

文章编号:1000-8055(2013)12-2842-07

高速热气流风洞供油系统的双路流量协调控制

蔡超志¹, 李运华¹, 滕丰健¹, 董素君²

(1. 北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对高速热气流风洞供油系统双路流量的协调控制问题,在引入交叉耦合控制算法并汲取滑模控制与动态矩阵预测控制的优点的基础上设计了一种双路流量协调控制器. 仿真结果表明:提出的单路流量控制算法能够实现流量的快速、无超调、精确控制,调节时间约为 10 s,控制精度可达 0.1%,并且具有克服系统滞后的能力;提出的双路流量协调控制器提高了双路流量的动态跟随性,跟踪误差在 ± 0.1 L/min 内.

关 键 词: 热气流风洞; 流量控制; 协调控制; 交叉耦合; 动态跟随性

中图分类号: V37; TH137.7; TP273.5

文献标志码: A

Coordinated control of dual-channel flow-rate for fuel supply system of high-speed heat-airflow wind tunnel

CAI Chao-zhi¹, LI Yun-hua¹, TENG Feng-jian¹, DONG Su-jun²

(1. School of Automation Science and Electrical Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. School of Aeronautic Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics Beijing 100191, China)

Abstract: In order to solve the coordinated control problem of dual-channel flow-rate in the fuel supply system of the high-speed heat-airflow wind tunnel, a coordinated controller of dual-channel flow-rate based on the cross coupling control algorithm and deriving the virtues of the sliding mode variable-structure control method and dynamic matrix predictive control was developed. Simulation results illustrate that the single-channel flow-rate controller is able to achieve a fast, no overshoot and precise control of the flow-rate, adjustment time is about 10 seconds, and the control accuracy is 0.1%, and has the ability to overcome the time delay; the coordinated controller improves the dynamic track-ability of dual-channel flow-rate and the tracking error within ± 0.1 L/min.

Key words: heat-airflow wind tunnel; flow-rate control; coordinated control; cross coupling; dynamic tracking-property

高速热气流风洞是用来实现航空发动机叶片热应力实验和高温温度传感器动态热校准的热流场模拟实验系统^[1]. 热气流风洞温度控制能力是

表征高速热气流模拟风洞性能好坏的重要指标.

在大口径高速热气流风洞中为获得均匀的温度场,一般采用在圆周和中心布置喷嘴的主、预燃

收稿日期:2012-11-06

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131111.1602.028.html>

作者简介:蔡超志(1982—),男,湖北应城人,博士生,主要从事高速热气流风洞的流量、温度控制研究.

烧室燃烧控温方案. 为此, 要求对主燃和预燃两路流量进行协调调节, 即两路流量按照确定比例变化.

对于单路流量的控制策略, 文献[2]采用 Pulse-and-Gliding 控制策略实现了自动汽车燃油消耗量的最小控制. 文献[3]对坦克中高温液压泵的流量采用 PID(proportion integration differentiation)控制策略实现控制, 但存在超调, 效果并不理想. 文献[4-5]针对流量闭环系统的特点, 在未考虑齿轮流量计时滞影响情况下采用模糊 PID 进行了控制. 文献[6]针对流量计的时滞问题, 采用了 Smith 预估 PID 控制规律, 但 Smith 预估需要精确的数学模型. 本系统由于电机、泵和管路等环节难以建立精确的数学模型, Smith 预估算法难以直接应用. 为此, 文中提出结合滑模控制和动态矩阵预测控制优点的 SDMC(sliding mode dynamic matrix predictive controller)来实现单路流量的精确控制.

对于协调控制问题, 交叉耦合控制是一种有效的算法, 已经在多轴数控运动控制系统协调控制上得到了广泛应用^[7-10]. 它的基本思想是根据各独立控制回路所反馈的信息, 实时计算不同步误差, 并按照一定的关系将输出配置到各回路上, 从而实现各输出轴的同步协调控制.

虽然热风洞的两个供油子系统是完全解耦的, 但由于它们的响应特性不可能一致, 因此, 如果不主动协调, 难以得到定比率流量. 为此, 本文中引入交叉耦合控制来实现两路流量的协调控制. 将两路流量的跟随误差通过 PID 算法引入前向环节, 并参与两路的流量控制, 从而实现双路流量的动态协调控制.

1 系统描述

高速热气流风洞双路供油系统如图 1 所示. 它包括主燃和预燃两条供油油路. 通过控制器分主燃和预燃两路独立为热风洞主燃烧室和预燃烧室提供规定流量的航空煤油. 控制器以 PLC(programmable logic controller)为下位机, 工控机为上位机组成控制系统. 考虑到 PLC 的运算能力有限, 具体的控制算法在工控机上完成, 然后将计算的控制量下发给 PLC, 通过 PLC 控制变频器实现系统的流量闭环控制.

在高速热气流风洞试验系统中, 调节单路供油流量的大小会改变燃烧室喷口的平均温度, 而主、预油路的流量比例变化会影响温度场的分布

情况. 喷口平均温度和燃烧条件的近似关系为

$$t_3^* = \frac{W_f \eta_e H_u + W_a C_{p2} t_2^* + \eta_e C_{pf} t_f}{W_f C_{p3} + W_a C_{p3}} \quad (1)$$

式中 Q_f 为总的燃油流量; Q_a 为进口空气流量; t_3^* 为出口温度; t_2^* 为进口温度; C_{pf} 为低温燃油焓值; t_f 为空气温度; H_u 为燃油热值; C_{p2} 为低温空气焓值; C_{p3} 为高温空气焓值; η_e 为燃烧效率.

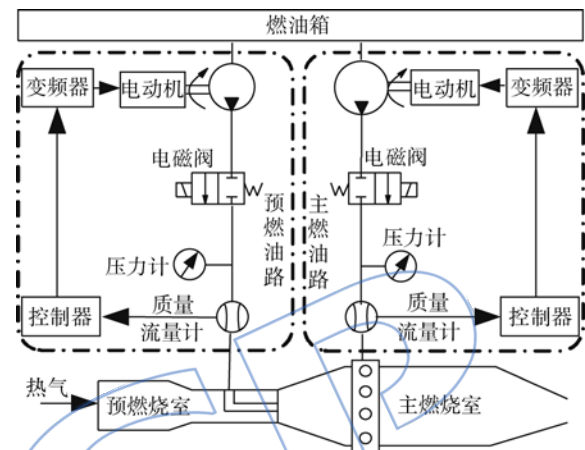


图 1 高速热气流模拟风洞双路供油系统

Fig. 1 Dual-channel fuel supply system of high-speed heat-airflow wind tunnel

实验时, 保持系统供油总量不变, 而将主燃油路和预燃油路的供油量之比由 0.863 : 0.137 (6.3 : 1) 变为 0.857 : 0.143 (6 : 1), 则喷口温度场改变分别如表 1 和表 2 所示^[11].

从表 1 和表 2 的实验数据可以看出, 在主/预燃油路供油比为 6.3 : 1 时, 温度场温度极差为 91℃, 在主/预燃油路供油比为 6 : 1 时温度场极差仅为 26℃, 由此可见主、预两路供油比例对喷口温度场分布影响很大. 因此, 为使温度场分布更均匀, 应该研究双路供油的协调控制策略.

表 1 主/预燃油路供油比为 6.3 : 1 时试验结果

Table 1 Experimental results when fuel ratio of main/pre-circuit is 6.3 : 1

进口 温度/℃	空气流量/ (kg/s)	测量 位置/mm	试验件 温度/℃
220	1.5	中心	1072
220	1.5	-10	1065
220	1.5	-20	1023
220	1.5	-30	1114
220	1.5	-40	1096

表2 主/预燃油路供油比为6:1时试验结果

Table 2 Experimental results when fuel ratio of main/pre-circuit is 6:1

进口 温度/℃	空气流量/ (kg/s)	测量 位置/mm	试验件 温度/℃
220	1.5	中心	1068
220	1.5	-10	1066
220	1.5	-20	1082
220	1.5	-30	1092
220	1.5	-40	1073

2 单路供油系统模型

由图1可知,主燃油路和预燃油路在组成和工作原理上完全相同,因此只需建立主燃油路的数学模型便可。主燃油路供油系统以变频器、三相异步电机和柱塞式定量泵组成的变频泵组作为被控对象,以齿轮流量传感器测得的实际流量作为反馈量,通过控制器实现油路流量的控制。

由以上描述可知,单路流量供油系统的模型包括变频器环节、电机环节、定量泵环节以及管路环节,它们的数学模型分别为^[12]

$$U_a = K_f K_{int} u \quad (2)$$

$$T_e = \frac{3m_p}{2\pi R_2'} K_f U_a - \frac{m_p^2}{40\pi R_2'} K_f^2 n_p = K_1 U_a - K_2 n_p \quad (3)$$

$$T_e = J_t \frac{\pi}{30} \frac{dn_p}{dt} + B_t \frac{\pi n_p}{30} + \frac{D_p p_p}{2\pi \eta_m} \quad (4)$$

$$Q_p = \frac{1}{60} D_p n_p - C_p p_p \quad (5)$$

$$Q_p(s) = \frac{p_p(s)}{Ls + R_1 + R_2} \quad (6)$$

式中 U_a 为变频器定子侧电压; K_f 为变频器到电机的增益系数; K_{int} 为变频器的增益系数; u 为输入变频器的控制电压; T_e 为电机轴上的转矩; m_p 为电机极对数; n_p 为电机的实际转速; R_2' 为折合到定子的转子每相电阻; J_t 为折合到电机轴上的转动惯量; B_t 为电动机转轴阻尼系数; D_p 为泵的排量; p_p 为油路压力; η_m 为泵的机械效率; Q_p 为油路流量; C_p 为油路总的泄漏系数; $L = \frac{4\rho l}{\pi d^2}$ 为

液感; $R_1 = \frac{128\mu l}{\pi d^4}$ 为管路液阻; $R_2 = \frac{\sqrt{2\rho p_2^*}}{6C_d A_0}$ 为喷嘴液阻; l 为管路长度; d 为管路内径; ρ 为燃油密度; μ 为油液动力黏度; C_d 为流量系数; A_0

喷嘴小孔的截面积, s 为复变数。

综合式(2)~式(6),可以得到从 u 到 Q_p 之间的传递函数为

$$G(s) = \frac{b_0}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (7)$$

式中

$$K_3 = \frac{D_p^2}{120\pi \eta_m}, R = R_1 + R_2$$

$$a_0 = (1 + C_p R) \left[K_2 + \frac{\pi}{30} B_t \right] + K_3 R,$$

$$a_1 =$$

$$\frac{\pi}{30} J_t + K_3 L + \frac{\pi}{30} J_t C_p R + C_p L \left[K_2 + \frac{\pi}{30} B_t \right],$$

$$a_2 = \frac{\pi}{30} J_t C_p L, b_0 = \frac{D_p}{60} K_1 K_f K_{int}.$$

由于实际中使用的齿轮流量计具有滞后,设为 τ 秒,从而使得实际得到的流量 Q_r 具有滞后,即

$$Q_r = Q_p e^{-\tau s} \quad (8)$$

选取系统模型参数如表3,代入式(7)计算并根据实际系统流量传感器的大惯性修正系统的时间常数,然后将流量的量纲转化为 L/min 得到系统的开环传递函数为

$$G_1(s) = \frac{1155}{1.24s^2 + 680s + 617} \quad (9)$$

由于预燃油路系统的原理和组成与主燃一样,只是预燃泵的排量为 $10.55 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$,同理可得预燃油路系统的传递函数为

$$G_2(s) = \frac{577}{1.17s^2 + 640s + 617} \quad (10)$$

表3 供油控制系统模型参数

Table 3 Model parameters of fuel supply control system

参数	数值	参数	数值
$\rho/10^2 (\text{kg}/\text{m}^3)$	7.8	R_2'/Ω	7.56
$J_t/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.054	l/m	12
$B_t/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad})$	0.045	d/m	0.01
$C_p/10^{-11} (\text{m}^3 \cdot \text{Pa}/\text{s})$	9.25	C_d	0.6
$\mu/10^{-3} (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$	2.34	m_p	3
$D_p/10^{-6} (\text{m}^3/\text{r})$	21.1	η_m	0.87
$A_0/10^{-6} \text{ m}^2$	8.478	τ/s	3

3 双路流量协调控制器设计

3.1 协调控制器总体结构

双路流量协调控制器结构如图2所示,它是尝试将运动控制中常用的交叉耦合算法引入到流量控制这种缓变的控制问题中,交叉耦合算法能

够提高系统双路流量动态跟随性的实质是:它将系统两路的流量差 e 作为反馈信号通过某种算法分别加入到各单路控制中,从而实现快速消除两路流量差这一类似于单路闭环控制中的误差的状态变量,因此,这种尝试是可行的.由图可知,双路流量协调控制器由一个单路(SDMC)和一个交叉耦合 PID 控制器组成.其中,SDMC 控制器主要用来消除单路流量的跟踪误差,实现单路流量的快速精确控制.交叉耦合 PID 控制器主要用来提高双路流量的协调性.

3.2 单路滑模预测控制器

为了解决供油系统中纯滞后和由于电动机的非线性,喷油孔的堵塞情况以及气温变化等造成的不确定性,本文结合 DMC (dynamic matrix control) 预测控制和滑模控制的优点,提出一种滑模预测控制器用于单路流量的误差跟踪控制.即用 DMC 控制处理系统的纯滞后问题,用滑模控制器减小系统的不确定性对系统的影响,同时用预测策略降低滑模控制中的抖振现象.

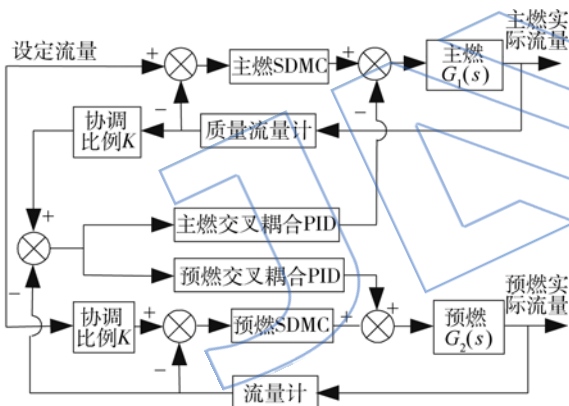


图 2 双路流量协调控制器结构

Fig. 2 Coordinated controller structure of dual-channel flow-rate

首先参考文献[13-14],滑模预测控制器的预测滑模面可以选择为

$$\begin{aligned} \hat{S}(k+i|k) = & P_s(z^{-1})[\tilde{y}(k+i|k) - w(k+i)] + \\ & Q_s(z^{-1})\Delta u_c(k+i-1-d) \end{aligned} \quad (11)$$

式中 $\hat{S}(k+i|k)$ 是未来 $k+i$ 时刻的预测滑模面, $\tilde{y}(k+i|k)$ 是用动态矩阵预测的未来 $k+i$ 时刻的系统输出值, $w(k+i)$ 是未来 $k+i$ 时刻的参考轨迹, $P_s(z^{-1})$ 和 $Q_s(z^{-1})$ 分别是阶数为 p 和 q 阶多项式,且 $P_s(z^{-1})$ 的所有特征根必须位于单位圆内.它们决定了滑模动态特性,可用以下公式表示:

$$P_s(z^{-1}) = p_{s0} + p_{s1}z^{-1} + \cdots + p_{sp}z^{-p} \quad (12)$$

$$Q_s(z^{-1}) = q_{s0} + q_{s1}z^{-1} + \cdots + q_{sq}z^{-q} \quad (13)$$

由式(11)可知,SDMC 是用未来的控制偏差 $\Delta u_c(k+i-1-d)$ 来预测未来的滑模面值 $\hat{S}(k+i|k)$,因为利用未来的控制偏差预测未来的滑模面值有更好的效果,特别是对含有纯滞后的控制对象效果更明显.该算法的目的是对控制作用 Δu_c 施加必要的惩罚的同时使预测滑模面沿所采用的时域的值 0 .该目的可用以下目标函数表示:^[15]

$$J = \sum_{i=1}^P [\hat{S}(k+i|k)]^2 + \sum_{j=1}^M \lambda(j) [\Delta u_c(k+i-1)]^2 \quad (14)$$

式中 P 是控制时域, $\lambda(j)$ 是权系数序列.通常取为固定值.控制器是以预测滑模面序列趋近于 0 为目标计算未来的控制偏差序列 $[\Delta u_c(k), \Delta u_c(k+1), \dots, \Delta u_c(k+M-1)]$.最终的控制目标是保证在任何时刻受控变量与参考值 $w(k+i)$ 的误差为 0 .因此,跟踪参考信号的问题可以转化为保持预测滑模面为 0 的问题.滑模预测控制器包括 Δu_c 和 Δu_d 两个部分.控制信号 Δu_c 通过求解 $\frac{\partial J}{\partial \Delta u_c} = 0$ 获得,控制信号 Δu_d 体现了非线性预测部分,包括了滑模控制律的切换元素,可表示为

$$\Delta u_d(k+i) = K_1 \frac{S(k+i|k)}{|S(k+i|k)| + \rho} \quad (15)$$

式中 K_1 和 ρ 为可调参数.调整 K_1 可以调节达到滑模面的快慢, ρ 为小正常数,调整它可改变颤振.

系统的预测模型由 DMC 的预测模型给出,其表达式为

$$\tilde{y}_{pm}(k) = \tilde{y}_{p0}(k) + \mathbf{A}\Delta u_c(k) \quad (16)$$

式中 $\tilde{y}_{p0}(k)$ 为 kT 时刻预测的无控制增量时未来 p 个时刻的系统输出, $\tilde{y}_{pm}(k)$ 为 kT 时刻预测的有 M 个控制增量 $\Delta u_c(k), \Delta u_c(k+1), \dots, \Delta u_c(k+M-1)$ 时未来 p 个时刻的系统输出. $\Delta u_c(k)$ 为从现在起 M 个时刻的控制增量. $\mathbf{A}$ 称为动态矩阵,其元素为描述系统动态特性的阶跃响应系数.其表达式为

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_1 & 0 & \cdots & 0 \\ a_2 & a_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_p & a_{p-1} & \cdots & a_{p-M+1} \end{bmatrix}$$

将式(16)代入式(11)可得滑模面的预测值为

$$\hat{S} = (P_s A + Q_s) \Delta u_c + P_s (\tilde{y}_{p0} - w) \quad (17)$$

其中矩阵 P_s 和 Q_s 定义为

$$P_s = \begin{bmatrix} p_{s0} & 0 & \cdots & 0 \\ p_{s1} & p_{s0} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & p_{sp} & \cdots & p_{s0} \end{bmatrix}$$

$$Q_s = \begin{bmatrix} q_{s0} & 0 & \cdots & 0 \\ q_{s1} & q_{s0} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & q_{sq} & \cdots & q_{s0} \end{bmatrix}$$

于是目标式(14)可以写成如下形式:

$$J = [(P_s A + Q_s) \Delta u_c + P_s (\tilde{y}_{p0} - w)]^T [(P_s A + Q_s) \Delta u_c + P_s (\tilde{y}_{p0} - w)] + \lambda (\Delta u_c^T \Delta u_c) \quad (18)$$

求解 $\frac{\partial J}{\partial \Delta u_c} = 0$ 可得

$$\Delta u_c(k) = K_{sdmc} [w(k) - \tilde{y}_{p0}(k)] \quad (19)$$

$$K_{sdmc} =$$

$$[(P_s A + Q_s)^T (P_s A + Q_s) + \lambda I]^{-1} (P_s A + Q_s)^T P_s$$

根据式(15)控制序列 Δu_d 可以取为

$$\Delta u_d(k) = \left[K \frac{\hat{S}(k+d)}{|\hat{S}(k+d)| + \rho}, \dots, K \frac{\hat{S}(k+M+d-1)}{|\hat{S}(k+M+d-1)| + \rho} \right] \quad (20)$$

因此,最终可以得到滑模预测控制的控制律为

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u_c(k) + \Delta u_d(k) \quad (21)$$

根据 DMC 控制原理可知还需要进行反馈校正,即用 $\Delta u_c(k)$ 的第一个分量形成控制量作用于对象产生对象的实际输出 $y(k+1)$ 和用 $\Delta u_c(k)$ 的第一个分量预测未来的输出 $\tilde{y}_{n1}(k)$. 然后用 $y(k+1)$ 和 $\tilde{y}_{n1}(k)$ 的第一个分量 $\tilde{y}_1(k+1|k)$ 形成预测误差,即

$$e(k+1) = y(k+1) - \tilde{y}_1(k+1|k) \quad (22)$$

用加权系数 h_i ($i=1,2,\dots,N$) 得到预测的修正值如下式:

$$\tilde{y}_{cor}(k+1) = \tilde{y}_{n1}(k) + h e(k+1) \quad (23)$$

3.3 交叉耦合控制器控制器

交叉耦合控制器用结构简单易于计算机控制系统实现的经典 PID 控制器实现. 这里本文选用实用的增量式 PID,其表达式为

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k) \quad (24)$$

$$\Delta u(k) = K_p [e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + K_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \quad (25)$$

式中 K_p, K_i, K_d 分别为比例、积分与微分系数.

4 仿真分析

以 3.2 小节中设计的 SDMC 控制律对式(9)建立的主燃油路供油系统模型在 Matlab 7.0 软件中进行了仿真. 仿真时通过对模型标准化处理和选择合适数值积分算法可达到 0.1% 仿真精度. 仿真硬件为: 华硕台式机, CPU/AMD Athlon (tm) 64 × 2 dual core processor 4200 + /2.21 GHz/1G. 滑模预测器参数为: $N=10, P=6, M=2, P_s(z^{-1})=1-0.5z^{-1}, Q_s(z^{-1})=0.5z^{-1}, K_1=0.01, \rho=0.2, \lambda=1, h=0.8$. 以 3.0 L/min 作为目标流量, 得到仿真结果如图 3 所示. 由图可知, 设计的控制方法能够较快且无超调地跟踪流量设定值, 克服了滞后的影响, 达到了预想的控制效果.

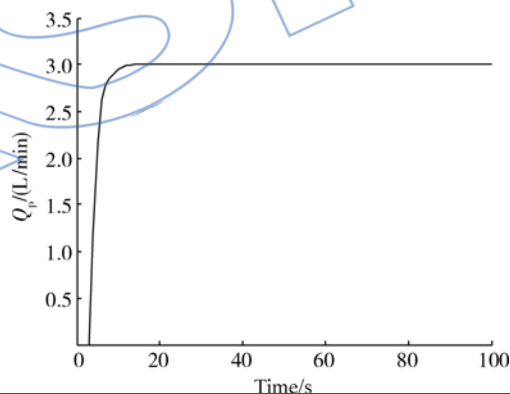


图 3 单路流量控制仿真结果

Fig. 3 Simulation results of the single-channel flow-rate control

为了说明本文设计的 SDMC 方法克服系统滞后的能力, 分别采用 PID 控制律和 SDMC 控制律进行了仿真对比研究. 图 4 是两种控制方法在滞后时间为 3 s 时的仿真结果, 由图可知, 在这种情况下, PID 算法和本文设计的算法都能实现流量的快速无超调控制, 且本文设计的算法略快于 PID 控制律. 保持其他控制条件不变, 将系统滞后时间由 3 s 变成 5 s, 得到仿真结果如图 5 所示. 由图 5 可知, 本文设计的控制律具有较好的克服滞后的能力, 大大优于传统 PID 控制律.

同理, 预燃油路流量经本文设计的控制方法

也能得到较好的控制效果,并且通过参数调整的方式可以使两路的流量闭环响应近似一致,仿真结果如图 6 所示.由于实际控制系统中主燃油路的流量一般为预燃油路流量的 6 倍左右,因此,仿真时预燃油路流量的设定值为主燃油路流量的

1/6,即 0.5 L/min.这里为了使两路流量的响应趋于一致,便于比较,因此,将预燃油路的流量仿真数据乘以 6,即图中 6 倍的预燃油路流量.但当一路的流量(如主燃油路)由于系统参数变化发生改变时,由于主燃和预燃供油系统是两个完全解耦的系统,因此,两路的响应步调将不再一致,动态跟随性也随之变差.图 7 是在主燃油路供油系统传递函数参数 b_0 在仿真的第 50 s 增加 10%,而无交叉耦合控制时仿真结果.结果表明:两个供油系统是解耦的,一路流量的改变不会影响另一路流量的随动,因此,不能实现流量的协调随动变化.图 8 是在主燃油路参数 b_0 在仿真的第 50 s 增加 10%,有交叉耦合控制时仿真结果.仿真结果表明本文设计的协调控制器能够提高双路流量的随动性,证明了控制器的有效性.图 9 是在上述两种仿真情况下得到的两路流量的跟随误差曲线,由图可知,在有协调控制时两路流量的跟随误差较小,且能反映双路流量的随动性,证明了协调控制的有效性.

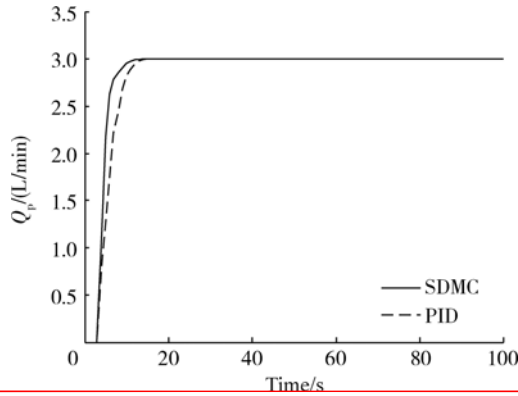


图 4 滞后时间为 3 s 时 SDMC 和 PID 仿真结果
Fig. 4 Simulation results of SDMC and PID when time is 3 s

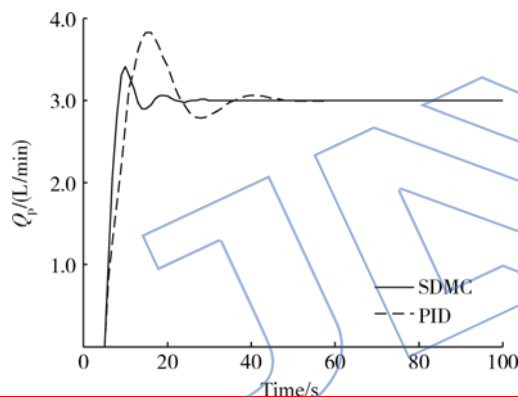


图 5 滞后时间为 5 s 时 SDMC 和 PID 仿真结果
Fig. 5 Simulation results of SDMC and PID when time is 5 s

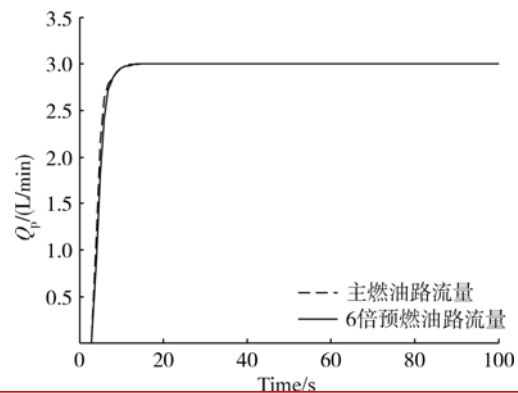


图 6 调节控制器参数可以使两路流量近似一致
Fig. 6 Dual-channel flow-rate approximate consistent by regulating controller parameters

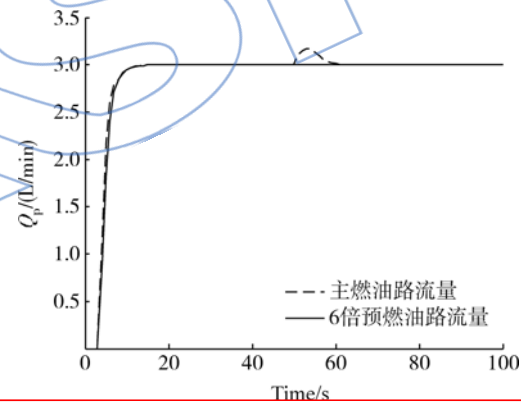


图 7 无协调控制时仿真结果
Fig. 7 Simulation results without coordinated control

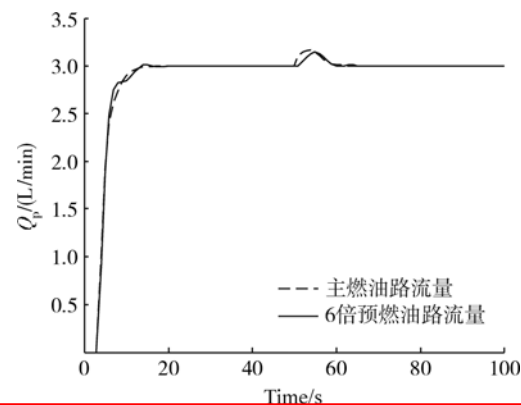


图 8 有协调控制时仿真结果
Fig. 8 Simulation results with coordinated control

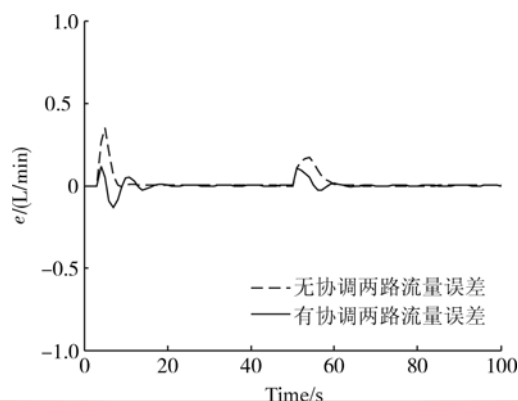


图9 两路流量的跟踪误差

Fig. 9 Tracking error of dual-channel flow-rate

5 结 论

将运动控制中的交叉耦合算法引入慢响应的流量控制问题中,实现双路流量的协调控制,提高双路流量的随动协调性。仿真结果表明:所设计的单路流量滑模预测控制器能够实现流量的快速、无超调、精确控制,调节时间为10 s,控制精度可达0.1%,并且具有克服系统滞后的能力,所设计的双路流量协调控制器提高了双路流量的动态跟随性,即协调性,跟踪误差在 ± 0.1 L/min内。

参考文献:

- [1] 赵时安,廖理,陈勇. 1700℃热校准风洞[J]. 航空计测技术, 2000, 20(4): 3-6.
ZHAO Shian, LIAO Li, CHEN Yong. 1700℃ hot wind tunnel for thermal calibration[J]. Aviation Measuring and Testing Technology, 2000, 20(4): 3-6. (in Chinese)
- [2] Li S E, PENG Hui, LI Keqiang, et al. Minimum fuel control strategy in automated car-following scenarios[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2012, 61(3): 998-1008.
- [3] XU Shuhui, ZHOU Minglian, DONG Haiguang. High temperature hydraulic pump and flow control based on frequency conversion technology [C] // Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Xi'an: IEEE, 2010: 1203-1208.
- [4] 张林,李运华. 基于变频调速的燃油供给系统的设计与实现[J]. 液压气动与密封, 2010, 30(4): 10-12.
ZHANG Lin, LI Yunhua. Design and implementation of fuel supply system based on variable frequency speed-regulating technology[J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2010, 30(4): 10-12. (in Chinese)
- [5] LI Yunhua, CAI Chaozhi, LIU Tao, et al. Study on control strategies for oil-fuel supply system used in supersonic combustion wind tunnel[C] // Proceedings of the 2011 FluidPower and Mechatronics. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011: 732-737.
- [6] 刘涛,李运华,张林. 变频驱动容积式供油系统的流量预估控制[J]. 液压气动与密封, 2011, 31(2): 52-56.
LIU Tao, LI Yunhua, ZHANG Lin. Flow rate predictive control for volumetric type of fuel oil supplying system driven by variable frequency induction motor[J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2011, 31(2): 52-56. (in Chinese)
- [7] Jeremy R C, Charlie A E, Rida T F, et al. Performance analysis of cross-coupled controllers for CNC machines based upon precise real-time contour error measurement [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012, 52(1): 30-39.
- [8] HUO Feng, Poo A N. Improving contouring accuracy by using generalized cross-coupled control[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012, 63: 49-57.
- [9] SU Kehan, CHENG Yangming. Contouring accuracy improvement using cross-coupled control and position error compensator[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, 48(12/13): 1444-1453.
- [10] Shih Y T, Chen C S, Lee A C. A novel cross-coupling control design for bi-axis motion [J]. International Journal of Machine Tool and Manufacture, 2002, 42(14): 1539-1548.
- [11] 刘涛. 超燃风洞双路燃油供给系统的协调控制策略研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2011.
LIU Tao. Study of coordinated control strategy for two-channel oil-fuel supply system used in supersonic combustion wind tunnel[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [12] 蔡超志,李运华,滕丰健. 高速热气流模拟风洞的供油流量控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(4): 544-548.
CAI Chaozhi, LI Yunhua, TENG Fengjian. Control of fuel flow-rate supply system in high-speed airflow thermal simulation tunnel[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(4): 544-548. (in Chinese)
- [13] Camacho O, Rojas R, Garcia W G. Some long time delay sliding mode control approaches [J]. ISA Transactions, 2007, 46(3): 95-101.
- [14] 丁虎,张健沛. 船用锅炉蒸汽压力系统的滑模预测控制[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2010, 31(8): 1039-1042.
DING Hu, ZHANG Jianpei. Sliding mode predictive controller for a ship boiler steam pressure system[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2010, 31(8): 1039-1042. (in Chinese)
- [15] Garcia-Gabin W, Zambrano D, Camacho E F. Sliding mode predictive control for chemical process with time delay[C] // in 16th IFAC World Congress. Prague: Czech Republic, 2007: 468-471.