

含圆弧形缓冲结构的仿袋鼠腿悬架 建模与行为特性研究

宋勇, 刘林鑫, 李占龙, 连晋毅, 孟杰, 燕碧娟

(太原科技大学机械工程学院, 030024, 太原)

摘要: 为追求综合性能更优的车辆悬架,借鉴长期跳跃行进在复杂地形中的袋鼠腿部结构,针对一种含圆弧形缓冲结构的三连杆式仿袋鼠腿悬架(简称仿生悬架)开展研究。设计一种双圆弧道缓冲阻尼结构以模拟袋鼠腿跳跃运动中筋膜、肌肉等组织的缓冲减振效果,并将其布置于3个仿生关节处;为探讨所提悬架的行为特性,采用Lagrange方程建立1/4车辆动力学模型;通过Pro/E建立三维圆弧形缓冲结构并导入ADAMS进行悬架动力学特性仿真分析。研究发现:①仿生悬架运动参数间存在严重非线性耦合关系,其动力学方程难以解析求解。②采用亚元结构与柔性体相连并将约束施加到亚元结构的方法,可实现圆弧形缓冲结构实体建模与运动仿真。③随着路面等级和车速的增加,悬架的动态特性参数值增加,但均在合理范围内;车身垂向加速度相对增长率降低,其传递率(10.7%~2%)整体呈下降趋势;轮胎动位移传递率(8.6%~10.6%)增加,但变化平缓;悬架结构设计合理,具有良好的路面适应性、高速舒适性和稳定性。④仿生悬架表现出良好的抗冲击性能。⑤仿生悬架各项特性参数均优于对比文献中传统悬架的,表明悬架仿生设计的正确性和有效性。⑥仿生悬架在2 Hz和14 Hz附近出现共振峰,避开了人体敏感的频率区间,表现出良好的频响特性。

关键词: 悬架;三连杆式仿袋鼠腿;圆弧形缓冲结构;行为特性;动力学

中图分类号: TH212;TH213.3 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202109004 **文章编号:** 0253-987X(2021)09-0028-11



OSID 码

Research on Modeling and Behavioral Characteristics of Bionic Kangaroo Leg Suspension with Circular Arc-Buffer Structures

SONG Yong, LIU Linxin, LI Zhanlong, LIAN Jinyi, MENG Jie, YAN Bijuan

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: To pursue a vehicle suspension with better overall performance, a three-link bionic kangaroo leg suspension with circular arc-buffer structures is investigated based on the kangaroo leg structure jumping in complex terrain for long time (hereinafter the bionic suspension). A double circular arc-buffer structure is designed to simulate the buffering and damping effects of tendons, muscles and the other tissues in the kangaroo leg jumping motion, and it is arranged at the three bionic joints. For exploring the behavioral characteristics of the proposed suspension, a 1/4 vehicle dynamics model is constructed by Lagrange equations. A three-dimensional circular arc-buffer structure is established via Pro/E and imported into ADAMS for suspension dynamics simulation analysis. It is found that there is a serious nonlinear coupling relationship among the

收稿日期: 2021-02-01。 作者简介: 宋勇(1981—),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51805347);山西省自然科学基金资助项目(201901D111245;201901D211293)。

网络出版时间: 2021-06-08

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20210607.1638.006.html>

kinematic parameters of the bionic suspension, which leads a difficulty in solving the dynamics equations; the solid modeling and motion simulation can be carried out by connecting the sub-element structure with the flexible body and imposing the constraint to the sub-element structure to create a double circular arc constraint; with the increasing road grade and vehicle speed, the values of dynamic characteristic parameters rise up, but they are all within reasonable ranges; the relative growth rate of the body acceleration decreases and the overall transmissibility ($10.7\% - 2\%$) shows a downward trend; the tire dynamic displacement transmissibility ($8.6\% - 10.6\%$) increases and the transmissibility change is relatively gentle. The results indicate that the designed suspension structure is reasonable and the bionic suspension is endowed with good road adaptability, high speed comfort, stability and impact resistance. The characteristic parameters of the bionic suspension are better than those of the traditional suspension in the comparative literatures. The bionic suspension has resonance peaks around 2 Hz and 14 Hz, which avoids the sensitive frequency range of human body to demonstrate the good frequency response characteristics.

Keywords: suspension; three-link imitation kangaroo legs; circular arc-buffer structure; behavioral characteristic; dynamics

悬架是车辆车架(车身)和车桥(车轮)之间一切传力连接装置的总称。它弹性地连接车身和车桥,缓冲和传递不平路面产生的振动与冲击,确保车辆具有一定的乘坐舒适性和操纵稳定性^[1-3]。因此,车辆的品质在一定程度上取决于悬架的结构与性能。悬架一般由弹性元件、减振元件和导向机构共3部分组成。按刚度、阻尼参数是否可调节分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架。被动悬架因成本低、可靠性高、技术较成熟等优点,现已被广泛应用,但因刚度、阻尼参数不可调节,难以确保车辆在不同工况下的乘坐舒适性和操纵稳定性。随着车辆的广泛应用以及人们对车辆舒适性和安全性要求的日益严格,悬架的结构与性能设计面临着严峻的挑战。因此,设计与研究一种舒适、安全的高品质悬架已成为当前车辆研发的一个重要课题。

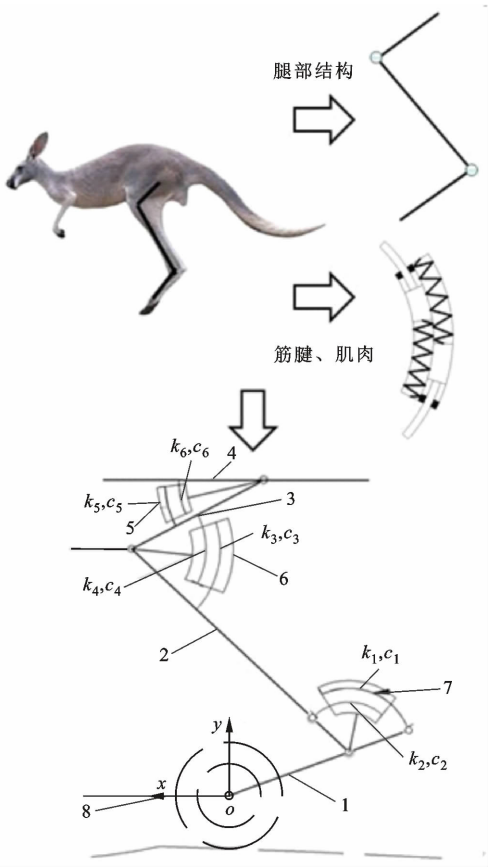
仿生学是一门交叉学科,为解决复杂、困难的工程问题提供了新思路和新方法^[4-7]。研究发现,生活在澳大利亚草原和沙漠等复杂地形中的袋鼠,其腿部结构通过不断的进化演变,形成了独特的运动结构,具有合理的肌肉、尺寸比例和质量分布,拥有奔跑速度快、越障碍能力强、运动稳健且能耗低等特点^[8-10]。这些特点与车辆悬架的特性要求不谋而合。受此启发,文献^[11-12]借鉴长期进化的袋鼠腿结构,演化成一种三连杆式仿袋鼠腿悬架,并对其垂向特性开展研究。研究发现,该结构具有良好的缓冲隔振性能和控制特性,但阻尼缓冲元件采用直弹簧并联阻尼器的结构形式,仿生关节角度变化时,其

处于非线性摆动拉压状态,不能很好地适应袋鼠腿姿态调节的旋转运动^[11-12]。因此,本文在前期研究的基础上,设计一种双圆弧道缓冲阻尼结构^[13],模拟袋鼠腿跳跃运动中筋腱、肌肉等组织的缓冲减振效果,并将其布置于悬架的仿生关节处,构建出一种含圆弧形缓冲阻尼结构的仿袋鼠腿悬架。为研究所提悬架的行为特性,本文构建出含圆弧形结构的三连杆式仿袋鼠腿悬架,建立 Lagrange 1/4 车辆动力学模型及 ADAMS 仿真模型,分析参数特性并与传统悬架进行对比分析,以验证所提悬架设计的有效性和合理性。

1 含圆弧形结构的仿袋鼠腿悬架构建

根据文献^[14],袋鼠大腿长度约占腿部总长度的23%,小腿长度约占46%,脚趾长度约占31%,小腿长度约为大腿长度的两倍,即其腿部结构长度比为1:2:1.35。剖析袋鼠腿的运动发现:姿态调节主要通过腿部骨骼绕其关节做平面旋转运动来实现;缓冲减振性能主要依靠腿部肌腱和肌肉在神经系统自适应控制下调节腿部的姿态来实现。

本文依据袋鼠腿骨骼比例设计仿生大腿骨杆、小腿骨杆及足骨杆。为适应袋鼠腿姿态调节的旋转运动及缓冲减振性能的有效实现,设计一种双圆弧道缓冲阻尼结构替代直弹簧结构,以模拟袋鼠腿跳跃运动中筋腱、肌肉等组织的缓冲减振效果,并将其布置于仿生关节处,构建出含圆弧形结构的三连杆式仿袋鼠腿悬架,见图1。



1—足骨杆；2—小腿杆；3—大腿杆；4—简化车身；
5—踝关节弹簧阻尼器；6—膝关节弹簧阻尼器；
7—髋关节弹簧阻尼器；8—车轮。

图 1 含圆弧形结构的三连杆式仿袋鼠腿悬架的构建
Fig. 1 Construction of the three-link bionic kangaroo leg suspension with circular arc-buffer structures

本文选取某中型车辆为参考车型,设定悬架静平衡高度为 0.4 m^[15],1/4 车辆簧载质量为 400 kg^[16],悬架压缩与回弹的最大行程为 0.1 m^[17]。悬架的杆长根据静平衡位置及悬架的行程来确定。悬架关节弹簧阻尼器的刚度和阻尼系数通过 ADAMS 仿真试算确定,具体的悬架设计参数如表 1 所示。在实际运动中,由于存在着圆弧形导轨壁对弹簧的运动约束,弹簧的动刚度会相对表 1 所列的刚度发生变化。

2 含圆弧形结构的仿袋鼠腿悬架动力学建模

含圆弧形结构的三连杆式仿袋鼠腿悬架的动力学简图如图 2 所示。为了便于建模和分析,现做以下假设:①各连杆质量均匀且集中在质心处;②连杆和圆弧形轨道均为刚性体,圆弧形弹簧为柔性体,可

沿轨道被拉压;③各杆件和车身只绕铰接点作平动或相对转动,不考虑摩擦影响。

表 1 仿生悬架设计参数

Table 1 Design parameters of the bionic suspension	
参数	数值
1/4 车身簧载质量 m_4/kg	400
轮胎质量 m_1/kg	30
仿生足、小腿、大腿骨杆质量 $m_1, m_2, m_3/\text{kg}$	7.80,10.00,5.00
仿生足、小腿、大腿骨杆转动惯量 $I_1, I_2, I_3/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.20,0.59,0.07
仿生足、小腿、大腿骨杆长度 $l_1, l_2, l_3/\text{m}$	0.28,0.42,0.21
简化车身长度 l_4/m	0.14
踝关节圆弧形弹簧刚度系数 $k_1, k_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	129 600,129 600
踝关节阻尼系数 $c_1, c_2/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	45 000,45 000
膝关节圆弧形弹簧刚度系数 $k_3, k_4/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	27 338,27 338
膝关节阻尼系数 $c_3, c_4/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	15 000,15 000
髋关节圆弧弹簧刚度系数 $k_5, k_6/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	80 000,80 000
髋关节阻尼系数 $c_5, c_6/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	20 000,20 000
轮胎刚度 $k_t/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	210 000
足骨杆与地面的初始角度 $\theta_{10}/(^{\circ})$	160.1
小腿骨杆与水平的初始角度 $\theta_{20}/(^{\circ})$	43.1
大腿骨杆与水平的初始角度 $\theta_{30}/(^{\circ})$	152.5

采用 Lagrange 方程法对仿生悬架进行动力学建模,以 $\theta_1 \sim \theta_4$ 为广义坐标,则仿生悬架动力学方程为

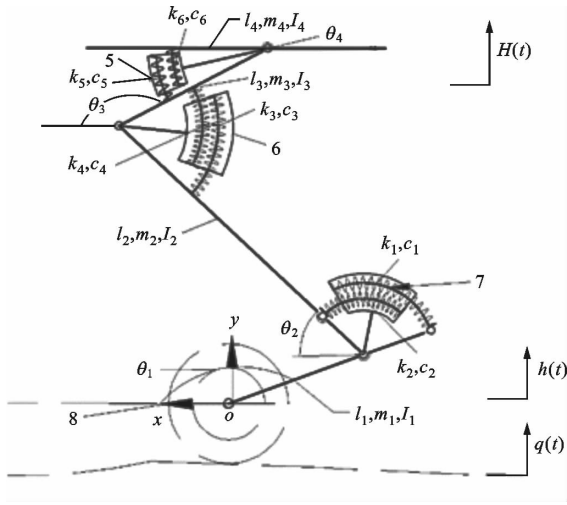
$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i}\right)-\frac{\partial L}{\partial \theta_i}+\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_i}=Q_i, \quad i=1,2,3,4 \quad (1)$$

式中: $L=T-V$, T 为系统总动能, V 为系统总势能; D 为系统总耗散能; Q_i 为广义坐标 θ_i 对应的广义力矩。所以,式(1)也可以写成

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial \theta_i}+\frac{\partial V}{\partial \theta_i}+\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_i}=Q_i, \quad i=1,2,3,4 \quad (2)$$

系统的总动能为

$$T=\frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_i \dot{\theta}_i^2+\frac{1}{2} m_1 \dot{q}^2(t)+\frac{1}{2} m_1\left[\frac{1}{4} l_1^2 \dot{\theta}_1^2+l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \dot{h}(t)+\dot{h}^2(t)\right]+\frac{1}{2} m_2\left[\frac{4}{9} l_1^2 \dot{\theta}_1^2+\frac{1}{4} l_2^2 \dot{\theta}_2^2+\frac{2}{3} l_1 \dot{\theta}_1 l_2 \dot{\theta}_2 \cos \left(\theta_1-\theta_2\right)+2 \dot{h}(t)\left(\frac{2}{3} l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1+\right.\right.$$



θ_1 —足骨干与 x 轴正向夹角; θ_2 —小腿骨干与 x 轴正向夹角;
 θ_3 —大腿骨干与 x 轴正向夹角; θ_4 —车身与 x 轴正向夹角;
 $h(t)$ —轮胎对路面不平度的响应; $q(t)$ —路面激励。

图2 含圆弧形结构的三连杆式仿袋鼠腿悬架动力学简图
 Fig. 2 The dynamics diagram of the three-link bionic kangaroo leg suspension with circular arc structure

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \Big) + \dot{h}^2(t) \Big] + \frac{1}{2} m_3 \Big[\frac{4}{9} l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + \\ & \frac{1}{4} l_3^2 \dot{\theta}_3^2 + \frac{4}{3} l_1 \dot{\theta}_1 l_2 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{2}{3} l_1 \dot{\theta}_1 l_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_1 - \\ & \theta_3) + l_2 \dot{\theta}_2 l_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_2 - \theta_3) + 2\dot{h}(t) \Big(\frac{2}{3} l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \\ & l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + \frac{1}{2} l_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \Big) + \dot{h}^2(t) \Big] + \frac{1}{2} m_4 \Big[\dot{h}^2(t) + \\ & \frac{4}{9} l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + l_3^2 \dot{\theta}_3^2 + \frac{1}{4} l_4^2 \dot{\theta}_4^2 + \frac{4}{3} l_1 \dot{\theta}_1 l_2 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \\ & \theta_2) + \frac{4}{3} l_1 \dot{\theta}_1 l_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_1 - \theta_3) + \frac{2}{3} l_1 \dot{\theta}_1 l_4 \dot{\theta}_4 \cos(\theta_1 - \\ & \theta_4) + 2l_2 \dot{\theta}_2 l_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_2 - \theta_3) + l_2 \dot{\theta}_2 l_4 \dot{\theta}_4 \cos(\theta_2 - \\ & \theta_4) + l_3 \dot{\theta}_3 l_4 \dot{\theta}_4 \cos(\theta_3 - \theta_4) + 2\dot{h}(t) \Big(\frac{2}{3} l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \\ & l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + l_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + \frac{1}{2} l_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 \Big) \Big] \quad (3) \end{aligned}$$

系统的总势能为

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2} k_1 (l_{k1} - l_{k10} + \Delta x_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (l_{k2} - l_{k20} + \\ & \Delta x_2)^2 + \frac{1}{2} k_3 (l_{k3} - l_{k30} - \Delta x_3)^2 + \frac{1}{2} k_4 (l_{k4} - l_{k40} - \\ & \Delta x_4)^2 + \frac{1}{2} k_5 (l_{k5} - l_{k50} - \Delta x_5)^2 + \frac{1}{2} k_6 (l_{k6} - l_{k60} - \\ & \Delta x_6)^2 + \frac{1}{2} k_i (h(t) - \Delta x_i)^2 + m_1 g \Big(\frac{1}{2} l_1 \sin \theta_1 + \\ & h(t) \Big) + m_2 g \Big(\frac{2}{3} l_1 \sin \theta_1 + \frac{1}{2} l_2 h(t) \sin \theta_2 \Big) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & m_3 g \Big(\frac{2}{3} l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 + \frac{1}{2} l_3 \sin \theta_3 + h(t) \Big) + \\ & m_4 g \Big(\frac{2}{3} l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 + l_3 \sin \theta_3 + \\ & \frac{1}{2} l_4 \sin \theta_4 + h(t) \Big) + m_i g h(t) \quad (4) \end{aligned}$$

式中: d 为弧形导轨的宽度; l_{ki} 和 l_{ki0} ($i=1, 2, \dots, 6$) 分别为肌腱弹簧的原长和静平衡长度; Δx_i 为各弹簧静平衡下的变化量。

系统的总耗散能为

$$\begin{aligned} D = & \frac{1}{2} c_1 \Big[(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \frac{1}{3} l_1 \Big]^2 + \frac{1}{2} c_2 \Big[(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \Big(\frac{1}{3} l_1 - \\ & d \Big) \Big]^2 + \frac{1}{2} c_3 \Big[(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \Big(\frac{1}{2} l_3 + d \Big) \Big]^2 + \frac{1}{2} c_4 \Big[(\dot{\theta}_2 - \\ & \dot{\theta}_3) \frac{1}{2} l_3 \Big]^2 + \frac{1}{2} c_5 \Big[(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) \frac{2}{3} l_3 \Big]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_6 \Big[(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) \Big(\frac{2}{3} l_3 - d \Big) \Big]^2 \quad (5) \end{aligned}$$

将式(3)~(5)能量表达式对广义坐标进行积分求解,之后代入式(2),得到对应的广义力矩。由于结果过于复杂,本文只给出 θ_4 对应的广义力矩 Q_4

$$\begin{aligned} Q_4 = & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_4} + \frac{\partial V}{\partial \theta_4} + \frac{\partial D}{\partial \theta_4} = I_4 \ddot{\theta}_4 + \\ & \frac{1}{3} m_4 l_1 l_4 \cos(\theta_1 - \theta_4) \ddot{\theta}_1 + \frac{1}{2} m_4 l_2 l_4 \cos(\theta_2 - \theta_4) \ddot{\theta}_2 + \\ & \frac{1}{2} m_4 l_3 l_4 (\theta_3 - \theta_4) \ddot{\theta}_3 + \frac{1}{2} m_4 l_4^2 \ddot{\theta}_4 + \frac{1}{2} m_4 l_4 \cos \theta_4 \ddot{h}(t) - \\ & \frac{1}{3} m_4 l_1 l_4 \sin(\theta_1 - \theta_4) \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_4 l_2 l_4 \sin(\theta_2 - \theta_4) \dot{\theta}_2^2 - \\ & \frac{1}{2} m_4 l_3 l_4 \sin(\theta_3 - \theta_4) \dot{\theta}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 g l_4 \cos \theta_4 + k_5 (l_{k5} - \\ & l_{k50} - \Delta x_5) \frac{2}{3} l_3 + k_6 (l_{k6} - l_{k60} - \Delta x_6) \Big(\frac{2}{3} l_3 - d \Big) + \\ & c_5 \Big(\frac{2}{3} l_3 \Big)^2 (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + c_6 \Big(\frac{2}{3} l_3 - d \Big)^2 (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) \quad (6) \end{aligned}$$

由式(6)知,悬架的角度、角速度及角加速度参数间存在着严重的非线性耦合关系,动力学特性参数的解析求解存在很大困难。因此,本文采用仿真建模和数值分析对该悬架进行动态特性研究^[18-21]。

3 含圆弧形结构仿袋鼠腿悬架仿真建模

3.1 圆弧形弹簧的三维模型

本文采用 Pro/E 进行圆弧形弹簧的实体建模,并导入 ADAMS 中。圆弧弹簧的建模参数见表 2。

将建立好的弹簧导入到 ADAMS 中,移动到需要的位置后与杆件固定副连接。由于弹簧在运动中两端挤压会产生较大变形,采用刚体设置难以模拟

弹簧的变形,故采用 ADAMS/View flex 模块将弹簧处理成柔性体,见图 3,使之满足悬架结构运动学及动力学的仿真要求。

表 2 圆弧形弹簧建模参数

Table 2 Modeling parameters of circular arc spring

参数	数值		
	踝关节圆弧 弹簧(内、外)	膝关节圆弧 弹簧(内、外)	髋关节圆弧 弹簧(内、外)
材料	钢,剪切弹性模量为 8 000 MPa		
线径 d/mm	6.0	4.5	4.5
中径 D/mm	10	10	8
弹簧线圈 n	10	15	10
对应圆心角/ $^\circ$	117.5	70.6	27.5
对应半径/ mm	63.33,93.33	105,135	110,140

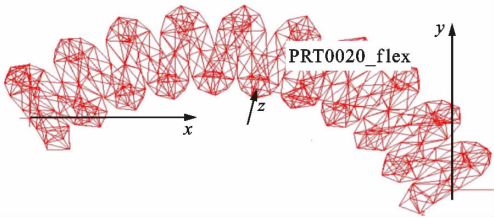


图 3 柔性圆弧形弹簧

Fig. 3 Flexible circular arc spring

3.2 圆弧形弹簧的约束设置

本文借鉴文献[22-23]的思路,添加亚元结构与柔性体相连,并将约束加载到亚元结构,对圆弧形弹簧的运动进行等效,创建了双圆弧道约束。

本文建立的亚元为尺寸和弹簧线圈一致的圆环,将质量和转动惯量设置为 0,并利用固定副将其与弹簧连接。选择有限的关键节点建立亚元,并创建亚元圆心与双圆弧道中心的共线约束,保证弹簧的圆周运动。

3.3 圆弧形仿生悬架仿真模型

采用 3.1 和 3.2 小节中的方法将 6 个弹簧都处理成柔性体并施加约束,建立 1/4 车辆仿生悬架 ADAMS 模型,见图 4。为了便于建模中实现圆弧弹簧不同弧道运动的关联协同,将一根刚性连杆分别与双圆弧道(已隐藏)中的两个弹簧末端相连。当弹簧运动时,由于刚体连杆的不可拉压性和运动轨迹的限制,两根弹簧会实现协同运动。

3.4 仿真路面模型

本文建立了利用滤波白噪声法得到的时域随机路面模型^[24],并通过编辑 STEP 函数在 ADAMS 中

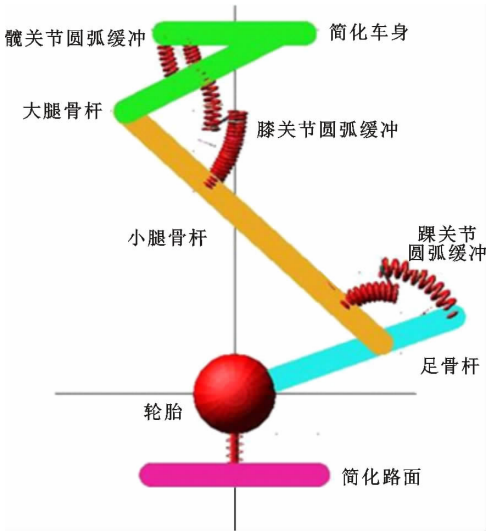


图 4 仿生悬架仿真模型

Fig. 4 Simulation model of the bionic suspension

生成了冲击路面模型。

4 仿袋鼠腿悬架被动特性仿真与分析

4.1 随机路面激励响应特性分析

采用 3.4 小节方法分别建立了 A、B、C、D、E 共 5 个等级的路面激励,并在 A、B、C 级路面下创建车速为 30、60、90、120 km/h 的 4 种路面激励,在 D 级路面下创建车速为 30、60、90 km/h 的 3 种路面激励,在 E 级路面下创建车速为 30 km/h 的路面激励。仿真时间设定为 20 s。

为全面有效地探讨含圆弧形结构的仿袋鼠腿悬架的行为特性,本文以相同车速-不同路面等级和相同路面等级-不同车速为两种仿真方案,分别对车身垂向加速度、悬架动挠度、轮胎动位移等特性参数进行研究和讨论。因篇幅有限,仅给出部分仿真结果,见图 5~13 和表 3。

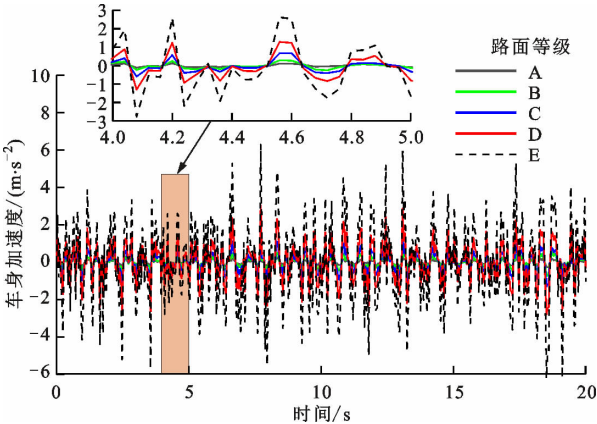


图 5 30 km/h 时不同路面等级下的车身加速度

Fig. 5 Body acceleration at 30 km/h on different grade roads

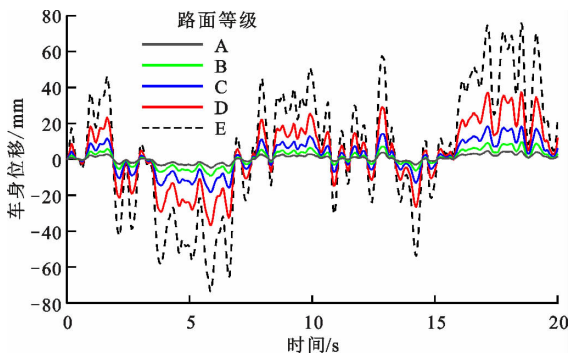


图 6 30 km/h 时不同路面等级下的车身位移
Fig. 6 Body displacement at 30 km/h on different grade roads

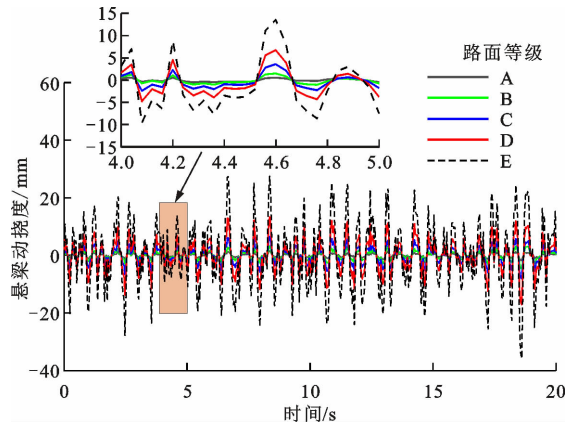


图 7 30 km/h 时不同路面等级下的悬架动挠度
Fig. 7 Suspension dynamic deflection at 30 km/h on different grade roads

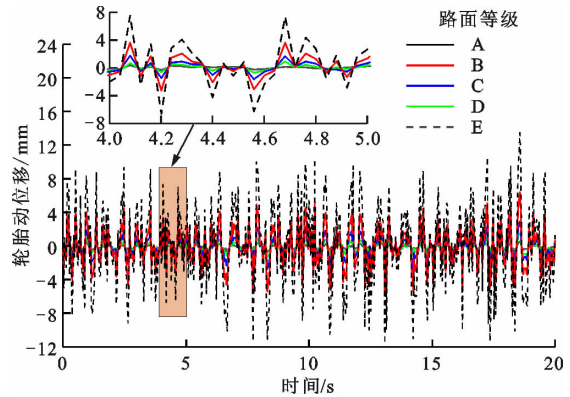


图 8 30 km/h 时不同路面等级下的轮胎动位移
Fig. 8 Tire dynamic displacement at 30 km/h on different grade roads

图 5~8 为车速 30 km/h 时 5 种路面等级(A~E)下的车身加速度(图 5)、车身位移(图 6)、悬架动挠度(图 7)和轮胎动位移(图 8)的时域响应,可以看出,这些响应均随着路面等级的增加而增加。由图 5 知,E 级路面的车身垂向加速度最大,处于 $-6\sim6\text{ m/s}^2$ 间,在合理范围内。根据图 7~8 知,随着路面等级的增加,悬架动挠度($-35\sim30\text{ mm}$)和轮胎动

位移($-12\sim14\text{ mm}$)响应均增加,且在合理范围内。

图 9 和图 10 对比了 C 级路面 4 种不同车速下的车身垂向加速度响应和轮胎动位移响应。可以看出,随车速的增加,车身垂向加速度和轮胎动位移也增加,但其增幅小于路面等级增加带来的影响。计算发现,悬架动挠度随车速的变化规律与车身垂向加速度的变化规律相似。此外,悬架在随机路面激励下的运动姿态调整较为平稳。

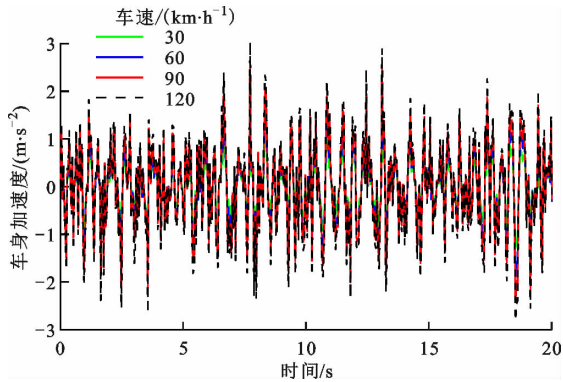


图 9 C 级路面不同速度下的车身加速度
Fig. 9 Body acceleration at different speeds on class-C road

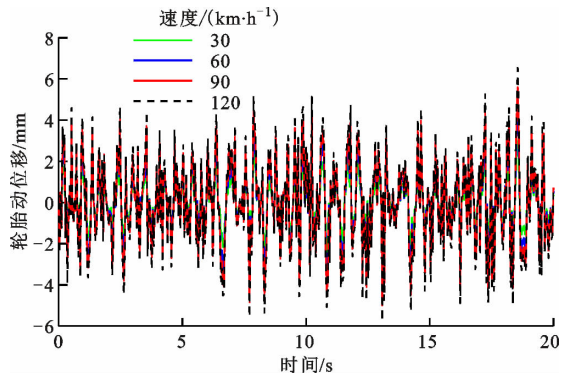


图 10 C 级路面不同速度下的轮胎动位移
Fig. 10 Tire dynamic displacement at different speeds on class-C road

在 D 级路面 60 km/h 车速激励下,仿生踝、髌、膝关节变化角度如图 11~13 所示。可以看出,悬架仿生关节角度的变化规律相似,表明其响应存在一定线性关系。仿生髌关节变化角度范围为 $22.3^\circ\sim24.5^\circ$,最大角度差为 2.2° ;仿生膝关节变化角度范围为 $63.1^\circ\sim66.7^\circ$,最大角度差为 3.6° ;仿生踝关节变化角度范围为 $124^\circ\sim131.6^\circ$,最大角度差为 7.6° ;悬架整体仿生关节角度变化不大。

为了进一步分析不同车速和路面等级对悬架响应的影响,将车身垂向加速度等悬架性能参数均方根及其传递率列于表 3 中。不同路面对应的车身垂向加速度和轮胎动位移相对增长率如图 14 和 15 所

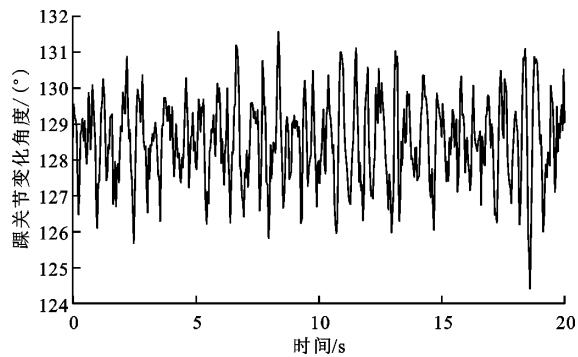


图 11 仿生踝关节变化角度

Fig. 11 Angle change of the bionic ankle joint

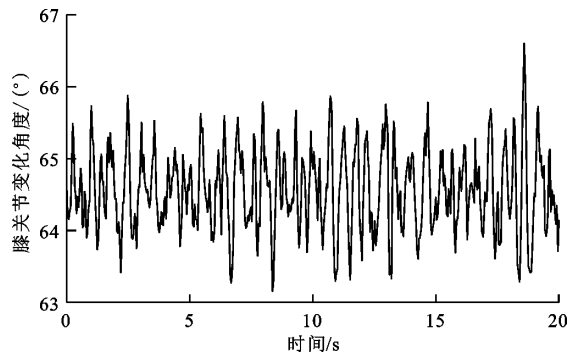


图 13 仿生膝关节变化角度

Fig. 13 Angle change of the bionic knee joint

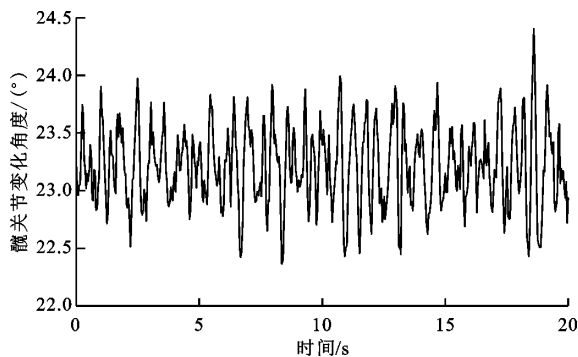


图 12 仿生髋关节变化角度

Fig. 12 Angle change of the bionic hip joint

示。结合表 3、图 14 和 15 可以得到以下结论。

(1) 车身垂向加速度、车身位移、悬架动挠度和轮胎动位移的均方根都随着路面等级和车速的增加而增加,且均在合理的范围内,表明本文所提仿生悬架结构设计合理。

(2) 在相同路面等级下,随着车速的提高,车身垂向加速度(如图 14 所示)和悬架动挠度的均方根相对增长率降低。以 C 级路面为例:车速 30 km/h 时,车身垂向加速度均方根为 0.43 m/s²;车速 60 km/h 时,车身垂向加速度均方根为 0.64 m/s²,相对增长率为 48.84%;车速 90 km/h 时,加速度均方

表 3 含圆弧形缓冲结构仿袋鼠腿悬架的动态响应

Table 3 Dynamic response of the bionic kangaroo leg suspension with circular arc-buffer structure

路面等级	车速/ (km·h ⁻¹)	路面激励加 速度均方根 /(m·s ⁻²)	车身垂向加 速度均方根 /(m·s ⁻²)	车身垂向 加速度传 递率/%	悬架动挠 度均方根 /mm	路面激励位 移均方根 /mm	车身位移 均方根 /mm	轮胎动位 移均方根 /mm	轮胎动 位移传 递率/%
A	30	0.75	0.08	10.71	0.51	2.41	2.46	0.21	8.71
	60	1.67	0.12	7.19	0.77	3.39	3.53	0.30	8.85
	90	2.65	0.16	6.03	0.92	4.18	4.27	0.38	9.03
	120	4.04	0.20	4.95	1.09	4.81	4.96	0.45	9.30
B	30	3.96	0.20	5.05	1.09	4.81	4.96	0.45	9.30
	60	8.19	0.29	3.54	1.61	6.80	7.00	0.66	9.71
	90	12.25	0.36	2.94	1.95	8.28	8.60	0.81	9.79
	120	18.97	0.43	2.27	2.29	9.64	9.90	0.95	9.84
C	30	19.03	0.43	2.26	2.29	9.64	9.90	0.95	9.84
	60	21.21	0.64	3.02	3.32	13.60	14.00	1.37	10.08
	90	30.17	0.79	2.62	4.11	16.67	17.26	1.71	10.27
	120	32.09	0.93	2.90	4.76	19.10	19.87	1.97	10.34
D	30	31.06	0.93	2.99	4.77	19.10	19.87	1.97	10.34
	60	62.45	1.33	2.13	6.80	27.02	28.11	2.85	10.53
	90	79.67	1.66	2.08	8.37	34.21	34.79	3.61	10.55
E	30	91.52	1.96	2.14	9.80	38.34	40.00	4.07	10.63

根为 0.79 m/s^2 , 相对增长率为 23.44% ; 车速 120 km/h 时, 加速度为 0.93 m/s^2 , 相对增长率为 17.72% 。同理, 悬架动挠度的相对增长率分别为 45% 、 23.8% 和 15.82% 。这表明仿生悬架具有良好的路面响应特性。从车身垂向加速度传递率数据可得: 随着路面等级和车速的改变, 车身垂向加速度传递率大致呈下降趋势, 其中 A 级路面的传递率较大。除 A 级路面外, 车身垂向加速度传递率在 $5\%\sim 2\%$ 之间, 变化范围较小, 表明该悬架具有良好的路面适应性和稳定良好的缓冲隔振性能。

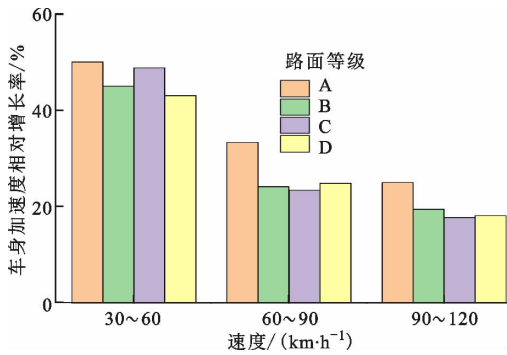


图 14 车身垂向加速度相对增长率

Fig. 14 Relative growth rate of the body vertical acceleration

(3) 随着路面等级和车速的提高, 轮胎动位移及其传递率总体均呈上升趋势, 但轮胎动位移 ($0.21\sim 4.07\text{ mm}$) 及其传递率 ($8.6\%\sim 10.6\%$) 变化范围小且变化平稳, 表明该悬架具有良好的稳定性和缓冲隔振性能; 在相同路面下, 随着车速的增加, 轮胎动位移数值增加量减少及增加率呈明显的下降趋势 (如图 15 所示), 表明悬架高速稳定性更优; 相对于车速的提高, 路面等级的提高导致的轮胎动位移及其传递率增加更为明显, 表明路面等级对轮胎动位移及其传递率的影响大于车速的影响。

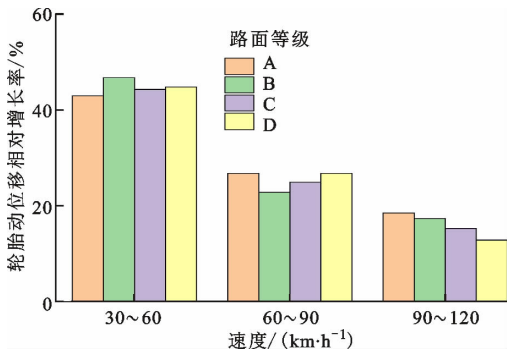


图 15 轮胎动位移相对增长率

Fig. 15 Relative growth rate of tire dynamic displacement

4.2 冲击路面激励响应特性分析

冲击路面激励下车身的垂向动态位移如图 16 所示, 车身垂向加速度如图 17 所示, 各仿生关节角度如图 18 所示。从图 16、17 可以看出: 仿生悬架经历正、负向激励后, 车身位移相对路面激励降低约 50% , 车身垂向加速度相对路面激励降低约 87% , 且经历 1.6 s 左右车身质心回复至静平衡位置; 相对于正向激励, 仿生悬架对负向激励的位移及加速度的缓冲隔振效果略好; 仿生悬架的被动模式能较好地隔离冲击路面激励。从图 18 可以看出: 悬架经历正向冲击时, 仿生踝关节、膝关节和髋关节角度呈先增大-减小-减小再调整的形式 ($13^\circ, -6^\circ, -4^\circ$); 经历负向冲击时, 仿生踝关节、膝关节和髋关节角度呈先减小-增大-增大再调整的形式 ($-14^\circ, 5.8^\circ, 3.3^\circ$); 仿生踝关节处的角度变化最大; 这些结果和袋鼠腿的运动特性相吻合, 悬架表现出一定的仿袋鼠运动特征。

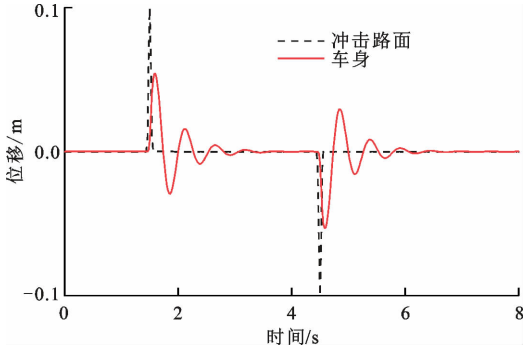


图 16 冲击路面车身位移响应

Fig. 16 Body displacement response on impact road

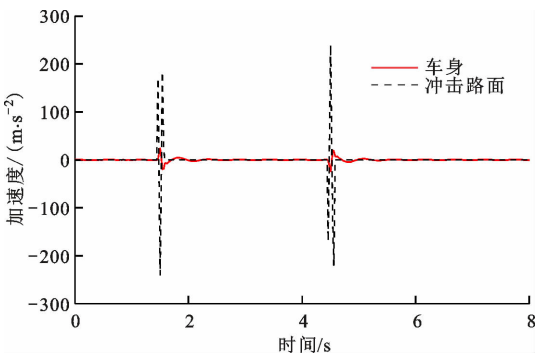


图 17 冲击路面车身加速度响应

Fig. 17 Body acceleration response on impact road

4.3 仿生悬架与传统悬架性能对比分析

为了验证仿袋鼠腿三连杆悬架的性能, 与文献 [25-26] 的传统悬架在同等条件下进行车身加速度、悬架动挠度和轮胎动位移均方根值的对比分析。对比工况为: ①B 级路面、车速 20 km/h , C 级路面、车

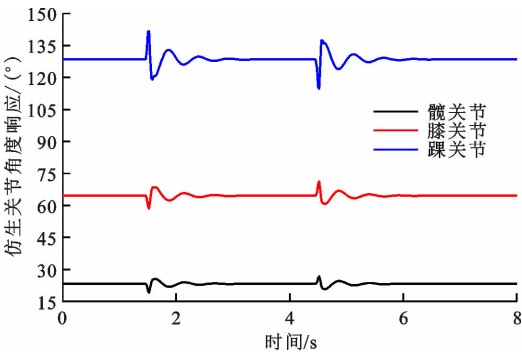


图 18 冲击路面仿生关节角度响应

Fig. 18 Angle response of bionic joint on impact road

速 20 km/h;②B 级路面、车速 72 km/h,C 级路面、车速 50 km/h。对比结果如表 4、5 所示。

表 4 仿生悬架与文献[25]中传统悬架特性参数的对比

Table 4 Comparison of characteristic parameters between the bionic suspension and the traditional suspension in reference [25]

路面等级	车速/ (km·h ⁻¹)	特性参数	数值	
			仿生悬架	传统悬架
B	20	垂向加速度均方根/ (m·s ⁻²)	0.15	0.72
		悬架动挠度均方根/ mm	0.87	9.00
		轮胎动位移均方根/ mm	0.35	1.10
C	20	垂向加速度均方根/ (m·s ⁻²)	0.35	1.44
		悬架动挠度均方根/ mm	1.87	18.10
		轮胎动位移均方根/ mm	0.79	2.10

从表 4 可知:在 B 级路面车速 20 km/h 时,仿生悬架垂向加速度均方根(0.15 m/s²)相对传统悬架(0.72 m/s²)降低了 79.17%,悬架动挠度降低了 90.33%,轮胎动位移降低了 68.18%;在 C 级路面车速 20 km/h 时,仿生悬架垂向加速度均方根(0.35 m/s²)相对传统悬架(1.44 m/s²)降低了 75.69%,悬架动挠度降低了 89.67%,轮胎动位移降低了 62.38%。从表 5 可知:在 B 级路面车速 72 km/h 时,垂向加速度均方根值相对传统悬架降低了 76.76%,悬架动挠度降低了 93.75%,轮胎动位

移降低了 82.56%;在 C 级路面车速 50 km/h 时,垂向加速度降低了 75.53%,动挠度降低了 93.67%,轮胎动位移降低了 82.64%。结果表明,含圆弧形缓冲结构的仿袋鼠腿悬架各项被动特性均优于对比文献中传统悬架的,验证了悬架仿生设计的正确性和有效性。

表 5 仿生悬架与文献[26]中传统悬架特性参数的对比

Table 5 Comparison of characteristic parameters between the bionic suspension and the traditional suspension in reference [26]

路面等级	车速/ (km·h ⁻¹)	特性参数	数值	
			仿生悬架	传统悬架
B	72	垂向加速度均方根/ (m·s ⁻²)	0.33	1.42
		悬架动挠度均方根/ mm	1.80	28.80
		轮胎动位移均方根/ mm	0.75	4.30
C	50	垂向加速度均方根/ (m·s ⁻²)	0.58	2.37
		悬架动挠度均方根/ mm	3.04	48.00
		轮胎动位移均方根/ mm	1.25	7.20

4.4 频响特性分析

为分析含圆弧形缓冲结构的三连杆仿袋鼠腿悬架在频域下的传递特性,对其加速度传递特性进行频域响应分析。由于仿生悬架存在强烈的非线性耦合特性,解析法难以求出其频率传递函数,故用近似估计法进行求解,具体步骤可参考文献[15]和[27]。传递特性计算式为

$$H_a(f) = \sqrt{\frac{T^{-1} \int_0^T Z^2(t) dt}{T^{-1} \int_0^T x^2(t) dt}} \tag{7}$$

因为三连杆存在严重非线性,故本文采用 ADAMS 的设计变量进行扫频以获得加速度的均方根。

图 19、20 分别为车身加速度相对简谐路面位移和简谐加速度的传递特性曲线。可以看出:含圆弧形缓冲结构的三连杆仿袋鼠腿悬架在 $f_0=2$ Hz(车身固有频率)和 $f_i=14$ Hz(轮胎固有频率)处发生共振响应,避开了人体敏感的频率范围(4~8 Hz);

$\sqrt{2}f_0 \leq f \leq f_i$ 时,悬架对车身响应起主要的衰减作用; $f \geq f_i$ 时,车身响应进一步被轮胎衰减,下降速率加快;车身加速度传递率最大值为 10.06 dB,数值较小。结果表明,悬架具有良好的频响特性,进一步验证了悬架结构设计的合理性。

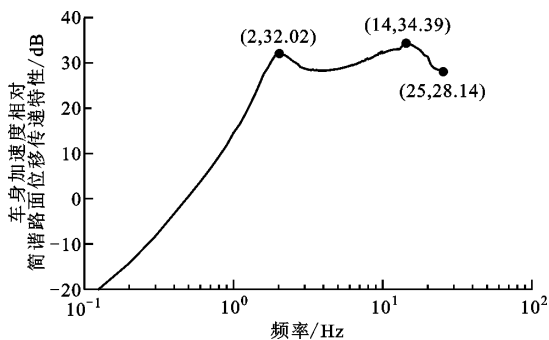


图 19 车身加速度相对简谐路面位移传递特性

Fig. 19 Transmission characteristics of body acceleration relative to harmonic road displacement

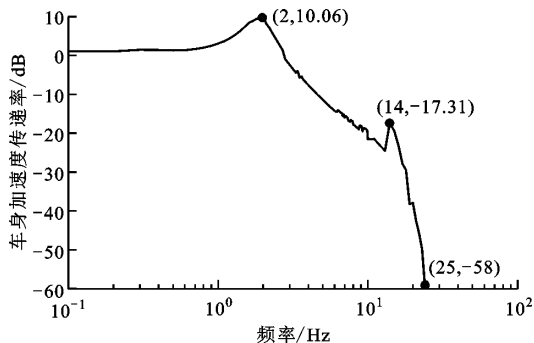


图 20 车身加速度传递率频响特性

Fig. 20 The frequency response characteristic of body acceleration transmissibility

5 结 论

为追求高品质的悬架,本文从仿生设计方案的角度出发,构建出一种含圆弧形缓冲结构的仿袋鼠腿三连杆悬架,进行了动力学建模和行为特性分析,得到以下结论。

(1)不同工况下,仿生悬架的特性参数均在合理范围内,表明悬架结构设计的合理性和可行性。

(2)相对于传统悬架,仿生悬架能够有效改善路面适应性、舒适性和稳定性,这与最初的研究目标相一致,验证了仿生思路的正确性和有效性。

(3)仿生悬架的车身和车轮固有频率在 2 Hz 和 14 Hz 左右,避开了人体敏感的频率区间,且车身加速度传递率最大值较小,表明悬架具有良好的频响特性,进一步验证了悬架结构设计的合理性。此外,

车身固有频率略大,表明刚度阻尼等系数还有进一步优化的空间。

参考文献:

- [1] ISHIDA Y. Recent development of the passive vibration control method [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 29: 2-18.
- [2] HUREL J, MANDOW A, GARCÍA-CEREZO A. Kinematic and dynamic analysis of the McPherson suspension with a planar quarter-car model [J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(9): 1422-1437.
- [3] TERMOUS H, SHRAIM H, TALJ R, et al. Coordinated control strategies for active steering, differential braking and active suspension for vehicle stability, handling and safety improvement [J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(10): 1494-1529.
- [4] 范政武, 王铁, 陈峙. 基于人工鱼群算法的车辆平顺性优化分析 [J]. 农业工程学报, 2016, 32(6): 107-114.
FAN Zhengwu, WANG Tie, CHEN Zhi. Vehicle ride comfort analysis and optimization based on artificial fish swarm algorithm [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(6): 107-114.
- [5] 陈殿生, 张自强, 陈科位. 仿生蝗虫机构着陆缓冲过程中的能量分配 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 196-202.
CHEN Diansheng, ZHANG Ziqiang, CHEN Kewei. Energy allocation in landing buffering process for biomimetic locust mechanism [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 196-202.
- [6] 王国彪, 陈殿生, 陈科位, 等. 仿生机器人研究现状与发展趋势 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 27-44.
WANG Guobiao, CHEN Diansheng, CHEN Kewei, et al. The current research status and development strategy on biomimetic robot [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 27-44.
- [7] 丁良宏. BigDog 四足机器人关键技术分析 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(7): 1-23.
DING Lianghong. Key technology analysis of BigDog quadruped robot [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(7): 1-23.
- [8] 樊重庆, 董海军, 葛文杰, 等. 液动仿袋鼠弹跳机器人单腿动力学分析及仿真 [J]. 机械设计与制造, 2012(5): 177-179.
FAN Chongqing, DONG Haijun, GE Wenjie, et al. Dynamic analysis and kinetic simulation for one leg of hydraulically actuated bionic kangaroo-hopping robot

- [J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(5): 177-179.
- [9] 詹望. 仿袋鼠跳跃机器人多刚体动力学研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2007: 10-20.
- [10] GANESH K K, PATHAK P M. Dynamic modelling & simulation of a four legged jumping robot with compliant legs [J]. Robotics and Autonomous Systems, 2013, 61(3): 221-228.
- [11] 宋勇, 车江轩, 孙大刚, 等. PAM 仿袋鼠腿悬架仿真建模及垂向参数特性研究 [J]. 太原科技大学学报, 2019, 40(5): 401-409.
- SONG Yong, CHE Jiangxuan, SUN Dagang, et al. Modeling and vertical parameter characteristics study of PAM bionic kangaroo leg suspension [J]. Journal of Taiyuan University of Science and Technology, 2019, 40(5): 401-409.
- [12] SONG Yong, SHI Jiahao, LI Zhanlong, et al. Modeling and dynamic response characteristics study of a PAM bionic kangaroo leg suspension [J]. The International Journal of Acoustics and Vibration, 2020, 25(2): 254-265.
- [13] 宋勇, 史佳豪, 章新, 等. 一种带有弧形减振器的仿袋鼠腿悬架: 202010109080. X [P]. 2020-05-15.
- [14] 葛文杰. 仿袋鼠跳跃机器人运动学及动力学研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2006: 13-30.
- [15] 宋勇, 杜锐, 李占龙, 等. 双菱形仿袋鼠腿悬架的 PID 和 Fuzzy-PID 控制特性研究 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(20): 149-160.
- SONG Yong, DU Rui, LI Zhanlong, et al. Characteristics study based on PID and Fuzzy-PID control of a double-diamond bionic kangaroo leg suspension [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(20): 149-160.
- [16] 朱柏霖, 秦武, 上官文斌, 等. 基于双横臂的 1/4 汽车模型及其等效模型的建模控制研究 [J]. 振动与冲击, 2019, 38(10): 6-14.
- ZHU Bolin, QIN Wu, SHANGGUAN Wenbin, et al. Modeling and control of a quarter-car model with double wishbones and its equivalent two degrees of freedom model [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(10): 6-14.
- [17] 王望予. 汽车设计 [M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2004: 139-141.
- [18] 吴旭东, 左曙光, 雷镭, 等. 基于摩擦自振的轮胎悬架振动系统仿真分析 [J]. 振动与冲击, 2011, 30(9): 89-93.
- WU Xudong, ZUO Shuguang, LEI Lei, et al. Simulation on friction induced self-excited vibration of tire-suspension system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(9): 89-93.
- [19] 张亮修, 王宇, 吴光强, 等. 汽车阻尼可调半主动悬架混杂模型预测控制 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(11): 156-164.
- ZHANG Liangxiu, WANG Yu, WU Guangqiang, et al. Hybrid model predictive control of semi-active suspension with variable damping shock absorber [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(11): 156-164.
- [20] SANDU C, ANDERSEN E R, SOUTHWARD S. Multibody dynamics modelling and system identification of a quarter-car test rig with McPherson strut suspension [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1/2): 153-179.
- [21] KHAN M A, ABID M, AHMED N, et al. Nonlinear control design of a half-car model using feedback linearization and an LQR controller [J]. Applied Sciences, 2020, 10(9): 3075.
- [22] 周建刚. 基于 ADAMS 的弧形螺旋弹簧双质量飞轮仿真分析 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2006: 15-31.
- [23] 黄正, 陈德民, 王丹杰, 等. 双质量飞轮的弧形弹簧设计及仿真分析 [J]. 装甲兵工程学院学报, 2009, 23(4): 31-35.
- HUANG Zheng, CHEN Demin, WANG Danjie, et al. Design and simulation analysis on arc helix spring of dual mass flywheel [J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2009, 23(4): 31-35.
- [24] 陈杰平, 陈无畏, 祝辉, 等. 基于 Matlab/Simulink 的随机路面建模与不平度仿真 [J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 11-15.
- CHEN Jieping, CHEN Wuwei, ZHU Hui, et al. Modeling and simulation on stochastic road surface irregularity based on Matlab/Simulink [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 11-15.
- [25] 马克. 汽车主动悬架的模糊控制策略研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2018: 46-55.
- [26] 耿龙伟. 空气悬架自整定模糊 PID 控制策略及试验研究 [D]. 扬州: 扬州大学, 2014: 46-52.
- [27] 张磊, 张进秋, 罗涛, 等. 车辆悬架系统性能综合评价方法研究 [J]. 汽车工程, 2016, 38(12): 1494-1499.
- ZHANG Lei, ZHANG Jinqiu, LUO Tao, et al. A research on comprehensive performance evaluation method for vehicle suspension system [J]. Automotive Engineering, 2016, 38(12): 1494-1499.

(编辑 陶晴 荆树蓉)