

doi: 10.3969/j.issn.1674-8425(z).2020.03.001

本文引用格式:潘公宇,王万青.双横臂空气悬架主动外倾和前束的应用仿真研究[J].重庆理工大学学报(自然科学),2020,34(3):1-9.
Citation format: PAN Gongyu, WANG Wanqing. Simulation Study on Active Camber and Toe of Double Wishbone Air Suspension [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2020, 34(3): 1-9.

双横臂空气悬架主动外倾和前束的应用仿真研究

潘公宇,王万青

(江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

摘 要:设计了一种自适应控制外倾角和前束角的双横臂悬架,通过2个伸缩臂与执行器动态地改变车轮的外倾角和前束角度数,以提供最佳的牵引力和操纵性,同时改善轮胎磨损情况。根据传感器的外倾角和前束角信号触发执行器——伺服电机,伸缩臂由执行器以闭环反馈的方式通过独立的PID控制器驱动。以某城市公交车双横臂空气悬架为例,在UG中对1/2双横臂空气悬架三维模型进行建模,并利用Matlab进行仿真分析。结果表明:采用闭环反馈PID控制外倾角的主动悬架的外倾角变化范围为 $-0.56^{\circ} \sim 0.93^{\circ}$,被动悬架为 $-1.38^{\circ} \sim 2.16^{\circ}$,约减幅56.9%。采用闭环反馈PID控制前束角的主动悬架的前束角变化范围为 $-0.98^{\circ} \sim 0^{\circ}$,被动悬架为 $-1.94^{\circ} \sim 0^{\circ}$,约减幅48.5%。通过仿真验证了该设计可提供最佳牵引力和操纵性的可行性和优越性,丰富了主动悬架发展的方向。

关键词:主动悬架;外倾角和前束角;伺服电机;PID;Matlab 仿真

中图分类号:U463.33 文献标识码:A 文章编号:1674-8425(2020)03-0001-09

Simulation Study on Active Camber and Toe of Double Wishbone Air Suspension

PAN Gongyu, WANG Wanqing

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to improve the steering stability and tire wear of the vehicle, a double wishbone suspension with an adaptive control of camber angle and toe angle is designed. The two telescopic arms and two servo actuator are used to dynamically change the degrees of the camber angle and toe angle to provide optimum traction and maneuverability while improving tire wear. The actuator (servo motor) is triggered based on sensor camber and toe angle signals and the telescopic arm is driven by the actuator in a closed loop feedback via a separate PID controller. Taking a city bus double wishbone air suspension as an example, a three-dimensional model of 1/2 double wishbone air

收稿日期:2019-03-06

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375212)

作者简介:潘公宇,男,博士,教授,主要从事车辆系统动力学、振动与噪声控制等方面研究,E-mail:pangongyu@hotmail.com。

suspension in UG was modeled and simulated by Matlab. The results show that the camber angle changing range of the active suspension with the closed-loop feedback PID control camber angle is $-0.56^{\circ} \sim 0.93^{\circ}$, and the passive suspension is $-1.38^{\circ} \sim 2.16^{\circ}$, the reduction is about 56.9%. The toe angle changing range of the active suspension with closed-loop feedback PID control toe angle is $-0.98^{\circ} \sim 0^{\circ}$, and the passive suspension is $-1.94^{\circ} \sim 0^{\circ}$, the reduction is about 48.5%. The simulation proves that the camber angle and the toe angle are dynamically changed to provide the best traction, maneuverability and superiority, which enriches the development direction of the active suspension.

Key words: active suspension; camber angle and toe angle; servo motor; PID; Matlab

1 研究现状

悬挂系统有3个主要功能:将乘客和货物隔离,使其免受因道路不正常而引起的振动和冲击,保证乘坐舒适性;提供横向和纵向稳定性,抵抗底盘侧倾;通过保持适当的转向和前轮定位参数之间的关系来改善车辆的控制,以及操纵时保持所有轮胎与道路的接触。然而,在过去的几年里,由于技术进步和客户需求的提高,悬挂系统发生了各种各样的变化和发展。为满足悬架系统的性能要求,悬架系统的舒适性和动态性能之间总是存在着妥协的问题。因此,悬挂系统的参数,如外倾角、前束角、主销后倾角、主销内倾角都需要进行相应设置,这些参数决定了系统的性能。通过自适应地改变这些参数,车辆的动态特性可以实时变化。在所有这些参数中,外倾角是使悬挂式车轮横向抓地力最大化的几个属性之一,而前束角可消除车轮外倾引起的前轮“滚锥效应”。

关于车辆操纵稳定性影响方面,国内外进行了大量研究,研究者使用包括悬架硬点优化、新型悬架结构开发、悬架定位参数半主动及主动调节等方法来提高车辆的稳定性。

早期主要研究如何优化悬架硬点使前轮定位参数匹配合理且在车辆运动过程中定位参数变化范围较小。文献[1]以研究汽车操纵稳定性为切入点,根据设计的灵敏度计算方法找到影响悬架特性的关键点硬点坐标,通过响应面方法建立了悬架特性与悬架关键点硬点坐标之间的回归模型,分别进行单目标和多目标优化,并对优化后的

结果与目标车悬架特性进行对比,说明优化方法的可行性,为悬架正向开发流程中合理布置硬点坐标提供了参考。文献[2]采用有限转动张量,结合矢量代数法,建立了悬架导向机构的运动学数学模型,并对硬点作灵敏度分析。从提高操纵稳定性和降低轮胎磨损的角度出发,采用微型多目标遗传算法,对悬架跳动中轮心处侧向滑移量、车轮外倾角和前束角进行优化。文献[3]基于Isight软件,与ADAMS和Matlab软件联合仿真,得到悬架的稳态操纵稳定性指标与硬点位置坐标的关系,提出了评价硬点对悬架和整车操纵稳定性指标影响大小的灵敏度分析法,在假设硬点位置坐标符合正态分布的条件下求出悬架性能指标的分布,对关键硬点位置坐标进行了鲁棒性优化设计。

通过对新型悬架结构的研究可实现更好的操纵稳定性。文献[4]通过综合分析各悬架的结构特点及优缺点,设计了一种新型的双横臂式独立悬架结构,其采用双横臂并联的结构形式,由轮部连接铰链、缓冲阻尼支撑板、轮部上横臂、车身上横臂、下横臂、缓冲阻尼连接杆和车架连接铰链7部分组成。利用平行四边形的特点,在车轮跳动过程中车轮始终与地面垂直且全面接触,从而降低了车轮的磨损,提高了操作性及稳定性。

为提高悬架的性能,研究者近期在设计和分析悬挂系统方面做了大量工作,其中包括从半主动到全主动的主动悬架部件的设计和分析。文献[5]提出了采用电动机械装置来感知车辆所受的侧向力,以此为根据改变悬挂外倾角的思想,并利

用外倾角调节器提供必要的响应,改善车辆在转弯和转弯时的稳定性。文献[6]在悬架系统中增加电子控制,使工程师有机会进一步改善车辆动力学特性。文献[7]提出了在非线性多项式 SOS (平方和)中实现变几何悬挂系统的优点,用于分析转向和车轮倾斜的协调。文献[8]提出了一种基于在四轮转向控制系统中纵向和横向加速度、转向角和偏航速率传感器信号的主动前束控制的思想,以改善车辆的动态性能。文献[9]提出了多个主动自由度的机电悬挂系统的概念,以主动改变外倾角、主动转向和悬挂系统,增加车辆的侧向力,从而提高转弯能力。文献[10]提出了一种带有机电传动装置的可变几何悬架,它通过控制底盘的俯仰和结构系统上端眼的位置来改善悬架性能。由于空气悬架充放气的影响,其上下轮跳范围会随之变化,上下轮跳范围的不确定会使外倾角和前束角变化范围不确定,从而影响车辆行驶的操纵稳定性。

本文在被动双横臂空气悬架模型的基础上设计了一种可主动调节外倾角和前束角的主动悬架。通过对双横臂空气悬架模型上横臂和转向拉杆结构的改进,以传动螺杆与螺孔相配合构成伸缩臂,并采用伺服电机实现伸缩臂的伸缩。通过位移传感器获取实时的外倾角和前束角度数,然后传送给 PID 控制器,控制器以此信号对伺服电机进行转角控制,实现对外倾角和前束角的动态调整。以某城市公交车双横臂空气悬架为例,本文在 UG 中建立 1/2 被动双横臂空气悬架三维模型,并测得相关参数,然后在 SimMechanics 中建立被动悬架模型。在此基础上,通过对 SimMechanics 被动悬架模型的局部结构改进建立 SimMechanics 主动悬架模型,并仿真验证了该方法与主动悬架的有效性。

2 悬架三维模型建立

在 UG 中建立某型号公交车双横臂前悬架三维模型,并在此基础上对被动悬架结构进行改进,通过伸缩臂和伺服电机的配合实现主动调节外倾

角和前束角,设计出主动悬架示意图。

2.1 被动悬架三维模型建立

双横臂空气悬架由上横臂、下横臂、转向节、转向节臂、转向横拉杆、减振器、空气弹簧等部件组成。由于研究对象是外倾角和前束角随轮跳量的变化情况,故减振器和空气弹簧这两个部件可以忽略。考虑双横臂空气悬架左右对称,故只需建立一侧的悬架模型。根据二维图纸建立 1/2 双横臂被动悬架三维模型,见图 1。

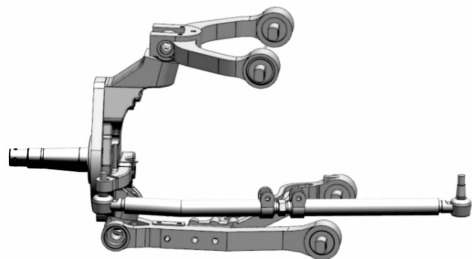


图 1 1/2 双横臂被动悬架三维模型

2.2 主动悬架模型设计

基于被动悬架模型对上横臂和转向拉杆进行结构改进,以传动螺杆和螺孔配合构成伸缩臂,以伺服电机作为执行器,并在上横臂和转向拉杆上建立伺服电机安装台,从而构成主动悬架模型,如图 2~4。其中:1 为外倾角调节机构;2 为前束角调节机构;3 为转向节;4 为转向摇臂;5 为下横臂;6 为外倾伸缩臂;7 为上横臂;8 为外倾伺服电机;9 为外倾电机安装板;10 为外倾传动螺杆;11 为外倾螺孔;12 为前束传动螺杆;13 为前束伸缩臂;14 为前束伺服电机;15 为前束螺孔;16 为转向拉杆;17 为前束电机安装板。

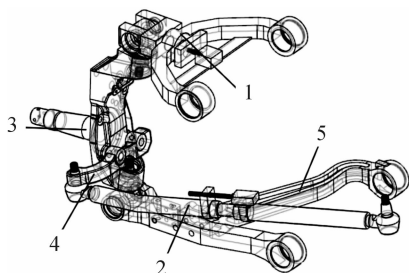


图 2 1/2 双横臂主动悬架示意图

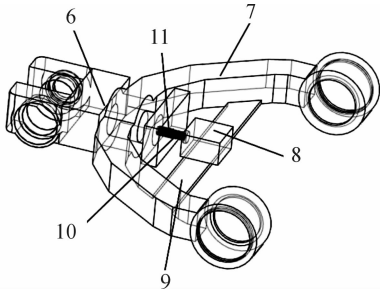


图3 改进后的上横臂示意图

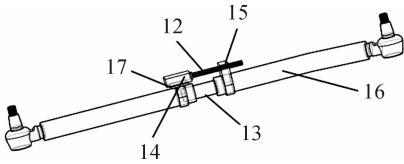


图4 改进后的转向拉杆示意图

3 悬架 Simulink 仿真模型建立

Simulink 是 Matlab 最重要的组件之一,它提供一个动态系统建模、仿真和综合分析的集成环境。在该环境中,无需大量书写程序,只需通过简单直观的鼠标操作就可构造出复杂的系统。Simulink 具有适应面广、结构和流程清晰及仿真精细、贴近实际、效率高、灵活等优点。基于以上优点,Simulink 已被广泛应用于控制理论和数字信号处理的复杂仿真和设计,同时有大量的第三方软件和硬件可应用于或被要求应用于 Simulink。

SimMechanics 立足于 Simulink, 是进行控制器和对象系统跨领域和学科的研究分析环境。SimMechanics 为多体动力机械系统及其控制系统提供了直观有效的建模分析手段,所有工作均在 Simulink 环境中完成。

3.1 被动悬架 SimMechanics 模型建立

根据 UG 建立的被动双横臂悬架三维模型,测量得到各部件的参数(如质量、质心、转动惯量、关键硬点)。悬架部分参数见表 1。

如图 5 所示,根据在 UG 中建立的三维模型测得的关键参数,在 SimMechanics 中建立上横臂、下横臂、转向节、转向拉杆、车轮部件,以及 SimMe-

chanics 建模必要模块 ground 和 Mechine Environment,编辑各部件质量、质心、转动惯量参数以及部件之间连接处的关键硬点坐标。上横臂有 3 个关键硬点,分别为 uca_front、uca_rear、uca_outer;下横臂有 3 个关键硬点,分别为 lca_front、lca_rear、lca_outer;转向拉杆有 2 个关键硬点,分别为 tierod_outer、tierod_inner;转向节有 4 个关键硬点,分别为 uca_outer、lca_outer、tierod_outer、wheel_center。上横臂的 uca_front、uca_rear 硬点与 ground 以旋转副相连接,其 uca_outer 硬点与转向节以球铰副相连接;下横臂的 lca_front、lca_rear 硬点与 ground 以旋转副相连接,其 lca_outer 硬点与转向节以球铰副相连接;转向拉杆的 tierod_outer 硬点与转向节以球铰副相连接,其 tierod_inner 与 ground 以球铰副相连接。由于研究对象是外倾角和前束角随车轮跳量的变化,故车轮的转动可忽略,同时也便于在仿真模型的车轮上建立位置传感器。因此,车轮与转向节于 wheel_center 硬点处以固定副相连接。在车轮上取正上方、正前方以及轮心处建立位置传感器,正上方放置位置传感器并通过计算得到外倾角随时间变化量,正前方放置位置传感器并通过计算得到前束角随时间变化量,轮心放置位置传感器并通过计算得到轮跳随时间变化量。在上横臂的 uca_front 与 ground 连接处的旋转副处建立作动器从而达到上下轮跳的模拟效果,作动器输入如图 6。

表 1 悬架部分参数

硬点名称	硬点坐标
uca_outer	(18.18 775.7 307)
uca_front	(-203.06 512 302)
uca_rear	(203.05 512 302)
lca_outer	(-2.914 8 877.57 -186.28)
lca_front	(11 378.08 -181.29)
lca_rear	(463.5 378.08 -181.29)
tierod_inner	(-30 33 30)
tierod_outer	(-174 909.4 -30)
wheel_center	(0 1 047.5 -6)

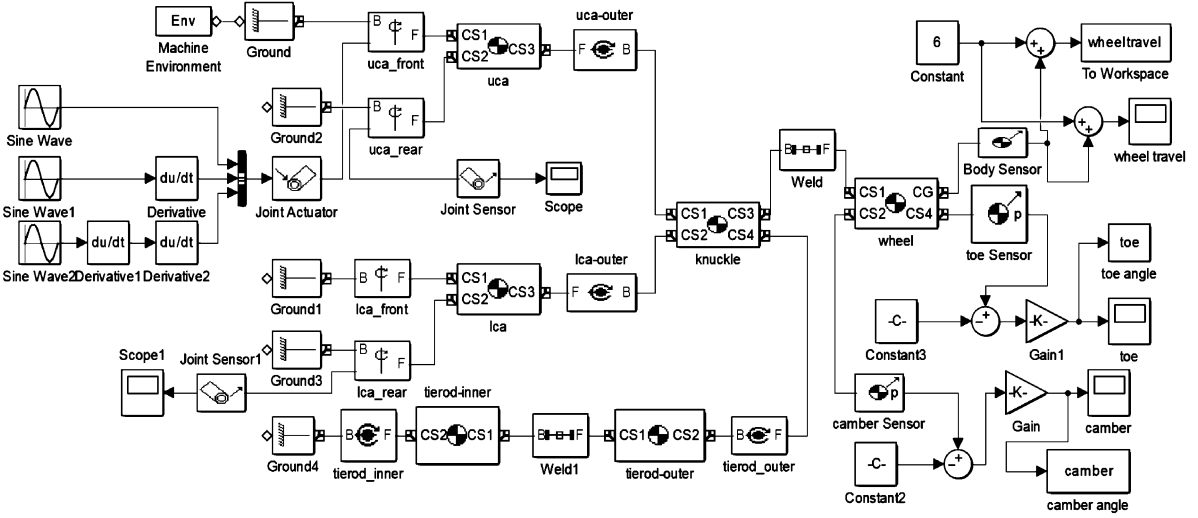


图5 双横臂被动悬架 SimMechanics 模型

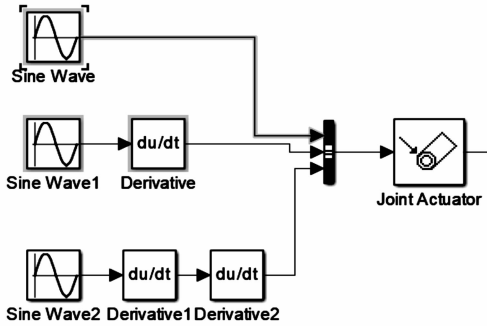


图6 模拟上下轮跳动作器 SimMechanics 模型

3.2 主动悬架 SimMechanics 模型建立

基于被动悬架的 SimMechanics 模型,在上横臂 uca_outer 硬点处施加螺杆约束副来实现对伸缩臂结构的仿真模拟,通过对螺杆约束副的作动器输入实现对外倾角的主动控制。主动悬架的上横臂 SimMechanics 模型如图 7 所示。同理,在转向拉杆 tierod_outer 硬点与 tierod_inner 硬点中点处施加螺杆约束副来实现对伸缩臂结构的仿真模拟;通过对螺杆约束副的作动器输入实现对外倾角的主动控制。主动悬架的转向拉杆 SimMechanics

模型如图 8 所示。1/2 主动悬架 SimMechanics 模型如图 9 所示。

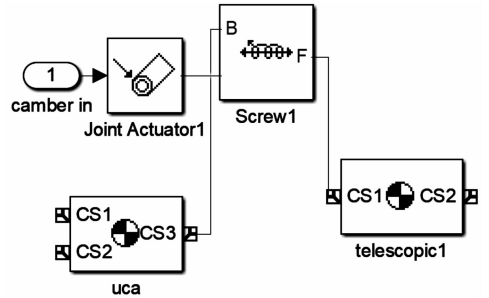


图7 改进后上横臂 SimMechanics 模型

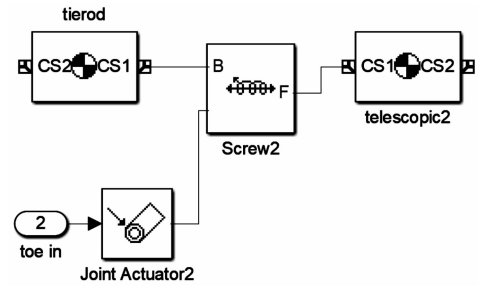


图8 改进后转向拉杆 SimMechanics 模型

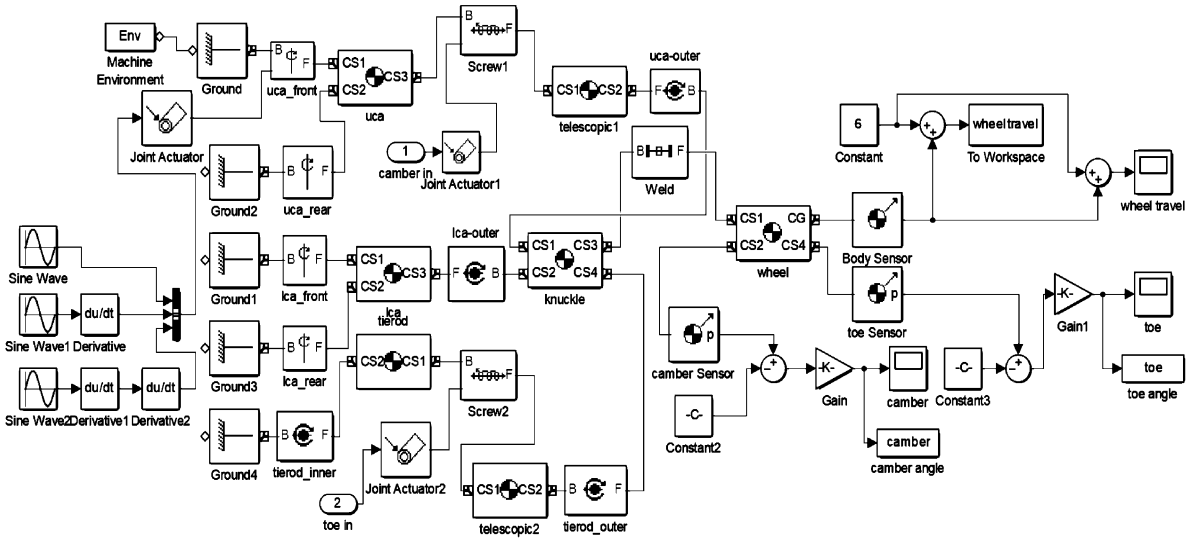


图9 1/2 双横臂主动悬架 SimMechanics 模型

3.3 直流伺服电机模型

本文的直流伺服电机为 MAXON 公司的盘式电机,电机部分参数如表 2 所示。

表 2 电机部分参数

额定电压/ V	转矩常数/ ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{A}^{-1}$)	转子惯量/ ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$)	电机电阻/ Ω	电机电感/ mH	黏性阻尼系数/ ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$)
48	0.217	3 060	2.28	2.5	0.1

3.3.1 直流伺服电机的物理模型

直流伺服电机的物理模型与参数如图 1 所示。其中: u_a 为电枢输入电压(V); u_q 为感应电动势(V); i_a 为电枢电流(A); R_a 为电机电阻(Ω); L_a 为电机电感(H); θ 为电机输出转角(rad); T_g 为电机电磁转矩($\text{N}\cdot\text{m}$); J 为转子惯量($\text{kg}\cdot\text{m}^2$); B 为黏性阻尼系数($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$)。

3.3.2 直流伺服电机的数学模型

1) 基本方程组

根据基尔霍夫定律和牛顿第二定律对图 10 所示的电机列基本方程组:

$$u_a - u_q = i_a R_a + L_a \frac{di_a}{dt} \quad (1)$$

$$T_g = J \frac{d^2\theta}{dt^2} + B \frac{d\theta}{dt} \quad (2)$$

$$T_g = i_a K_t \quad (3)$$

$$u_q = K_e \frac{d\theta}{dt} \quad (4)$$

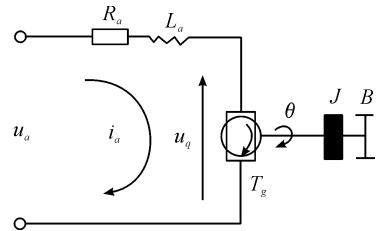


图 10 直流伺服电机的物理模型

2) 电机的传递函数

对式(1)~(4)进行拉普拉斯变换,得:

$$U_a(s) - U_q(s) = I_a(s) \cdot R_a + L_a s \cdot I_a(s) \quad (5)$$

$$T_g(s) = J s^2 \cdot \theta(s) + B s \cdot \theta(s) \quad (6)$$

$$T_g(s) = I_a(s) \cdot K_t \quad (7)$$

$$U_q(s) = K_e s \cdot \theta(s) \quad (8)$$

消去方程组的中间变量,整理得电机系统的传递函数为

$$G(s) = \frac{\theta(s)}{U_a(s)} = \frac{K_t}{s(L_a s + R_a)(J s + B) + K_t K_e s} \quad (9)$$

4 控制器设计

4.1 PID 控制原理

PID 控制是一种经典控制模型,其对建立精确

数学模型的控制具有很好的控制效果,PID 控制原理如图 11 所示。本文建立了主动控制外倾角和前束角的 SimMechanics 悬架模型,由位移传感器输出的外倾角和前束角的测量值与其期望值进行对比,通过闭环反馈 PID 控制方法,对伺服电机转角的输出进行控制,从而实现对外倾角和前束角的动态调整。

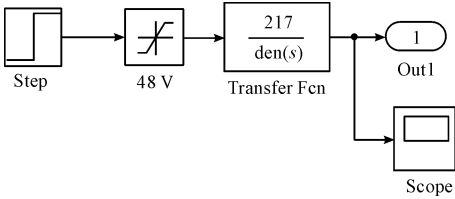


图 11 主动悬架 PID 控制原理

4.2 仿真系统设计要求

利用 Simulink 模型可使参数整定工作大为简化,本文所述电机系统(式(9))要求在电压输入端输入单位阶跃电压(1 V)后,直流伺服电机的转轴应能输出 1 rad 转角,且应同时满足下列要求:系统调整时间 $t_s < 0.04$ s,最大超调量 $M < 0.5\%$,系统稳态误差 $e = 0$ 。

4.3 系统阶跃输入响应仿真

在 Simulink 中搭建图 12 所示开环系统阶跃输入响应方框图,设置仿真环境的参数。运行后显示如图 13 所示的开环系统对单位阶跃输入的响应,即直流伺服电机输入单位阶跃电压时,电机的输出转角呈直线性上升。仿真结果表明,该系统没有达到预期的设计要求。

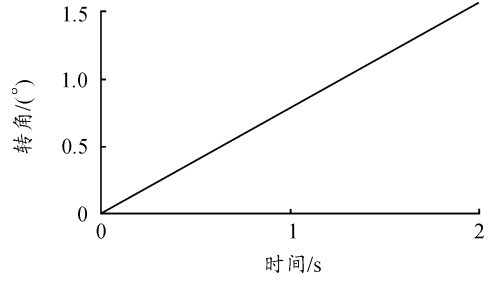


图 13 开环系统阶跃响应曲线

4.4 PID 参数校正

4.4.1 比例(P)控制校正

为在要求的时间内达到设定的角位移,比例增益应尽可能大,以提高比例作用的强度,但必须同时考虑系统的稳定性。采用单纯的比例控制时,其调整时间和超调量是一对矛盾,无法同时满足,要缩短调整时间,就要加大比例增益,但超调量也会同时加大。经过多次参数选择发现,在 $K_p = 500, K_i = K_d = 0$ 时,运行后得到的阶跃响应曲线如图 14 所示。由图 14 可知,0.05 s 时的稳态误差为 0.007 8,超调量接近 4.68%,不能满足设计要求,特别是调节过程 0.06 s 后才能逐步进入稳态。

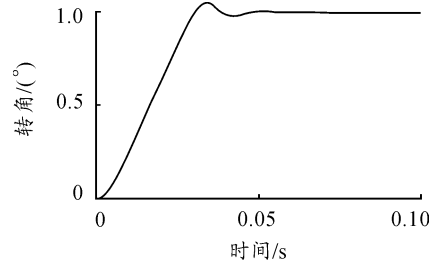


图 14 P校正系统阶跃响应曲线

由上述分析发现,对图 14 所示的动态过程首先要采取措施缩短调整时间,减小超调量。

4.4.2 比例微分(PD)控制校正

微分作用具有超前控制能力,可抑制最大动态偏差,提高系统的稳定性。但微分作用又不能单独使用,因为其输出仅与偏差的变化速度有关,如果偏差存在而不变化,微分作用是没有输出的。现将比例和微分控制结合使用,控制作用互补,组成 PD 控制器。令 $K_p = 500, K_d = 0.9, K_i = 0$,运行后,系统的阶跃响应曲线如图 15 所示。由图 15 可知,此时动态过程的品质指标大幅度提高,其超

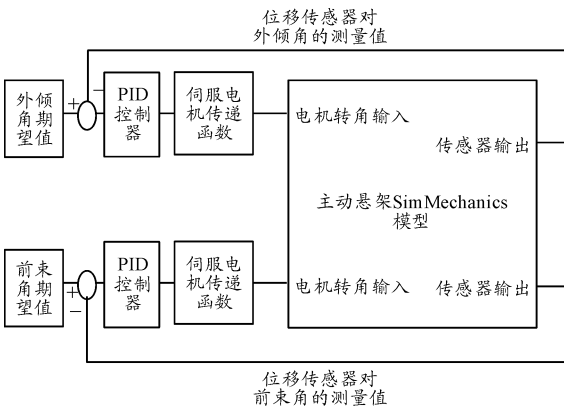


图 12 开环系统阶跃输入响应方框图

调量为 0.44%，调整时间为 0.037 s，均能满足设计要求。在 0.05 s 时的稳态误差由 0.007 8 减小到 0.000 011 2。

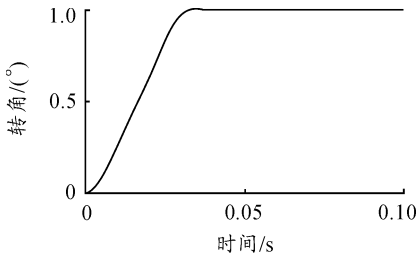


图 15 PD 校正系统阶跃响应曲线

由上述分析发现,此时无需再进行比例积分微分(PID)控制校正。故 PID 控制器参数为 $K_p = 500, K_d = 0.9, K_i = 0$ 。PID 校正系统阶跃输入响应方框图见图 16。

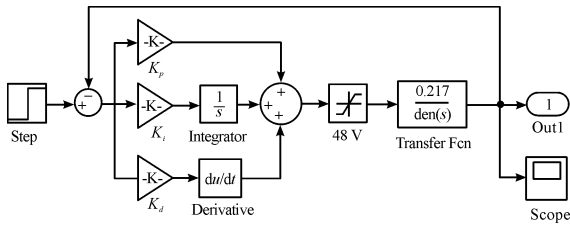


图 16 PID 校正系统阶跃输入响应方框图

5 系统仿真与分析

在上横臂的 uca_front 与 ground 连接处的旋转副处建立作动器,从而达到上下轮跳的模拟效果。轮跳量随时间变化如图 17 所示。对上述建立的被动悬架和主动悬架的 Simulink 模型进行仿真,得到被动悬架和主动悬架外倾角和前束角时域变化曲线,见图 18~21。

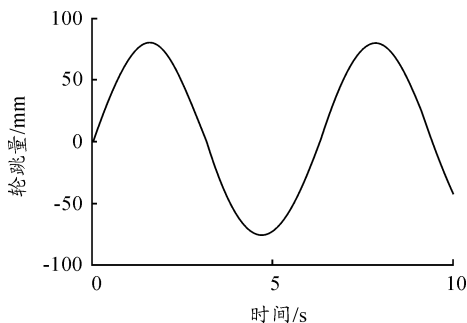


图 17 仿真模拟轮跳量随时间变化图

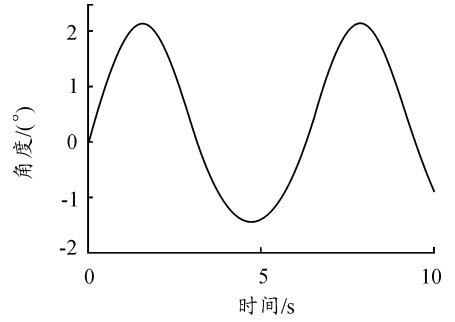


图 18 被动悬架外倾角时域变化曲线

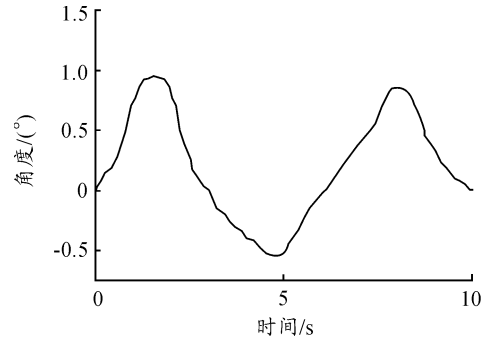


图 19 主动悬架外倾角时域变化曲线

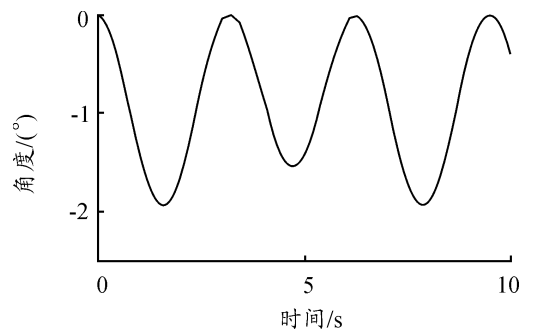


图 20 被动悬架前束角时域变化曲线

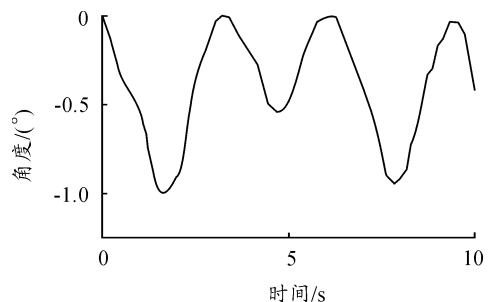


图 21 主动悬架前束角时域变化曲线

从图 18 和图 19 中可以看出:采用闭环反馈 PID 控制外倾角的主动悬架的外倾角变化范围为

$-0.56^{\circ} \sim 0.93^{\circ}$, 被动悬架为 $-1.38^{\circ} \sim 2.16^{\circ}$, 减幅约 56.9%。

从图 20 和图 21 可以看出,采用闭环反馈 PID 控制前束角的主动悬架的前束角变化范围为 $-0.98^{\circ} \sim 0^{\circ}$, 被动悬架为 $-1.94^{\circ} \sim 0^{\circ}$, 减幅约 48.5%。

6 结束语

在被动双横臂空气悬架结构的基础上,对上横臂结构和转向拉杆结构进行设计,提出了一种可主动调节外倾角和前束角的主动悬架系统,在车辆行驶过程中动态地减小外倾角和前束角的变化。在 SimMechanics 中建立双横臂悬架的被动和主动模型,并在 Simulink 中建立伺服电机模型和控制器模型,通过仿真得到主动悬架比被动悬架的外倾角变化范围减幅约 56.9%,前束角变化范围减幅约 48.5%,验证了主动悬架系统的优越性。在车辆操纵稳定性研究领域采用 PID 控制器和伺服执行器改变伸缩臂来控制车轮定位参数的思想是一种比较新颖的方式,显示出悬架系统的发展趋势。与其他系统相比,其优点在于系统较为简单,鲁棒性好,经济性好。由于结构改进后加入了伺服电机和电机安装板结构,对悬架空间布置有了进一步要求,故该系统更适合在较大型的客车上应用。

参考文献:

[1] 刘伟忠. 基于虚拟样机技术的某车悬架 K&C 特性仿真分析及硬点优化[D]. 长春: 吉林大学, 2009.

- [2] 丁飞, 韩旭, 刘桂萍, 等. 悬架导向机构硬点灵敏度分析及多目标优化设计[J]. 汽车工程, 2010, 32(2): 137-142.
- [3] 高晋, 杨秀建, 牛子孺. 硬点对悬架和操稳性能灵敏度分析及鲁棒性优化[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2014, 35(3): 249-256.
- [4] 李吉康. 新型双横臂式独立悬架的设计及应力分析[J]. 南方农机, 2018, 49(15): 47-50.
- [5] CHOUDHERY K. Variable camber suspension system: U. S. 6874793[P]. 2005-04-05.
- [6] KAWAMOTO Y, SUDA, Y, INOUE H, et al. Electro-mechanical suspension system considering energy consumption and vehicle manoeuvre[J]. VehicleSystemDynamics, 2008, 46(sup1): 1053-1063.
- [7] BALAZS Nemeth, PETER Gaspar. Mechanical analysis and control design of a variable-geometry McPherson suspension[J]. International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing, 2012, 7(2): 173-193.
- [8] GROENENDIJK M J P. Improving Vehicle Handling Behavior with Active Toe control[D]. Holland: Eindhoven University of Technology, 2009.
- [9] LAWS S M. An active camber concept for extreme manoeuvrability: mechatronic suspension design, tire modeling, and prototype development[D]. USA: Stanford University, 2010.
- [10] EVANGELOU S A, ARANA C, DINI D. Series Active Variable Geometry Suspension for Road Vehicles[J]. IEEE/ASME transactions on mechatronics: A joint publication of the IEEE Industrial Electronics Society and the ASME Dynamic Systems and Control Division, 2015, 20(1): 361-372.

(责任编辑 杨黎丽)