

被动悬架可行设计区及其等效匹配阻尼设计

俞德孚 吕丰训

(北京振动与减振器工程研究中心 北京 100081)

周端琪

(上海汇众汽车制造有限公司研究开发中心 上海 200122)

摘 要 本文根据汽车双质量线性系统的动力学模型和等效线性阻尼设计理论,评价了 BJ2020S 吉普车、CA1010 微车、TJ7100 微轿车和 SH.SANTANA 轿车 4 种车型在被动悬架可行设计区的位置,提供了相应的反求数据。

关键词 可行设计区 被动悬架 阻尼设计 微型车 轿车

1 引论

被动悬架可行设计区是迄今车辆被动悬架可行设计在车辆理论和工程实践上的高度概括和总结,它揭示了车辆线性动力学系统平顺性和安全性设计的一般规律,并在区别、对比主动和半主动悬架设计和工作规律的基础上,提出了线性系统弹性元件和阻尼元件保证被动悬架良好工作性能的制约或匹配关系。

由于被动悬架可行设计区是在线性系统基础上建立的,引入系统的非线性特性阻尼元件(悬架减振器)必须等效线性化,以某种线性阻尼量引入系统,去考察车辆悬架的匹配阻尼效果,评价不同的阻尼设计对于不同车辆平顺性和安全性设计的矛盾统一关系。

当今我国由先进工业国家大量引进汽车技术和多种车型实行国产化。在理论和工程实践中,反求和对比研究不同车型的阻尼设计特点,识别它们在可行设计区的位置,将有助于在理论和工程实践上推进汽车以至包括悬架减振器在内的配件工程的国产化进程,以较快的速度形成我国自己的主动设计能力和汽车工业的标准化系列化水平。

2 被动悬架可行设计区及其最优阻尼控制

2.1 双质量线性系统的动力学模型

如图 1 所示 1/4 被动悬架车辆模型,这是一个双质量线性系统。该系统在轮胎单点接地并不计轮胎阻尼,车辆匀速行驶、随机路面白谱激励的条件下,可以导出系统均方响应的无量纲表达式^[1]:

$$\left\{ \frac{E[\ddot{x}_2^2]}{\pi S_o \omega_u^3} \right\} = \left[\frac{(r_m + 1)r_m^{\frac{3}{2}}}{2r_k^{\frac{3}{2}}\zeta_s} + \frac{2r_m^{\frac{3}{2}}\zeta_s}{r_k^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

$$\left\{ \frac{E[x_1^2]}{\pi S_o} \omega_u \right\}^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{(r_m + 1)}{2\zeta_s} \left(\frac{r_k}{r_m} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

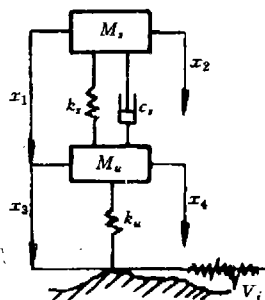


图 1 1/4 被动悬架车辆模型

$$\left\{ \frac{E(x_3^2)}{\pi S_0} \omega_u \right\} = \left[\frac{(r_m+1)^3}{2r_k^{\frac{3}{2}}r_m^{\frac{1}{2}}\zeta_s} + \frac{(r_m+1)^2 2\zeta_s}{(r_m r_k)^{\frac{1}{2}}} - \frac{(r_m+1)r_m^{\frac{1}{2}}}{r_k^{\frac{1}{2}}\zeta_s} + \frac{(r_m r_k)^{\frac{1}{2}}}{2\zeta_s} \right] \tag{3}$$

其中： r_m ——系统的质量比，即系统的非悬架质量(车轮质量) M_u 与悬架质量(簧上质量) M_s 之比；
 r_k ——系统的刚度比，即系统的非悬架(轮胎)刚度 K_u 与悬架刚度 K_s 之比；
 ζ_s ——系统的阻尼比； $\zeta_s=C_s/2\sqrt{K_sM_s}$ ， x_2 ——悬架(簧上)质量的垂直加速度；
 C_s ——悬架减振器的阻尼系数； x_1 ——悬架动挠度；
 ω_u ——非悬架(车轮)固有频率； x_3 ——轮胎变形。
 S_0 ——白噪声的谱密度；

在被动悬架分析中，通常感兴趣的主要是隔振(由悬架质量的垂直加速度均方值度量振动的程度或隔振效能)、悬架动挠度(以其均方值来度量限位空间的需要)路面支承特性(以轮胎变形的均方值来度量)、因而整个悬架动力学系统为白谱激励的线性系统，式(1)、(2)、(3)则可用来说明隔振、悬架动挠度和路面支承，悬架参数变化对车辆特性响应的变化规律。

2.2 可行设计区

图 1 所示的 1/4 车辆模型，仅能改变的悬架参数是悬架刚度和阻尼。这两个参数对悬架隔振和悬架动挠度的影响可由图 2 来说明。

该图采用的质量比 $r_m=0.15$ ，即典型客车结构的质量比。通过式(1)、(2)绘出的图 2 曲线，反映的是在变化刚度比的情况下，悬架质量垂直加速度均方响应和悬架动挠度均方响应的相互关系。

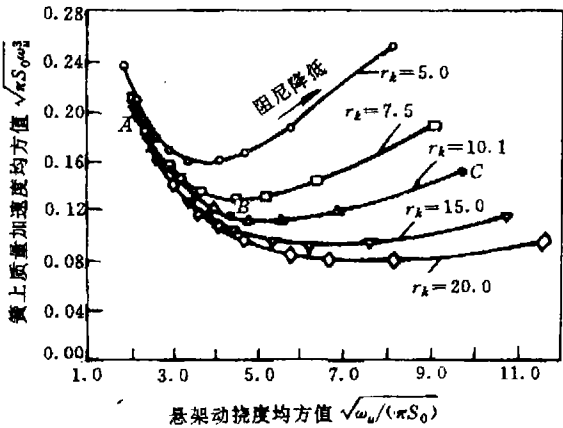


图 2 悬架垂直加速度和悬架动挠度(均方响应)的关系

图中表示了刚度比($r_k=5.0、7.5、10.0、15.0、20.0$)变化的一族相应曲线，参照图中的 ABC 曲线进行对比可见：当刚度比 r_k 增大(即悬架弹簧相对变软)时，变换趋势的曲线向下移动，因而表明隔振效果获得了某种程度的改善；同样，当刚度比 r_k 减小(即悬架弹簧相对变硬)时，却引起悬架质量加速度均方响应增大，这就意味着隔振效果在某种程度上降低。

因此，悬架弹簧的软硬对隔振有不同的约束效果。但是，被动悬架弹簧能够变软的程度，即结构设计上采用相对较大的刚度比，受到了车辆载重变化，车辆转向和制动中产生大的横摆和

俯仰振动,以及由此引起的操纵质量等方面的限制;对于客车,通常刚度比 r_m 的典型值为 10 左右,而对于被动悬架的所有车辆,它们的刚度比不能超过 20。

现在再来看改变悬架阻尼的影响。参照刚度比 $r_k=10$ 的 ABC 曲线,其中 A、B、C 三点相应于自较重阻尼的悬架过渡到较轻和更轻阻尼的悬架;当阻尼 A 点降到 B 点的较低水平时,相应的悬架动挠度均方响应呈增高趋势,而垂直加速度的均方响应则明显减小;当阻尼自 B 点降至 C 点的更低水平时,垂直加速度均方响应又呈增长的趋势。

因此,对于每一悬架刚度,都存在着使悬架垂直加速度均方响应最小的最优阻尼。但是须注意,在限定刚度比 r_k 的一族曲线中,随着刚度比的减小(弹簧相对变硬)曲线益形变陡,接近最优阻尼工程选择范围会越窄;因此,对于硬的弹性元件匹配阻尼须审慎而准确,否则会引起悬架质量加速度均方响应较剧烈的增大或引起悬架质量加速度和悬架动挠度均方响应较剧烈地同时增大。

通过以上讨论,就为被动悬架设计定义出了一个结构可行性能区。图 3 构造出了被动悬架的这样一个可行设计范围:

刚度比 r_k 的上、下限分别选择 20 和 5;

采用典型客车轻阻尼的阻尼比 $\zeta=0.2$ 作为抑制轮胎弹跳的下限。

图 3 中的影线区代表的就是这个可行设计区。具有被动悬架的现今所有车辆大都处于这个可行设计区。

软簧轻阻尼的豪华轿车处于该区的右下域;而硬簧重阻尼的赛车则处于该区的左上域。

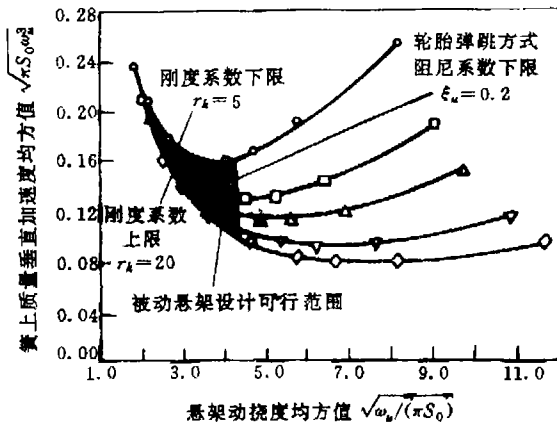


图 3 被动悬架的可行设计区

2.3 可行设计区阻尼控制与悬架减振器外特性的匹配设计

2.3.1 区域特征的实质

可行设计区揭示了被动悬架可行设计的基本规律,证明被动悬架的设计原则是满足车辆舒适性(平顺性)和操纵性(安全性)的折衷方案。作为两种典型车辆,赛车型车辆使用和运行条件复杂多变,确保良好的安全性是主要矛盾方面;豪华轿车型车辆一般使用和运行条件良好,确保高舒适性是主要矛盾方面。

因此,关于可行设计区左域属硬簧重阻尼区和右下域属软簧轻阻尼的识别,实际是上述两种典型车辆的软件设计要求对应采取的硬件措施。

2.3.2 悬架减振器等效线性阻尼系数的概念

减振器的阻尼系数,是指减振器在单位速度下产生的阻力;这样的阻力或大或小,即称之为较大较小的阻尼系数;而较大较小的阻尼系数,则反映减振器具有较强较弱的阻尼振动能力。

等效线性阻尼系数被定义在给定的行程和频率条件下,与一个非线性减振器相比,吸收同样能量的线性减振器的线性阻尼系数。

2.3.3 等效线性阻尼系数换算

对于一个具有线性外特性的减振器: $P=f(V)=C_L V$ (4)

在一个给定的谐波周期所吸收的能量为: $E=\pi C_L A^2 \omega$ (5)

对于一个非线性的减振器,其等效线性阻尼系数,即可由上式对 C 解出:

$$C_{eq}=\frac{E}{\pi A^2 \omega}=\frac{E}{\pi A V_{max}} \quad (6)$$

其中:

P ——减振器的阻力;
 A ——减振器振动的振幅;
 ω ——振动的角频率;
 V_{max} ——振动中达到的最大速度;

E ——减振器在一个谐波周期吸收的能量;

C_L ——线性减振器的阻尼系数;

C_{eq} ——非线性减振器的等效线性阻尼系数。

显然,等效线性阻尼系数取决于这个谐波周期的速度幅值,并且必然伴随非线性减振器行程和频率的变化而变化。

需要指出的是:减振器的试验外特性可以在不同的速度下取得;在此,我们由式(6)计算等效线性阻尼系数(C_{eq})取用 E 值时,如果试验外特性采用示功图 [$P=f(s)$] 的形式,则试验示功图封闭曲线所包围的面积,在数值上就是 E 值。

2.3.4 等效线性阻尼比的计算

阻尼比对于车身和车轮都采取简化的单自由度系统进行计算,亦即:

$$\zeta_s=\frac{C_{eq}}{2\sqrt{K_s M_s}} \quad (7)$$

$$\zeta_u=\frac{C_{eq}}{2\sqrt{(K_s K_u) M_u}} \quad (8)$$

在通常情况下,非悬架质量和轮胎刚度可能都是未知的,可以采用某种估算值,由于阻尼比仅与它们的平方根倒数成比例,因而实际误差很小,本文计算只采用了车身阻尼比。

2.3.5 悬架减振器外特性的平(顺性)安(全性)比

悬架减振器的外特性通常是非线性的

如图4所示。

外特性线上有两个点十分重要:一个是开阀点(k , 开阀速度在 0.3 m/s 左右),再一个是最大开阀点(k_m , 速度在 1.0 m/s 左右),时值减振阀形成最大开度,阀弹性元件密封圈或被限位。

把外特性线上的 k 和 k_m 点的阻尼系数之比

$$\eta=C_k/C_{km} \quad (9)$$

定义为悬架减振器外特性的平(顺性)安(全性)

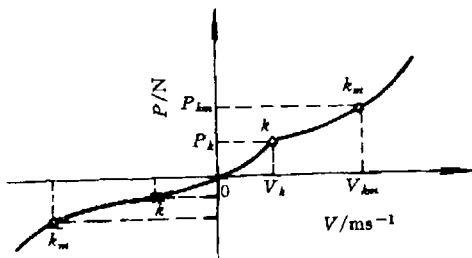


图4 悬架减振器的外特性

比。

对于减振器非线性外特性设计来说, k 和 k_m 点的阻尼系数之所以十分重要, 是因为: 对于轿车型特别是豪华轿车型车辆由于侧重平顺性而把 C_m 设计的较大、较充分; 而对于越野车型特别是赛车型车辆, 由于侧重安全性而把 C_{km} 设计的相对较大、较充分; 对于前者, 只是把 C_{km} 设计到必要的指标, 对于后者 C_k 的设计实际上要使平顺性作某种牺牲。这就是可行设计区的区域特征对于车辆减振器匹配外特性设计的原则要求, 而外特性的平安比则有效地联系了这种区域特征对于不同车辆减振器匹配外特性的原则要求, 显然, 赛车型区车辆的平安比要比豪华轿车型区车辆相对较小, 而在可行设计区两个典型区之间的过渡型车辆也潜在同样的趋势。

3 4 种车型在悬架可行设计区的位置

3.1 4 种车型的悬架参数

各参数见表 1。

表 1 4 种车型的(前)悬架参数

车型	BJ2020S	CA1010	TJ7100	SH. SANTANA
质量比 r_m	0.24	0.089	0.116	0.108
刚度比 r_k	3.43	7.16	13.76	18.54

3.2 4 种车型(前)悬架减振器反求出的各项参数

4 种车型(前)悬架减振器试验外特性反求的等效线性阻尼系数、阻尼比和平安比见表 2。

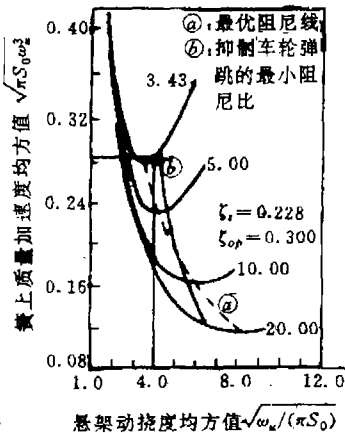
表 2 4 种车型(前)悬架减振器反求出的等效阻尼系数、阻尼比和平安比

车型	BJ2020S	CA1010	TJ7100	SH. SANTANA
等效线性阻尼系数 $C_{eq}/N(ms)^{-1}$	2 426.65	1 278.24	1 040.03	1 112.38
设计阻尼比 ζ_d	0.228	0.211	0.230	0.229
最优阻尼比 ζ_{op}	0.300	0.200	0.140	0.120
平安比 η_i	1.33	1.33	1.39	1.36

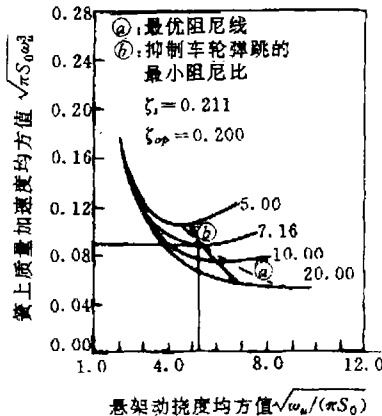
注: ζ_d 、 ζ_{op} 分别是后文可行设计区确定的悬架设计阻尼比与最优阻尼比

3.3 4 种车型(前)悬架在可行设计区的位置

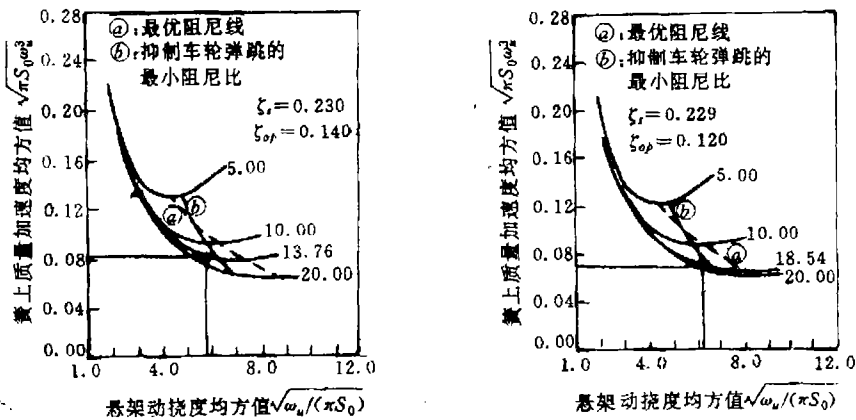
各车型(前)悬架在可行设计区的位置见图 5[(1)~(4)]。



(1) BJ2020S(质量比 $r_m=0.247$)



(2) CA1010(质量比 $r_m=0.089$)



(3) TJ7100(质量比 $r_m=0.116$)

(4) SH. SANTANA(质量比 $r_m=0.108$)

图 5 4 种车型前悬架在可行设计区的位置

4 对 4 种车型悬架阻尼设计的评价

本文对 4 种车型前悬架在可行设计区的反求结果表明：

a. BJ2020S 吉普车、CA1010 微型汽车、TJ7100 微轿车和 SH. SANTANA 轿车的前悬架刚度比依次递增(悬架刚度递减)，该 4 种车型在可行设计区的位置，符合可行设计区分域的一般规律。

b. BJ2020S 吉普车的前悬架刚度比低于可行设计的低限，位置在可行设计区左上域的延伸域。其设计阻尼比(=0.228)较最优阻尼比小 24%，且悬架减振器外特性的平安比相对较高，这是不利于发挥越野性能的潜在因素(见图 5(1))。

c. CA1010 微车在可行设计区的右中域，悬架设计阻尼比(=0.211)接近最优阻尼比，减振器外特性的平安比接近轿车水平(见图 5(2))。

d. TJ7100 微轿车在可行设计区的右下域；因其最优阻尼比(<0.2)，域外；其设计阻尼比(=0.23)较好兼顾了平顺性和安全性。减振器外特性的平安比，高于 CA1010 微车和 BJ2020S 吉普车(见图 5(3))；

e. SH. SANTANA 轿车的阻尼匹配设计(阻尼比=0.229)使 SH. SANTANA 轿车进入了可行设计区右下方的典型豪华轿车域(见图 5(4))，说明该车悬架的匹配设计是较成功的。

参 考 文 献

1 Chalasanani R. M. Ride performance potential of active suspension systems-part I. Smnp lified amalysis on a quarter-car model ASME. AMD-vol. 80 December 7-12. 1986

2 俞德孚等编著. 车辆随机振动与悬架控制原理. 北京:兵器工业出版社,1992

3 俞德孚等. 车辆悬架减振器外特性反求工程的基本问题. 兵工学报坦克装甲车与发动机分册,1994(1)

Design of the Feasible Designing Domain and the Equivalent Matching Damping in a Passive Suspension

Yu Defu Lu Fengxun

(Beijing Vibration and Shock Absorber Engineering Research Centre Beijing 100081)

Zhou Duanqi

(Shanghai Hui—Zhong Automobile Manufactory Co Ltd. RDC. Shanghai 200122)

Abstract On the basis of the dynamic model of double quality linear system of automobile and the theory of equivalent linearity damping design. That are evaluated the locus of BJ2020S Jeep, CA1010 minicar. TJ7100 (CHARADE) mini—sedan and SH. SANTANA sedan in the feasible designing domain of passive suspension and are provided the data of reverse calculation.

Key words Feasible designing domain Passive suspension Damping design Minicar Sedan

(上接第 57 页)

Basic Construction and Operation Principle of the Shock Absorber with Dual—tube Hydraulic—gas Charged

Tian Chao Yu Defu

(Beijing Vibration and Shock Absorber Engineering Research Centre Beijing 100081)

Luo Jinliang

(Beijing Monroe Shock Absorber Company Limited Beijing 100050)

Abstract In this paper is analysed that basic construction and operational principle of hydraulic—gas dual—cylinder shock absorbers; The shock absorber has higher anti—degradation ability due to its higher critical velocity. In the paper is presented the shock absorber's experimental outer performance of TJ7100 CHARADE sedan before and after air charging.

Key words Suspension shock absorber Outer performance Critical velocity Degradation