

(13) 80 - 87

重型汽车多轴转向系统摇臂机构的优化设计^{*}

Optimization Design of Rocker Mechanism of Mute-axle Steering System of Heavy-duty Vehicle

陈 志 军

Chen Zhijun

熊 廷 超

Xiong Tingchao

何 渝 生

He Yusheng

(重庆大学汽车工程系, 重庆, 630044)

U463.4

A 摘 要 以 QY80 汽车起重机四轴转向摇臂机构为例, 利用多刚体系统运动学理论对机构作了空间运动分析, 建立了转向摇臂机构优化设计的数学模型, 并用改进了的约束随机方向搜索法编写了优化设计的微机软件, 并已应用于生产实践。

关键词 重型汽车; 转向系统; 优化设计

摇臂机构

中国图书资料分类法分类号 TH213.6; TH122

ABSTRACT Taking QY80 auto-crane's rocker mechanism of four-axle steering system as example, this paper presents a new method which applies multibody system Kinematics theory to analyse mechanism's spatial motion, builds up mathematical model of optimization for the rocker mechanism of steering System, and chooses minimization adoptive random search method to develop an optimization design microcomputer program, Using aboving method and program, this paper finally optimizes each design Variable, and obtains better result which has been used in the process of production.

KEYWORDS Heavy-duty Steering System Optimization Design.

0 引 言

具有多轴转向系统的重型汽车的卓越的公路行驶性能, 是与其运动协调的转向摇臂机构分不开的。因此, 开展对重型汽车多轴转向摇臂机构优化设计的研究是具有重大意义的。

转向摇臂机构优化设计的关键是通过运动分析建立优化设计目标函数。目前, 已有一些应用于二桥、三桥转向摇臂机构的运动分析方法^{[1][2]}, 但这些方法精度差、分析繁琐、通用性不强, 对于四轴及四轴以上的多轴转向系统, 有的甚至是无能为力的。笔者提出了一种精确有效且通用性强的运动分析方法, 建立了目标函数, 并选择了适当的优化方法求解各参数。

1 多轴转向摇臂机构的空间运动分析

* 收文日期 1993-12-25

图1所示为QY80汽车起重机四轴转向系统示意图。它的摇臂机构由两个平面四杆机构 O_1CDO_2 、 O_2EFO_3 和四个空间四杆机构 O_1AKL 、 O_1BMN 、 O_3GPQ 、 O_3HRS 所组成，如图2所示，下面用刚体运动学理论对摇臂机构作运动分析。

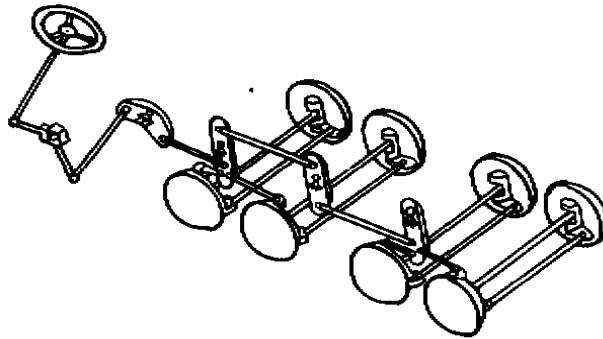


图1 QY80汽车起重机四轴转向系统示意图

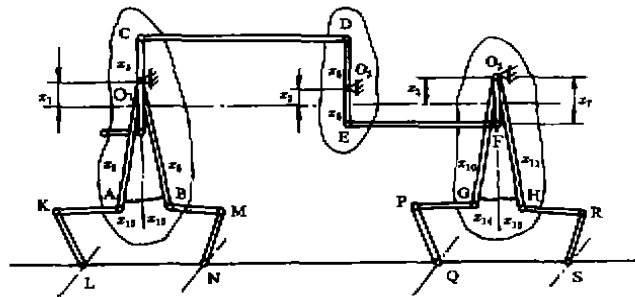


图2 四轴转向系统摇臂机构简化模型

1.1 第一桥左转向轮转角 θ_{1L} 与垂臂 O_1A 转角 ϕ_A 的关系

由于转向轮定位角的影响，使得各桥左转向轮转角不同于转向轮绕主销的转角。就第一桥来说， θ_{1L} 与 θ_1 (转向轮绕主销转角) 之间的关系为：

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \cos^{-1}(\cos\gamma\cos\beta) \\ \delta &= \sin^{-1}(\sin\gamma/\sin\varphi) \\ E &= \cos^{-1}(-\cos\varphi\sin\alpha - \sin\varphi\cos\alpha\cos\delta) \\ \omega &= \sin^{-1}(\cos\alpha\sin\delta / \sin E) \\ \lambda &= \cos^{-1}(\cos^2 E + \sin^2 E\cos\theta_1) \\ \alpha' &= \sin^{-1}[-\cos\varphi\cos E - \sin\varphi\sin E\cos(\theta_1 + \omega)] \\ \theta_{1L} &= \cos^{-1}\left(\frac{\cos\lambda - \sin\alpha\sin\alpha'}{\cos\alpha\cos\alpha'}\right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 β ——主销内倾角
 γ ——主销后倾角
 α ——车轮外倾角

如图3所示，以 O_1 点为坐标原点建立总体坐标系 O_1XYZ ，刚体 O_1ABC 的连体坐标系 $O_1U_1V_1W_1$ 的初始位置与总体坐标系重合，因此，A点的总体坐标值即为A点的连体坐标值，即

$$x_A = U_{1A} = -x_2\sin\alpha_{12}$$

$$y_A = V_{LA} = 0$$

$$z_A = W_{LA} = -z_A \cos \alpha_{12}$$

以第一桥转向节球头销中心K到主销轴线的垂足L为原点,以LK为V₁轴,主销为W₁轴建立刚体LK的连体坐标系LU₁V₁W₁.则K点的连体坐标值为U_{1K} = 0, V_{1K} = LK, W_{1K} = 0,坐标系LU₁V₁W₁相对于总体坐标系的三个平移分量为:

$$D_{11} = x_A + x_{LA},$$

$$D_{12} = y_A + y_{LA},$$

$$D_{13} = z_A + z_{LA}.$$

式中, x_{LA}, y_{LA}, z_{LA} 分别为LA在总体坐标系O₁XYZ中沿三坐标轴的投影,由总体布置决定.

连体坐标系LU₁V₁W₁可看作经平移后分别绕O₁XYZ的三个动坐标轴转动α₁₁, α₁₂, α₁₃而形成的,如图4所示.

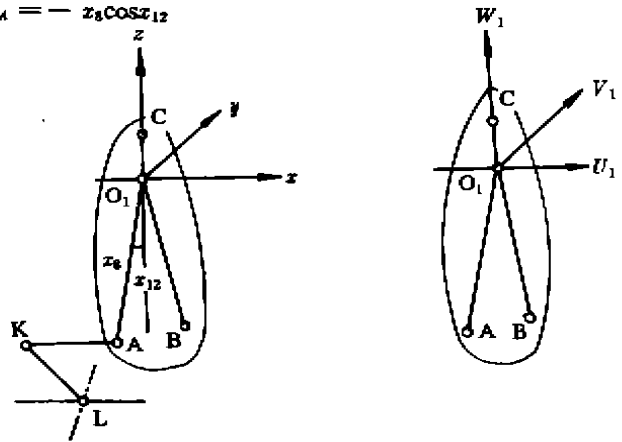


图3 四杆机构O₁AKL及总体坐标系O₁XYZ

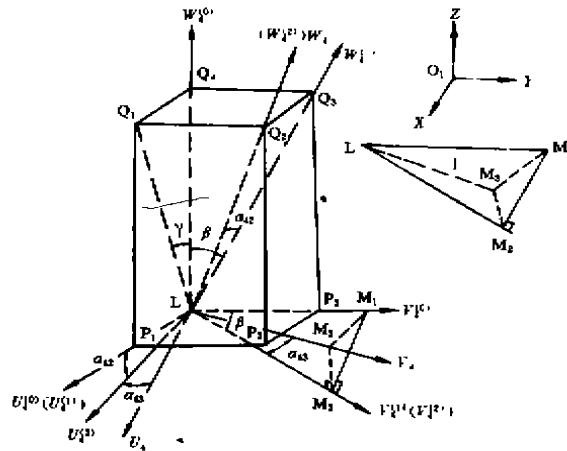


图4 刚体KL的连体坐标系LU₁V₁W₁

$$\alpha_{11} = \beta \quad \alpha_{12} = \text{tg}^{-1}(\text{tg} \beta \cos \beta)$$

解四面体LM₁M₂M₃可得以下方程式:

$$\cos \beta \cos^2 \alpha_{13} - \cos \beta \sin^2 \alpha_{13} - 2 \cos \theta_{LK} \cos \alpha_{13} + 2 \sin \beta \sin \alpha_{12} \sin \alpha_{13} \cos \alpha_{13} + \cos \beta = 0$$

用迭代法即可求得α₁₃.

由刚体运动学理论可知^[3],K点的连体坐标与总体坐标有如下关系:

$$\begin{Bmatrix} x_K \\ y_K \\ z_K \end{Bmatrix} = A_{11} \begin{Bmatrix} u_{1K} \\ v_{1K} \\ w_{1K} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} D_{11} \\ D_{12} \\ D_{13} \end{Bmatrix} \tag{2}$$

式中

$$A_{41} = \begin{bmatrix} ca_{42}ca_{43} & -ca_{42}sa_{43} & sa_{42} \\ sa_{41}sa_{42}ca_{43} + ca_{41}sa_{43} & -sa_{41}sa_{42}sa_{43} + ca_{41}ca_{43} & -sa_{41}ca_{42} \\ -ca_{41}sa_{42}ca_{43} + sa_{41}sa_{43} & ca_{41}sa_{42}sa_{43} + sa_{41}ca_{43} & ca_{41}ca_{42} \end{bmatrix}$$

$$s = \sin \quad c = \cos$$

当车轮绕主销转过一个角度 θ_1 后, K 点在总体坐标系中的坐标为:

$$\begin{Bmatrix} x_K \\ y_K \\ z_K \end{Bmatrix} = A_{11}A_{42} \begin{Bmatrix} u_{4K} \\ v_{4K} \\ w_{4K} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} D_{41} \\ D_{42} \\ D_{43} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中

$$A_{42} = \begin{bmatrix} c\theta_1 & -s\theta_1 & 0 \\ s\theta_1 & c\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

当车轮绕主销转过 θ_1 , 垂臂 O_1A 绕 O_1 轴转过 ϕ_1 后, A 点在总体坐标系中的坐标为:

$$\begin{Bmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{Bmatrix} = A_{11}A_{12} \begin{Bmatrix} u_{1A} \\ v_{1A} \\ w_{1A} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad A_{12} = \begin{bmatrix} \cos\phi_1 & 0 & \sin\phi_1 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\phi_1 & 0 & \cos\phi_1 \end{bmatrix}$$

由于 AK 长始终保持不变, 设 $AK = S_{10}$, 则有:

$$(x_A - x_K)^2 + (y_A - y_K)^2 + (z_A - z_K)^2 = S_{10}^2 \quad (5)$$

由式(1)、(3)、(4)、(5)可得出方程:

$$S_{11}\cos^2\phi_1 + S_{12}\sin^2\phi_1 + S_{13}\cos\phi_1\sin\phi_1 + S_{14}\cos\phi_1 + S_{15}\sin\phi_1 + S_{16} = 0 \quad (6)$$

式中系数 $S_{11}, S_{12}, S_{13}, S_{14}, S_{15}, S_{16}$ 为 $\theta_1, x_1, x_6, x_{12}$ 的函数。用迭代法即可由(6)式得出函数关系式:

$$\phi_1 = f_1(\theta_{1L}, x_1, x_6, x_{12}) \quad (7)$$

1.2 刚体 O_1D 转角 ϕ_2 与刚体 O_1C 转角 ϕ_1 的关系

总体坐标系的建立同前, 刚体 O_1C 和刚体 O_2D 的连体坐标系如图5所示。则 C 点的连体坐标为 $u_{1c} = 0, v_{1c} = 0, w_{1c} = x_4$, D 点的连体坐标为 $u_{2d} = 0, v_{2d} = 0, w_{2d} = x_6$ 。它们在总体坐标系中的坐标分别为:

$$\begin{Bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{Bmatrix} = A_{11} \begin{Bmatrix} u_{1c} \\ v_{1c} \\ w_{1c} \end{Bmatrix},$$

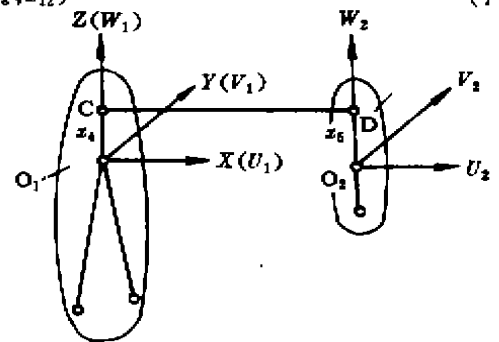


图5 平面四杆机构 O_1CDO_2 分析

$$\begin{Bmatrix} x_D \\ y_D \\ z_D \end{Bmatrix} = A_{21} \begin{Bmatrix} u_{2D} \\ v_{2D} \\ w_{2D} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} D_{21} \\ D_{22} \\ D_{23} \end{Bmatrix}$$

式中

$$A_{11} = A_{21} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

D_{21} 、 D_{22} 、 D_{23} 为刚体 O_2D 的连体坐标系相对于总体坐标系的三个平移分量,由总体布置决定。

当刚体 O_1C 转过 ψ_1 ,刚体 O_2D 转过 ψ_2 以后,C、D 点的坐标分别为:

$$\begin{Bmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{Bmatrix} = A_{11} A_{12} \begin{Bmatrix} u_{1C} \\ v_{1C} \\ w_{1C} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{Bmatrix} x_D \\ y_D \\ z_D \end{Bmatrix} = A_{21} A_{22} \begin{Bmatrix} u_{2D} \\ v_{2D} \\ w_{2D} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} D_{21} \\ D_{22} \\ D_{23} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

由于 CD 杆长度不变,设 $CD = S_{20}$,则有:

$$(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2 + (z_C - z_D)^2 = S_{20}^2 \quad (10)$$

由式(8)、(9)、(10)可得方程:

$$S_{21} \cos^2 \psi_2 + S_{22} \sin^2 \psi_2 + S_{23} \cos \psi_2 \sin \psi_2 + S_{24} \cos \psi_2 + S_{25} \sin \psi_2 + S_{26} = 0 \quad (11)$$

同求解方程(6)一样,可得如下函数关系式:

$$\psi_2 = f_2(\psi_1, x_1, x_4, x_5) \quad (12)$$

1.3 刚体 O_3FGH 的转角及二、三、四轴左转向轮转角的实现函数

采用与上述同样的方法,对机构 O_1BMN 、 O_2EFO_3 、 O_3GPQ 、 O_3HRS 作运动分析,就可得到以下几个实现函数:

$$\left. \begin{aligned} \theta_{2L} &= f_3(\psi_1, x_1, x_6, x_{13}) \\ \psi_3 &= f_4(\psi_2, x_1, x_2, x_3, x_8, x_7) \\ \theta_{3L} &= f_5(\psi_3, x_3, x_{10}, x_{14}) \\ \theta_{4L} &= f_6(\psi_3, x_3, x_{11}, x_{15}) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中 ψ_3 —— 刚体 O_3FGH 转角;

θ_{iL} —— 第 i 轴左转向轮转角, $i = 2, 3, 4$

由此,若输入第一轴左转向轮的转角 θ_{1L} ,即可利用式(7)、(12)、(13)按以下顺序计算出第二、三、四轴左转向轮的转角 θ_{2L} 、 θ_{3L} 、 θ_{4L} :

$$\theta_{1L} \rightarrow \theta_1 \rightarrow \psi_1 \rightarrow \begin{cases} \psi_2 \rightarrow \psi_3 \rightarrow \begin{cases} \theta_3 \rightarrow \theta_{3L} \\ \theta_4 \rightarrow \theta_{4L} \end{cases} \\ \theta_2 \rightarrow \theta_{2L} \end{cases}$$

2 优化数学模型的建立

2.1 理想的转角关系

为使汽车转向时,转向轮只有纯滚动而无滑移或滑转,各转向轮应绕同一瞬时转向中心转动,如图6所示。各转向轮理论转角关系式如下:

$$\left. \begin{aligned} \theta_{i1} &= \text{tg}^{-1} \left(\frac{L_i}{L_1} \text{tg} \theta_{1L} \right) & i &= 2, 3, 4 \\ \theta_{j2} &= \text{tg}^{-1} \left(\frac{L_j}{L_2} \text{tg} \theta_{2L} \right) & j &= 3, 4 \\ \theta_{k3} &= \text{tg}^{-1} \left(\frac{L_k}{L_3} \text{tg} \theta_{3L} \right) & k &= 4 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中 θ_{iL} —— 第 i 轴左转向轮转角, $i = 1, 2, 3, 4$ 。

θ_{i1} —— 第一轴左转向轮转角为 θ_{1L} 时,第 i 轴左转向轮理论转角, $i = 2, 3, 4$ 。

θ_{j2} —— 第二轴左转向轮转角为 θ_{2L} 时,第 j 轴左转向轮理论转角, $j = 3, 4$ 。

θ_{k3} —— 第三轴左转向轮转角为 θ_{3L} 时,第 k 轴左转向轮理论转角, $k = 4$ 。

L_i —— 第 i 轴至五、六轴间悬挂中心的距离, $i = 1, 2, 3, 4$ 。

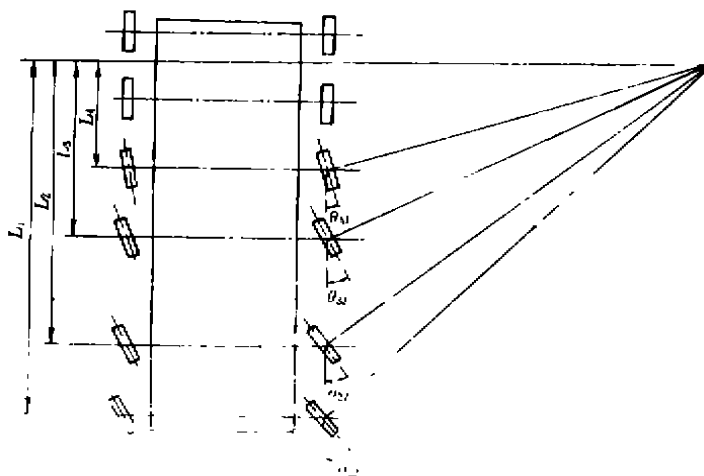


图6 各桥转向轮理论转角关系图

2.2 目标函数的建立

摇臂机构优化设计的目的,就是使重型汽车在转向过程中,各轴转向轮的实际运动轨迹与理论运动轨迹尽量吻合,因此,优化设计的目标函数可取各轴间这两种曲线的偏差 E_i 的最大值。

根据重型汽车的实际行驶工况,要求在摇臂机构初始(中间)位置附近的偏差比在极限位置时的小,以减少摇臂机构在常用位置即车轮常用转角(通常车速也较高)时轮胎的磨损。这一要求可用加权函数 $\omega(\theta_{1L})$ 来满足。假设第一轴车轮转角 θ_{1L} 在 $\theta_{1L左max}$ 到 $\theta_{1L右max}$ 范围内出现的概率服从高斯分布,则 $\omega(\theta_{1L})$ 可按高斯分布概率密度函数来考虑。因此,目标函数可

描述为:

$$\begin{aligned}
 E_1 &= \int_{\theta_{1L}^{\text{右max}}}^{\theta_{1L}^{\text{左max}}} \omega(\theta_{1L})(\theta_{2L} - \theta_{21}')^2 d\theta_{1L} \\
 E_2 &= \int_{\theta_{1L}^{\text{右max}}}^{\theta_{1L}^{\text{左max}}} \omega(\theta_{1L})(\theta_{3L} - \theta_{31}')^2 d\theta_{1L} \\
 E_3 &= \int_{\theta_{1L}^{\text{右max}}}^{\theta_{1L}^{\text{左max}}} \omega(\theta_{1L})(\theta_{4L} - \theta_{41}')^2 d\theta_{1L} \\
 E_4 &= \int_{\theta_{1L}^{\text{右max}}}^{\theta_{1L}^{\text{左max}}} \omega(\theta_{1L})(\theta_{3L} - \theta_{32}')^2 d\theta_{1L} \\
 E_5 &= \int_{\theta_{1L}^{\text{右max}}}^{\theta_{1L}^{\text{左max}}} \omega(\theta_{1L})(\theta_{4L} - \theta_{42}')^2 d\theta_{1L} \\
 E_6 &= \int_{\theta_{1L}^{\text{右max}}}^{\theta_{1L}^{\text{左max}}} \omega(\theta_{1L})(\theta_{4L} - \theta_{43}')^2 d\theta_{1L}
 \end{aligned} \quad (15)$$

$$E = \max(E_1, E_2, E_3, E_4, E_5, E_6) \quad (16)$$

2.3 摇臂机构的设计变量

QY80汽车起重机铅垂布置的转向摇臂机构简图如图2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2中 O_1C 、 O_2D 、 O_2E 、 O_3F 均为铅垂布置。这样,整个摇臂机构只需确定以下15个参数:

O_1 、 O_2 、 O_3 轴在车架上的固定坐标 x_1 、 x_2 、 x_3 。

O_1C 、 O_2D 、 O_2E 、 O_3F 、 O_1A 、 O_1B 、 O_3G 、 O_3H 的和长度 x_4 、 x_5 、 x_6 、 x_7 、 x_8 、 x_9 、 x_{10} 、 x_{11} 。

O_1A 与 O_1C 、 O_1B 与 O_1C 、 O_3G 与 O_3F 、 O_3H 与 O_3F 的夹角 x_{12} 、 x_{13} 、 x_{14} 、 x_{15} 。

因此,设计变量可取为:

$$\{X\} = \{x_i\}, i = 1, 2, \dots, 15.$$

2.4 约束条件

重型汽车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。根据总体布置的要求和设计经验,可确定设计变量的上、下限约束条件分别为:

$$g(i) = x_i - xU(i) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, 15$$

$$g(15+i) = xL(i) - x_i \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, 15$$

式中 $xU(i)$ ——第 i 个设计变量上限

$xL(i)$ ——第 i 个设计变量下限

另外,为保证摇臂机构的顺利装配,还应考虑A、B之间和G、H之间的距离必须大于所要求的装配空间,因而有以下两个约束条件:

$$g(31) = zp_1 - \sqrt{x_8^2 + x_9^2 - 2x_8x_9\cos(x_{12} + x_{13})} \leq 0$$

$$g(32) = zp_2 - \sqrt{x_{10}^2 + x_{11}^2 - 2x_{10}x_{11}\cos(x_{14} + x_{15})} \leq 0$$

式中 z_{p1} ——A、B之间的最小装配空间,
 z_{p2} ——G、H之间的最小装配空间。

3 优化计算结果

从上面的分析可知,多轴转向摇臂机构优化问题是一个多变量非线性约束优化问题,我们采用改进了的约束随机方向搜索法求解并编写了相应的优化设计程序^{[1][2]},优化计算结果见表1。

表1 转向摇臂机构优化结果

设计变量	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8
上限值	350	300	350	230	300	180	280	500
下限值	250	200	250	180	200	100	220	430
初始值	300	240	300	200	255	147	250	475
优化值	312.6	231.7	301.8	220.3	265.4	143.5	252.8	477.7
设计变量	x_9	x_{10}	x_{11}	x_{12}	x_{13}	x_{14}	x_{15}	目标函数
上限值	485	550	450	10	10	10	10	初值
下限值	390	470	330	0	0	0	0	793.47
初始值	420	500	400	7.26	4.78	5.74	5.74	优化值
优化值	427.1	513.2	407.9	8.73	6.05	7.99	7.07	164.83

从表中可以看出,优化前的目标函数值为793.47,优化后的目标函数值为164.83,仅为优化前的20.77%。这意味着实际运动轨迹与理论运动轨迹的偏差大大减小,转向特性得到极大改善,优化设计取得明显效果。

4 结 论

对于多轴转向汽车来说,尽管它们的转向桥数不同或转向摇臂机构具有各种不同的结构型式,但从优化设计的角度来看,它们之间存在着类似性。利用本文提出的通用性强的运动分析方法、优化数学模型的建立方法、约束条件方程式的建立原则,并运用本文提出的实用优化计算软件对它们进行优化设计是行之有效的,在生产实际中取得了明显的经济效益。

参 考 文 献

- 1 何季雄. 优化设计. 北京:机械工业出版社,1989,58~62,130~135
- 2 刘惟信,孟嗣宗. 机构最优化设计,北京:清华大学出版社,1986,108~188,213~217
- 3 熊廷超,何渝生. 多刚体力学在汽车工程中的应用实例,见:重庆汽车工程学会1992年年会会议论文集,1992年6月,75~87
- 4 熊廷超,何渝生,周虎林. 汽车起重机多轴转向机构的运行学分析,重庆大学学报,1993,16(3),134~139
- 5 Reklaitis G V, Ravindran A, Ragsdell K M. Engineering Optimization Methods and Applications, New York, Wiley, 1983
- 6 Vanderplaats G H. Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Application, New York, McGraw-Hill, 1984