

某 MPV 车前悬架 K&C 特性稳健性优化

蒋涛¹, 郑松林^{1,3}, 石永金², 姚谢钧², 王非²

(1. 上海理工大学机械工程学院, 上海 200093; 2. 上海汽车集团股份有限公司商用车技术中心, 上海 200438;
3. 机械工业汽车底盘机械零部件强度与可靠性评价重点实验室, 上海 200093)

摘要: 针对传统的悬架 K&C 特性优化设计时没有考虑悬架衬套和横向稳定杆中存在的不确定因素的问题, 提出了一种便于工程实践的悬架 K&C 特性的稳健性设计方法。将悬架硬点作为可控因素, 衬套和横向稳定杆刚度作为不确定性因素, 借助 ADAMS/Insight 软件, 通过拉丁超立方抽样建立悬架 K&C 特性的响应面方程。然后利用 Isight 软件的 6 σ 优化方法, 利用蒙特卡罗模拟对硬点进行优化。结果表明, 优化后前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角特性得到提升, 且悬架 K&C 特性的多目标响应函数标准差降低 26%。优化后的悬架系统主要 K&C 特性性能得到提升, 衬套和横向稳定杆刚度对悬架系统的影响程度降低, 悬架 K&C 特性的稳健性得到提升。

关键词: 悬架 K&C 特性; 响应面模型; 稳健性优化

中图分类号: U 463.33 **文献标志码:** A

Robustness optimization of K&C characteristics of a MPV front suspension

JIANG Tao¹, ZHENG Songlin^{1,3}, SHI Yongjin², Yao Xiejun², Wang Fei²

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2. SAIC Motor Commercial Vehicle Technical Center, Shanghai 200438, China; 3. Machinery Industry Key Laboratory
for Mechanical Strength & Reliability Evaluation of Auto Chassis Components, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the ignorance of the uncertainty factors existing in suspension bushings and anti-roll bars in the traditional optimization design process of suspension K&C characteristics, a design method for the robustness of suspension K&C characteristics that could facilitate its practical use in engineering was proposed. Using the suspension hard point as the controllable factor, the stiffness of the bushing and the anti-roll bar as the uncertainty factor, the response surface equation for the suspension K&C characteristics was established based on Latin hypercube sampling by virtue of the ADAMS/Insight. Then the 6 σ optimization method in the Isight software was used to optimize the hard point by Monte Carlo simulation. The results show that the optimized toe angle, camber angle, kingpin inclination angle, and caster angle characteristics become better than before, and the standard deviation of the multi-objective response function of the K&C characteristics of the suspension is reduced by 26%. After optimization, the K&C characteristics of the suspension system are improved, the degree of

收稿日期: 2018-12-06

基金项目: 上海市浦东工业科技发展基金资助项目 (1616)

第一作者: 蒋涛 (1993-), 硕士研究生。研究方向: 车辆动力学。E-mail: 841532262@qq.com

influence of the stiffness of the bushing and anti-roll bar on the suspension system is reduced, and the robustness of the suspension K&C characteristics is raised.

Keywords: suspension K&C characteristics; response surface model; robustness optimization

汽车的操纵稳定性不仅影响到汽车驾驶的操纵方便程度,而且也是决定高速汽车安全行驶的一个主要性能^[1]。悬架系统是底盘的基础,也是汽车操纵稳定性的基础,要研究操纵稳定性必须研究悬架,而要研究悬架必须研究其K&C(kinematics & compliance)特性^[2]。MPV车型由于乘员较多,也兼顾载货的功能^[3],整车质量分布广,空满载的驾乘体验较轿车而言差距较大,因此,设计出稳健的MPV操纵稳定性尤为重要。

稳健设计是研究在不消除不确定因素的情况下,如何减少不确定因素对产品性能的影响。稳健设计方法在设计时考虑制造和使用时的多种不确定因素,能够以低成本的方式保证产品质量,它通过减少可控因素和不可控因素的变差来提高产品的质量^[4]。有关机械稳健设计的方法大体上以经验或半经验设计为基础,传统的稳健设计方法主要有田口稳健设计法、响应曲面法及双响应曲面法等^[5]。传统的田口方法需要设计人员对最优解的范围有一定的把握,否则就需要进行大量的正交试验,从而导致设计人员优化时间过长,稳健性优化效率降低。

稳健设计在汽车及零部件应用上具有非常好的前景,其作为一种质量控制方法,在设计阶段就能控制零部件及系统的性能,如果在制造阶段进一步控制,那么,量产件性能的一致性与可靠性将得到进一步提升。目前,稳健设计方法已运用于汽车零部件设计中^[6-7]。崔杰等^[8]利用双响应面模型建立前纵梁吸能、最大碰撞力和平均碰撞力的二阶多项式响应面模型,并进行了稳健性优化,但响应目标太多,需要多次提交计算并人工拟合。郑健等^[9]针对整车碰撞问题,将大梁组件作为设计变量,利用田口方法进行稳健性设计,降低了大梁厚度变化对于碰撞加速度值的影响程度,但该方法最后需要根据经验权衡得出最佳设计方案。郝芳芳等^[10]提出了一种基于灵敏度附加目标函数及灰色关联度理论的起重机金属结构多目标稳健优化设计模型,并应用到起重机金属结构的设计中,优化后方差虽有所减小,但均值与

最优值差距较大,仅适用于对稳健性要求高的场合。将稳健性设计应用于悬架设计的较少,王涛等^[11]建立了载荷汽车的平顺性仿真模型,利用遗传算法优化了弹簧和阻尼比,使得汽车在不同等级的公路上的垂向加速度具有稳健性,但简化的四自由度模型并不能考虑到实际悬架系统由于共振带来的噪声。

本文以某公司前期开发的MPV车型为研究对象,首先通过对标获得前悬架硬点坐标信息、车轮初始定位角信息,利用ADAMS/CAR软件建立该前悬架模型并进行K&C试验验证模型的精度;其次考虑到工程开发过程中的效率问题,直接在集成的ADAMS/Insight模块中进行拉丁超立方抽样,获取K&C参数与变量之间的响应面模型系数;然后建立多目标优化函数,运用6 σ 稳健设计算法对悬架参数进行稳健设计,并利用蒙特卡罗分析来进行取样检验。优化结果表明,该悬架硬点布置优化之后,悬架K&C特性的稳健性得到提升。

1 基于响应面的稳健性优化设计

1.1 响应面法

响应面法的基本思想是基于试验设计可以得到响应设计与变量之间的真实函数关系的一个拟合逼近式。常用的响应面模型有一阶响应面、二阶响应面和高阶响应面,但是,拟合方式采用最小二乘法,因此,高阶响应面不一定比低阶响应面精确。由于一阶响应面主要描述线性的响应问题,工程上大多数仿真问题属于非线性,因此,本文采用二阶响应面来描述悬架的响应,二阶响应面模型为

$$y(x) = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i x_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^i b_{ij} x_i x_j + R \quad (1)$$

式中: a_0 , a_i , b_{ij} 为待定系数; x_i 为设计变量; R 为响应 $y(x)$ 的观察误差或噪声。

为了判断所建立的RSM(响应面)模型是否接近真实函数,需要对模型进行显著性检验^[12],为此可以构造检验显著性的 F 统计量。

$$F(P,N-P-1)=\left(\frac{S_{SR}}{P}\right)\bigg/\left(\frac{S_{SE}}{N-P-1}\right) \tag{2}$$

式中： S_{SR} 为回归平方和， $S_{SR}=\sum_{i=1}^N(\hat{y}_i-\bar{y})^2$ ； S_{SE} 为残差平方和， $S_{SE}=\sum_{i=1}^N(y_i-\hat{y}_i)^2$ ； y_i ， $\hat{y}_i$ ， $\bar{y}$ 分别为第 i 点响应的试验值、预测值和试验均值； N 为样本容量； P 为自变量个数。

如给定显著水平 α ，存在 $F>F_{\alpha}$ ，则认为模型是合理的。若模型不能通过显著性检验，则需修正试验设计、函数逼近模型或设计空间等。模型的优良性判别采用调整的多重判定系数 R_a 。

$$R_a^2=1-\frac{n'-1}{n'-k-1}\left(1-R^2\right) \tag{3}$$

式中： R^2 为总平方和， $R^2=1-S_{SE}/S_{ST}$ ， $S_{ST}=\sum_{i=1}^n(y_i-\bar{y})^2$ ； k 为模型中的回归系数个数； n' 为试验点数。

R_a^2 的值越接近 1，则响应面模型精度就越接近多体仿真软件 ADAMS 的仿真情况。

1.2 稳健性优化

稳健性优化的目的是在保证响应均值尽可能达到或逼近目标值的同时，使响应的方差尽可能减小，这就使得响应更为稳健，能抵御噪声变量的变动。常用的稳健性优化模型为

$$\begin{cases} \min F(\mu_y(x_i),\sigma_y(x_i))= \\ \mu_y(x_i)+\omega_1\sigma_y(x_i)+\omega_2\sum_{j=1}^m\sigma_{g_j}(x_i) \\ \text{s.t. } \mu_{g_j}(x_i)-n\sigma_{g_j}\geq 0 \\ x_{L,i}+n\sigma_{x_i}\leq n\mu_{x_i}\leq x_{U,i}-n\sigma_{x_i} \end{cases} \tag{4}$$

式中： m 为约束条件的个数； ω_1 ， ω_2 为权因子； μ_{x_i} ， μ_y 和 σ_{x_i} ， σ_y 分别为随机变量 x_i 和响应 y 的均值和标准差； σ_{g_j} 为不同约束条件的标准差； $x_{L,i}$ ， $x_{U,i}$ 分别为变量 x_i 的许可上、下限； n 为 σ 水平，当 $n=6$ 时，称为 6 σ 稳健设计^[13]。

本文较一般确定性优化方法增加了目标函数和约束条件的标准差，不仅可以寻求目标函数的最优解，而且还能降低对设计变量的敏感性。

2 悬架模型的建立

2.1 虚拟模型的建立

本文开发的 MPV 车型的前悬架是常用的麦弗逊悬架搭配横向稳定杆，转向系统为齿轮齿条

式，轮胎为 225/55R18，零部件质量参数和力学参数(刚度、阻尼等)均由企业提供，其大部分为非线性。通过对标建立的悬架仿真模型如图 1 所示。

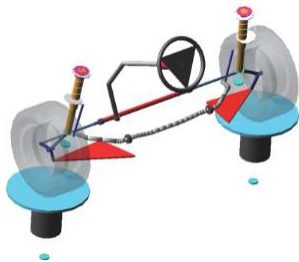


图 1 前悬架系统装配模型

Fig.1 Assembly model of the front suspension system

2.2 虚拟模型试验验证

针对该悬架模型进行车轮平跳仿真、平行侧向力仿真和同向纵向力仿真，由于模型是对称的，因此，只提取左轮数据进行对比，如图 2 所示。

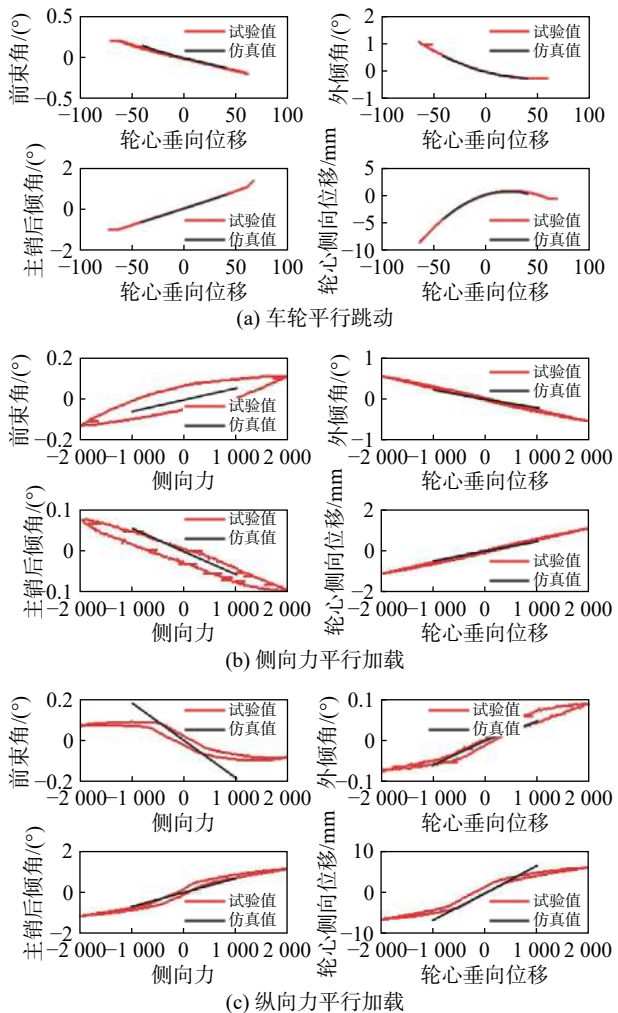


图 2 仿真与试验对比

Fig.2 Comparison between the numerical simulation and the experiment

车轮平跳是仿真悬架的运动学特性, 仿真条件为设计的轮跳范围-75~70 mm 内, 仿真模型的真实值与实车试验值重合度高, 说明仿真模型在运动学上的模拟精度较高。侧向力与纵向力仿真考虑了衬套刚度的悬架柔性运动学特性, 由于试验有加载与卸载的过程, 所以, 曲线不重合, 但是, 趋势及在初始状态的梯度具有较高的精度, 因此, 该仿真模型能够有效地反映实际情况。

3 悬架系统的稳健设计

3.1 设计变量

目标 MPV 车型空满载质量差距能够达到整备质量的二分之一, 大约有 700~1 000 kg, 因此, 造成悬架偏频在空满载时差异大, 驾乘体验一致性较差。由于变刚度螺旋弹簧成本高, 自主厂商还很少采用, 为了减少空满载偏频差异, 通过调整悬架硬点布置, 可以达到一个非线性杠杆比, 配合定刚度弹簧使得悬架整体刚度非线性变化。橡胶衬套也是悬架系统中不可或缺的弹性元件, 对于悬架的 C 特性影响较大。但是, 由于橡胶自身的特点, 无法准确地确定其 6 向刚度和阻尼, 因此, 企业规定衬套刚度在设计值附近±15% 波动也是合格的, 这样就会造成在侧向力作用下, 车轮定位参数变化不一致, 影响车的操控感受。横向稳定杆在独立悬架车上是经常用到的, 对悬架的侧倾控制以及载荷转移影响较大, 但是, 扭杆的制造过程中很难控制其刚度, 会出现±20% 的随机误差。

本文以悬架硬点作为设计变量, 以衬套刚度、横向稳定杆刚度作为噪声变量, 使得悬架 K&C 性能对噪声都不敏感且尽量取得最优值, 即达到稳健优化设计的目的。在 ADAMS/Insight 中选择两水平 DOE Screen(筛选法)方法, 以前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角为响应目标, 选择麦弗逊悬架所有硬点进行灵敏度分析, 最终选取下控制臂外点的 x , y , z 坐标, 横拉杆内、外点 z 坐标, 减震器上端点 y , z 坐标, 下控制臂后点 y , z 坐标作为设计变量, 变化区间为底盘架构布置上的允许范围; 稳定杆和橡胶衬套刚度考虑其制造误差范围, 以初始值的倍数进行取值。具体设计变量与噪声变量的取值如表 1 所示。

表 1 设计变量与噪声变量
Tab.1 Design variables and noise variables

变量类型及代号	变量名及单位	变化范围
设计变量 x_5	下控制臂外球绞点坐标 x 方向/mm	-5 ~ 5
设计变量 x_6	下控制臂外球绞点坐标 y 方向/mm	-5 ~ 5
设计变量 x_7	下控制臂外球绞点坐标 z 方向/mm	-5 ~ 5
设计变量 x_8	转向横拉杆内点坐标 z 方向/mm	-8 ~ 8
设计变量 x_9	转向横拉杆外点坐标 z 方向/mm	-8 ~ 8
设计变量 x_{10}	减震器上端点坐标 x 方向/mm	-5 ~ 5
设计变量 x_{11}	减震器上端点坐标 y 方向/mm	-5 ~ 5
设计变量 x_{12}	下控制臂后点坐标 y 方向/mm	-7 ~ 7
设计变量 x_{13}	下控制臂后点坐标 z 方向/mm	-7 ~ 7
噪声变量 x_1	前横向稳定杆扭转刚度/(N·mm ⁻¹)	0.8, 1.0, 1.2
噪声变量 x_2	前悬减震器上端衬套 z 向刚度/(N·mm ⁻¹)	0.85, 1.0, 1.15
噪声变量 x_3	下控制臂前点连接衬套 z 向刚度/(N·mm ⁻¹)	0.85, 1.0, 1.15
噪声变量 x_4	下控制臂后点连接衬套 z 向刚度/(N·mm ⁻¹)	0.85, 1.0, 1.15

3.2 目标函数

影响汽车行驶稳定以及操控可控特性的指标很多, 但是, 前轮定位参数最为重要, 定位参数稍有偏差就会造成跑偏、轮胎早期磨损等不利影响。在车轮上下跳动过程中, 一般希望这些参数变化趋势合理, 变化梯度满足工程设计要求, 以保证具有良好的稳态响应。定位参数单个目标表述为

$$f_i(X) = \int_{-80}^{80} |\theta_i(h) - \theta_i(0)| dh \tag{5}$$

式中: $\theta_i(h)$ 为车轮跳动距离, 设计值为±80; 当 $i=1, 2, 3, 4$ 时, $f_i(X)$ 分别反映前束角、外倾角、后倾角和内倾角的变化情况。

为了消除单目标函数之间由于量纲不一致及值域不同带来的优化“偏倚”问题, 需要考虑归一化建立目标函数。在工程实际中, 多目标的优化可能得到很多近优解, 但是, 这些解的取舍问题需要有权系数的辅助, 不同的权系数对应着不同的悬架特性, 需要有经验的工程师根据车型定位进行确定。考虑权系数分配的多目标优化函数

$$\min F(X) = \min \sum_{i=1}^4 \left(\omega_i \frac{f_i(X)}{f_{i_max}(X) - f_{i_min}(X)} \right) \tag{6}$$

式中: 前束角的权系数 $\omega_1=0.34$, 外倾角的权系数 $\omega_2=0.29$, 后倾角的权系数 $\omega_3=0.21$, 内倾角的权系数 $\omega_4=0.16$ 。

3.3 建立目标的响应面方程

建立 ADAMS/CAR 模型之后，运行一次仿真，即可直接调用 ADAMS/Insight 模块进行 DOE 试验设计，抽样策略采用二阶响应面法，矩阵设计采用拉丁超立方方法，经过多次仿真后得出变量及噪声对目标的响应关系，通过最小二乘法得到各单目标的二阶响应面模型 $f_i(X)$ 。响应面模型的精确性由式(3)进行判定，ADAMS/Insight 模块后处理中可以直接读取 $f_i(X)$ 的 R_a^2 值，分别为 0.967 12，0.976 22，0.961 31，0.958 98，可见响应面拟合精度较高，然后经过式(6)变换则可得目标的响应面模型为

$$F(X) = -2.19 + 1.17x_1 + 0.001x_2 + 0.004x_3 + 0.05x_4 -$$
$$0.002x_5 + 0.32x_6 + 0.002x_7 + 0.07x_8 +$$
$$0.09x_9 - 0.09x_{10} - 0.027x_{11} + 0.07x_{13} -$$
$$0.03x_{13} - 0.06x_1^2 - 0.002x_2^2 - 0.0002x_3^2 -$$
$$0.001x_4^2 + 0.002x_5^2 - 0.001x_6^2 + 1.013x_7^2 -$$
$$7.55x_8^2 - 0.0014x_9^2 - 4.8e - 5x_{10}^2 + 3.2e -$$
$$5x_{11}^2 + 4.2e - 5x_{12}^2 + 0.001x_{13}^2 + 0.002x_1x_2 +$$
$$0.006x_1x_3 + 0.0007x_1x_4 + 0.003x_1x_5 + 5.9e -$$
$$5x_1x_6 + 0.001x_1x_7 + 0.0002x_1x_8 - 0.0004x_1x_9 -$$
$$9.3e - 5x_1x_{10} + 2.3e - 5x_1x_{11} + 0.003x_1x_{12} +$$
$$0.004x_2x_3 + 0.002x_2x_4 + 0.0017x_2x_5 - 2.4e -$$
$$5x_2x_6 + 1.39e - 5x_2x_9 + 0.0037x_3x_5 + 7.4e -$$
$$5x_3x_6 + 0.0004x_3x_8 + 0.001x_3x_9 + 0.0018x_4x_5 +$$
$$5.6e - 5x_4x_7 + 0.0004x_5x_6 - 7.22e - 5x_5x_9 +$$
$$0.0007x_6x_8 + 0.0005x_6x_9 - 0.0008x_6x_{13} + 6.8e -$$
$$5x_7x_9 + 5.6e - 5x_7x_{12} - 6.95e - 5x_7x_{13} \quad (7)$$

3.4 6σ 稳健优化与蒙特卡罗检验

在优化软件 Isight 中导入式(7)，运用 6σ 稳健性优化设计方法进行优化设计，流程如图 3 所示。在该优化设计中，分析类型下拉菜单中选择可靠性设计方法(reliability technique)，算法选择平均值法(mean value method)；优化算法采用序列二次规划法(NLPQL)。噪声变量的分布选择正态分布，其变异系数分别为 0.10，0.15，0.15。比较 Pareto 解集各个解，并平衡各目标，最终选择最优解，优化后硬点值如表 2 所示。

将优化后的硬点更新到多体动力学模型中，运行各工况仿真之后可得出优化后的前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角的特性，如图 4~7

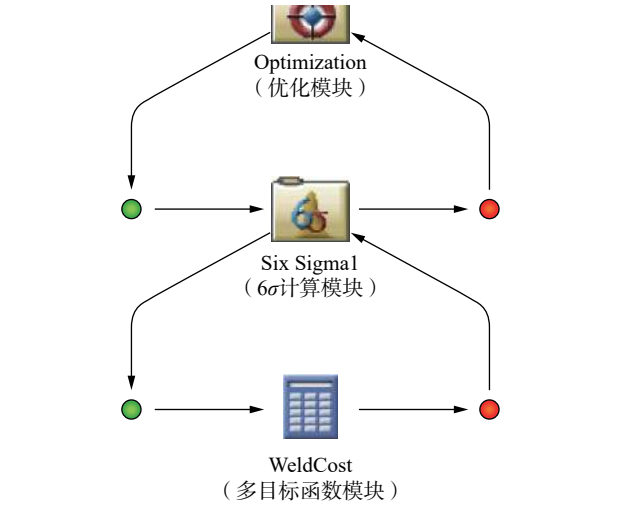


图 3 仿真优化流程

Fig. 3 Simulation optimization process
表 2 硬点优化结果

Tab.2 Hard point optimization results

变量类型及代号	变量名/mm	优化前初值	优化后值
设计变量 x_5	下控制臂外球绞点坐标 x 方向	-5.6	-15.6
设计变量 x_6	下控制臂外球绞点坐标 y 方向	-700.2	-795.5
设计变量 x_7	下控制臂外球绞点坐标 z 方向	-298.5	-316.9
设计变量 x_8	转向横拉杆内点坐标 z 方向	210.5	-215.7
设计变量 x_9	转向横拉杆外点坐标 z 方向	230.6	-248.4
设计变量 x_{10}	减震器上端点坐标 x 方向	30.5	46.7
设计变量 x_{11}	减震器上端点坐标 y 方向	-626.6	-654.7
设计变量 x_{12}	下控制臂后点坐标 y 方向	-365.0	-380.0
设计变量 x_{13}	下控制臂后点坐标 z 方向	-236.5	-259.8

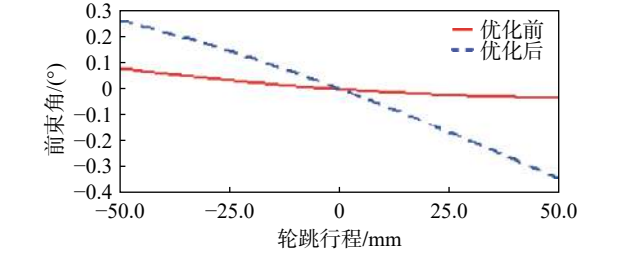


图 4 前束角轮跳特性

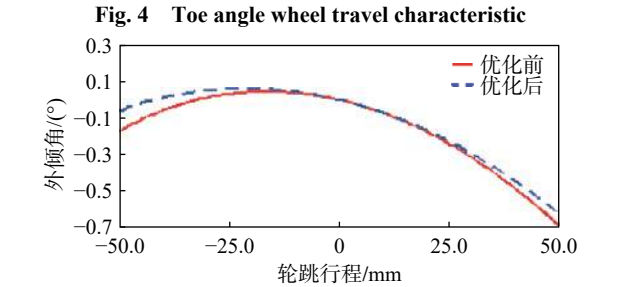


图 5 外倾角轮跳特性

Fig. 5 Camber angle wheel travel characteristic

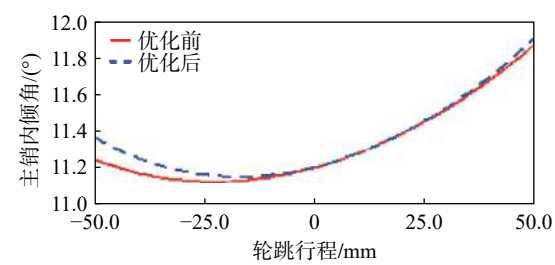


图 6 主销内倾角轮跳特性

Fig. 6 Kingpin inclination angle wheel travel characteristic

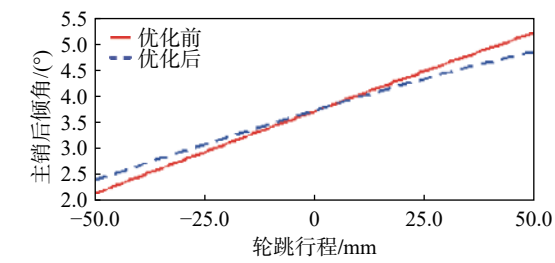


图 7 主销后倾角轮跳特性

Fig. 7 Caster angle wheel travel characteristic

所示。优化后前束角变化梯度由 $-0.08 (^{\circ})/\text{mm}$ 增大到 $-0.36 (^{\circ})/\text{mm}$,使得转向行驶时汽车具有不足转向趋势。外倾角、主销内倾角和主销后倾角的变化趋势合理,变化梯度降低,有利于在轮跳过程中保证良好的接地性。

优化设计之后目标函数稳健性是否得到提升需要进行验证。常用的随机问题分析方法有蒙特卡罗模拟,它可以统计响应变量由于随机输入变量而引起的波动。在 Isight 平台下,将设计变量的初值和优化后的值运用于前面生成的响应面模型中,采用蒙特卡罗随机分析方法,算法选择基于方差降低技术的描述采样(descriptive sampling),变量按照均值为 1,标准差为 0.07 的正态分布范围内随机取值,优化前后包含前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角的共同特性的多目标函数响应的分布情况如图 8 和图 9 所示。

图 8 为优化前多目标函数的抽样情况,其均值为 0.669,标准差为 0.020 6,代表优化前前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角的共同特性的分布情况;图 9 为优化后多目标函数的抽样情况,其均值为 0.680,标准差为 0.015 2。优化后多目标函数的均值增加不大,标准差减小约 26%。均值增加代表优化后前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角的共同特性的变化梯度有所增加,原因是前束角特性优化目标是增加变化梯度以达到设计要求,其他特性的梯度降低量不

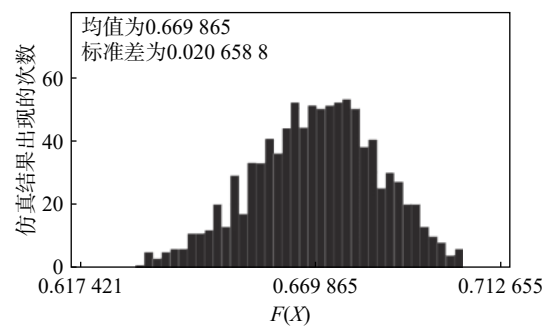


图 8 稳健性优化前

Fig. 8 Before robustness optimization

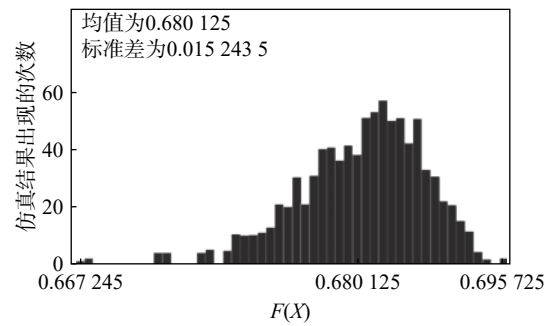


图 9 稳健性优化后

Fig. 9 After robustness optimization

够,导致整个多目标函数的均值增加;而标准差减小代表这些特性的分布更集中在均值附近,抗噪声因素干扰的能力增强,达到整个系统稳健性优化的目的。优化目标函数是前束角、外倾角、主销内倾角和主销后倾角这几个关键参数的运动特性和弹性特性的综合表达,目标函数方程标准差变小,其稳健性得到提升,则该悬架系统关键的 K&C 特性稳健性得到提升,有效地提升整车操控稳定性性能的一致性这一质量目标。

4 结 论

通过 ADAMS/Car 建立了某 MPV 车麦弗逊前悬架多体动力学模型,进行车轮平跳仿真、平行侧向力仿真和同向纵向力仿真,并通过 K&C 试验对模型精度进行了验证。借助 ADAMS/Insight 对初选的硬点坐标进行灵敏度分析,确定了影响最大的 4 个硬点共 9 个方向的坐标为优化变量,然后采用拉丁超立方抽样建立悬架响应的响应面模型,并检验了模型拟合精度,确定了多目标优化模型。最后利用 Isight 软件,采用 6σ 优化规则,算法采用序列二次规划法对硬点进行优化。优化结果表明,悬架稳健性提升 26%,这对于量产车

而言,其操纵稳定性性能的一致性得到提升。

本文针对 6σ 管理体系,提出了一种便于工程开发的快速的悬架系统性能稳健性设计思路。通过借助常用多体动力学仿真软件快速得到近似模型,然后直接对近似模型进行优化计算,可以解决软件联合仿真接口设置困难和占用计算资源过多的问题,降低工程师对各软件的熟练度要求,有效地帮助企业提升开发效率,并提升产品性能的一致性。本文基于实际开发车型的需求,提供了一种符合一般汽车底盘工程师提升汽车操纵稳定性的方法,具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [2] 蔡章林. 悬架系统 K&C 特性综述[J]. 上海汽车, 2009(8): 19-22.
- [3] 郝景贤. 悬架侧倾中心分析及其在底盘调校中的应用[J]. 上海理工大学学报, 2014, 36(5): 507-510.
- [4] 陈立周. 稳健设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 13-188.
- [5] 伍建军, 黄裕林, 谢周伟, 等. 基于田口和满意度函数法的柔性铰链多响应稳健优化设计[J]. 机械强度, 2017, 39(6): 1398-1403.
- [6] KANG D O, HEO S J, KIM M S. Robust design optimization of the McPherson suspension system with consideration of a bush compliance uncertainty[J]. [Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering](#), 2010, 224(6): 705-716.
- [7] TSAI S C. Taguchi S/N ratios and direct robustness measurement for computational robust design[C]// [Proceedings of SAE 2006 World Congress & Exhibition](#). Detroit: SAE International, 2006.
- [8] 崔杰, 张维刚, 常伟波, 等. 基于双响应面模型的碰撞安全性稳健性优化设计[J]. 机械工程学报, 2011, 47(24): 97-103.
- [9] 郑健, 成艾国, 董立强, 等. 田口鲁棒设计方法在汽车耐撞性优化中的应用[J]. 汽车工程, 2011, 33(9): 772-776.
- [10] 郝芳芳, 范小宁, 智博. 基于灵敏度附加目标函数的起重机主梁稳健优化设计[J]. 机械强度, 2017, 39(6): 1385-1390.
- [11] 王涛, 陶薇. 考虑随机因素的汽车悬架参数多目标稳健优化[J]. 振动与冲击, 2009, 28(11): 146-149.
- [12] MONTGOMERY D C. 试验设计与分析[M]. 汪仁官, 陈荣昭, 译. 北京: 中国统计出版社, 1998.
- [13] 李玉强, 崔振山, 陈军, 等. 基于响应面模型的 6σ 稳健设计方法[J]. [上海交通大学学报](#), 2006, 40(2): 201-205.

(编辑: 石 瑛)