



基于试验设计的某微型客车悬架参数匹配优化

董俊红, 成艾国

湖南大学; 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082

摘要 由于悬架系统结构复杂, 系统特性指标较多, 各项指标相互关联, 对车辆的影响规律较为复杂, 从理论的角度提出悬架系统优化的目标函数是十分困难的, 由此根据多体系统动力学原理, 建立了某微型客车的虚拟样机模型, 综合考虑整车的操纵稳定性和乘坐舒适性, 分别以稳态回转试验中的不足转向度、车身侧倾度和汽车平顺性随机输入行驶试验中总的加权加速度均方根作为评价指标, 设计正交试验, 从理论上说明前后悬架刚度、横向稳定杆扭转刚度、前后减振器阻尼等悬架参数对微型客车操纵稳定性、平顺性的影响程度, 找出显著因素, 得到基于仿真试验的悬架参数的最优组合, 为后期样车悬架参数的优选及调校提供指导和支持。

关键词 操纵稳定性; 平顺性; 正交试验设计; 悬架参数

中图分类号 U270.1⁺

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2010)14-0075-05

Optimization and Matching of Mini Passenger Car Suspension Parameters Based on Design of Experiment

DONG Junhong, CHENG Aiguo

State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body; Hunan University, Changsha 410082, China

Abstract The suspension is a complex mechanical system, for which it is very difficult to define the optimization function. There are more than one system performance indices for every component of the vehicle, which are interrelated, with complicated impact on the vehicle. From a theoretical viewpoint, the objective function to optimize the suspension system is very difficult to formulate. In this paper, based on the multi-body system dynamics method, the virtual prototyping model of a mini passenger car is built. Considering vehicle handling stability and ride comfort, by using the degree of understeering and the roll rate in the steady circular test and the total RMS acceleration values in the method of random input running test of automotive ride comfort as the evaluation indices, the orthogonal experiment is designed, and the effects of the suspension structure parameters on handling stability and riding such as the suspension rate of the front suspension and the rear suspension, the torsion stiffness of the antiroll bar, the damping ratio of the front and rear suspensions are studied. Then the important factors are found, together with the optimum combination of the simulation-based suspension parameters. The final results provide some guidance and support for the optimization of the suspension parameters.

Keywords handling stability; riding; design of orthogonal experiment; suspension parameters

0 引言

悬架对汽车的操纵稳定性、乘坐舒适性等多种性能都有着很大影响^[1], 如何匹配悬架参数, 一直是汽车工程师面临的重要问题之一。传统的方式是将若干组悬架刚度和阻尼值的

组合在同一试验样车上换装, 由专业的试车员对不同组合的样车性能做出主观评价, 确定最终的匹配方案。受科研成本、开发周期等因素影响, 汽车各种性能的测试不可能都用试验样车进行, 因此应用现代设计理论与虚拟样机技术相结合,

收稿日期: 2010-02-02

基金项目: 教育部长江学者与创新团队发展计划项目(531105050037); 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室自主课题项目(60870002)

作者简介: 董俊红, 硕士研究生, 研究方向为车辆系统动力学, 电子信箱: djhchina66@yahoo.com.cn; 成艾国(通信作者), 教授, 研究方向为车身 CAE 技术、整车性能分析, 电子信箱: cheng_aiguo@163.com.cn



通过设计正交试验,利用数理统计原理科学地分析实验结果,可有效了解各因素对试验指标的影响情况,确定因素的主次顺序,找出最优参数组合,为后期样车调校提供依据。

试验优化技术在日本已成为企业界、工程技术、研究和管理人员的必备技术。丰田汽车公司、日产汽车公司等几乎所有大公司都在积极推广应用试验优化技术^[2]。在试验优化技术的实际应用方面,中国还与发达国家存在较大差距。文献[2]运用正交试验设计,调整前后悬架侧倾角刚度匹配,成功地解决了过度转向的问题;文献[3]利用析因设计对悬架系统进行灵敏度分析,筛选出影响悬架性能比较显著的硬点;文献[4]从操纵稳定性的角度,通过正交试验,研究悬架参数的合理匹配。因此,积极推广试验优化技术在汽车工业的应用,促进科研创新具有重要意义。

本文综合考虑悬架参数对整车操纵稳定性和乘坐舒适性的影响,设计正交试验,找出影响整车性能较为显著的因素,选择参数的最佳水平组合,使整车综合性能在参数变化范围内达到相对最优。

1 整车多体动力学模型

1.1 前悬架结构和建模

本文所研究的微型客车前悬架为麦克弗逊式独立悬架。其优点是:避免在车轮摆动过程中的转向轮横向位移,减轻磨损,改善汽车的行驶稳定性;车轮定位参数具有互补功能等。横向稳定杆可以防止车身产生很大的横向侧倾和横向角振动,保证汽车具有良好的行驶稳定性^[1]。在 Adams 程序中,对横向稳定杆模型建立进行简化:将稳定杆中间断开,连以扭杆弹簧,其扭转刚度由中间处的扭转弹簧表示,其结构简图如图 1(a)所示。

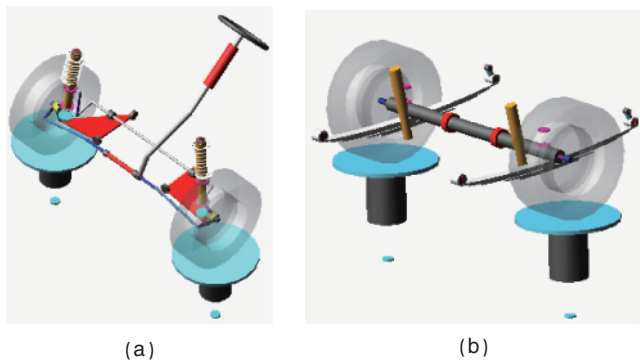


图 1 前(a)后(b)悬架模型

Fig. 1 Front (a) and rear (b) suspension model

1.2 后悬架结构和建模

该微型客车采用纵置钢板弹簧整体桥式非独立悬架。在汽车行驶中,钢板弹簧同时承受垂直力、纵向力和侧向力,制动时还承受制动力,合理简化钢板弹簧模型是建模中重要的步骤。目前对钢板弹簧处理有很多种方法,本文采用离散梁

的方法在 Adams 中模拟。利用等效中性面法,将钢板弹簧等效为一片主簧和一片副簧,同时将各片分成若干段,各段之间用无质量的梁连接起来,由各片钢板弹簧截面的几何形状确定无质量梁的参数。对于各片钢板弹簧之间的接触,用 Adams 提供的接触力定义^[5]。简化模型如图 1(b)所示。

1.3 其他子系统

动力系统主要提供车轮驱动转矩,不需要按实际结构详细建模,通过简化使发动机、变速器、离合器 3 个部件的功能集中在一个模板中,使用函数模拟各部分的功能。由于不分析制动工况,制动系统可用系统自带的模型。在 Adams/CAR 自带模板的基础上,按照已知参数修改动力系统和制动系统。轮胎模型选用 pac89,按照已知的垂直刚度、轮胎半径等参数修改模板。

1.4 整车模型的搭建

完成各子系统的建模后,分别检测各子系统之间以及子系统与 Adams/Car 中 Testrig 之间的装配关系,装配完成即可得到虚拟样机的整车模型,如图 2 所示。整车关键参数如表 1 所示。

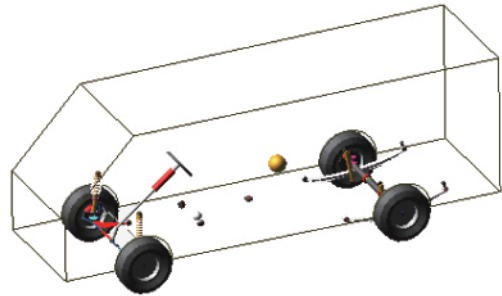


图 2 整车模型

Fig. 2 Vehicle model

表 1 整车参数

Table 1 Vehicle parameters

名称	数值	备注	
前簧载质量 M_f/kg	722	满载	
后簧载质量 M_r/kg	1186	满载	
质心高度 H/mm	735	满载	
轴距 L/mm	3050	设计值	
转动惯量 $I/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	I_{xx}	906	估算
	I_{yy}	3863	估算
	I_{zz}	3909	估算
轮胎代号	175/70 R14 LT		
最高车速/ $(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	132	设计值	

2 悬架参数对整车性能的影响

悬架系统起着承载车身、传递力和力矩,缓和冲击和衰减振动等作用^[1]。在悬架的性能参数中,以前、后悬架侧倾角刚度及其分配对操纵稳定性影响较为重要。对于汽车操纵稳定性,侧倾角过大会使驾驶者感到不稳定和不安全;对于平

顺性,悬架的侧倾角刚度过大,当汽车任一车轮遇到路面凸起或凹陷时,座椅上会感受到很大冲击。横向稳定杆对前后悬架侧倾角刚度匹配起着决定性作用,因此在侧倾刚度的匹配中,稳定杆的作用不能忽视^[1,6-7]。

3 微型客车性能仿真与优化

3.1 设计变量

根据实际工程经验,前悬弹簧刚度、前悬减震器阻尼、前横向稳定杆刚度、后悬弹簧刚度、后悬减震器阻尼等参数的设定对整车的操纵稳定性、平顺性的影响较大,故优化时将这些变量作为设计变量,如表 2 所示。

3.2 设计目标

在 Adams/CAR 中,按照国家标准 GB/T 6323.6—94《汽车操纵稳定性试验方法——稳态回转试验方法》及 GB 4970—1985《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》,在整车质心处测量操纵稳定性评价指标、不足转向度和车身侧倾度及平顺性评价指标、总的加权加速度均方根值^[8]。

3.3 整车性能虚拟正交试验设计

考虑各变量之间的交互作用,采用 7 因素、3 水平、27 次

表 2 设计变量
Table 2 Design variables

符号	变量物理意义	水平		
		1	2	3
A	前悬架弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	44	54	62
B	横向稳定杆扭转刚度/(N·mm·(°) ⁻¹)	6240	7800	10000
C	后悬架刚度/(N·mm ⁻¹)	58	72	86
D	前减震器拉伸阻尼比例因子	0.8	1	1.2
E	前减震器压缩阻尼比例因子	0.8	1	1.2
F	后减震器拉伸阻尼比例因子	0.8	1	1.2
G	后减震器压缩阻尼比例因子	0.8	1	1.2

试验的正交表 $L_{27}(3^{13})$ 进行正交试验设计分析。3 水平分别为初始阻尼和刚度的 0.8, 1.0 和 1.2 倍, 因素取值列于表 2。

对 27 次稳态回转仿真的计算结果进行数据处理, 得到 27 组不足转向度和车身侧倾度; 以随机输入行驶试验质心处 3 个轴向振动加速度为输出, 通过 27 次仿真计算, 得到 27 组总加权加速度均方根值; 填写 $L_{27}(3^{13})$ 正交表, 得到如表 3 所示的正交试验结果。

表 3 $L_{27}(3^{13})$ 正交试验表
Table 3 Orthogonal design of $L_{27}(3^{13})$

													评价指标		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	不足转向度 /((°) · (m·s ⁻²) ⁻¹)	车身侧倾度 /((°) · (m·s ⁻²) ⁻¹)	总加权加速度均方根值 /(m·s ⁻²)
A	B	AB	C	AC	BC	D	E	DE	F	G	FG				
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.2628	0.5562	0.4653
2	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	0.2628	0.5561	0.5004
3	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	0.2628	0.5591	0.5262
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	0.2283	0.5315	0.5081
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	0.2284	0.5314	0.5329
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	0.2284	0.5314	0.511
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	0.2482	0.4956	0.562
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	0.2482	0.4947	0.5315
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	0.2482	0.4947	0.5478
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	0.3443	0.5306	0.5942
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	0.3410	0.5396	0.6064
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	0.3459	0.48890	0.5967
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	0.3143	0.5042	0.5536
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	0.3194	0.5032	0.5455
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	0.3466	0.5025	0.549
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	0.3066	0.4778	0.5858
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	0.2967	0.4786	0.4653
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	0.2828	0.4694	0.557
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	0.2926	0.5147	0.6007
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	0.2925	0.5148	0.6233
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	0.2855	0.5137	0.6044
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	0.2766	0.4904	0.6444
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	0.2766	0.4905	0.6292
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	0.2766	0.4906	0.6238
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	0.243	0.4580	0.606
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	0.2446	0.4606	0.6055
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	0.2431	0.4581	0.5618

3.4 正交试验极差分析

为了得到各因素不同水平对整车操纵稳定性和平顺性的影响,对正交试验结果进行极差分析,结果列于表 4~表 6。其中,希望在允许范围内不足转向度越大越好,车身侧倾度

越小越好,总的加权加速度均方根值越小越好。因此,在 3 水平下,不足转向度大,车身侧倾度、总的加权加速度均方根值小的为较优方案。对各个评价指标而言,因素的极差分析值越大,表明该因素对指标的影响越显著^[9]。

表 4 不足转向度极差分析表

Table 4 Extreme difference analysis of degree of understeering

	A	B	AB	C	AC	BC	D	E	DE	F	G	FG
K_1	2.218	2.69	2.504	2.499	2.516	2.528	2.501	2.541	2.523	2.482	2.498	2.508
K_2	2.897	2.495	2.302	2.442	2.51	2.51	2.527	2.489	2.532	2.525	2.546	2.492
K_3	2.431	2.361	2.595	2.606	2.52	2.508	2.518	2.518	2.491	2.539	2.503	2.546
k_1	0.246	0.299	0.278	0.278	0.28	0.281	0.278	0.282	0.28	0.276	0.278	0.279
k_2	0.322	0.277	0.256	0.271	0.279	0.279	0.281	0.277	0.281	0.281	0.283	0.277
k_3	0.27	0.262	0.288	0.29	0.28	0.279	0.28	0.28	0.277	0.282	0.278	0.283
极差分析	0.075	0.037	0.033	0.018	0.001	0.002	0.003	0.006	0.005	0.006	0.005	0.006
优方案	A_2	B_1	3 水平	C_3	3 水平	1 水平	D_2	E_1	2 水平	F_3	G_2	3 水平

表 5 车身侧倾度极差分析表

Table 5 Extreme difference analysis of roll rate

	A	B	AB	C	AC	BC	D	E	DE	F	G	FG
K_1	4.751	4.774	4.568	4.558	4.559	4.51	4.567	4.56	4.515	4.558	4.549	4.517
K_2	4.495	4.576	4.397	4.563	4.569	4.557	4.506	4.559	4.025	4.518	4.566	4.551
K_3	4.391	4.287	4.538	4.516	4.508	4.569	4.564	4.564	4.565	4.561	4.522	4.568
k_1	0.528	0.53	0.508	0.506	0.507	0.501	0.507	0.507	0.502	0.506	0.505	0.502
k_2	0.499	0.508	0.489	0.507	0.508	0.506	0.501	0.507	0.447	0.502	0.507	0.506
k_3	0.488	0.476	0.504	0.502	0.501	0.508	0.507	0.507	0.507	0.507	0.502	0.508
极差分析	0.359	0.486	0.172	0.047	0.061	0.06	0.061	0.005	0.54	0.043	0.045	0.051
优方案	A_3	B_3	2 水平	C_3	3 水平	1 水平	D_2	E_2	2 水平	F_2	G_3	1 水平

表 6 加权加速度均方根值极差分析表

Table 6 Extreme difference analysis of total RMS acceleration values

	A	B	AB	C	AC	BC	D	E	DE	F	G	FG
K_1	4.685	5.118	4.997	4.913	5.12	5.096	4.987	4.946	5.065	5.064	5.034	5.015
K_2	5.054	5.097	4.933	4.989	5.04	5.088	5.119	5.103	4.41	5.114	5.168	5.124
K_3	4.391	5.023	5.118	5.336	5.078	5.053	5.177	5.177	5.168	5.059	5.036	5.099
k_1	0.521	0.569	0.555	0.546	0.569	0.566	0.554	0.55	0.563	0.563	0.559	0.557
k_2	0.562	0.566	0.548	0.554	0.56	0.565	0.569	0.567	0.49	0.568	0.574	0.569
k_3	0.488	0.558	0.569	0.593	0.564	0.561	0.575	0.575	0.574	0.562	0.56	0.567
极差分析	0.662	0.095	0.185	0.423	0.08	0.043	0.19	0.23	0.758	0.055	0.134	0.11
优方案	A_3	B_3	2 水平	C_1	2 水平	3 水平	D_1	E_1	2 水平	F_3	G_1	1 水平

不考虑交互作用,由表 4~表 6 分析可知:

- 1) 对于不足转向度,影响较为显著的因素为前弹簧刚度、横向稳定杆和后弹簧刚度;
- 2) 对于车身侧倾度,影响较为显著的因素为横向稳定杆和前弹簧刚度;
- 3) 对于加权加速度均方根值,影响较为显著的因素为前弹簧刚度和后弹簧刚度。

对 3 个指标分别进行分析,得出 3 个较优方案:对于不足

转向度,最优组合是 $A_2B_1C_3D_2E_1F_3G_2$;对于车身侧倾度,最优组合是 $A_3B_3C_3D_2E_2F_2G_3$;对于加权加速度均方根值,最优组合是 $A_3B_3C_1D_1E_1F_3G_1$ 。

由于是多指标问题,需要运用综合平衡法,使整车性能达到最优。综合平衡的依据是:① 各因素对每个单项指标的主次顺序和优水平;② 各项指标对实验的重要程度^[9]。

为便于综合分析,将各指标随因素水平变化的情况用图形表示,如图 3 所示。

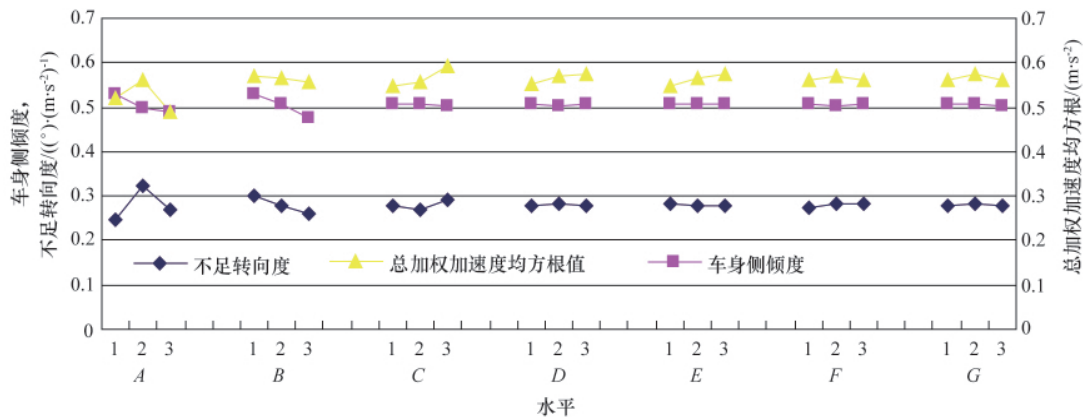


图3 综合平衡图

Fig. 3 Aggregate balance

3.5 不同因素搭配的交互作用

在多因素试验中,各因素不仅各自独立地起作用,而且还经常联合起来起作用^[5]。在交互作用较大的情况下,必须考虑因素间的搭配关系,否则可能导致错误结论。

根据正交试验极差分析表,主要考虑前悬架弹簧刚度 A 与横向稳定杆扭转刚度 B 之间的交互作用、前减振器拉伸阻尼比例因子 D 与压缩阻尼比例因子 E 的交互作用、后减振器拉伸阻尼比例因子 F 与压缩阻尼比例因子 G 的交互作用对不足转向度、车身侧倾度及加权加速度均方根值的影响。

结合综合平衡图,对各因素及交互作用进行综合分析,得出匹配较好的方案: $A_3B_3C_1D_2E_3F_2G_1$ 。该方案与第 25 次试验组合最为接近,由此在悬架调校阶段应首先选用正交试验设计的较优方案进行实车调校为悬架参数合理匹配提供科学的依据。

4 结论

1) 在保证模型仿真精度的前提下,通过正交试验设计,利用正交表格的正交特性、均衡性及直观性对整车操纵稳定性及平顺性的多方案优化进行研究,能够高效、直观地得到影响整车性能的显著性因素,实现悬架参数的合理匹配,对后期试验样车的参数调定具有直接的指导意义。

2) 在被动悬架的设计中,不同的设计要求对参数的选择是相互矛盾的,要做到真正的综合平衡,还有一定的困难,所以还要把理论分析与专业试车人员主观评价相结合,最终确定最佳匹配方案。

参考文献 (References)

- [1] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
Guo Konghui. Vehicle handling inverse dynamics [M]. Changchun: Jilin Science and Technology Press, 1991.
- [2] 蔡章林. 基于 VPD 技术的悬架设计及整车试验优化[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2007: 90-97.
Cai Zhanglin. Suspension design and full vehicle experimental optimization based on VPD technique [D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2007: 90-97.
- [3] 陈宏. 基于试验设计的麦克弗逊悬架参数灵敏度分析及调校 [D]. 武

汉: 华中科技大学机械科学与工程学院, 2005: 34-39.

- Chen Hong. Sensitivity analysis and adjust of McPherson suspension based on DOE [D]. Wuhan: College of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, 2005: 34-39.
- [4] 杨兴龙, 林逸, 金叙龙, 等. 基于多系统动力学的微型客车操纵稳定性 DOE 优化设计[J]. 汽车技术, 2008(1): 17-21.
Yang Xinglong, Lin Yi, Jin Xulong, et al. Automobile Technology, 2008 (1): 17-21.
 - [5] 王其东, 方锡邦, 卢剑伟, 等. 汽车钢板弹簧多系统动力学建模及动态特性仿真研究 [J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 1999, 22(6): 35-37.
Wang Qidong, Fang Xibang, Lu Jianwei, et al. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science Edition, 1999, 22(6): 35-37.
 - [6] 吴碧磊. 重型汽车动力学性能仿真研究与优化设计 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2008: 74-94.
Wu Bilei. The simulation study and optimization design for heavy duty truck dynamics performance [D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2008: 74-94.
 - [7] 柳江. 基于虚拟样机技术悬架系统性能分析和优化设计 [D]. 上海: 上海交通大学机械与动力工程学院, 2007: 34-54.
Liu Jiang. Performance analysis and optimization design for suspension system based virtual prototype technology [D]. Shanghai: School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 2007: 34-54.
 - [8] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990: 116-182.
Yu Zhisheng. Theory of automobile [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1990: 116-182.
 - [9] 任露泉. 试验设计及其优化[M]. 北京: 科学出版社, 2009: 2-48.
Ren Luquan. DOE and optimization[M]. Beijing: Science Press, 2009: 2-48.

(责任编辑 代丽)

·学术不端行为举报·



举报信箱

hjy@cast.org.cn

河南科技学院机电学院教师沈宏于 2010 年 6 月 7 日向《科技导报》投来稿件“变分贝叶斯独立分量分析算法在机械故障诊断中的应用”。专家审稿时发现,该文全文抄袭自“李志农, 范涛, 刘立州, 等. 基于变分贝叶斯理论的机械故障源盲分离方法研究. 振动与冲击, 2009, 28 (6): 12-16”, 特此通报。