

文章编号: 1002-0268 (2004) 11-0125-03

IVECO 汽车悬架系统性能参数设计方法

苏小平¹, 殷晨波¹, 魏学军², 苏家竹²

(1. 南京工业大学车辆与工程机械研究所, 江苏 南京 210009; 2 跃进汽车集团 IVECO 公司, 江苏 南京 210037)

摘要: 本文给出一种 IVECO 汽车面向行驶平顺性分析的简化仿真模型, 应用仿真模型对某型号 IVECO 汽车进行随机不平路面输入下的汽车悬架系统性能参数仿真试验研究, 得出了悬架系统性能参数对汽车行驶平顺性指标—车身振动加速度均方根值的影响规律, 为确定该车悬架系统性能参数优化设计的设计空间和初始值提供依据。

关键词: IVECO 汽车; 悬架系统; 仿真模型; 平顺性

中图分类号: U463.33 文献标识码: A

Research on Parameter Design of IVECO Vehicle Suspension System

SU Xiao-ping¹, YIN Chen-bo¹, WEI Xue-jun², SU Jia-zhu²

(1. Institute of Automobile and Constrution Machinery, Nanjing University of Technology, Jiangsu Nanjin 210009, China;

2 Yuejin Automobile IVECO Company, Jiangsu Nanjin 210037, Chian)

Abstract: A dynamical model of the suspension system for IVECO vehicle ride comfort performance analysis is put forward in this paper. The simulation study of the suspension performance of a China-made IVECO vehicle on random uneven road is carried out by means of the dynamical model. The effects of suspension system parameters on the vehicle ride comfort parameter—R.M.S. of vehicle body vibrating acceleration are analyzed. The optimal parameter space of vehicle vibration system can be determined by the model and the method of this paper.

Key words: IVECO vehicle; Suspension system; Simulation model; Ride comfort

0 前言

随着现代汽车技术的发展, 其产品的开发周期越来越短, 在开发出物理样车之前, 运用计算机数值仿真技术来预测产品的动力学性能将逐步成为汽车悬架系统性能参数设计的必要手段。在汽车悬架系统性能参数的现代设计方法中, 为了准确地预测汽车行驶平顺性是否达到设计要求, 在工作图设计阶段就采用虚拟样机技术建立汽车动力学仿真分析模型, 为确定悬架系统性能参数对汽车行驶平顺性的影响进行仿真分析, 以避免在试制出物理样车并对其进行平顺性试验后, 发现平顺性不满足设计要求而重新设计所造成的损失。本文运用多体动力学理论和方法, 建立了面向行驶平顺性的汽车动力学仿真模型, 重点研究了悬架

系统性能参数对汽车行驶平顺性的影响规律, 为确定汽车悬架系统性能参数优化设计的设计空间和初始值提供了依据。

1 面向行驶平顺性的 IVECO 汽车动力学模型

汽车振动系统是一个复杂的多自由度的质量-刚度-阻尼动力学系统, 当汽车在路面上行驶时, 在随机不平路面和发动机的共同激励作用下产生振动。根据路面统计分析, 路面不平激励主要集中在低频区, 其空间频率范围是 0.011~2.83c/m, 在常用车速 40~120km/h 下, 路面激励的频率范围是 0.37~31.4Hz, 而发动机的激励主要在较高的频率范围^[1]。对于汽车行驶平顺性能仿真研究来说, 主要研究 32Hz 以下的振动响应, 因此, 在建立汽车面向行驶平顺性的汽车

收稿日期: 2003-09-08
作者简介: 苏小平 (1965—), 男, 江苏南京人, 博士研究生, 主要从事汽车动力学仿真、现代汽车设计方法和汽车试验设备开发应用的研究。(E-mail: suxiaoping@vip.163.com)

动力学仿真模型时, 可仅考虑来自路面的不平激励。

在建立汽车动力学模型时, 本文从计算精度及参数测量工作综合考虑, 根据解决实际工程问题的需要, 对整车系统进行适当的模型简化。根据整车系统构成分析, 可分解成簧载质量和非簧载质量, 而它们又通过汽车悬架系统连接起来。以某型号 IVECO 汽车为例, 建立了面向行驶平顺性的整车系统仿真模型。该车的前悬架系统采用了双摆杠纵置扭簧式独立悬架系统、后悬架系统采用了钢板弹簧式非独立悬架系统。

根据双摆杠纵置扭簧式独立悬架系统的实际结构和组成构件的运动关系, 建立某型号 IVECO 汽车的前悬架系统动力学仿真模型如图 1 所示。整个前悬架系统包括: 上摆臂与下摆臂、转向节带减振器下半部分、减振器上半部分、扭杆、转向横拉杆、转向器齿条和车架横梁组成。根据钢板弹簧式非独立悬架系统的实际结构和组成构件的运动关系, 建立某型号 IVECO 汽车的前悬架系统动力学仿真模型如图 2 所示。整个后悬架系统包括: 后车桥带减振器下半部分、减振器上半部分和车架组成。其中, 在前后悬架各减振器上下两部分之间有一阻尼器, 以实现减振器



图 1 某型号 IVECO 汽车的前悬架系统仿真模型 图 2 某型号 IVECO 汽车的后悬架系统仿真模型

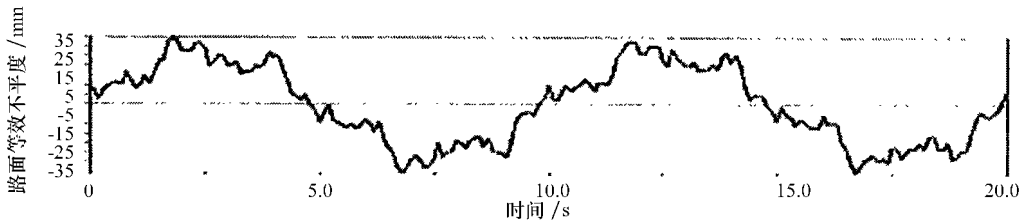


图 4 汽车以 60km/h 在 B 级路面上行驶时路面等效不平度 (mm) ~ 测量时间 (s) 曲线图

在汽车设计中, 车身的质量分配系数 ϵ 一般取 0.8~1.2, 则可近似的认为车身前后振动是相互独立的, 那么前悬架系统的主要参数对车身垂直方向加速度均方根值的影响与后悬架系统大致相同。以下是对某型号 IVECO 汽车的后悬架系统的主要动态性能参数进行仿真试验。分析影响该车后车轴上方座椅之间的车身位置点垂直方向加速度均方根值变化。

(1) 保持该车悬架系统其它初始参数不变, 改变悬架后簧的刚度的仿真试验结果如图 5 所示。

功能, 在前左右悬架上摆臂一端分别通过扭簧与车架相连接, 以实现前左右扭杠的作用。在后车桥与车架之间有两板簧和两等效弹簧分别实现后左、后右主副簧功能。由前悬架系统仿真模型、后悬架系统仿真模型及车身等组装成面向行驶平顺性能分析的整车系统动力学仿模型如图 3 所示。

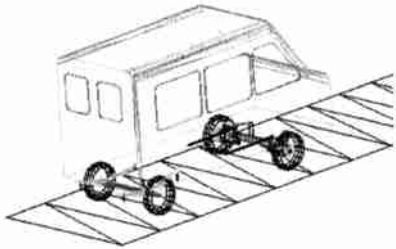


图 3 某型号 IVECO 汽车面向行驶平顺性能分析的仿真模型

2 面向行驶平顺性的汽车悬架系统性能参数仿真分析

目前评价汽车行驶平顺性的主要指标是在随机路面输入下汽车车身的动态响应结果^[2]。在仿真计算中, 路面激励信号可通过不同车速转换不同路面等级的空间频率功率谱形成。图 4 是车速为 60km/h, B 级路面的路面不平激励信号。应用图 3 所建立的汽车振动系统仿真分析模型, 对汽车悬架系统动态性能参数进行仿真虚拟试验研究, 考虑多个设计变量不同水平的组合对汽车行驶平顺性的影响, 分析对汽车车身振动加速度均方根值的影响较大的设计变量或变量组合, 并初步确定这些变量水平值, 可为优化设计确定合理的设计空间和初始值。

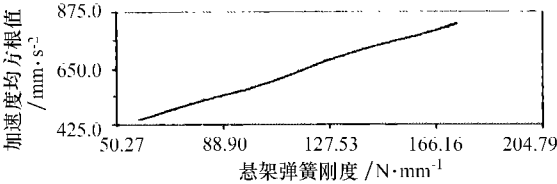


图 5 悬架刚度变化对车身垂直方向加速度均方根值的影响

以上结果表明: 悬架弹簧的刚度与车身振动加速度均方根值近似呈线性关系变化, 且变化明显, 因此

在一定刚度值范围内采用降低悬架弹簧的刚度是改善汽车平顺性最直接的方法，但必须对汽车的操纵稳定性和减振器阻尼匹配关系等加以综合考虑。

(2) 保持该车悬架系统其它初始参数不变，改变悬架后减振器等效阻尼值的仿真试验结果如图 6 所示。

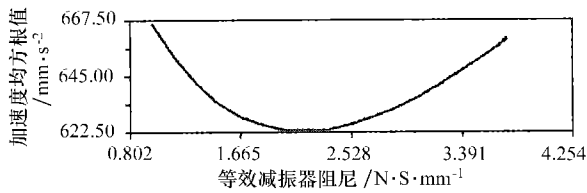


图 6 减振器等效阻尼值变化对车身垂直方向加速度均方根值的影响

以上结果表明：悬架系统的减振器等效阻尼值在 1.665~2.528N·S/mm 范围时，车身振动加速度均方根值出现最小值，之后随阻尼值增加有较明显的缓慢上升趋势，增加阻尼值可有效地抑制弹簧变形，但要考虑到阻尼值的合理范围，否则，会对车身振动加速度均方根值影响较大，这是悬架系统的设计中要充分考虑并注意的问题。

(3) 保持该车悬架系统其它初始参数不变，改变后悬架非簧载质量的仿真试验结果如图 7 所示。

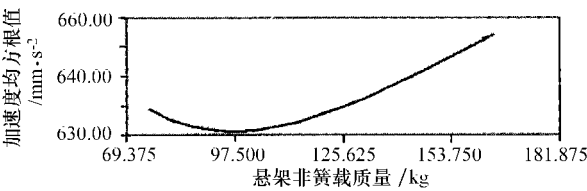


图 7 悬架簧下质量变化对车身垂直方向加速度均方根值的影响

以上结果表明：悬架系统的簧下质量在 90~100kg 范围时，车身振动加速度均方根值出现最小值，之后随簧下质量增加有较明显的缓慢上升趋势，因此，在一定范围值内降低非簧载质量有利于改善汽车的平顺性能。

(4) 保持该车悬架系统其它初始参数不变，改变后车轮垂直刚度的仿真试验结果如图 8 所示。

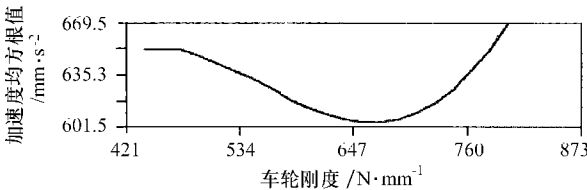


图 8 车轮刚度变化对车身垂直方向加速度均方根值的影响

以上结果表明：悬架系统的车轮垂直刚度在 421

~760N/mm 左右时，车身振动加速度均方根值变化相对不明显，也出现最小值；在车轮垂直刚度超过 800N/mm 时，车身振动加速度均方根值迅速提高，因此，合理地匹配车轮垂直刚度范围值是悬架设计中要考虑的因素之一。

(5) 以该车的悬架后簧的刚度 k 、悬架后减振器阻尼 c 、后悬架簧下质量 m 及后车轮垂直刚度 K 为优化设计变量，以该车后车轴上方座椅之间的车身位置点垂直方向加速度均方根 a_w 最小值为优化目标，加入约束条件为：50< k <150, 1.0< c <3.5, 110< m <150, 400< K <800。采用序列二次规划 Sequential Quadratic Programming 算法进行优化计算^[3]，其优化迭代过程和优化结果如图 9、表 1 所示。

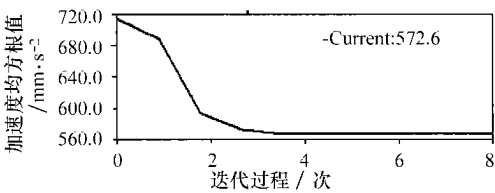


图 9 优化迭代过程图

表 1 优化迭代结果

优化设计 变量	迭代次数							
	1	2	3	4	5	6	7	8
k /N·mm ⁻¹	114.8	112.6	111.7	110.3	110.1	109.9	109.8	109.8
c /N·s·mm ⁻¹	2.125	2.336	2.412	2.469	2.471	2.472	2.474	2.474
m /kg	118.9	115.4	114.8	114.6	114.5	114.4	114.3	114.2
K /N·mm ⁻¹	565.8	534.6	521.8	516.3	514.7	513.2	512.4	512.2

3 结束语

在整车系统中，悬架弹簧的刚度、减振器阻尼、车轮刚度和非簧载质量对汽车平顺性都有着不同程度的影响。汽车悬架系统的最佳减振性能与可靠性的体现需要各组成部件设计参数的优化匹配，最主要是需根据汽车的使用条件和使用性能优化匹配设计出最佳的悬架弹簧刚度和减振器阻尼值，才能满足高质量汽车的行驶平顺性要求，本文给出的模型和方法为面向平顺性的汽车悬架系统性能参数匹配设计提供了有效途径。

参考文献:

[1] [德] 米奇克. 汽车动力学[M]. 北京: 人民交通出版社. 1994
[2] 中华人民共和国机械工业部. 汽车平顺性随机输入行驶试验方法 (GB4970-1996) [S]. 北京: 机械工业出版社. 1996
[3] 曾昭华, 傅祥志. 优化技术[M]. 北京: 机械工业出版社. 1992
[4] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社. 1990