

一种二自由度减振气囊设计及整机运输仿真

陈宁, 张功学, 李列琴, 孟彦辉, 康泰, 张斌, 胡晓强
(陕西科技大学, 西安 710021)

摘要: 目的 设计一种二自由度的减振气囊装置, 模拟整车运输过程, 并计算仿真验证结构的减振性能, 为后续研究整车货运包装减振提供基础。方法 根据达朗贝尔原理简化被包装易碎件在运输过程中的理论模型, 并建立车辆的运动学方程。使用 Simulink 等软件模拟滤波白噪声时域模型, 并进行求解, 通过振动模型分析得出与运输安全相关联的 3 个振动分析图, 最后建立合适振动模型的评价机制。结果 通过理论模型和仿真演示得到, 在常规行驶速度 40~50 km/h 条件下, 减振气囊的振幅为 0.02 m, 角变化范围为 0.004~0.009 rad。结论 在相关易碎件运输过程中, 基于二自由度的减振气囊系统可靠性较好。

关键词: 二自由度系统; 减振气囊结构; 动力学分析; 易碎件运输

中图分类号: TB486⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)03-0033-05

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.03.007

Design of Vibration-absorbent Airbag with Two Degrees of Freedom and Transportation Simulation of Complete Machine

CHEN Ning, ZHANG Gong-xue, LI Lie-qin, MENG Yan-hui, KANG Tai, ZHANG Bin, HU Xiao-qiang
(Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

ABSTRACT: The work aims to design a kind of vibration-absorbent airbag with two degrees of freedom, simulate the transport process of the complete vehicle and calculate the vibration absorption performance of the structure for simulation and verification, so as to lay a foundation for the follow-up study on the vibration absorption of shipping packaging for the complete vehicle. According to the D'Alembert's principle, the theoretical model of packaged fragile parts in the transport process was simplified and the kinematic equations were established. The time domain model of filtered white noise was simulated and solved by Simulink and other software. Three vibration analysis diagrams associated with traffic safety was obtained by vibration model analysis. Finally, the evaluation mechanism suitable for the vibration model was established. The amplitude and the angle change range of vibration-absorbent airbag is 0.02 m and 0.004~0.009 rad when the normal speed of 40~50 km/h. In the transport process of the relevant fragile parts, the vibration-absorbent airbag system based on the two degrees of freedom is of good reliability.

KEY WORDS: system with two degrees of freedom; vibration-absorbent airbag structure; dynamics analysis; fragile parts transportation

随着经济全球化的飞速发展, 路面运输中易碎件的安全性成为大众关注的焦点, 众多学者对路面减振进行了研究^[1~7]。目前, 大多易碎件在运输过程中, 由于运输环境激励的不同, 会对被包装的物品产生与之相对应的反向路面振动激励。通过查阅相关资料^[8~9]可知, 物品的损坏在很多方面是因为在路途中发生了相对应

的振动激励产生共振现象, 损坏了被包装物品。随着物品包装结构和减振技术的发展, 在减振领域中主要分为主动减振和被动减振两大手段, 对于大宗货物的运输安全领域, 目前缺乏因陆运而专门设计的无源减振结构, 因此针对这种大型设备的运输通常都采用设计通用的减振装置来保证相应设备的运输安全, 主动

收稿日期: 2017-06-21

基金项目: 国家科技重大专项 (2009ZX04001-014); 陕西省科技厅自然科学基础研究计划 (2014JM7264)

作者简介: 陈宁 (1995—), 男, 陕西科技大学硕士生, 主攻机械系统动力学。

通信作者: 张功学 (1964—), 男, 博士, 陕西科技大学教授, 主要研究方向为机械系统动力学、机械可靠性等。

减振的手段越来越广泛。在已有的工况条件下,设计了一种二自由度减振气囊结构,通过模拟车辆在运输条件下速度的不均匀性而导致被包装物易发生多种动力学情况,对此进行相关的装置设计,通过该装置实现减振而充分保护被运输物品的完整性。

1 减振气囊的结构设计

根据实际的运输条件,将公路运输条件简化为三大部分:被运输易碎件、减振气囊装置和相关路面激励。在运动学模型中路面激励可看作振源,减振气囊装置为减振装置,被运输易碎件为对应的测试件。减振气囊装置的具体工作流程见图1。具体工况:在车辆运输的过程中,由于路面的不平整性或者车辆加速度不均导致车辆在运输过程中产生相应的激励传到被运输易碎件中,被运输易碎件发生晃动,减振气囊装置通过法兰盘连接于被运输包装件的一角端,振动激励通过连接盘传递于减振气囊装置端盖。减振气囊装置通过2种方式进行减振:振动冲击较小的情况下通过弹性减振,即通过弹簧减振;通过减振气囊进行减振吸能。路面运输减振模拟见图2。减振气囊的结构简单,对环境要求低,减振效果好,设计的减振气囊装置结构见图3。

减振气囊装置包括法兰盘、托盘、减振杆、减振气囊。法兰盘四周开有通孔,可将托盘的边角部分与该被运输易碎件的连接盘通过螺栓组进行连接;托盘四边角开有通孔,通过螺栓组与减振杆一端相连接;减振杆一端与端盖相连接,另一端通过螺纹连接于减振气囊上盘;减振气囊下盘通过螺栓连接固定车辆底座。将图3的减振气囊结构通过螺栓组连接于减振装置的四角,减振杆的刚性和阻尼减振相结合,对运输过程中的路面激励进行吸能减振,最终实现被运输易碎件在振动过程的减振。

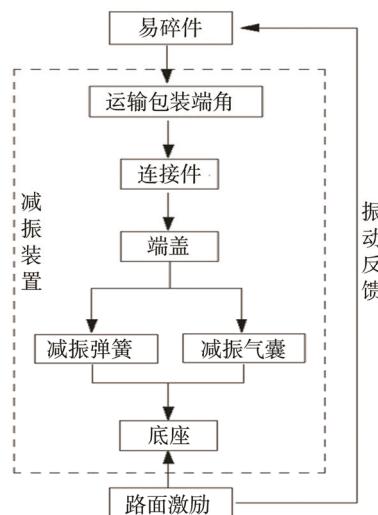


图1 减振气囊装置的具体工作流程

Fig.1 Specific working flow chart of vibration absorber

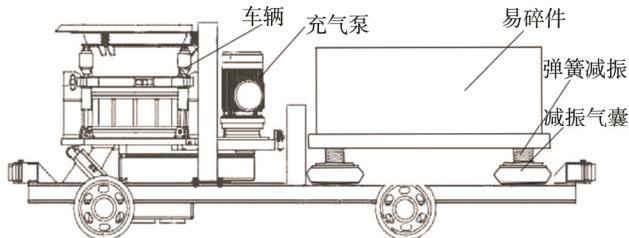


图2 路面运输减振模拟
Fig.2 Damping simulation of road transportation

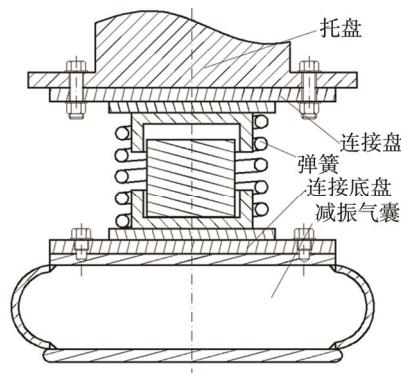


图3 减振气囊装置的结构
Fig.3 Structure of vibration-absorbent airbag device

2 整车运输的动力学模型

减振气囊装置是由多个减振杆结合中心的减振气囊装置部件组成,由于材料和减振杆的结构等影响,故减振气囊装置不能视为线性系统,它是多自由度的非线性系统,装置中各零部件相互耦合使整个减振气囊可进行连贯性减振作业。根据相关的研究表明,当车辆运输过程中侧面加速度小于 $0.4g$ 时,可将减振气囊装置同车体视为线性系统^[8]。为简化模型,作出相应的假设条件:运输环境的不平整性系数为常数,仅考虑特定的实验路面情况;运输车辆所做运动为直线运动,剔除变速运动等非直线性运动;减振气囊装置系统为线性系统,即减振杆和气囊的阻尼受力与位移和速度呈线性关系;不考虑运动传递过程中的扭矩传递及相应产生的振动;不考虑减振气囊装置在运动过程中所产生的流体受力情况。通过上述相关的假设并采用能量守恒等原则获得相关参数。在运输过程中,对于大型设备的运动分为上下、俯仰和侧斜这3个自由度,再加上减振气囊装置四端角连接的4根减振杆作为4个自由度,合计为7个自由度,将相关的机构进行简化,得到减振气囊装置的运动学模型,见图4。

图4中, $x_1 \sim x_4$ 为减振气囊装置4根减振杆集中质量的竖直位移; x_5 为减振气囊装置的上下竖直位移; θ 为减振气囊装置俯仰角度位移; φ 为减振气囊装置侧斜角度位移; $k_1 \sim k_4$ 为减振气囊装置4根减振杆二级弹簧等效刚度; $k_{t1} \sim k_{t4}$ 为减振气囊装置4根减振杆弹簧等效刚度; $c_1 \sim c_4$ 为减振气囊装置4根减振杆等效阻尼; a 和 b 为法兰盘到两端减振杆距离; $2R$ 为集中振源到

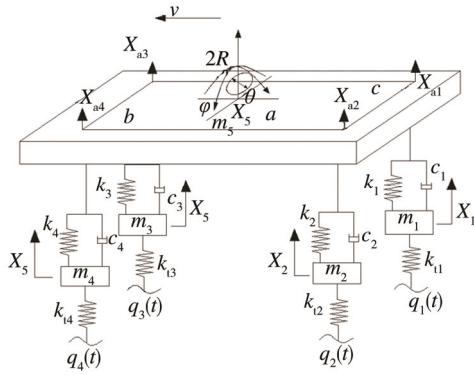


图4 整机减振装置运动学模型

Fig.4 Kinematic model of vibration absorber of complete machine

四周的距离； $m_1 \sim m_4$ 为减振气囊等效质量； $q_1 \sim q_4$ 为各减振气囊相对应的激励。另外，用 I_p 和 I_r 来分别表示俯仰角和侧斜角的转动惯量。减振杆与法兰盘连接位置在垂直方向的位移：

$$\begin{cases} x_{a1} = x_5 - a\theta + \frac{1}{2}c\varphi \\ x_{a2} = x_5 - a\theta - \frac{1}{2}c\varphi \\ x_{a3} = x_5 + b\theta + \frac{1}{2}c\varphi \\ x_{a4} = x_5 + b\theta - \frac{1}{2}c\varphi \end{cases} \quad (1)$$

根据达朗贝尔原理，得出 4 个非弹簧载荷的垂直方向上的振动微分方程为：

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_{t1}(x_1 - q_1) + k_1(x_1 - x_{a1}) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_{a1}) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_{t2}(x_2 - q_2) + k_2(x_2 - x_{a2}) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_{a2}) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_{t3}(x_3 - q_3) + k_3(x_3 - x_{a3}) + c(\dot{x}_3 - \dot{x}_{a3}) = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + k_{t4}(x_4 - q_4) + k_4(x_4 - x_{a4}) + c(\dot{x}_4 - \dot{x}_{a4}) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

法兰盘的垂向振动微分方程为：

$$\begin{aligned} & m_5 \ddot{x}_5 + k_1(x_{a1} - x_1) + k_2(x_{a2} - x_2) + k_3(x_{a3} - x_3) + \\ & k_4(x_{a4} - x_4) + c_1(\dot{x}_{a1} - \dot{x}_1) + c_2(\dot{x}_{a2} - \dot{x}_2) + \\ & c_3(\dot{x}_{a3} - \dot{x}_3) + c_4(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

法兰盘的俯仰振动微分方程为：

$$\begin{aligned} & I_p \ddot{\theta} + [k_3(x_{a3} - x_3) + c_3(\dot{x}_{a3} - \dot{x}_3) + k_4(x_{a4} - x_4) + \\ & c_4(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4)]b - [k_1(x_{a1} - x_1) + c_1(\dot{x}_{a1} - \dot{x}_1) + \\ & k_2(x_{a2} - x_2) + c_2(\dot{x}_{a2} - \dot{x}_2)]a = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

法兰盘的侧倾振动微分方程为：

$$\begin{aligned} & I_r \ddot{\varphi} + \frac{1}{2}[k_1(x_{a1} - x_1) + c_1(\dot{x}_{a1} - \dot{x}_1) + k_3(x_{a3} - x_3) + \\ & c_3(\dot{x}_{a3} - \dot{x}_3) - k_2(x_{a2} - x_2) - c_2(\dot{x}_{a2} - \dot{x}_2) - \\ & k_4(x_{a4} - x_4) - c_4(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4)]c = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

3 机构外部激励与仿真分析

在进行动力学仿真分析之前需要根据外部工况建立机构的外部路面随机激励模型，现存的该类激励分析方法有许多种，比如谐波组合法、滤波白噪声方法和小波振动分析等。这里将滤波白噪声物理量经简单处理并结合模型分析建立随机振动的时域模型。

根据相关文献^[9]，建立单点激励振动的时域模型：

$$\dot{q}(t) = -\alpha v q(t) + \omega(t) \quad (6)$$

式中： $q(t)$ 为单个端角收到激励的高程； α 为运输路面的常系数； v 为车辆运行速度； $\omega(t)$ 为均值为 0 时的白噪声信号。

将在路面运输过程中所产生的激励分别输入各支脚，并考虑在运输过程中所产生激励的延时性，建立激励输入的视域模型为：

$$\dot{Q}(t) = -\alpha v Q(t) + A_1 X + B_1 \omega_1(t) \quad (7)$$

$$\dot{X} = A_2 X + B_2 \omega_1(t)$$

式中： $Q(t) = [q_1(t) \ q_2(t) \ q_3(t) \ q_4(t)]^T$ 为四端角的激励频谱； X 为过程变量； $\omega_1(t)$ 为左前减振气囊装置端角的白噪声激励。 A_1 ， A_2 ， B_1 ， B_2 为道路品质常数的矩阵组合。

根据文献[10]及式(7)所建立的 Matlab/Simulink 仿真，得到了路面输入激励时域谱，其中具体不平度曲线见图 5。可以看出，其振动范围较为稳定，在某段路况已知的情况下，减振气囊装置一端角的所有振动较为稳定，振幅均不超过 0.02 m，经查相关被运输物的自有安全极限频幅均满足其要求。

某货车在一定牵引速度内行驶，在 Matlab 中对其进行系统模型构建，把振动白噪声作为输入代入式(7)进行增益，然后建立仿真模型，在货车运动的过程中会受到外部激励 $q(t)$ ，可将外部激励通过相关传递函数分散到 4 个端角，主要对减振装置的垂直接位移、减振气囊装置俯仰角和减振气囊装置侧斜角进行增益环节，具体仿真过程见图 6。

通过仿真模型的搭建，选取货车在常规行驶速度 40~50 km/h 下进行变化时，减振气囊装置振动位移见图 7。由图 7a 可知，极限振幅在 0.02 m 下满足被运输物运输的安全幅值，说明该装置对于在垂直方向上极限位移的减振作用可达到要求；通过图 7b 可知俯仰角变化范围为 0.004~0.009 rad，可满足被运输脆弱运输的安全俯仰角要求；通过图 7c 可知侧斜角变化范围为 0.004~0.009 rad，满足被运输物运输的安全侧斜角要求^[11~16]。综上可知，由于该装置设计为正方形减振机构，通过仿真结果也发现俯仰角和侧斜角的变化范围差别不大，对比其他文献^[17]说明该设计可达到仿真的可靠性。

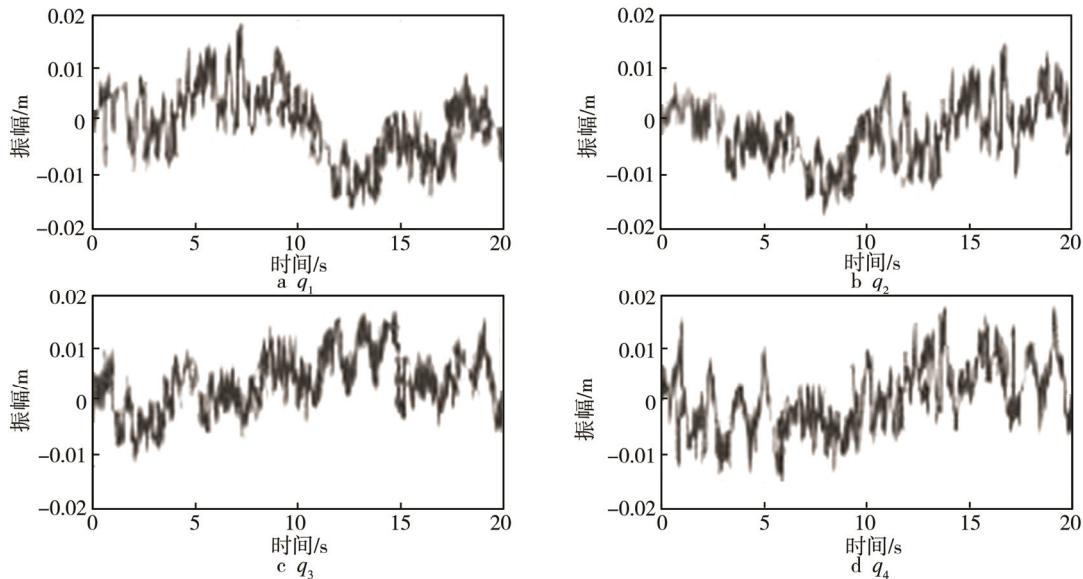
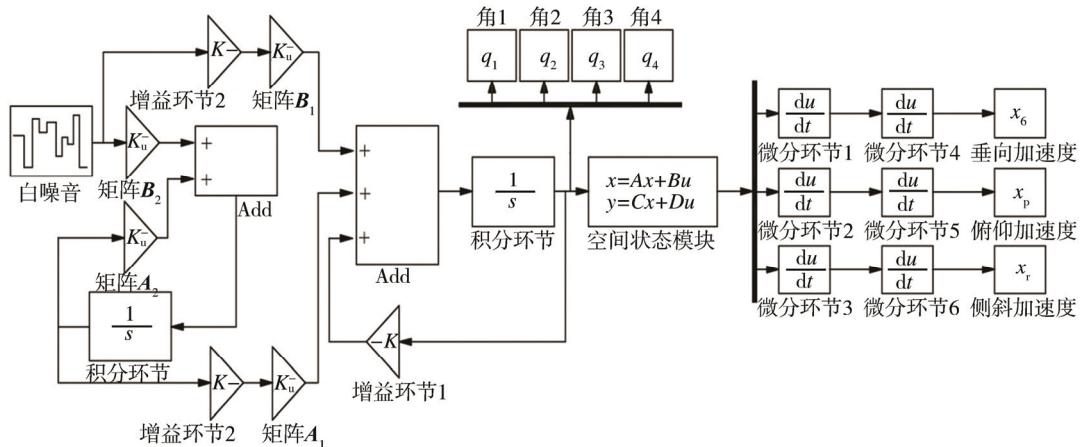
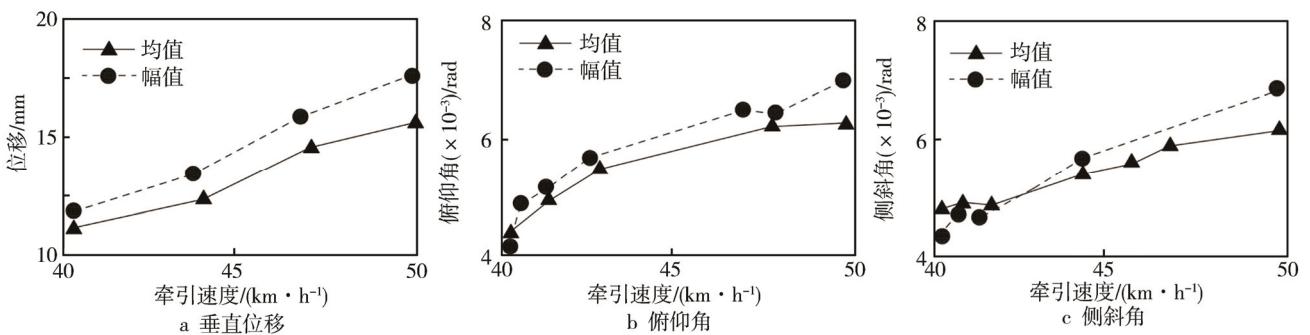


图5 不同路面输入激励下的时域不平度曲线

Fig.5 Time domain roughness curve under different input excitations of pavement

图6 模拟仿真模型
Fig.6 Simulation model图7 减振气囊装置振动位移
Fig.7 Vibration displacement of vibration absorber

4 结语

设计了一种二自由度的减振气囊装置，并用AutoCAD详细完成了该装置的装配。根据达朗贝尔原理简化模型建立了运动学方程，并建立了合适的振动模型的评价机制。通过Matlab等软件对建立的时

域模型进行求解，为该装置的可靠性提供说明。通过理论模型和仿真演示，证实了该减振装置的可靠性，为后续的应用提供相关理论支持。

参考文献：

- [1] 宿浩, 唐功友. 具有输入时滞的主动悬挂系统的减

- 振控制[J]. 控制理论与应用, 2016(4): 552—558.
- SU Hao, TANG Gong-you. With Input Delay Active Suspension System Vibration Control[J]. Control Theory and Applications, 2016(4): 552—558.
- [2] 管月芹. 一款减振器支座的开裂分析及优化设计[J]. 汽车工艺与材料, 2016(4): 39—43.
- GUAN Yue-qin. Cracking a Damper Bearing Analysis and Optimization Design[J]. Automobile Technology and Material, 2016(4): 39—43.
- [3] 陈宁, 张功学, 巩桂芬. 卷簧式紧膜包装机械设计[J]. 包装工程, 2017, 38(7): 151—154.
- CHEN Ning, ZHANG Gong-xue, GONG Gui-fen. Design of Coiled Spring Film-tightening Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(7): 151—154.
- [4] 许雪莹. 轮胎/路面减振系统的实验研究[J]. 应用基础与工程科学学报, 2012(S): 144—149.
- XU Xue-ying. Experimental Study on Tire/Pavement Damping System[J]. Applied Foundation and Journal of Engineering Science, 2012(S): 144—149.
- [5] 裴建斌, 张德才. 超限运输对沥青路面结构的影响[J]. 山西建筑, 2003(12): 116—117.
- PEI Jian-bin, ZHANG De-cai. Influence of Transfinite Transportation on the Structure of Asphalt Pavement [J]. Shanxi Architecture, 2003(12): 116—117.
- [6] 李炳益, 何文林, 付桂荣, 等. 碎煤机弹簧减振气囊装置动力特性测试与分析[J]. 吉林电力, 2000(6): 9—13.
- LI Bing-yi, HE Wen-lin, FU Gui-rong, et al. The Dynamic Characteristics of the Spring Base Crusher Test and Analysis[J]. Jilin Electric Power, 2000(6): 9—13.
- [7] 严济宽. 具有非刚性减振气囊装置的机械装置减振设计[J]. 上海交通大学学报, 1964(3): 83—94.
- YAN Ji-kuan. Vibration Reduction Design of Mechanical Devices with Non-rigid Base[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 1964(3): 83—94.
- [8] 黄志刚, 朱慧, 梁新成. 微型轿车七八自由度模型动态仿真研究[J]. 计算机仿真, 2011, 28(2): 354—359.
- HUANG Zhi-gang, ZHU Hui, LIANG Xin-cheng. Study on Dynamic Simulation of Subminiature Car between Model of Seven DOF and Eight DOF[J]. Computer Simulation, 2011, 28(2): 354—359.
- [9] 张永林, 钟毅芳. 汽车道路双轮辙多点随机激励建模与仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2004, 16(6): 1147—1154.
- ZHANG Yong-lin, ZHONG Yi-fang. Investigation into the Time Domain Model and Numerical Simulation of Bilateral Track Excitation from Road Irregularities[J]. Journal of System Simulation, 2004, 16(6): 1147—1154.
- [10] 张功学, 叶东. 十一自由度汽车动力学模型及舒适性仿真[J]. 机械设计与制造, 2017(1): 43—46.
- ZHANG Gong-xue, YE Dong. Eleven Degree of Freedom Vehicle Dynamics Model and Comfort Simulation[J]. Mechanical Design and Manufacture, 2017(1): 43—46.
- [11] 巩桂芬, 陈宁. 螺旋横向运动式去皮裹果蔬产品的机械及力学研究[J]. 包装与食品机械, 2016, 34(5): 33—37.
- GONG Gui-fen, CHEN Ning. Mechanical and Mechanical Study of Fruit and Vegetable Products with Spiral Transverse Movement and Peeled Wrapped Package[J]. Packaging and Food Machinery, 2016, 34(5): 33—37.
- [12] PARK D, KWAK Y, OK H, et al. Preferred Skin Color Reproduction on the Display[J]. Journal of Electronic Imaging, 2006, 15(4): 203.
- [13] HYUNHWA O, PARK D, KIM J B, et al. Preferred Skin Color Reproduction Based on Adaptive Affine Transform[J]. IEEE Transactions on Consumer Electronics, 2005, 51(1): 191—197.
- [14] PIERREVAL H, CANX C, PARIS J L. Evolutionary Approaches to the Design and Organization of Manufacturing Systems[J]. Computers and Industrial Engineering, 2003, 44: 339—364.
- [15] POKHODNYA K I. Welding Materials: Current State and Development Tendencies[J]. Welding International, 2003, 17(11): 905—917.
- [16] RAMIRO H B, FORREST W F. Optimizing Cam Profiles Using the Particle Swarm Technique[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(9): 3.
- [17] 陈洪月, 白杨溪, 毛君, 等. 工况激励下采煤机 7 自由度非线性振动分析[J]. 机械强度, 2017(1): 1—6.
- CHEN Hong-yue, BAI Yang-xi, MAO Jun, et al. Non-linear Vibration Analysis of 7 Degree of Freedom Shearer under Working Condition[J]. Mechanical Strength, 2017(1): 1—6.