

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.03.034

基于 PID 的液压盘式刹车系统的优化与仿真

薛凯琳,王小龙,郑凯

(西安交通工程学院,陕西 西安 710300)

摘要:以提高液压盘式刹车系统的稳定为目标,提出一种具有 PID 反馈环节的自适应控制系统。阐述液压盘式刹车系统的基本结构与参数;构建液压盘式刹车系统的数学模型,以单神经网络算法为基础,完成 PID 控制环节的优化设计;利用 AMESim 软件,以传感器、电磁比例换向阀、PID 控制环节为核心构建自适应控制系统的仿真模型并进行仿真分析。结果证明:PID 控制系统提高了液压盘式刹车系统的响应速度与稳定性。

关键词:液压;盘式刹车;PID;仿真

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)03-0158-05

Optimization and Simulation of Hydraulic Disc Brake System Based on PID

XUE Kailin, WANG Xiaolong, ZHENG Kai

(Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China)

Abstract: With the aim of improving the stability of hydraulic disc brake system, an adaptive control system with PID feedback link is proposed. The basic structure and parameters of the hydraulic disc brake system are described. The mathematical model of the hydraulic disc brake system is constructed, and the optimization design of PID control link is completed based on the single neural network algorithm. With AMESim software, the simulation model of the adaptive control system is built based on the sensor, electromagnetic proportional directional valve and PID control link, and its the simulation analysis is carried out. The results show that PID control system improves the response speed and stability of hydraulic disc brake system.

Keywords: hydraulic pressure; disc brake; PID; simulation

0 引言

刹车系统作为工程机械与设备进行正常工作的重要组成部分,其系统的稳定性与响应速度直接影响着设备的平稳运行,而传统的液压盘式刹车系统因其响应效果差、响应速度慢,已无法满足使用者的要求^[1-2]。因此,如何在保证液压盘式刹车系统原有性能的同时,提高其系统的响应速度与稳定性,成为值得研究的问题。本文设计了一种提高液压盘式刹车系统运行稳定性与可靠性的自动控制系统。通过 PID 反馈环节对液压盘式刹车系统中的电磁比例换向阀进行有效控制,提高液压盘式刹车系统在外部载荷不断变化等特殊条件下的可靠性,提高液压盘式刹车系统的使用范围与效率。

设计目标:1) 液压盘式刹车系统的建模;2) 单神经网络 PID 算法的优化;3) 液压盘式刹车系统 PID 控制环节仿真实验。

1 液压盘式刹车的结构与参数

1.1 基本结构

本文以 PSZ75 型液压盘式刹车系统^[3]为例,基本构成如图 1 所示。

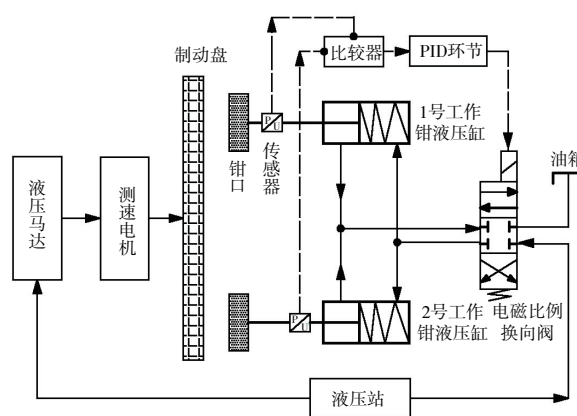


图 1 液压盘式刹车系统

1.2 基本参数

选取 PSZ75 型液压盘式刹车系统数据,以工作钳^[4]的工作过程为研究对象,基本参数如表 1 所示。

表 1 液压盘式刹车系统的基本参数

序号	名称	参数名/单位	数值
1	工作钳	数量/个	4
2	工作钳	质量/kg	154
3	工作钳	最大单边正压力/N	120
4	液压站	系统额定压力/MPa	8
5	液压站	电机转速/(r/min)	1 500
6	液压站	系统额定流量/(L/min)	15

2 液压盘式刹车的数学模型与受力分析

2.1 数学模型

本文以工作钳液压缸的结构为基础,通过分析将工作钳等效为阀控单作用缸^[5]。工作钳的简化模型如图 2 所示。图中: A_1 为无杆腔面积; A_2 为有杆腔面积; M 为质量块。

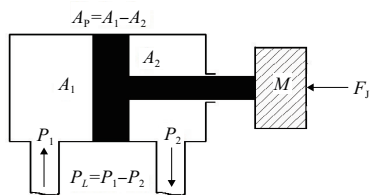


图 2 工作钳的简化模型

如图 2 所示,对进入(流出为负)工作钳液压缸的流量 Q 进行分析^[6],工作钳的数学模型为

$$Q = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{A_p x_p + V_0}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (1)$$

式中: β 为液体弹性模量,MPa; V_0 为制动液压缸的初始速度,mm/s; F_j 为作用在活塞上的外负载力,kN; A_p 为活塞有效作用面积,mm²; x_p 为活塞位移变化量,mm。

进行制动时,工作钳液压缸通过调节制动压力来调节制动力矩的大小从而实现制动效果。当处于平衡状态时,活塞的位移、加速度、速度均设为 0,这时可以近似认为工作钳液压缸复位弹簧的反抗力为定值,既等效到活塞上的力为定值。

这时在封闭液压缸容积中活塞的运动速度:

$$V = A_p x_p + V_0 \quad (2)$$

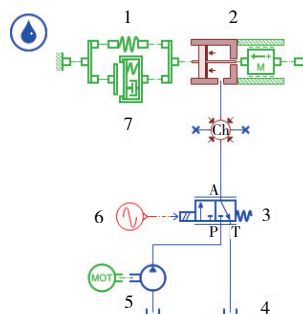
设温度不变,则式(1)中工作钳液压缸的工作流量可简化为

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3)$$

由式(3)可知,进入或者流出工作钳液压缸的流量等于流过电磁比例阀的流量,因此通过对电磁比例换向阀的有效控制,就能够有效控制制动压力,增强液压刹车系统的稳定性与响应速度。

2.2 受力分析

结合图 1、图 2 中液压盘式刹车系统的基本结构,利用 AMESim 绘制单个工作钳刹车系统的仿真模型^[7],如图 3 所示。



1—复位弹簧;2—工作钳液压缸;3—调节阀;
4—油箱;5—液压泵;6—激励信号;7—刹车盘(块)。

图 3 单个工作钳刹车系统的仿真模型

在 AMESim 仿真环境中,按照表 1 设定了单个工作钳系统的基本参数,并选取频率为 0.5 Hz、振幅为 5 MPa 的液压源为激励信号,同时进行了仿真实验,分别得到了不同活塞直径(60 mm、80 mm 和 100 mm)下刹车系统的流量变化曲线,如图 4 所示。图 4A 处的局部放大图如图 5 所示。

通过 AMESim 仿真,由图 4 可知,刹车系统工作时存在一定的延迟现象。由图 5 可知,液压缸直径越大,单位时间内的流量越小,刹车系统的制动响应速度越慢,说明液压缸体积(缸径)的变化与刹车系统工作流量间存在比例关系。

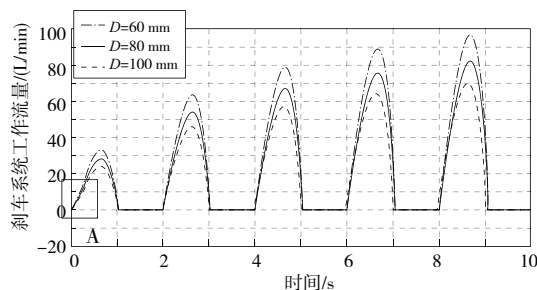


图 4 不同活塞直径下系统的流量变化曲线

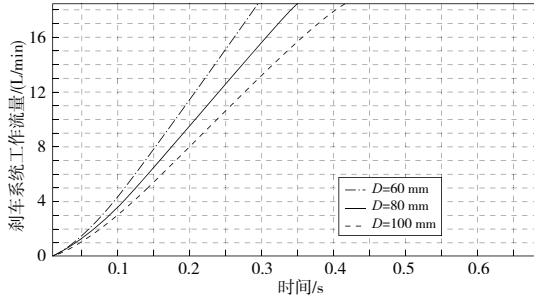


图5 图4A处的局部放大图

通过图4的仿真结果,得到了刹车系统在不同缸径与不同时刻的流量值和平均变化量,如表2所示。

表2 刹车系统的工作流量 单位: L/min

活塞直径/mm	2.5 s	4.5 s	6.5 s	平均变化量
60	61.33	79.72	90.13	77.06
80	48.78	66.42	73.35	62.85
100	42.43	57.43	62.35	54.07

本文在表2的基础上,构建了比例系数 k 的数学模型,利用MATLAB分析^[8]得到了比例系数。

$$k = \frac{D_n + D_{n-1} + \dots + D_0}{\Delta z_n + \Delta z_{n-1} + \dots + \Delta z_0} \quad (n \leq 6) \quad (4)$$

可得: $k \approx 0.21$ 。

由式(4)可知,单一的比例控制环节存在一定的局限性,在进行权值选取与确定时会耗费较长时间,进而降低了系统的响应速度。而不能忽略的是,实际制动过程的复杂性,因其外部负载处于不规律的连续变化中。因此本文以神经网络算法为基础,提出了单神经网络PID算法,并将其应用于液压盘式刹车系统中以提高其性能与效果。

3 单神经网络PID算法

在实际的工程应用中,液压盘式刹车系统通常由多个工作钳参与制动,因此将单神经网络与PID算法结合起来,实现PID控制器参数的实时整定,弥补了单一比例控制策略的不足,使得液压盘式刹车系统具有更强的适应性^[9]。其控制框图如图6所示。

对期望值为 $r(k)$ 与实际输出 $y(k)$ 进行信号处理并得出单神经元网络所需的3个状态变量 $x_1(k)$ 、 $x_2(k)$ 、 $x_3(k)$ 。

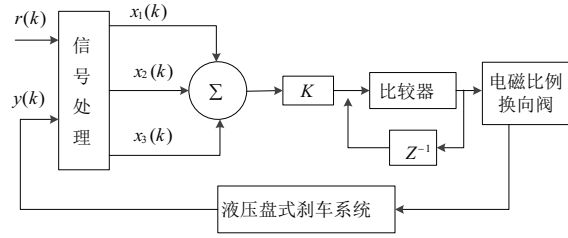


图6 控制系统流程图

$$\begin{cases} x_1(k) = r(k) - y(k) = e(k) \\ x_2(k) = \Delta e(k) \\ x_3(k) = e(k) - 2e(k-1) + e(k-2) \end{cases} \quad (5)$$

式中 k 为比例系数,取 $k=0.35$,则控制信号为

$$u(k) = u(k-1) + k \sum_{i=1}^3 \omega_i(k) x_i(k) \quad (6)$$

式中 $\omega_i(k)$ 为 $x_i(k)$ 的加权系数。主要通过加权系数的调整实现PID参数自适应整定。采用有监督Hebb学习算法如下:

$$\omega_i(k+1) = (1-c)\omega_i(k) + \eta(e(k)u(k)x_i(k)) \quad (7)$$

式中: $e(k)$ 为误差信号; $e(k) = r(k) - y(k)$; c 为常数, $0 \leq c \leq 1$, c 取0.1。因此权值修正量 $\Delta\omega_i(k)$ 可由下式表示:

$$\Delta\omega_i(k) = \omega_i(k+1) - \omega_i(k) = -c \left(\omega_i(k) - \frac{\eta}{c} z(k) u(k) x_i(k) \right) \quad (8)$$

控制量 $u(k)$ 为:

$$u(k) = u(k-1) + K \sum_{i=1}^3 \bar{\omega}_i(k) x_i(k) \quad (9)$$

$$\bar{\omega}_i(k) = \frac{\omega_i(k)}{\sum_{i=1}^3 |\omega_i(k)|} \quad (10)$$

$$\omega_1(k+1) = \omega_1(k) + \eta_p e(k) u(k) x_1(k) \quad (11)$$

$$\omega_2(k+1) = \omega_2(k) + \eta_i e(k) u(k) x_2(k) \quad (12)$$

$$\omega_3(k+1) = \omega_3(k) + \eta_d e(k) u(k) x_3(k) \quad (13)$$

式中:比例环节学习速率 $\eta_p = 0.21$;积分环节学习速率 $\eta_i = 0.18$;微分环节学习速率 $\eta_d = 0.11$ 。

通过PID反馈环节,控制系统成比例释放流量,进而达到稳定系统压力,提高液压盘式刹车系统稳定性的目的。

4 液压盘式刹车系统的优化与仿真

本文运用AMESim软件通过绘制系统草图、建立子模型、参数设置、运行仿真4个环节^[10],建立减震系统的仿真模型并进行了仿真实验,得到

了相应的特性曲线。

4.1 建立仿真模型

结合图 3 单个工作钳刹车系统的仿真模型,搭建了整个液压盘式刹车系统的 PID 控制优化模型,如图 7 所示。

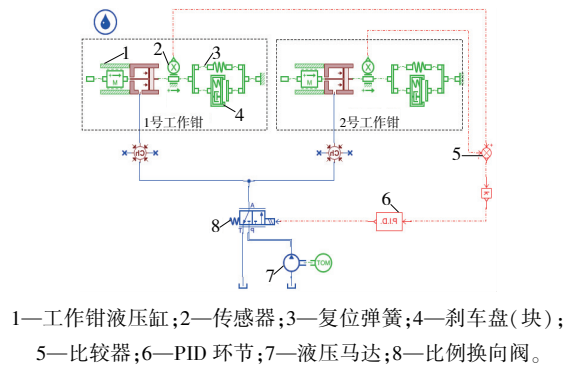


图 7 液压盘式刹车系统的优化模型

依据表 1、图 7,本文给出了 PID 系统仿真模型的基本参数,如表 3 所示,为后续的仿真提供依据。

表 3 PID 系统仿真模型参数

序号	名称	参数	数值
1	工作钳液压缸	缸直径/mm	80
2	传感器	默认值	—
3	复位弹簧	默认值	—
4	刹车盘(块)	质量/kg	154
5	比较器	默认值	—
6	PID 环节	比例系数	0.21
		积分系数	0.18
		微分系数	0.11
7	液压马达	转速/(r/min)	1 500
8	比例换向阀	默认值	—

4.2 系统的仿真与分析

1) 系统仿真

本文依据 4.1 中的仿真模型,按照表 3 中的参数,进行了不含 PID 环节的设置并进行仿真,得到相应的特性曲线。

a) 液压盘式刹车系统工作压力

液压盘式刹车系统工作压力特性曲线,如图 8 所示。

由图 8 可知,液压盘式刹车系统采用 PID 控制方式时,系统工作压力明显高于传统的控制方式,同时系统工作压力的变化过程更加平稳,无明显的压力波动,进而提高了刹车系统的稳定性。其次,PID 控制使系统的响应速度明显提高,其工

作压力达到稳定输出时所用的时间进一步减少。

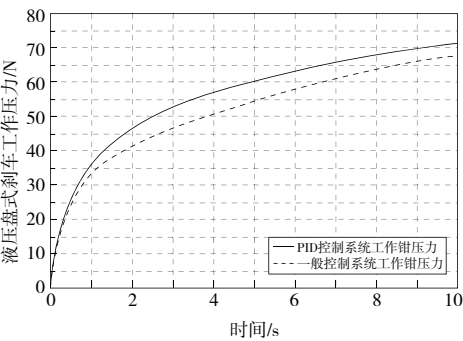


图 8 工作压力特性曲线

b) 液压盘式刹车系统工作流量

液压盘式刹车系统工作流量特性曲线,如图 9 所示。

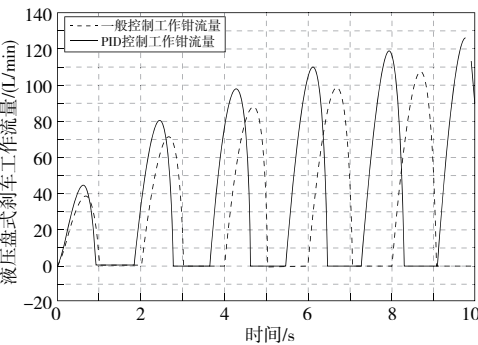


图 9 工作流量特性曲线

由图 9 可知,液压盘式刹车系统采用 PID 控制方式时,系统工作流量在对应时刻的值明显高于传统的控制方式,进而保证了刹车系统的所需压力。同时,系统的响应速度明显提高,对系统延迟有了一定的抑制作用。

2) 系统分析

依据图 9 中的仿真运行结果,分别对 2 种控制系统的运行结果进行频域分析并对结果进行比较,如图 10 和图 11 所示。

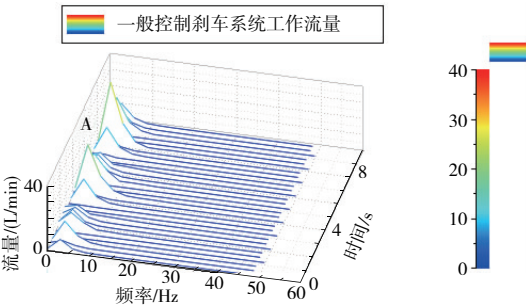


图 10 一般控制系统的频域曲线

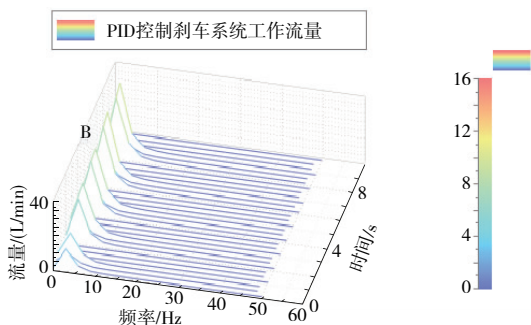


图 11 PID 控制系统的频域曲线

通过频域分析发现,两种系统在刹车系统进行制动的开始阶段都出现了一定的延迟。随着时间的推移,两种系统逐渐进入稳定工作状态,这时图 10 中 A 处的流量波动依然较为明显。而这时,在相同时间 PID 自适应控制系统也进入了稳定工作状态,这时将图 11 中 B 处的流量状态与图 10 中 A 处相比较显示图 11 系统流量更加稳定。通过分析证明,PID 自适应控制系统提高了液压盘式刹车系统的响应速度与稳定性。

5 结语

本文首先分析了液压盘式刹车系统的结构,建立了对应的数学与仿真实验模型。通过分析仿真发现:当外部负载连续变化时,传统的控制方式引起了液压缸有效体积的不稳定变化,造成液压盘式刹车系统的响应速度较低,影响了液压盘式刹车的使用,其次,针对这一问题,以单神经算法为理论基础,以传感器、PID 控制环节为核心设计了一种具有 PID 反馈环节的自适应控制系统,通过 PID 反馈环节的控制,提高刹车系统响应速度,进而达到提高系统稳定性与响应速度的目的。

最后,以 AMESim 为手段搭建了 PID 自适应控制系统的仿真模型并进行了仿真实验,通过实验结果的对比分析表明,PID 控制系统提高了液压盘式刹车系统的响应速度,保持了系统所需的工作流量与压力,提高了系统运行的可靠性,同时增强了设备的适用性,因此本设计具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] 乔福家. 钻机液压盘式刹车系统工作原理与维护分析[J]. 设备管理与维修,2022(10):54-56.
- [2] 周远宏. 钻机液压盘式刹车系统工作原理与维护浅析[J]. 中国石油和化工标准与质量,2020,40(2):123-124.
- [3] 李顺. PSZ75 液压盘式刹车系统的设计与研究[D]. 东营:中国石油大学(华东),2016.
- [4] 文娟,肖苏宸. PSZ65 液压盘式刹车工作钳设计[J]. 电子制作,2015(5):83-84.
- [5] 钱占松. 三通阀控单作用缸在电液位置伺服系统的应用研究[J]. 液压与气动,2020(6):127-134.
- [6] 栗君. 压缩式垃圾车液压油流量增加对其温度的影响[J]. 汽车与驾驶维修(维修版),2022(3):28-31.
- [7] 李资,张海丽. 基于 AMESim-Matlab 的伺服电机速度-压力回路仿真研究[J]. 机械制造与自动化,2021,50(6):135-137.
- [8] 李小伟,高清冉. 基于 MATLAB 的汽车悬架系统参数分析[J]. 济源职业技术学院学报,2022,21(1):47-50.
- [9] 王琳,王文博,钱爱文. 神经网络模糊 PID 控制半主动悬架系统[J]. 洛阳理工学院学报(自然科学版),2022,32(2):65-72.
- [10] 曹亚楠. 基于 AMESim 的大流量安全阀动态特性分析与仿真[D]. 西安:西安科技大学,2014.

收稿日期:2022-09-01

(上接第 108 页)

- [8] 刘红军,莫蓉,范庆明,等. 并行工程下基于特征的零件可制造性及其评价方法研究[J]. 计算机应用研究,2009,26(3):980-983.
- [9] 王宏君,张利强,敬石开. 基于模型融合与映射的零件可制造性分析建模技术[J]. 计算机集成制造系统,2013,19(9):2153-2159.
- [10] 阮超峰. 基于成熟度的并行协同设计方法探究[J]. 机械设计与制造工程,2016,45(1):60-62.
- [11] 陈阳平. 基于数字样机的直升机协同设计研究与应用[D]. 南京:南京航空航天大学,2010.
- [12] DOOLEY K, SUBRA A, ANDERSON J. Maturity and its impact on new product development project

performance[J]. Research in Engineering Design, 2001,13(1):23-29.

- [13] 惠巍,金哲珠,胡保华,等. 基于产品成熟度的设计制造高度并行研发模式[J]. 航空制造技术,2016,59(23):137-141.
- [14] 郭亮,张超,唐倩,等. 面向设计制造一体化的航空产品成熟度建模方法[J]. 现代制造工程,2018(8):42-47.
- [15] 朱凌子,王时龙,杨波,等. 基于成熟度模型的航空产品并行协同研制模式[J]. 重庆大学学报,2018,41(10):19-29.

收稿日期:2022-11-11