

断开式转向梯形机构的稳健优化设计模型*

刘汪洋, 宋小文*, 王晓晖

(浙江大学 能源工程学系, 浙江 杭州 310027)

摘要:为解决传统优化设计方法中存在的最优解的函数值波动过大且容易违反约束的问题,将稳健设计运用于汽车断开式转向梯形机构的优化设计中。首先分别分析了稳健设计和转向机构的数学模型;其次在目标函数与约束中同时考虑运动副间隙的影响,建立了稳健优化设计模型。实例分析表明,与传统的优化方法相比较,该模型不仅可以得到较小的误差还具有较高的稳健性。研究表明,该方法有较好的可行性与实用性。

关键词:稳健设计;断开式转向梯形机构;运动副间隙;约束可行性

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)04-0429-03

Robust design model of vehicle divided steering linkage

LIU Wang-yang, SONG Xiao-wen, WANG Xiao-hui

(Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to solve the problems of the great fluctuations and constraints dissatisfied in optimal solutions, robust design was applied to the vehicle divided steering linkage optimization. The mathematical model of the robust design and steering mechanism was analyzed. A robust model was established by considering the kinematic pair clearance both in the objective functions and constraints. Compared to traditional optimization methods, the model can get not only smaller deviation but also higher robustness. The result shows that this method is practical and effective.

Key words: robust design; divided steering linkage; kinematic pair clearance; constraints feasibility

0 引言

汽车转向系是通过对左、右转向车轮不同转角之间的合理匹配来保证汽车能沿着设想的轨迹运动的机构,目前主要根据阿克曼理论转向特性,在理想状态下(不考虑误差、磨损等因素)采用各种优化设计方法,例如遗传算法、图论法等进行优化设计^[1-2]。但是在汽车转向机构中,存在着一些间隙,例如运动副的间隙、齿轮齿条式转向器的传动间隙和磨损变形等引起的间隙。这些间隙对汽车直线行驶时的稳定性和转向器的寿命都有直接影响^[3]。在优化设计中如果忽略这些因素,所得的最优解往往处于约束的边缘,很容易违反约束,机构使用一段时期之后,由于磨损等原因会导致目标函数值发生波动,由于在设计之初仅仅考虑目标函数值与理想值之间的偏差关系,没有考虑目标函数值波动时的情况,因而难以保证机构正常的工作。

稳健设计是对产品性能、质量、成本作综合考虑而获得高品质、低价的现代设计方法^[4]。稳健性是指因变量(结果、响应)对因素(原因、输入)发生微小变差的不敏感性。近年来稳健设计方法在汽车设计领域得到了越来越多的应用^[5-6],张蕾^[7]将运动副间隙作为噪声因素,对汽车整体式转向梯形机构进行了稳健优化设计,但是没有考虑约束中的噪声因素,得出的设计变量最优解接近变量范围的边界,在噪声因素的影响下容易超出变量的设计范围,即设计的稳健性较差。

本研究运用现代稳健设计理论,以汽车断开式齿轮齿条转向机构为例,将运动副间隙、传动间隙等同时引入目标函数与约束中进行优化设计。

1 考虑噪声因素的稳健设计数学模型

常规优化的数学模型可以表示为:

收稿日期:2010-11-02

基金项目:浙江省科技厅重大科技专项资助项目(2008C01002)

作者简介:刘汪洋(1986-),男,安徽亳州人,主要从事汽车转向系统方面的研究. E-mail: fannana1986@zju.edu.cn

通信联系人:宋小文,女,副研究员. E-mail: songxw@zju.edu.cn

$$\begin{cases} \text{find } \mathbf{x}^T = (x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \min f(x) \\ \text{s. t. } g_i(x) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, k \\ x^L \leq x \leq x^U \end{cases}$$

式中： x —设计变量， $f(x)$ —目标函数， $g_i(x)$ —约束， x^L, x^U —设计变量的上下边界。

稳健设计将影响产品性能的因素分为可控因素和不可控因素^[8]。可控因素是指那些在设计和制造过程中可以控制的因素，也称为设计变量，如上式中的 $\mathbf{x}^T = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ 。不可控因素是对产品质量特性有影响，而在设计中难于控制的因素，也称为噪声因素，可表示为 $\mathbf{z}^T = (z_1, z_2, \dots, z_k)$ ，式中 z_k 表示影响产品性能的各种噪声因素。由于噪声因素的存在，不仅目标函数会发生一定的波动，约束也会相应地发生变化。目前许多学者^[7]进行优化设计后得到的最优解往往在约束范围的边界上，虽然得到的结果是最优的，但是当约束发生波动时，得出的最优解由于噪声因素的影响往往会违反约束条件。因此，噪声因素的影响应同时体现在目标函数与约束中，可表示为： $f(x, z), g_i(x, z)$ 。

稳健设计要求达到两个目的：①使产品质量特性尽可能达到目标值，即令 $\delta_y = |y - y_0| \rightarrow \min$ ；②使由各种干扰因素引起的功能特性波动的方差尽可能小，即令 $\sigma_y^2 = E\{(y - \bar{y})^2\} \rightarrow \min$ 。

如图 1 所示的优化问题在 $[x_a, x_b]$ 范围内有 3 个解 x_1, x_2, x_b ，目标函数值 $f(x_b) < f(x_1) < f(x_2)$ ，在噪声因素影响下，目标函数值的波动量 $\Delta f(x_b) < \Delta f(x_2) < \Delta f(x_1)$ 。由之前的分析可知，虽然 $f(x_b)$ 最小，但是 x_b 为边界，在噪声因素的影响下极有可能会超出设计变量的范围，故 $x = x_b$ 不是最优解； $f(x_1) < f(x_2)$ ，在常规优化中 $x = x_1$ 为最优解，但是在从稳健性考虑，在噪声因素的影响下 $f(x_2)$ 的波动范围明显小于 $f(x_1)$ 的波动范围，所以 $x = x_2$ 是该问题的最优解，此时模型更为稳健。

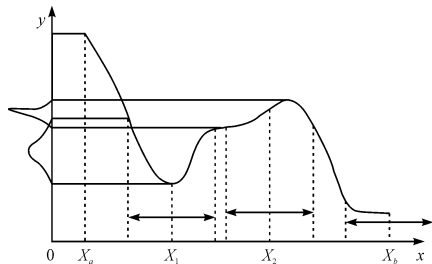


图 1 优化问题示意图

综上所述，稳健设计的数学模型可以表示为：

$$\begin{cases} \mathbf{z}^T = (z_1, z_2, \dots, z_k) \\ \text{find } \mathbf{x}^T = (x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \min \lambda_1 E[f(x, z)] + \lambda_2 \sigma[f(x, z)] \\ \text{s. t. } g_i(x, z) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, k \\ x^L \leq x \leq x^U \end{cases} \quad (1)$$

式中： z —噪声因素； λ_1, λ_2 —权重系数，根据需要设定。

2 转向机构运动分析

两轴汽车以低速转弯行驶，可忽略离心力的影响，假设轮胎是刚性的，忽略轮胎侧偏影响的时候，若各车轮绕同一瞬时转向中心进行转弯行驶，则两转向轮轴线的延长线，交在后轴延长线上，这一几何关系称为阿克曼几何学^[9]。

汽车用前轮转向时，为满足上述条件，必须符合下述关系式：

$$\cot \theta_o - \cot \theta_i = \frac{K}{L} \quad (2)$$

式中： θ_o —转向轮外轮转角， θ_i —转向轮内轮转角， K —两主销轴线与地面交点间距离， L —汽车轴距。

若自变角为 θ_i ，则因变角 θ_o 的期望值为：

$$\theta_o = f(\theta_i) = \text{arccot}(\cot \theta_i + K/L) \quad (3)$$

汽车转向时若能满足上述条件，则车轮作纯滚动。但是现有的汽车转向梯形机构不能在整个转向范围内得到满足，只是近似地使它得到保证。

实际中的齿轮齿条断开式转向梯形是空间连杆机构，但是由于主销内倾角与主销后倾角对转向连杆机构的影响非常小，因此可以近似的将齿轮齿条拉杆式转向梯形视为平面连杆机构进行分析^[10]。后置式与齿轮齿条式转向器匹配的转向杆系结构示意图如图 2 所示。当车轮左转时， θ_1 为自变角， θ_6 为因变角。

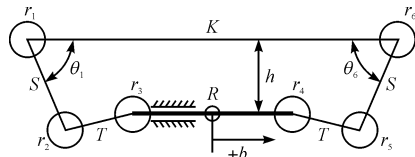


图 2 断开式齿轮齿条转向机构

现有转向梯形仅能近似满足式(2)。以某后置断开式转向梯形机构为例，利用杆系几何关系推得转向梯形所给出的实际因变角 θ_o' 为：

$$\theta_o' = 2 \arctan \left(\frac{2h + \sqrt{4h^2 - [h^2 + S^2 - T^2 + (K/2 - b - R/2)^2]^2 / S^2 + (K - 2b - R)^2}}{[h^2 + S^2 - T^2 + (K/2 - b - R/2)^2] / S + (K - 2b - R)} \right) - \theta_{60} \quad (4)$$

式中： R —齿条的长度； S —转向梯形臂的长度； T —转

向横拉杆的长度； b —齿条移动的距离，是自变角的函

数; K —两主销轴线与地面交点间距离; h —齿条到前轴的距离; θ_{60} —无转向时梯形的底角,可以根据 $b = 0$ 时由转向机构几何关系求出。

3 断开式转向梯形机构的稳健优化设计

本研究中转向机构的噪声因素主要为运动副间隙,转向杆系中主要包括 6 个转动副。广义上运动副

$$\theta_o' = 2\arctan \left(2h + \frac{\sqrt{4h^2 - [h^2 + (S+r_1+r_2)^2 - (T+r_2+r_3)^2 + (K/2 - b - R/2)^2]^2/S^2 + (K - 2b - R)^2}}{([h^2 + (S+r_1+r_2)^2 - (T+r_2+r_3)^2 + (K/2 - b - R/2)^2]/S + (K - 2b - R))} \right) - \theta_{60} \quad (5)$$

在运动过程中机构的初始梯形底角、运动过程的梯形底角和齿条的运动距离都应非负数^[12],考虑噪声因素后 3 个约束条件表示为:

$$\begin{cases} g_1(x,z) = [h^2 + (S+r_1+r_2)^2 - (T+r_2+r_3)^2 + (K/2 - R/2)^2]/(S+r_1+r_2)^2 - (K-R)^2 - 4h^2 \leq 0 \\ g_2(x,z) = [h^2 + (S+r_1+r_2)^2 - (T+r_2+r_3)^2 + (K/2 + b - R/2)^2]/(S+r_1+r_2)^2 - 4h^2 - (K+2b-R)^2 \leq 0 \\ g_3(x,z) = (S+r_1+r_2)^2 \sin^2 \theta_1 + h^2 - 2(S+r_1+r_2)h \sin \theta_1 - (T+r_2+r_3)^2 \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

所设计的转向梯形给出的实际因变角 θ_o' 应尽可能接近理论期望值。其偏差在最常使用的中间位置附近小转角范围内应尽量小,以减少高速行驶时轮胎的磨损;而在不经常使用且车速较低的最大转角时,可适当放宽要求。引入加权因子 $\omega(\theta_{in})$,构成的评价设计优劣的目标函数为:

$$f(x,z) = \sum_{\theta_{i1}}^{\theta_{imax}} \omega(\theta_{in}) |\theta_o(\theta_{in}) - \theta_o'(\theta_{in})| \quad (7)$$

考虑到多数使用工况下转角小于 20° ,且 10° 以内的小转角使用得更加频繁,因此取:

$$\omega(\theta_i) = \begin{cases} 1.5 & 0^\circ < \theta_i \leq 10^\circ \\ 1.0 & 10^\circ < \theta_i \leq 20^\circ \\ 0.5 & 20^\circ < \theta_i \leq \theta_{imax} \end{cases} \quad (8)$$

某款车转向机构各部件初始长度为: $K = 1\,470\text{ mm}$, $L = 2\,606\text{ mm}$, $S = 158\text{ mm}$, $T = 368\text{ mm}$, $R = 620\text{ mm}$, $h = 159\text{ mm}$,其中 K, R, L 不变,将 S, T, h 视为变量,根据实车结构确定变化范围为: $S(185, 405)$, $T(350, 500)$, $h(150, 350)$,内侧车轮转角定为最常用的范围 $0^\circ \sim 40^\circ$ 。由以上分析可知,设计变量为 $\mathbf{x}^T = (x_1, x_2, x_3) =$

均可看成由轴孔和轴销组成,由于尺寸误差一般服从正态分布,由 3σ 原则可以确定各尺寸的标准差,根据基孔制或基轴制配合及轴销孔尺寸的上下偏差,即可确定运动副的平均间隙和间隙标准差^[11]。选取运动副配合均为 $\phi 15H8/g8$,各间隙分布为: $r_i \sim N(0.017, 0.003^2)$ ($i = 1, \dots, 6$)。

为便于计算,忽略间隙接触角。考虑噪声因素之后的实际因变角为:

(S, T, h) ,噪声因素为 $\mathbf{z}^T = (z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6) = (r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6)$ 。取权重系数 $\lambda_1 = 0.6, \lambda_2 = 0.4$,考虑噪声因素的转向机构稳健优化数学模型表达式为:

$$\begin{cases} \mathbf{z}^T = (z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6) \\ \text{find } \mathbf{x}^T = (x_1, x_2, x_3) \\ \text{min } \{ \lambda_1 E[f(x,z)] + \lambda_2 [\sigma(f(x,z))] \} \\ \text{s. t. } g_1(x,z) \leq 0 \\ g_2(x,z) \leq 0 \\ g_3(x,z) \leq 0 \\ 185 \leq x_1 \leq 405 \\ 350 \leq x_2 \leq 500 \\ 150 \leq x_3 \leq 350 \end{cases} \quad (9)$$

利用 Matlab 中的遗传算法工具箱进行优化设计,采用常规模型,不考虑噪声因素,仅考虑目标函数值最小时得到的优化解为 $\mathbf{x}^* = (203.6, 369.6, 244.3)$;采用稳健优化设计方法,只在目标函数中体现噪声因素的影响,得到的最优解为 $\mathbf{x}^* = (185.0, 368.0, 166.8)$,此时得到的最优解 S 的值处于约束的边缘,在噪声因素的影响下转向杆系很可能会破坏约束条件,故得到的最优解是有缺陷的;采用稳健优化设计方法,并且目标函数与约束均考虑噪声因素后得到的最优解为 $\mathbf{x}^* = (191.7, 367.0, 194.7)$ 。

目标函数与约束同时考虑噪声因素的稳健优化设计以及常规优化设计得到的转角误差 δ 与内轮转角之间的关系如图 3 所示。由图 3 可以观察到,在常用的转角范围内,稳健设计方案不仅使转角误差较小,而且波动也比较小,当受到噪声因素影响时,设计的机构仍然具有较高的稳健性。

4 结束语

常规的优化设计方法有两个缺点:①目标函数只 (下转第 443 页)

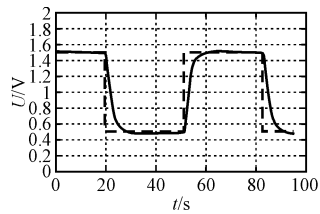


图6 线性插值模糊控制

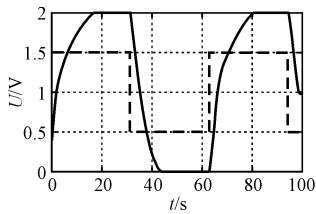


图7 常规模糊控制

4 结束语

基于SIEMENS PLC常规模块实现的模糊控制算法,既保留了PLC控制的可靠、灵活、适应性强等特点,又提高了控制系统的智能化程度。采用二元线性插值模糊方法弥补了普通模块控制器算法的不足,通过少量的数学推理,使原有的有限条控制规则变成了无限条,更加有效地应用了信息,提高了控制系统的精度。

在珩磨机控制系统中,由于加工环境的复杂性,精确建立表面加工质量与加工参数之间的数学模型并以此进行加工控制非常困难,采用本研究提出的二元线性插值模糊方法,在基于PLC的硬件平台上实现加工控制是一种理想的可选方案。

[编辑:李辉]

(上接第431页)

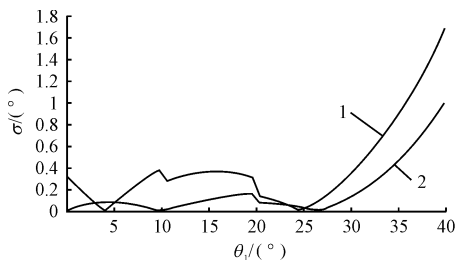


图3 转向特性曲线

1—常规优化设计结果;2—考虑噪声因素的稳健优化设计结果

考虑与期望值的误差最小,没有考虑在噪声因素影响下目标值发生波动的情况;②求出的最优解有时处于约束的边缘,在噪声因素的影响下很有可能违反约束。所以常规的优化方法对汽车转向机构进行优化设计时难以保证所得参数为最优解。

本研究建立了既考虑目标值与实际值的误差又考虑目标值波动的稳健优化模型。机构中运动副间隙的影响体现在目标函数与约束中,得出的优化结果明显好于传统优化方法得到的优化结果,且所得的最优解不处于约束的边缘,提高了产品的安全性能。

参考文献(References):

[1] 蒋国平,王国林,周孔亢. 独立悬架转向梯形断开点位置

参考文献(References):

- [1] ZIMMERMANN H J. Fuzzy set theory[J]. **Wiley Interdisciplinary Reviews: Computational Statistics**, 2010, 2(3): 317-332.
- [2] 周孚宏. 应用于PLC的一种新的模糊控制算法[J]. **自动化仪表**, 2005, 26(10): 17-20.
- [3] YI Jun, XU Zhong-bao, WANG Xue-lin, et al. Research on fuzzy control for automatic transmission of tracked vehicles[J]. **Journal of China Ordnance**, 2007(4): 245-250.
- [4] 张雪平,王志斌. 基于模糊控制的PLC在温度控制中的应用[J]. **电气控制**, 2005, 35(8): 54-59.
- [5] 瞿枫,徐中宏,孙冀. 基于西门子S7-300PLC的模糊控制实现[J]. **南京师范大学学报:工程技术版**, 2007, 7(4): 23-27.
- [6] WANG Qing-feng, YANG Bo-tao, TU Hua-gang. Hybrid fuzzy control for electro-hydraulic active damping suspension[J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2002, 15(3): 228-232.
- [7] 丁承君,张明路,李光辉. 基于线性插值的模糊控制[J]. **基础自动化**, 2001, 8(4): 50-53.
- [8] 齐蓉,林辉,李玉忍,等. 通用模糊控制器在PLC上的实现[J]. **工业仪表与自动化装置**, 2005(10): 23-26.
- [9] 张红军,张翔,佟明明. 线性插值模糊控制及其在PLC上的实现[J]. **计算机测量与控制**, 2008, 16(11): 1632-1634.
- [10] 田媛,刘振娟. 模糊控制在SIEMENS PLC系统中的实现[J]. **中国仪器仪表**, 2005(5): 72-75.

[编辑:李辉]

- [1] 的优化设计[J]. **农业机械学报**, 2007(2): 30-34.
- [2] PARKINSON A. Robust mechanical design using engineering model[J]. **Journal of Mechanical Design**, 1995, 17(2): 48-54.
- [3] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京:清华大学出版社, 2001.
- [4] 郭惠昕. 稳健设计研究现状与模糊稳健设计研究进展[J]. **机械设计**, 2005(2): 1-5.
- [5] SENEVIRATNE L D, EARLES S W. Chaotic behaviour exhibited during contact loss in a clearance joint of a four-bar mechanism[J]. **Mechanism and Machine Theory**, 1992, 27(3): 307-321.
- [6] 车华军,陈南,殷国栋. 基于操纵稳定性的车辆悬架性能参数稳健设计方法[J]. **汽车工程**, 2009, 31(4): 1011-1014.
- [7] 张蕾,张文明,申焱华. 考虑间隙影响的汽车转向机构稳健优化设计[J]. **农业机械学报**, 2007(1): 30-32.
- [8] 陈立周. 稳健设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.
- [9] 《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册—设计篇[M]. 北京:人民交通出版社, 2001.
- [10] SIMIONESCU P A, SMITH M R. Initial estimates in the design rack-and-pinion steering linkages[J]. **ASME Journal of Mechanical Design**, 2000, 122(2): 194-200.
- [11] 宋黎,曹惟庆,褚金奎. 间隙曲柄滑块机构运动误差分析的模拟实验修正法[J]. **机械设计**, 1999, 16(4): 37-40.
- [12] HANZAKI A R, RAO P V M, SAHA S K. Kinematic and sensitivity analysis and optimization of planar rack-and-pinion steering linkages[J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2009, 44(1): 42-56.

[编辑:柴福莉]