

基于帕莱托的汽车悬架参数多目标优化

王 涛, 陶 薇

(浙江工业大学浙西分校机电控制工程系, 浙江衢州 324000)

摘 要: 为了提高汽车平顺性、安全性并减少轮胎对路面破坏。以某1/2载货汽车的弹簧刚度和阻尼系数为设计参数, 以最大动挠度为约束条件, 以车身垂直加速度、前后轮胎动载荷的均方根值为目标函数, 运用多目标遗传算法求得三目标的帕莱托解集, 经过后期决策得到不同要求下的最优解。结果表明: 优化后的悬架弹簧刚度减少而阻尼系数增大, 前悬比后悬变化小, 性能有大幅度改善, 而且采用先寻优后决策的求解模式, 能有效弱化先验知识不足的影响, 避免局部最优问题, 较传统多目标优化方法更为实用有效。

关键词: 汽车工程; 悬架系统; 多目标优化; 多目标遗传算法; 帕莱托;

Multi-objective optimization of automobile suspension parameters based on pareto front

WANG Tao, TAO Wei

(Department of Mechanical and Electrical Control Engineering,

West Branch of Zhejiang University of Technology, Zhejiang Quzhou 324000)

Abstract: For improving automobile ride comfort, safety and decreasing tire dynamic load to road, with spring stiffness and damper coefficient as design parameters, maximum of suspension displacement as constraint, root-mean-square value of vertical acceleration of body, front and rear tire load as three objective functions, MOGA (multi-object genetic algorithm) is applied to obtain the pareto results of multi-objective optimization of suspension system to, and choose the best answer according to design requirements. The results show that the coefficients of spring stiffness decrease, the coefficients of damper increase, the change of front suspension parameters is less than that of rear and the performance gets better. The pattern, making decision after searching optimum solutions, is more applicable and effective and can weak designer's transcendental information deficiency problem and avoid the which is a main problem of simplified multi-objective optimization.

Keywords: automotive engineering; suspension system; multi-objective optimization; MOGA; pareto;

0 引言

随着公路交通的发展, 汽车正向重载方向发展, 路面早期破坏成为重型载货汽车的主要问题。好的悬架系统不仅能改善汽车的平顺性, 安全性, 也能减少轮胎对地面的动载荷。在汽车设计中, 悬架参数优化有的是单独考虑平顺性或者以减少轮胎对路面动载荷的单目标优化^[1-3]; 有的是用传统多目标优化方法通过某种数学变换将多目标优化转化为单目标优化问题^[4], 并不是真正的多目标优化, 且传统多目标优化属于先决策后寻优模式在应用中存在着明显缺陷^[5]:

1. 每次运行只能获得特定条件下的某一Pareto解;
2. 该解受设计人员先验知识的影响;
3. 容易陷入局部最优问题。

本文作者利用多目标遗传算法求出汽车悬架系统多目标优化问题的Pareto解集, 并通过后期决策获得问题在不同要求下的工程最优解, 形成了有效的先寻优后决策的多目标优化模式。

1 路面随机信号模型

大量试验测量表明, 路面不平度是具有零均值, 各态历经的平稳Gauss随机过程, 在工程实际中, 通常用以下的功率谱密度来描述路面的统计特征^[6]:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (1)$$

式中:

$G_q(n)$ — 铅垂位移单边功率谱密度, m^2/m^{-1} ;

$G_q(n_0)$ — 参考空间频率 n_0 路面谱值, m^2/m^{-1} ;

n_0 — 参考空间频率, $0.1m^{-1}$;

n — 空间频率, 表示每米长度中的波数, m^{-1} ;

w — 频率指数, 一般近似于2;

根据路面功率谱密度把路面分为8级, 表1给出了各级路面的相关参数:

表1 路面不平度分级标准

Tab.1 rank standard of road roughness

路面等级	$G_q(n_0) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{m}^{-1}$ $n_0=0.1 \text{m}^{-1}$		
	下限	几何平均值	上限
A	8	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	16384	32768
G	32768	63536	131072
H	131072	262144	524288

路面不平度的统计特性还可以用路面速度功率谱描述:

$$G_q(n) = (2pn)^2 G_q(n_0) \quad (2)$$

当频率指数 $w=2$ 时, 将 (1) 代入 (2) 得到:

$$G_q(n) = (2pn_0)^2 G_q(n_0) \quad (3)$$

式(3)表明, 路面速度功率谱幅值在整个频率范围为一个常数, 即白噪声, 并且仅与不平度系数 $G_q(n_0)$ 有关, 因此用本文采用容易实现的滤波白噪声^[7]来构建路谱信号进行计算, 即:

$$\dot{x}(t) = -nvx(t) + w(t) \quad (4)$$

式中: $x(t)$ 为路面随机位移激励; $w(t)$ 为白噪声; n 为所选路面的空间频率, B级路面, $n=0.1303$; v 为车速。

通过matlab/simulink模块对车速为50km/h的B级路面进行仿真, 如图1所示。

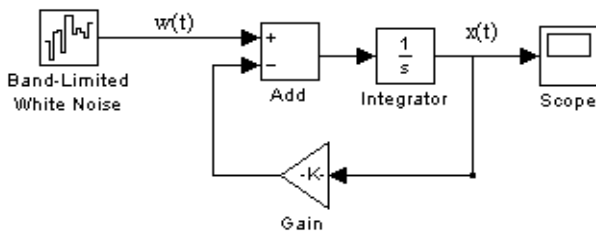


图1 B级路面随机信号仿真

Fig.1 simulation of random signal of B-level road

2 四自由度悬架系统模型

系统简化力学模型^[8-9], 如图2所示。

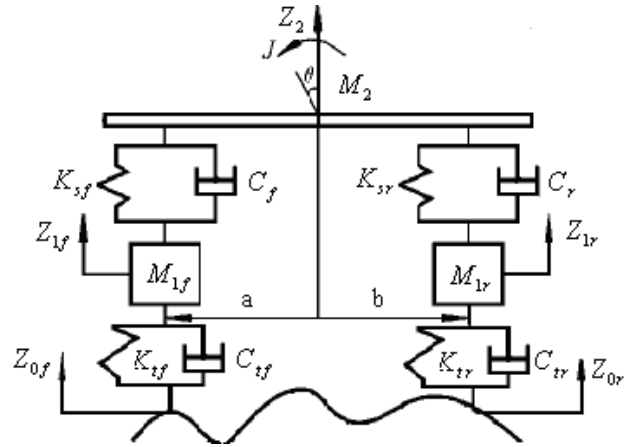


图2 四自由度悬架系统模型

Fig.2 four free dimension model of suspension system

- M_2 — 簧载质量 Z_2 — 簧载质量质心位移
 M_{1f} — 前轴非簧载质量 M_{1r} — 后轴非簧载质量
 K_{sf} — 前悬架弹簧刚度 K_{sr} — 后悬架弹簧刚度
 K_{tf} — 前轮轮胎刚度 K_{tr} — 后轮轮胎刚度
 C_f — 前轴阻尼器阻尼系数 C_r — 后轴阻尼器阻尼系数
 C_{tf} — 前轮轮胎阻尼系数 C_{tr} — 后轮轮胎阻尼系数
 Z_{1f} — 前轴非簧载质量位移 Z_{1r} — 后轴非簧载质量位移
 Z_{0f} — 前轮路面不平度 Z_{0r} — 后轮路面不平度
 q — 车身的俯仰转角 J — 车身转动惯量

系统的动力学方程为:

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = f(t) \quad (5)$$

并对文献[4]中K,C进行修正, 得到:

$$M = \begin{bmatrix} M_{1f} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{1r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} +C_f & 0 & -C_f & aC_f \\ 0 & C_{tr} + C_r & -C_r & -bC_r \\ -C_f & -C_r & C_f + C_r & bC_r - aC_f \\ aC_f & -bC_r & bC_r - aC_f & a^2C_f + b^2C_r \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} q + K_{sf} & 0 & -K_{sf} & aK_{sf} \\ 0 & K_{tr} + K_{sr} & -K_{sr} & -bK_{sr} \\ -K_{sf} & -K_{sr} & K_{sf} + K_{sr} & bK_{sr} - aK_{sf} \\ aK_{sf} & -bK_{sr} & bK_{sr} - aK_{sf} & a^2K_{sf} + b^2K_{sr} \end{bmatrix}$$

$$f(t) = \begin{pmatrix} K_f Z_{0f} + C_f \dot{Z}_{0f} \\ K_r Z_{0r} + C_r \dot{Z}_{0r} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

对于平面模型路面输入只有前后轮两处, 假设前后轮轨迹完全相同, 其中前轮路面不平度信号 Z_{0f} 由图1产生, 后轮 Z_{0r} 相对于前轮有一段时间延迟 $t=(a+b)/v_0$ 。

3 悬架参数多目标优化

某载货汽车的基本数据^[10]见表2:

表2 载货汽车数据参数

Tab.2 parameters of truck

M_1/kg	M_{1r}/kg	M_2/kg	$J/(10^4 \text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$K_{sf}/(10^6 \text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$K_{sr}/(10^6 \text{N} \cdot \text{m}^{-1})$
700	1000	15950	1.1435	0.4	2.5
$K_{tf}/(10^6 \text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$K_{tr}/(10^6 \text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$C_f/(10^3 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$C_r/(10^3 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$C_{tf}/(10^3 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$C_{tr}/(10^3 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$
1.9	2.0	10	14	3	3

3.1 设计变量

该多目标优化问题的设计变量, 取值范围见表3。

表3 设计变量取值范围

Tab.3 ranges of design parameters

设计变量	K_{sf}	K_{sr}	C_f	C_r
上限	0.3	1	0	5
下限	0.5	4	20	30

3.2 约束条件

为了保证汽车行使安全性, 悬架的动挠度受碰撞器限制, 必须限制在一个安全范围内, 一般要求:

$$g_1(X) = (Z_2 - Z_{1f})^2 - (D_{\max}/3)^2 \leq 0 \quad (6)$$

$$g_2(X) = (Z_2 - Z_{1r})^2 - (D_{\max}/3)^2 \leq 0 \quad (7)$$

式中: $D_{\max} = 80 \text{mm}$ ^[11]。

3.3 目标函数

为了提高汽车平顺性和减少轮胎对路面的破坏, 以车身垂直加速度均方根值 $astd(X)$ 为汽车平顺性评价指标, 以前、后轮对路面的动载荷均方根值 $f1std(X)$, $f2std(X)$ 为动载荷对路面破坏程度评价指标, 各目标函数公式建立如下。

车身垂直加速度均方根值为:

$$astd(X) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \ddot{Z}_2^2(t_i)} \quad (8)$$

前、后轮胎对路面的瞬时动载荷分别为:

$$F_1(t) = K_{tf}(Z_{0f} - Z_{1f}) + C_{tf}(\dot{Z}_{0f} - \dot{Z}_{1f}) \quad (9)$$

$$F_2(t) = K_{tr}(Z_{0r} - Z_{1r}) + C_{tr}(\dot{Z}_{0r} - \dot{Z}_{1r}) \quad (10)$$

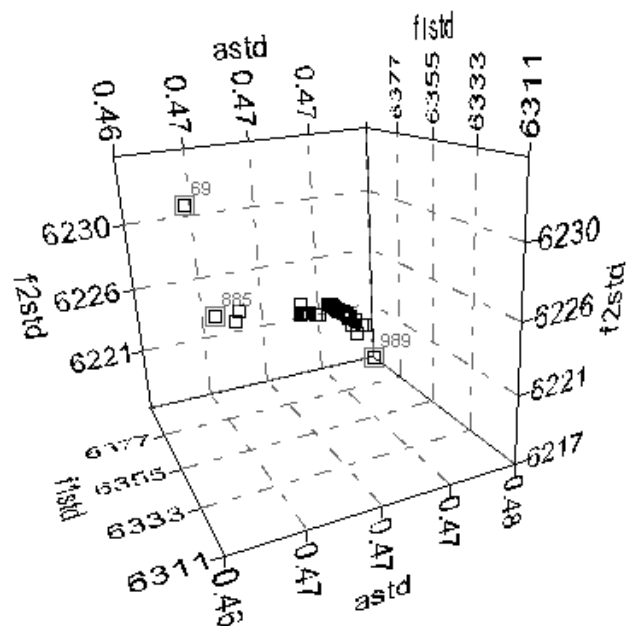
前、后轮胎对路面的动载荷均方根值分别为:

$$f1std(X) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_1^2(t)} \quad (11)$$

$$f2std(X) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_2^2(t)} \quad (12)$$

3.4 优化分析及结果

目前多目标优化方法有矢量评价遗传算法, 基于权重的遗传算法, 多目标遗传算法, 采用小生镜技术的pareto遗传算法等^[7], 本文运用优化软件frontier采用多目标遗传算法进行求解, 算法参数设置为: 种群规模为100代, 交叉概率为0.5, 变异概率为0.05, 进化代数200, 得到该多目标优化问题的帕莱托最优解集三维和二维分布图, 如图3所示(图中□符号标识)。



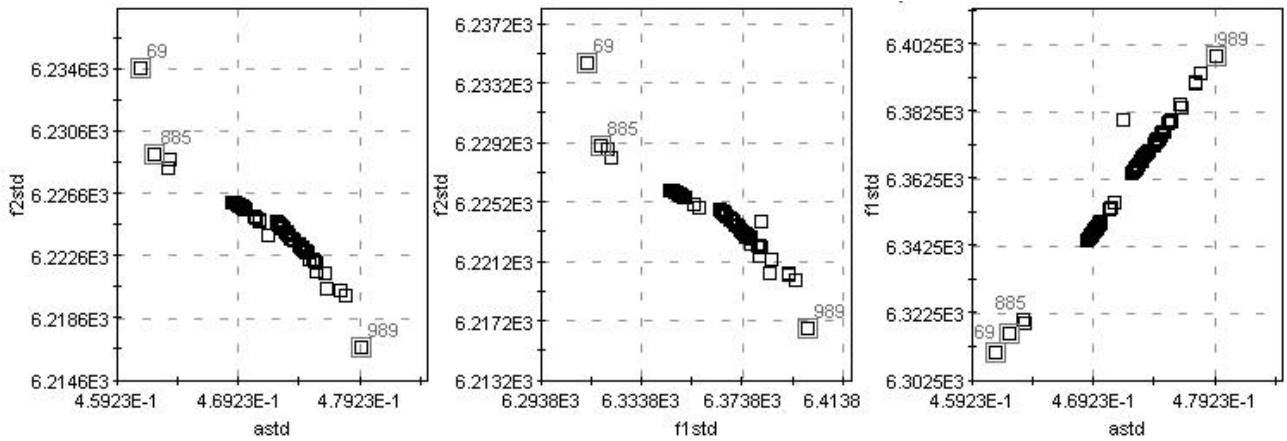


图3 多目标优化的帕莱托解集

Fig.3 pareto results of multi-objective optimization

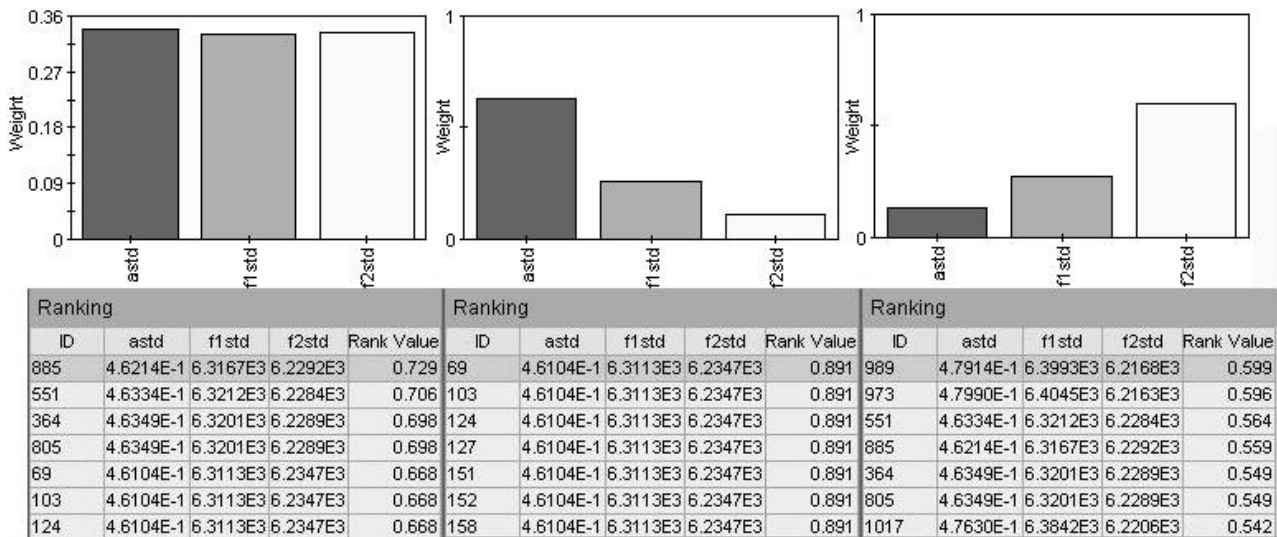


图4 多准则决策结果

Fig.4 results of multi-criteria decision

为了从这些pareto解集中选出不同决策下的最满意解，这里运用frontier/MCDM工具对三个目标进行多准则决策，得出了三种不同设计要求下的权重分配系数和最优参数值，如图4所示。各目标函数优化后的结果，见表4，其中以 W_1 、 W_2 、 W_3 分别代表目标函数 $astd(X)$ 、 $f1std(X)$ 、 $f2std(X)$ 权重即重要程度，且满足 $W_1 + W_2 + W_3 = 1$ 。

表4 基于不同要求下的优化结果

Tab.4 optimum results of different requirements

重要性	最优点	K_{sf}	K_{sr}	C_f	C_r	W_1	W_2	W_3	$F_1/(m \cdot s^{-2})$	改善程度	F_2/N	改善程度	F_3/N	改善程度
无偏好	885	0.3	1.0	20	29	0.338	0.330	0.322	0.4621	37.3%	6316.7	19.4%	6229.2	28.1%
astd目标重要	69	0.3	1.0	20	30	0.631	0.260	0.109	0.4610	37.5%	6311.3	19.5%	6234.7	28.1%
f2std, f1std 目标重要	998	0.3	1.24	20	24	0.132	0.272	0.596	0.4791	35.0%	6399.3	18.3%	6216.8	28.3%
优化前		0.4	2.5	10	14				0.7375		7837.1		8665.8	

从表4和图3可以看出，在对目标没有任何偏好的情况下，对应的最优点为885；在以减少车身垂直加速度均方根值即以平顺性为重要指标的情况下，对应的最优点为69；在以降低前后轮动载荷均

方根值即以轮胎对路面的破坏性为重要指标的情况下，对应的最优点为998；基于三种不同偏好设计的汽车悬架系统，弹簧刚度参数值减少，阻尼系数参数值增大，汽车平顺性和轮胎动载荷均有不同

程度的改善。优化后车身垂直加速度的均方根值明显减少,最少的减少了35%,从而提高了汽车行使平顺行保证了运输货物的完好性;优化后的后轮动载荷的均方根值比前轮的改善要大,且与优化前的相比有明显的减小,后轮动载荷均方根值最少的减少了28.1%,前轮动载荷均方根值最少的减少了18.3%,这些改善对于减少轮胎动载荷对路面的破坏非常有利,从而说明优化的效果。

4 小结

汽车工程中有很多类似于悬架系统的多目标优化设计,一般都采用先决策后寻优的传统多目标优化方法即统一目标函数法,存在很多缺陷。本文借助frontier优化软件的多目标遗传算法所具有的并行搜索特性,实现了先寻优后决策的求解模式,从而实现了真正的多目标优化设计,该方法可获得多目标优化问题的Pareto最优解集,并且在无须过多先验知识的情况下可使设计人员准确地获得满意的、合理的工程最优解。

参考文献

- [1] 牛军川,孙玲玲,张蔚波,等.随机路面激励输入下四自由度悬架的特性研究[J].中国公路学报,2003,16(4):106-110.
NIU Junchuan,SUN Lingling,ZHANG Weibo,etal.Characteristic Analysis of Four DOF Suspension Under Randomly Profiled Road Input[J].China Journal of Highway and Transport ,2003 ,16 (4):106-110.
- [2] 尹万建,韩鹰,杨绍普.空气弹簧悬架系统在强迫振动下的动力学分析[J].中国公路学报,2006 ,19(3):117-121.
YIN Wan2jian,HAN Ying,YANG Shaopu.Dynamics Analysis of Air Spring Suspension System Under Forced Vibration[J].China Journal of Highway and Transport,2006,19(3):117-121.
- [3] 李以农,郑玲.基于微分几何理论的汽车半主动悬架非线性振动控制[J].中国公路学报,2005,18(1):109-112.
LI Yinong,ZHENG Ling.Nonlinear Cont rol of Automotive Semiactive Suspensions Based on Differential Geometry Theory[J].China Journal of Highway and Transport ,2005,18(1):109-112.
- [4] 吕彭民,和丽梅,尤晋闽.基于舒适性和轮胎动载的车辆悬架参数优化[J].中国公路学报,2007,20(1):112-115.
LU Pengmin, HE Limei,YOU Jinmin.Optimization of Vehicle Suspension Parameters Based on Comfort and Tyre Dynamic Load. China Journal of Highway and Transport ,2007,20(1):112-115.
- [5] 机械工程编委会.机械设计手册(第6卷) [M].北京:机械工业出版社,2004.
Mechanical Engineering . Mechanical Design Manual(vol.6)[M].Beijing:China Machine Pree,2004.
- [6] GB7031-86,车辆振动输入路面平度表示方法[S].
GB7031-86,Expression Way of Road Roughness for Input of Vehicle Vibration[S].
- [7] 从英彪.空气悬架大客车行驶平顺性的计算机仿真及试验研究[M].吉林大学硕士学位论文,2002.:19-22.
Cong Yingbiao.Simulation and Test Analysis of Ride Comfort On the Air Suspension of Commercial Car[M].
- [8] 宋晓琳,唐应时,曹立波等.一种用于12汽车半主动悬架的可调模糊控制器[J].汽车工程,2001.23(4):236-237.
Song Xiaolin,Tang Yingshi,Cao Libo,etc.A Tunable Fuzzy Controller for Half-car Active Suspension Systems[J]. Automobile Engineering,2001.23(4):236-237.
- [9] 陈士安,刘红光,陆森林等.汽车主动悬架四自由度模糊控制系统[J].汽车工程,2001.23(6):375-376.
Chen Shian,Liu Hongguang,Lu senlin,etc.Fuzzy Control System for Automobile Active Suspension with Four Free Dimensions[J]. Automobile Engineering,2001.23(6):375-376.
- [10] CEBOND.Interaction Between Heavy Vehicles and Roads[J].SAE Paper 930001.
- [11] 廖林清,刘鑫,廖仕利.汽车悬架系统参数的稳健优化设计[J].重庆工业管理学院学报,1995,9(4):49-55.
LIAO Linqing ,LIU Xin ,LIAO Shili.Steadiness Optimization Design of Suspension Parameters [J] . Journal of Chongqing Institute of Technology Management ,1995,9 (4) :49-55.

基金：浙江省教育厅科研项目(20070894)作者简介：王涛(1976-),男,浙江衢州,讲师/硕士,

Email:wangtao76cn@yahoo.com.cn 地址：浙江工业大学浙西分校机电控制工程系 324000