

# 基于稳健设计的非公路汽车转向杆系优化分析

申焱华<sup>1)</sup> 张文明<sup>1)</sup> 樊百林<sup>2)</sup>

1) 北京科技大学土木与环境工程学院, 北京 100083 2) 北京科技大学机械工程学院, 北京 100083

**摘要** 针对加工、使用过程中多种不确定因素对产品性能的影响, 利用响应面模型, 给出了转向机构设计变量与转向性能间的函数关系, 模拟了不确定因素干扰下的系统响应. 建立了转向机构稳健设计的数学模型, 根据理想点法, 求取了系统的优化设计方案.

**关键词** 矿用汽车; 转向机构; 稳健设计; 响应面法

**分类号** TH122

优质的机械产品, 要求其质量特性的波动范围小, 即保证其性能的统计均值接近于设计目标值. 但当机械系统设计完成并进入制造和使用阶段, 由于不确定因素(制造公差、装配误差等)的影响, 与产品性能相关的某个因素发生微小变化时, 产品性能也随之变化. 为真实反映工程实践中产品的性能, 必须对可控干扰因素和不可控干扰因素进行描述分析<sup>[1,2]</sup>, 以降低其对产品的负面影响. 工程稳健设计<sup>[3]</sup>就是极小化由不可控因素和可控因素引起的产品性能的变异, 而不必消除其产生的来源, 以此来提高产品质量. 产品的灵敏度或变化量越小, 设计的稳健性越强.

本文以某矿用汽车转向连杆机构为研究对象, 利用机械优化设计的结果, 在 MSC. ADAMS 环境下建立其虚拟样机, 通过考察不可控干扰因素对机构铰接点位置的影响, 从稳健设计的角度验证并优化整个转向机构.

## 1 汽车转向机构的优化设计

某矿用汽车前轮为转向轮, 转向连杆机构见图1. 模型建立时采用ISO坐标制, 即以前轮轮心连线与汽车纵向对称面的交点为坐标原点,  $x$ 轴指向汽车行驶的正前方,  $y$ 轴指向汽车的左侧,  $z$ 轴垂直指向上方. 图中 $A, B, C, D, E$ 和 $F$ 处都为球副,  $O_1, O_2, O_3$ 和 $O_4$ 为铰接点, 转向机构呈对称分布. 由于转向轮定位参数的存在, 转向杆系的运

动实质为一空间机构运动, 依据多刚体系统运动学的相关理论, 建立转向连杆机构的空间运动模型. 将各转向杆的长度以及相互的夹角作为设计变量, 以内外轮转角关系的特性曲线与理论Ackermann转向曲线的偏差最小作为目标函数, 利用序列二次规划法求取转向机构的优化设计参数.

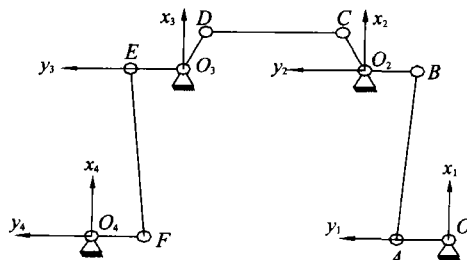


图1 转向机构简图

Fig.1 Steering mechanism sketch

## 2 基于响应面的稳健分析

### 2.1 响应面函数

从汽车转向机构分析, 各铰接点的位置对最终转向曲线有很大的影响. 要明确写出各点的位置坐标与转向轮输出特性曲线之间的关系, 一是方程将非常复杂(有可能是隐式的), 具有非线性特性, 方程不容易求解; 另一方面在工程实际应用中是不必要的, 因为有些点的位置坐标对产品的质量性能影响可以忽略不计.

由于系统的设计变量与响应值之间的关系难于明确表达, 因此在优质设计中取得的最优值附近, 变量的改变对设计性能的敏感性也难以确定. 对于复杂工程模拟而言, 依据高效、高精度度

收稿日期: 2004-11-12 修回日期: 2005-03-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 50475173)

作者简介: 申焱华 (1968—), 女, 副教授, 硕士

的试验设计策略, 构造系统的替代模型, 可作为实际工程模拟模型的替代。

响应面法是复杂系统替代模型的一种, 它是质量工程领域广泛应用的一种工具。响应面法将试验设计与数理统计相结合, 在指定的设计点集合进行连续的试验, 并在设计空间中构造出输出变量(系统响应)的全局逼近。该法<sup>[1]</sup>仅关注系统的输入(设计变量)与输出(响应)间的关系, 采用最小二乘法回归模型, 拟合出复杂的、精度较高的响应关系, 依据目标函数求取优化设计解。它将设计灵敏度可视化同响应面优化结合起来, 非常容易获得变量的优化值以及变化趋势。

对于设计变量较多的复杂系统, 应先筛选出对系统影响较大的设计变量。按照中心组合试验设计<sup>[1]</sup>, 对转向机构的虚拟模型(图2)进行仿真, 以转向机构的各杆长为变量, 在图3给定的设计空间内, 可得到因子分析图。按照影响因子的大小, 选择前三个主要因素(分别对应图1中的 $BO_2C$ ,  $O_2C$ ,  $O_1A$ 杆长)进行响应面建模。

利用MSC.ADAMS/Insight建立转向机构各杆长度与转向误差的函数关系, 得到的二阶响应面模型表达式如下:

$$y = 415.26 - 0.13097x_1 - 6.8858x_2 - 0.2151x_3 + 8.99 \times 10^{-4}x_1x_2 + 10^{-4}x_1x_3 + 1.5496 \times 10^{-3}x_2x_3 + 3.82 \times 10^{-5}x_1^2 + 0.0288x_2^2 + 9.452 \times 10^{-5}x_3^2 \quad (1)$$

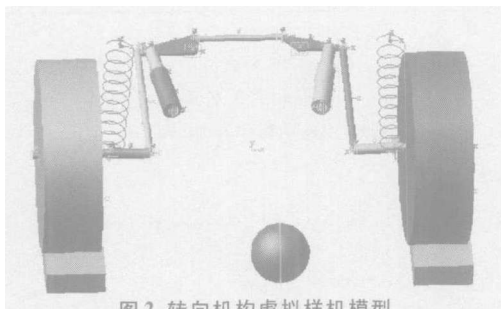


Fig.2 Virtual prototype of steering mechanism

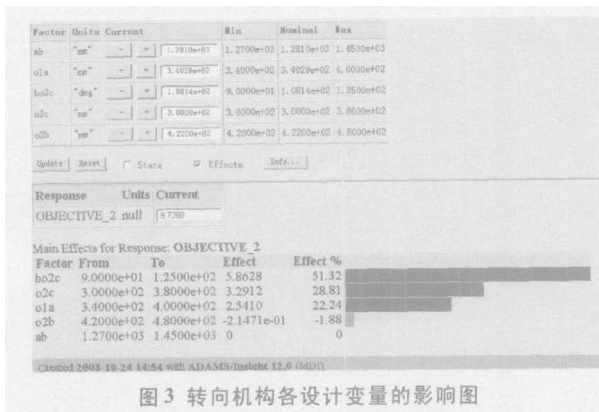


图3 转向机构各设计变量的影响图

Fig.3 Effect of each design variables on steering mechanism

式中,  $y$  为系统的响应(转向误差值),  $x_1$  为  $O_1A$  杆长度,  $x_2$  为板  $BO_2C$  的角度,  $x_3$  为  $O_2C$  杆长度。

响应面模型式(1)的精确性由  $R^2$  和  $R_{adj}^2$  系数的值进行判别。 $R^2$  是完全拟合的度量值, 反映响应面符合给定数据的程度。 $R^2$  值越大, 表明响应面与实际情况越接近, 足够的逼近通常要求  $R^2$  的值在0.9以上。 $R_{adj}^2$  参数修正多项式项数的影响, 更适合评定响应面的预测精度。若不能满足预设的精度要求, 可考虑用更高阶的响应面方程或增加设计次数, 用于评估响应面的点与生成响应面点不重合的情况。由式(1)计算得  $R^2=0.985$ ,  $R_{adj}^2=0.965$ , 因此响应面式(1)可以作为转向机构的替代模型。

在装配和使用过程中, 同样存在不可控干扰因素, 从而使得机构中的各装配位置点(图1) $A, B, C, D, E, F$  点的坐标, 相对其名义坐标位置点出现偏移, 引起系统性能的变异。为此在相应的取值区域内, 筛选出对系统性能影响较大的铰接点坐标, 利用中心组合实验设计, 建立主要因子与转向误差的响应面模型, 分析因子的敏感度, 考察不同设计因素对转向性能的影响趋势。图4为铰接点  $A$  的  $x_A, y_A$  坐标, 铰接点  $B$  的  $x_B$  坐标偏差与最大转向误差值的关系。

### 2.2 转向机构的 Monte Carlo 分析

在各设计变量优化点的附近区域, 建立一个如式(1)的系统输入与输出的响应面, 将其作为实际问题精确求解的替代模型:

$$y_1 = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2)$$

考察各干扰因素  $\delta x$  对系统的影响, 式(2)可表述为:

$$y_2 = f(x_1 + \delta x_1, x_2 + \delta x_2, \dots, x_n + \delta x_n) \quad (3)$$

对响应面模型(3), 利用 Monte Carlo 法能很快计算出几百个不同容差组合下的系统响应——转向误差值。此方法有助于确定对系统稳健性影响最大的变量容差。综合考虑系统性能、成本, 可对各部件的容差进行优化组合。机构各部件的大小不用改变, 利用响应面模型对每个可能变化逐一计算, 快捷真实地模拟实际运行条件下产品的性能。针对本文讨论的转向机构, 分两种情况进行分析。

(1) 杆件加工过程中引起的偏差(名义公差)。分析图5, 设容差值  $\delta x = \pm 0.2 \text{ mm}$  (均值0, 标准方差0.1), 名义公差引起的实际转角与理论转角误差值的波动范围为  $\pm 0.05^\circ$ 。

(2)车辆装配或使用过程中,各铰接点偏离名义坐标点(装配公差). 设容差值  $\delta x = \pm 4$  mm(均值

0,标准方差2),分析图6,铰接点位置的改变对转向误差值影响较大,应引起重视.

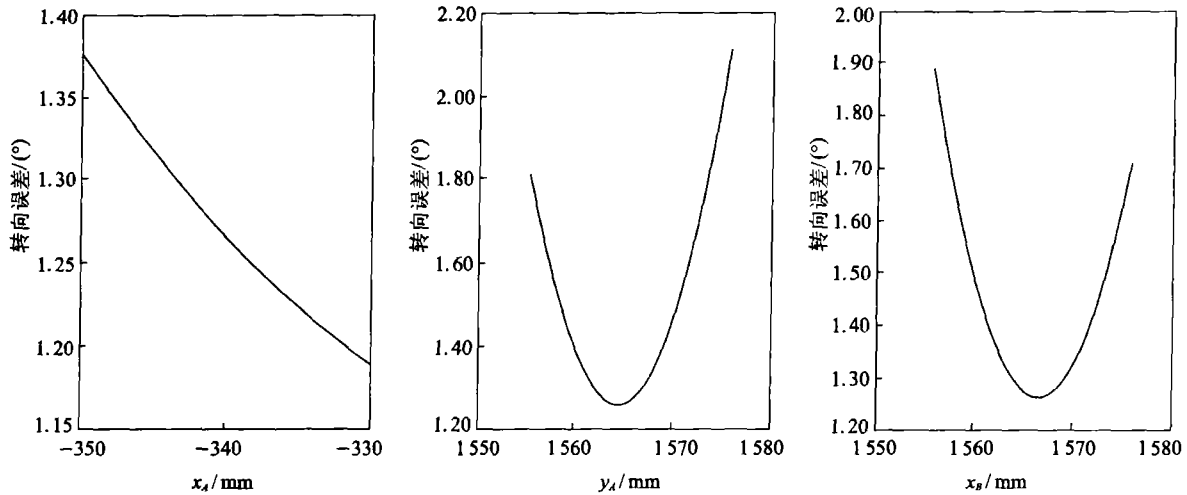


图4 单个变量变化对响应曲线的影响  
Fig.4 Effect of a single variable on the response curve

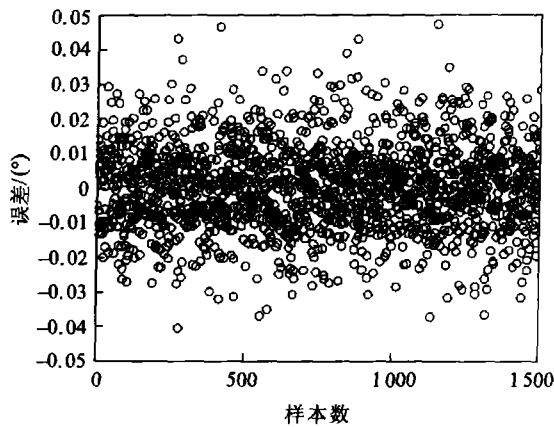


图5 名义公差  
Fig.5 Nominal tolerance

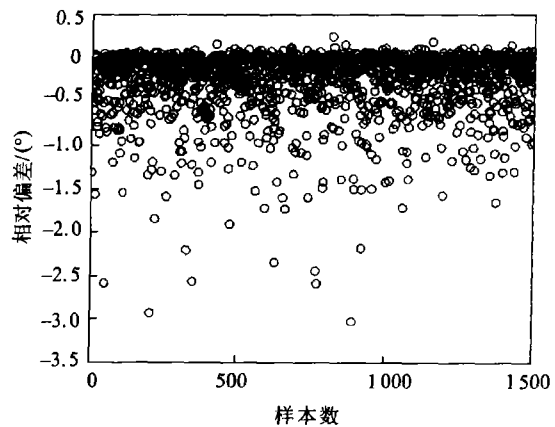


图6 装配公差  
Fig.6 Assembly tolerance

### 3 基于理想点法稳健优化设计

产品优化设计既要考虑产品性能的最优,还要考虑产品在不确定干扰下运行时,产品性能的波动量最小,即具有稳健性. 稳健优化设计实际上为双目标优化问题:使系统性能的平均值  $\mu_i$  与实际值偏差最小;使系统性能设计值的变化量  $\sigma_i$  (标准方差)最小. 同时,由于各变量变化,约束条件也随之变化,按传统的约束条件求得的优化解可能会违反约束条件,稳健优化设计要求其必须满足新的约束条件. 本文按照各变量最坏情况组合,将可能出现的约束改变量,以惩罚因子的形式,加到原有的约束函数上,形成新的约束函数. 其数学模型如下:

$$\min [\mu_i, \sigma_i]$$

s.t.

$$\begin{cases} g_j(x, u_j) + k_j \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial g_j}{\partial x_i} \right| \Delta x_i + \sum_{i=1}^k \left| \frac{\partial g_j}{\partial z_i} \right| \Delta z_i \leq 0, j=1, 2, \dots, m \\ x_L + \Delta x \leq x \leq x_U - \Delta x \end{cases} \quad (4)$$

根据文献 [5-7], 式(4)的双目标优化问题可转换为加权的理想点法进行求解:

min  $\beta$

$$\begin{cases} w_1 \left( \frac{\mu_i}{u_i} - 1.0 + \varepsilon_1 \right) \leq \beta \\ w_2 \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_i^*} - 1.0 + \varepsilon_2 \right) \leq \beta \\ g_j(x, \mu_i) + \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial g_j}{\partial x_i} \right| \Delta x_i + \sum_{i=1}^m \left| \frac{\partial g_j}{\partial z_i} \right| \Delta z_i \leq 0 \\ x_L + \Delta x \leq x \leq x_U - \Delta x \end{cases} \quad (5)$$

式(5)中,  $w_1, w_2$  表示为两个目标的相对重要程度;  $u_i, \sigma_i^*$  分别为各自单独考虑均值与标准差时的最优解, 目标函数已经变为  $\frac{\mu_i}{u_i}, \frac{\sigma_i}{\sigma_i^*}$ . 根据具体的响

应面模型,采用 Matlab 优化工具箱,可求取不同权重组合下式(5)的优化值  $u_r, \sigma_r$ (图7)。当产品的性能最优与稳健性有一定的冲突时,应综合产品的制造、装配成本,根据产品的实际需求,选取合理的  $u_r, \sigma_r$  组合,进而求得产品的稳健优化值。

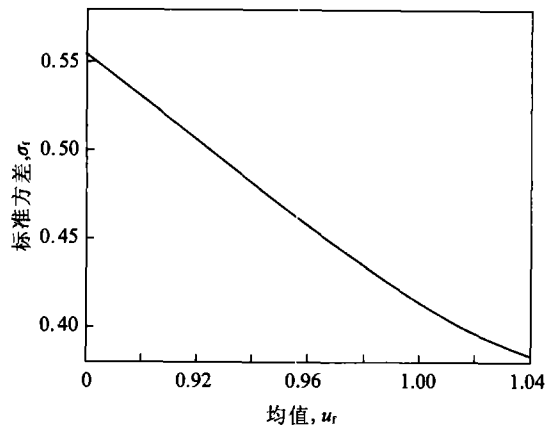


图7 Pareto 优化解  
Fig.7 Pareto optimum solution

## 4 结论

(1) 对本文的转向机构进行优化设计,仅以误差值作为系统的目标,在给定的设计空间,从全局优化结果来看, $O_2C, O_2D$  杆越短,系统性能表现越好。可以认为,应该尽量缩小  $O_2C$  的值,以达到最优的性能值——转向误差值最小。

(2) 应用响应面模型对转向机构进行稳健性分析,在相同的干扰因素作用下,杆件  $O_2C$  越长,系统的抗干扰性越好。当性能优化与稳健性有一

定的冲突时,应利用多目标优化方法对其进行协调求解。

(3) 从系统分析的角度,将传统的机械优化(确定性优化),同基于质量工程的稳健设计封装起来进行一体分析,它们之间可以通过软件模拟,采用 Monte Carlo 法进行。当模拟的成本很高时,如系统需要进行大量模拟时,响应面可以作为一种替代模型,嵌入到系统中,便于快速理解和优化所研究的系统。

## 参 考 文 献

- [1] Chen W, Allen J K, Mistree F, et al. A procedure for robust design: minimizing variations caused by noise factors and control factors. *J Mech Des*, 1996, 118: 478
- [2] Lee K H, Eom I S, Park G J, et al. A study on the robust design for unconstrained optimization problems. *Trans ASME*, 1994, 116(11): 2825
- [3] 陈立周. 稳健设计. 北京:机械工业出版社. 2000
- [4] Shankar S R, Koerner S, Janevic J. Extending synthesis: robust design using ADAMS/Insight. In: Proceedings of DETC' 02, ASME 2002 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Montreal, 2002
- [5] Chen W, Raman G, Nestor M. Robust design for improved vehicle handling under a range of maneuver conditions. In: Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences. Las Vegas Nevada, 1999
- [6] Chen W, Wiecek M M, Zhang J. Quality utility-A compromise programming approach to robust design. *ASME J Mech Des*, 1999, 121(2): 179
- [7] 于利磊, 唐文勇, 张圣坤, 等. 基于理想点法的双目标结构鲁棒设计. *上海交通大学学报*, 2003, 37(8): 1193

## Optimum analysis on steering rod mechanism of an mine truck based on robust design

SHEN Yanhua<sup>1)</sup>, ZHANG Wenming<sup>1)</sup>, FAN Bailin<sup>2)</sup>

1) Civil and Environmental Engineering School, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2) Mechanical Engineering School, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

**ABSTRACT** According to the effect of non-deterministic parameters on product performance in the manufacturing and working process, the functional relationship between design variables and steering performance was proposed by the response surface method. The system response disturbed by uncertain factors was simulated. A robust design model of steering mechanism was built up. The optimum value of the system was achieved by using the ideal point approach.

**KEY WORDS** mine truck; robust design; steering mechanism; response surface method