

文章编号: 1002-0268 (2004) 08-0124-05

转向梯形驱动机构的运动分析及优化设计

李玉民¹, 李旭宏¹, 过学迅²

(1. 东南大学交通学院, 江苏 南京 210096; 2 武汉理工大学, 湖北 武汉 430070)

摘要: 转向梯形驱动机构的空间布置对汽车的操纵稳定性影响很大。本文以常见的非独立悬架结构为例, 建立空间几何模型进行运动分析, 提出同时满足“与前悬架运动协调”和“左右转向力均匀”两方面要求的转向梯形驱动机构优化设计方法。实践应用表明该方法可行。

关键词: 汽车转向; 空间连杆机构; 运动分析; 优化设计

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

Kinematics Analysis and Optimal Design of Driving Mechanisms of Ackerman Steering Linkage

LI Yu-min¹, LI Xu-hong¹, GUO Xue-xun²

(1. Transportation College, Southeast University, Jiangsu Nanjing 210096, China;

2 Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430070, China)

Abstract: The spatial position of driving mechanisms of Ackerman steering linkage quite influences the stability of vehicle maneuvering characteristics. Taking non-independent suspension as an example, this paper establishes spatial geometric analysis model, then puts forward an optimal design method which meets the coordinated motion of steering driving linkage and front suspension, at the same time meets the uniformity of left-and-right steering force. Application shows that the method is feasible.

Key words: Automotive steering; Spatial linkage mechanisms; Kinematics analysis; Optimal design

如图1示, 汽车转向传动机构包括转向梯形和转向梯形驱动机构, 其中转向梯形驱动机构是指由转向摇臂 OA 、直拉杆 AB 和转向节臂 BC 等组成的驱动转向梯形完成转向任务的连杆机构。转向梯形驱动机构的空间布置要受前悬架运动学特性的影响^[1,2], 若布置不好, 它将和前悬架产生运动干涉, 引起前轮摆振、制动转向和跑偏等; 同时梯形驱动机构又影响着梯形机构的力和转角的传递^[3], 对转向力均匀性有很大影响, 若布置不好, 将直接导致左右转向极限的转向力不相等, 使最大转向力增大, 影响转向轻便性。文献[1][2]主要讨论了与前悬架的协调运动, 而没有涉及转向力均匀性; 文献[3]用空间模型研究了转向力均匀性问题, 但在与前悬架协调运动的问题

上, 明显考虑不足。

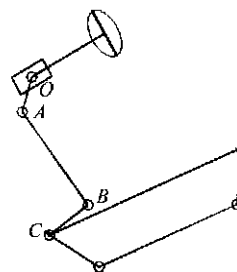


图1 转向传动机构示意图

在设计过程中, 同时考虑上述两种因素的也很少, 进行深入分析并优化设计的更少。本文以常见的纵置板簧非独立悬架结构为例, 综合考虑上述两方面因素, 建立统一的空间几何模型进行运动分析, 提出

收稿日期: 2003-07-03

作者简介: 李玉民 (1969—), 男, 河南南阳人, 东南大学博士研究生, 主要研究方向为载运工具运用工程。

同时满足“与前悬架协调运动”和“左右转向力均匀”两方面要求的转向梯形驱动机构优化设计方法。

1 分析模型的建立

建立如图 2 示的空间几何模型^[4]： H_1 平面为车架、板簧所在平面； H_2 平面为过转向器摇臂轴心 O ，而平行于 H_1 的平面； B_0 点为板簧主片中性面与中央螺栓的交点， V 平面过 B_0 点而垂直于 H_1 和 H_2 。讨论“与前悬架协调运动”主要考察转向轮摆正的情况，此时多数汽车转向直拉杆的布置平行于平面 H_1 ，故转向轮摆正时转向摇臂 OA 和直拉杆 AB 同处于平面 H_2 中。为了避免紧急制动时前轮自动转向和汽车

跑偏，转向节臂球头中心 B 和 B_0 点的高度应尽量一致，因此取 B 和 B_0 共面于平面 V ， C 点为主销和平面 V 的交点，亦即转向节臂的转动中心。可知，摇臂 OA 在平面 H_2 中摆动，节臂 CB 在平面 V 中摆动，直拉杆 AB 则是空间运动。图中 ϕ_0 、 θ_0 分别为转向摇臂和节臂的安装角， $\theta_{1\max}$ 、 $\theta_{2\max}$ 分别为节臂向前、向后的最大摆角， $\phi_{1\max}$ 、 $\phi_{2\max}$ 分别为对应的转向摇臂最大摆角。

当整车结构参数（轴距、轮距、前轮定位等）确定和总布置完成以后， O 点和 C 点的位置便已确定。过 O 点建立右手坐标系 $O-XYZ$ ，如图 2 示，则 C 点坐标 (x_C, y_C, z_C) 为已知。

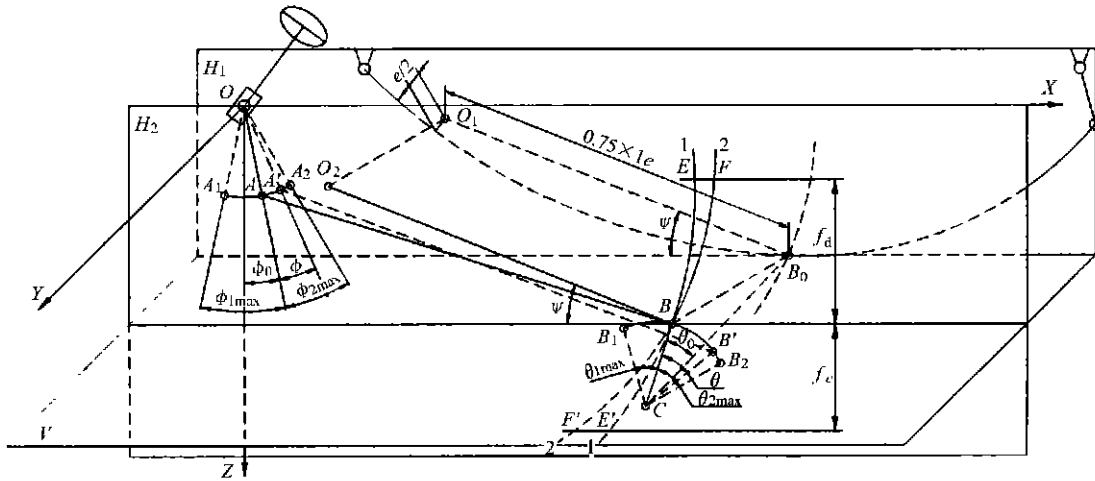


图 2 转向梯形驱动机构运动分析示意图

2 和前悬架共同工作时的运动分析和优化设计

2.1 运动分析

据文献 [1]， B_0 的轨迹近似于一段圆弧，其圆心 O_1 位于板簧固定端一侧、沿板簧主片中性面与 B_0 相距 $0.75l_e$ 、高出板簧主片中性面 $e/2$ ， l_e 为固定端卷耳中心沿中性面方向至板簧主片中点的距离， e 为板簧卷耳中心至主片中性面的距离。如图 2 示，由于 B 、 B_0 连线在空间上作平移运动，可按平行四边形原理找出 B 的摆动中心 O_2 ，则 B 点随板簧运动的摆动轨迹为圆弧 2-2；同时， B 点绕转向摇臂下端球销中心 A 摆动， B 点绕 A 点的摆动轨迹为圆弧 1-1。由 B 点向上、向下分别截取动挠度 f_d 和静挠度 f_c （ f_d 和 f_c 由整车参数可求），与 B 点的两条摆动轨迹分别交于 E 、 F 和 E' 、 F' 。则 $\Delta_{x_{EF}}$ 和 $\Delta_{x_{E'F'}}$ 即为转向直拉杆和板簧的运动不协调偏差量，它们应尽可能小，在轮胎经常跳动范围内应保持在轮胎弹性范围 Δ_1 以

内。

当整车总布置完成后， O 、 C 、 B_0 、 O_1 即确定，坐标已知， O_1B_0 与平面 V 的夹角 Ψ 也为已知。只要确定 A 、 B 两点坐标，即可确定转向梯形驱动机构的空位置。鉴于转向节臂因其结构布置和空间位置所限，优化设计余地不大，故取转向节臂长 $BC=l_2$ 为定值。取转向摇臂长 l_1 、摇臂安装角 ϕ_0 和节臂安装角 θ_0 为优化设计变量，则 A 点坐标为 $(l_1 \sin \phi_0, 0, l_1 \cos \phi_0)$ ， B 点坐标为 $(x_C - l_2 \sin \theta_0, 0, z_C)$ 。

由图 2 几何关系可得 O_2 的坐标为

$$\begin{cases} x_{O2} = x_B - 0.75l_e \cos \Psi = x_C - l_2 \sin \theta_0 - 0.75l_e \cos \Psi \\ y_{O2} = 0 \\ z_{O2} = z_B - 0.75l_e \sin \Psi = z_C - 0.75l_e \sin \Psi \end{cases}$$

此时轨迹 1-1 的曲线方程为

$$(x_1 - x_A)^2 + (z_1 - z_A)^2 = AB^2 = (x_A - x_B)^2 + (z_A - z_B)^2 \quad (1)$$

轨迹 2-2 的曲线方程为

$$(x_2 - x_{O2})^2 + (z_2 - z_{O2})^2 = O_2 B^2 = (x_{O2} - x_B)^2 + (z_{O2} - z_B)^2 \quad (2)$$

又由图 2 知, $z_E = z_F = z_B - f_d = z_C - f_d$

$$z_{E'} = z_{F'} = z_B + f_c = z_C + f_c$$

把 z_E 值和 A 点、 B 点的坐标值代入方程(1)中得

$x_E =$

$$\sqrt{[l_1 \sin \phi_0 - (x_C - l_2 \sin \theta_0)]^2 + (l_1 \cos \phi_0 - z_C)^2 - (z_C - f_d - l_1 \cos \phi_0)^2} + l_1 \sin \phi_0 = g_1(l_1, \phi_0, \theta_0)$$

同理, 把 z_F 值和 O_2 、 B 点的坐标值代入方程(2)中得

$$x_F = g_2(l_1, \phi_0, \theta_0)$$

于是得到

$$\Delta_{XEF} = |x_F - x_E| = |g_2(l_1, \phi_0, \theta_0) - g_1(l_1, \phi_0, \theta_0)|$$

同理可得

$$\Delta_{XE'F'} = |x_{F'} - x_{E'}|$$

2.2 建立优化设计方程

对于不同的轮胎, 干涉运动引起的轨迹偏差所允许的范围 Δ_1 不同, 可根据轮胎的结构型式、性能参数和使用状况等对 Δ_1 进行取值。在车辆的设计过程中, 应同时满足 $\Delta_{XEF} \leq \Delta_1$ 和 $\Delta_{XE'F'} \leq \Delta_1$; 又考虑到二者重要程度相当, 于是得到优化设计目标函数

$$\min f_1(l_1, \phi_0, \theta_0) = \min(\Delta_{XEF} + \Delta_{XE'F'}) \leq 2\Delta_1 \quad (3)$$

由于讨论“与前悬架协调运动”主要考察转向轮摆正时情况, 此时不必考虑连杆机构的传动角问题, 仅需根据汽车总布置参数、实际情况和设计经验对安装角 ϕ_0 和 θ_0 作以限制, 以缩小范围, 方便求解。于是得到约束条件

$$\phi_{0\min} \leq \phi_0 \leq \phi_{0\max} \text{ 和 } \theta_{0\min} \leq \theta_0 \leq \theta_{0\max}$$

上述约束条件需注意两个问题:

(1) 为了使转向器内部行程在左、右转向时得到充分利用, 要求转向摇臂向前、向后的摆角大致相等, 常将转向摇臂的中间位置布置成向后倾斜一个不大的角度。

(2) 为了计算方便, 并更准确地描述摇臂球销、节臂球销的安装角, 可以考虑对角度的正负进行约定。本文约定: 相对于坐标轴线, 自初始位置逆时针转动为正, 顺时针转动为负; 下同。

3 满足转向力均匀性的运动分析和优化设计

3.1 转向力均匀性

转向力均匀性^[3]是指车辆在转向过程中, 相同的左右转角, 对应的左右转向力相等; 否则, 称该车具有转向力不均匀性, 此时该车左右极限转向力不相

等, 从而影响转向轻便性。

影响汽车转向力均匀性的主要因素是转向传动机构的布置形式, 并主要表现在转向传动机构传动比随转向角变化的规律上。当整车结构参数确定之后, 转向梯形机构便随之确定, 因此, 可以认为转向梯形的传动比变化规律是确定的。调整改善汽车转向力均匀性的主要途径, 是改变转向梯形驱动机构的传动比规律, 使左右极限转向力趋于相等, 从而降低最大转向力, 提高汽车转向轻便性。

3.2 转向传动机构传动比的计算

鉴于整车参数惟一确定了转向梯形及其传动比变化规律 i_T , 可按照文献[3]或文献[5]的方法得到转向梯形的最优化设计解, 并进而求出 i_T , 因此本文不再赘述, 直接引用它们的结果。以下着重推导转向梯形驱动机构传动比的变化规律 i_Q 和整个转向传动机构传动比的变化规律 i 。

转向过程当中, 假设某时摇臂、节臂的位置分别在 OA' 、 CB' 处, 它们的转角变化分别为 ϕ 和 θ 。可知 A' 的坐标为 $[l_1 \sin(\phi_0 + \phi), 0, l_1 \cos(\phi_0 + \phi)]$, B' 的坐标为 $[x_C - l_2 \sin(\theta_0 - \theta), y_C - l_2 \cos(\theta_0 - \theta), z_C]$ 。并存在关系式

$$(x_{B'} - x_{A'})^2 + (y_{B'} - y_{A'})^2 + (z_{B'} - z_{A'})^2 =$$

$$A'B'^2 = AB^2 = (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (z_B - z_A)^2$$

把 A 、 B 和 A' 、 B' 的坐标代入上式, 可得

$$g_3(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi, \theta) = 0 \quad (4)$$

于是得到转向梯形驱动机构传动比

$$i_Q = d\phi/d\theta = g_4(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi, \theta) \quad (5)$$

参照文献[3]和文献[7]的方法, 求出整个转向传动机构的传动比

$$i = 2i_T i_Q / (1 + i_T) \quad (6)$$

3.3 建立优化设计方程

据经验, 当左右转向极限满足转向力均匀性时, 由传动比变化曲线的连续性可知, 左右转向中间过程也具有较好的均匀性; 而且从降低最大转向力, 改善转向轻便性来说, 更应关注左右转向极限时的转向力均匀程度。因此, 以控制左右转向极限时转向传动机构传动比的相对误差为目标函数, 即

$$\min f_2(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi, \theta) = \min[|i_L - i_R| / (i_L + i_R)] \leq \Delta_2 \quad (7)$$

式中, i_L 、 i_R 分别为左、右转向极限时转向传动机构的传动比。一般地可取 $\Delta_2 \leq 5\%$ 。

引入约束条件:

(1) 据机械原理知, 杆系运动过程中传动角 δ 不

宜过小,一般 $\delta \geq \delta_{\min} = 40^\circ$ 。由于转向摇臂中间位置向后倾斜,易知只要满足右转极限时转向摇臂最小传动角要求,则左转极限时传动角一定满足要求。而右转极限时转向摇臂最小传动角约束条件为

$$180^\circ - \angle OA_2B_2 = 180^\circ - \cos^{-1} \frac{OA_2^2 + A_2B_2^2 - OB_2^2}{2OA_2 \cdot A_2B_2} \geq 40^\circ$$

把 O 点坐标 $(0, 0, 0)$ 、 A_2 点坐标 $[l_1 \sin(\phi_0 + \phi_{2\max}), 0, l_1 \cos(\phi_0 + \phi_{2\max})]$ 和 B_2 点坐标 $[x_C - l_2 \sin(\theta_0 - \theta_{2\max}), y_C - l_2 \cos(\theta_0 - \theta_{2\max}), z_C]$ 代入上式,得约束方程

$$h_1(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi_{2\max}, \theta_{2\max}) \leq 0 \quad (8)$$

(2)由图2知,还需考虑左转极限时转向节臂的最小传动角约束条件

$$180^\circ - \angle A_1B_1C = 180^\circ - \cos^{-1} \frac{A_1B_1^2 + B_1C^2 - A_1C^2}{2A_1B_1 \cdot B_1C} \geq 40^\circ$$

把 A_1 点坐标 $[l_1 \sin(\phi_0 - \phi_{1\max}), 0, l_1 \cos(\phi_0 - \phi_{1\max})]$ 、 B_1 点坐标 $[x_C - l_2 \sin(\theta_0 + \theta_{1\max}), y_C - l_2 \cos(\theta_0 + \theta_{1\max}), z_C]$ 和 C 点坐标 (x_C, y_C, z_C) 代入上式,得约束方程

$$h_2(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi_{1\max}, \theta_{1\max}) \leq 0 \quad (9)$$

(3)同理,考虑转向节臂右转极限时,得约束方程

$$h_3(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi_{2\max}, \theta_{2\max}) \leq 0 \quad (10)$$

此外,从设计实际和便于求解来说,还有必要引入转向摇臂和节臂的最大摆角约束。

(4)转向摇臂最大摆角 $\phi_{\max}$ 约束。当转向器传动比确定后, $\phi_{\max}$ 即意味着方向盘向左向右的最大转角,从操纵灵活性角度考虑,有必要限制 $\phi_{\max}$ 。 $\phi_{\max}$ 可根据不同车型,不同转向器传动比,并参考同类车型的布置来取值。若取转向摇臂向前、向后最大摆角约束分别为 $\phi'_{1\max}$ 、 $\phi'_{2\max}$,则得约束

$$\phi'_{1\max} \leq \phi_{\max} \leq \phi'_{2\max}$$

(5)转向节臂最大摆角约束。由于转向节臂最大摆角近似等于^[5]转向轮向左、向右的最大转角 $\theta'_{1\max}$ 、 $\theta'_{2\max}$,它们由整车设计参数给出。可得约束

$$\theta'_{1\max} \leq \theta_{\max} \leq \theta'_{2\max}$$

4 优化设计方程求解

方程(3)含有3个未知数,方程(7)含有5个未知数,直接求解困难较大。本文采取一种特殊的方法求解,总体思路是先求出 $f_1(l_1, \phi_0, \theta_0)$ 的系列优化解,在

此基础上再求出 $f_2(l_1, \phi_0, \theta_0; \phi, \theta)$ 的最优解,即得到同时满足“与前悬架协调运动”和“左右转向力均匀”的最优解。具体步骤:

(1)求出 $f_1(l_1, \phi_0, \theta_0)$ 的系列优化解。这是一个含3个优化设计变量 (l_1 , ϕ_0 和 θ_0) 的有约束优化问题,求解有一定困难。但如果给定一个 θ_0 ,则可用惩罚函数法^[6]将问题化为无约束优化问题,求得对应于给定 θ_0 的 l_1 、 ϕ_0 的一个优化解。随着 θ_0 在 $\theta_{0\min}$ 和 $\theta_{0\max}$ 之间变动,最后可以求得一系列优化解,即得到 $\{l_{1i}, \phi_{0i}, \theta_{0i}\}, i=1, 2, \dots, k, \dots, n$ 。

(2)分析方程(4)和(5),若给定一组 (l_1, ϕ_0, θ_0) 的值,即给定转向梯形驱动机构某一空间布置,则由方程(4)和(5)得到 ϕ_0 变化时 θ_0 一一对应的关系,即得到给定 (l_1, ϕ_0, θ_0) 时 i_Q 的变化规律。把转向极限时的各个转角参数代入式(4)、(5)和式(6),即得到对应于给定 (l_1, ϕ_0, θ_0) 的 i_L 和 i_R 值。

(3)按照步骤(2)可得到对应于 $\{l_{1i}, \phi_{0i}, \theta_{0i}\}$ 的一系列 $\{i_{Li}\}$ 和 $\{i_{Ri}\}$ 值, $i=1, 2, \dots, k, \dots, n$ 。

(4)当 $i=k$ 时,把 $(l_{1k}, \phi_{0k}, \theta_{0k})$ 及对应的 i_{Lk} 、 i_{Rk} 代入式(7)、(8)、(9)、(10),考察是否满足 f_2 的目标函数和约束条件。若4式同时满足,则 $(l_{1k}, \phi_{0k}, \theta_{0k})$ 为同时满足 f_1 和 f_2 的优化设计解;若4式中只要有1式不满足,则舍弃 $(l_{1k}, \phi_{0k}, \theta_{0k})$ 。转而考察 $i=k+1$ 的情况。

(5)令 i 从1到 n 变化,重复步骤(4),可得到同时满足 f_1 和 f_2 的一系列优化设计解 $\{l_{1j}^*, \phi_{0j}^*, \theta_{0j}^*\}, j=1, 2, \dots, m, m \leq n$; 其中使 f_2 函数值最小的即为同时满足 f_1 和 f_2 优化设计的最优解 $\{l_1^*, \phi_0^*, \theta_0^*\}$ 。

5 应用实例

某轻型载货汽车在新车试验中发现转向左轻重现象明显,方向盘还略有摆振现象,操纵稳定性较差。

按照本文方法,建立空间模型对原转向传动机构进行分析,求得 $\Delta x_{E'F'} = 10\text{mm}$,基本符合设计要求,而 $\Delta x_{EF} = 21\text{mm}$,运动不协调量偏大,结果导致了方向盘摆振。得到的转向传动机构传动比的变化规律如图3所示, $i_{L\max}$ 明显大于 $i_{R\max}$,这种差别必然反映到左右转向操纵力矩上。

原地转向试验证实了这一点:先把转向测功机在方向盘上固定好,再将两转向轮放置于滑板上,校核前轮定位参数后,缓慢而均匀地转动方向盘,即测量

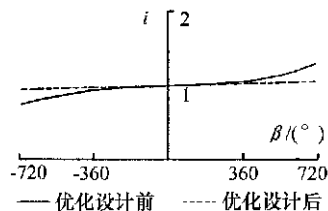


图 3 转向传动机构传动比的变化

到原地转向时转向力矩与方向盘转角 β 的关系, 整理绘制转向力示功图曲线, 见图 4。图中左转取正值, 右转取负值。转向力示功图显示, 左右转向确实是非对称的, 右转极限的转向力矩比左转极限大 29.5%。

经过优化设计, $\Delta x_{E'F'} = 9\text{mm}$, $\Delta x_{EF} = 10\text{mm}$, 都符合设计要求; 转向传动机构传动比 i 的变化也趋于对称, 如图 3 所示。结构改进后再做试验, 方向盘摆振现象消失, 转向力均匀性明显改善, 最大转向力矩降低, 见图 4。

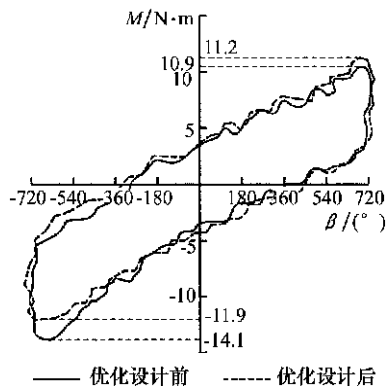


图 4 原地转向时转向力示功图曲线

6 结语

(1) 本文分析是建立在转向梯形优化设计基础上的, 否则, 不一定得到满意的结论。

(2) 优化求解过程中, 得到了一系列优化设计解供选择, 为结构设计和改进带来了很大方便。

参考文献:

- [1] 刘惟信. 汽车设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [2] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [3] 陆波, 姜明国. 汽车转向力均匀性分析 [J]. 汽车技术, 1992 (9): 1—5.
- [4] 张启先. 空间机构的分析与综合 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1984.
- [5] 李玉民, 过学迅, 王文家, 等. 整体式转向梯形的运动分析及优化设计 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2001 (2): 18—22.
- [6] 刘惟信. 机械最优化设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1994.
- [7] 李玉民. 载货汽车转向系机构运动分析及优化设计 [D]. 华中理工大学硕士学位论文, 2001.