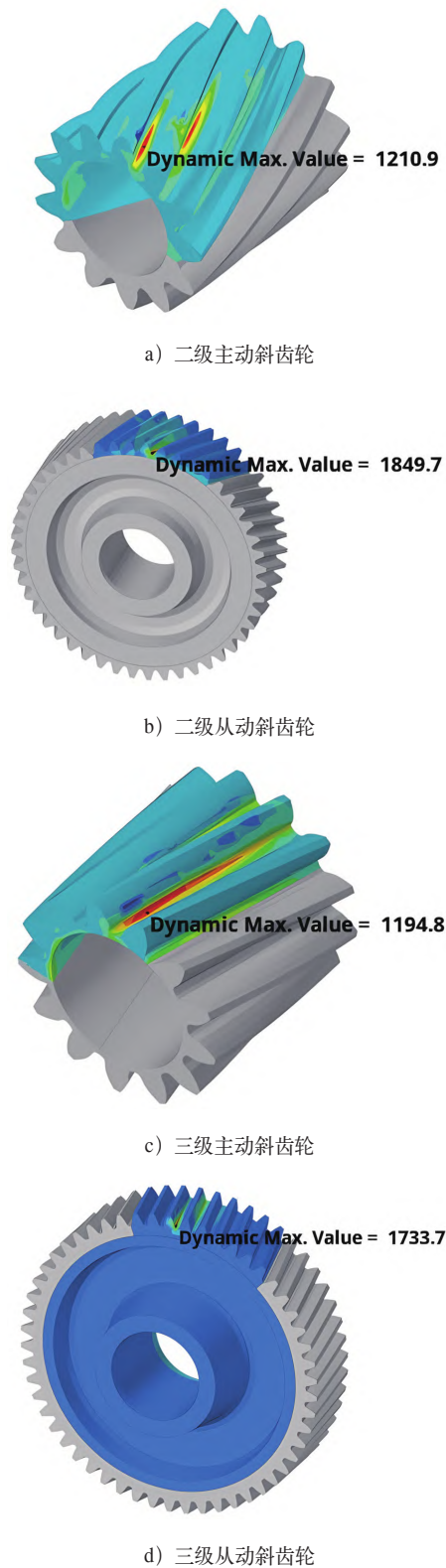


图5 齿轮传动应力云图

由应力云图可知，齿轮部件的最大应力分别为1210.9MPa、1849.7MPa、1194.8MPa和1733.7MPa，有限元仿真分析得出应力值均低于许用设计值，符合要求。

结语

在上述新型主销式独立转向传动结构中，设计传动径向相对位置的空间布置角度设计稍大于90°，轴向传动件应尽量靠近，可提升结构强度和传递精度。同时对关键传动部件开展理论设计和强度校核，确保传动结构均满足规定强度要求。最后为进一步提高转向力矩传递可靠性，开展传动结构的CAE仿真分析，确保汽车具备更好的操控性及满足更多非常规转向需求。

参考文献:

[1] 朱永强, 宋瑞琦, 刘贺, 等.线控转向系统关键技术

综述[J].科学技术与工程, 2021, 21 (36) : 15323-15332.

[2] 鲍长勇.汽车线控转向系统动力学分析与控制策略研究[D].青岛: 中国石油大学(华东), 2015.

[3] 王国超, 高森祺.汽车线控转向系统研究综述[J].汽车文摘, 2024 (3) : 9-20.

[4] 张凯, 丁能根, 沈良纯, 等.一种齿条助力式线控转向系统及其控制方法: CN202110246936.2 [P].江苏省: 2024-06-04.

[5] 朱恒伟, 张建臣, 孟俊煊, 等.线控转向系统理想传动比控制研究[J].汽车实用技术, 2020, 45 (22) : 110-112.

[6] 李佳佳.汽车转向系统的结构优化设计[J].现代工业经济和信息化, 2018, 8 (2) : 41-42. **AUTO1950**

(上接第41页)

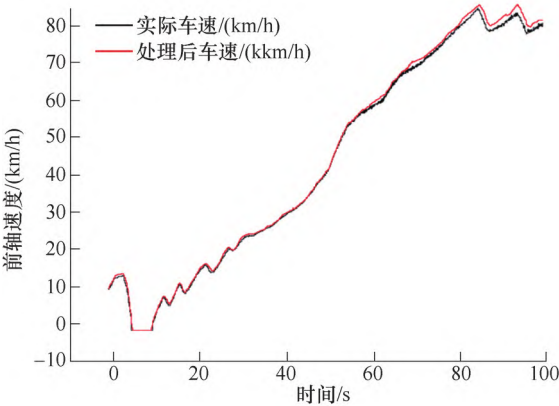


图4 数据处理后仪表车速

满足法规要求又能反应真实车速。证明此方法真实有效，量产车型按此方法执行。

结语

根据技术方案的论证和实车验证效果，可以看出，AMT变速器取消里程表传感器是一个有效的控制变速器和整车成本的方法，而且不会对变速器和整车

性能带来负面影响。仪表或VCU通过输出轴转速计算出的仪表车速与实际车速基本一致，符合法规要求。因为其稳定可靠，此车速也可以用于变速器，发动机或整车控制器的其他逻辑判断。

参考文献:

[1] 赵国强, 任宪丰, 李强, 等.AMT变速箱、AMT变速箱挡位自学习方法、装置、设备及介质[P].山东省: CN202111308173.6, 2023-06-23.

[2] 钱章曦.一种里程表传感器[P].浙江省: CN202221888040.0, 2022-11-15.

[3] 贾冉.车速里程表信号装置及应用[J].重型汽车, 2019 (6) : 27-28. **AUTO1950**