

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2023.232

引用格式:高晋,刘伟.前副车架对整车操纵稳定性的影响分析及优化[J].重庆大学学报,2025,48(7):38-49.



# 前副车架对整车操纵稳定性的影响分析及优化

高晋,刘伟

(昆明理工大学交通工程学院,昆明 650500)

**摘要:**车辆的操纵稳定性是整车性能的重要组成部分,在车辆悬架与副车架系统中常将副车架作为刚性连接进行研究,然而前副车架在实际的行驶过程中会发生弹性变形,文中对某车型的前副车架进行柔性化处理,建立刚柔耦合模型来研究整车的操纵稳定性具有重要意义。对整车进行横向动力学分析,推导了三自由度车辆运动学方程。通过车辆运动学仿真对比分析,研究了该前副车架柔性对悬架系统 KC 特性与整车瞬态操纵稳定性的影响。运用 NSGA-II 算法对前副车架连接处的衬套刚度进行优化设计,改善了整车的瞬态操纵稳定性。优化结果表明:在 0.5 Hz 时,横摆角速度相对于方向盘转角增益降低了 8%,车身侧倾角相对于侧向加速度增益降低了 1.1%,侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间减少了 10.5%。

**关键词:**前副车架;刚柔耦合;有限元分析;瞬态操纵稳定性;多目标优化

中图分类号:U463

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2025)07-038-12

## Analysis and optimization of the effect of front subframe on the handling stability of the whole vehicle

GAO Jin, LIU Wei

(Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology,  
Kunming 650500, P. R. China)

**Abstract:** Vehicle handling stability is an important part of the vehicle performance. In the vehicle suspension and subframe system, subframe is often studied as a rigid connection, however, the front subframe undergoes elastic deformation in actual driving process. Therefore, this paper flexibly treats the front subframe of a certain vehicle and establishes a rigid-flexible coupled vehicle model to study the handling stability of the whole vehicle. The lateral dynamics of the whole vehicle is analyzed, the three-degree-of-freedom vehicle kinematics equations are derived, and the vehicle kinematics simulation is conducted for comparative analysis to study the influence of the front subframe flexibility on the KC characteristics of the suspension system and the transient handling stability of the whole vehicle. The NSGA-II algorithm is applied to optimize the bushing stiffness at the front subframe joint, which improves the transient handling stability of the whole vehicle. The optimization results show that at 0.5 Hz,

收稿日期:2023-10-15 网络出版日期:2024-01-23

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51965026)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(51965026).

作者简介:高晋(1982—),男,博士,副教授,主要从事汽车系统动力学研究,(E-mail)906845822@qq.com。

the yaw rate gain relative to the steering wheel angle is reduced by 8%, the body roll angle relative to the lateral acceleration gain is reduced by 1.1%, and the lateral acceleration delay time relative to the steering wheel angle is reduced by 10.5%.

**Keywords:** front subframe; rigid-flexible coupling; finite element analysis; transient handling stability; multi-objective optimization

随着汽车行业对整车性能的需求不断增加,副车架结构已经广泛应用于各种车型上<sup>[1]</sup>。汽车前副车架是用于支撑发动机和悬挂系统的一个重要零部件之一,发动机的重量和振动都需要通过前副车架来分散和吸收,以确保车辆的稳定性和乘坐舒适性。通过优化前副车架的刚度和轻量化设计,可以提高悬架系统的响应速度、操控性能和稳定性,这对于提高车辆的动力学性能至关重要。

经过几十年的发展,许多学者对副车架进行了深入的分析研究<sup>[1]</sup>。Wang 等<sup>[2]</sup>将改进的 NSGA-II 与 TOPSIS 相结合,对某前副车架进行了混合轻量化设计。颜伏伍等<sup>[3]</sup>将有限元法应用于某车型前副车架的研发阶段,通过耐久性仿真分析找到原结构的危险区域,并据此提出结构改进方案。程稳正等<sup>[4]</sup>针对装有五连杆后悬架的后副车架零部件及台架疲劳试验由于液压作动器相互干涉的问题,提出一种基于应力张量分析的疲劳试验方法。冯金芝等<sup>[5]</sup>通过对副车架更改材料属性和改进结构阐述了利用镁合金制造副车架的可行性。马芳武等<sup>[6]</sup>通过将拓扑优化技术与隐式参数化建模相结合,并引入截面形状控制的方法对后副车架结构进行优化设计,达到了整车轻量化的目的。

上述文献从不同角度研究了汽车的副车架,内容涉及副车架的结构设计、疲劳寿命预测、有限元分析和轻量化等,并取得了很多成果。但是,很少有人研究副车架对整车性能的影响。文中基于实车模型,将前副车架柔性化后,建立了刚柔耦合整车模型,以研究前副车架对整车瞬态操纵稳定性的影响并对各评价指标进行优化。

1 模态分析

车辆在行驶的时候,由于路面的工况激励通过轮胎传递到悬架系统上面,而悬架系统把部分的激励直接传递给车身,另一部分激励则传递到了前副车架上。在高速公路和一般城市的路况,路面激励频率大都在 25 Hz 以下,发动机激振频率为

$$f=\frac{2\zeta n}{60\tau},$$

(1)

式中: $\zeta$ 为发动机缸数; $\tau$ 为发动机冲程数; $n$ 为怠速时的发动机转速<sup>[7]</sup>。文中所选择的发动机为常见的 4 缸 4 冲程发动机,即  $\zeta=4$ , $\tau=4$ 。代入式(1)计算可知,当开启空调状态时,怠速转速为 850 rad/s,激振频率为 28.3 Hz。根据前副车架在整车上的实际约束状态约束副车架与车身 8 个连接处  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  这 3 个方向的平动自由度和转动自由度,并对其进行约束模态分析,图 1 为该副车架前四阶的模态振型图。表 1 为各阶模态频率下的振型。

表 1 前副车架模态分析结果  
Table 1 Front subframe modal analysis results

阶数	频率/Hz	振型	阶数	频率/Hz	振型
1	142	绕 Y 轴弯曲	3	218	绕 X 轴弯曲
2	168	扭转	4	320	绕 Y 轴弯曲

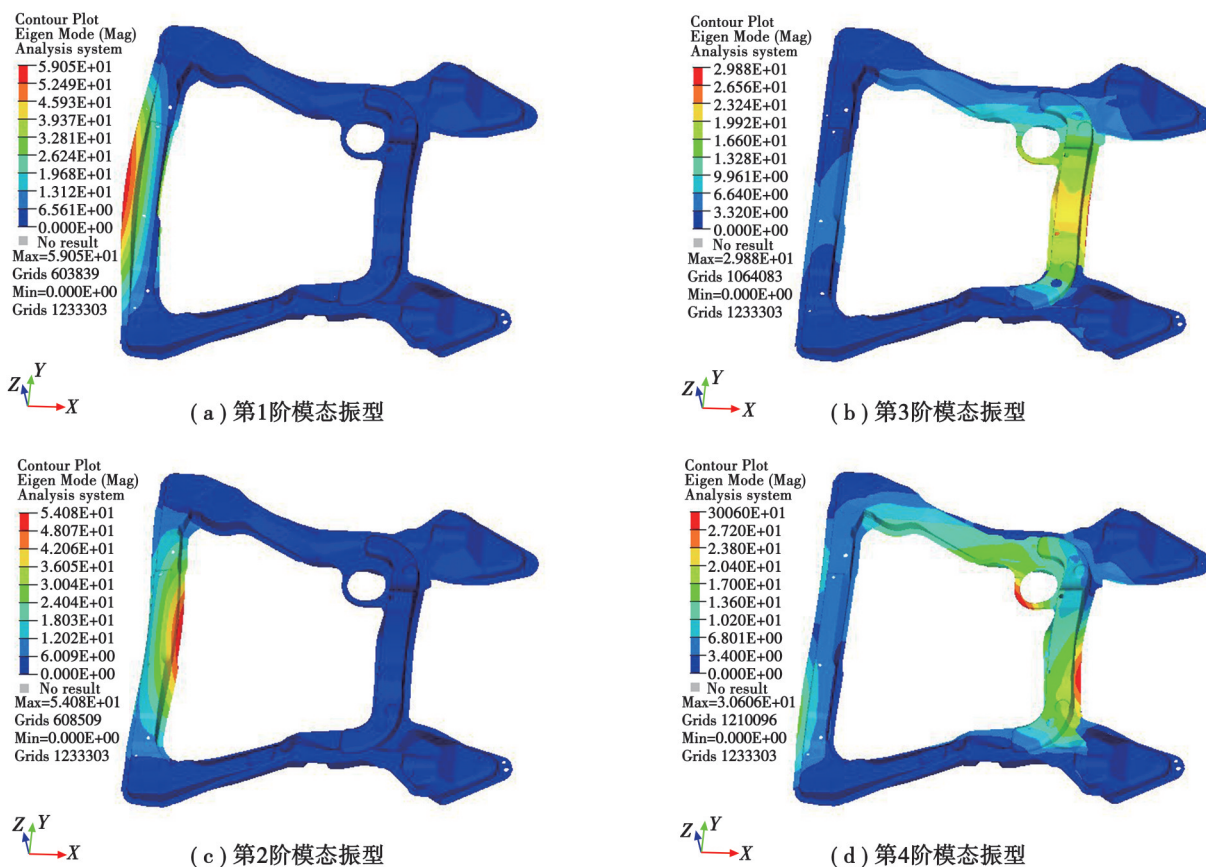


图1 副车架前4阶模态振型图

Fig. 1 The first 4 orders of the subframe mode shapes

由表1可知,前副车架的固有频率远远大于发动机怠速时的激振频率和路面激励频率,故不会产生共振,该副车架满足使用要求。将模态分析后得到的mnf柔性体文件替换刚性后副车架,可得到如图2所示的刚柔耦合整车模型。

## 2 考虑侧倾的整车横向动力学分析

在对车辆操纵稳定性的研究中,通常使用如图3所示的考虑侧向、横摆、侧倾的三自由度的车辆操纵动力学模型<sup>[8]</sup>。

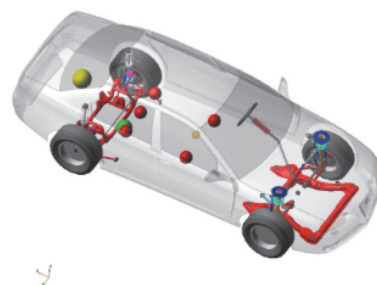


图2 刚柔耦合整车模型

Fig. 2 Rigid-flexible coupling vehicle model

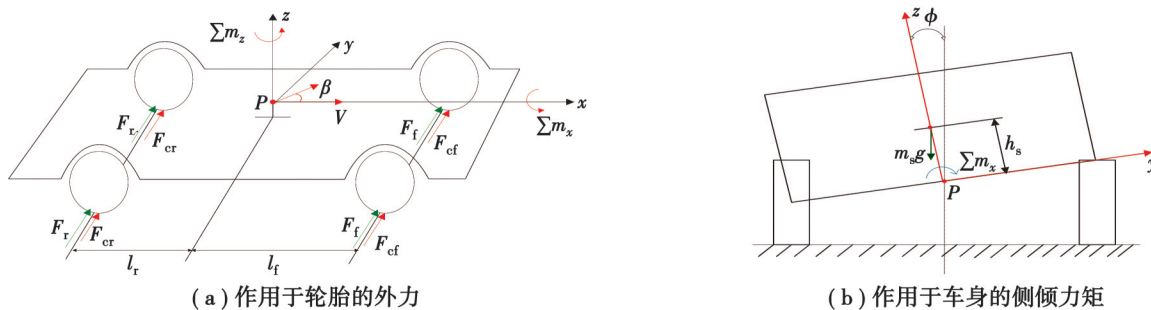


图3 考虑侧倾运动的3自由度车辆模型

Fig. 3 3-degree-of-freedom vehicle model considering lateral sway motion

将车辆的簧载质量和非簧载质量均视为刚体,则考虑侧倾运动的车辆总的侧向惯性力 $\sum F_y$ 、横摆力矩 $\sum M_z$ 与侧倾力矩 $\sum M_x$ 可以表示为

$$\begin{cases} \sum F_y = mV(\dot{\beta} + r) - m_s h_s \ddot{\phi}, \\ \sum M_z = I_z \dot{r} - I_{xz} \ddot{\phi}, \\ \sum M_x = I_x \ddot{\phi} - I_{xz} \dot{r} - m_s h_s V(\dot{\beta} + r), \end{cases} \quad (2)$$

式中: $m$ 为整车质量; $V$ 为车速; $\beta$ 为车辆质心侧偏角; $r$ 为横摆角速度; $m_s$ 为簧载质量; $h_s$ 为簧载质量质心到 $x$ 轴的距离; $\phi$ 为车身侧倾角; $I_z$ 为整车绕 $z$ 轴的横摆转动质量; $I_{xz}$ 和 $I_{zx}$ 为横摆运动与侧倾运动的惯性积; $I_x$ 为簧载质量绕 $x$ 轴侧倾转动惯量。

当车辆发生侧倾时,实际的车轮转角包括由驾驶员输入的前轮转角 $\alpha_f$ 和车辆侧倾而产生的侧倾转向角 $\alpha_r$ 。假设车辆前后轮的侧倾转向角与车身的侧倾角之间成正比关系,则 $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$ 可以表示为<sup>[8]</sup>

$$\begin{cases} \alpha_f = \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi, \\ \alpha_r = \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi. \end{cases} \quad (3)$$

假设前后轮的左右车轮分别集中于前后车轴的中心,在考虑车辆的侧倾转向角后,车辆前轮不仅包括所输入的前轮转角,还包括由车身侧倾产生的侧倾转向角 $\alpha_r$ 。同理,后轮也会多出一个转角 $\alpha_r$ 。则前轮胎的侧偏角与后轮胎的侧偏角可以表示为

$$\begin{cases} \beta_f = \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta - \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi, \\ \beta_r = \beta - \frac{l_r}{V} r - \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi. \end{cases} \quad (4)$$

当车辆的侧向加速度小于 $0.4g$  ( $g$ 为重力加速度),并且忽略由载荷转移引起的侧偏力的变化时,作用于轮胎的侧向力可以用线性模型表示,则作用于前、后轮胎的侧向力 $F_f$ 、 $F_r$ 可以表示为

$$\begin{cases} F_f = -K_f \beta_f = K_f \left( \delta + \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r \right), \\ F_r = -K_r \beta_r = K_r \left( \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi - \beta - \frac{l_r}{V} r \right). \end{cases} \quad (5)$$

在考虑车辆侧倾运动时,作用于前后轮的侧向力还包括由于车身侧倾引起的外倾推力,假设车身侧倾产生的外倾角 $\frac{\partial \phi_f}{\partial \phi}$ 、 $\frac{\partial \phi_r}{\partial \phi}$ 与车身侧倾角 $\phi$ 之间成正比关系,则由车辆侧倾所产生的作用在前、后轮胎的外倾侧向力 $F_{cf}$ 、 $F_{cr}$ 可以表示为

$$\begin{cases} F_{cf} = -K_{cf} \frac{\partial \phi_f}{\partial \phi} \phi, \\ F_{cr} = -K_{cr} \frac{\partial \phi_r}{\partial \phi} \phi. \end{cases} \quad (6)$$

根据式(5)与式(6)可得,作用在车辆上的总的侧向外力 $\sum F_y$ 可表示为

$$\sum F_y = 2Y_f + 2Y_r + 2Y_{cf} + 2Y_{cr} = 2K_f \left( \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi - \beta + \frac{l_f}{V} r \right) - 2K_{cf} \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi - 2K_{cr} \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi. \quad (7)$$

由总的侧向外力产生的绕 $z$ 轴的横摆力矩 $\sum M_z$ ,可以表示为

$$\begin{aligned} \sum M_z &= 2l_f Y_f - 2l_r Y_r + 2l_f Y_{cf} - 2l_r Y_{cr} = \\ &2l_f K_f \left( \delta + \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r \right) - 2l_r K_r \left( \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi - \beta - \frac{l_r}{V} r \right) - 2l_f K_{cf} \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi + 2l_r K_{cr} \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi. \end{aligned} \quad (8)$$

车身发生侧倾时,作用于车辆的外力产生的总侧倾力矩 $\sum M_x$ 可表示为

$$\sum M_x = (-K_\phi + m_s g h_s) \phi - C_\phi \dot{\phi}, \quad (9)$$

式中: $K_\phi$ 为侧倾运动的等效刚度; $C_\phi$ 为侧倾运动的等效阻尼系数。

由于车辆所受到的侧向力、横摆力矩和侧倾力矩之间是相互平衡的,结合式(2)、式(7)~(9),可得到包含车身侧倾的三自由度车辆动力学方程为

$$\begin{cases} mV \frac{d\beta}{dt} + 2(K_f + K_r) \beta + \left[ mV + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{V} \right] r - m_s h_s \frac{d^2 \phi}{dt^2} - 2Y_\phi \phi = 2K_f \delta, \\ 2(l_f K_f - l_r K_r) \beta + I \frac{dr}{dt} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} r - I_{xz} \frac{d^2 \phi}{dt^2} - 2N_\phi \phi = 2l_f K_f \delta, \\ -m_s h_s V \frac{d\beta}{dt} - I_{xz} \frac{dr}{dt} - m_s h_s V r + I_\phi \frac{d^2 \phi}{dt^2} + C_\phi \frac{d\phi}{dt} + (K_\phi - m_s g h_s) \phi = 0, \end{cases} \quad (10)$$

式中,

$$\begin{cases} Y_\phi = \left( \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} k_f + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} k_r \right) - \left( \frac{\partial \phi_f}{\partial \phi} k_{cf} + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} k_{cr} \right), \\ N_\phi = \left( \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} l_f k_f + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} l_r k_r \right) - \left( \frac{\partial \phi_f}{\partial \phi} l_f k_{cf} + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} l_r k_{cr} \right). \end{cases}$$

由式(4)、式(5)和式(10)可以看出,轮胎侧偏角的变化将影响车辆的横向动力学特性。但需要说明的是,式(4)中并未考虑载荷转移和悬架的变形转向角,而汽车在实际转向运动中,需要将侧倾转向角、考虑载荷转移的轮胎侧偏角和变形转向角对车轮转角造成的影响纳入考虑,这些角度通常会受到车辆轮胎、悬架、转向系等部分的影响。若将这3种角度的影响等效到轮胎的侧偏刚度中,式(10)依然能够解释悬架与车辆横向动力学特性的联系。

### 3 刚性模型与刚柔耦合整车模型仿真结果对比分析

#### 3.1 悬架系统 KC 特性仿真

悬架对车辆操纵稳定性的影响主要体现悬架侧倾角刚度、车轮前束角和车轮外倾角等相关的悬架特性上,为了研究前副车架柔性化后车辆车轮前束角、外倾角和侧倾刚度的变化,文中利用ADAMS软件对刚性模型与刚柔耦合模型进行同等条件下的反向轮跳工况仿真和静态加载侧向力工况仿真。反向轮跳仿真试验中,为模拟车辆转弯时车身相对于路面的侧倾工况,左右两侧车轮反方向跳动,轮心的上下跳动量为80 mm。悬架与副车架系统受力仿真中,分别在左右两侧车轮施加最大侧向力3 000 N,最小侧向力-3 000 N<sup>[9]</sup>。图4~9为刚性模型与含柔性前副车架的刚柔耦合模型反向轮跳工况和受力仿真数据对比结果。

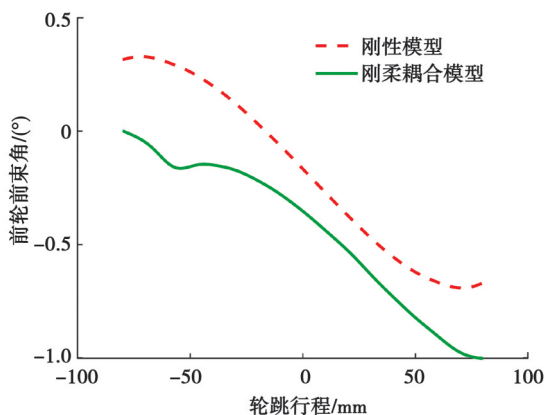


图4 前束角随轮跳变化曲线

Fig. 4 Variation curve of toe angle with wheel hop

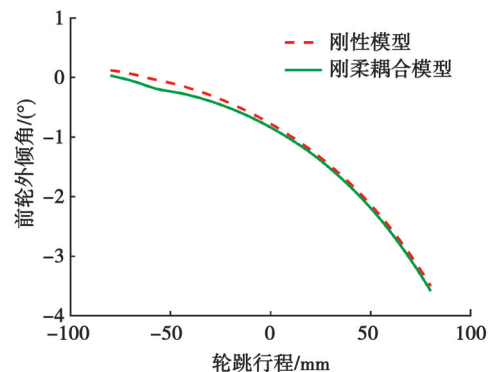


图5 外倾角随轮跳变化曲线

Fig. 5 Variation curve of camber angle with wheel hop



从K特性方面来说,汽车转弯过程中,由于受到离心力作用,车身会发生侧倾,左右车轮载荷发生转移,外侧车轮悬架压缩上跳,内侧车轮悬架拉伸下跳,为了保证车辆的不足转向特性,前轮前束角和外倾角都应该增大<sup>[10]</sup>。由图4~6的反向轮跳工况仿真曲线可知,相对于刚性模型而言,刚柔耦合车辆模型的前轮前束角和外倾角随着车轮向上跳动的过程中都有一定程度的增加,这将增加车辆的不足转向特性,而悬架系统侧倾角刚度有一定的减小。

从C特性方面来说,在侧向力作用时,外倾角梯度大一点有利于提高车轮的抓地力和附着性,前束梯度增大有利于车辆的不足转向,但也不能太大,否则会引起轮胎的磨损<sup>[11]</sup>。由图7~9的侧向力仿真曲线可知,相对于刚性模型而言,刚柔耦合车辆模型的前束角梯度和外倾角梯度要大一点,这主要是因为柔性前副车架起作用,从而使得悬架与副车架系统的受力发生变化,引起悬架下摆臂与副车架连接的衬套和副车架与车架连接的衬套有较大变形,进而导致悬架KC特性的变化。

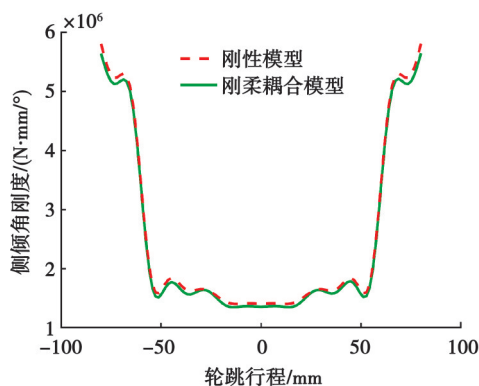


图6 悬架系统侧倾角刚度随轮跳变化曲线

Fig. 6 Variation curve of lateral camber stiffness of suspension system with wheel hop

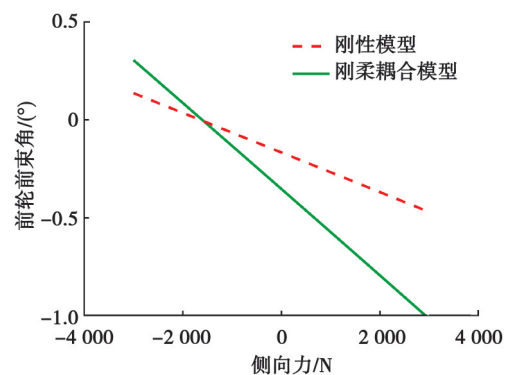


图7 前束角随侧向力变化曲线

Fig. 7 Variation curve of toe angle with lateral force

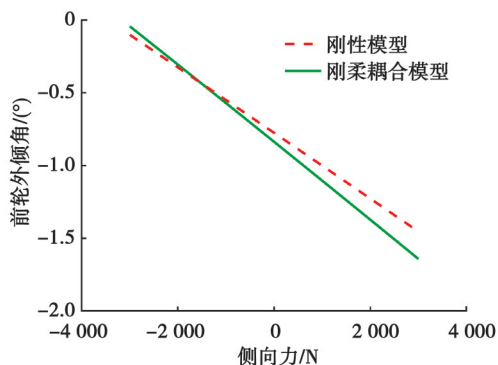


图8 外倾角随侧向力变化曲线

Fig. 8 Variation curve of toe angle with lateral force

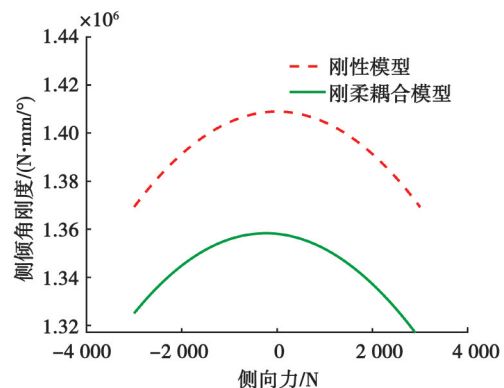


图9 悬架系统侧倾角刚度随侧向力变化曲线

Fig. 9 Variation curve of lateral camber stiffness of suspension system with lateral force

### 3.2 方向盘正弦扫频输入仿真分析

文中对刚性整车和刚柔耦合整车动力学模型进行了同等条件下的正弦扫频转向仿真对比分析,以研究柔性前副车架对整车瞬态操纵稳定性的影响,并采用以下指标进行评价。

评价指标 $H_1$ :横摆角速度增益,即频率为0.5 Hz下的横摆角速度相对于方向盘转角增益。表征车辆的转向瞬态响应程度,其值越大,表示车辆横摆速度相对于方向盘转角的响应越大<sup>[12]</sup>。

评价指标 $H_2$ :侧倾角的增益,即频率为0.5 Hz下的车身侧倾角相对于侧向加速度增益。表征车辆的抗侧

倾性能,其值越小,车辆的抗侧倾性能越好。

评价指标  $H_3$ :侧向加速度的延迟时间,即频率为 0.5 Hz 下的侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间。表征驾驶员转动方向盘转角后,乘员感受转向的延迟时间;其值越小,转向响应速度越快<sup>[13]</sup>。根据侧向加速度相对于方向盘转角的相位延迟角,可求出延迟时间,具体的计算方法如式(11)所示:

$$t_{a_y} = \begin{cases} \frac{\theta_{a_y} + 180}{360f}, & \theta_{a_y} < 0; \\ \frac{\theta_{a_y} - 180}{360f}, & \theta_{a_y} > 0. \end{cases} \quad (11)$$

对于频率特性而言,通常驾驶员转动方向盘的频率范围为 0~1.5 Hz。因此,选取 0~1.5 Hz 频率范围来研究车辆瞬态操纵稳定性。

图 10 为滤波后刚柔耦合整车模型和刚性整车的横摆角速度随方向盘转角增益变化曲线。从图中可以看出,在无论是在低频率下还是在高频率下,刚柔耦合整车模型的横摆角速度增益都比刚性整车模型要大一些。由悬架系统的  $K$  特性曲线可知,将柔性前副车架导入整车模型后使得单位车身侧倾角所产生的前轮外倾角  $\frac{\partial \phi_r}{\partial \phi}$  和前轮的侧倾转向角  $\alpha_r$  产生了变化,导致了横摆力矩平衡方程式(8)发生变化,从而使得系统平衡方程中  $Y_\phi$  和  $N_\phi$  发生变化,仿真结果因此改变,横摆角速度相对于方向盘转角的增益有所增加,操纵稳定性相对降低。

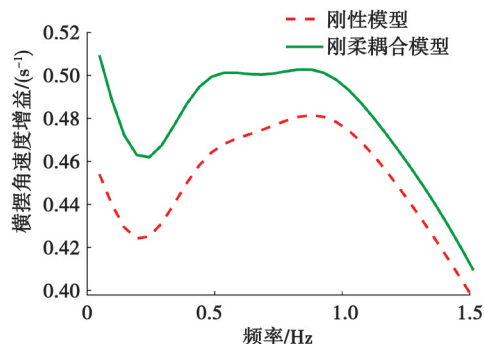


图 10 横摆角速度增益变化曲线  
Fig. 10 Variation curve of yaw rate gain

图 11 为刚柔耦合整车模型和刚性整车模型的车身侧倾角相对于侧向加速度增益变化曲线。从图中可以看出,它们之间的差异很小,包含柔性前副车架的刚柔耦合整车模型的车身侧倾角相对于侧向加速度增益比刚性整车模型要稍微大一些,车辆的抗侧倾性能较差。这主要是因为柔性前副车架会引起侧倾力矩平衡方程中侧倾刚度  $K_\phi$  的变化,导致了悬架与副车架系统的侧倾变形变大。

图 12 为滤波后的侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间变化曲线。从图中可以看出,包含柔性前副车架的整车刚柔耦合模型的侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间比刚性整车模型要长,转向响应速度更慢。

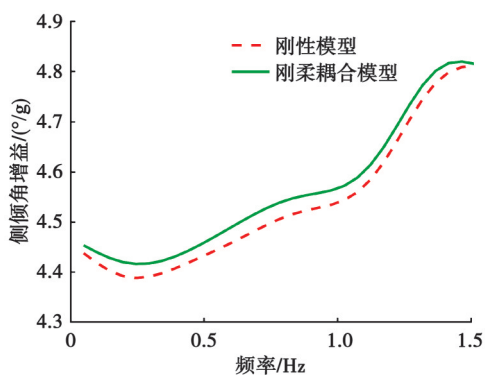


图 11 车身侧倾角增益变化曲线  
Fig. 11 Variation curve of body camber gain

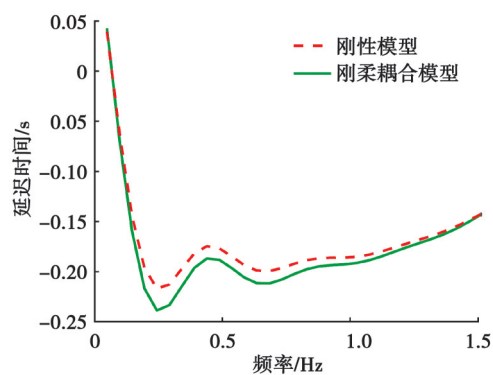


图 12 侧向加速度延迟时间变化曲线  
Fig. 12 Variation curve of lateral acceleration delay time

表 2 为刚柔耦合整车模型和刚性整车模型在方向盘正弦扫频输入下的各评价指标。由表 2 可知,在频率为 0.5 Hz 下,刚柔耦合整车模型的横摆角速度增益、侧倾角增益,侧向加速度的延迟时间比含有刚性前副车架的整车模型大一些。

表 2 方向盘正弦扫频输入性能评价指标  
Table 2 Steering wheel sine sweep input performance evaluation metrics

评价指标	刚柔耦合整车模型	刚性整车模型
$H_1/(s^{-1})$	0.500 7	0.465 1
$H_2/(^{\circ}\cdot g^{-1})$	4.461 0	4.434 8
$H_3/s$	0.191 2	0.178 8

4 整车瞬态操纵稳定性优化

4.1 前副车架衬套刚度对车辆瞬态操纵稳定性影响的灵敏度分析

如图 13 所示,前副车架通过衬套 A、B 与车身连接,同时通过衬套 C、D 与双横臂悬架下摆臂连接,左右两边分别受到 8 个衬套的力和力矩,每个衬套分别有  $X$ 、 $Y$  和  $Z$  这 3 个方向上的平移刚度和旋转刚度,其中  $T_s^i$  表示衬套  $s$  的  $i$  方向的平移刚度,  $R_s^i$  表示衬套  $s$  的  $i$  方向的扭转刚度,下角标 L、R 分别表示衬套位于左右两侧<sup>[14]</sup>。以衬套 A 为例,将 3 个平移刚度分别记为  $T_A^x$ 、 $T_A^y$ 、 $T_A^z$ , 3 个扭转刚度分别记为  $R_A^x$ 、 $R_A^y$ 、 $R_A^z$ 。

柔性前副车架其受到左右共 8 个衬套的力与力矩作用,存在 48 个刚度值,而这些刚度值在不同程度上影响车辆的操纵稳定性,文中运用 ADAMS/car 与 ISIGHT 联合仿真来对衬套刚度进行灵敏度分析。

由于前副车架的左右衬套呈对称关系,故以右侧 4 个衬套  $A_R$ 、 $B_R$ 、 $C_R$  和  $D_R$  共 24 个刚度值为对象进行灵敏度分析,目标是找出对车辆瞬态操纵稳定性的评价指标的影响超过 10% 的衬套参数进行优化,灵敏度分析结果如图 14~16 所示。图中白色代表衬套刚度对操纵稳定性的正效应,黑色代表衬套刚度对操纵稳定性的负效应。

图 14 为对评价指标  $H_1$  有较大影响的前 10 个参数。如图所示,  $T_C^y$ 、 $T_A^y$  和  $T_B^y$  对评价指标  $H_1$  的影响程度超过了 10%。衬套刚度的变化将使得车轮的变形转角发生变化,从而影响车辆的动力学特性。

图 15 为对评价指标  $H_2$  有较大影响的前 10 个参数。如图所示,  $R_C^z$  和  $R_D^z$  对评价指标  $H_2$  的影响程度超过了 10%。

图 16 为对评价指标  $H_3$  有较大影响的前 10 个参数。如图所示,  $T_C^y$ 、 $T_A^y$  和  $T_B^y$  对评价指标  $H_3$  的影响程度超过了 10%。

综合考虑上述灵敏度分析结果,选择衬套 A、B、C 在  $Y$  方向上的平移刚度,以及衬套 C、D 在  $Z$  方向上的扭转刚度作为设计变量进行操纵稳定性优化。

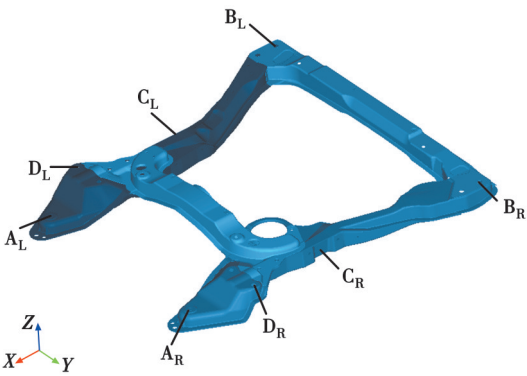


图 13 副车架有限元模型  
Fig. 13 Finite element model of front subframe

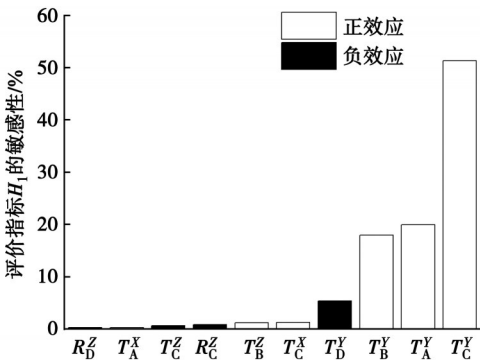
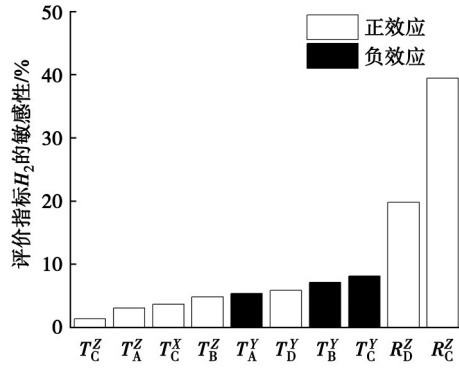
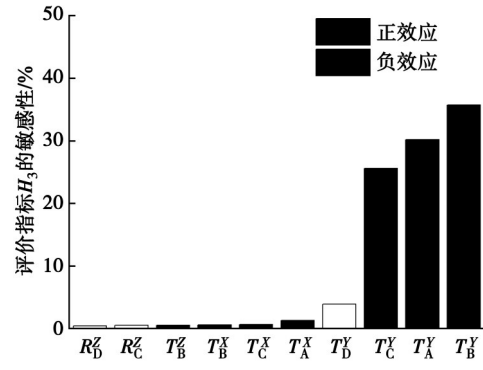


图 14 评价指标  $H_1$  的敏感性  
Fig. 14 Sensitivity of evaluation indicator  $H_1$



图 15 评价指标  $H_2$  的敏感性Fig. 15 Sensitivity of evaluation indicator  $H_2$ 图 16 评价指标  $H_3$  的敏感性Fig. 16 Sensitivity of evaluation indicator  $H_3$ 

## 4.2 多目标优化算法

从上述灵敏度分析中可以看出,不同的衬套刚度在不同程度上影响车辆的操纵稳定性。衬套的侧向刚度对悬架刚度贡献较大,这会影响横摆角速度和车身侧向加速度,衬套的扭转刚度对侧倾刚度有影响,用于研究车辆侧倾角对侧向加速度的增益<sup>[15]</sup>。因此,文中将用于评估瞬态操纵稳定性的 3 个评价指标最小化作为优化目标,对前副车架与车身和悬架下控制臂连接处的衬套刚度作为设计变量进行多目标优化,其中衬套在刚度比例因子为 $[0.5, 2]$ 的区间内对车辆的操纵稳定性进行优化。

根据以上分析,前副车架衬套刚度的多目标优化问题可以表示为

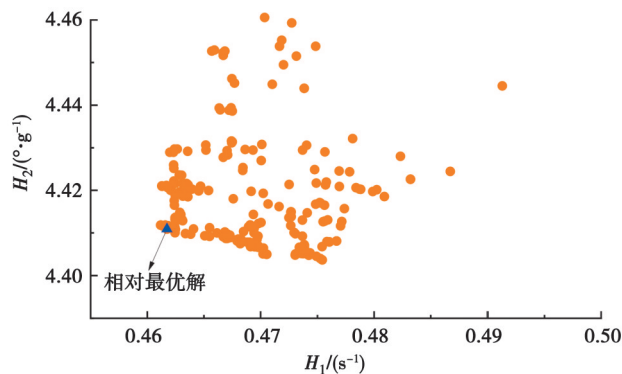
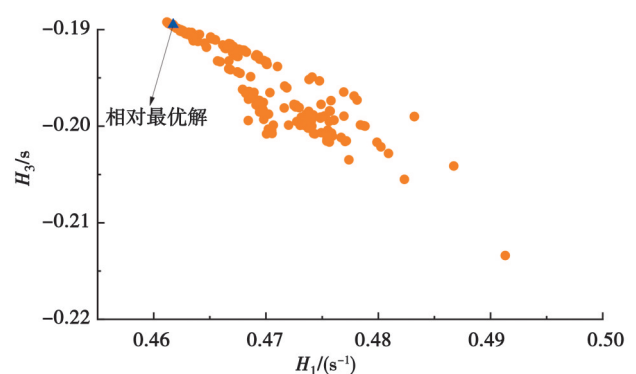
$$\begin{cases} \text{find } \lambda = (T_A^Y, T_B^Y, T_C^Y, R_C^Z, R_D^Z)^T, \\ \min \{H_1(\lambda), H_2(\lambda), H_3(\lambda)\}, \\ \text{subject to: } \{-50\% \leq \lambda \leq +200\%\}, \end{cases}$$

式中,  $\lambda$  是设计向量。

对于多目标优化问题而言,各个优化目标可能相互冲突,需要在各个指标之间进行权衡,因此需要选择合适的多目标优化算法进行优化。遗传算法是一种模拟生物进化过程的群体搜索算法,不断地寻找和对比最优解,消除差解,因此文中选择 NSGA-II 算法来解决多目标问题<sup>[16]</sup>。

## 4.3 优化结果分析

对车辆瞬态特性进行多目标优化时,优化目标之间会因为冲突而不能同时达到理想的效果,因此最终会得到相应的 Pareto 解集和相对最优解。图 17~图 19 为优化算法在方向盘正弦扫频输入仿真下获得的 Pareto 解,其中蓝点表示相对最优解。

图 17 评价指标  $H_1$  和  $H_2$  的 Pareto 解集Fig. 17 Pareto solution sets for evaluation indicators  $H_1$  and  $H_2$ 图 18 评价指标  $H_1$  和  $H_3$  的 Pareto 解集Fig. 18 Pareto solution sets for evaluation indicators  $H_1$  and  $H_3$

为了分析优化效果,将通过遗传算法优化得到的相对最优解下的各设计变量值重新带入原始车辆模型中进行相同的仿真,并与原始车辆模型进行比较。图 20~22 为优化前后方向盘正弦扫频输入工况仿真对比,优化前后的设计变量与评价指标比较如表 3 所示。

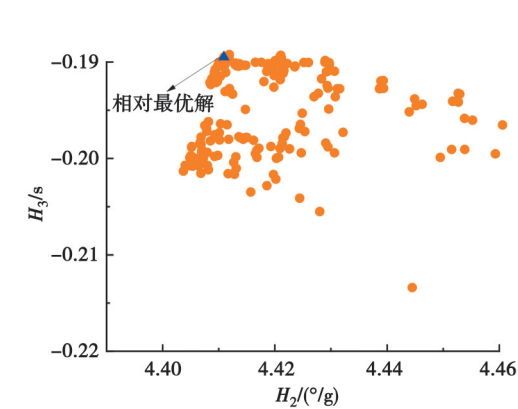


图 19 评价指标  $H_2$  和  $H_3$  的 Pareto 解集  
Fig. 19 Pareto solution sets for evaluation indicators  $H_2$  and  $H_3$

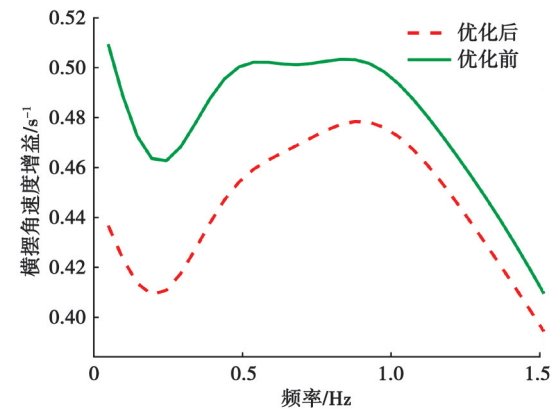


图 20 优化前后横摆角速度增益变化曲线  
Fig. 20 Variation curve of yaw rate gain before and after optimization

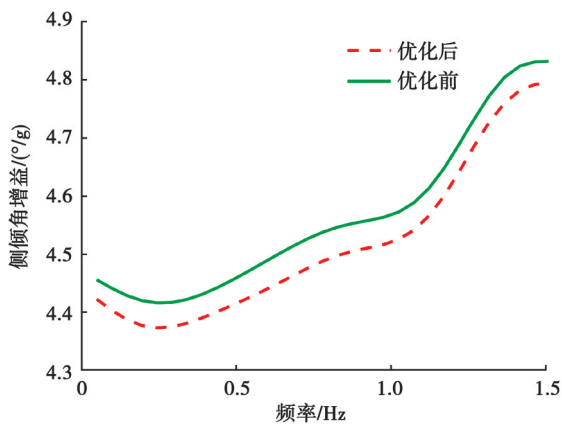


图 21 优化前后车身侧倾角增益变化曲线  
Fig. 21 Variation curve of body roll angle gain before and after optimization

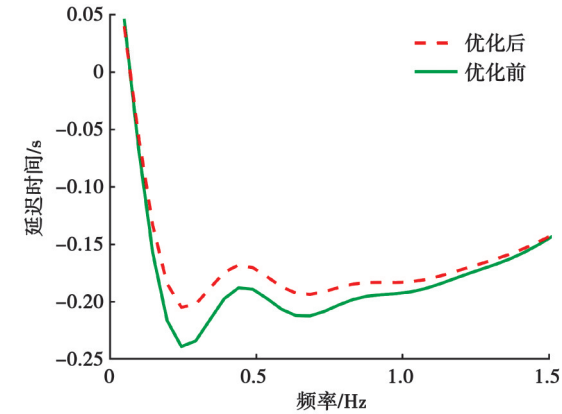


图 22 优化前后侧向加速度延迟时间变化曲线  
Fig. 22 Variation curve of lateral acceleration delay time before and after optimization

表 3 优化前后的评价指标与设计变量比较			
Table 3 Comparison of evaluation indicators and design variables before and after optimization			
指标与变量	优化前	优化后	变化量/%
$H_1/(s^{-1})$	0.50	0.46	8.0
$H_2/(^{\circ}\cdot g^{-1})$	4.46	4.41	1.1
$H_3/s$	0.19	0.17	10.5
$T_A^y$	1.00	1.55	55.0
$T_B^y$	1.00	1.98	98.0
$T_C^y$	1.00	1.92	92.0
$R_C^z$	1.00	1.99	99.0
$R_D^z$	1.00	1.94	94.0

图20为优化前后横摆角速度相对于方向盘转角增益曲线。从图中可以看到,优化后的横摆角速度增益比优化前明显减小。结合表3可以看到,优化后的评价指标 $H_1$ 与原车相比减少8%,表明优化后的车辆具有更好的稳定性,满足优化目标的要求。

图21为优化前后车身侧倾角相对于侧向加速度增益曲线。从图中可以看到,从低频到高频,优化后车身侧倾角增益与优化前相比都有所减小。结合表3可以看到,评价指标 $H_2$ 减小1.1%,表明优化后的车辆的抗侧倾性能得到了改善,满足优化目标的要求。

图22为优化前后侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间曲线。从图中可以看到,优化后获得的侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间与优化前相比减少了10.5%。

## 5 结 论

在考虑整车横向动力学的基础上,研究了前副车架对整车瞬态操纵稳定性的影响,选择NSGA-II算法来解决多目标优化问题,对前副车架连接处的衬套刚度进行了优化。

1)通过对刚性模型和刚柔耦合模型比较,得出在前副车架从刚性变成柔性后,悬架与副车架系统内部所受力将发生变化,引起与前副车架相连接的衬套有较大变形导致悬架KC特性的变化,车轮前束角、外倾角,以及悬架与副车架系统的侧倾刚度降低。

2)将柔性前副车架导入整车模型后使得前轮的侧倾转向角 $\alpha_r$ 和由车身侧倾产生的前轮外倾角 $\frac{\partial \phi_r}{\partial \phi}$ ,以及侧倾运动的等效刚度 $K_\phi$ 发生变化,从而使得整车的三自由度车辆运动学方程发生改变,导致各个评价指标都比刚性整车模型大,整车的瞬态操纵稳定性有所降低。

3)通过NSGA-II算法对前副车架连接处的衬套刚度优化后,在0.5 Hz时,横摆角速度相对于方向盘转角增益降低8%,车身侧倾角相对于侧向加速度增益降低了1.1%,侧向加速度相对于方向盘转角延迟时间减少了10.5%。整车操纵和稳定特性得到改善,证明了文中所提的多目标优化设计方法是可靠和有效的。

## 参考文献

- [1] 李高尚. 汽车前副车架结构拓扑优化设计及试制[D]. 长春: 吉林大学, 2020.  
Li G S. Topology optimization and design of automobile front subframe and trial production[D]. Changchun: Jilin University, 2020. (in Chinese)
- [2] Wang D F, Jiang R C, Wu Y C. A hybrid method of modified NSGA-II and TOPSIS for lightweight design of parameterized passenger car sub-frame[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(11): 4909-4917.
- [3] 颜伏伍, 郑灏, 侯献军, 等. 汽车前副车架耐久性分析与结构改进[J]. 汽车工程, 2014, 36(4): 481-485.  
Yan F W, Zheng H, Hou X J, et al. Durability analysis and structural modification for vehicle front suspension cross member[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(4): 481-485. (in Chinese)
- [4] 程稳正, 余小巧, 肖厦, 等. 基于应力张量分析的后副车架疲劳试验[J]. 汽车工程, 2021, 43(10): 1555-1564.  
Cheng W Z, Yu X Q, Xiao X, et al. The fatigue test of rear sub-frame based on stress tensor analysis[J]. Automotive Engineering, 2021, 43(10): 1555-1564. (in Chinese)
- [5] 冯金芝, 邓江波, 郑松林, 等. 基于材料替换的轿车副车架设计方法[J]. 汽车工程, 2016, 38(6): 778-782.  
Feng J Z, Deng J B, Zheng S L, et al. Design method of car subframe based on material substitution[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(6): 778-782. (in Chinese)
- [6] 马芳武, 王卓君, 杨猛, 等. 汽车后副车架轻量化概念设计方法研究[J]. 汽车工程, 2021, 43(5): 776-783, 790.  
Ma F W, Wang Z J, Yang M, et al. Research on lightweight conceptual design method of vehicle rear subframe[J]. Automotive Engineering, 2021, 43(5): 776-783, 790. (in Chinese)
- [7] 张泽豫, 焦志勇, 赵鹏, 等. 基于Hypermesh的前副车架结构优化[J]. 汽车实用技术, 2018(19): 42-44, 100.  
Zhang Z Y, Jiao Z Y, Zhao P, et al. Optimization of the structure of front sub frame based on Hypermesh[J]. Automobile Applied Technology, 2018(19): 42-44, 100. (in Chinese)

- [ 8 ] 安部正人. 车辆操纵动力学理论与应用[M]. 喻凡译. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2016: 173-175.  
Masato A. Vehicle handling dynamics: theory and application[M]. Chen X B trs. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2016: 173-175.(in Chinese)
- [ 9 ] Qi H M, Chen Y C, Zhang N, et al. Improvement of both handling stability and ride comfort of a vehicle *via* coupled hydraulically interconnected suspension and electronic controlled air spring[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(2/3): 552-571.
- [ 10 ] Chen Q, Bai X F, Zhu A D, et al. Influence of balanced suspension on handling stability and ride comfort of off-road vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(6): 1602-1616.
- [ 11 ] 高晋, 牛子孺, 杨路, 等. 扭转梁悬架衬套安装角度与操稳性能协同优化[J]. 重庆大学学报, 2014, 37(7): 33-45.  
Gao J, Niu Z R, Yang L, et al. Collaborative optimization of twist beam suspension bushing mounting angle and handling performance[J]. Journal of Chongqing University, 2014, 37(7): 33-45.(in Chinese)
- [ 12 ] Deng Y J, Zhao Y Q, Xu H, et al. Rigid-flexible coupling modelling and dynamic performance analysis of novel flexible road wheel[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2020, 234(1): 67-81.
- [ 13 ] Zang H Y, Yu Z P, Xiong L. The influences of the subframe flexibility on handling and stability simulation when using ADAMS/car[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2016, 9(2): 861-868.
- [ 14 ] Zeng Y C, Ding H, Du R H, et al. A suspension system with quasi-zero stiffness characteristics and inerter nonlinear energy sink [J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 28(1/2): 143-158.
- [ 15 ] Jiang J X, Liao H P, He Y X, et al. Rigid-flexible hybrid modeling and dynamic simulation of three-coordinate heavy-load transfer vehicle[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(1): 285-296.
- [ 16 ] Jiang R C, Jin Z C, Liu D W, et al. Multi-objective lightweight optimization of parameterized suspension components based on NSGA-II algorithm coupling with surrogate model[J]. Machines, 2021, 9(6): 107.

(编辑 詹燕平)