

Design and Research of Four-wheel Steering System of College Formula Racing

Shuangjian Xie

Beibu Gulf University, Qinzhou, Guangxi, 535011, China

Abstract

With the continuous development of China's automobile industry and the continuous promotion of the opposite program series racing events in colleges and universities, the competition among teams is particularly fierce, constantly exploring and making breakthroughs in technology. After years of development, the front wheel steering technology of college formula racing has been continuously improved and improved, but its shortcomings always exist in the front wheel steering system, which restricts the overall performance of the racing car, thus greatly reducing the speed of the racing car. Therefore, this paper mainly carries out the design conception and preliminary research on the four-wheel steering system technology of college formula racing.

Keywords

four-wheel steering; design analysis; research optimization

大学生方程式赛车四轮转向系统的设计与研究

谢双健

北部湾大学, 中国·广西 钦州 535011

摘要

随着中国汽车工业的不断发展以及各高校对方程式系列赛车赛事的不断推广,各车队之间竞赛尤为激烈,不断地对技术进行探索与突破。经过多年的发展,大学生方程式赛车前轮转向技术已经得到不断地改进和完善,但前轮转向系统始终都存在它的缺点,制约着赛车过弯的整体性能从而大大降低了赛车的速度。因此,论文主要是对大学生方程式赛车四轮转向系统技术进行设计构思与初步研究。

关键词

四轮转向; 设计分析; 研究优化

1 引言

赛车转向系统属于操控系统,它是按照车手的意愿,让车手时刻灵活地掌握着赛车前进的方向。当赛车驶过弯道时,各转向轮之间应符合一定的阿克曼转角关系。根据大赛规则和方程式赛车设计的轻量化目标及便捷性,很多高校赛车主要设计为前轮转向。论文针对赛车四轮转向系统进行初步的构思、设计与研究。根据分析大学生方程式赛车的转向系统得出,四轮转向系统性能非常优越,在能满足特定的转向轮转角关系外,赛车过弯时前后轮轨迹和轮差距离都被控制在较小的范围内。因此,通过优化转向系统与悬架系统的

协调性后,赛车的转向灵敏度大幅度提高,响应迅速,在任何情况下都能高速行驶,提高了赛车的操控稳定性能。

2016年,北部湾大学 FLYERS 车队首次参加大学生方程式汽车大赛,赛车采用前轮转向系统,直到2021赛季,赛车仍然使用前轮转向系统。经过5年时间的设计研究和发展的,赛车的前轮转向系统已经得到不断的完善。为了提高赛车的机动性能以及过弯的快速、操控与稳定性能,在2021赛季对赛车的转向系统进行技术探索和初步构思、设计与研究,为往后车队向更高水平发展作出基础的引导。

2 转向组关于后轮电控转向的规则

根据2021赛季赛事官方的规则要求,赛车后轮可以采用电控转向,但后轮转角不能超过6度。根据这一规则要求,对本车队赛车进行后轮转向系统的探索、设计与研究^[1]。

3 大学生方程式赛车四轮转向系统理论计算

根据2021年中国大学生方程式赛车赛事官方规则第六章转向规则的要求,并结合本车队的实际情况,在赛车前轮

【基金项目】北部湾大学大学生创新创业训练计划资助项目(项目编号: S202111607083)。

【作者简介】谢双健(2000-),男,中国广西平南人,在读本科生,从事车辆工程,大学生方程式赛车设计、汽车设计、研发等方面的研究。

转向系统的基础上对后轮转向系统进行设计与研究,以下设计参数主要适用于前轮转向系统。

3.1 转向轮最大转角

$$R_{min} = \frac{L}{\sin \theta} + c$$

式中: L ——轴距; θ ——外侧轮最大转角; C ——主销偏置; R_{min} ——赛车最小转弯半径(3500mm)。

代入数据算得:

$$\theta_{max} = \arcsin \frac{L}{R_{min} - c} = \arcsin \frac{1565}{3500 - 12.56} = 26.66^\circ$$

因此,赛车转向时外侧轮的最大转角为 26.66° 。

根据赛事方公布的赛道图,并确保赛车后轮转向系统出现故障停止工作时前轮转向系统仍能独立工作并且不会出现转向不足的现象,设计赛车的最小过弯半径为3500mm,保证赛车顺利过弯。

3.2 齿条行程

齿条的单侧行程为: $L_r = \frac{\alpha_{max}}{360} \times \pi m z$ 。

式中: α_{max} ——方向盘最大转角; M ——齿轮模数; z ——齿轮齿数。

本赛季延用上赛季齿轮模数选择1.5,齿数为18,压力角为 20° 。代入数据得:

$$L_r = \frac{133.3}{360} \times \pi \times 1.5 \times 18 = 31.4 \text{mm}$$

3.3 梯形臂长度

当方向盘单侧转角达到最大,即齿条达到单侧最大行程位置时,外侧轮达到理论上的最大转角,即 26.57° 。忽略转向杆之间的压力角以及齿条前移量对其的影响,根据齿条行程和最大转角计算梯形臂长度:

$$L_s = \frac{L_r}{\sin \theta_{max}} = \frac{31.4}{\sin 26.66^\circ} = 69.98 \text{mm}$$

3.4 原地转向力矩

赛车满载质量(含车手)300kg,前轴承受47%的整车质量,因此前轴所承受的质量为141kg,方向盘直径为250mm,梯形臂长度为69.98mm,主销内倾角为 4° ,轮胎气压1.0MPa。

$$M_r = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p}}$$

M_r ——原地转向力矩,单位为 $N \cdot \text{mm}$; f 为轮胎与地面之间的摩擦系数,取0.9; G_1 为转向轮垂直载荷,单位 N ; P 为轮胎气压,取1MPa。

代入数据得:

$$M_r = \frac{0.9}{3} \times \sqrt{\frac{1410^3}{1}} = 15883.64 \text{N} \cdot \text{mm}$$

3.5 方向盘手力

$$F_h = \frac{2MR}{D_{sw} i_w \eta_{SG}}$$

式中: D_{sw} ——方向盘直径; i_w ——转向系统角传动

比; η_{SG} ——转向器正效率(取90%)。

代入数据得:

$$F_h = \frac{2 \times 15883.64}{250 \times 5 \times 90\%} = 28.24 \text{N}$$

3.6 转向器载荷

$$F_s = \frac{MR}{L_s \times \cos^2 \theta \times \eta}$$

式中: F_s ——转向器输出力大小,单位 N ; L_s ——转向梯形臂长度,单位 mm ; θ ——主销内倾角; η ——转向梯形机构正效率(取85%)。

代入数据得:

$$F_s = \frac{15883.64}{70 \times \cos^2(4^\circ) \times 85\%} = 268.26 \text{N}$$

3.7 转向系转矩传动比

$$i_T = i_w \eta_1 \eta_2$$

考虑到转向系统工作时能有能量的损失, i_w 为转向系角传动比、 η_1 为本车队设计的转向机工作效率、 η_2 为转向系统传动机构实际工作效率,本赛季转向传动比选择5:1,齿轮齿条式转向机的工作效率为90%,转向传动机构由双万向节、转向柱、转向轴和转向横拉杆组成,转向横拉杆压力角设计接近于180度,效率较高,选择转向传动机构工作效率为85%,则转向系统的转矩传动比为: $i_T = 5 \times 0.9 \times 0.85 = 3.825$ 。

3.8 内轮转角

两个转向轮阿克曼角度关系见图1。

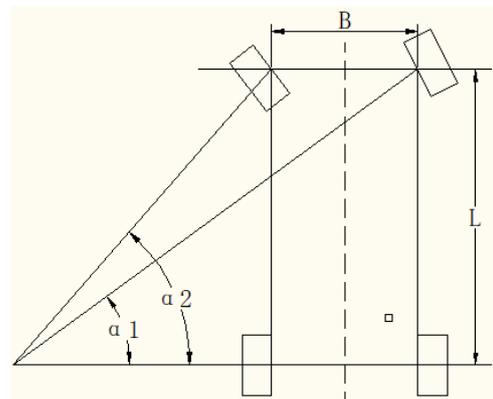


图1 前轮转向阿克曼角度关系图

$$\cot \alpha_1 = \cot \alpha_2 + B/L$$

$$\cot \theta = \frac{x}{y} = \frac{\cos \theta}{\sin \theta} = \frac{1}{\tan \theta}$$

α_1 为外轮转角等于 26.66° , B 主销距1111.97mm,求得: $\cot \alpha_2 = \cot \alpha_1 - B/L = \cot 26.66^\circ - \frac{1111.97}{1565} = 1.28$, $\alpha_2 \approx 38^\circ$, α_2 内轮转角为 38°

3.9 齿轮齿条强度校核

根据我们的实际需求,并查阅机械设计基础手册内容

及相关文献,最小安全系数取 $SH=1.25$, $SF=1.6$ 。

根据以上计算出来的载荷,齿轮和齿条的材料我们决定选用 40Cr,制造精度为 8 级,并且对齿轮的表面进行淬火的热处理^[2]。

3.9.1 齿面接触疲劳强度校核

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

校核公式:

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{2KT}{bd^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

$$\text{许用接触应力 } [\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H}$$

经查阅机械设计基础手册^[3],弹性系数 Z_E 取 188,齿数比 u 取 1,最小安全系数 $SH=1.25$,查表得接触疲劳强度极限为 1150~1210MPa

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1210}{1.25} = 920 \sim 968 \text{ MPa}, \text{ 弹性系数 } Z_E = 188 \sqrt{\text{MPa}}, \text{ 代入数据得:}$$

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{2KT}{bd^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 2.5 \times 188 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.2 \times 3875}{20 \times 27^2} \times \frac{1+1}{1}} =$$

530.85 MPa

$$\sigma_H = 530.85 \text{ MPa} \leq [\sigma_H] \text{ 安全。}$$

3.9.2 齿轮的齿根弯曲强度校核

$\sigma_F \leq [\sigma_F]$, $\sigma_F = 2KTYFaYSa/bdm$, $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_F}$, 齿根弯曲强度: σ_F 。

载荷系数: $K=1.2$, 齿轮转矩: $T = fhDh$, 齿形系数: $YFa=3.03$, 应力修正系数: $YSa=1.54$ 。

查表得弯曲疲劳强度极限为 700~740MPa, $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} = \frac{740}{1.6} = 437.5 \sim 462.5 \text{ MPa}$ 。

许用弯曲应力: $\sigma_F = 2KTYFaYSa/bdm = 53.57 \text{ MPa} \leq [\sigma_F]$ 安全。

3.10 齿轮齿条数据计算

查阅机械设计基础手册齿轮机构等相关内容,计算参数:齿根高 h_f , 齿顶高 h_a , 分度圆 d , 齿宽系数 0.5, 齿厚 s , 模数 m 一般选择 1.5 合适, 压力角 α 为 20° , 齿顶高系数 h_a^* , 标准齿为 1.0 (单位 mm)。

分度圆直径 $d = mz = 1.5 \times 18 = 27$, 齿距 $p = \pi m = \pi \times 1.5 = 4.71$ 。

齿顶高 $h_a = h_a^* m = 1.0 \times 1.5 = 1.5$, 齿高 $h = h_a + h_f = 1.5 + 1.875 = 3.375$ 。

齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*) m = (1.0 + 0.25) \times 1.5 = 1.875$, 齿顶圆直径 $d_a = d + 2h_a = 30$ 。

$$\text{齿厚 } s = \frac{\pi m}{2} = \frac{\delta \times 1.5}{2} = 2.36, \text{ 齿根圆直径 } d_f = d - 2h_f = 23.25。$$

$$\text{齿轮齿条中心距 } a = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = d + h_f = 27 + 1.875 = 28.875。$$

$$\text{齿宽 } b = \text{齿宽系数} \times \text{分度圆} = 0.5 \times 27 = 13.5。$$

最终 b_2 (齿轮齿宽) = (取 17), b_1 (齿条齿宽) = (取 15)。

4 大学生方程式赛车四轮转向系统的设计、分析和优化

4.1 梯形机构确定

三心定理: 确定断开点。

寻找转向横连杆与齿条断开点的位置: 通过分析悬架组用 catia 设计的前悬架三视图结构特点, 找出齿条端与转向横连杆连接的球铰中心的运动轨迹的瞬心, 断开点的位置就确定了^[4]。

如图 2 所示, 已知赛车前悬架上横臂的内点 C、球铰点 E; 下横臂的内点 D、球铰点 G; 转向节臂外点 U。

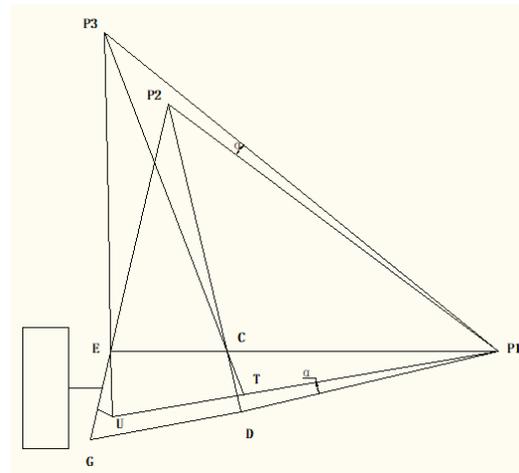


图 2 在双横臂式独立悬架中确定断开点 T

①连接 E、C、G、D, 并分别延长 EC、GD, EC、GD 的延长线相交的点 P1 就是转向节的瞬时运动中心。

②分别连接 G、E、D、C, 并分别延长 GE、DC, GE、DC 的延长线相交的点 P2。

③ G、D 连线与 U、P1 连线的夹角 α , 其中, U、P1 的连线就是转向连杆的方位。还需要进一步确定转向连杆的长度。

④作直线 P1P3, 使其与直线 P1P2 的夹角为 α 。由于直线 P1U 在直线 P1G 的上方, 所以直线 P1P3 要在直线 P1P2 的上方。直线 P1P3 与 U、E 连线的延长线的交点就是 P3。

⑤连接 P3、C, 并延长 P3C 交直线 P1U 于点 T, 这一点 T 就是断开点。

根据三心定理, 画出初始梯形结构。得到梯形前置距离 (或后置距离), 梯形底角, 梯形臂长度: 根据 catia 的图, 得出梯形臂的初始长度, 可以画出梯形臂初始三维图。

根据本车队的实际情况, 2021 赛季梯形机构采用梯形前置布置, 防止转向系统横拉杆与制动系统卡钳之间发生杆件干涉, 影响赛车的操控和制动性能。

4.2 梯形优化

MATLAB 软件, 初步优化, 在 matlab 中将转向的文本

程序导入主要改变三个参数，即梯形底角、梯形臂长、齿条前置距离（后置距离）。

```
>> l1=77;% 梯形臂长
K=1111.97;% 主销接地面距离
L=1560;% 轴距
M=450;% 齿条长度
h=68.6;% 齿条到前轴的距离
c=109/180*pi;% 梯形底角
w=0:5:135;
s=w/360*pi*30;
A=(K-M)/2;
l2=sqrt((A-l1*cos(c))^2+(l1*sin(c)-h)^2)
b2=atan(h./(A-s))+acos((l1.^2+h.^2+(A-s).^2-l2.^2)./(
(2*l1.*sqrt(h.^2+(A-s).^2))-c;
b=b2*180/pi
a1=c-atan(h./(A+s))-acos((l1.^2+h.^2+(A+s).^2-l2.^2)./(
(2*l1.*sqrt(h.^2+(A+s).^2)));
a=a1/pi*180
b1=acot(cot(a1)-K/L)*180/pi;
subplot(1,2,1)
plot(w,b1,'y')
hold on
plot(w,a,'g')
hold on
plot(w,b,'r')
grid on
ylabel('转向轮转角角度')
xlabel('方向盘转角')
subplot(1,2,2)
```

```
plot(w,s)
grid on
ylabel('齿条位移 /mm')
```

优化目的：阿克曼百分比趋近于初始选取值，见图 3。

4.3 转向系统人机工程

本赛季优化了转向组人机工程方案，采用自主设计的长度、角度可调式方向盘支架，在保证通过规则的前提下，灵活地满足了各位车手操作方向盘的最佳操控需求，提高了车手操控方向盘的舒适度；测量转向人机工程所需要的各位车手各项数据并取平均值，同时结合其他组别人机工程进行微调各项车手数据，最终得出转向组人机工程参数。

4.4 使用 Adams 软件对前轮转向系统进行仿真分析优化

经过多次仿真分析可知：前束拉杆内点、前束拉杆外点以及转向机的前置距离是影响阿克曼百分比的主要原因，以上硬点坐标就是通过不断地更改转向前束拉杆内点、前束拉杆外点、转向机前置距离等得出的本次 2021 赛季前轮转向系统优化后的最终硬点坐标。在选取理论值为 41%~55% 的阿克曼百分比转向梯形范围中，经过 Adams 仿真，优化了悬架与转向系统的运动协调性，最终阿克曼百分比选择了 46.6%。

4.5 ANSYS 对转向齿轮齿条变形、安全系数分析

经过 Workbench 有限元分析，从总变形云图和安全系数云图求解数据得出：齿轮齿条在 9000N*mm 的转矩下得到最小强度安全系数约为 6.64，最大总变形量约为 0.045mm。分析表明，在理想的受力条件下，最大总变形量较小，且此时安全系数较高，但是为了避免在赛场上出现各种特殊情况，以及各种不确定性，所以笔者认为安全系数稍微的偏高是合理的，并且对齿轮齿条进行了强化处理。

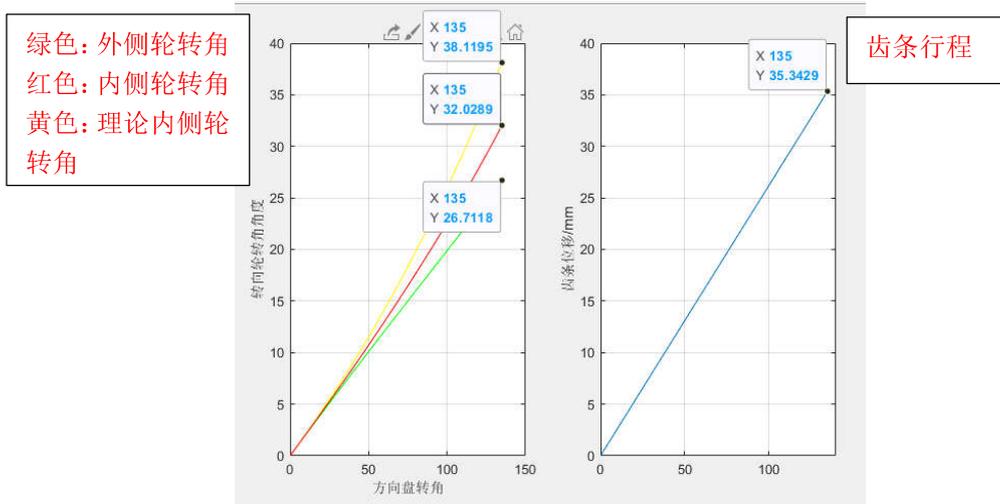


图 3 matlab 转角关系图

表 1 2021 赛季前悬架硬点坐标

名称		坐标		
=-X 为车头方向, Y 为右侧方向 (以 UG 里的车架中心线为坐标原点, X、Y 相反)				
英文	中文	X	Y	Z
BC_axis (确保摇臂的运动轨迹符合实际要求)	摇臂轴线 (垂直摇臂过 BC 中心的延长点)	573.2871	-158.5242	448.3722
BC center	摇臂中心	512.5644	-156.0242	407.6417
damper inboard	减震器前点 (与车架连接)	325.5909	-120	437.2734
damper outboard	减震器后点 (与摇臂连接)	525.5801	-117.9163	437.2734
Lca front	下横臂前点	360	-200	0
Lca outer	下横臂外点	529.0844	-534.4038	0
Lca rear	下横臂后点	630	-200	0
Prod inboard	推杆内接点	541.1796	-172.7723	396.4286
Prod outboard	推臂外接点	541.3189	-477.203	193.155
ride_height	底盘高度	600	0	45
tierod_inner	前束拉杆内点	484.682	-223.5	45.033
tierod_outer	前束拉杆外点	455.2052	-546.6152	42.5332
hpl_uca_front	上横臂前点	398.0021	-247.8799	169.7068
hpl_uca_outer	上横臂外点	540.9459	-522.5307	169.3585
hpl_uca_rear	上横臂后点	657.9999	-247.9094	166.5216
wheel_center	轮胎中心	537.2945	-596.8924	88.9741
camber_adj_orien	倾角可调力的定位点 (大意)	0	0	0

表 2 2021 赛季前转向硬点坐标

名称		坐标		
=-X 为车头方向, Y 为右侧方向 (以 UG 里的车架中心线为坐标原点, X、Y 相反)				
rack_house_mount	转向壳安装点	468.8753	-163.5	33.5257
Tierod_inner	前束拉杆内点	468.8753	-195	33.5257
Shaft_foward	转向轴前点	484.2016	0	151.6079
Shaft_rearward	转向轴后点	654.8872	0	325.7156
pinion_pivot	转向导轨中点	483.7036	0	12.6079
Steening_wheel_center	方向盘中心	861.1180	0	376.9486

max_rack_displacement	齿条最大行程	31.4mm
max_rack_force	齿条最大扭力	666N
max_steering_angle	方向盘可转的最大角度	133°
max_steering_torque	方向盘最大转矩	3830N*mm
reduction ratio(齿条比)		0.073926366

图 4 前转向相关参数

表 3 2021 赛季前悬架参数

21 前悬架参数 前束角: -0.8° 前外倾: -4.0°	轮胎自由半径: 228.6mm 轮胎刚度: 124.119 簧下质量: 15kg 簧上质量: 220 kg 质心高度: 350mm 轴距: 1560mm 前驱动力: 0% 前制动力分配: 53%	350 磅前 { disp force} -100.0 -6259.1241 -66.6667 -4131.0219 -33.3333 -2065.5110 0.0 0.0 33.3333 2065.5110 66.6667 4131.0219 100.0 6259.1241
--------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

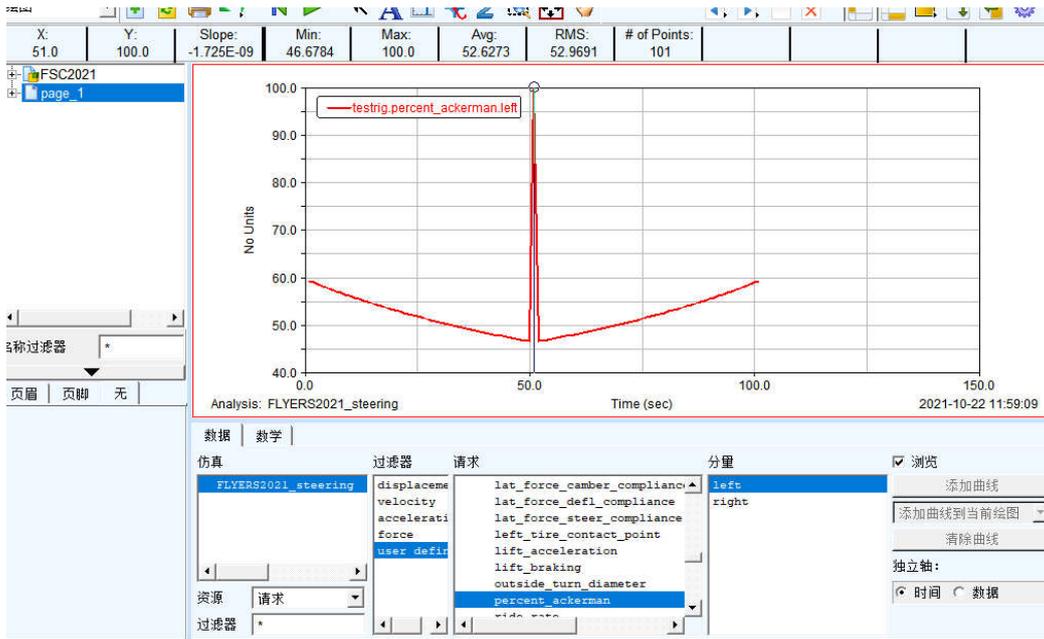


图 5 转向阿克曼百分数图

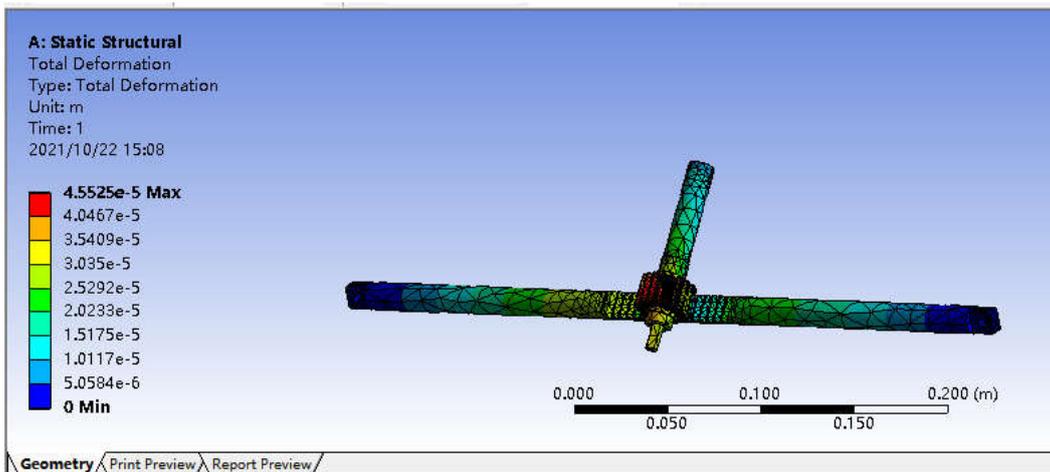


图 6 齿轮齿条变形云图

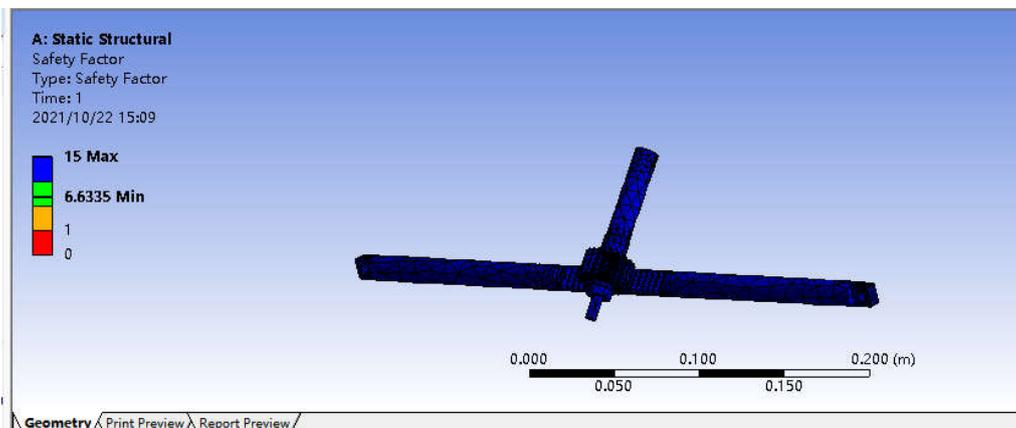


图 7 齿轮齿条安全系数云图

齿轮齿条使用 40Cr 材料,根据机械设计手册及赛车的实际情况,对齿轮齿条进行渗碳淬火处理,提高表面强度和硬度,更加耐磨损,确保齿轮齿条的安全性和可靠性。

齿轮齿条热处理工艺过程:齿轮齿条根据图纸加工成形后,进行淬火,温度为 850℃;淬火结束后,经过油冷;油冷后进行回火,温度 520℃;再进行油冷。40Cr 表面淬火后硬度能达到 52-60 洛氏度的范围之间。因此齿轮齿条的强度可以满足我们的设计要求。

5 后轮转向系统

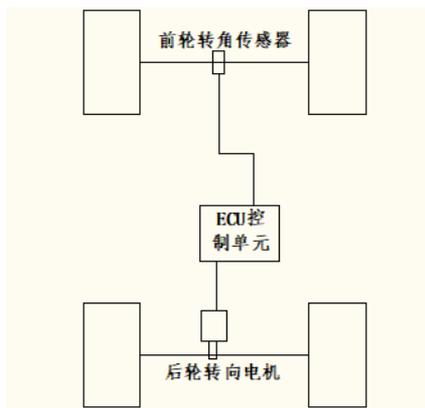


图 8 四轮转向系统工作原理图

四轮转向系统工作原理:赛车以前轮转向系统为主,后轮转向系统为辅,后轮通过 ECU 控制后轮转向电机实现后轮转向,ECU 通过前轮转角传感器获取前轮转向数据并通过自身处理,向后轮转向电机发送执行命令,最终实现四轮转向。

根据方程式赛车的特殊情况以及湖北襄阳赛道的情况,后轮转向系统采用逆相位电控转向,如图 9 (b) 所示。

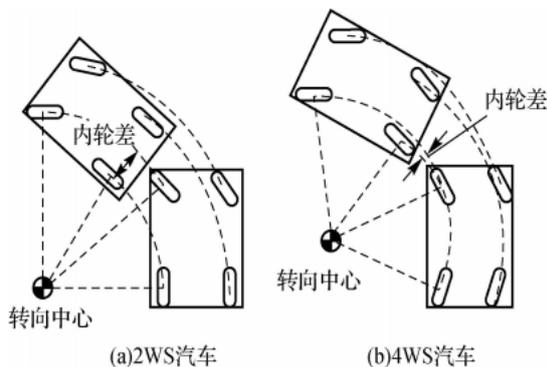


图 9 低速时赛车 2WS 和 4WS 过弯转向轨迹示意图

在赛场上,弯道快才是真的快,直线谁都会加速。与

前轮转向系统相比,赛车四轮转向过弯时,前后轮的轨迹差远小于前轮转向系统过弯时前后轮的轨迹差,保证了赛车沿着弯心做半径改变不大的圆周运动,从而减小了后轮过弯出现的滑移,提高了后轮的抓地力和赛车的机动性能,特别是在下雨天的赛场,四轮转向系统发挥的优势远大于前轮转向系统,赛车行驶的稳定性和车手的操控性能都能大幅度提高。

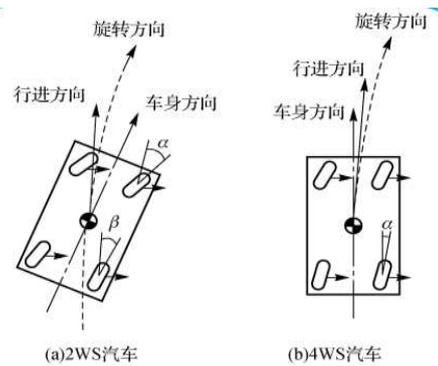


图 10 高速时赛车 2WS 和 4WS 过弯转向示意图

车手要想在赛场上取得优秀的成绩,除了熟练地驾驶技巧外,还得在高速情况下通过每一个弯道。前轮转向系统在高速过弯时,赛车行进的方向与车身方向偏离较大,即赛车重心外倾,在控制不当的情况下极易滑出赛道,与之相比的四轮转向系统就大大不同。赛车在高速过弯时后轮通过转向,调整赛车的行进方向,修正车身方向与行进方向,确保赛车重心回归中心,极大地提高了赛车的过弯性能。

6 结论

论文大学生方程式赛车四轮转向系统在设计与研究方面还有许多可以改进与优化:

①对于后轮转向电机的选用,可以通过理论公式计算得到相关参数,根据载荷、扭矩、功率等选用适合的转向电机。

②后轮转向电机工作时受前轮、后轮转角传感器和 ECU 的共同影响,在程序设计、编程方面需要进行突破。

参考文献

- [1] 李理光.中国大学生方程式汽车大赛规则[M].十堰:中国汽车工程学会,2011.
- [2] 周治,赵家乐,胥正皆.机械设计手册—组力学公式的探讨[J].机械工程师,2021(5):120-122.
- [3] 范元勋,宋梅利,祖莉,等.机械设计基础[M].北京:人民邮电出版社,2015.
- [4] 胡久强.大客车空气悬架的设计匹配与仿真研究[D].成都:西南交通大学,2012.