

转向梯形机构传动特性分析与仿真验证

贺政翰

(西安科技大学 建筑与土木工程学院, 西安 710054)

摘要:【目的】忽略转向梯形机构或假设左、右前轮转向角一致,会降低车辆路径跟踪、回正力矩计算与转向梯形机构优化的精度。为此,构建转向梯形机构传动比函数,计算左、右前轮转向角,揭示转向梯形机构造成转向角差异的原因。【方法】通过转向梯形机构结构分析,将其运动划分为轮-销的空间运动与阿克曼杆系的平面运动;投影轮-销间的空间几何位置,利用空间向量计算主销与转向角间的关系,推导出轮-销传动比;由阿克曼杆系投影出当量转向梯形,通过构造转向梯形辅助角与阿克曼杆系三角形,推导出转向梯形传动比函数。总传动比函数由轮-销传动比、转向器传动比与转向梯形传动比构成,其正确性与精确性通过对比 Matlab 数值模拟与 Adams/Car 运动仿真结果进行验证。【结果】结果表明,阿克曼杆系三角形长边的变化是前轮转向角不一致的主要原因;0°~27°转向范围内,总传动比函数计算出的转向角最大相对误差绝对值不大于3.21%。

关键词: 轮-销运动;阿克曼杆系;转向角差异;转向传动机构;转向仿真

中图分类号: U463 10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

转向梯形机构是转向动作的最终执行机构,精确描述其传动特性,既利于提高转向角跟踪控制精确,也利于转向系统自身参数的优化。

转向梯形机构受车轮-主销的空间几何关系^[1]与阿克曼杆系运动特点^[2]的影响,导致转向梯形机构对小齿轮的输入为非线性传动,且内、外转向轮间出现转向角度差。内、外转向轮间的转向角度差利于车辆转向时车轮保持纯滚动状态,这也是阿克曼杆系设计的初衷^[3]。但实际涉及到车辆转向角跟踪研究时,普遍做法是假设内、外车轮转向角一致,例如文献[4-7]。车辆在高速行驶时,为保证操纵稳定性,应采用小角度转向^[8],此时,假设内、外转向轮转向角一致产生的误差较小。若车辆低速转向或原地掉头,则内、外轮间的转向角度差无法忽略,转向角一致的假设将不再适用。此外,转向回正力矩的计算^[9-10]、车轮侧偏角的计算^[11]均与车轮转向角度有关。若需控制车辆精确跟踪转向角度,却忽略转向梯形机构的非线性传动特性,仍采用左、右前轮转向角一致的假设,显然会降低控制精度。

阿克曼杆系执行转向动作时,杆件位置发生变化,造成转向梯形几何形状变化。转向梯形几何计

算是转向传动机构参数优化研究的必要步骤。文献[12-13]计算了转向梯形两轮间的转向角度关系,文献[14-15]也进一步考虑了主销参数的影响,但均未分析转向梯形非线性传动特性,且此种做法亦出现在转向系统建模中。转向系统常用的2阶线性模型^[16]、弹簧-质量扭转模型^[17]等,均假设左、右前轮转向角一致,未考虑转向梯形的非线性传动。

本文构建转向梯形传动比函数,揭示了其非线性传动特性。通过投影轮-销空间几何关系,分析其运动特点,利用空间向量计算出轮-销传动比;通过对当量转向梯形运动的几何分析,构造阿克曼杆系三角形,推导出阿克曼杆系的非线性传动比。转向梯形传动比函数的正确性采用 Matlab/Simulink 数值模拟与 Adams/Car 多体运动仿真对比的形式进行验证。

1 转向梯形机构结构分析

转向梯形机构如图1所示,其由车轮-主销结构与阿克曼杆系组成。主销是车轮转动的回转中心,主销轴线为减振器顶点到下摆臂外端点的连线。主销参数的存在使主销轴线为一条空间斜线,因此,车轮绕主销的转动是空间运动。轮-销间的空间几何关系导致车轮绕主销转角与车轮实际转向角度间存

收稿日期: XXXX-XX-XX 修回日期: XXXX-XX-XX

作者简介: 贺政翰,男,2005年生,内蒙古鄂尔多斯市东胜区人;主要研究方向为机械系统动力学;24404050818@stu.xust.edu.cn。

引用格式: 贺政翰.转向梯形机构传动特性分析与仿真验证[J].机械传动, XXXX, XX (XX): 1-6.

HE Zhenghan. Transmission characteristics analysis and simulation verification of steering trapezoidal mechanism[J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX (XX): 1-6.

在变换关系。

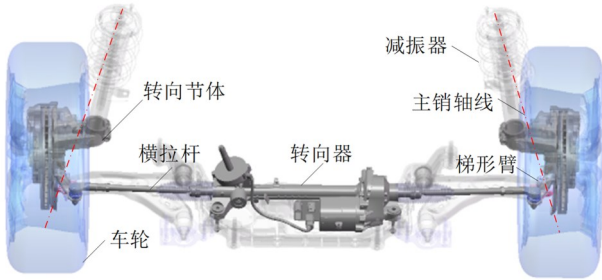


图1 转向梯形机构

Fig. 1 A steering trapezoidal mechanism

阿克曼杆系由转向器齿条、左右横拉杆、左右梯形臂构成。转向器将转向中间轴输入的转动变换为齿条的平移运动，齿条推/拉动横拉杆做平面运动，横拉杆带动梯形臂拉动转向节体与车轮绕主销轴线做定轴转动，从而完成转向动作。

因此，描述转向梯形机构的传动特性需对轮-销的空间运动与阿克曼杆系的平面运动分别进行分析与计算。

2 转向梯形机构运动分析

2.1 轮-销运动分析

转向轮的回转中心线不是车轮接地面的垂线，而是倾斜的主销轴线。转向轮与主销轴线间的空间投影关系如图2所示。为保证车辆的行驶稳定性并降低轮胎磨损，车轮具有定位参数： α 为车轮外倾角； β 为主销内倾角； γ 为主销后倾角； ξ 为车轮前束角。

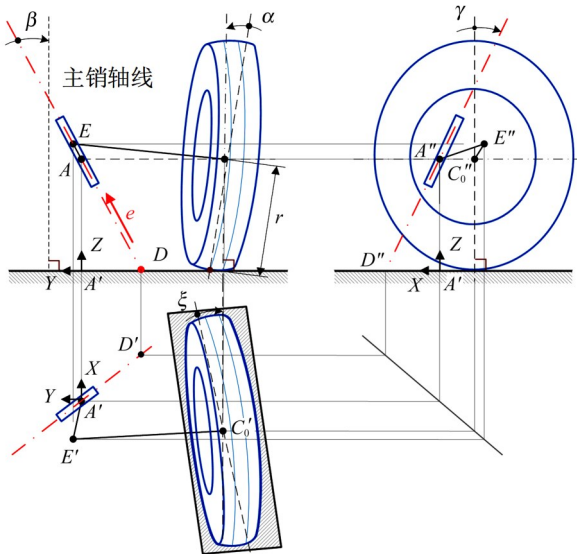


图2 轮-销空间投影三视图

Fig. 2 Three views of the spatial projection of a wheel-kingpin

图2中，在主销对地投影点 A' 处建立空间直角坐标系 $A'-XYZ$ ，以向量形式表示车轮绕主销转动的角度，即

$$\delta_k = \delta_k e \quad (1)$$

式中， δ_k 为车轮绕主销的转动角度； e 为主销轴线的单位方向向量。

由图2几何关系可计算出主销轴线方向向量 DA 在 $A'-XYZ$ 各坐标轴上的投影长度 $|A'A|$ 、 $|A'D'|$ 与 $|A'D''|$ ，分别为

$$|A'A| = r \cos \alpha \quad (2)$$

$$|A'D'| = |A'A| \tan \beta = r \cos \alpha \tan \beta \quad (3)$$

$$|A'D''| = |A'A| \tan \gamma = r \cos \alpha \tan \gamma \quad (4)$$

式中， r 为车轮半径。

根据图2中轮-销投影三视图，由式(2)~式(4)计算出主销轴线方向向量 DA 为

$$DA = r \cos \alpha (\tan \gamma i - \tan \beta j + k) \quad (5)$$

式中， i 、 j 、 k 分别 $A'-XYZ$ 坐标系 X 、 Y 、 Z 轴的单位方向向量。

由式(5)计算出主销轴线单位方向向量 e 为

$$e = \frac{\tan \gamma i - \tan \beta j + k}{\sqrt{\tan^2 \gamma + \tan^2 \beta + 1}} \quad (6)$$

车轮对地转向角的大小为车轮绕主销转角在车轮接地点垂线方向的投影。根据式(1)与式(6)，计算出车轮转向角 δ_w 为

$$\delta_w = \delta_k \cdot k = \frac{\delta_k}{\sqrt{\tan^2 \gamma + \tan^2 \beta + 1}} \quad (7)$$

对式(7)进行变形，整理得到轮-销传动比 i_1 为

$$i_1 = \frac{\delta_w}{\delta_k} = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \gamma + \tan^2 \beta + 1}} \quad (8)$$

式(8)中分母部分大于1。因此，轮-销传动比 i_1 小于1。

2.2 阿克曼杆系运动分析

图3为将阿克曼杆系投影到水平面，得到当量转向梯形 $A_1A_2A_3B_2B_1$ ；根据阿克曼杆系的结构与运动特点，绘制出的转向时车轮从0位置运动到1位置的阿克曼杆系平面运动示意图。图3中，小齿轮逆时针转动方向为正方向，此时前轮左转，输出转向角为正，利用此运动示意图可计算各杆件与车轮的运动状态。

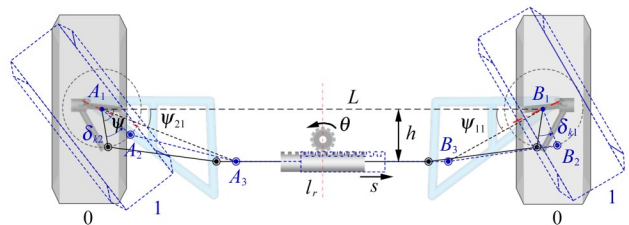


图3 阿克曼杆系平面运动

Fig. 3 Planar motion of the Ackermann linkage system

由图3可知,当转向器小齿轮输入角度为 θ 时,齿条的运动状态为

$$s = i_0 \theta \quad (9)$$

$$\dot{s} = i_0 \dot{\theta} \quad (10)$$

式中, s 为齿条位移; i_0 为转向器线角传动比。

根据当量转向梯形 $A_1A_2A_3B_2B_1$ 中底部辅助角间的几何关系,并代入式(9),计算出辅助角 ψ_{j1} 的表达式为

$$\psi_{j1} = \arctan \frac{h}{[(L - l_r)/2] + (-1)^j s} \quad (11)$$

$$\psi_{j2} = \arccos \frac{l_a^2 - l_t^2 + [(L - l_r)/2 + (-1)^j s]^2 + h^2}{2l_a \sqrt{[(L - l_r)/2 + (-1)^j s]^2 + h^2}} \quad (12)$$

式中, j 为1表示右侧, j 为2表示左侧; h 为齿条距前轴距离; L 为前轴长度; l_t 为横拉杆长度; l_a 为梯形臂长度; l_r 为齿条长度。

车辆转向时,当量转向梯形几何形状发生变化,导致当量转向梯形中的 $\triangle A_1A_2A_3$ (或 $\triangle B_1B_2B_3$)形状发生变化。由于梯形臂 A_1A_2 (或 B_1B_2)与横拉杆 A_2A_3 (或 B_2B_3)长度为定值,因此,当量转向梯形中两个三角形变化的原因是长边 A_1A_3 (或 B_1B_3)的伸长或缩短。根据图3中的几何关系,计算出长边 A_1A_3 (或 B_1B_3)的伸缩状态为

$$l_{cj} = \sqrt{[\frac{L - l_r}{2} + (-1)^j i_0 \theta]^2 + h^2} \quad (13)$$

$$\dot{l}_{cj} = (-1)^j \cdot \frac{i_0 \sqrt{l_{cj}^2 - h^2}}{l_{cj}} \dot{\theta} \quad (14)$$

式中, l_{cj} 为三角形变形边 A_1A_3 或 B_1B_3 长度; j 为1表示右侧, j 为2表示左侧。

式(11)与式(12)分别对时间求导,并代入式(13)与式(14),化简整理得

$$\dot{\psi}_{j1} = (-1)^{j+1} \cdot \frac{i_0 h}{l_{cj}^2} \dot{\theta}_x \quad (15)$$

$$\dot{\psi}_{j2} = -\frac{\dot{l}_{cj}}{l_{cj}} \cdot \frac{l_{cj}^2 + l_t^2 - l_a^2}{\sqrt{4l_a^2 l_{cj}^2 - (l_{cj}^2 + l_t^2 - l_a^2)^2}} \quad (16)$$

分析图3当量转向梯形中 $\triangle A_1A_2A_3$ ($\triangle B_1B_2B_3$)中的几何关系,作出图4,对式(16)进行化简。

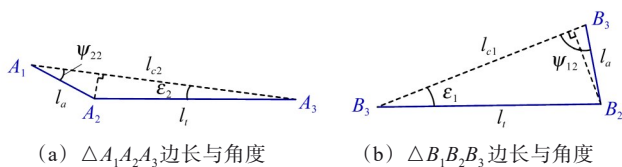


图4 阿克曼杆系三角形的边长与角度关系

Fig. 4 Relationship between side length and angle of triangles in the Ackermann linkage system

如图4所示,过点 A_2 (或 B_2)作其对边的高,利用三角公式,式(16)可化简为

$$\dot{\psi}_{j2} = -\frac{\dot{l}_{cj}}{l_{cj}} \cdot \frac{l_t \cos \varepsilon_j}{l_a \sin \psi_{j2}} = -\frac{\dot{l}_{cj}}{l_{cj}} \cot \varepsilon_j \quad (17)$$

式中, ε_j 为 $\triangle A_1A_2A_3$ (或 $\triangle B_1B_2B_3$)的顶角; j 为1表示右侧; j 为2表示左侧。

分析图3当量转向梯形中的角度关系,得到车轮绕主销转动的角度为

$$\delta_{kj} = (-1)^j (\psi - \psi_{j1} - \psi_{j2}) \quad (18)$$

式中, δ_{kj} 为车轮绕主销的转动角度, j 为1表示右侧, j 为2表示左侧; ψ 为当量转向梯形底角。

将式(18)对时间求导,并代入式(13)与式(14),得到前轮绕主销转动的角速度为

$$\dot{\delta}_{kj} = \frac{i_0 h}{l_{cj}} \dot{\theta} + (-1)^j \cdot \frac{\dot{l}_{cj}}{l_{cj}} \cot \varepsilon_j \quad (19)$$

将式(14)代入式(19),提出小齿轮输入角速度,得

$$\dot{\delta}_{kj} = i_0 \cdot \frac{h + \sqrt{l_{cj}^2 - h^2} \cot \varepsilon_j}{l_{cj}^2} \cdot \dot{\theta} \quad (20)$$

式(20)中的分数项描述了阿克曼杆系运动对小齿轮输入角速度的非线性传动,记为 i_2 ,有

$$i_2 = \frac{h + \sqrt{l_{cj}^2 - h^2} \cot \varepsilon_j}{l_{cj}^2} \quad (21)$$

将式(8)与式(21)代入式(20),得到小齿轮输入角速度与前轮转向角速度的关系,即

$$\dot{\delta}_{wi} = i_0 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \dot{\theta} \quad (22)$$

式(22)可变换为转向角微分 $d\delta_{wj}$ 与小齿轮输入角度 $d\theta$ 的比值,将其看作转向角与小齿轮上输入角度的比,则

$$i = \frac{\delta_{wj}}{\theta} \quad (23)$$

$$i = i_0 \cdot i_1 \cdot i_2 \quad (24)$$

式(23)推导过程中区分了阿克曼杆系左侧和右侧的运动(图3),考虑了当量转向梯形运动时几何形状的变形,因此,可以分别输出左、右车轮的转向角度,而且,式(24)中的 i_2 描述了转向梯形的非线性传动特性。

3 运动仿真与数值模拟对比验证

在Adams/Car中建立含麦弗逊悬架的转向系统的三维实体模型(图5)并进行准静态转向运动学仿真。转向盘输入角度为 $0^\circ \sim 45^\circ$,所建立三维实体模型的关键参数如表1所示。

根据式(23)、式(24)以及表1中参数,在Matlab/Simulink中搭建模块,对转向梯形机构运动进行

数值模拟。小齿轮输入角度设置为 $0^\circ \sim 450^\circ$ 。数值模拟与运动仿真结果的对比如图6所示。

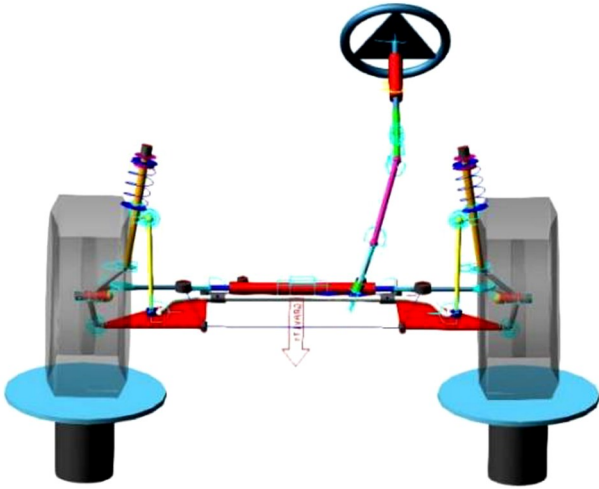


图5 麦弗逊悬架-转向系统三维实体模型

Fig. 5 3D solid model of a McPherson suspension-steering system

表1 麦弗逊-转向系统关键参数

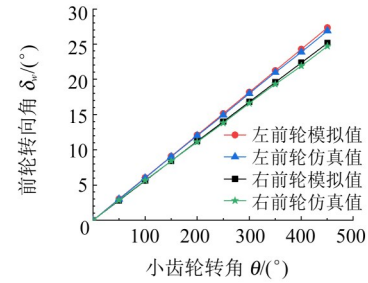
Tab. 1 Key parameters of the McPherson suspension-steering system

| 符号 | 名称 | 数值 | 单位 |
|----------|-------|----------|--------------|
| β | 主销内倾角 | 14.87 | ($^\circ$) |
| γ | 主销后倾角 | 7.39 | ($^\circ$) |
| i_0 | 线角传动比 | 0.129 0 | rad/mm |
| l_r | 齿条长度 | 677.55 | mm |
| l_t | 横拉杆长度 | 370.70 | mm |
| l_a | 梯形臂长度 | 156.27 | mm |
| h | 齿条偏置距 | 178.68 | mm |
| L | 前轴长度 | 1 566.50 | mm |

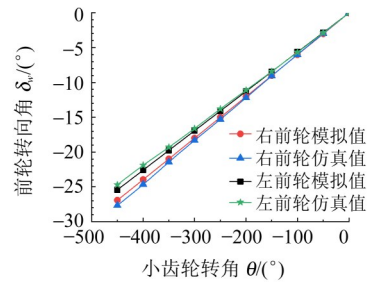
图6(a)中,小齿轮转角为正表示车辆左转向。左、右前轮转向角的模拟值与仿真值分别为 $[0^\circ, 27.32^\circ]$ 与 $[0^\circ, 26.87^\circ]$ 、 $[0^\circ, 25.13^\circ]$ 与 $[0^\circ, 24.71^\circ]$;图6(b)中,小齿轮转角为负表示车辆右转向。左、右前轮转向角的模拟值与仿真值分别为 $[-25.44^\circ, 0^\circ]$ 与 $[-24.72^\circ, 0^\circ]$ 、 $[-26.92^\circ, 0^\circ]$ 与 $[-27.67^\circ, 0^\circ]$ 。图6中,在同向小齿轮转角输入下,左、右前轮转向角数值模拟与运动仿真对应的转向角数值绝对误差最大值为 0.45° 与 -0.75° ,并且数值模拟与仿真曲线变化趋势基本一致,说明了式(23)与式(24)的正确性。

车辆转向时,转向梯形机构的几何结构使内侧轮的转向角大于外侧轮,保证转向尽可能符合阿克曼原理。简单地假设左、右前轮转向角一致的作法并不符合实际转向情况。由图6可知,在转向过程

中,左、右车轮的转向角度并不一致;并且随着转向角度增加,二者的差值逐渐增加,说明了式(23)与式(24)能够反映阿克曼转向时,左、右侧车轮转向角的差异。



(a) 左转向前轮转向角度变化



(b) 右转向前轮转向角度变化

图6 左右转向前轮转向角度对比

Fig. 6 Comparison of front wheel steering angle between left and right steering

转向过程中,左、右前轮间产生角度差的原因是当量转向梯形中三角形长边的变化(图3);三角形长边的变化反映在式(24)中,会影响 i_2 的变化。以左转向为例,随着小齿轮转角的增大,左侧三角形长边伸长,右侧三角形长边缩短,对应的转向梯形左侧传动比增加,右侧传动比减小,如图7所示。因此,小齿轮输入转角越大,转向梯形左、右侧传动比 i_2 相差越大(图7),输出的左、右转向角也就相差越大(图6)。

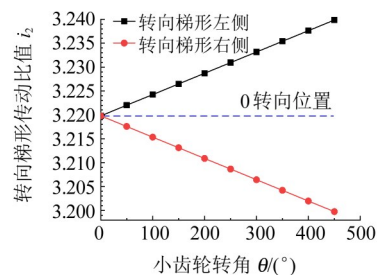
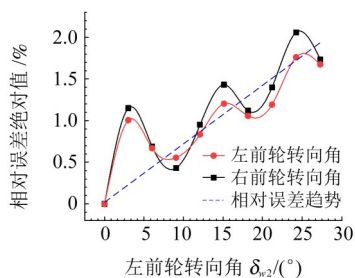


图7 车辆左转向转向梯形传动比变化

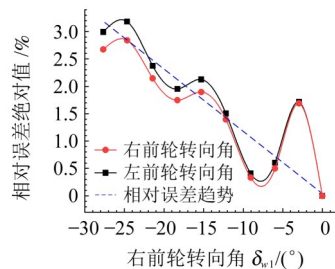
Fig. 7 Changes in the steering trapezoidal transmission ratio of the vehicle steering left

图6中数值模拟值对运动仿真结果的相对误差绝对值的变化曲线如图8所示。图8中,相对误差绝对

值随着转向角绝对值的增大而波动上升。左转向时, $0^\circ \sim 10^\circ$ 与 $10^\circ \sim 27^\circ$ 情况下, 左、右前轮的最大相对误差绝对值分别为 1.01% 与 1.15%、1.76% 与 2.06%; 右转向时, $-27^\circ \sim -10^\circ$ 与 $-10^\circ \sim 0^\circ$ 情况下, 左、右前轮的最大相对误差绝对值分别为 3.21% 与 2.83%、1.71% 与 1.68%。图 8 的相对误差绝对值曲线说明了式(23)与式(24)的精确性。



(a) 左转向转向角相对误差绝对值变化



(b) 右转向转向角相对误差绝对值变化

图8 转向角相对误差绝对值变化

Fig. 8 Absolute value change of relative error of steering angle

4 结论

左、右前轮转向角一致的假设不符合转向梯形机构的实际传动特点。本文对轮-销几何关系进行空间投影, 对当量转向梯形进行平面运动分析与几何计算, 推导出轮-销传动比与阿克曼杆系传动比函数, 输出左、右车轮的转向角, 描述转向梯形机构非线性传动特点, 具体结论为:

1) 主销是车轮的转动轴线, 主销内倾角与后倾角导致车轮与主销间存在小于 1 的传动比。

2) 左、右前轮转向角不一致由阿克曼杆系中的三角形变形引起。随小齿轮输入转角增加, 三角形长边长度增量越大, 左、右侧的传动比 i_i 相差越大, 转向角差异越大。

3) 以传动比 i 描述转向梯形机构传动, $0^\circ \sim 10^\circ$ 时, 左、右转向最大相对误差绝对值为 1.15% 与 1.71%; $10^\circ \sim 27^\circ$ 时, 左、右转向最大相对误差绝对值为 2.06% 与 3.21%。

参 考 文 献

- [1] KOU F R, ZHANG X Q, XU J N. Solution of steering angle based on homogeneous transformation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 236(14): 3124-3134.
- [2] 王建, 孟相阳, 冉廷, 等. 某混动车转向梯形连杆机构设计与研究[J]. 机械传动, 2023, 47(10): 79-82, 109.
WANG Jian, MENG Xiangyang, RAN Ting, et al. Design method of a hybrid power automobile's steering trapezoidal linkage[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(10): 79-82, 109.
- [3] 王若超, 殷智宽, 刘自胜, 等. 装载转运车牵引转向机构优化设计与分析[J]. 机械传动, 2021, 45(5): 42-49.
WANG Ruochao, YIN Zhikuan, LIU Zisheng, et al. Optimal design and analysis of traction steering mechanism for loading transport vehicle[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(5): 42-49.
- [4] 寇发荣, 郑文博, 张新乾, 等. 采用状态扩展 MPC 与转角补偿的无人车路径跟踪控制[J]. 机械科学与技术, 2023, 42(9): 1533-1541.
KOU Farong, ZHENG Wenbo, ZHANG Xinqian, et al. Path tracking control of unmanned vehicle using state extended model predictive control and angle compensation[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2023, 42(9): 1533-1541.
- [5] 刘环宇, 唐嘉城, 邹顺, 等. 基于多目标优化的策略型自适应农机路径跟踪控制方法[J]. 农业机械学报, 2025, 56(3): 198-207.
LIU Huanyu, TANG Jiacheng, ZOU Shun, et al. Adaptive path tracking predictive control method for agricultural machinery based on strategy-based multi-objective optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(3): 198-207.
- [6] 聂小博, 熊玥, 潘勇军. 基于模糊 PID 算法的车身稳定控制策略与多工况联合仿真[J]. 动力学与控制学报, 2021, 19(3): 46-52.
NIE Xiaobo, XIONG Yue, PAN Yongjun. Multi-condition co-simulations of vehicle stability control via fuzzy pid algorithm[J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(3): 46-52.
- [7] GUO S S, LIU Y J. Minimum time control for path tracking problem of intelligent vehicle handling in inverse dynamics[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2025, 17(2): 1-8.
- [8] 胡杰, 赵文龙, 郑嘉辰, 等. 换道场景下智能车辆交互决策与轨迹规划[J]. 机械工程学报, 2025, 61(10): 322-334.
HU Jie, ZHAO Wenlong, ZHENG Jiachen, et al. Interactive decision-making and trajectory planning of intelligent vehicles in lane-changing scenarios[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(10): 322-334.
- [9] 姬鹏, 赵金鹏, 姜利民. 面向自动驾驶汽车的新型转向系统设计及仿真分析[J]. 系统仿真学报, 2025, 37(1): 211-219.
JI Peng, ZHAO Jinpeng, JIANG Limin. Design and function analysis of new steering system for autonomous vehicle[J]. Journal of System Simulation, 2025, 37(1): 211-219.

- [10] LIU Y C, ZHANG G W, LI J, et al. Steering feedback torque prediction based on sequence-to-sequence network with switcher-assisted training algorithm[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2024, 20(3): 4894-4905.
- [11] 姚鹏飞, 和柯, 王瑞红. 基于 Simulink 轮胎非线性特性对车辆转向影响分析[J]. 机械设计与制造, 2025(4): 261-264.
YAO Pengfei, HE Ke, WANG Ruihong. Influence analysis of the tire nonlinear characteristics under vehicle steering based on Simulink[J]. Machinery Design & Manufacture, 2025(4): 261-264.
- [12] PRADHAN D, GANGULY K, SWAIN B, et al. Optimal kinematic synthesis of 6 bar rack and pinion Ackerman steering linkage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(6): 1660-1669.
- [13] 缪晓宾, 陈昊. 模拟退火算法优化转运小车转向的梯形机构设计[J]. 机械设计与研究, 2023, 39(5): 67-71.
MIAO Xiaobin, CHEN Hao. Optimization of trapezoidal mechanism design for transfer trolley steering by simulated annealing algorithm[J]. Machine Design & Research, 2023, 39(5): 67-71.
- [14] 王成志, 王云超. 含运动副间隙的空间转向机构运动精度分析及优化设计[J]. 中国机械工程, 2021, 32(9): 1027-1034, 1042.
WANG Chengzhi, WANG Yunchao. Kinematic accuracy analysis and optimization design for spatial steering mechanisms with joint clearances[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(9): 1027-1034, 1042.
- [15] ZHANG X Q, KOU F R, WANG G H, et al. Computation and optimization of rack and pinion steering mechanism considering kingpin parameters and tire side slip angle[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37(1): 81-94.
- [16] 张静宜, 陈新, 丁金刚, 等. 线控转向系统有限时间鲁棒抗扰控制[J]. 系统仿真学报, 2025, 37(6): 1376-1387.
ZHANG Jingyi, CHEN Xin, DING Jingang, et al. Finite-time robust anti-disturbance control for steer-by-wire system[J]. Journal of System Simulation, 2025, 37(6): 1376-1387.
- [17] GAO J, QI X P. Optimal design of steering trapezoid considering multiple performances of the whole vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2023, 237(2): 341-357.

Transmission characteristics analysis and simulation verification of steering trapezoidal mechanism

HE Zhenghan

(Xi'an University of Science and Technology, School of Architecture and Civil Engineering, Xi'an 710054, China)

Abstract: Ignoring the steering trapezoidal mechanism or assuming that the steering angles of the left and right front wheels are the same will reduce the accuracy of vehicle path tracking, steering aligning torque calculation and steering trapezoidal mechanism optimization. In this paper, the transmission ratio function of the steering trapezoidal mechanism will be constructed and the steering angles of the left and right front wheels will be calculated to reveal the reasons for the steering angle differences caused by the steering trapezoidal mechanism. Through the structural analysis of the steering trapezoidal mechanism, its motion is divided into the spatial motion of the wheel-kingpin and the planar motion of the Ackerman linkages. Projecting the spatial geometric position between the wheel and the kingpin, calculating the relationship between the kingpin and the steering angle using the spatial vector, the wheel-kingpin transmission ratio is derived. The equivalent steering trapezoid is projected from the Ackerman linkages, and its transmission ratio function is derived by constructing the auxiliary angle of the steering trapezoid and the triangle of the Ackerman linkages. The total transmission ratio function is composed of the wheel-kingpin transmission ratio, the steering gear transmission ratio and the steering trapezoidal transmission ratio. Its correctness and accuracy are verified by comparing the Matlab/Simulink numerical simulation and the Adams/Car motion simulation results. The results show that the variation of the long side of the Ackerman linkages triangle is the main reason for the inconsistent steering angles of the front wheels; within the steering range, $0^\circ \sim 27^\circ$, the absolute value of the maximum relative error of the steering angle calculated by the total transmission ratio function shall not exceed 3.21%.

Key words: Wheel-kingpin motion; Ackermann linkage system; Steering angle difference; Steering transmission mechanism; Steering simulation