

基于汽车悬架的多目标优化方法的研究^{*}

宁晓斌, 姜 健, 谢伟东

(浙江工业大学 车辆工程研究所, 浙江 杭州 310014)

摘要:为了解决汽车悬架的平顺性和操稳性相互耦合的问题,根据万向集团提供的 W1 车型的相关数据,利用多体动力学仿真软件 Adams/car 对海马 W1 车型进行了整车建模,并对该车型进行了平顺性和操稳性仿真。根据国标的评价指标对海马 W1 车型进行了评价,从而得到汽车平顺性和操稳性的初始性能水平。利用多学科优化软件 iSight-FD 和多体动力学仿真软件 Adams/car 进行了联合优化,采用多岛遗传法对评价汽车平顺性和操稳性的性能指标进行优化。优化结果表明汽车的平顺性和操稳性都得到不同程度的提高。评价汽车性能的多目标得到平衡和优化,从而有效的解决了汽车的平顺性和操稳性之间的矛盾。

关键词:多目标优化;多岛遗传法;联合优化;Adams/car; iSight-FD

中图分类号:TH122;U463.33

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)02-0166-06

Study on multi-objective optimization of vehicle suspension

NING Xiao-bin, JIANG Jian, XIE Wei-dong

(The MOE key Laboratory of Vehicle Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to solve the coupling problem of the ride and the stability, according to relevant data of W1 car's model for the Wanxiang company provides, modeling the Haima W1 car was done by using multi-body dynamics simulation software Adams/car, and then the vehicle model car was used for the ride and the stability simulation, the Haima W1 car was evaluated according to ISO evaluation standard, and the car's initial performance level of ride and stability was gotten. The multi-objective optimization software iSight-FD and multi-body dynamics simulation software Adams/car were used to joint optimization, the evaluation standard of the ride and the stability of the car was optimized by using the island of genetic algorithms, The optimization results shows that the ride and the stability are improved of the car. Multi-objective optimization of evaluation the performance of the car is balanced and optimized, then effectively solved the contradictions problem between the ride and the stability of the car.

Key words: multi-objective optimization; island of genetic algorithms; joint optimization; Adams/car; iSight-FD

0 引 言

随着汽车工业的迅速发展,汽车在行驶过程中的乘坐舒适性和操纵性能已越来越受到人们的重视。为满足人们对汽车性能的高要求,最优的平顺性和操稳性已经成为当今汽车企业共同追求的目标。国内外对于平顺性和操稳性运用仿真手段进行优化已经开展了不少研究^[1-7],但是汽车操纵稳定性与行驶平顺性是相互矛盾的,单纯基于某一项性能的优化往往会导致另一项性能的降低,所以必须采用有效的方法来兼顾汽

车的平顺性和操稳性。而将影响汽车行驶平顺性和操稳性的各个目标综合进行平衡才是解决上述问题的一个有效途径。

本研究主要探讨基于汽车悬架的多目标优化方法的研究。

1 W1 型车多体动力学模型的建立

根据万向集团提供的 W1 车型的的相关数据,在 Adams/car 对该车的前麦弗逊悬架、后双天梯连杆悬架、轮胎、车身、制动系统、转向系统和发动机等 7 个子

系统模型装配而成(如图1所示)。整车主要参数如表1所示。

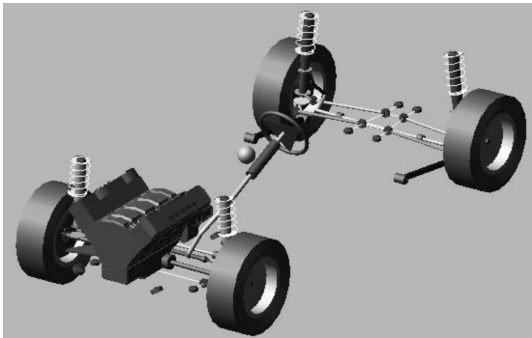


图1 整车模型

表1 整车主要参数

主要参数	数值
满载质量/kg	1 579
前轴荷/kg	799
后轴荷/kg	780
前轮距/mm	1 470
后轮距/mm	1 470
轴距/mm	2 610
前悬架弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	24.7
后悬架弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	16.56
轮胎型号	205/50 R16

2 汽车平顺性和操稳性的评价方法

2.1 汽车平顺性的评价方法

根据 ISO2631-1:1997(E)^[8]《汽车行驶平顺性随机输入行驶试验方法》中的要求。本研究采用虚拟样机模型进行平顺性随机输入实验。考察 W1 车型在常速下(60 km/h)驾驶员座椅处的总加权加速度均方根值。总加权加速度均方根值 a_w 的计算方法如下:

分别计算各轴向加权加速度均方根值 $a_w(t)$:

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中: $G_a(f)$ —加速度时间历程 a_i 的功率谱密度函数, $W(f)$ —各方向的振动频率的加权函数。

$W(f)$ 的取值范围如下:

水平方向的振动频率加权函数:

$$W(f) = \begin{cases} 1.0 & 0.5 < f \leq 2 \\ 2/f & 0.5 < f \leq 2 \end{cases}$$

垂直方向的振动频率加权函数:

$$W(f) = \begin{cases} 0.5 & 0.5 < f \leq 2 \\ f/4 & 2 < f \leq 4 \\ 1 & 4 < f \leq 12.5 \\ 12.5/f & 12.5 < f \leq 80 \end{cases}$$

总加权加速度均方根:

$$A_w = \left[(1.4a_{xw})^2 + (1.4a_{yw})^2 + (1.4a_{zw})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

2.2 汽车操稳性的评价方法

根据 GB/T6323.1-1994《汽车操纵稳定性试验和评价方法》^[9] 中的规定,分别对 W1 车型进行稳态回转、转向阶跃、转向脉冲、转向回正、蛇形试验进行仿真和评价。由于 W1 车型有转向助力装置,所以考察转向轻便试验无实际意义。按照国标 QC/T 480-1999 的评价标准分别对以下参数进行评价计分,如稳态回转试验中的中性转向点的侧向加速度 a_n 、不足转向度 U 、车厢侧倾度 K_ϕ 、转向阶跃试验中的横摆角速度响应时间 T 、转向脉冲试验的谐振频率 f 、谐振峰水平 D 和相位滞后角 α 、转向回正试验中的残留横摆角速度绝对值 Δr 和横摆角速度总方差 Er 、蛇形试验中的平均横摆角速度峰值 r 和平均转向盘转角峰值 θ 等,每个试验的平均分低于 60 分为不合格。各个操稳性试验所对应的评价参数如表 2 所示。

表2 操稳性试验评价参数

操稳性试验	评价参数			
稳态回转	$a_n/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$U/(\text{°}) \cdot (\text{m} \cdot \text{s}^2)^{-1}$	$k_\phi/(\text{°}) \cdot (\text{m} \cdot \text{s}^2)^{-1}$	
转向阶跃		T/s		
转向脉冲	f_p/Hz	D/dB	$\alpha/(\text{°})$	
转向回正		$\Delta r/(\text{°}/\text{s})$	E_r	
蛇形试验		$r/(\text{°}/\text{s})$	$\theta/(\text{°})$	

3 汽车悬架的多目标优化

3.1 目标函数的确定

依据上节中阐述的表征汽车行驶平顺性和操纵稳定性的评价指标的确定方法及评价分值的计算方法,选取影响汽车平顺性的加权加速度均方根值和影响汽车操稳性的各个试验评分的平均值作为优化目标函数。目标函数及约束条件如表 3 所示。

表3 评价目标及其约束条件

评价目标	优化方向	权重因子	约束条件
加权加速度均方根 acc_sum	最小值	1	无
稳态回转试验评分 平均值 wthz	最大值	1	≥ 60
转向阶跃试验评分 平均值 yieyue	最大值	1	≥ 60
转向脉冲试验评分 平均值 maichong	最大值	1	≥ 60
转向回正试验评分 平均值 zxhz	最大值	1	≥ 60
蛇形试验评分 平均值 shexing	最大值	1	≥ 60

且:

$$wthz = \frac{N_{an} + N_U + N_{\phi}}{3};$$

$$yieyue = N_T;$$

$$maichong = \frac{N_f + N_D + N_a}{3};$$

$$zxhz = \frac{N_{\Delta r} + N_E}{2};$$

$$shexing = \frac{2N_r + N_{\theta}}{3};$$

式中: $N_{an}, N_U, N_{\phi}, N_T, N_f, N_D, N_a, N_{\Delta r}, N_E, N_r, N_{\theta}$ —各个操稳性试验评价参数的评分值。

3.2 设计变量的灵敏度分析及变量选择

首先,选取可能对汽车平顺性和和操稳性产生影响的参数作为设计变量,如表 4 所示。

表 4 设计变量及其变动范围

变量名及对应的物理含义	变动范围
lca_front 前悬架下摆臂前点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
lca_rear 前悬架下摆臂后点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
lca_outer 前悬架下摆臂外点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
tierod_inner 前悬架转向横拉杆内点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
tierod_outer 前悬架转向横拉杆外点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
top_mount 前悬架减振器上点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
strut_lwr 前悬架减振器下点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
fr_inner 后悬架前连杆内点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
fr_outer 后悬架前连杆外点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
rr_inner 后悬架后连杆内点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
rr_outer 后悬架后连杆内点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
strut_lower 后悬架减振器下点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
strut_upper 后悬架减振器上点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
tl_aft 后悬架拖拽臂后点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
tl_forward 后悬架拖拽臂前点(x,y,z)	-5 mm ~ 5 mm
bar_front 前悬架横向稳定杆刚度	-30% ~ 30%
bar_rear 后悬架横向稳定杆刚度	-30% ~ 30%
a_front_damper 前悬架减振器阻尼比例因子	0.8 ~ 1.4
b_front_spring 前悬架弹簧刚度比例因子	0.8 ~ 1.4
c_rear_damper 后悬架减振器阻尼比例因子	0.8 ~ 1.4
d_rear_spring 后悬架弹簧刚度比例因子	0.8 ~ 1.4

利用多目标优化软件 iSight-FD 与多体动力学仿真软件 Adams/car 进行集成,选取表 3 中的 6 个评价目标为目标函数,表 4 中的初选参数作为设计变量。在 iSight-FD 中进行 DOE 试验设计,对初选的设计变量进行灵敏度分析。试验设计的模型图如图 2 所示。

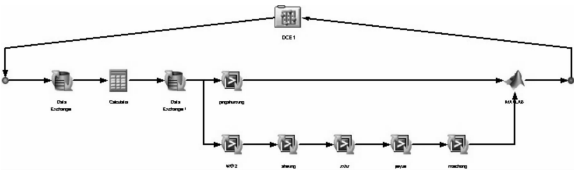


图 2 试验设计模型

示,流程图中指明了数据在 iSight-FD 中各个元件和 adams/car 之间传递和交换的过程,图中的 Data1、Calculator、Data2、Simcode、Matlab 和 DOE 元件与图 2 中各个元件相对应。

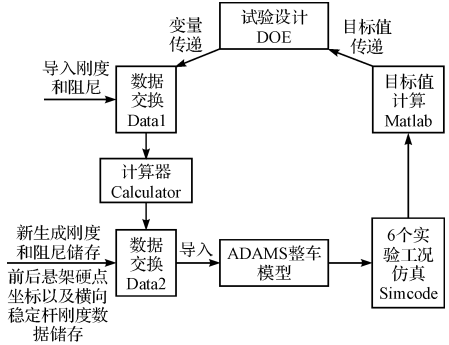


图 3 试验设计数据流程图

如图 4 ~ 图 9 所示,采用线性回归方法对初始设计变量相对于各个目标值的 1 阶灵敏度^[10]进行计算。

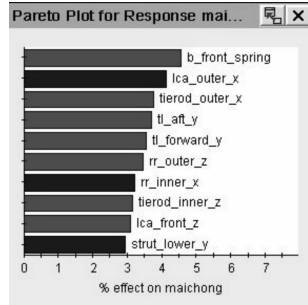


图 4 设计变量对脉冲阶跃试验目标值的影响

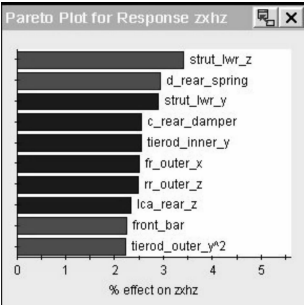


图 5 设计变量对转向回正试验目标值的影响

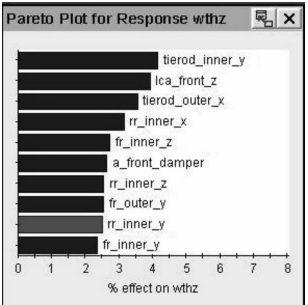


图 6 设计变量对稳态回转试验目标值的影响

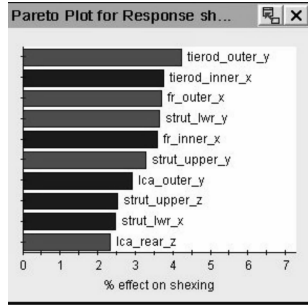


图 7 设计变量对蛇形试验目标值的影响

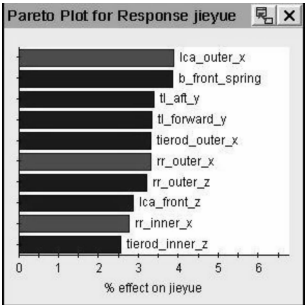


图 8 设计变量对转向阶跃试验目标值的影响

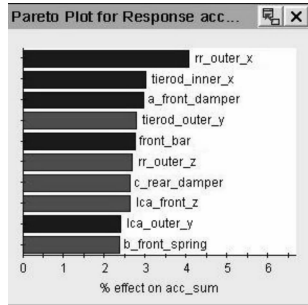


图 9 设计变量对加权加速度的影响

iSight-FD 与 adams/car 联合仿真流程图如图 3 所

从图中可以看出目标函数值对以下几个变量的灵敏度影响比较高,即:

- b_front_spring 前悬架弹簧刚度比例因子;
- lca_outer_x 前悬架下摆臂外点 x 点坐标;
- strut_lwr_z 前悬架减振器下点 z 点坐标;
- d_rear_spring 后悬弹簧刚度比例因子;
- tierod_inner_y 前悬架转向横拉杆内点 y 点坐标;
- lca_front_z 前悬架下摆臂前点 z 点坐标;
- tierod_outer_y 前悬架转向横拉杆外点 y 点坐标;
- tierod_inner_x 前悬架转向横拉杆内点 x 点坐标;
- rr_outer_x 后悬架后连杆内点 x 点坐标。

选取上述对目标函数值影响较大的变量参数作为最终的设计变量。设计变量的变动范围同表4相同。

3.3 悬架的多目标优化

本研究采用多岛遗传算法对整车平顺性和操稳性进行优化,优化模型图如图10所示,选择种群数为5,岛数为5,遗传代数为5,交叉概率为0.9。

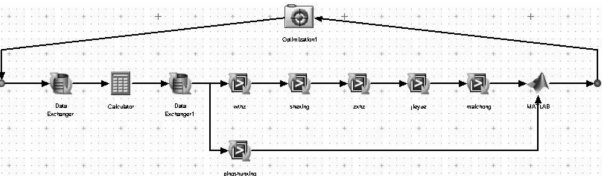


图 10 优化设计模型

iSight-FD 与 adams/car 联合优化仿真的数据流程图如图11所示,该流程图与图3实验设计流程图基本一致。优化设计与实验设计的区别在于优化需对计算得到的结果进行对比并进行循环,而试验设计是按照一定的设计规律对模型进行连续仿真。

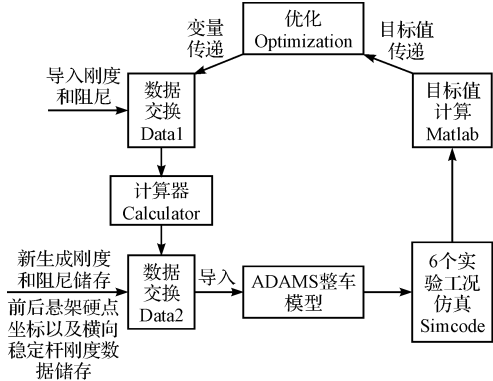


图 11 优化设计流程图

3.4 优化结果

经过反复的迭代优化计算,得到了基于行驶平顺性和操纵稳定性的最优解。最终的优化结果如图12所示。目标函数值随所选设计变量迭代次数的变化曲线如图13~图21所示。

Optimum design point	
Run #	= 5
Objective	= -339.561352777429
Penalty	= 0.0
ObjectiveAndPenalty	= -339.561352777429
b_front_spring	= 1.010932024291468
d_rear_spring	= 1.212802988014371
lca_front_z	= 392.3706650006051
lca_outer_x	= 954.2922402568144
rr_outer_x	= 3623.6825710559806
strut_lwr_z	= 563.177699952812
tierod_inner_x	= 1122.7662290751869
tierod_inner_y	= -332.17636737900233
tierod_outer_y	= -678.6464306420941

图 12 优化结果

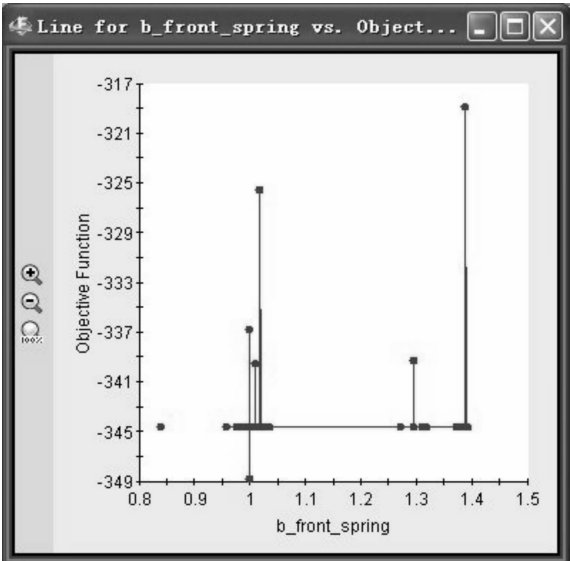


图 13 目标值随前悬架弹簧刚度比例因子变化曲线

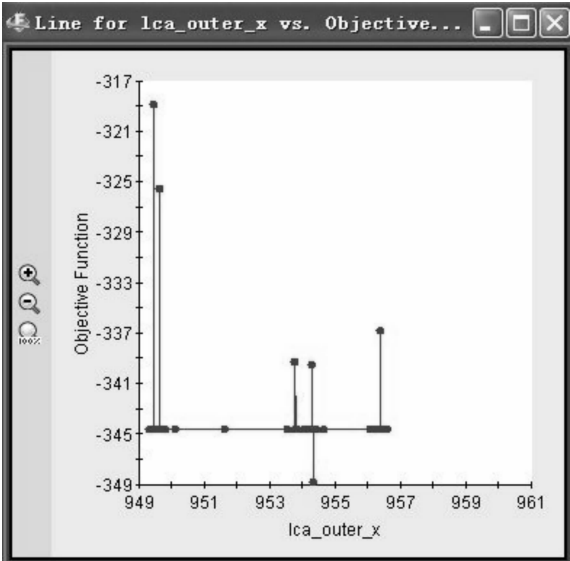


图 14 目标值随前悬架下摆臂外点 x 点坐标变化曲线

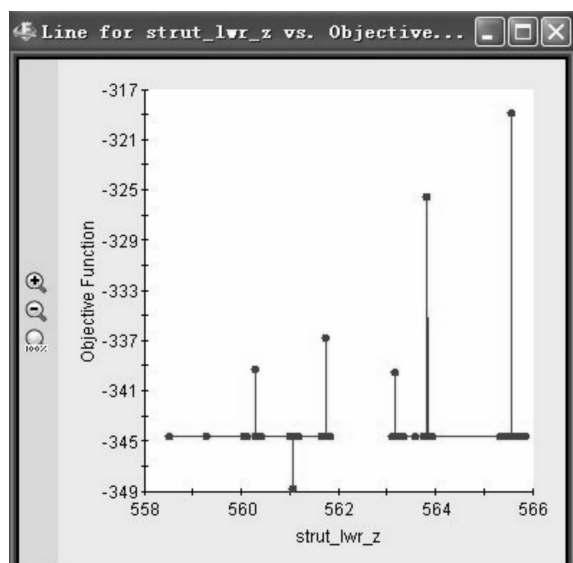
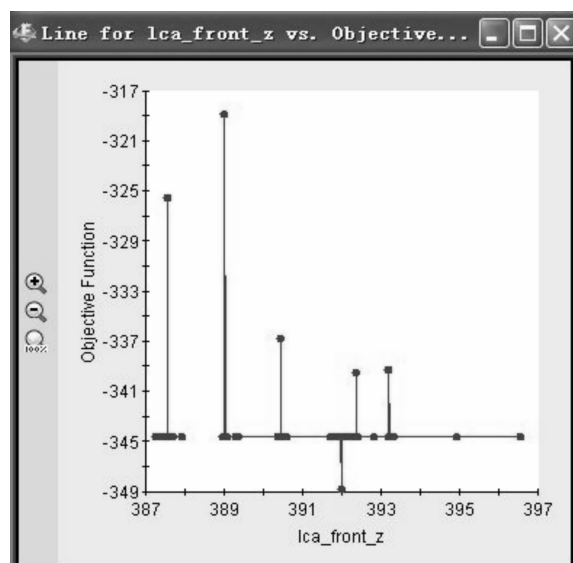
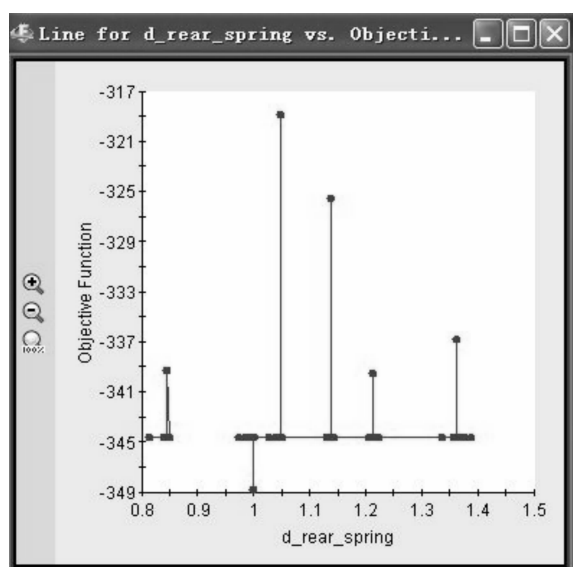
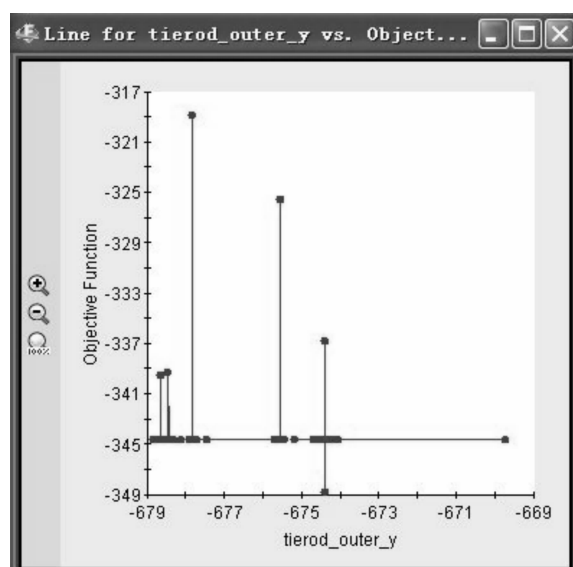
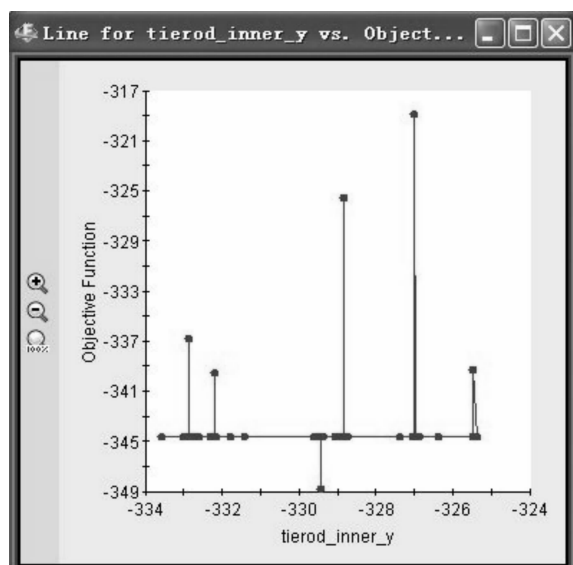
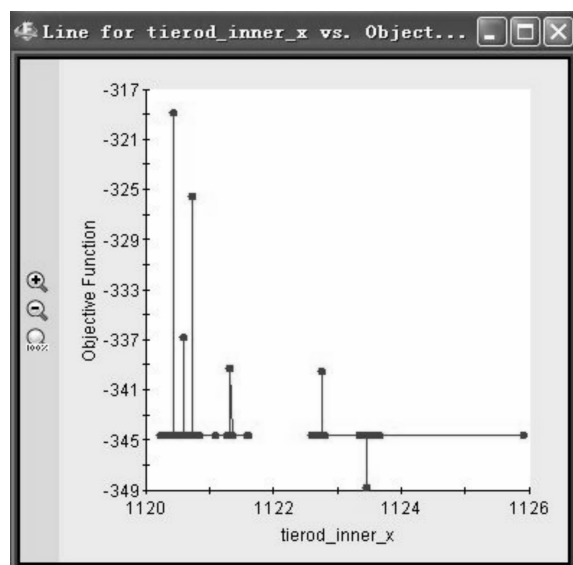
图 15 目标值随前悬架减振器下点 z 点坐标变化曲线图 18 目标值随前悬架下摆臂前点 z 点坐标变化曲线

图 16 目标值随后悬架弹簧刚度比例因子变化曲线

图 19 目标值随前悬架转向横拉杆外点 y 点坐标变化曲线图 17 目标值随前悬架转向横拉杆内点 y 点坐标变化曲线图 20 目标值随前悬架转向横拉杆内点 x 点坐标变化曲线

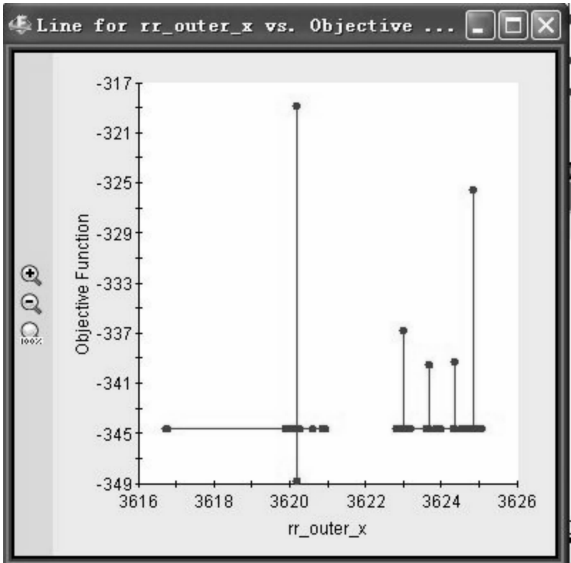


图 21 目标值随后悬架后连杆内点 x 点坐标变化曲线

优化前后设计变量和优化目标值的对比如表 5、表 6 所示,通过对比不难发现,优化之后汽车的平顺性和操稳性均得到了不同程度的提高。

表 5 设计变量优化前后对比

设计变量	初始值	优化值
b_front_spring	1	1.01
lca_outer_x	954.34	954.29
strut_lwr_z	561.07	563.18
d_rear_spring	1	1.21
tierod_inner_y	-329.42	-332.18
lca_front_z	392	392.37
tierod_outer_y	-674.38	-678.75
tierod_inner_x	1123.5	1122.77
rr_outer_x	3 620.2	3 623.68

表 6 优化前后目标值对比

优化目标	初始值	优化值
acc_sum	0.314	0.28
wthz	75.276	81.746
zxhz	87.822	90.351
shexing	66.746	78.147
maichong	92.933	98.518
yieyue	86.19	88.05

4 结束语

本研究利用多体动力学仿真软件 Adams/car 和多学科优化软件 iSight-FD 进行联合优化,有效地解决了汽车悬架的行驶平顺性和操纵稳定性之间的矛盾,使评价汽车性能的多目标得到平衡和优化。同时也证明了 Adams/car 与 iSight-FD 协同优化是提升汽车性能的一个有效的途径。

参考文献 (References):

[1] GOBBI M, LEVI F, MASTINU G. Multi-objective stochastic optimization of the suspension system of road vehicles [J]. **Journal of Sound and Vibration**,2006,298 (4-5): 1055-1072.

[2] ELS P S, UYS P E, SNYMAN J A, et al. Gradient-based approximation methods applied to the optimal design of vehicle suspension systems using computational models with severe inherent noise [J]. **Mathematical and Computer Modelling**,2006,50(9-10):787-801.

[3] COKER C, WHITE M. Optimization process for off-road vheicle shock absorbers[J]. **Altair Engineering**,2008(1): 123-126.

[4] 邢天伟. 基于田口方法的整车平顺性仿真及优化[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2008.

[5] 苏小平. 依维柯汽车多体动力学仿真分析、优化研究及工程实现[D]. 南京:南京理工大学机械工程学院,2004.

[6] 杨荣山. 多目标优化方法在悬架几何设计上的应用[J]. 华南理工大学学报,2009(7):85-89.

[7] 谢能刚. 基于相似接近度的悬架参数多目标模糊优化[J]. 汽车技术,2008(1):38-41,60.

[8] ISO 2631-1: 1997(E), Mechanical vibration and shock E-valuation of human exposure to whole-body vibration-part1: general requirments[S]. ISO,1997.

[9] 汽车操纵稳定性试验和评价方法[S]. 中华人名共和国汽车行业标准 GB/T6323.1-1994.

[10] 白迎春. 基于灵敏度分析的客车结构优化设计[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车学院,2009.

[编辑:柴福莉]

(上接第 165 页)

[7] TERENCE F. Minimum-time acceleration of aircraft turbofan engines by using fin algorithm based on nonlinear programming[R]. NASA-TM-73741,1997.

[8] 段广仁. 线性系统理论[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1996.

[9] BOBROW J E, MCDONELL B W. Modeling,identification, and control of pneumatically actuated robot[C]//Proceed-

ings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation,ICRA. Part 1(of4),Apr. 20-25,1997,Albuquerque,NM,USA. Piscataway:IEEE,1997:124-129.

[10] [加]安杰利斯. 机器人机械系统原理理论、方法和算法[M]. 宋伟刚,译. 北京:机械工业出版社,2004.

[编辑:柴福莉]