

某轻型商用车半主动悬架性能分析与优化

陈伦洋¹, 陈宝²

(1. 招商局检测车辆技术研究院有限公司 国家客车质量检验检测中心, 重庆 401329; 2. 重庆理工大学, 重庆 400054)

摘要:为提升某轻型商用车的乘坐舒适性,本文对其半主动悬架系统性能展开研究。首先建立整车七自由度模型,并设计天棚阻尼控制算法进行初步验证;然后利用 ADAMS/Car 软件构建高精度整车多体动力学模型,并验证其精度。在此基础上通过 Simulink 与 ADAMS/Car 软件进行联合仿真分析,结果表明:在 B 级随机路面激励下,相较于被动悬架,基于天棚控制的半主动悬架能使车身质心处垂向加权加速度均方根值降低 38.6%。研究证明,本文所述半主动悬架控制策略能有效抑制车身振动,显著改善车辆平顺性,具有明确的工程应用价值。

关键词:半主动悬架;天棚阻尼控制;平顺性;联合仿真;ADAMS/Car

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.005

Performance Analysis and Optimization of Semi-active Suspension for Light Commercial Vehicles

CHEN Lunyang¹, CHEN Bao²

(1. China Merchants Testing Vehicle Technology Research Institute Co., Ltd., National Coach Quality Inspection and Test Center, Chongqing 401329, China; 2. Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China)

Abstract:To improve the ride comfort of a light commercial vehicle, this paper focuses on its semi-active suspension system. First, it establishes a 7-degree-of-freedom full-vehicle model and designs a skyhook damping control algorithm for preliminary verification. Then it constructs a high-precision full-vehicle multi-body dynamics model using ADAMS/Car and validates its accuracy. Based on this, it conducts co-simulation analysis by integrating Simulink with ADAMS/Car. The results show that, under Class B random road excitation, compared with the passive suspension, the semi-active suspension based on skyhook control reduces the root-mean-square (RMS) value of the vertical weighted acceleration at the vehicle's center of mass by 38.6%. This research demonstrates that the proposed semi-active suspension control strategy effectively suppresses body vibrations, significantly improves vehicle ride comfort, and possesses clear engineering application value.

Key words:semi-active suspension; skyhook damping control; ride comfort; co-simulation; ADAMS/Car

近年来,随着汽车技术的不断发展,人们对汽车平顺性和乘坐舒适性的要求也越来越高。悬架是影响汽车平顺性的重要因素。半主动悬架与主动悬架在商用车上的发展与应用,已成为工程开发人员和消费者关注的焦点^[1]。汽车半主动悬架是一种可对执行器的刚度或阻尼进行调节的汽车悬架形式^[2]。目前,天棚控制和加速度阻尼控制是较为简单有效的控制策略^[3]。天棚控制策略最早由 Karnopp 等^[4]提出。随后,Sammier 等^[5]提出了连续可变阻尼的线性天棚

控制;张磊等^[6]提出了一种改进的天棚控制策略,在时域和频域两方面验证了其有效性。Savaresi 等^[7]根据天棚控制和加速度阻尼提出了 SH-ADD 控制策略。Liu 等^[8]提出了混合 SH-PDD 控制。张丽霞等^[9]对平滑天棚控制策略进行了研究。林长波等^[10]利用二自由度 1/4 车辆动力学模型对改进加速度阻尼控制策略进行了仿真优化。吴麟麟等^[11]建立了整车七自由度模型,在天棚控制策略的基础上引入俯仰与侧倾补偿控制算法。

收稿日期:2025-08-27。

第一作者:陈伦洋(2000—),男,硕士,工程师,主要从事底盘性能开发研究工作。E-mail:1690091806@qq.com。

本文先搭建七自由度模型对成熟的天棚阻尼控制算法的有效性进行验证,然后利用 ADAMS/Car 搭建整车动力学模型,并通过 Simulink 联合仿真对半主动悬架的有效性进行验证。

1 半主动悬架动力学模型构建

1.1 整车七自由度动力学模型构建

本文建立了以路面不平度为输入的整车七自由度悬架动力学模型,其结构如图 1 所示,图 1 中各参数的含义见表 1。

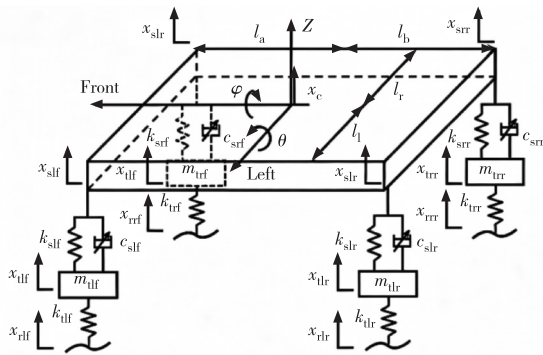


图 1 整车七自由度模型

表 1 整车动力学参数物理含义

符号	物理含义	单位
m_c	车身质量	kg
I_{θ}	车身侧倾转动惯量	kg·m ²
I_{φ}	车身俯仰转动惯量	kg·m ²
x_c	车身垂向位移	m
θ	车身侧倾角	(°)
φ	车身俯仰角	(°)
$m_{tlf}, m_{trf}, m_{tll}, m_{trr}$	左前、右前、左后、右后悬架非簧载质量	kg
$k_{slf}, k_{srf}, k_{sll}, k_{srr}$	左前、右前、左后、右后悬架弹簧刚度	N/m
$c_{slf}, c_{srf}, c_{sll}, c_{srr}$	左前、右前、左后、右后悬架减振器阻尼系数	N·s/m
$k_{tlf}, k_{trf}, k_{tll}, k_{trr}$	左前、右前、左后、右后悬架轮胎刚度	N/m
$x_{slf}, x_{srf}, x_{sll}, x_{srr}$	左前、右前、左后、右后悬架簧上位移	m
$x_{tlf}, x_{trf}, x_{tll}, x_{trr}$	左前、右前、左后、右后悬架簧下位移	m
$x_{rlf}, x_{rrf}, x_{rll}, x_{rll}$	左前轮、右前轮、左后轮、右后轮路面激励	m

表 1(续)

符号	物理含义	单位
l_a, l_b	车身质心距前轴、后轴的距离	m
l_l, l_r	前、后单边轮距	m

根据牛顿第二定律,忽略汽车非匀速行驶时的纵向加速度,本文针对路面不平度激励下的整车垂向、俯仰和侧倾运动,建立系统的动力学微分方程,如式(1)所示。

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c = -(F_{lf} + F_{rf} + F_{ll} + F_{lr}) \\ I_{\theta} \ddot{\varphi} = l_a F_{lf} + l_a F_{rf} - l_b F_{ll} - l_b F_{lr} \\ I_{\varphi} \ddot{\theta} = l_l F_{lf} - l_l F_{rf} - l_r F_{ll} + l_r F_{lr} \\ m_{tlf} \ddot{x}_{tlf} = F_{lf} - k_{tlf}(x_{tlf} - x_{rlf}) \\ m_{trf} \ddot{x}_{trf} = F_{rf} - k_{trf}(x_{trf} - x_{rrf}) \\ m_{tll} \ddot{x}_{tll} = F_{ll} - k_{tll}(x_{tll} - x_{rll}) \\ m_{trr} \ddot{x}_{trr} = F_{lr} - k_{trr}(x_{trr} - x_{rrr}) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $F_{lf}, F_{rf}, F_{ll}, F_{lr}$ 分别为左前、右前、左后、右后的悬架动态作用力,其计算式为:

$$\begin{cases} F_{lf} = c_{slf}(\dot{x}_{slf} - \dot{x}_{tlf}) + k_{slf}(x_{slf} - x_{tlf}) \\ F_{rf} = c_{srf}(\dot{x}_{srf} - \dot{x}_{trf}) + k_{srf}(x_{srf} - x_{trf}) \\ F_{ll} = c_{sll}(\dot{x}_{sll} - \dot{x}_{tll}) + k_{sll}(x_{sll} - x_{tll}) \\ F_{lr} = c_{srr}(\dot{x}_{srr} - \dot{x}_{trr}) + k_{srr}(x_{srr} - x_{trr}) \end{cases} \quad (2)$$

车辆正常行驶时,其侧倾角度 θ 和俯仰角度 φ 均很小,可按式(3)近似。

$$\begin{cases} \sin \theta \approx \theta \\ \sin \varphi \approx \varphi \end{cases} \quad (3)$$

因此,可以将车辆 4 个悬架处车身的绝对位移按式(4)近似。

$$\begin{cases} x_{slf} = x_c - l_a \theta - l_l \varphi \\ x_{srf} = x_c - l_a \theta + l_r \varphi \\ x_{sll} = x_c + l_b \theta + l_l \varphi \\ x_{srr} = x_c + l_b \theta - l_r \varphi \end{cases} \quad (4)$$

基于 Simulink 环境,搭建整车七自由度动力学模型,其主要参数见表 2。

表 2 整车动力学建模参数

参数	数值	参数	数值
前悬轴荷/kg	2 093.9	后悬轴荷/kg	4 038.5
前悬架下质量/kg	172.25	后悬架下质量/kg	457.8
前弹簧刚度/(N·m ⁻¹)	120	后弹簧刚度/(N·m ⁻¹)	89
前轮胎刚度/(N·m ⁻¹)	520.8	后轮胎刚度/(N·m ⁻¹)	520.8

本文以幅值为 0.04 m 的垂向阶跃位移作为路面输入激励进行仿真。仿真结果如图 2~图 4 所示。

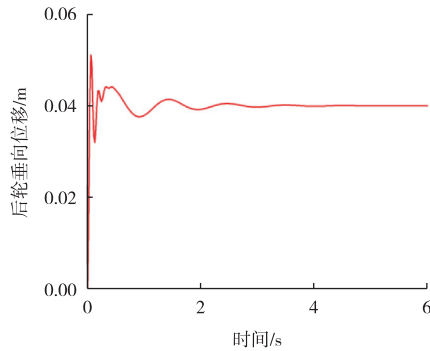


图 2 后轮垂向位移

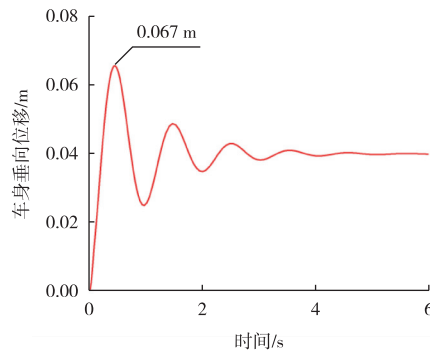


图 3 车身垂向位移

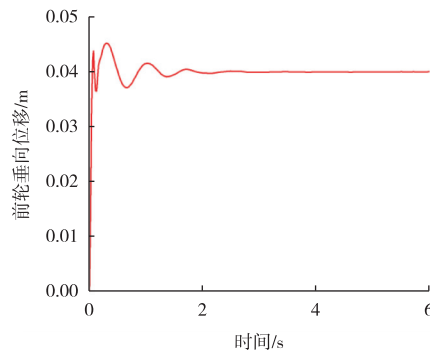


图 4 前轮垂向位移

由图 3 可知,车身垂向位移在 0.7 s 左右达到最大值(约 0.067 m)。随后,随着车辆振动衰减,车身垂向位移逐渐趋于稳定。对比图 2 与图 4 可知,前后轮垂向位移的稳定时间和振动衰减过程相差不大。

1.2 半主动悬架控制算法搭建

连续可调阻尼(Continuous Damping Control, CDC)减振器的阻尼控制算法中,天棚阻尼控制策略是一种经典的半主动悬架控制理论。其核心思想是在车身上方(即“天棚”)固定一个虚拟阻尼器,该阻尼器的另一端与车身(簧上质量)相连。此虚拟阻尼

器产生的阻尼力 C 只与车身的绝对速度有关,如式(5)所示。

$$C = \frac{C_{\text{sky}} \dot{Z}_2}{\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1} \quad (5)$$

式中: C_{sky} 为虚拟天棚阻尼系数(可调参数); \dot{Z}_2 为簧上的速度; \dot{Z}_1 为簧下的速度。

基于天棚控制的解耦思想,国内外学者陆续提出了多种 CDC 减振器控制算法。其中,最为经典的控制算法是两状态天棚控制,其算法公式见式(6)。

$$C = \begin{cases} C_{\text{max}} & \dot{Z}_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \geq 0 \\ C_{\text{min}} & \dot{Z}_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中: C_{max} 为阻尼系数最大值; C_{min} 为阻尼系数最小值。

本文采用两状态天棚控制算法对 CDC 减振器进行控制。首先,在 Simulink 中搭建动力学模型以验证该算法的有效性。随后,使用 Simulink 与 ADAMS/Car(带空气弹簧的整车模型)进行联合仿真分析。两状态天棚阻尼 Simulink 模型如图 5 所示。图 5 中控制算法的 C_{max} 为 3 500 N·s/m, C_{min} 为 700 N·s/m。

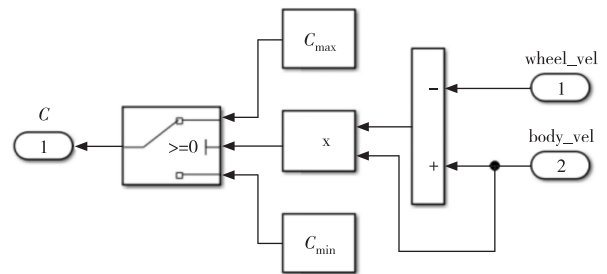


图 5 天棚阻尼 Simulink 模型

1.3 半主动悬架性能分析

在进行悬架系统振动研究时,需建立路面模型作为悬架系统的输入激励。当汽车以固定速度行驶时,其随机振动可视为平稳随机振动;当行驶速度发生变化时,产生的随机振动则为非平稳随机振动。为验证所设计的悬架控制算法的性能,本文建立了 B 级随机路面模型,并在该固定车速的平稳振动工况下进行仿真分析。

路面相对于路面基准面的高度沿道路纵向长度的变化被称为路面不平度,路面不平度按照路面功率谱密度进行分类。功率谱密度的幂函数表达式见式(7)。

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (7)$$

式中: n 为空间频率, m^{-1} ; n_0 为参考空间频率, $0.1 m^{-1}$; $G_q(n_0)$ 为频率 n_0 下路面不平度的功率谱密度, 即路面不平度系数, m^3 ; W 为频率指数, 为双对数坐标斜线斜率, 一般取 2。

路面不平度分为 8 个等级, 分别用 A~H 来表示, 见表 3。

表 3 路面不平度系数

路面等级	$G_q(n_0)$ 几何平均值/ ($10^{-6} m^3$)	路面等级	$G_q(n_0)$ 几何平均值/ ($10^{-6} m^3$)
ISO-A	16	ISO-E	4 096
ISO-B	64	ISO-F	16 384
ISO-C	256	ISO-G	65 536
ISO-D	1 024	ISO-H	262 144

假设汽车在某空间频率为 n 的不平道路上以车速 u 行驶, 则路面输入的时间频率 f 与 u 和 n 的关系见式(8)。

$$f = un \tag{8}$$

将式(8)代入式(7), 得到时间频率位移功率谱密度函数:

$$G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n) = \frac{1}{u} G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-2} = G_q(n_0) n_0^2 \frac{u}{f} \tag{9}$$

由式(9)可知, 路面垂向速度在时间频率下的功率谱密度 $G_q(f)$ 可表示为式(10)。

$$G_q(f) = (2\pi f)^2 G_q(f) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 u \tag{10}$$

路面不平度垂向速度功率谱密度只与路面不平度系数和速度有关, 这一特性与白噪声功率谱特性相似。因此, 在 Simulink 中, 可以通过对白噪声进行积分(即使用滤波白噪声)来模拟路面不平度的垂向位移。其滤波白噪声路面不平度的时域模型如下:

$$\dot{z}_0(t) = -2\pi f_0 z_0(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) u} \omega(t) \tag{11}$$

式中: $z_0(t)$ 为路面的随机高程; f_0 为路面不平度下截止频率; $\omega(t)$ 为高斯白噪声。

通过改变速度 u 即可获得不同车速下道路路面的时域模型。为了获得更高质量的路面模型, 在实际仿真过程中将下截止频率的时间频率换成空间频率。将公式(11)改写为式(12)。

$$\dot{z}_0(t) = -2\pi n_1 u z_0(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) u} \omega(t) \tag{12}$$

式中: n_1 为下截止频率, 取 $0.01 m^{-1}$ 。

本文在 B 级路面、20 km/h 车速的条件下进行仿

真分析, 模型如图 6 所示, 路面输入如图 7 所示。

结合整车七自由度动力学模型(图 1), 采用天棚阻尼控制算法, 对半主动悬架与被动悬架在随机路面输入下的性能进行对比分析。

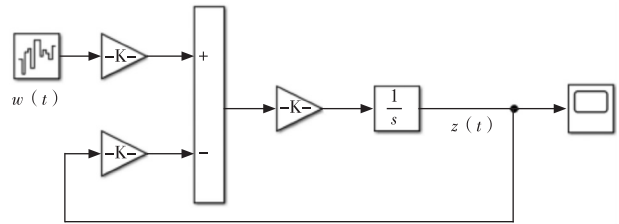


图 6 B 级路面 Simulink 模型

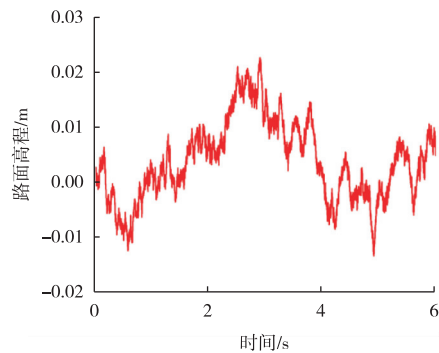


图 7 车速 20 km/h、B 级路面激励输入

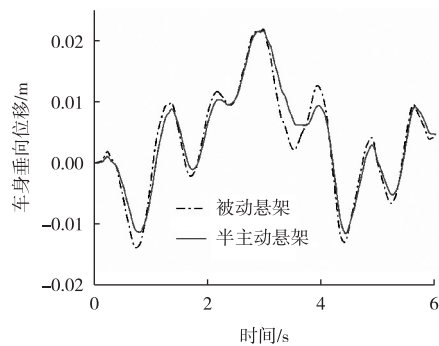


图 8 车身垂向位移

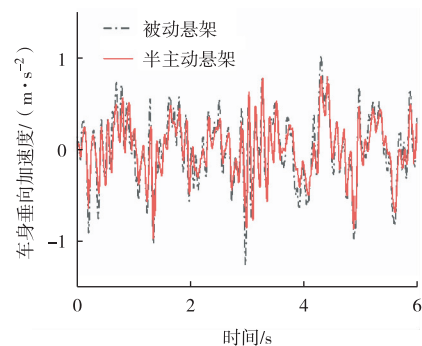


图 9 车身垂向加速度

图 8 和图 9 分别为车身的垂向位移和垂向加速度, 从图中可知, 在以 20 km/h 的车速通过 B 级路面

的工况下,半主动悬架相较于被动悬架,其车身的垂向位移与垂向加速度均得到改善,这证明了半主动悬架控制算法的有效性。下面将采用 Simulink 与 ADAMS/Car 进行联合仿真,以进一步分析半主动悬架的性能。

2 整车多体动力学模型构建

2.1 整车模型构建与验证

通过三维软件提取 ADAMS/Car 建模所需的硬点,构建了如图 10 所示的整车多体动力学模型。整车模型包含前后悬架、转向系统、动力总成和轮胎等子系统。其中,前、后悬架分别为双叉臂和 Z 形导向臂结构,且均配备稳定杆。建模中除弹性元件与车轮外,其余部件均假设为刚性体。

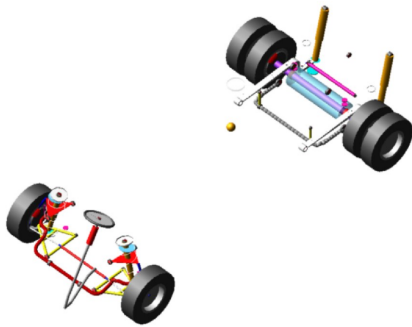


图 10 整车多体动力学模型

将前后弹簧的力-位移特性与前后减振器的力-速度特性,分别定义于 ADAMS/Car 对应的属性文件中。通过仿真,得到如图 11 和图 12 所示的前后悬架弹簧力-位移曲线,以及如图 13 和图 14 所示的减振器力-速度曲线。

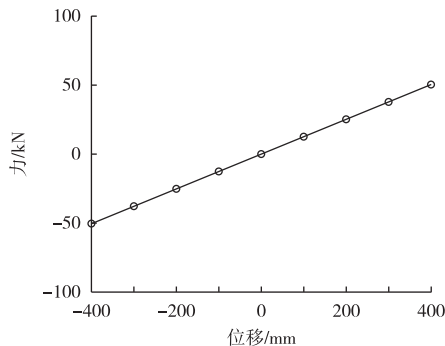


图 11 前悬弹簧刚度曲线

由图 11 和图 12 可知,前后悬架弹簧力与位移呈线性变化。值得注意的是,仿真中采用的线性模型是对实际特性的简化,其目的是提高该曲线的极限位

置,防止在仿真中出现不收敛的情况。

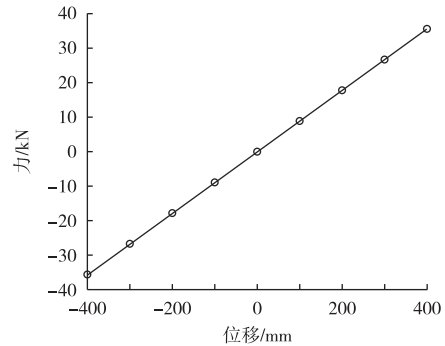


图 12 后悬弹簧刚度曲线

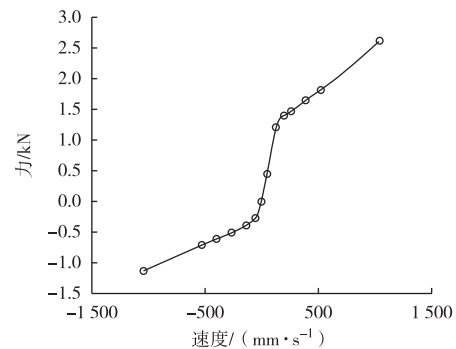


图 13 前悬减振器曲线

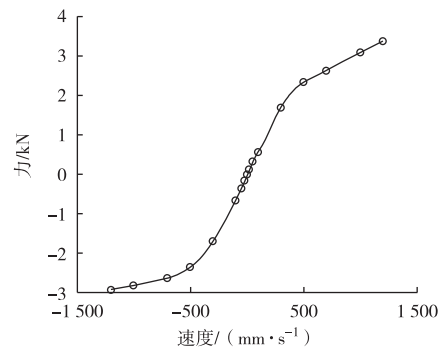


图 14 后悬减振器曲线

由图 13 和图 14 可知,前后悬架减振器的力与速度呈非线性变化,即减振器阻尼系数随速度变化。这源于减振器在压缩(车轮上跳)与复原(车轮下落)行程中固有的不对称阻尼特性。模型中设置的位移和速度极限主要用于界定仿真边界,而减振器的核心阻尼效能由其工作区间(中间速域)的力-速度关系决定。

2.2 悬架模型验证

为确保平顺性仿真分析的精度,在分析汽车多体动力学模型之前需对前后悬架的刚度进行验证。

2.2.1 前悬架刚度验证

前悬架的偏频设计为 1.25 Hz,通过式(13)计算

可得前悬架的设计刚度为 60 N/mm。

$$f_n = \frac{1}{2\pi\sqrt{m}} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (13)$$

式中: f_n 为悬架偏频; k 为悬架刚度; m 为单边簧上质量。

所研究车型的前悬架为双叉臂独立悬架,其悬架刚度的理论计算公式见式(14)。

$$k = k_{\text{sprg}} \cdot \lambda^2 + k_{\text{bus}} \quad (14)$$

式中: k_{sprg} 为弹簧刚度; λ 为弹簧杠杆比,该悬架布置杠杆比为 0.625; k_{bus} 为悬架中衬套所提供的刚度,设定为 13 N/mm。

使用 ADAMS/Car 将弹簧刚度属性文件嵌入悬架动力学模型,并对前悬架进行仿真分析以验证其刚度。仿真结果如图 15 所示,所得刚度为 59.05 N/mm,与理论计算值(59.88 N/mm)接近,符合设计要求。

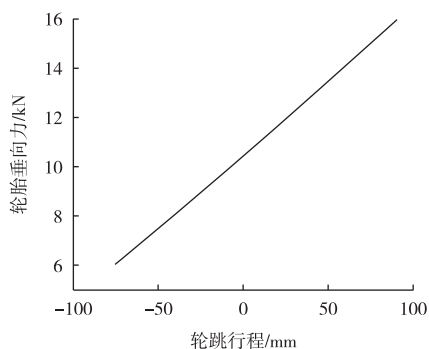


图 15 前悬刚度曲线

2.2.2 后悬架刚度验证

本文所研究的整车后悬架为 Z 形导向臂非独立悬架,其模型如图 16 所示。在理论计算中,将 Z 形导向臂简化为前后等截面的矩形,并将安装点 B1(与车架连接)和 B2(与螺旋弹簧连接)简化为简支约束。悬架刚度理论计算如下:

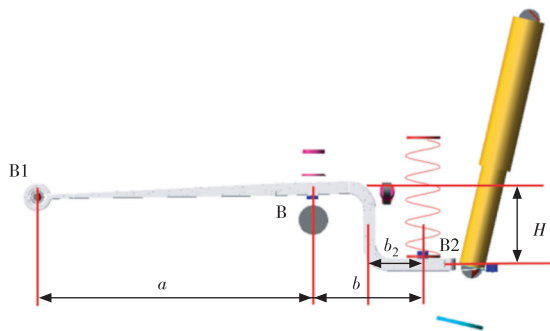


图 16 Z 形导向臂悬架模型

1) Z 形导向臂前 endpoint 刚度 C_{B1} 的计算公式见式

(15)。

$$C_{B1} = \frac{F_{B1}}{\delta_{B1}} = \frac{3EI}{a^2} \quad (15)$$

式中: F_{B1} 为 B1 端所受的垂向载荷; δ_{B1} 为 B1 端所受的垂向位移; E 为 Z 形导向臂材料的弹性模量; I 为 Z 形导向臂的截面惯性矩; a 为导向臂前点到车轴的距离。

2) 车轴中心处 B 端刚度 C_{BD} 。

设 Z 形导向臂仅高度 H 段为完全刚性,则其在车轴点处的刚度 C_{BD1} 的计算公式见式(16)。

$$C_{BD1} = (\mu^2 + \mu) C_{B1} \quad (16)$$

式中: $\mu = a/b$, b 为弹簧安装点到车轴的距离。

设 Z 形导向臂除高度 H 段外,其余部分为刚性,则其在车轴点的刚度 C_{BD2} 的计算公式见式(17)。

$$C_{BD2} = \frac{(1+\mu)^2 \mu_1 \mu_2^2}{3\mu^2} C_{B1} \quad (17)$$

式中: $\mu_1 = a/H$; $\mu_2 = a/b_2$ 。

Z 形导向臂在车轴处的刚度 C_{BD} 为 C_{BD1} 和 C_{BD2} 的串联,计算公式见式(18)。

$$C_{BD} = C_{BD1} C_{BD2} / (C_{BD1} + C_{BD2}) \quad (18)$$

3) 弹簧端在车轴点刚度 C_{BA} 的计算公式见式(19)。

$$C_{BA} = \frac{\mu^2}{\mu^2(1+\mu^2)} C_{B2} \quad (19)$$

式中: C_{B2} 为弹簧刚度,值为 89 N/mm。

4) Z 形导向臂复合悬架刚度 C_B 为 C_{BA} 和 C_{BD} 的串联刚度,计算公式见式(20)。

$$C_{BD} = C_{BA} C_{BD} / (C_{BA} + C_{BD}) \quad (20)$$

通过上述步骤计算可得,Z 形导向臂悬架刚度的理论计算值为 162.31 N/mm,仿真值为 160.37 N/mm(如图 17 所示)。两者误差较小,表明仿真模型具有较高的精度。

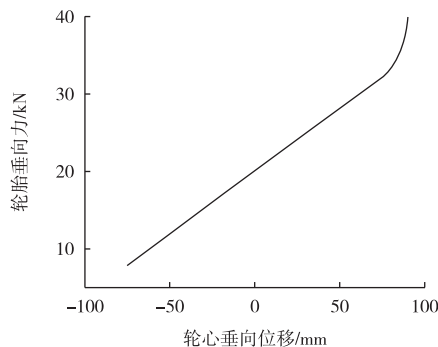


图 17 后悬刚度曲线

3 半主动悬架联合仿真平顺性分析

3.1 联合仿真模型搭建

基于已验证的 CDC 天棚阻尼控制算法,首先在 Simulink 中生成 FMU 文件,并在 ADAMS/Car 中建立对应的控制系统模板。随后,将 ADAMS/Car 前后悬架模型中的减振器替换为双向力元件,替换后的力通过 FMU 文件输出的阻尼力定义。此联合仿真流程如图 18 所示。

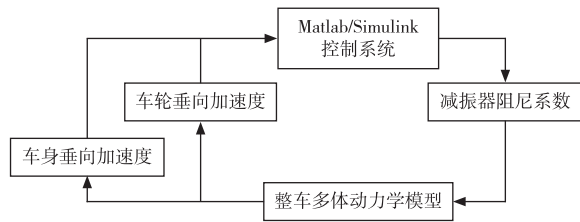


图 18 Simulink 与 ADAMS/Car 联合仿真流程

3.2 随机路面输入工况下的性能仿真

在 ADAMS/Car 中,采用整车多体动力学模型,并基于四柱试验台进行平顺性仿真。试验中,利用 Ride 模块的路面建模器生成随机不平度路面。该路面模型的空间功率谱密度 $G_d(n)$ 与频率的关系如式(21)所示。

$$G_d(n) = G_e + \frac{G_s}{(2\pi n)^2} + \frac{G_a}{(2\pi n)^4} \quad (21)$$

式中: G_e 、 G_s 、 G_a 为模型系数。

通过对表 4 中的参数进行调整,可以得到符合需求的路面谱模型。ADAMS/Ride 四柱试验台如图 19 所示。



图 19 ADAMS/Ride 四柱试验台

表 4 不同路面参数

路面类型	G_e	G_s	G_a
光滑沥青	0	6	0
沥青	0	12	0.17
粗糙沥青	0.03	20	0.2
光滑水泥混凝土	0	1	0
水泥混凝土	0.1	20	0.25
粗糙水泥	0.1	3.5	0.3

在 ADAMS/Ride 模块中,针对粗糙水泥路面,以 40 km/h 的恒定车速进行随机输入平顺性仿真。仿真中,车身垂向加速度的时域曲线及其功率谱密度分别如图 20 和图 21 所示。

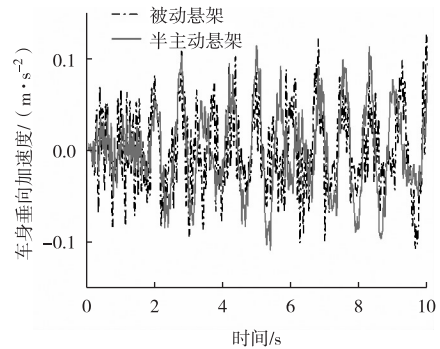


图 20 车身处垂向加速度时域曲线

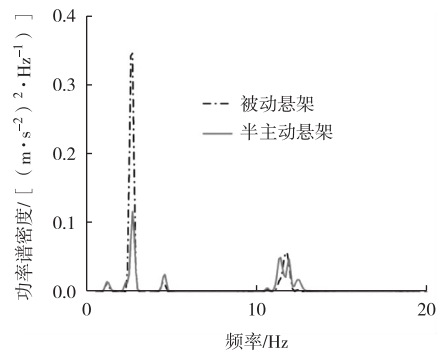


图 21 车身处垂向加速度功率谱密度

汽车行驶中因路面不平引起的振动频率主要处于 0.2~20 Hz 范围内^[12]。考虑到车辆垂向振动的其他因素,本文选取车身垂向加速度的功率谱密度作为分析对象,观测频率范围为 0~20 Hz,结果如图 21 所示。由图可知,在 0~20 Hz 频段内,采用半主动悬架控制算法的整车模型,其加速度功率谱密度的峰值较被动悬架显著降低,整体数值从 $0.35 \text{ (m/s}^2\text{)}^2/\text{Hz}$ 下降至 $0.1 \text{ (m/s}^2\text{)}^2/\text{Hz}$ 。这主要是因为半主动悬架能够根据车身与车轮的垂向加速度实时调整减振器阻

尼系数,进而改变减振器的阻尼力,从而减弱了路面激励传递至车身的振动。测试点位于车辆质心,相应的频率加权函数 $W_k(f)$ [12] 见式(22)。

$$W_k(f) = \begin{cases} 0.5 & 0.5 < f \leq 2 \\ f/4 & 2 < f \leq 4 \\ 1 & 4 < f \leq 12.5 \\ 12.5/f & 12.5 < f \leq 80 \end{cases} \quad (22)$$

结合公式和仿真数据,计算得出半主动悬架模型的车身质心垂向加权加速度均方根值为 $0.103\ 52\ \text{m/s}^2$,而被动悬架模型为 $0.168\ 895\ \text{m/s}^2$ 。计算结果表明,半主动悬架使该指标下降了 38.6% ,这证明其能显著提升车辆的乘坐舒适性。

4 结论

本文对半主动悬架控制策略进行了研究,首先用七自由度整车模型进行算法参数调整,然后建立整车多体动力性模型,对模型精度进行验证之后,使用联合仿真形式对半主动悬架性能进行验证,得到以下结论:

1) 通过对天棚阻尼控制算法进行迭代分析,确定了其最优阻尼系数最大值 C_{\max} 为 $3\ 500\ \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$,最小值 C_{\min} 为 $700\ \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 。

2) 在半主动悬架下,车身质心垂向加权加速度均方根值约为 $0.104\ \text{m/s}^2$,而被动悬架约为 $0.169\ \text{m/s}^2$,半主动悬架相比于被动悬架,车身质心处垂向的加权加速度均方根值下降了 38.6% 。

3) 仿真结果充分验证了该半主动悬架系统能有效抑制车身振动,对提升整车平顺性具有重大意义。

参考文献:

[1] 张进秋. 车辆悬架系统振动控制[M]. 北京:国防工业出版社

社,2020:3-13.

- [2] SAVARESI M S, POUSSOT-VASSAL VC, SPELTA C, et al. Semi-active suspension control design for vehicles[M]. Amsterdam: Elsevier, 2011: 1.
- [3] 朱玉刚, 卞学良, 陈达亮, 等. 自适应半主动悬架系统机械硬件在环试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(2): 248-254.
- [4] KARNOPP D C, CROBY M J, HARWOOD R A. Vibration Control using semi-active force generators[J]. Journal of Engineering for Industry, 1974(2): 619-626.
- [5] SAMMIER D, SENAME O, DUGARD L. Skyhook and H8 control of semi-active suspensions: some practical aspects[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 39(4): 279-308.
- [6] 张磊, 张进秋, 彭志召, 等. 车辆半主动悬架改进型天棚阻尼控制算法[J]. 汽车工程, 2015, 37(8): 931-935.
- [7] SAVARESI M S, SPELTA C. Mixed sky-hook and ADD: approaching the filtering limits of a semi-active suspension[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2007, 129(4): 382-392.
- [8] LIU YL, LEI Z. Mixed Skyhook and PDD: a new low-jerk semi-active suspension control based on power flow analysis[J/OL]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2016, 138(8): 1-10 [2025-08-08]. <http://dx.chinadoi.cn/10.1115/1.4033073>.
- [9] 张丽霞, 李宁斐, 梁冠群, 等. 阻尼连续可调半主动悬架平滑天棚控制策略研究[J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(2): 169-173.
- [10] 林长波, 王越, 许恩永, 等. 半主动悬架改进 ADD 控制策略研究[J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(1): 197-202.
- [11] 吴麟麟, 许春妞, 汪若尘, 等. 整车半主动悬架系统的姿态补偿控制策略研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2021, 35(11): 1-9.
- [12] 周凤. 某车型副车架衬套动力学建模及整车多工况性能分析与优化[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2024.