

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.10.010

基于磁流变阻尼器的转子系统振动PID控制研究*

王 铜¹,何立东^{1*},邢 健¹,刘 明²

(1. 北京化工大学 高端机械装备健康监测与自愈化北京市重点实验室, 北京 100029;

2. 中国石油规划总院, 北京 100083)

摘要: 针对大型旋转机械通过临界转速时振动过大的问题,搭建了转子实验台,在不改变转子轴系原有支撑形式的基础上,将磁流变阻尼器作为辅助机构安装在转子上,通过实验研究了阻尼器对转子振动的影响规律。提出了一种PID控制策略,设计了转子振动主动控制系统,以振动幅值为反馈参数,实时调节阻尼器电流,在线抑制转子振动。研究表明,该阻尼器可以有效抑制转子临界转速附近的振动,降幅可达90%;通过采用PID控制策略,可根据转子振动变化在线改变控制电流,使转子振动稳定在目标值附近,实现了转子系统开机加速过程振动的自动调控。

关键词: 磁流变阻尼器;阻尼减振;转子;振幅反馈;PID

中图分类号: TH166; TH122; TU646 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)10-1278-05

Study on a single-span rotor system's PID vibration control by magneto-rheological damper

WANG Kai¹, HE Li-dong¹, XING Jian¹, LIU Ming²

(1. Engineering Research Center of Chemical Technology Safety Ministry of Education,

Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China;

2. Petrochina Planning and Engineering Institute, Beijing 100083, China)

Abstract: Aiming at solving the problem that rotating machinery vibration is too large around the critical speed, a single-span rotor system bench was established to simulate the starting process. Without changing original supports of the rotors system, one self-designed magneto-rheological damper was installed at each shaft. Different working conditions were set to study the influences at different operating current of dampers. According to test results, a PID control strategy was proposed and a vibration active control system was designed. Based on amplitude, vibration of a single-span rotor was controlled with the current which adjusted with different vibration and sent to dampers. The results indicate that the damper can reduce the vibration of the shaft near the critical speed vibrations, and the control method can adjust the vibration in real time, and keep the vibration around the target value, without stopping the machine.

Key words: magneto-rheological dampers; vibration damping; rotor; amplitude feedback; PID

0 引 言

能源、石化等领域的许多大型旋转设备,如压缩机、汽轮机及烟机等,由于质量不平衡的原因导致转子振动剧烈,甚至使机组无法正常开机、停机事故

时有发生^[1]。目前通常采用现场动平衡的方法来改善转子不平衡振动,需要反复启停机组,经济损失严重。

磁流变液阻尼器^[2]作为一种新型智能阻尼减振装置,由于其能耗低、阻尼力大和响应快等优势,已成功应用于建筑、桥梁等结构振动控制领域^[3-5],在旋转机械振动领域也逐渐受到关注。孟光、汪建晓等^[6-11],祝

收稿日期: 2014-05-19

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(“973”计划)资助项目(2012CB026000);教育部博士点基金资助项目(20110010110009)

作者简介: 王 铜(1991-),男,山东新泰人,主要从事转子阻尼减振技术方面的研究。E-mail:kaicf@sina.com

通信联系人: 何立东,男,研究员,博士生导师。E-mail:he63@263.net

长生等^[12-14]在这方面作了大量的研究,将一种剪切式磁流变阻尼器作为转子系统的支撑,研究其对转子系统刚度和阻尼的影响。其中,汪建晓等进行了单盘转子系统的运动稳定性实验,发现随着电流增加,系统临界大幅升高,从而原临界转速附近振动降低,并进行了简单开关控制实验。但是,这种结构形式主要通过改变系统刚度使系统避开共振区来实现减振,提供的阻尼力有限,使得系统在新的共振区仍然发生剧烈振动。同时,该方案所提出的开关控制较为简单,控制电流恒定,不能根据系统转速及振动实时变化进行在线调节,无法应对突发振动问题,控制效果不稳定。

基于上述研究现状,本研究搭建转子实验台,转子两端各有一个滑动轴承支撑,将磁流变阻尼器作为辅助机构安装在转子上,研究阻尼器抑制转子不平衡振动的规律。同时,本研究基于LabView编程环境,开发磁流变液阻尼器-转子振动控制系统的软件实验平台,设计PID控制器,实时改变阻尼器电流,研究PID控制方法对转子振动实时、在线的控制效果。

1 磁流变阻尼器的结构与特性

磁流变阻尼器利用磁流变效应。磁流变液在无磁场的条件下呈现出低粘度的牛顿流体特性,而在强磁场的作用下,呈现出高粘度低流动性的流体特性。阻尼器结构示意图如图1所示。阻尼器由连接轴承、阻尼片、磁流变液、铁芯和线圈组成。阻尼片上、下交叉排列,分别与连接轴承和底板固定,阻尼片间有一定间隙,铁芯与实验台固定。

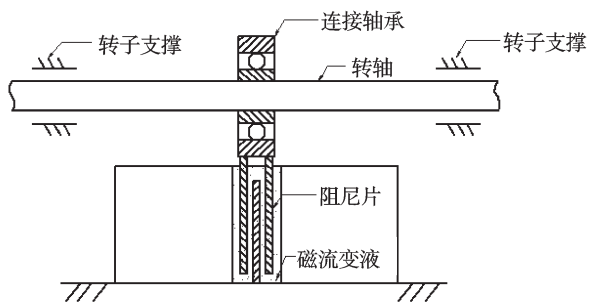


图1 磁流变阻尼器结构示意图

笔者选用Bingham模型^[15-16]来描述阻尼力与电流之间的关系。阻尼力 $F_m(I, t)$ 为:

$$F_m(I, t) = S\eta\dot{u}(t)/h + S\tau_y(I) \tag{1}$$

式中: S —磁效面积, h —磁流变液粘度, I —电流, h —阻尼片间隙, τ_y —磁流变液屈服应力。

磁流变阻尼器电流与磁场强度的对应关系如表1所示。

表1 电流与磁场强度对应关系

| | | | | |
|----------------------------|------|------|-------|-------|
| 电流 I/A | 0.5 | 1.0 | 1.5 | 2.0 |
| 磁场强度 $H/(kA \cdot m^{-1})$ | 30 | 60 | 90 | 120 |
| 磁感应强度 B/T | 0.24 | 0.44 | 0.568 | 0.665 |

2 抑振规律

2.1 实验台参数

本研究搭建的磁流变阻尼转子试验台如图2所示。转子为经典的Jeffcott转子,轴承为圆柱滑动轴承;转子由直流电机驱动,可以实现无级调速;轴直径 $d=10\text{ mm}$,两轴承之间轴的跨度 $L=460\text{ mm}$,转盘直径 $D=70\text{ mm}$,宽度 $B=15\text{ mm}$;磁流变阻尼器安装在转盘右侧120 mm位置。所用磁流变液实验由羰基铁粉(粒径 $3\text{ }\mu\text{m} \sim 5\text{ }\mu\text{m}$)、二甲基硅油(粘度500 cst)及活性剂按一定比例和工艺自制而成。

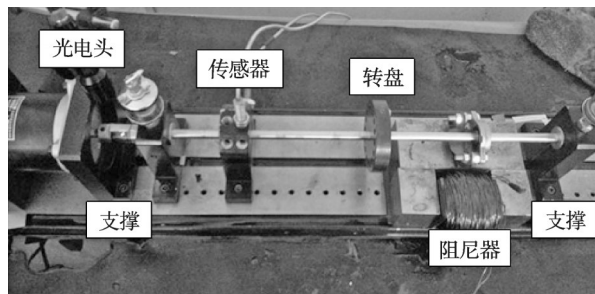


图2 转子实验台

由于磁流变液的流变特性,通电后可提供转子系统一定的阻尼力,用于平衡转子激振力、不平衡质量对系统产生的影响,降低转子振动,其对转子负载几乎没有影响,不会影响电机功率。

2.2 实验研究

实验转子一阶临界转速在3 900 r/min左右,所以本研究选择测量转速为1 000r/min~5 000r/min,分别测得转子在阻尼器电流为0 A(无阻尼)、1 A、1.5 A和2 A下的振动数据,不同电流下的振动幅值对比如图3

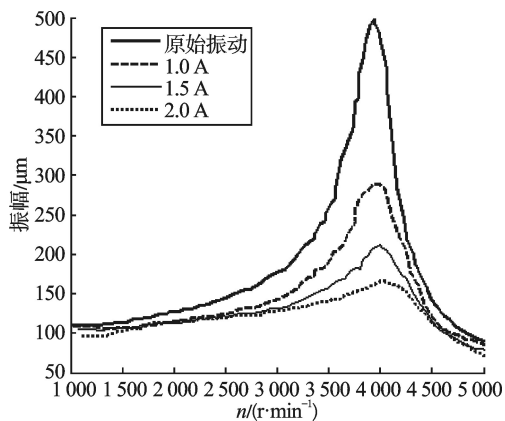


图3 不同电流下的振动幅值对比

所示。取转速3 900 r/min下,各电流下振动数据及降幅如表2所示。

表2 转速3 900 r/min下振动数据及振动降幅

| | | | | |
|-------------------|-----|------|------|------|
| 电流/A | 0 | 1.00 | 1.50 | 2.00 |
| 振幅/ μm | 500 | 282 | 217 | 167 |
| 降幅/(%) | | 45.6 | 56.6 | 66.6 |

如表2中数据所示,电流0 A下原始振动为500 μm ,电流从1 A增加到2 A,振幅由282 μm 降到167 μm ,降幅由45.6%增加到66.6%,系统临界转速由3 900 r/min增加到4 000 r/min左右;由图3可以看出:当转速在1 000 r/min~5 000 r/min范围内,阻尼器通入电流可以抑制转子振动,且降幅随电流增加而提高,降幅最高为67%左右。结果表明,阻尼器可以有效抑制转子系统通过临界转速时的较大振动。

3 PID 控制实验

3.1 PID控制软件平台

本研究设计并搭建基于磁流变液阻尼器的转子振动控制系统,包括硬件平台及软件平台:其中主要的硬件有可调电源和NI9263模块,软件平台是基于LabView编程环境开发的转子振动控制软件。本研究结合PID控制方法,以振幅为目标值设计基于振幅反馈的PID控制程序^[17],设定振幅目标值,设置不同PID参数,研究转子振动实时调控效果,控制策略如图4所示,控制器如图5所示。

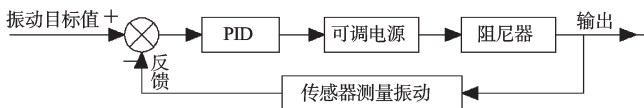


图4 基于振幅的PID控制策略

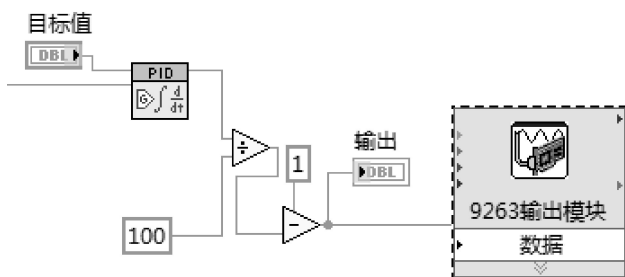


图5 基于振幅的PID控制器

3.2 PID控制实验

本研究设定目标值为180 μm ,转子由1 000 r/min均匀升速到4 000 r/min(时长120 s),PID控制参数设定为 $K=10, T_i=0.01, T_d=0$,转子系统在平稳升速过程中的振动幅值实时变化曲线如图6所示;转子系统

在平稳升速过程中的振动幅值及电流实时变化曲线如图7所示。

由图6可以看出,在转子平稳升速过程中,转子在临界转速附近的振动幅值一直围绕180 μm 小幅波动,顺利通过一阶临界转速,基本实现了转子振动的实时、稳定调控。

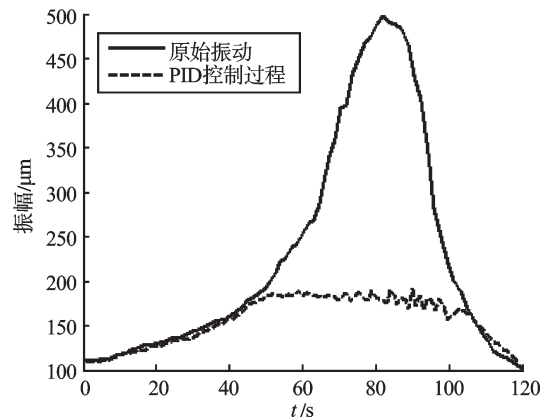


图6 目标值180 μm 时PID控制过程

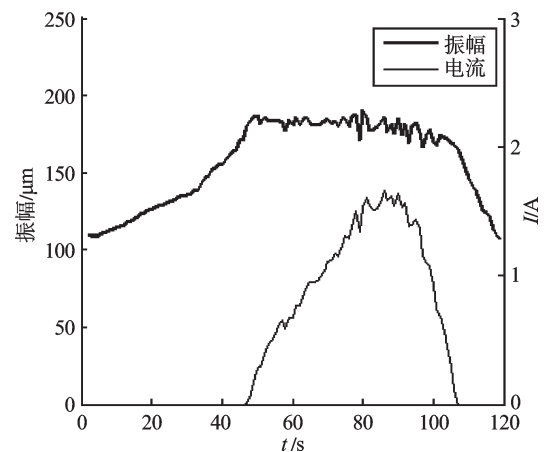


图7 振动幅值及电流实时变化曲线

由图7可得,在46 s处电流开始增加,在80 s处电流增加到1.75 A左右,电流围绕1.75 A有小幅波动一直到93 s左右,同时对应的振动幅值也出现相对较大波动;在93 s之后电流稳定降低直至106 s处降为0 A,此时系统已经通过临界转速。80 s~93 s处出现较大振动波动的原因是此时振动随转速增加变化相对更剧烈,导致出现过调波动现象。

3.3 PID参数整定探究

本研究将目标值仍设定为180 μm ,转子由1 000 r/min均匀升速到4 000 r/min(时长120 s),维持PID控制参数 $T_i=0.01, T_d=0$ 不变,设置 K 分别为1、10、50,将3组实验结果进行对比,为方便进行比较,笔者选择45 s~110 s之间(即阻尼器通电工作区间)的数据得到的振幅变化曲线如图8所示,电流变化曲线如图9所示。

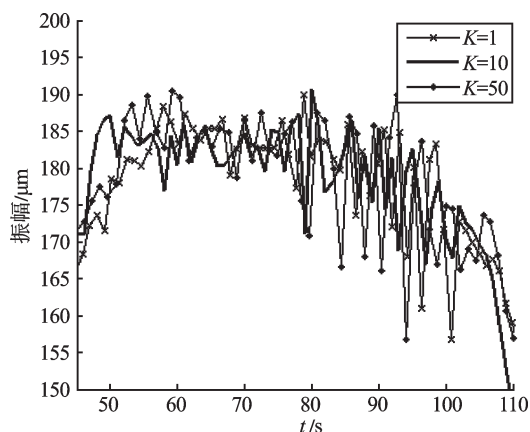


图8 振动幅值变化曲线(不同K值)

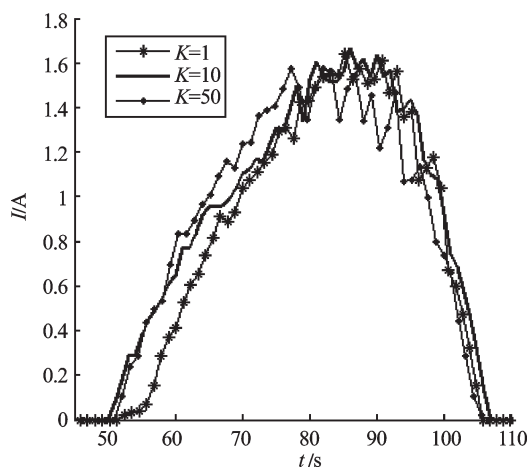


图9 电流变化曲线(不同K值)

由图8可以看出,在46 s~106 s之间, K 为1工况下,振动幅值最高值为190 μm(78 s),最低值为157 μm(100 s); K 为10工况下,振动幅值最高值为190 μm(80 s),最低值为167 μm(97 s); K 为50工况下,振动幅值最高值为190 μm(93 s),最低值为157 μm(94 s)。所以 K 为1和50时,转子系统在临界转速附近振动波动要高于 K 为10工况时,即 K 不宜过大或过小,合适的比例常数可以使系统振动控制更为稳定。由图9也可以看出, K 为10工况下电流变化曲线更为稳定,波动较小,进一步说明 K 为10更适合系统振动控制。

本研究将目标值仍设定为180 μm,转子由1 000 r/min均匀升速到4 000 r/min(时长120 s),维持PID控制参数 K =10, $T_d=0$ 不变,设置 T_i 分别为0.1、0.01、0.001,将3组实验结果进行对比,为方便进行比较,选择45 s~110 s之间(即阻尼器通电工作区间)的

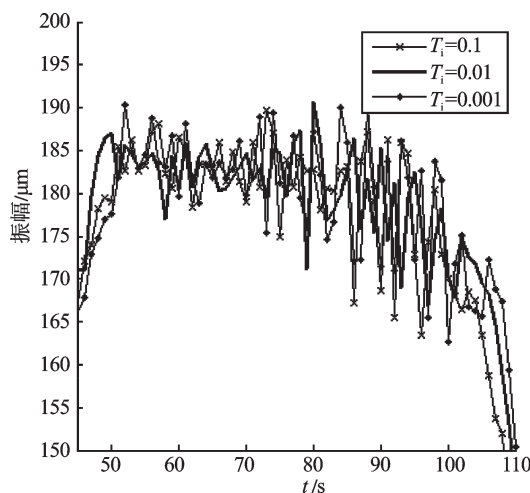


图10 振动幅值变化曲线(不同Ti值)

数据得到振幅变化曲线如图10所示。

由图10可以看出, T_i 为0.1工况下,振动幅值最高值为190 μm(73 s),最低值为163 μm(96 s); T_i 为0.01工况下,振动幅值最高值为190 μm(80 s),最低值为167 μm(97 s); T_i 为0.001工况下,振动幅值最高值为190 μm(8 s),最低值为163 μm(100 s)。所以 T_i 为0.1和0.001时,转子系统在临界转速附近振动波动要略高于 T_i 为0.01工况时。

上述实验现处于机理研究阶段,如何将其应用到工程中的大型旋转机械中,还需要进行大量的实验研究和理论分析,以优化磁流变阻尼器结构及参数。

4 结束语

本研究搭建了转子实验台,在不改变原有支撑形式的基础上,将磁流变阻尼器作为辅助机构安装在转子上。在运行状态下,笔者研究了阻尼器抑制转子不平衡振动的规律,并结合PID控制方法,研究其对转子系统振动的实时调控效果,得到如下结论:

- (1) 磁流变阻尼器可以在系统运行状态下,有效抑制转子共振区振动,其抑振效果随电流增加增大;
- (2) 本研究所设计的基于振幅的PID控制器,可以跟踪转子振动幅值的变化,实时改变阻尼器电流,在线调节转子振动,使转子振动稳定在允许范围内,实现系统振动的自动调控;
- (3) 如何针对这类转子系统进行PID参数整定,需要进一步进行系统的理论分析和实验验证。

(下转第1300页)

本文引用格式:

王 铜,何立东,邢 健,等. 基于磁流变阻尼器的转子系统振动PID控制研究[J]. 机电工程,2014,31(10):1278-1281,1300.
 WANG Kai, HE Li-dong, XING Jian, et al. Study on a single-span rotor system's PID vibration control by magneto-rheological damper[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2014,31(10):1278-1281,1300.
 《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>