

基于 S 函数的调节阀粘滞特性检测方法^①

李世伟^② 尚群立^③

(浙江工业大学信息工程学院 杭州 310023)

摘要 调节阀粘滞特性引起的振荡是工业控制回路性能恶化的最常见来源。目前虽然已有许多检测调节阀粘滞特性的方法,但这些方法的复杂性或存在的缺陷限制着其在实际工况中的具体应用。本文提出了一种检测过程控制回路中调节阀粘滞故障的新方法。该方法将控制器输出(OP)和过程变量(PV)的变化(ΔPV)在相平面图中所构成变化趋势与标准 S 函数进行对比,根据实际函数趋势与标准 S 函数间的差异计算相关系数,通过相关系数的数值具体得出调节阀中是否存在粘滞特性。仿真实例和实际工业数据分析实验验证了提出方法的有效性。

关键词 调节阀;相关系数;S 函数;粘滞检测

安全、理想的工艺运行过程是工业生产中的主要目标,而工业控制回路中的振荡往往是实现上述目标的最大障碍^[1]。控制回路中的振荡出现的原因可能是控制器参数调优不当、传感器故障、过程故障或调节阀故障等;在调节阀各种故障中,阀门粘滞特性被认为是导致回路输出出现波动的最常见原因^[2]。

已有诸多学者在调节阀粘滞检测的手动(或侵入式)和自动(非侵入式)方法的发展上做出了很多努力^[3]。所谓侵入式的方法就是在离线状态下对阀门进行调试,该方法需要停用调节阀,这可能会中断工厂的运行,对生产造成不利的影响。由于这一缺点,非侵入式方法得到了研究人员和工程师的关注。非侵入式方法是当阀门处于控制回路时进行的,通过在线采集控制器、阀门或回路的输入输出数据,然后根据某些数据处理算法判断其是否有粘滞存在。目前现有的非侵入式方法一般依赖于极限环、波形形状、非线性检测、统计或机器学习算法^[4-7],且多基于回路输出信号波形具体情况判断粘滞是否存在。

在振荡的回路输出信号中存在三角形、正方形或正弦波形是应用大多数单纯基于形状的粘滞检测方法的先决条件^[8-9]。由于采样率、振荡持久性和噪声等因素会损害波形形状,同时当一个或多个非粘滞条件共同影响一个控制回路时也会扭曲波形形状^[10],这些单纯基于回路输出波形形状检测阀门粘滞的方法可能会产生错误的结果,缺乏广泛的适用性。韩俊林等人^[11]根据回路输出信号波形的不同以检测阀门是否存在粘滞特性。Rossi 和 Scali^[12]通过使用正弦波、三角波、继电器波对过程输出信号进行拟合,以检测阀门粘滞。Singhal 和 Salsbury^[13]提出了一种根据偏差信号峰值前后面积比较的粘滞检测方法。这些方法都单纯地应用回路输出信号进行粘滞检测,容易受到外界干扰影响,在多种能够造成回路输出振荡因素共同存在的情况下难以准确判断粘滞是否存在。

针对上述检测方法缺陷,本文提出一种新的检测回路中调节阀粘滞故障的方法。所提出的方法为非侵入式的方法,具体操作为,将控制器输出(controller output, OP)和过程变量(process variable, PV)

① 国家科技重大专项(2018ZX06005002)资助项目。

② 男,1997年生,硕士生;研究方向:气动控制阀粘滞补偿,控制阀建模研究;E-mail: 1091102078@qq.com。

③ 通信作者,E-mail: qlshang@zjut.edu.cn。

(收稿日期:2022-11-22)

的变化 (ΔPV) 在相平面图中所构成图形与标准 S 函数进行相似对比, 根据相关系数的数值可以具体得出调节阀中是否存在粘滞特性。即使回路输出存在多种振荡因素, 该方法也能识别调节阀粘滞特性, 可应用于流量、温度、浓度、压力和分析仪相关的控制回路。最后仿真实例和实际工业数据实验验证了提出方法的有效性。

1 调节阀粘滞特性

粘滞是调节阀多种非线性特性中的一种, 表现为在调节阀输入信号作用下, 于滑动运动前突然地跳变, 这是由摩擦力故障引起的非线性特性。受粘滞影响的气动调节阀输入输出特性如图 1 所示, 仿真流量回路中的回路输出信号和控制信号变化过程如图 2 所示。

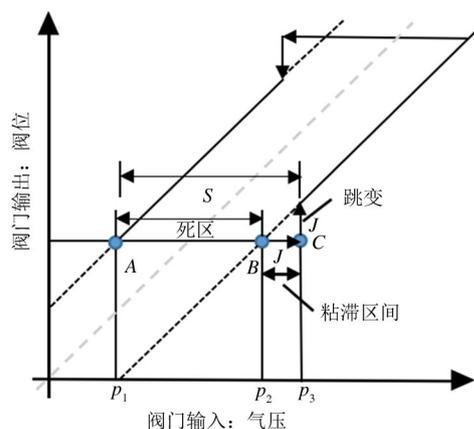


图 1 粘滞状态下气动调节阀输入输出特性

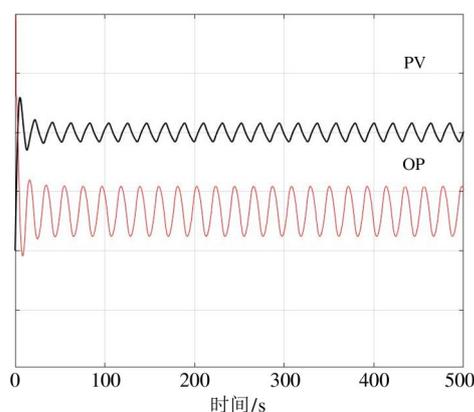


图 2 仿真回路中的输出信号和控制信号

如图 1 和图 2 所示, 由于粘滞特性的存在, 阀门的输入输出呈非线性关系, 回路输出与控制信号一直在不停地波动。在粘滞状态下阀门具体动作特性如下所述: 当调节阀静止或改变方向 (处于 A 点) 时, 调节阀阀杆进入停滞状态, 如果继续增加调节阀的输入, 便进入死区环节 (AB 段)。在这一环节阀门的输出不随输入变化而变化, BC 段为粘滞区间, 其中参数 S 为死区加上粘滞区间, 即 AC 段, 参数 J 为跳变的大小。如果 $J=0$ 就是常见的调节阀死区特性。当控制信号克服了死区加上粘滞区间即粘滞参数 S 时, 调节阀阀杆克服静摩擦力跳变到一个新的位置, 之后继续平滑运动, 直到由于调节阀输入的影响, 再次进入粘滞区间。死区环节和粘滞区间表示了当调节阀输入改变而调节阀输出即阀位不变时的阀门运作过程; 跳变表示了当调节阀由于静摩擦力的存在而处于粘滞区间时, 在阀门继续增大输入直到足以克服静摩擦力的情况下, 存储在执行机构里的潜在能量以动能的形式突然释放, 使阀杆瞬间产生大幅动作的现象。

2 粘滞检测方法

本文提出的调节阀粘滞检测方法主要思想为: 如果控制回路中的输出振荡是由粘滞特性引起的, 那么 OP 和 ΔPV 的变化相位图将有一个 S 型形状 (或 S 型曲线)。图 3 所示为流量回路的闭环信号相位图, 可见流量回路中的调节阀具有粘滞特性, 会引起回路输出振荡。

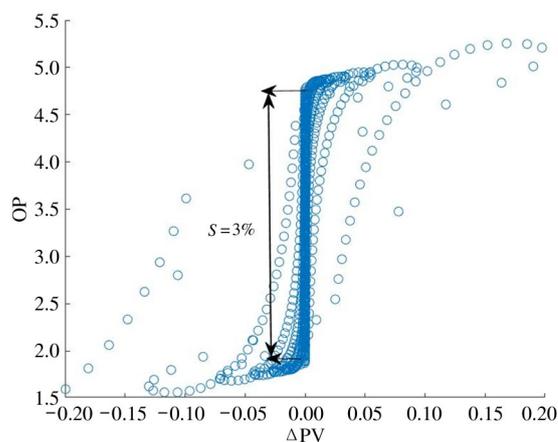


图 3 粘滞回路输出信号相图

该相图的形状类似于 S 型曲线,当 ΔPV 产生微小的变化时,曲线变成线性(几乎是直线)的;曲线的这种线性行为是由调节阀的粘滞特性引起的,当阀位几乎保持不变时,PV 要么停止改变,要么产生较小的变化;在粘滞区间计算的 ΔPV 值会变得非常小(即接近于 0),而 OP 则在不断变化。而粘滞系数 S 也可以近似量化为图中中间实体直线的长度乘以百分号,例如图 3 中粘滞系数 S 为 3%。

相图中 S 样形状的外观是调节阀粘滞特性的唯一特征。当没有粘滞时,任何非粘滞的条件引起振荡时,相位图有不同的形状。图 4 表示控制器参数采用不当引起振荡的相位图。

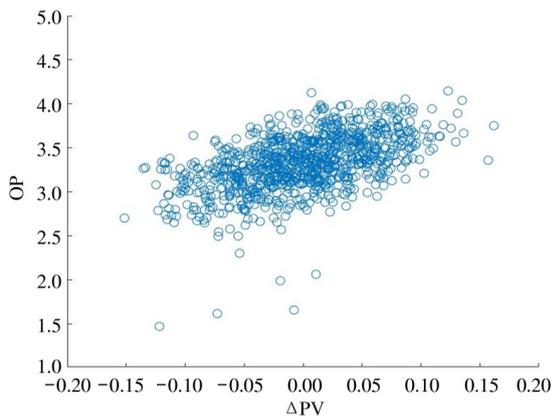


图 4 控制参数不当的回路输出相位图

相图可以视觉检查以确认 S 状曲线的存在,然而,单纯通过这种方法进行诊断是否存在粘滞是高度主观的。为了自动获得更可靠的结果,可以使用标准 S 型函数与实际数值做相关系数运算。标准 S 型函数如式(1)所示。

$$y = \frac{1}{1 + e^{-x}} \quad (1)$$

其中, e 为自然常数; x 为标准 S 型函数的自变量,可以任意选取; y 为标准 S 型函数的因变量。

当 x 值选取 $[-10, 10]$ 之间的数值时,标准 S 函数曲线如图 5 所示。

之后将 S 型函数拟合到实际数据中,计算 S 函

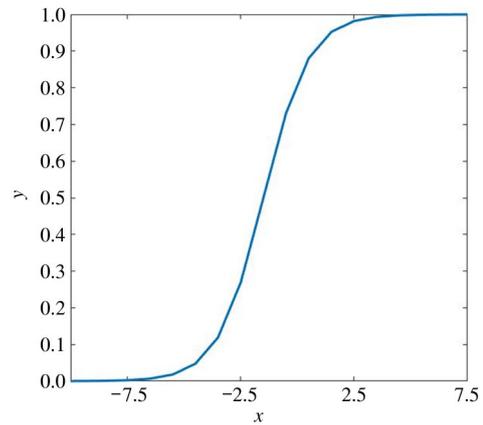


图 5 标准 S 型函数曲线

数与实际数据之间的相关系数以确定两者间的差异,相关系数 r 的计算公式如式(2)所示。

$$r = \frac{\text{Cov}(x, y)}{\sqrt{\text{Var}(x)} \sqrt{\text{Var}(y)}} \quad (2)$$

式中, $\text{Cov}(x, y)$ 为标准 S 型函数 (x) 与实际数据 (y) 的协方差, $\text{Var}(x)$ 为 S 型函数的方差, $\text{Var}(y)$ 为实际数据的方差。相关系数 r 越接近 1 代表两者越相似,也就意味着阀门存在粘滞; r 越接近 0 代表两者越不相关,也就代表着调节阀不存在粘滞,回路振荡不是由粘滞引起的。选取 $r = 0.5$ 为阈值以具体区分是否存在粘滞,当 r 大于 0.5 时,认为存在粘滞特性;当 r 小于 0.5 时,认为不存在粘滞。

3 仿真分析

3.1 粘滞引起的振荡

为了验证所提出粘滞检测方法与前文所述量化粘滞系数 S 方法是否准确,现于仿真闭环回路中采用 3 组粘滞系数 S 不同的输出结果进行分析验证。

对闭环回路的控制过程建立相对应的回路系统模型。控制回路中的过程流量对象简化为工业中常见的一阶惯性加滞后环节,所采用的调节阀粘滞模型为 KANO 模型^[14-15],改变粘滞模型的输入系数 S 和 J 可改变粘滞大小。仿真模型结构如图 6 所示。

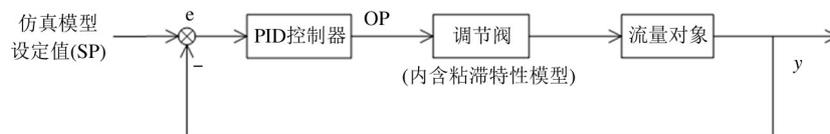


图 6 仿真模型

(1) 粘滞系数 $S = 8\%$

闭环回路输出的控制信号 OP 与 ΔPV 相位图如图 7 所示。

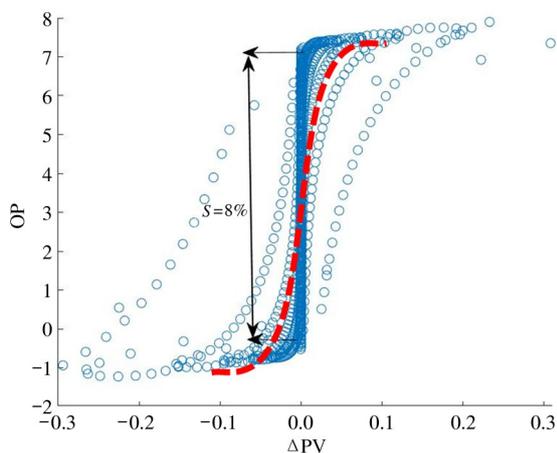


图 7 粘滞系数 $S = 8\%$ 时的相位图

由图 7 可知,由图例组成的近乎实线图形为实际数据关系,虚线为标准 S 函数曲线。标准 S 型函数与实际数据所计算的相关系数 r 为 0.753 8,可以判断此时阀门存在粘滞特性。同时实际数据关系中中间直线的长度大约为最上端数值(7.33)减去最下端数值(-0.65)等于 7.98,根据第 2 节所述方法可判断粘滞系数 S 约为 7.98%,近似等于给定值 8%。

(2) 粘滞系数 $S = 5\%$

闭环回路输出的控制信号 OP 与 ΔPV 相位图如图 8 所示。

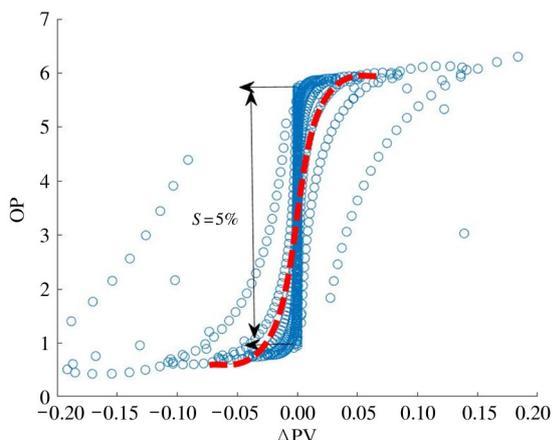


图 8 粘滞系数 $S = 5\%$ 时的相位图

如图 8 所示,由图例组成的近乎实线图形为实际数据关系,虚线为标准 S 函数曲线。标准 S 型函

数与实际数据所计算的相关系数 r 为 0.722 8,可以判断此时阀门存在粘滞特性。同时中间直线的长度大约为最上端数值(5.82)减去最下端数值(0.90)等于 4.92,根据第 2 节所述方法可判断粘滞系数 S 约为 4.92%,近似等于给定值 5%。

(3) 粘滞系数 $S = 1\%$

闭环回路输出的控制信号 OP 与 ΔPV 相位图如图 9 所示。

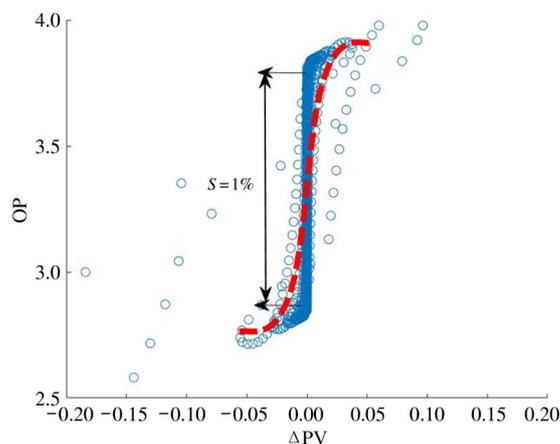


图 9 粘滞系数 $S = 1\%$ 时的相位图

由图 9 可知,由图例组成的近乎实线图形为实际数据关系,虚线为标准 S 函数曲线。标准 S 型函数与实际数据所计算的相关系数 r 为 0.656 8,可以判断此时阀门存在粘滞特性。同时中间直线的长度大约为最上端(3.83)减去最下端(2.83)等于 1.00,根据第 2 节所述方法可判断粘滞系数 S 约为 1.00%,等于给定值 1.00%。

3.2 非粘滞引起的回路振荡

在闭环控制回路中,能够引起回路输出振荡的因素有很多,其中控制器参数设置不当与外界噪声干扰为最常见的 2 种因素。前文图 4 已描述当控制器参数设置不当时的输出相位图,从图中可以清晰地看到图形并不构成 S 型,可以明显地与由粘滞特性引起的振荡现象区分。下面验证当外界噪声干扰存在时回路振荡情况下的输出相位图。

采用方差为 0.5 的白噪声信号模拟外界噪声干扰。回路输出与控制信号变化如图 10 所示,输出相位图如图 11 所示。由图 10 可见由噪声干扰造成的回路振荡波形呈现不规则的形态,单纯以输出波形

判断是否存在粘滞特性是极易产生误判的,而采用相位法可以清晰明确地作出判断。

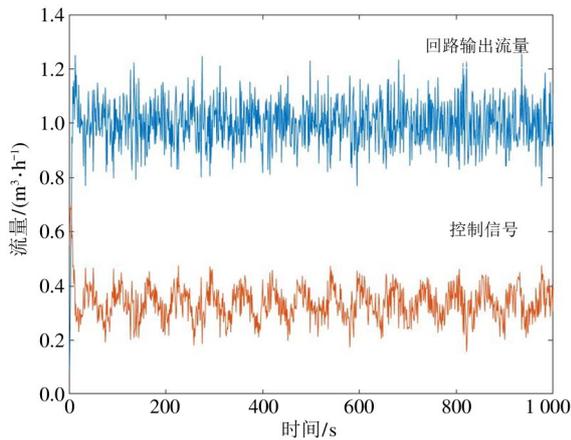


图 10 回路输出与控制信号曲线

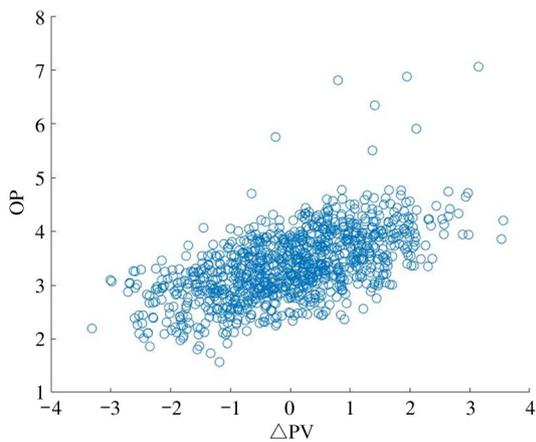


图 11 噪声干扰时的输出相位图

如图 11 所示,当回路输出振荡是由于外界噪声干扰造成时,输出相位图与参数设置不当引起振荡时的相位图相似,但是都构不成 S 型形状,即调节中不存在粘滞特性。上述实验验证了所提出方法的

有效性,所提方法能够清楚地区分到底是粘滞还是其他因素造成的回路输出振荡,避免了结果误判。

4 实验验证

4.1 实验台架

实验流程为,随着上位机设定信号的发出,控制器输出控制信号给电-气(I/P)转换器,同时储气罐作为本次实验中的气源先经过减压阀确定输出气压,再经 I/P 转换器输入气室,引动执行机构动作,使调节阀打开相应开度,主给水泵将介质从储水箱送至管路并流经调节阀,经进水球阀储存进水箱;压力变送器可以观测输气管路中气压大小,阀位变送器可以将输出阀位信号实时反馈给控制器以调节输出振荡的问题,最终控制信号和回路输出数据全部保存在美国国家仪器(National Instruments, NI)机箱。该实验平台实物结构如图 12 所示,该实验流程结构导图如图 13 所示。

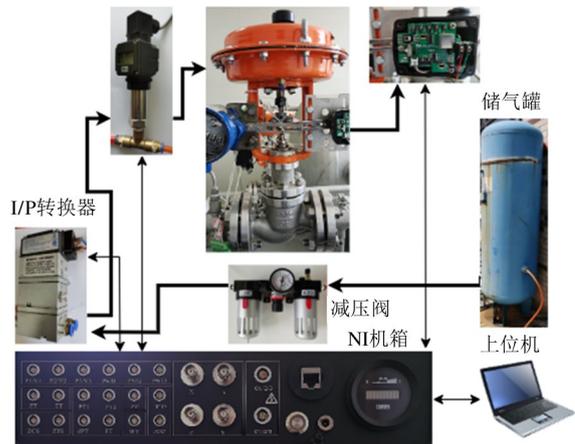


图 12 实验台架实物结构

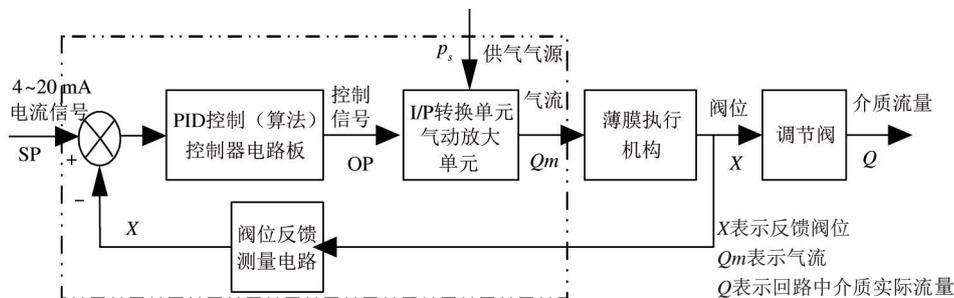


图 13 实验流程结构导图

4.2 粘滞特性引起的振荡

在流量控制回路实验平台上进行阀门实验,本次对粘滞状态下的调节阀进行实验,其中流量回路输出信号与控制信号曲线如图 14 所示,输出的相位图如图 15 所示。

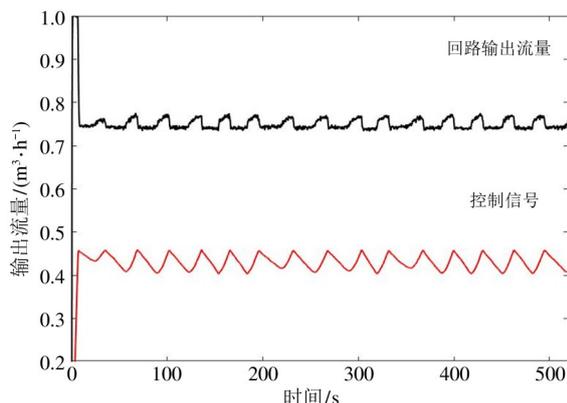


图 14 实际流量回路中的回路输出与控制信号

图 14 中上方曲线为流量控制回路的输出信号变化曲线,下方曲线为流量控制回路的控制信号变化曲线。可以看到,粘滞状态下的控制信号与回路输出曲线都呈波动运行,将回路输出信号变化量和控制信号量化进相平面中,结果如图 15 所示。

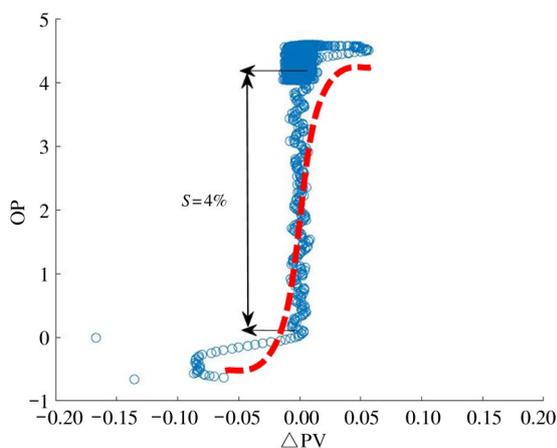


图 15 粘滞状态流量回路输出相位图

由图 15 可以看到,由图例组成的近乎实线图形为实际数据关系,虚线为标准 S 函数曲线。从回路输出信号变化量和控制信号组成的相位图可以清晰地得到一个 S 型形状,与标准 S 型函数对比后,计算出的相关系数 r 为 0.7033,可以判断此时调节阀中存在粘滞特性;同时中间直线的长度大约为最上端

数值(4.23)减去最下端数值(0.11)等于 4.12,根据第 2 节所述方法可判断此时调节阀的粘滞系数 S 约为 4.12%。

4.3 非粘滞特性引起的震荡

更换控制回路中的调节阀为无粘滞特性存在的相同规格阀门,增加干扰噪声与控制参数设置不当 2 种因素共同引起回路输出振荡。其中流量回路输出信号与控制信号曲线如图 16 所示,输出的相位图如图 17 所示。

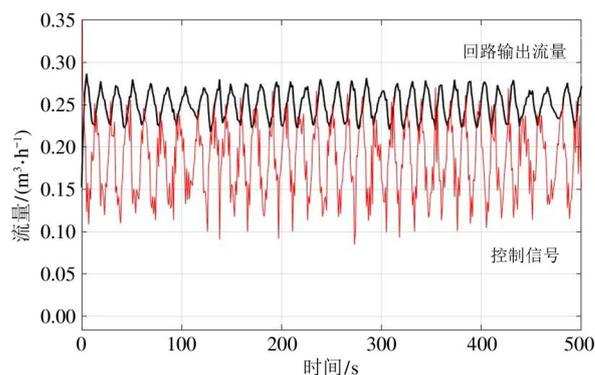


图 16 流量回路输出信号与控制信号曲线

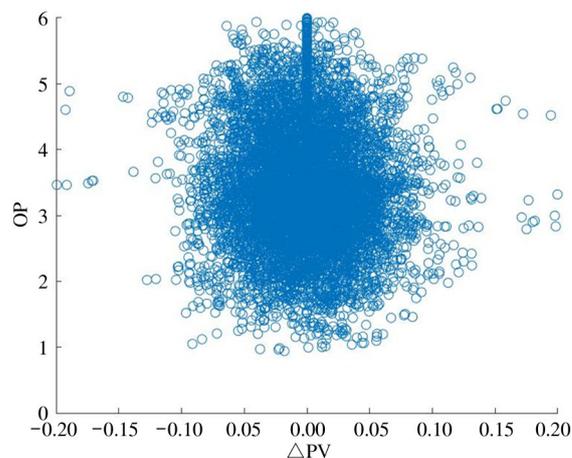


图 17 输出相位图

图 16 中上方曲线为回路输出信号变化曲线,下方曲线为控制信号变化曲线,可以看到此时的控制信号与回路输出曲线都呈剧烈波动运行。

图 17 中可以看到,当实际实验中非粘滞特性因素导致回路输出振荡时,组成相位图不构成 S 型形状,此时可以判断调节阀中不存在粘滞特性,判断结果与实验设定的结果一致。上述实验可以验证该检测方法的有效性。

5 结论

带有存在粘滞特性的调节阀的控制回路通常会导导致工业中生产损失和利润减少,及时检测到调节阀中是否存在粘滞特性非常重要。本文提出了一种简单的基于形状的检测方法,该方法将 OP 和 ΔPV 的相位图与标准 S 型函数进行相关系数计算,通过计算结果能够准确判断阀门中是否存在粘滞特性,同时对粘滞系数 S 进行简单地量化。与现有的基于形状的检测方法相比,该方法具有良好的粘滞检测性能,能够有效区分到底是何种因素使回路产生振荡,不会像单纯对比回路输出波形的检测方法那样容易产生误判。在仿真回路和实际流量回路中进行了分析验证,结果证明了所提出方法的有效性。

参考文献

- [1] PAULONIS M A, COX J W. A practical approach for large-scale controller performance assessment, diagnosis, and improvement[J]. *Process Control*, 2003,13(2):155-168.
- [2] DESBOROUGH L, MILLER R. Increasing customer value of industrial control performance monitoring-Honeywell's experience[C]//*AIChE Symposium Series*. New York, USA: AIChE, 1998:169-189.
- [3] 江钊,王志国,刘飞. 基于 HAMMERSTEIN 模型的阀门粘滞检测和量化[J]. *计算机仿真*, 2021,38(7):391-396,432.
- [4] 刘梦杰,赵春晖,王文海. 基于单类数据迁移的控制阀粘滞检测方法[J]. *控制工程*, 2022,29(4):645-654.
- [5] CHOUDHURY M A A S, JAIN M, SHAH S L. Stiction-definition, modelling, detection and quantification[J]. *Journal of Process Control*, 2008,18(3):232-243.
- [6] CAPACI R B, SCALI C. Review and comparison of techniques of analysis of valve stiction: from modeling to smart diagnosis[J]. *Chemical Engineering Research & Design*, 2018,130:230-265.
- [7] 解剑波,范海东,李清毅,等. 基于全卷积网络的阀门粘滞检测方法[J]. *浙江电力*, 2021,40(2):105-111.
- [8] MARUTA H, KANO M, KUGEMOTO H, et al. Modeling and detection of stiction in pneumatic control valves[J]. *Japan Science and Technology Agency*, 2004,40(8):825-833.
- [9] DAMBROS J W V, FARENZENA M, TRIERWEILER J O. Data-based method to diagnose valve stiction with variable reference signal[J]. *Chemical Engineering Research & Design*, 2016,55(39):10316-10327.
- [10] KAMARUDDIN B,ZABIRI H,MOHD AMIRUDDIN A A A, et al. A simple model-free butterfly shape based detection (BSD) method integrated with deep learning CNN for valve stiction detection and quantification[J]. *Process Control*, 2020,87:1-16.
- [11] 韩俊林,王树青,谢磊. 控制阀粘滞特性的频域检测方法研究[J]. *计算机工程与应用*, 2010,46(33):244-248.
- [12] ROSSI M, SCALI C. Automatic detection of stiction in actuators:a technique to reduce the number of uncertain cases[C]//*IFAC Symposium on Dynamics and Control of Process Systems*. Cambridge, USA: Elsevier, 2004: 751-756.
- [13] SINGHAL A, SALSBUURY T I. A simple method for detecting valve stiction in oscillating control loops [J]. *Journal of Process Control*, 2005,15(4):371-382.
- [14] 何熊熊,邹涛,杨悦,等. 气动调节阀静摩擦的 KANO 模型与检测方法的进一步研究[J]. *化工学报*, 2008, 59(7):1691-1697.
- [15] KANO M, MARUTA H, KUGEMOTO H, et al. Practical model and detection algorithm for valve stiction[C]//*IFAC Symposium on Dynamics and Control of Process Systems*. Cambridge, USA: Elsevier, 2004:859-864.

Stiction detection method of control valve based on S function

LI Shiwei, SHANG Qunli

(School of Information Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

Abstract

Oscillations caused by the viscous characteristics of pneumatic control valves are the most common source of deterioration in the performance of industrial control loops. Although there are many methods to detect the viscosity characteristics of control valves, the complexity or defects of these methods limit their specific application in practical working conditions. This paper proposes a new method for detecting the viscous fault of the regulating valve in the process control loop. The proposed method compares the change trend of controller output (OP) and process variable (PV) (ΔPV) in the phase plane diagram with the standard S function, calculates the correlation coefficient according to the difference between the actual function trend and the standard S function, and can specifically determine whether there is viscosity characteristics in the control valve through the value of the correlation coefficient. The proposed method is analyzed and experimented by simulation examples and actual industrial data, and its effectiveness is verified.

Key words: control valve, correlation coefficient, S function, stiction detection