DOI: 10.3901/JME.2018.01.113

基于自适应鲁棒控制算法的硬岩隧道掘进机水平方向轨迹纠偏控制*

邵诚俊¹ 廖建峰² 刘之涛¹ 苏宏业¹

(1. 浙江大学工业控制技术国家重点实验室 杭州 310027;

2. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 硬岩隧道掘进机在施工过程中掘进轨迹与施工设定轴线无法时刻保持一致,需要轨迹纠偏控制来实现施工的顺利进行。敞开式硬岩隧道掘进机可通过调节左右推进油缸推力对装备的水平方向位姿进行调节。对掘进装备的主驱动-推进-撑靴多系统进行运动学分析和动力学建模,得到掘进机的水平方向纠偏调向模型。为解决模型中的参数不确定项和不确定非线性项,利用自适应鲁棒控制策略设计轨迹纠偏控制器,通过仿真结果可知,设计的控制器能快速、平滑且精确地进行纠偏调控。

关键词: 敞开式硬岩隧道掘进机; 动力学模型; 轨迹纠偏; 自适应鲁棒控制

中图分类号: TG156

Trajectory Tracking Control in Horizontal Direction of Open-type Hard Rock Tunnel Boring Machine Based on Adaptive Robust Control Strategy

SHAO Chengjun¹ LIAO Jianfeng² LIU Zhitao¹ SU Hongye¹

(1. State Key Laboratory of Industrial Control Technology, Zhejiang University, Hangzhou 310027;

2. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

Abstract: Automatic trajectory tracking control is a significant task during tunnel excavation, while the tunnel boring machine is working. The actual excavation path is not always consistent with the design axis. Tasks of steering and posture adjustment of open-type hard rock tunnel boring machine can be achieved by properly adjusting the hydraulic pressure of thrust cylinders. The position and posture rectification kinematics and dynamics models of TBM have been established based on practical investigation. Rather severe parametric uncertainties and uncertain nonlinearities exist in the dynamic model. An adaptive robust control strategy is adopted to achieve precise position and posture trajectory tracking control. Simulation results are obtained to illustrate the effectiveness of the proposed adaptive robust controller.

Key words: open-type hard rock tunnel boring machine; kinematics and dynamics model; position and posture rectification; adaptive robust control

0 前言

随着能源开发项目、国防工程、水利工程、国家基础设施建设如公路、铁路、地铁等项目的大力发展,地下隧道建设的需求日益增大^[1-2]。而硬岩隧道掘进机(Tunnel boring machine, TBM)作为隧道工程最主要的施工装备,其需求量在近几十年中飞速增长。与传统的钻爆法相比, TBM 具有更快的掘进速度、更全面的安全保障及对周围环境更小的影响等显著

的优势^[3-4]。TBM 可分为敞开式 TBM 和护盾式 TBM, 此研究以敞开式 TBM 作为主要讨论对象。

敞开式 TBM 关键部分主要由刀盘主驱动系统、推进系统和撑靴系统等构成。在实际施工中, 推进系统提供向前的推力, 主驱动系统驱动刀盘转动切削掘进面围岩, 撑靴系统则在推进切削过程中撑紧岩壁以保持 TBM 主机稳固。TBM 在掘进过程中需严格按照设定轴线向前掘进, 但在实际施工中 TBM 不可避免的因为掘进面载荷不均、地质变化和扰动影响等与设定轴线出现偏差, 当偏差超出一定范围时, 需要进行纠偏调控。现有的 TBM 施工主要依赖人工调节, 易造成蛇形轨迹、屋脊状表面和越纠越偏等现象, 需要研究 TBM 自动纠偏控制。

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2013CB035406)、国家自然科学基金重点(61633019)和国家创新研究群体基金(61621002)资助项目。20170302 收到初稿, 20170719 收到修改稿

近几年中一些专家学者也在轨迹纠偏方面进行了研究。周奇才等^[5]提出了结合人工控制经验和专家知识的模糊控制器来实现盾构机的位姿调节；杨霞^[6]建立了盾构机的运动学和动力学模型，并分析了模型的欠驱动和非完整特性，提出了模糊变结构轨迹跟踪控制方法；DUAN 等^[7]提出了将定值补偿控制作为前馈控制，PID 作为反馈控制的位移和姿态复合控制器，并进行了初步的仿真分析；XIE 等^[8]讨论了在复杂多变的地质条件下盾构机推进系统自动轨迹跟踪控制，提出了结合纠偏轨迹生成器和单独液压缸控制器的轨迹跟踪集成控制系统；为解决在纠偏时作用在盾体上的不确定载荷和液压缸引起的非线性项，YUE 等^[9]提出了双闭环控制策略；LIU 等^[10]建立了护盾式 TBM 的轨迹纠偏模型，并设计了模糊 PID 控制器来实现位姿的调节。在上述研究中，讨论对象主要集中在盾构和护盾式 TBM，与敞开式 TBM 在结构上有较多区别，需要重新建立敞开式 TBM 轨迹纠偏模型。通过分析 TBM 主机、推进系统、撑靴系统的机械结构和运动学特性，建立了敞开式 TBM 水平方向纠偏调向动力学模型，同时提出了自适应鲁棒控制器来处理模型中的非线性项和不确定项^[11-12]，实现纠偏轨迹的精准控制。

1 运动学分析及动力学建模

1.1 坐标设定与变换

图 1 给出了被研究系统的机构示意图，此系统主要包含以下几个部分：① 左右两侧各有一个推进液压缸，推进油缸由油缸的缸体和活塞杆两个机构组成，其中液压缸的缸体与基准线之间铰接、活塞杆与被研究刚体之间铰接；② 被研究对象刚体，刚体在两个液压缸的推进作用下能够在平面内平移和转动。对系统建立图 1 所示的坐标系统，其中坐标系 $O_A x_A y_A$ 是惯性坐标系统，坐标原点在液压缸的两个下铰接点连线的中点，称为坐标系 $\{A\}$ ，该坐标系的 X 轴垂直于基准线， Y 轴沿着基准线向左坐标原点在两油缸跟基准线铰接点的中心。坐标系统 $O_B x_B y_B$ 是附体坐标系统，称为坐标系 $\{B\}$ ，该坐标系与被研究机构固连。

用矩阵 ${}^A_B \mathbf{R}$ 表示惯性坐标系统和附体坐标系统之间的旋转关系，如附体坐标系 $\{B\}$ 的原点在惯性坐标系 $\{A\}$ 的坐标矢量 ${}^A \mathbf{O}_B$ ，那么坐标系 $\{B\}$ 中的一个点 ${}^B \mathbf{P}$ ，在坐标系 $\{A\}$ 的坐标可以表示为

$${}^A \mathbf{P} = {}^A \mathbf{O}_B + {}^A_B \mathbf{R} {}^B \mathbf{P} \quad (1)$$

图1 被研究系统示意图

由于是基于平面内的分析，可以得到

$${}^A_B \mathbf{R} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix} \quad (2)$$

式中， φ 表示附体坐标系相对于惯性坐标系的旋转角度。

以上求解过程分析了坐标系 $\{B\}$ 的矢量转换到坐标系 $\{A\}$ 中的变换方法，但并不是所有分析都会基于惯性坐标系，所以也需要分析并求解出坐标系 $\{A\}$ 中的矢量变换到坐标系 $\{B\}$ 中的变换表达式

$${}^A_B \mathbf{R} = {}^B_A \mathbf{R}^T \quad (3)$$

由于被研究刚体 A 在平面内运动，其在行进过程位姿可以通过机构质心的坐标 x_c, y_c 和旋转角度 φ 来描述，同时为了质心的运动速度和绕质心的旋转角速度 ω 可以描述刚体的运动，其中绕质心的旋转角速度和旋转角的导数有以下关系

$${}^A \omega = {}^B \omega = \dot{\varphi} \quad (4)$$

用矢量 $\mathbf{q} = [x_B \ y_B \ \varphi]^T$ 表示 TBM 刀盘质心的位姿。

1.2 运动学分析

图 2 给出了被研究系统中各机构连接点及相互之间构成的连杆的标识，其中 O_A 是惯性坐标系统的原点， B_1, B_2 分别表示为与推进液压缸与基准线之间的铰链点， b_1, b_2 分别表示左右两个推进油缸与刚体之间的铰链点， O_B 表示刚体的质心。图中用 d_i 表示系统中固有连杆的长度， $\mathbf{u}_i$ 表示对应连杆的单位矢量。图中还给出活塞杆与油缸之间的作用点分别为 $s_i, p_i (i=1, 2)$ ，作用点与下铰接点之间的对应的长度为 $r_{si}, r_{pi} (i=1, 2)$ ，每根支撑腿上下两个铰接点之间的长度用 $L_i (i=1, 2)$ 表示，其中每根支腿对

应的单位矢量用 $\mathbf{e}_i$ 表示。其中还需注意到推进液压缸质心距离下铰接点的距离和推进液压缸的长度 l_{cdi} 、 l_{di} ($i=1, 2$) 活塞杆质心距离上铰接点距离和活塞杆长度 l_{cui} 、 l_{ui} ($i=1, 2$)。

如果将式(19)写成 $T_p = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}_h(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}}$ 的形式, 可以确定

$$\mathbf{M}_h = \begin{pmatrix} m_b & 0 & 0 \\ 0 & m_b & 0 \\ 0 & 0 & I_b \end{pmatrix} \quad (20)$$

由于刚体质心在平面上运动并且 z 轴坐标为 0, 所以势能

$$V_A = 0 \quad (21)$$

推进系统左右两侧各有一个推进油缸为机构前进提供动力。推进部分可以分解称为液压缸和活塞杆两部分组成, 其中液压缸一端固定, 活塞杆与液压缸通过滑动副约束。则推进系统总动能

$$T_t = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 (I_d \omega_i^2 + I_u \omega_i^2 + m_{ui} \dot{L}^2) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \dot{\mathbf{q}}^T ((I_{di} + I_{ui})^A \mathbf{J}_{oi}^T {}^A \mathbf{J}_{oi} + m_{ui} {}^A \mathbf{J}_{si}^T {}^A \mathbf{J}_{si}) \dot{\mathbf{q}} \quad (22)$$

根据以上动能和势能表达式可以求得拉格朗日函数

$$L(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - V(\mathbf{q}) = T_p + T_t \quad (23)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{q}}} - \frac{\partial L}{\partial \mathbf{q}} = \boldsymbol{\tau} \quad (24)$$

得到

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau}_d = \boldsymbol{\tau} + \mathbf{A}(\mathbf{q})^T \boldsymbol{\lambda} \quad (25)$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \mathbf{M}_h + \sum_{i=1}^2 ((I_{di} + I_{ui})^A \mathbf{J}_{oi}^T {}^A \mathbf{J}_{oi} + m_{ui} {}^A \mathbf{J}_{si}^T {}^A \mathbf{J}_{si}) + m_m {}^A \mathbf{J}_m^T {}^A \mathbf{J}_m \quad (26)$$

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \frac{1}{2} [\dot{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) + \mathbf{U}_m^T - \mathbf{U}_m] \quad (27)$$

$$\mathbf{U}_m = (\mathbf{I}_n \otimes \dot{\mathbf{q}}^T) \frac{\partial \mathbf{M}^T}{\partial \mathbf{q}} - \frac{\partial \mathbf{M}^T}{\partial \mathbf{q}} = \left[\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \mathbf{q}_1}, \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \mathbf{q}_2}, \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \mathbf{q}_3} \right]^T \quad (28)$$

$$\mathbf{I}_n \otimes \dot{\mathbf{q}}^T = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}^T & 0 & 0 \\ 0 & \dot{\mathbf{q}}^T & 0 \\ 0 & 0 & \dot{\mathbf{q}}^T \end{bmatrix} \quad (29)$$

1.4 系统广义坐标下受力分析

在某一时刻推进油缸有以下速度表达式

$${}^A \dot{\mathbf{L}}_{ti} = {}^A \dot{\mathbf{t}}_i \cdot {}^A \mathbf{e}_{ti} = {}^A \mathbf{e}_{ti}^T {}^A \dot{\mathbf{t}}_i = {}^A \mathbf{J}_s^{ti} \dot{\mathbf{q}} \quad (30)$$

那么可以得到

$$\delta L_i = {}^A \mathbf{J}_s^{ti} \delta \mathbf{q} \quad (31)$$

则推进力对系统做功

$$\delta W_{tsys} = \sum_i {}^A F_{ti} \delta L_{ti} = \sum_{i=1}^4 F_{ti}^T {}^A \mathbf{J}_s^{ti} \delta \mathbf{q} = \boldsymbol{\tau}_1^T \delta \mathbf{q} \quad (32)$$

由此得到

$$\boldsymbol{\tau}_t = \sum_{i=1}^4 {}^A \mathbf{J}_s^{tiT} F_{ti} \quad (33)$$

$$F_{ti} = S_{Ai} P_{Ai} - S_{Bi} P_{Bi} - b_{ti} \dot{L}_{ti}$$

由此, 可以写成

$$\boldsymbol{\tau}_t = \sum_{i=1}^4 {}^A \mathbf{J}_s^{tiT} (S_{Ai} P_{Ai} - S_{Bi} P_{Bi} - b_{ti} \dot{L}_{ti}) = \mathbf{B} \mathbf{u} - \sum_{i=1}^4 b_{ti} {}^A \mathbf{J}_s^{tiT} {}^A \mathbf{J}_s^{ti} \dot{\mathbf{q}} \quad (34)$$

撑靴油缸可以一个自由度的滑动, 滑动速度 ${}^A \dot{\mathbf{r}}_g = {}^A \mathbf{J}_s^g \dot{\mathbf{q}}$, 由此可以得到

$$\delta \mathbf{r}_g = {}^A \mathbf{J}_s^g \delta \mathbf{q} \quad (35)$$

结合虚功原理, 可以得到

$$\delta W_{csys} = F_g \delta \mathbf{r}_g = F_g^T {}^A \mathbf{J}_s^g \delta \mathbf{q} = \boldsymbol{\tau}_g^T \delta \mathbf{q} \quad (36)$$

根据(32)、(36)可以得到

$$\boldsymbol{\tau}_g = {}^A \mathbf{J}_s^{gT} {}^A F_g \quad (37)$$

撑靴油缸左右两侧作用面积为 S_{Ag} 、 S_{Bg} , 活塞杆运动阻尼比 c_g , 那么可以求得

$$F_g = p_g^l S_{Bg} - p_g^r S_{Bg} - c_g \dot{L}_g \quad (38)$$

综合以上分析, 广义作用力可表示为

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\tau}_t + \boldsymbol{\tau}_g + \boldsymbol{\tau}_{ct} + \boldsymbol{\tau}_f$$

$$\boldsymbol{\tau} = \sum_{i=1}^2 {}^A \mathbf{J}_s^{tiT} F_{ti} + {}^A \mathbf{J}_m^T F_g + \boldsymbol{\tau}_{ct} + \boldsymbol{\tau}_f =$$

$$\mathbf{T}_p \mathbf{P}_r - \mathbf{C}_h \dot{\mathbf{q}} + \boldsymbol{\tau}_{ct} + \boldsymbol{\tau}_f \quad (39)$$

式中, $\boldsymbol{\tau}_{ct}$ 为围岩作用力, $\boldsymbol{\tau}_f$ 为盾体摩擦力。

$$\mathbf{T}_p = \begin{bmatrix} {}^A \mathbf{J}_s^{t1T} S_{A1} & {}^A \mathbf{J}_s^{t2T} S_{A2} & {}^A \mathbf{J}_m^T S_{Bg} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{P}_r = \begin{bmatrix} \Delta P_1 & \Delta P_2 & \Delta P_g \end{bmatrix}^T \quad (40)$$

代入式(26)可得

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{C}_h] \dot{\mathbf{q}} - \mathbf{T}_p \mathbf{P}_r + \boldsymbol{\tau}_d - \boldsymbol{\tau}_{ct} - \boldsymbol{\tau}_f = \mathbf{A}(\mathbf{q})^T \boldsymbol{\lambda} \quad (41)$$

式中, $\boldsymbol{\lambda}$ 为拉格朗日乘子, 为控制需要消除在方程中的 $\boldsymbol{\lambda}$ 。

TBM 掘进过程中与围岩之间的相互作用非常复杂, 可以用非完整约束简化两者之间的作用力。TBM 盾头受非完整约束, 即盾头上某一平面上的所

有点的速度均垂直于该平面, 即与该平面平行的方向速度为 0。

附体坐标下, 该平面的中心点速度

$$\dot{y}_B \cos \phi - \dot{x}_B \sin \phi + \dot{\phi} d = A(q)\dot{q} = 0 \quad (42)$$

其中 $A(q) = [-\sin \phi, \cos \phi, d]$, 令 $S(q)$ 为由线性无关矢量组成的满秩矩阵, 满足

$$S^T(q)A^T(q) = 0 \quad (43)$$

可得辅助矢量时间函数 $v(t)$, 满足

$$\dot{q} = S(q)v(t) \quad (44)$$

可求得

$$S(q) = \begin{bmatrix} \cos \phi & d \sin \phi & d \\ \sin \phi & -d \cos \phi & 0 \\ 0 & 1 & \sin \phi \end{bmatrix}$$

$S^T(q)$ 乘以式(26)可得

$$S^T MS\dot{v} + S^T(M\dot{S} + CS + C_h S)v = S^T T_p P_r + S^T \tau_d + S^T(\tau_{ct} + \tau_f) \quad (45)$$

$$\bar{M}(q)\dot{v} + \bar{C}(q, \dot{q})v = \bar{T}_p P_r + \bar{\tau}_d + \bar{\tau}_c \quad (46)$$

$$\dot{v} = \bar{M}(q)^{-1}[-\bar{C}(q, \dot{q})v + \bar{T}_p P_r + \bar{\tau}_d + \bar{\tau}_c] \quad (47)$$

最终可得到如下表达式

$$\dot{q} = S(q)v(t) \quad (48)$$

2 ARC 控制器设计

将纠偏模型转化为状态空间形式, q 为 x_1 , $\dot{q}$ 为 x_2

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= S(x_1)x_2 \\ \dot{x}_2 &= \bar{M}(x_1)^{-1}[-\bar{C}(x_1, x_2)x_2 + \bar{T}_p u + \bar{\tau}] \end{aligned} \quad (49)$$

定义误差矢量 $z_2 = \dot{z}_1 + K_c z_1$, 其中 $z_1 = x_1 - y_d$ 是 TBM 实际纠偏轨迹与设定轨迹的误差, K_c 为正定对角反馈矩阵, y_d 为设定纠偏轨迹。当 z_2 趋向于极小值或 0 时, z_1 也将趋向于极小值或 0。

定义未知参数矢量 β

$$\beta = [-\bar{C}_{11} \quad -\bar{C}_{12} \quad -\bar{C}_{13} \quad -\bar{C}_{21} \quad -\bar{C}_{22} \quad -\bar{C}_{23} \quad -\bar{C}_{31} \quad -\bar{C}_{32} \quad -\bar{C}_{33} \quad \tau_1 \quad \tau_2 \quad \tau_3]^T \quad (50)$$

模型中参数不确定项可表示为

$$-\bar{C}(x_1, x_2)x_2 + \bar{\tau} = \varphi^T(x_1, x_2)\tilde{\beta} \quad (51)$$

$$\varphi = \begin{bmatrix} x_2^T & & I \\ & x_2^T & I \\ & & x_2^T & I \end{bmatrix}^T$$

控制输入 u 可部分组成

$$u_d = u_{da} + u_{ds} \quad (52)$$

$$u_{da} = T_p^{-1}M(\ddot{y}_d - K_c \dot{z}_1) - T_p^{-1}\varphi^T \hat{\beta} \quad (53)$$

式中, u_{da} 是通过在线参数自适应提高模型补偿的自适应控制部分, u_{ds} 则是鲁棒控制率部分。 $\hat{\beta}$ 可由如下的自适应律来进行更新

$$\dot{\hat{\beta}} = \text{Proj}(\Gamma\sigma) \quad (54)$$

参数自适应方程可选为 $\sigma = \varphi M^{-T} z_2$ 。

u_{ds} 由以下两部分组成

$$u_{ds} = u_{ds1} + u_{ds2} \quad (55)$$

$$u_{ds1} = -MK_2 z_2 \quad (56)$$

式中, K_2 为正定反馈系数矩阵。

u_{ds2} 需要满足以下条件

$$\begin{cases} z_2^T M^{-1}(T_p \cdot u_{ds2} - \varphi^T \tilde{\beta}) \leq \varepsilon \\ z_2^T M^{-1} T_p \cdot u_{ds2} \leq 0 \end{cases} \quad (57)$$

可得

$$\dot{z}_2 = -K_2 z_2 + M^{-1}(u_{ds2} - \varphi^T \tilde{\beta}) \quad (58)$$

选取两个半正定方程, $V_2 = \frac{1}{2} z_2^T z_2$ 保证鲁棒性

能, $V_{2a} = V_2 + \frac{1}{2} \tilde{\beta}^T \Gamma^{-1} \tilde{\beta}$ 保证自适应性能。分别对两者进行求导可得

$$\dot{V}_2 = -z_2^T K_2 z_2 + z_2^T M^{-1}(u_{ds2} - \varphi^T \tilde{\beta}) \quad (59)$$

$$\dot{V}_{2a} = -z_2^T K_2 z_2 + z_2^T M^{-1} u_{ds2} + \tilde{\beta}^T (-\varphi^T M^{-T} z_2 + \Gamma^{-1} \dot{\tilde{\beta}}) \quad (60)$$

将式(57)中的第 1 项代入式(59)中

$$\dot{V}_2 \leq -z_2^T K_2 z_2 + \varepsilon \quad (61)$$

由此可知 z_2 将指数收敛于 $z_2 \leq \sqrt{\varepsilon / \lambda_{\min}(K_2)}$ 。

将式(54)、(57)中的第 2 项代入式(60)中, 可得

$$\dot{V}_{2a} \leq -z_2^T K_2 z_2 \quad (62)$$

综合以上设计与分析过程, ARC 控制律可得

$$\begin{cases} u_d = u_{da} + u_{ds1} + u_{ds2} \\ u_{da} = T_p^{-1}M(\ddot{y}_d - K_c \dot{z}_1) - T_p^{-1}\varphi^T \hat{\beta} \\ u_{ds1} = -MK_2 z_2 \end{cases} \quad (63)$$

u_{ds2} 满足条件

$$\begin{cases} z_2^T M^{-1}(T_p \cdot u_{ds2} - \varphi^T \tilde{\beta}) \leq \varepsilon \\ z_2^T M^{-1} T_p \cdot u_{ds2} \leq 0 \end{cases}$$

3 仿真结果与分析

模型中所采用的机构参数均由铁建 TBM 试验台提供, 利用 Matlab 对设计的模型和控制器进行仿真。图 3~7 为仿真结果。

图3 TBM 方向与设定轴线平行时的仿真结果

图4 纠偏轨迹与规划轨迹间的偏差

图5 TBM 与设定轴线间的偏转角度

图 3~5 为 TBM 在水平方向上与施工设定轴线存在偏差且 TBM 方向与设定轴线平行时的仿真结果。由图 3 可知, 坐标原点为 TBM 初始位置, 盾头前进方向与横坐标平行, TBM 初始位置与施工设定轴线有 1 cm 的偏差, 需要进行纠偏控制。虚线为利用最小拐弯半径法求得的规划轨迹, 实线为 ARC 控制器下实际的纠偏轨迹, 点划线为施工设定轴线。图 4 为实际纠偏轨迹与规划轨迹间的偏差, 在

图6 TBM 方向朝向设定轴线时的仿真结果

1 055 s 时出现最大偏差为 0.000 83 m。图 5 为实际纠偏过程中 TBM 与设定轴线的水平角角度偏差。

图 6 为 TBM 在水平方向上与施工设定轴线存在偏差且 TBM 方向朝向设定轴线时的仿真结果, 图 7 为 TBM 在水平方向上与施工设定轴线存在偏差且设定轴线为圆弧时的仿真结果。

图7 设定轴线为圆弧时的仿真结果

从仿真结果可知, 当 TBM 与施工设定轴线出现的偏差超出安全范围时, ARC 控制器能快速有效的跟踪规划轨迹, 使 TBM 回到设定轴线上。

4 结论

(1) 对 TBM 推进系统、撑靴系统及刀盘、主梁等机构进行了运动学分析, 利用拉格朗日法建立了动力学模型, 并最终得到了 TBM 纠偏调控动力学模型。

(2) 针对模型中存在的非线性项和不确定项, 利用 ARC 算法进行控制器设计, 实现对 TBM 进行精准的轨迹纠偏控制。

(3) 通过仿真试验可知, 设计的 ARC 控制器能在各种情况下快速、精确地实现 TBM 轨迹的纠偏控制。

(4) 下一步将研究 TBM 在三维空间中, 利用撑靴油缸和扭矩油缸在推进过程中的纠偏建模与控制。

参 考 文 献

- [1] MROUEH H, SHAHROUR I. A simplified 3D model for tunnel construction using tunnel boring machines[J]. *Tunnelling & Underground Space Technology*, 2008, 23(1): 38-45.
- [2] RAMONI M, ANAGNOSTOU G. Tunnel boring machines under squeezing conditions[J]. *Tunnelling & Underground Space Technology*, 2010, 25(2): 139-157.
- [3] HASSANPOUR J, ROSTAMI J, ZHAO J. New hard rock TBM performance prediction model for project planning[J]. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 2011, 26: 595-603.
- [4] FARROKH E, ROSTAMI J. Effect of adverse geological condition on TBM operation in Ghomroud tunnel conveyance project[J]. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 2009, 24: 436-446.
- [5] 周奇才, 陈俊儒, 何自强, 等. 盾构掘进偏差模糊控制器的 Matlab 实现[J]. *中国工程机械学报*, 2007, 5(4): 414-419.
ZHOU Qicai, CHEN Junru, HE Ziqiang, et al. Matlab-enabled fuzzy deviation controller implementation for shield excavators[J]. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2007, 5(4): 414-419.
- [6] 杨霞. 盾构机轨迹跟踪控制的研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
YANG Xia. Research on trajectory tracking of shield machine[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009.
- [7] DUAN X, XIE H, LIU Z, et al. Precise control of thrust force on the shield tunneling machine[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2011, 48-49: 834-839.
- [8] XIE H, DUAN X, YANG H, et al. Automatic trajectory tracking control of shield tunneling machine under complex stratum working condition[J]. *Tunnelling & Underground Space Technology*, 2012, 32(6): 87-97.
- [9] YUE M, GUO L. Double closed-loop adaptive rectification control of a shield tunneling machine with hydraulic actuator dynamics subject to saturation constraint[J]. *Journal of Vibration & Control*, 2014, 22(2): 608-614.
- [10] LIU H, WANG J, ZHANG L, et al. Dynamic modeling and trajectory tracking control of tunnel boring machine[C]// 26th Chinese Control And Decision Conference, May 31-Jun 2, 2014, Hunan, Changsha. IEEE, 2014: 4560-4565.
- [11] XU L, YAO B. Adaptive robust precision motion control of linear motors with negligible electrical dynamics[J]. *Theory and Experiments. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2001, 6: 444-452.
- [12] YAO B. Integrated direct/indirect adaptive robust control of SISO nonlinear systems in semi-strict feedback form[C]// American Control Conference, June 4-6, 2003, Colorado. IEEE, 2003: 3020-3025.

作者简介: 邵诚俊, 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为 TBM 自动纠偏与控制。

E-mail: scjwater@gmail.com

廖建峰, 男, 1991 年出生, 博士研究生。主要研究方向为自适应鲁棒控制。

E-mail: 874124546@qq.com

刘之涛(通信作者), 男, 1982 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为鲁棒自适应控制。

E-mail: ztliu@zju.edu.cn

苏宏业, 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为非线性系统控制理论与应用。

E-mail: hysu@iipc.zju.edu.cn