

多轴转向车辆转向机构优化设计

刘从华¹, 赵 斌², 高秀华¹, 于亚平^{1*}

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025; 2. 徐州重型机构有限公司, 徐州市 221004)

摘 要: 多轴转向车辆转向机构是车辆转向时实现内、外轮理想转角关系的核心部件。该文根据汽车车轮转向特性, 利用阿克曼定理, 应用 ADAMS 软件建立多轴转向车辆转向机构的仿真模型, 同时对转向机构进行了优化。和传统的设计方法相比, 这种方法提高了精度和效率。对其它多轴车辆转向机构的优化设计也有一定的参考价值。

关键词: 多轴转向车辆; 多轴转向机构; 优化设计

中图分类号: TH226

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2007)9-0081-05

刘从华, 赵 斌, 高秀华, 等. 多轴转向车辆转向机构优化设计[J]. 农业工程学报, 2007, 23(9): 81- 85.

Liu Conghua, Zhao Bin, Gao Xiuhua, et al. Optimization design of multi-axle steering mechanism of multi-axle steering vehicles[J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(9): 81- 85. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

近代随着世界经济的不断膨胀发展, 大吨位重型车辆不断出现。为了满足交通法规的要求, 重型车辆多采用多轴技术。由于重型车辆质量大、惯性矩大、质心高、轴数多, 故其行驶性能受到多方限制。全轮转向和多轴动态转向技术在提高重型车辆高速操纵稳定性和低速机动灵活性具有显著的功效。至今国际上工程行业技术巨头利勃海尔公司已经推出了 9 轴多模式动态转向全地面起重机, 此外格鲁夫、沃尔沃等公司也相继推出了 5 轴以上的多轴转向重型车辆。

近几年, 国内徐州重型机械有限公司紧跟国际发展, 相继推出了多轴转向重型设备, 发展势头非常好。多轴转向重型车辆涉及到交叉学科的多项核心技术。其中, 多轴转向技术是提高重型车辆操纵性和安全性的一项关键技术。但是相关核心关键技术的理论研究文献资料非常有限。目前国内对三桥以上的多桥转向技术研究还不是很深入, 主要针对两轴车辆的动态转向系统进行了初步的理论研究, 大多数重型车辆生产商仍然采用传统的设计方法进行经验性设计, 通过制造物理样机进行实车试验来查找问题, 大大增加了设计的风险。

本文应用虚拟样机技术及优化设计方法, 以某多轴转向车辆为例, 利用 ADAMS 软件建立其转向机构的仿真模型; 基于车轮在转向过程中做纯滚动的运动条

件, 对转向机构进行了优化设计, 并将优化结果用于实际产品的改造上; 为多轴车辆转向机构的合理设计提供了切实可行的研究手段, 减少了实车试验的风险和费用, 缩短了产品的研发周期。

1 理想转向特性

汽车在转向时, 为了减少轮胎的磨损和行驶阻力, 要求所有车轮均做纯滚动而无滑动, 或只有极小的滑移。显然, 只有在所有车轮的轴线都相交于一点方能实现(图 1), 此交点 O 为转向中心, 在一般转向条件下, 每个车轮的转向半径是不同的。因此, 同一转向轴上的两个转向车轮转角, 即外侧车轮的偏转角 α_i 和内侧车轮的偏转角 β_i 之间, 应满足下列方程式, 即阿克曼公式^[1]。

$$\cot(\alpha_i) - \cot(\beta_i) = \frac{B}{L_i} \quad (1)$$

式中 α_i ——汽车第 i 轴外轮转角, i 取 1、2、...; β_i ——汽车第 i 轴内轮转角, i 取 1、2、...; B ——同轴两主销中心线延长线到地面交点之间的距离; L_i ——第 i 轴到转向中心线的距离。

另外, 不同转向轴的同一侧车轮的转角关系应满足

$$L_i \cot(\alpha_i) = L_j \cot(\alpha_j) \quad (2)$$

$$L_i \cot(\beta_i) = L_j \cot(\beta_j) \quad (3)$$

式中 α_i, α_j ——汽车第 i, j 轴外侧轮转角, $i, j = 1, 2, \dots$; β_i, β_j ——汽车第 i, j 轴内侧轮转角, $i, j = 1, 2, \dots$; L_i, L_j ——汽车第 i, j 轴到转向中心线的距离。

式(2)、(3)中如果满足一个条件, 则另一个条件也一定满足, 具体依实际情况而定。为保证所有车轮都绕同一瞬时转向中心作纯滚动, 则各轴上车轮转角关系必须同时满足式(1)、(2)或式(1)、(3)。式(1)的内外轮转

收稿日期: 2006-08-21 修订日期: 2007-01-30

作者简介: 刘从华(1980-), 主要研究方向: 特种车辆及自动控制。
长春 吉林大学机械科学与工程学院, 130025

*通讯作者: 于亚平, 主要研究方向: 特种车辆及自动检测。长春
吉林大学机械科学与工程学院, 130025。Email: yuyaping_1012@163.com

角关系靠转向梯形机构保证;式(2)的同一侧车轮转角关系靠转向摇臂机构保证。

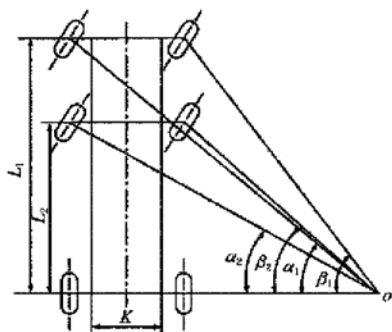


图1 理想的内外轮转角关系

Fig. 1 Relationship between perfect steering angles of inner-wheels and outer-wheel

2 多轴转向机构的仿真模型

2.1 转向梯形机构的仿真模型

根据分析模型,在ADAMS中完成一轴转向系统仿真模型的建立^[2-5],如图2所示。

二、三、五、六轴转向梯形机构仿真模型的建立如上述过程,这里不再赘述。

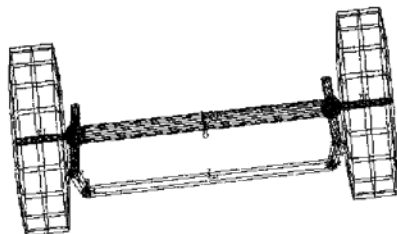


图2 一轴转向系统的仿真模型

Fig. 2 Simulation model of one-axle steering system

2.2 转向摇臂机构的仿真模型

根据本型号多轴转向车辆摇臂机构的实际系统结构简化出摇臂机构的分析模型(见图3)。根据分析模型,在ADAMS中完成仿真模型的建立^[6,7],如图4所示。

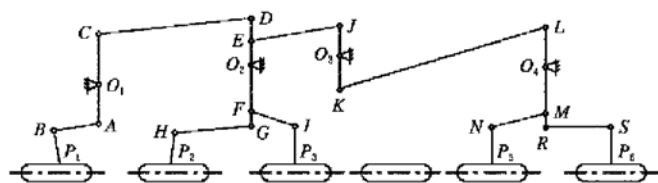


图3 转向摇臂机构分析模型

Fig. 3 Analysis model of steering rocker mechanism



图4 转向摇臂机构的仿真模型

Fig. 4 Simulation model of steering rocker mechanism

2.3 整车转向机构仿真模型的建立

将上述建好的各子系统按照相应的约束连接在一起,即可构成完整的多轴转向车辆系统的模型。该模型能多方位的呈现在计算机屏幕上,较真实和准确地反映整车各部件在实际运动过程中受力运动情况。对模型进行仿真前须测试模型的正确性,要确保模型没有过约束。利用模型进行测试可以算出模型共有1个自由度,故可进行运动学分析^[8-10],模型效果如图5所示。

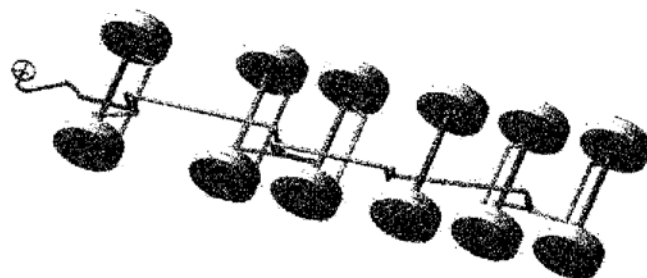


图5 整车转向机构的仿真模型

Fig. 5 Simulation model of the whole steering mechanism

3 多轴转向车辆转向机构优化设计

3.1 转向梯形机构的优化设计

1) 优化设计变量

影响转向车轮转角关系的因素主要有主销内倾角 θ 、主销后倾角 φ 、主销中心距 B 、轴距 L 、梯形底角 Φ 、梯形臂长 m 。在整车总体参数确定以后,主销中心距 B 、轴距 L 、主销内倾角 θ 、主销后倾角 φ 等即为常数,还需知道梯形底角 Φ 、梯形臂长 m 才能确定梯形机构。因而转向梯形机构选择梯形底角 Φ 和梯形臂长 m 为设计变量^[11,12],即

$$X = [x_1, x_2]^T = [\Phi, m]^T$$

2) 优化设计的目标函数

将式(1)变形可以得到

$$\alpha_{iL} = \cot^{-1} \left[\cot \beta_1 + \frac{B}{L_1} \right] \quad (4)$$

式中 α_{iL} ——一轴外轮的理论转角; β_1 ——一轴内轮输入角。

则优化设计要实现的目标函数用数学式表示为

$$f(X) = (\alpha_{1L} - \alpha_1)^2 \quad (5)$$

由于转向梯形结构本身的原因,目前常用的转向梯形,不可能绝对保证在任何转角时都能满足理论转向特性的要求,因此,目标函数取实际梯形特性和理论梯形特性的差值最小。在经常使用的中间位置附近小转角范围内,希望偏差尽可能小,以减小高速行驶时轮胎的磨损;而在不经常使用且车速较慢的较大转角时,可适当放宽要求。因此,引入加权因子 $\omega(\beta_1)^{[2]}$

$$\omega(\beta_1) = \begin{cases} 1.5 & 0 \leq \beta_1 \leq 12^\circ \\ 1 & 12^\circ < \beta_1 \leq 24^\circ \\ 0.5 & 24^\circ < \beta_1 \leq \beta_{1\max} \end{cases} \quad (6)$$

则最后的目标函数为

$$f_1(X) = \omega(\beta_1)(\alpha_{1L} - \alpha_1)^2 \quad (7)$$

式中 $X = [x_1, x_2]^T = [\Phi, m]^T$

3) 优化设计的约束条件

建立约束条件时应考虑:设计变量梯形臂长 m 过大,会使梯形尺寸变大,引起结构布置困难。而梯形底角 Φ 或梯形臂长 m 过小,会使横拉杆受轴向力过大,同时在转向时横拉杆可能与前轴相碰,引起运动干涉。而梯形底角 Φ 越大,梯形越接近矩形, $f_1(X)$ 就越大,而优化设计是求 $f_1(X)$ 的极小值,故可不必对 Φ 的上限加以限制。

考虑到现有的转向机构是在已经比较成熟的车型的基础上通过计算和经验设计得到,具有很大的可信度,所以优化的结果不会偏离优化的初值(现有的设计值)太远,给定一个变量搜索范围:

$$x_{1\min} \leq x_1 \leq x_{1\max} \quad (8)$$

$$x_{2\min} \leq x_2 \leq x_{2\max} \quad (9)$$

另外,由《机械原理》可知,为了保证机构传动良好,平面四连杆机构的最小传动角 δ 不宜过小,一般取 $\delta \geq 40^\circ$ 。

3.2 转向摇臂机构的优化设计

1) 优化设计变量

本型号多轴转向车辆铅垂布置的转向摇臂机构简图如图3所示。其中,有的参数可由实际设计经验或总体布置要求确定。为了保证左、右转向均具有较高的传动效率,图3中刚体 O_1AC 、 O_2DEFG 、 O_3JK 、 O_4LMR 均为铅垂布置。这样,整个转向摇臂机构只需要确定以下27个设计变量:

转向节臂 P_1B 、 P_2H 、 P_3I 、 P_5N 、 P_6S 与 y 轴的夹角 DV_1 、 DV_2 、 DV_3 、 DV_4 、 DV_5 。

摆杆 O_1A 、 O_1C 、 O_2G 、 O_2D 、 O_2F 、 O_2E 、 O_3J 、 O_3K 、 O_4L 、 O_4M 、 O_4R 的长度 l_6 、 l_8 、 l_{10} 、 l_{12} 、 l_{14} 、 l_{16} 、 l_{18} 、 l_{20} 、 l_{22} 、 l_{24} 、

l_{26} 。

摆杆 O_1A 、 O_1C 、 O_2G 、 O_2D 、 O_2F 、 O_2E 、 O_3J 、 O_3K 、 O_4L 、 O_4M 、 O_4R 与 z 轴的夹角 DV_7 、 DV_9 、 DV_{11} 、 DV_{13} 、 DV_{15} 、 DV_{17} 、 DV_{19} 、 DV_{21} 、 DV_{23} 、 DV_{25} 、 DV_{27} 。

2) 优化设计的目标函数

摇臂机构优化设计的目的,就是使本多轴转向车辆在转向过程中,各轴同侧车轮的实际转角关系尽可能地接近理论转角关系。同侧车轮理想的偏转角关系如式(2)、(3)所示,本文取各轮实际偏转角与理想偏转角的接近程度作为评价设计优劣的目标函数。将式(3)变形得到

$$\beta_{2L} = \tan^{-1} \left[\frac{L_2}{L_1} \tan \beta_1 \right] \quad (10)$$

$$\beta_{3L} = \tan^{-1} \left[\frac{L_3}{L_1} \tan \beta_1 \right] \quad (11)$$

$$\beta_{5L} = \tan^{-1} \left[\frac{L_5}{L_1} \tan \beta_1 \right] \quad (12)$$

$$\beta_{6L} = \tan^{-1} \left[\frac{L_6}{L_1} \tan \beta_1 \right] \quad (13)$$

式中 β_{iL} ——第 i 轴内轮理论偏转角, $i = 2, 3, 5, 6$;
 L_i ——第 i 轴到转向中心线的距离, $i = 1, 2, 3, 5, 6$;
 β_1 ——一轴内轮输入角。

优化设计要实现的目标函数用数学式可表示为

$$f_1(X) = (\beta_{2L} - \beta_2)^2 \quad (14)$$

$$f_2(X) = (\beta_{3L} - \beta_3)^2 \quad (15)$$

$$f_3(X) = (\beta_{5L} - \beta_5)^2 \quad (16)$$

$$f_4(X) = (\beta_{6L} - \beta_6)^2 \quad (17)$$

这是一个多目标优化问题,求解起来比较复杂,应转化为单目标函数,求解起来就比较方便。令

$$f(X) = \lambda_1 f_1(X) + \lambda_2 f_2(X) + \lambda_3 f_3(X) + \lambda_4 f_4(X) \quad (18)$$

λ_1 、 λ_2 、 λ_3 、 λ_4 为权函数。由于每个分目标同等重要,所以取 $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = 1$, $f(X)$ 为目标函数。这样就把多目标函数转化为单目标函数,求解方便。汽车车轮的最大偏转角为 45° ,在此范围内的转角使用的频率是不同的。优化的结果应该使在比较频繁使用的转角范围内的偏差尽可能的小而那些不经常使用的角度范围内可以适当地放宽要求。因此引入加权函数 $\omega(\beta_1)$

$$\omega(\beta_1) = \begin{cases} 1.5 & 0 \leq |\beta_1| \leq 12^\circ \\ 1 & 12^\circ < |\beta_1| \leq 24^\circ \\ 0.5 & 24^\circ < |\beta_1| \leq \beta_{1\max} \end{cases} \quad (19)$$

考虑使用频率后的目标函数形式为

$$f(X) = \omega(\beta_1)f_1(X) + \omega(\beta_1)f_2(X) + \omega(\beta_1)f_3(X) + \omega(\beta_1)f_4(X) \quad (20)$$

式中 $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ 。

3) 优化设计的约束条件

本多轴转向车辆多轴转向摇臂机构布置空间受轮胎跳动、运动干涉等影响而十分狭窄。因此, 正确地确定各设计变量的上、下限是确定约束条件的关键。考虑到现有的转向摇臂机构是在已经比较成熟的车型的基础上通过计算和经验设计得到, 具有很大的可信度, 所以优化的结果不会偏离优化的初值(现有的设计值)太远, 给定一个变量搜索范围

$$x_{imin} \leq x_i \leq x_{imax} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (21)$$

同时还要保证四连杆机构的最小传动角 $\delta_{min} \geq 40^\circ$ 。

4 优化前后转角误差比较分析

本文将一轴内转向轮的偏转角视为理想的阿克曼转角, 给一轴内转向轮不同的输入角, 可以推导出其它车轮相应的输出角^[13-15]。

通过图 6~10 可以看出, 在转角较小的情况下, 优化后, 各轴车轮的转角与理论转角的差值比优化前的差值明显的减小。在转角较大的情况下, 各轴车轮的转角与理论转角的差值增大。对于多轴转向车辆, 大多数工况下, 车轮的转角一般较小。所以, 应尽量使小转角工况下, 各轴的转角与理论转角误差越小越好。

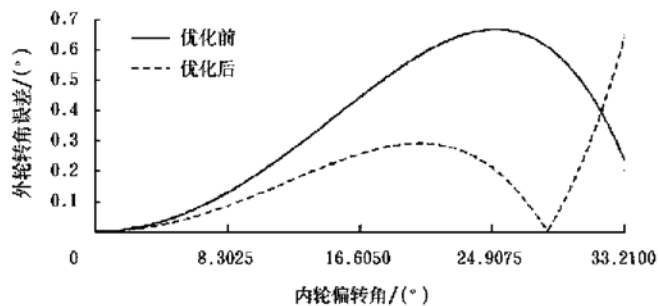


图 6 一轴外轮优化前后转角误差

Fig. 6 Error of steering angle of one-axle outer-wheel optimization

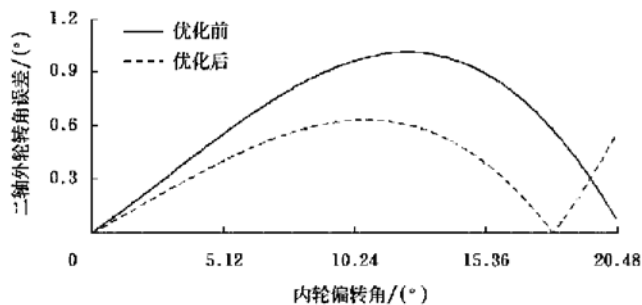


图 7 二轴外轮优化前后转角误差

Fig. 7 Error of steering angle of two-axle outer-wheel optimization

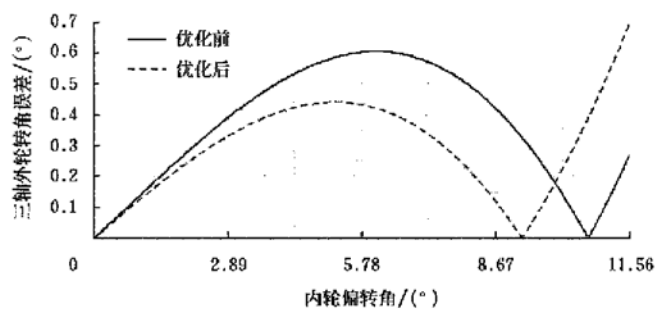


图 8 三轴外轮优化前后转角误差

Fig. 8 Error of steering angle of three-axle outer-wheel optimization

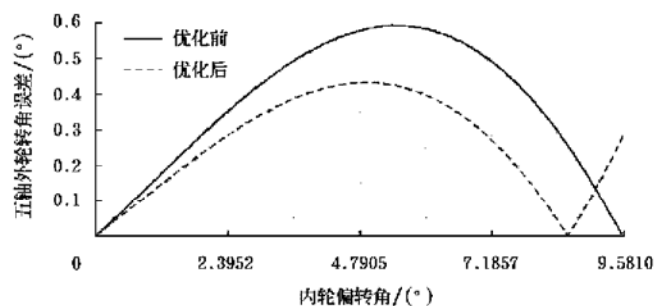


图 9 五轴外轮优化前后转角误差

Fig. 9 Error of steering angle of five-axle outer-wheel optimization

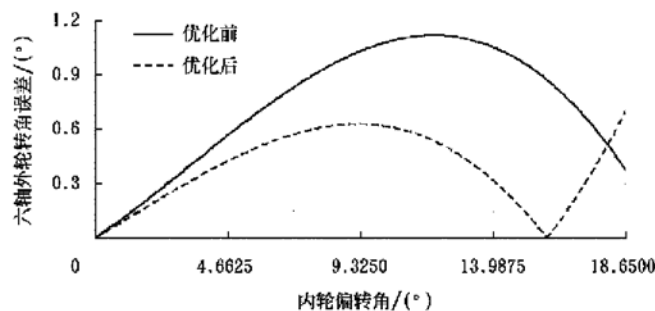


图 10 六轴外轮优化前后转角误差

Fig. 10 Error of steering angle of six-axle outer-wheel optimization

5 结 论

1) 本文利用 ADAMS 软件建立了多轴转向车辆转向机构的仿真模型, 对模型进行了运动学验证, 表明本文建立的转向机构仿真模型是正确的, 成功的。

2) 通过比较分析转角误差曲线, 表明本文的优化设计方案可行。优化后使转角误差缩小。

[参 考 文 献]

[1] 张洪欣. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

- [2] 李 军, 邢俊文, 覃文洁. ADAMS 实例教程[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2002.
- [3] 刘从华. 全路面起重机转向系统的仿真优化[D]. 长春: 吉林大学, 2006.
- [4] 陈 丽, 唐新蓬, 钱留华. 基于 ADAMS 的电动助力转向系统仿真分析. 机械与电子[J], 2004, (10): 17- 20.
- [5] 尤瑞金. ADAMS 软件在汽车前悬架—转向系统运动学分析中的应用[A]. 美国 MDI 公司中国用户年会论文集[C]. 2001.
- [6] Mohamed Kamel Salaani. Heavy tractor-trailer vehicle dynamics modeling for the National Advanced Driving Simulator[C]. SAE Paper, 2003.
- [7] Liu Jiangcheng. Intelligent multi-axis motion control for machine tool systems[C]. SAE Paper, 1998.
- [8] 肖余之. 空间展开机构运动学仿真分析[A]. 美国 MDI 公司中国用户年会论文集[C]. 2001.
- [9] 唐应时, 占良胜, 严仁军. 重型汽车双前桥转向系统的运动学和动力学的建模与仿真分析[J]. 湖南大学学报, 2003, 30(3): 59- 61.
- [10] 张春润, 詹文章, 王天颖. 虚拟仿真软件 ADAMS 在车辆系统动力学计算中的应用[A]. 美国 MDI 公司中国用户年会论文集[C]. 2001.
- [11] Hou Yongping. Synthesis of multi-axle steering system of heavy-duty vehicle based on probability of steering angle [C]. SAE Paper, 2000.
- [12] 刘惟信, 孟嗣宗. 机械最优化设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1986.
- [13] Babu R. Optimizing steering system design parameters of motorcycles using multi-body computer simulation [C]. SAE Paper, 2002.
- [14] Zbigniew Lozia. Vehicle dynamics and motion simulation versus experiment[C]. SAE Paper, 1998.
- [15] 韦超毅, 蒋国平, 周从钜, 等. 基于 ADAMS 软件的转向梯形计算机辅助设计[J]. 广西大学学报, 2003, 28(3): 246- 249.

Optimization design of multi-axle steering mechanism of multi-axle steering vehicles

Liu Conghua¹, Zhao Bin², Gao Xiuhua¹, Yu Yaping^{1*}

(1. College of Mechanical and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China;

2. Xuzhou Heavy Machinery Co., LTD, Xuzhou 221004, China)

Abstract: The multi-axle steering mechanism is the key part of the multi-axle steering vehicle, which can ensure the Ackerman steering angle when steering. Based on characteristics of steering and Ackerman theorem, the ADAMS software is used to build simulation model of the multi-axle steering vehicle, and carry on optimization design of the steering mechanism. Compared with the traditional design, this method enhances accuracy and efficiency of the steering mechanism design. The research results can be used as a reference for the optimization of the steering mechanism of other multi-axle vehicle.

Key words: multi-axle steering vehicle; multi-axle steering mechanism; optimization design