

基于机电惯容的车辆乘坐舒适性与 侧向稳定性协同提升

沈钰杰¹, 李昭威¹, 刘雁玲², 李艺苑³, 杨晓峰², 陈 龙¹

(1. 江苏大学 汽车工程研究院, 江苏 镇江 221013; 2. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 221013;
3. 英国克兰菲尔德大学 先进车辆工程中心, 英国 克兰菲尔德 MK430AL)

摘 要:为研究车辆机电“惯容-弹簧-阻尼”(ISD)悬架对车辆乘坐舒适性和侧向稳定性的协同提升效果,探索切换外端电网络对机电惯容的性能影响,本文建立了考虑转向工况的三自由度车辆动力学模型,并利用 NSGA-II 算法在不同行驶工况下对车辆机电 ISD 悬架的外端电网络优化求解。结果表明:无外端电网络的车辆机电 ISD 悬架性能提升微弱,而依据工况切换外端电网络的车辆机电 ISD 悬架可使车身加速度和车身侧倾角均方根值降低 12.7% 和 25.9%,显著提升车辆乘坐适性与侧向稳定性。

关键词:车辆工程;悬架;机电惯容器;操纵稳定性;外端电网络

中图分类号:U463.33 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2026)09-2279-13

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20250187

Synergistic enhancement of vehicle ride comfort and lateral stability using mechatronic inerter

SHEN Yu-jie¹, LI Zhao-wei¹, LIU Yan-ling², LI Yi-yuan³, YANG Xiao-feng², CHEN Long¹

(1. Research Institute of Automotive Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 221013, China; 2. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 221013, China; 3. Advanced Vehicle Engineering Centre, Cranfield University, Cranfield MK430AL, Britain)

Abstract: To investigate the synergistic enhancement of vehicle ride comfort and lateral stability through mechatronic ISD (Inerter-Spring-Damper) suspensions, and to explore the impact of switching external electrical networks on mechatronic inerter performance, this study establishes a three-degree-of-freedom vehicle dynamics model considering steering maneuvers. The NSGA-II is employed to optimize the external electrical networks of the mechatronic ISD suspension under various driving conditions. Results demonstrate that the mechatronic ISD suspension without an external electrical network yields marginal performance improvements. In contrast, the configuration that switches external electrical networks based on driving conditions achieves significant reductions of 12.7% and 25.9% in the root mean square values of

收稿日期:2025-03-11.

基金项目:国家自然科学基金项目(52472408);中国科协青年人才托举工程项目(2022QNRC001);江苏省青蓝工程

作者简介:沈钰杰(1990-),男,副教授,博士.研究方向:汽车动态性能模拟与控制. E-mail: shenyujie@ujs.edu.cn

通信作者:刘雁玲(1982-),女,副研究员,博士.研究方向:汽车动态性能模拟与控制. E-mail: liuyll@ujs.edu.cn

body acceleration and body roll angle, respectively, markedly enhancing both ride comfort and lateral stability.

Key words: vehicle engineering; suspension; mechatronic inerter; handling stability; external electrical network

0 引言

随着交通运输行业的迅猛发展,汽车保有量不断增加,但因驾驶员操纵不当导致车辆侧翻的交通事故也在不断增加,根据美国公路安全局(NHTSA)的统计数据表明,近年来发生的交通事故中,侧翻事故所造成的损失占有所有交通事故损失的60%左右^[1]。因此,提高汽车的侧向稳定性,减少侧翻事故的发生,已成为近年来汽车研究的焦点。

迄今为止,学者们对提升汽车侧向稳定性的研究主要分为两类。一类是研究预警系统^[2],这类系统需要精确获取道路信息;另一类则是主动防侧翻控制系统,如底盘集成控制系统^[3-5],这些系统要求鲁棒性强。同样,悬架对车辆的侧向稳定性有着至关重要的影响^[6,7]。随着技术进步,悬架已逐步发展至半主动悬架^[8-10],以及主动悬架^[11-13]。这一发展使悬架系统能依据行驶条件调整参数,然而,主动或半主动悬架结构复杂,且需精确的控制策略^[14,15]。同时,这些悬架的作动时间也需在可控范围内^[16,17],增加了制造成本^[18],使这类悬架难以普及。因此,在技术持续革新的背景下,如何进一步拓宽被动悬架的性能边界,成为工程领域关注的焦点。

近年来,一种由惯容器^[19,20]、弹簧和阻尼器组成的新型车辆悬架(简称ISD悬架),在汽车领域引起了关注。作为一种两端点质量元件,惯容器有效地将质量阻抗引入悬架系统,与弹簧阻尼构成新型车辆ISD悬架系统,为被动悬架拓展了新的研究方向,研究表明惯容器在悬架系统对车辆乘坐舒适性的提升发挥着巨大作用^[21-24]。随着对ISD悬架的进一步研究,有学者^[25]提出了由机械式惯容器与电机耦合的机电惯容器,并利用电机的外端电网络来模拟等效机械阻抗,使ISD悬架获得复杂的机械网络结构,拓展了其性能边界。江苏大学的花杰采用机电惯容器等效实现了分数阶机械网络的阻抗,提高了车辆机电ISD悬架系

统的抑振性能^[26]。Wang等^[27]将机电惯容器应用于整车模型,并通过网络综合得到电气网络结构,提高了车辆的性能;Yuan等^[28]提出了一种新的机电惯容器外端电路的设计方法,并通过汽车悬架设计得到了验证,提高了悬架的垂向性能;Shen等^[29]研究了由液压活塞式惯容器和直线电机组成的液电惯容器,并对不同结构类型的机电惯容器进行了详细的比较;Kolts等^[30]通过结构阻抗法实现了机电ISD悬架系统的优化布局,与传统被动悬架相比,显著降低了车身加速度。然而,现有研究大多聚焦于车辆的垂向性能,以改善车辆乘坐舒适性为主要目标,并未探索机电惯容器对车辆侧向稳定性的提升效果,尤其是在车辆转向时由机电惯容器模拟的等效机械网络对车辆侧倾角的抑制效果如何尚未可知。

因此,本文建立了考虑转向工况的三自由度车辆动力学模型,将机电惯容器引入车辆侧向动力学分析,以此揭示外端电网络对侧倾角抑制的作用机理,并探究机电ISD悬架在侧向稳定性的有益效果。同时,提出一种基于工况的切换的外端电网络控制策略,拓宽了悬架的动力学性能边界,达到协同提升车辆乘坐舒适性与侧向稳定性的目标。

1 考虑转向工况的车辆动力学建模

为研究机电ISD悬架在振动控制和侧倾方面的性能,本文建立了考虑转向工况的三自由度车辆动力学模型^[31,32]。如图1、图2所示。

车辆侧向运动方程为:

$$m(\dot{v} + u\omega_r) = m_s h \ddot{\theta} + F_f + F_r \quad (1)$$

车辆横摆运动方程为:

$$I_z \dot{\omega}_r = l_a F_f - l_b F_r \quad (2)$$

车身侧倾运动方程为:

$$I_x \ddot{\theta} = m_s (\dot{v} + u\omega_r) h + m_s g h \theta + (F_{sr} - F_{sl}) \frac{l_s}{2} \quad (3)$$

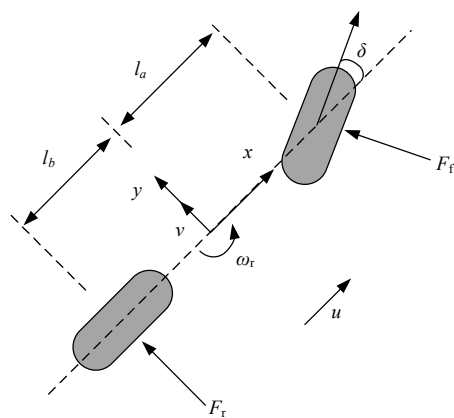


图 1 转向模型
Fig. 1 Steering model

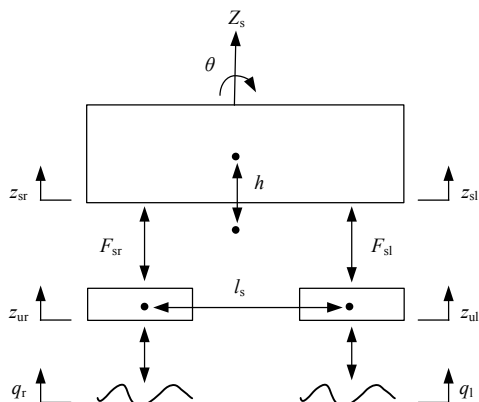


图 2 半车模型
Fig. 2 Semi-vehicle model

式中： m 为半车质量； m_s 为半车身质量； I_x 为侧倾转动惯量； I_z 为横摆转动惯量； u 为车辆行驶速度； v 为车辆侧向速度； ω_r 为车身横摆角速度； δ 为前轮转角； θ 为车身侧倾角； F_i ($i = f$ 或 r) 为轮胎侧偏力； F_{si} ($i = l$ 或 r) 为悬架作用力； l_s 为轮距； l_a 为前轮到质心距离； l_b 为后轮到质心距离； h 为侧倾中心到质心距离。

车辆簧载和两个非簧载质量的垂向动力学为：

$$m_s \ddot{z}_s = F_{sl} + F_{sr} \quad (4)$$

$$\begin{cases} m_u \ddot{z}_{ur} = k_t (q_r - z_{ur}) - F_{sr} \\ m_u \ddot{z}_{ul} = k_t (q_l - z_{ul}) - F_{sl} \end{cases} \quad (5)$$

式中： m_u 为非簧载质量； k_t 为轮胎等效刚度； z_{ur} 和 z_{ul} 为非簧载质量垂向位移； q_i ($i = r$ 或 l) 为左、右轮路面输入。

当转向角较小时，则通过线性化处理来简化轮胎的动力学特性分析^[33]，同时综合考量轮胎的侧倾转向和变形转向等关键特性，得到轮胎侧偏角和侧向力关系式如下：

$$\begin{cases} F_f = -k_f \alpha_f \\ F_r = -k_r \alpha_r \\ \alpha_f = (v + l_a \omega_r)/u - \delta \\ \alpha_r = (v - l_b \omega_r)/u \end{cases} \quad (6)$$

式中： k_f 和 k_r 分别为前、后轮的侧偏刚度； α_f 为前轮轮胎侧偏角； α_r 为后轮轮胎侧偏角。

车辆模型参数如表 1 所示。

表 1 半车模型参数

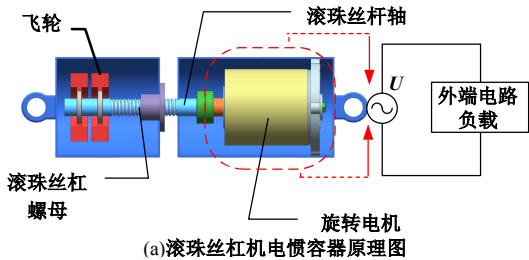
参 数	数值
半车质量 m/kg	830
半车身质量 m_s/kg	705
非簧载质量 m_u/kg	47.5
前轴到质心的距离 l_a/m	1.25
后轴到质心的距离 l_b/m	1.43
左右轮间距 l_s/m	1.62
侧倾中心到质心距离 h/m	0.24
侧倾转动惯量 $I_x/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	544
横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 300
轮胎刚度 $k_t/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	35

2 车辆机电 ISD 悬架

2.1 滚珠丝杠式机电惯容器

滚珠丝杠式机电惯容器由机械式滚珠丝杠惯容器和旋转电机共同构成。滚珠丝杠机电惯容器的原理和样机图如图 3 所示。

此装置中飞轮被安装于滚珠丝杠轴上，当滚珠丝杠机电惯容器的两端间产生线性运动时，滚珠丝杠轴与旋转电机转子会随之旋转，从而在外部电力负载上产生电压，而电机的外部电气负载中的网络配置可以实现不同的输出阻抗需求。机



(a) 滚珠丝杠机电惯容器原理图



(b) 滚珠丝杠机电惯容器样机图

图 3 滚珠丝杠机电惯容器

Fig. 3 Ball-screw mechatronic inerter

电惯容器的速度型阻抗传递函数表达式为:

$$\frac{F(s)}{V(s)} = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T(s)} \right) \quad (7)$$

式中: p 为丝杠导程; J_s 为飞轮的转动惯量; K_e 为旋转电机的电动势常数; K_t 为旋转电机的转矩常数; $T(s)$ 为电机外端电路的阻抗表达式。

2.2 车辆机电 ISD 悬架构型

在车辆机电 ISD 悬架系统中,机械网络元件扮演着奠定悬架系统基本架构的角色,以确保在外端电网失效的情况下,仍能维持系统的关键动态性能。外端电网的主要作用是产生相对复杂的阻抗输出。图 4 展示了车辆悬架的不同构型。其中, P0 是惯容器与阻尼器并联的 ISD 悬架。S0 是惯容器与阻尼器串联的 ISD 悬架。Pi 和 Si 则是在原有机电构型上通过旋转电机连接外端电网,其中包含电阻器、电感器和电容器。

各悬架的作用力方程如下。

被动悬架:

$$F_s = K(z_{ul} - z_{sl}) + c(\dot{z}_{ul} - \dot{z}_{sl}) \quad (8)$$

P0 悬架:

$$F_s = K(z_{ul} - z_{sl}) + c(\dot{z}_{ul} - \dot{z}_{sl}) + b_p(\ddot{z}_{ul} - \ddot{z}_{sl}) \quad (9)$$

Pi 悬架:

$$F_s = K(z_{ul} - z_{sl}) + c(\dot{z}_{ul} - \dot{z}_{sl}) + b_p(\ddot{z}_{ul} - \ddot{z}_{sl}) + F_{epi} \quad (10)$$

S0 悬架:

$$\begin{cases} F_s = K(z_{ul} - z_{sl}) + b_s(\ddot{z}_{bl} - \ddot{z}_{sl}) \\ b_s(\ddot{z}_{bl} - \ddot{z}_{sl}) = c(\dot{z}_{ul} - \dot{z}_{bl}) \end{cases} \quad (11)$$

Si 悬架:

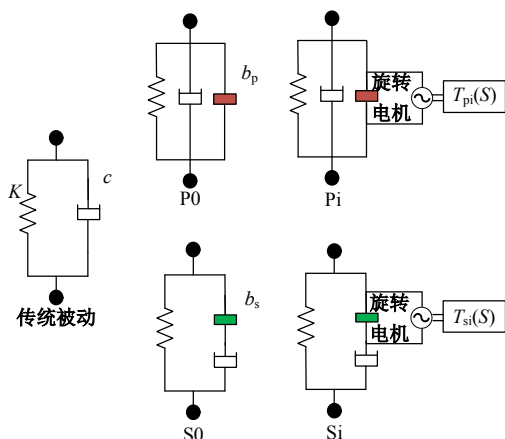


图 4 车辆悬架结构示意图

Fig. 4 Schematic diagram of vehicle suspension structure

$$\begin{cases} F_s = K(z_{ul} - z_{sl}) + b_s(\ddot{z}_{bl} - \ddot{z}_{sl}) + F_{esi} \\ b_s(\ddot{z}_{bl} - \ddot{z}_{sl}) + F_{esi} = c(\dot{z}_{ul} - \dot{z}_{bl}) \end{cases} \quad (12)$$

式中: K 为支撑弹簧元件; b 为机电惯容元件; c 为机械阻尼。

根据式(7)可知 F_{epi} 和 F_{esi} 为:

$$F_{epi}(s) = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T_{pi}(s)} \right) [\dot{z}_{ul}(s) - \dot{z}_{sl}(s)] \quad (13)$$

$$F_{esi}(s) = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T_{si}(s)} \right) [\dot{z}_{bl}(s) - \dot{z}_{sl}(s)] \quad (14)$$

式中: $T(s)$ 为机电惯容器外端电网系统阻抗传递函数,其速度型阻抗表达式为:

$$T(s) = \frac{As^2 + Bs + C}{Ds^2 + Es + F} \quad (15)$$

式中: A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 均大于等于 0,且 D 、 E 、 F 不全为 0^[34]。

表 2 被动 ISD 悬架参数

Table 2 Passive ISD suspension parameters

参 数	数值
悬架的弹簧刚度 $K/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	25
悬架的阻尼系数 $c/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 800
S0 悬架的惯容系数 b_s/kg	323
P0 悬架的惯容系数 b_p/kg	7

3 悬架系统优化设计

本文分别考虑车辆在直行和转向两种不同工况,并对两种工况下的外端电网进行优化设计。

3.1 随机路面输入

车辆的随机路面输入模型以白噪声作为输入激励源,其数学表达式为:

$$\dot{Q}(t) = -2\pi f_0 Q(t) + 2\pi \sqrt{G_0 u} w(t) \quad (16)$$

式中: $w(t)$ 表示均值为 0 的高斯白噪声; f_0 为下截止频率,取值为 0.01 Hz; G_0 为路面不平度系数, C 级路面取值为 $256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 。

在仿真中,车辆左、右两轮的路面输入不同,但也具有一定的相关性,如图 5 所示。

3.2 优化目标

在直行工况时,主要以车辆的乘坐舒适性为评价指标,选择车身加速度均方根值作为优化目标,为表明机电惯容外端网络的有效性,保持原有被动 ISD 悬架的机械参数不变。设定目标函

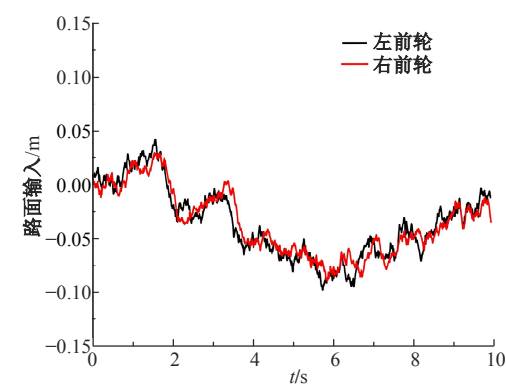


图 5 道路输入位移

Fig. 5 Road input displacement

数,得到外端电网的车辆机电 ISD 悬架目标函数的表达式:

$$\min f_1 = \frac{J_1}{J_{1PAS}} \quad (17)$$

式中: J_1 为车身加速度均方根值; J_{1PAS} 为被动悬架的车身加速度均方根值。

在转向工况时,参照美国国家高速公路安全管理局(NHTSA)的标准,使用鱼钩转向作为车辆转向的验证工况,测试车辆的侧向稳定性。转向角的变化如图 6 所示,转向角在 2 s 时,从 0 rad 增大到 0.1 rad 并持续 0.5 s,之后再变化到-0.1 rad 并持续 0.5 s,然后在 5 s 时回正。

根据文献[35],当车身侧倾角减小时,可有效减少车辆发生侧翻时最大侧向加速度的数值,从而提升车辆的侧向稳定性。因此,本文中选取车身侧倾角均方根值以及峰值为优化目标,对机电惯容悬架的外端电网参数进行优化求解。得到外端电网的车辆机电 ISD 悬架目标函数 f_2 的表达式为:

$$\min f_2 = \frac{J_2}{J_{2PAS}} + \frac{J_3}{J_{3PAS}} \quad (18)$$

式中: J_2 为车身侧倾角均方根值; J_3 为车身侧倾角

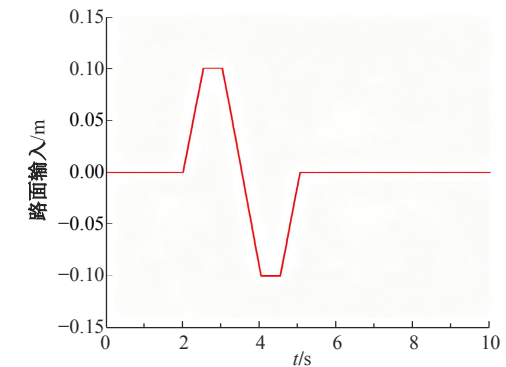


图 6 鱼钩转向示意图

Fig. 6 Diagram of fishhook steering angle

峰值; J_{2PAS} 为被动悬架的车身侧倾角均方根值; J_{3PAS} 为被动悬架的车身侧倾角峰值。

此外,为保证悬架工作过程中不撞击悬架限位装置且轮胎与地面接触时提供良好的抓地力,还应增加如下约束条件:

$$\begin{cases} J_4 \leq J_{4PAS} \\ J_5 \leq J_{5PAS} \end{cases} \quad (19)$$

式中: J_4 为车辆左右待优化悬架平均工作行程的均方根值; J_{4PAS} 为车辆左右被动悬架平均工作行程的均方根值; J_5 为车辆左右待优化悬架的平均轮胎动载荷均方根值; J_{5PAS} 为车辆左右被动悬架的平均轮胎动载荷均方根值。

被动悬架在两种工况下的各项性能指标如表 3、表 4 所示。

表 3 直线行驶工况下被动悬架的性能指标

Table 3 Performance indicators of passive suspensions under straight-line driving conditions

性能指标	数值
车身加速度的均方根值 $J_{1PAS}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	1.254 2
车身侧倾角的均方根值 J_{2PAS}/rad	0.028 1
车身侧倾角峰值 J_{3PAS}/rad	0.012 0
悬架平均动行程 J_{4PAS}/m	0.021 9
轮胎平均动载荷 J_{5PAS}/N	1 160.6

表 4 转向行驶工况下被动悬架的性能指标

Table 4 Performance indicators of passive suspensions under steering conditions

性能指标	数值
车身加速度的均方根值 $J_{1PAS}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	1.311 9
车身侧倾角的均方根值 J_{2PAS}/rad	0.097 5
车身侧倾角峰值 J_{3PAS}/rad	0.028 7
悬架平均动行程 J_{4PAS}/m	0.029 7
轮胎平均动载荷 J_{5PAS}/N	1 241.8

3.3 NSGA-II 算法

本文对机电惯容器外端电路的传递函数采用非支配排序遗传算法(Non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA-II)优化^[36],此算法在 NSGA 算法的基础上采用了快速非支配排序法和精英遗传策略,并且使用拥挤度的方法实现个体在区域内的排序和找到最优结果,保证最优个体被保留的概率更大。算法流程图如图 7 所示。

优化过程中,车辆以 20 m/s 的车速直线行驶在 C 级的随机路面。对串联结构的外端电网进行优化,经过多次优化后数据如表 5 所示。直行工况下阻抗传递函数 $T_{s1}(s)$ 和 F_{es1} 为:

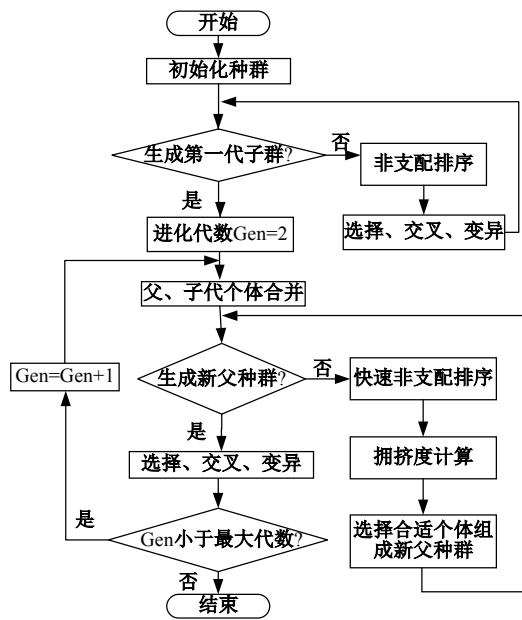


图 7 NSGA-II 算法流程图

Fig. 7 Flowchart of NSGA-II algorithm

$$T_{s1}(s) = \frac{1.435 \times 10^9 s^2 + 3.935 \times 10^{11} s + 2.714 \times 10^9}{8\,045\,184 s^2 + 4.786\,7 \times 10^8 s + 4.786\,7 \times 10^8} \quad (20)$$

$$F_{es1}(s) = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T_{s1}(s)} \right) [\dot{Z}_{bl}(s) - \dot{Z}_{sl}(s)] \quad (21)$$

改变车辆行驶工况重新优化,仍以 20 m/s 的车速匀速行驶在 C 级的随机路面,但加入鱼钩转向改变车辆的行驶轨迹。经过多次优化后数据如表 5 所示。转向工况下阻抗传递函数 $T_{s2}(s)$ 和 F_{es2} 为:

$$T_{s2}(s) = \frac{2.957 \times 10^8 s^2 + 1.305 \times 10^9 s + 7.708 \times 10^9}{817\,099.4 s^2 + 2.412 \times 10^7 s + 5.694\,5 \times 10^7} \quad (22)$$

表 5 串联结构的 $T(s)$ 优化结果

Table 5 $T(s)$ optimization results for tandem structures

工况	参数	数值
直行	A_{s1}	1.435×10^9
	B_{s1}	3.935×10^{11}
	C_{s1}	2.714×10^9
	D_{s1}	8 045 184
	E_{s1}	$4.786\,7 \times 10^8$
	F_{s1}	$4.786\,7 \times 10^8$
转向	A_{s2}	2.957×10^8
	B_{s2}	1.305×10^9
	C_{s2}	7.708×10^9
	D_{s2}	817 099.4
	E_{s2}	2.412×10^7
	F_{s2}	$5.694\,5 \times 10^7$

$$F_{es2}(s) = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T_{s2}(s)} \right) [\dot{Z}_{bl}(s) - \dot{Z}_{sl}(s)] \quad (23)$$

改变悬架结构,对并联结构的直行工况进行优化,数据如表 6 所示。直行工况下阻抗传递函数 $T_{p1}(s)$ 和 F_{ep1} 为:

$$T_{p1}(s) = \frac{2.64 \times 10^8 s^2 + 1.399 \times 10^{10} s + 8.04 \times 10^8}{2\,165\,000 s^2 + 99\,935\,300 s + 7.309 \times 10^8} \quad (24)$$

$$F_{ep1}(s) = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T_{p1}(s)} \right) [\dot{Z}_{ul}(s) - \dot{Z}_{sl}(s)] \quad (25)$$

加入鱼钩转向工况后重新优化,数据如表 6 所示,转向工况下阻抗传递函数 $T_{p2}(s)$ 和 F_{ep2} 为:

$$T_{p2}(s) = \frac{1.976 \times 10^8 s^2 + 8.682 \times 10^9 s + 1.447 \times 10^{10}}{463\,984 s^2 + 2\,879\,208 s + 91\,279\,872} \quad (26)$$

$$F_{ep2}(s) = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \left(J_s s + \frac{K_e K_t}{T_{p2}(s)} \right) [\dot{Z}_{ul}(s) - \dot{Z}_{sl}(s)] \quad (27)$$

根据无源网络综合特性,双二次型阻抗传递函数可用不超过 9 个元件进行串并联组合,然而在实际应用中,网络综合得到的元件数越少越好,更利于工程实现,按照最简化原则,以此检验其最简实现的判定条件。根据式(20)(22)以及式(24)(26)可知,所优化得到的阻抗传递函数满足

表 6 并联结构的 $T(s)$ 优化结果

Table 6 $T(s)$ optimization results for parallel structures

工况	参数	数值
直行	A_{p1}	2.64×10^8
	B_{p1}	1.399×10^{10}
	C_{p1}	8.04×10^8
	D_{p1}	2 165 000
	E_{p1}	99 935 300
	F_{p1}	7.309×10^8
转向	A_{p2}	1.976×10^8
	B_{p2}	8.682×10^9
	C_{p2}	1.447×10^{10}
	D_{p2}	463 984
	E_{p2}	2 879 208
	F_{p2}	91 279 872

正则条件,可用五元件进行串并联被动实现。优化后阻抗传递函数的网络结构如图 8、图 9 所示,其中,图 8(a)(b)是车辆串联悬架结构在两种工况下优化得到的外端电网络;图 9(a)(b)是车辆并联悬架结构在两种工况下优化得到的外端电网络。图中, L 是电感器, R 是电阻器, C 是电容器。优化结果对应外端电网络元件参数如表 7 所示。

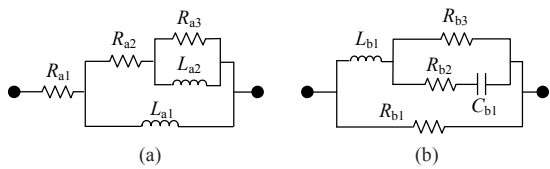


图 8 串联结构两种工况下的电网络结构

Fig. 8 Electrical layout of series structure under two working conditions

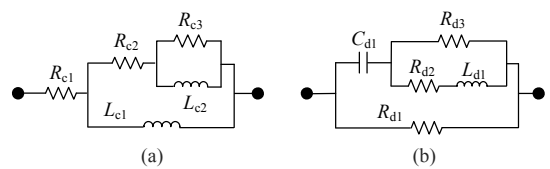


图 9 并联结构两种工况下的电网络结构

Fig. 9 Electrical layout of parallel structure under two working conditions

表 7 外端电网络元件参数

Table 7 Parameters of external electrical network elements		
结构	参数	数值
图 8(a)	电感 L_{a1}/H	0.1
	电感 L_{a2}/H	0.16
	电阻 R_{a1}/Ω	2.5
	电阻 R_{a2}/Ω	2.7
	电阻 R_{a3}/Ω	36.6
图 8(b)	电感 L_{b1}/H	0.12
	电容 C_{b1}/F	0.05
	电阻 R_{b1}/Ω	19.5
	电阻 R_{b2}/Ω	7.1
图 9(a)	电阻 R_{c1}/Ω	44.23
	电感 L_{c1}/H	0.42
	电感 L_{c2}/H	0.16
	电阻 R_{c2}/Ω	6.07
	电阻 R_{c3}/Ω	4.41
图 8(b)	电感 L_{d1}/H	0.4
	电容 C_{d2}/F	0.013
	电阻 R_{d1}/Ω	39.64
	电阻 R_{d2}/Ω	1.43
	电阻 R_{d3}/Ω	28.45

4 仿真分析

仿真分析中,分别对车辆进行直行和转向两种工况下进行测试,其中串联结构 S1 外接适用直行的电网络,串联结构 S2 外接适用转向的电网络。并联结构 P1 外接适用直行的电网络,并联结构 P2 外接适用转向的电网络。

图 10 到 13 中展示了车速以 20 m/s 直行时车身加速度时域响应,以及以车辆左悬架为例的悬架动行程和轮胎动载荷时域响应,采图参见电子版,以下同。由表 8 中可知,无外端电网络的 P0 以及 S0 悬架相较于被动悬架在乘坐舒适性上提升微弱,20 m/s 下的车身加速度分别降低 2.69% 和 7.88%。而外接电网络后的 P1 和 S1 悬架则改善明显,车身加速度分别降低 9.27% 和 17.96%,悬架动行程和轮胎动载荷也有一定的降低。如雷达图 13 所示,车速为 20 m/s 时,相较于被动悬架,

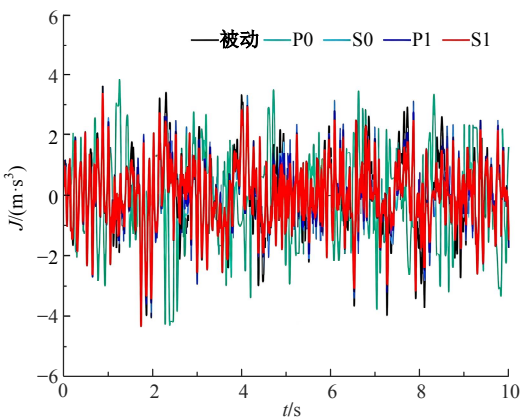


图 10 直线工况下的车身加速度

Fig. 10 Body acceleration under straight-line conditions

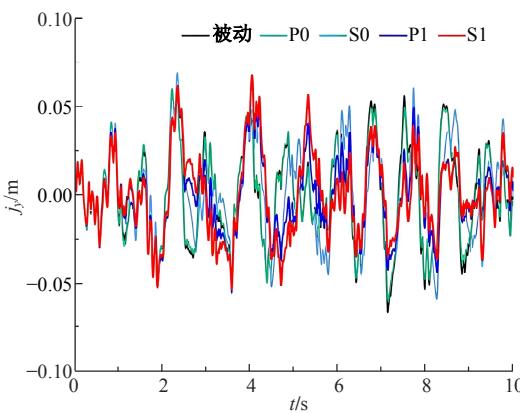


图 11 直线工况下的悬架动行程

Fig. 11 Suspension working space under straight-line operating conditions

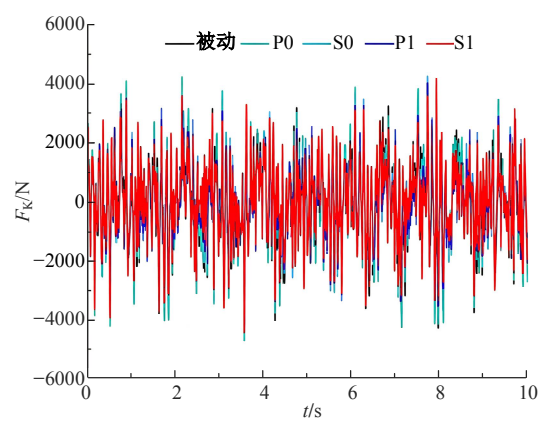


图 12 直线工况下的轮胎动载荷

Fig. 12 Dynamic tire loads in straight line conditions

P1和S1悬架动行程分别降低9.73%和11.06%，从而避免了悬架触底风险。但P1悬架在轮胎动载荷表现上有些许恶化，而S1悬架的轮胎动载荷RMS较被动悬架减少8.76%。可见，直行工况下S1悬架在降低车身加速度和悬架动行程以及轮胎动载荷上显著优于P1，表明其兼顾性能提升和

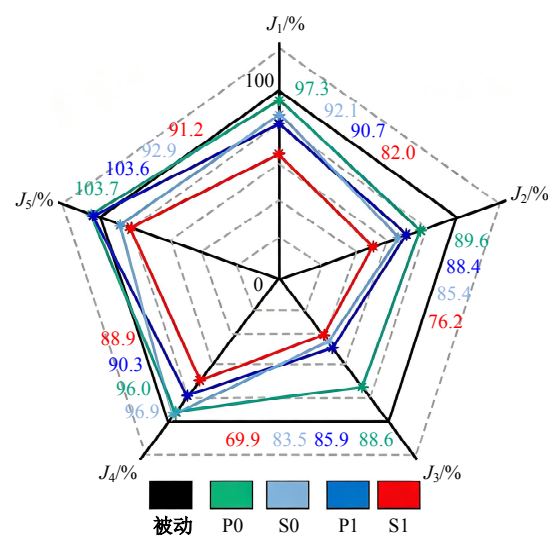


图 13 直行工况下悬架性能参数雷达图

Fig. 13 Radar diagram of suspension performance parameters under straight line conditions

工程可行性，验证了串联构型优势。因此，相较于P1悬架，S1悬架可以更好地提高车辆垂向动态性能。

表 8 直行工况下的悬架性能指标

Table 8 Suspension performance indicators for straight driving conditions

指标	被动	P0	改善/%	S0	改善/%	P1	改善/%	S1	改善/%
车身加速度/(m·s ⁻¹)	1.361 5	1.324 9	2.69	1.254 2	7.88	1.235 3	9.27	1.117 0	17.96
侧倾角均方根/rad	0.016 4	0.014 7	10.37	0.014 0	14.63	0.014 5	11.59	0.012 5	23.78
侧倾角峰值/rad	0.045 6	0.040 4	11.40	0.038 1	16.45	0.039 2	14.04	0.031 9	30.04
平均悬架动行程/m	0.022 6	0.021 7	3.98	0.021 9	3.09	0.020 4	9.73	0.020 1	11.06
平均轮胎动载荷/N	1 275.6	1 322.8	-3.69	1 185.6	7.06	1 321.0	-3.56	1 163.8	8.76

在转向工况下，为评价车辆的侧向稳定性，采用鱼钩转向输入，表9和图14~图18展示了不同车辆悬架的车身加速度、车身侧倾角、悬架动行程和轮胎动载荷的对照。对比不同悬架性能指标上的差异，从表9看出，P0悬架的车身加速度和侧倾角均方根值都只是略微降低。而S0悬架在侧倾角均方根上虽然低于传统被动悬架，但是侧倾角峰值却与传统被动悬架相当，这难以进一步改善车辆的侧倾性能。

图19和表9展示了在直行时表现优异的S1悬架，但在转向时其车身侧倾性能改善微弱甚至恶化。其中，侧倾角峰值比传统被动悬架仅降低0.5%。侧倾角均方根值比传统被动悬架增大3.38%，可见在直行工况优化出来的结构，难以适用于转向工况。

而针对转向工况优化的P2和S2悬架，虽然车身加速度优化幅度不如S1悬架，但相较于传统被动悬架和S0悬架，在侧倾角峰值和侧倾角均方

表 9 转向工况下的悬架性能指标

Table 9 Suspension performance indicators under steering conditions

指标	被动	P0	改善/%	S0	改善/%	P2	改善/%	S2	改善/%	S1	改善/%
车身加速度/(m·s ⁻¹)	1.399 6	1.362 9	2.62	1.311 9	6.27	1.275 1	8.89	1.265 4	9.59	1.142 4	18.38
侧倾角均方根/rad	0.032 5	0.030 8	5.23	0.029 7	8.62	0.028 4	12.62	0.024 3	25.23	0.033 6	-3.38
侧倾角峰值/rad	0.099 2	0.096 8	2.42	0.097 5	1.71	0.085 7	13.61	0.073 3	26.11	0.098 7	0.50
平均悬架动行程/m	0.029 8	0.029 1	2.35	0.029 7	0.34	0.024 4	18.12	0.022 1	25.84	0.028 4	4.69
平均轮胎动载荷/N	1 375.3	1 359.1	1.18	1 241.8	9.71	1 272.6	7.47	1 227.9	10.72	1 264.8	8.04

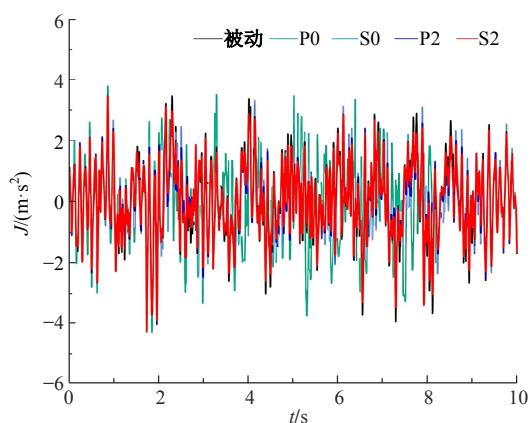


图14 转向工况下的车身加速度

Fig. 14 Body acceleration under steering condition

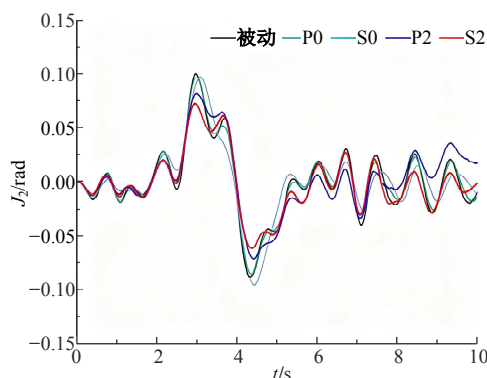


图15 不同悬架结构的车身侧倾角比较

Fig. 15 Comparison of body roll angle of different suspension structures

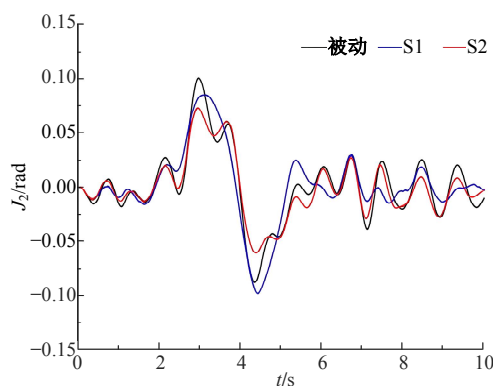


图16 不同电网络结构车身侧倾角比较

Fig. 16 Comparison of body roll angle of different electrical network structures

根值上有大幅的降低。其中,P2和S2悬架的侧倾角均方根值比传统被动悬架分别降低12.62%和25.23%,侧倾角峰值比传统被动悬架分别降低13.61%和26.11%。可见,机电ISD悬架通过外端电网络进一步改善了车辆的侧向稳定性,提高了车辆行驶的安全性和操纵稳定性,并且S2悬

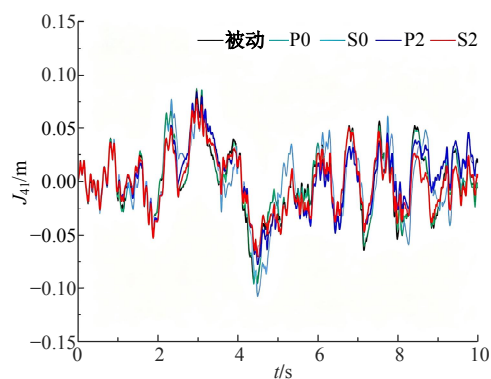


图17 转向工况下的悬架行程

Fig. 17 Suspension working space under steering conditions

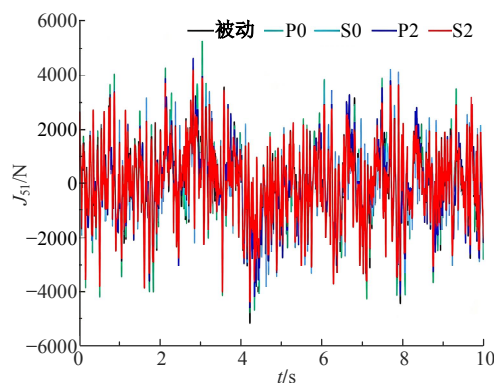


图18 转向工况下的轮胎动载荷

Fig. 18 Dynamic tire loads under steering conditions

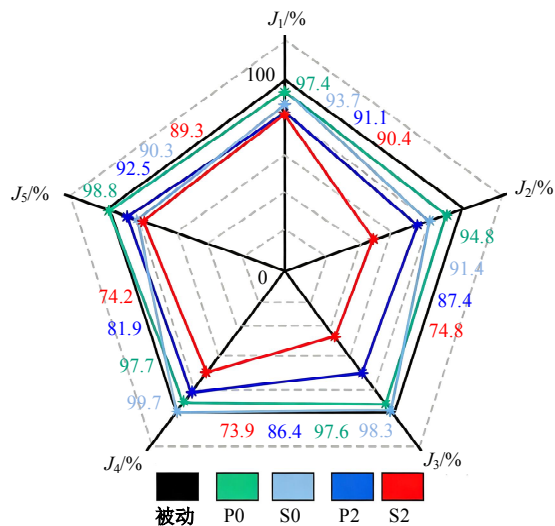


图19 转向工况下悬架性能参数雷达图

Fig. 19 Radar diagram of suspension performance parameters under steering conditions

架的改善幅度大于P2悬架。

综上所述,S型悬架无论在直行还是转向工况都优于P型悬架,因此本文选用S型悬架作为车辆机电ISD悬架的构型并进一步研究。图20

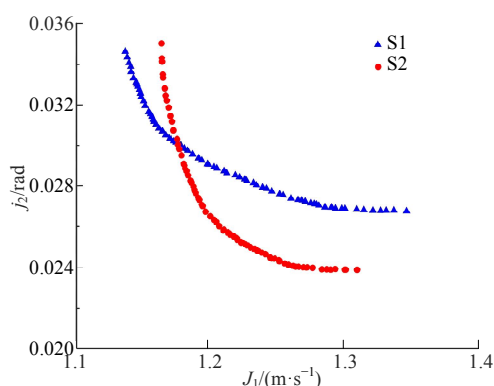


图 20 两种电网络结构的帕累托前沿比较

Fig. 20 Comparison of Pareto frontiers for two electrical network structures

的帕累托前沿中展示了 S 型悬架外接不同电网络带来的性能取向差异。其中, S1 悬架倾向于车身加速度的降低, 而 S2 悬架则倾向于降低车身侧倾角。因此, 为尽可能提升悬架在不同工况下的性

能, 使得车辆始终保持最佳性能指标, 本文通过设计一种外接电网络切换控制器, 使车辆机电 ISD 悬架可以依据行驶工况切换外端电网络结构。

如图 21 所示, 蓝色框内为电磁继电器, 红色框内为两种不同的外端电网络。左侧是由 $T_{S1}(s)$ 阻抗传递函数综合得到的适用于直行的电网络结构, 右侧是由 $T_{S2}(s)$ 阻抗传递函数综合得到的适用于转向的电网络结构。当车辆转向时, 输入切换信号, 使电磁继电器内部线圈通电, 电流流经线圈产生磁场, 进而吸引铁芯移动带动开关触点的闭合, 将机电 ISD 悬架外端电网络由直行电网络结构(a)转变为适用转向电网络结构(b), 实现外端电路的切换。当转向动作完成时, 线圈断电, 磁场消失, 铁芯在弹簧的作用下复位, 开关触点恢复原状, 外端电路恢复为电网络结构(a), 此悬架结构称为 S3。

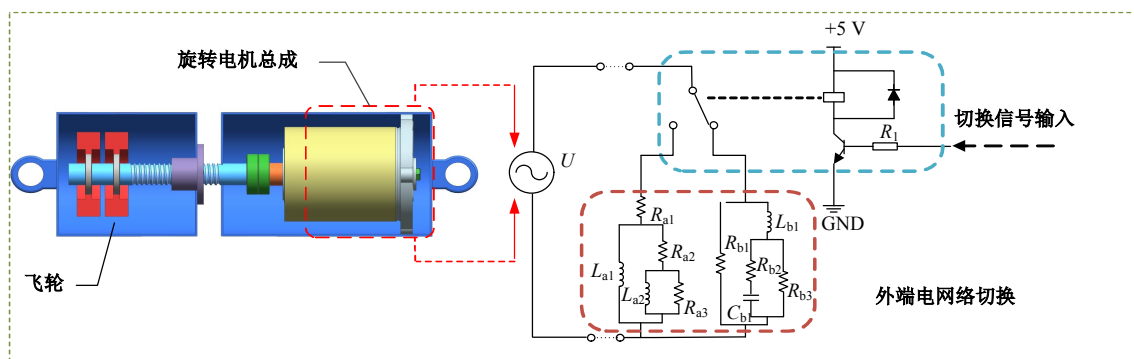


图 21 S3 悬架结构示意图

Fig. 21 S3 suspension structure diagram

图 22 展示了通过切换外端电网络而实现的效果。0~2 s 直行工况时, 车辆机电 ISD 外接电网络为直行结构, 以改善车身加速度为主要目标。2 s 时车辆转向, 此时外端电网络切换为转向结构, 以降低车身侧倾角为主要目标。5 s 时车辆完成转向开始直行, 外端电路则恢复为直行结构。这使车辆不仅在直行时减小车身加速度, 还在转向等紧急变向的工况下, 最大幅度地降低车身侧倾角峰值, 提高车辆在转向时的安全性。如图 23 所示, 通过电磁继电器切换机电 ISD 的外端电网络, 使车辆侧倾角峰值和均方根值明显下降, 车身加速度和悬架动行程相较于 S0 悬架进一步降低, 并明显优于传统被动悬架, 进一步拓展了被动悬

架性能边界, 实现对车辆乘坐舒适性和侧向稳定性的协同提升。

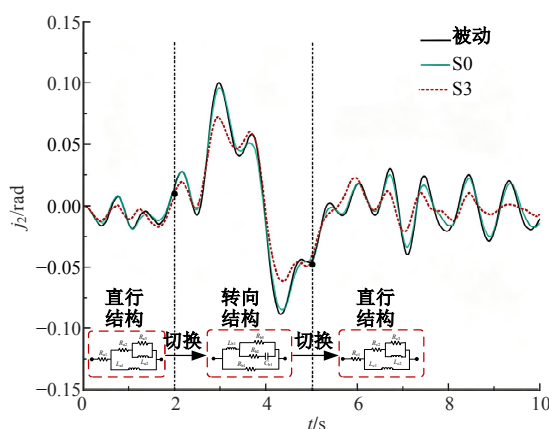


图 22 车身侧倾角比较

Fig. 22 Comparison of body roll angle

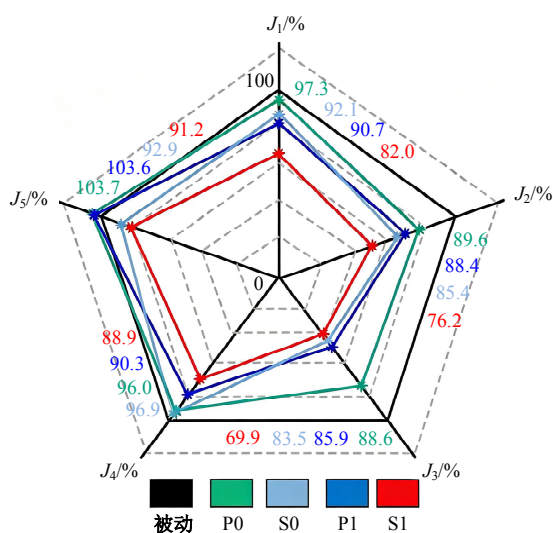


图23 S3悬架性能指标雷达图

Fig. 23 S3 suspension performance indicators radar chart

5 结束语

本文研究了基于机电ISD悬架协同提升车辆乘坐舒适性及侧向稳定性,提出在不同工况下切换控制机电惯容器外端电网络来协调车辆的乘坐舒适性和侧向稳定性。以不同构型的车辆机电ISD悬架作为研究对象,建立了三自由度半车动力学模型。利用NSGA-II算法在不同行驶工况下对车辆机电ISD悬架的外端电网络进行优化求解。结果表明,S型悬架性能优于P型悬架。因此,以S型悬架为车辆机电ISD悬架构型,并通过切换控制其外端电网络改变机电ISD悬架的性能倾向,从而适用不同的行驶工况,使车身加速度和车身侧倾角均方根值分别降低12.7%和25.9%,达到协同提高车辆的整体性能的目标。

参考文献:

- [1] NHTSA. Traffic safety facts 2010: a compilation of motor vehicle crash data from the fatality analysis reporting system and general estimates system [R]. 2012.
- [2] 金智林, 严正华. 基于二次预测型横向载荷转移率的汽车侧翻预警研究[J]. 中国机械工程, 2019, 30(15): 1790-1795.
Jin Zhi-lin, Yan Zheng-hua. Research on vehicle roll-over warning based on secondary predicted lateral load transfer rate[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(15): 1790-1795.
- [3] 邹梓杰, 严运兵. 转向制动联合的线控转向汽车防侧翻控制研究[J]. 机械设计与制造, 2023 (1): 145-149.
Zou Zi-jie, Yan Yun-bing. Research on anti-rollover control of steering-by-wire vehicle with combined steering and braking[J]. Machinery Design & Manufacture, 2023 (1): 145-149.
- [4] 孙帅. 基于主动脉冲转向的SUV防侧翻控制研究[D]. 福州: 福州大学车辆工程, 2017.
Sun Shuai. Research on anti-rollover control of SUV based on active pulse steering[D]. Fuzhou: Department of Automotive Engineering, Fuzhou University, 2017.
- [5] 卢少波, 李以农, 郑玲. 基于制动与悬架系统的车辆主动侧翻控制的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(8): 669-675.
Lu Shao-bo, Li Yi-nong, Zheng Ling. Research on vehicle active rollover control based on brake and suspension system[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(8): 669-675.
- [6] Shim T, Velusamy P C. Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1/2): 129-152.
- [7] Zhong S R, Zhao Y, Ge L H, et al. Vehicle state and bias estimation based on unscented Kalman filter with vehicle hybrid kinematics and dynamics models [J]. Automotive Innovation, 2023, 6(4): 571-585.
- [8] Anubi O M, Crane III C D. Roll stabilisation of road vehicles using a variable stiffness suspension system [J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(12): 1894-1917.
- [9] Yao J L, Lv G W, Qv M Y, et al. Lateral stability control based on the roll moment distribution using a semiactive suspension[J]. Journal of Automobile Engineering, 2017, 231(12): 1627-1639.
- [10] Zhang H Z, Liang J S, Yuan C C, et al. Application of explicit model predictive control to a vehicle semi-active suspension system[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2019, 39(3): 772-786.
- [11] Xiao L J, Wang M, Zhang B J, et al. Vehicle roll stability control with active roll-resistant electro-hydraulic suspension[J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2020, 15: 43-54.
- [12] Hu Z M, Liao Y S, Liu J J, et al. Investigation of vehicle stability by integration of active suspension,

- torque vectoring, and direct yaw control[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2022, 6(4): 441-459.
- [13] Konieczny J, Sibiela M, Rączka W. Active vehicle suspension with anti-roll system based on advanced sliding mode controller[J]. Energies, 2020, 13(21): 5560.
- [14] Cui L F, Xue X Y, Le F X, et al. Design and experiment of electro hydraulic active suspension for controlling the rolling motion of spray boom[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2019, 12(4): 72-81.
- [15] Yang L, Wang R C, Meng X P, et al. Performance analysis of a new hydropneumatic inerter-based suspension system with semi-active control effect[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(7): 1883-1896.
- [16] Yin Y M, Li S. E, Tang K M, et al. Approximate optimal filter design for vehicle system through actor-critic reinforcement learning[J]. Automotive Innovation, 2022, 5(4): 415-426.
- [17] Li K, Cheng G Y, Sun X D, et al. Direct torque and suspension force control for bearingless induction motors based on active disturbance rejection control scheme[J]. IEEE Access, 2019, 7: 86989-87001.
- [18] Ding R K, Wang R C, Meng X P, et al. Energy consumption sensitivity analysis and energy-reduction control of hybrid electromagnetic active suspension[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 134: 106301.
- [19] Smith M C. Synthesis of mechanical networks: the inerter[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10): 1648-1662.
- [20] Smith M C, Wang F C. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerters[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 42(4): 235-57.
- [21] Wang R C, Meng X P, Shi D H, et al. Design and test of vehicle suspension system with inerters[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(15): 2684-2689.
- [22] 花杰, 沈钰杰, 陈龙, 等. 基于机电惯容的车辆ISD悬架的分数阶控制系统[J]. 汽车安全与节能学报, 2022, 13(1): 63-69.
- Hua Jie, Shen Yu-jie, Chen Long, et al. Fractional order control system of vehicle ISD suspension based on mechanical and electrical habitual capacity[J]. Journal of Automobile Safety and Energy Efficiency, 2022, 13(1): 63-69.
- [23] Shen Y J, Chen A, Du F, et al. Performance enhancements of semi-active vehicle air ISD suspension[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2025, 239(7): 2952-2963.
- [24] 杨所, 韩世昌, 李茜. 含惯容器的仿生X形悬架设计与减振性能分析[J]. 兵器装备工程学报, 2024, 45(6): 260-266.
- Yang Suo, Han Shi-chang, Li Qian. Design and vibration damping performance analysis of bionic X-shaped suspension with inertial vessel [J]. Journal of Military Equipment Engineering, 2024, 45(6): 260-266.
- [25] Wang F C, Chan H A. Vehicle suspensions with a mechatronic network strut[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(5): 811-830.
- [26] Shen Y J, Hua J, Fan W, et al. Optimal design and dynamic performance analysis of a fractional-order electrical network-based vehicle mechatronic ISD suspension[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 184: 109718.
- [27] Wang F C, Chen H J, Yu C H. Performance benefits of a full-car model with mechatronic inerter networks[C]//The SICE Annual Conference 2013, Nagoya, Japan, 2013: 1927-1932.
- [28] Yuan H, Li Y, Jiang J Z, et al. A design methodology for passive mechatronic vibration absorbers[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 167: 104523.
- [29] Shen Y J, Shi D H, Chen L, et al. Modeling and experimental tests of hydraulic electric inerter[J]. Science China Technological Sciences, 2019, 62(12): 2161-2169.
- [30] Kolda M M, Mansour N A, Lashin M, et al. Optimal layout of suspension system employing mechatronic inerter for comfort enhancement based on structure-immittance approach[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2024, 8(3): 409-425.
- [31] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [32] 江和耀, 王永海, 吴幼冬, 等. 四轮毂驱动电动车辆横向稳定与侧倾预防协同控制策略[J]. 吉林大学学

- 报:工学版, 2024, 54(2): 540-549.
- Jiang He-yao, Wang Yong-hai, Wu You-dong, et al. Coordinated lateral stability and rollover prevention control for four-wheel independent motor drive electric vehicles[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(2): 540-549.
- [33] 陈双, 宗长富, 张立军, 等. 主动悬架平顺性和侧倾姿态综合控制策略[J]. 吉林大学学报:工学版, 2011, 41(增刊2): 59-64.
- Chen Shuang, Zong Chang-fu, Zhang Li-jun, et al. Research on integrated control strategy of ride and roll attitude via active suspension[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(Sup. 1): 59-64.
- [34] Jiang J Z, Smith M C. Series-parallel six-element synthesis of biquadratic impedances[J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems I: Regular Papers, 2012, 59(11): 2543-2554.
- [35] Sseifi A, Hassannejad R, Hamed M A. Optimum design for passive suspension system of a vehicle to prevent rollover and improve ride comfort under random road excitations[J]. Journal of Multi-body Dynamics, 2016, 230(4): 426-441.
- [36] 齐琦, 毋涛. 基于改进NSGA-II算法的多目标生产智能调度[J]. 计算机技术与发展, 2021, 31(8): 162-168.
- Qi Qi, Wu Tao. Multi-objective production intelligent scheduling based on improved NSGA-II algorithm[J]. Journal of Computer Technology and Development, 2021, 31(8): 162-168.