

盾构机管片拼装微调机构动力学分析

王道智¹, 闵锐², 袁向华², 李万莉¹, 邱志伟¹, 王秋平¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 上海城建隧道装备有限公司, 上海 200137)

摘要: 为了研究拼管作业时盾构机管片拼装微调机构驱动油缸的推力, 分析了微调机构在偏转和俯仰运动下的动力学特性。首先, 对简化的管片拼装微调机构平台角度与驱动油缸行程的关系进行研究, 并利用 Matlab Simscape 模块对机构进行建模仿真, 得到指定运动轨迹下 2 个驱动油缸的驱动力; 接着, 利用 ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical systems) 对机构进行动力学仿真, 验证所搭建模模型的正确性; 最后, 利用 ADAMS 对机构进行带载工况下的动力学仿真, 得到 2 个油缸的最大推力。结果表明, 管片拼装微调机构在以幅值为 0.035 rad、角频率为 1 rad·s⁻¹ 的正弦函数进行俯仰和偏转运动时 2 个油缸的最大推力分别为 8 998.47 N 和 6 390.48 N。

关键词: 盾构机; 管片拼装机; 并联机构; 动力学模型

中图分类号: U455.39

文献标志码: A

Dynamic Analysis of Trimmer Mechanism of Segment Erector in Shield Machine

WANG Daozhi¹, MIN Rui², YUAN Xianghua², LI Wanli¹, QIU Zhiwei¹, WANG Qiuping¹

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Urban Construction Tunnel Equipment Co., Ltd., Shanghai 200137, China)

Abstract: In order to study the thrust of cylinders in the trimmer mechanism of a segment erector under the pipe-splicing operation, the dynamic characteristics of the trimmer mechanism under yaw and pitch motions were analyzed. Firstly, the relationship between the platform angle of the simplified trimmer mechanism and the stroke of the driving cylinder was figured out. Secondly, the mechanism was modeled and simulated with Matlab Simscape to obtain the thrust values of two cylinders under the specified motion. Thirdly, the mechanism model was verified by ADAMS to

carry out the dynamic simulation. Lastly, the dynamic simulation of the mechanism model under working load was carried out with ADAMS, and the maximum thrust values of the two cylinders were obtained. The results show that the maximum thrusts of the two cylinders are 8 998.47 N and 6 390.48 N respectively when the trimmer mechanism performs pitch and yaw motions as a sinusoidal function with an amplitude of 0.035 rad and an angular frequency of 1 rad·s⁻¹.

Keywords: shield machine; segment erector; parallel mechanism; dynamic model

作为盾构机的重要组成部分, 管片拼装机的作用是将混凝土管片提起并安装到盾构机已开挖的隧洞壁以形成管状支护, 作为后续隧道内设施的基础。管片拼装微调机构作为管片拼装机工作过程中的末端执行机构, 其工作效率和可靠性对施工进度至关重要^[1-2]。

近年来许多学者对管片拼装机进行了研究。刘飞香^[3]提出一种仿形法管片拼装机智能化抓取及拼装算法, 实现管片拼装机抓取和拼装姿态调整自动化、精准化。张碧^[4]建立了管片拼装机的刚柔耦合模型, 通过仿真得到了抓取机构末端运动位置、速度和加速度变化曲线。胡川红^[5]运用基于影响系数法的拉格朗日方程建立管片拼装微调机构的动力学模型, 并在 ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical systems) 中对管片拼装机模型进行动力学仿真。崔国华^[6]着眼于管片拼装机结构强度, 提出一种综合考虑机构驱动传动部件弹性以及约束链弹性的并联机构末端刚度快速预估方法, 并对该姿态机构进行刚度特性评价。钱晓刚^[7]提出了一种由 2 个油缸驱动的管片拼装微调机构, 并对其进行受力分析。

收稿日期: 2022-09-02

基金项目: 国家自然科学基金(51905380)

第一作者: 王道智, 博士生, 主要研究方向为盾构机驱动密封监测与管片拼装机结构设计。

E-mail: wang_daozhi@tongji.edu.cn

通信作者: 李万莉, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机电液一体化、机群远程维护与监控、

微波应用理论与控制。E-mail: cnlwl@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

本文首先对微调机构进行运动学分析,得到了驱动油缸伸缩行程与机构偏转角和俯仰角的关系;其次,建立简化的三维模型,保留原有的质心、质量、转动惯量等动力学参数,并在 Matlab Simscape 和 ADAMS 中分别进行动力学仿真,交叉验证简化模型的正确性;最后,对微调机构在吸附管片工况下俯仰和偏转运动时驱动油缸的推力进行了研究,得到 2 个油缸的最大推力。通过对盾构机管片拼装微调机构的动力学分析,为驱动油缸选型提供理论依据,为微调机构的结构设计提供有益参考。

1 管片拼装微调机构模型建立

1.1 管片拼装微调机构结构描述

管片拼装微调机构由臂架、动平台和驱动动平台的油缸组成。动平台通过一个球铰和臂架连接;驱动油缸一端与臂架通过虎克铰连接,另一端通过球铰与动平台连接,2 个油缸交叉布置;动平台左右两端与臂架上 2 处挡块接触,用于抑制动平台绕 Y 轴旋转,整个机构拥有绕 X、Y 轴转动的自由度。管片拼装微调机构模型如图 1 所示。

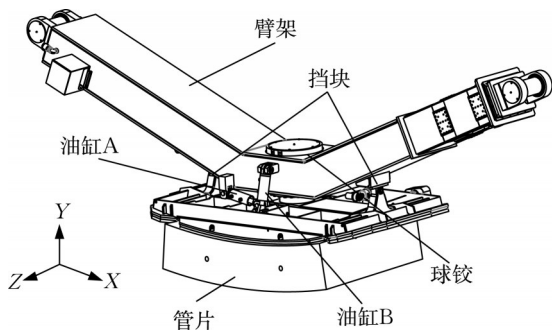


图 1 微调机构模型
Fig.1 Trimmer mechanism model

Grübler-Kutzbach 自由度计算式为^[8]

$$F=6(n-g-1)+\sum_{p=1}^gf_p$$

式中: n 为构件总数; g 为运动副总数; f_p 为第 p 个运动副的自由度数; F 为机构的自由度。

为了方便研究,本文建立的管片拼装微调机构简化模型除去了臂架,只保留 2 个臂架上用于固定油缸的铰支座。为了方便坐标系的建立,将球铰副等效为一个转动副加一个虎克铰,如图 2 所示。

由图 2 可知,构件总数为 13(铰支座 A 和铰支座 B 都与大地固连,按 1 个构件计算),运动副总数为 14,均为转动副或移动副,自由度均为 1,因此可以得

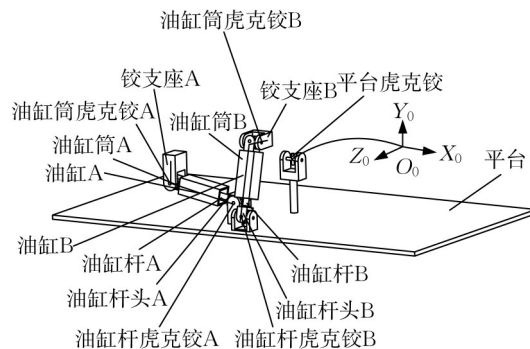


图 2 微调机构简化模型
Fig.2 Simplified model of trimmer mechanism

到机构的自由度为 2,即 2 个油缸作为驱动副,使得整个机构实现绕 Y 轴的转动和绕 X 轴的摆动。

1.2 管片拼装微调机构构件坐标系建立

在如图 2 所示的简化模型上建立各部件的坐标系 $O_i-X_iY_iZ_i$,大地坐标系为 $O_0-X_0Y_0Z_0$,原点在平台虎克铰中心位置。化简后的微调机构包括平台虎克铰、平台、铰支座 A、油缸筒虎克铰 A、油缸筒 A、油缸杆 A、油缸杆头 A、油缸杆虎克铰 A、铰支座 B、油缸筒虎克铰 B、油缸筒 B、油缸杆 B、油缸杆头 B、油缸杆虎克铰 B,对应的坐标系从 $O_1-X_1Y_1Z_1$ 到 $O_{14}-X_{14}Y_{14}Z_{14}$ 为止。油缸 A 包括油缸筒 A、油缸杆 A、油缸杆头 A,油缸 B 包括油缸筒 B、油缸杆 B、油缸杆头 B。各构件坐标系原点在大地坐标系中的坐标值如表 1 所示。

表 1 构件坐标系原点位置
Tab.1 Origin position of component coordinate
单位:mm

原点	初始坐标值(在大地坐标系下)
O_0	(0,0,0)
平台虎克铰, O_1	(0,0,0)
平台, O_2	(0,0,0)
铰支座 A, O_3	(-690.82,-135,455)
油缸筒虎克铰 A, O_4	(-690.82,-135,455)
油缸筒 A, O_5	(-690.82,-135,455)
油缸杆 A, O_6	(-244.77,-214.04,455)
油缸杆头 A, O_7	(-166,-228,455)
油缸杆虎克铰 A, O_8	(-166,-228,455)
铰支座 B, O_9	(0,224.5,520)
油缸筒虎克铰 B, O_{10}	(0,224.5,520)
油缸筒 B, O_{11}	(0,224.5,520)
油缸杆 B, O_{12}	(0,-212.62,634.70)
油缸杆头 B, O_{13}	(0,-290,655)
油缸杆虎克铰 B, O_{14}	(0,-290,655)

采用改进 Denavit-Hartenberg(MDH)法确定各构件坐标系^[9],坐标系信息如表 2 所示。表中, a_{i-1} 表示连杆长度, α_{i-1} 表示关节扭角, d_i 表示关节偏置, θ_i 表示连杆扭角,括号内的数字表示可变量的初始值。

表2 MDH法下构件坐标系参数

Tab.2 Parameters of component coordinates in MDH method

i	a_{i-1}/mm	$\alpha_{i-1}/(^{\circ})$	d_i/mm	$\theta_i/(^{\circ})$
1	0	-90	0	$\theta_1(90)$
2	0	-90	0	$\theta_2(0)$
3	0	0	0	0
4	0	0	0	$\theta_4(-10.05)$
5	0	-90	0	$\theta_5(-90)$
6	0	90	$d_6(-453)$	0
7	0	0	-80	$\theta_7(0)$
8	0	-90	0	$\theta_8(-90)$
9	0	0	0	90
10	0	-90	0	$\theta_{10}(-165.30)$
11	0	-90	0	$\theta_{11}(-90)$
12	0	90	$d_{12}(-451.92)$	0
13	0	0	-80	$\theta_{13}(0)$
14	0	-90	0	$\theta_{14}(-90)$

2 管片拼装微调机构运动学分析

2.1 逆运动学分析

定义 i_jT 表示由坐标系 i 到坐标系 j 的变换矩阵,表达式为:

$${}^0_1T = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_1 & -\cos \theta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^1_2T = \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_2 & -\cos \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^0_3T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -690.82 \\ 0 & 1 & 0 & -135 \\ 0 & 0 & 1 & 455 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^3_4T = \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^4_5T = \begin{bmatrix} \cos \theta_5 & -\sin \theta_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_5 & -\cos \theta_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^5_6T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -d_6 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^6_7T = \begin{bmatrix} \cos \theta_7 & -\sin \theta_7 & 0 & 0 \\ \sin \theta_7 & \cos \theta_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -80 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^7_8T = \begin{bmatrix} \cos \theta_8 & -\sin \theta_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_8 & -\cos \theta_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^9_9T = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 224.5 \\ 0 & 0 & 1 & 520 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^9_{10}T = \begin{bmatrix} \cos \theta_{10} & -\sin \theta_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_{10} & -\cos \theta_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^{10}_{11}T = \begin{bmatrix} \cos \theta_{11} & -\sin \theta_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_{11} & -\cos \theta_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^{11}_{12}T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -d_{12} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^{12}_{13}T = \begin{bmatrix} \cos \theta_{13} & -\sin \theta_{13} & 0 & 0 \\ \sin \theta_{13} & \cos \theta_{13} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -80 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^{13}_{14}T = \begin{bmatrix} \cos \theta_{14} & -\sin \theta_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_{14} & -\cos \theta_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

油缸A与平台的铰点A2在平台坐标系下的坐标为 ${}^2P_{A2}(-455, 228, 166, 1)^T$,在大地坐标系下的坐标为

$${}^0P_{A2} = {}^0_1T {}^1_2T {}^2P_{A2} = \begin{bmatrix} -455\cos \theta_1\cos \theta_2 - 228\cos \theta_1\sin \theta_2 - 166\sin \theta_1 \\ 455\sin \theta_2 - 228\cos \theta_2 \\ 455\sin \theta_1\cos \theta_2 + 228\sin \theta_1\sin \theta_2 - 166\cos \theta_1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

油缸A与铰支座A的铰点A1在大地坐标系下的坐标为 ${}^0P_{A1}(-690.82, -135, 455, 1)^T$,可得油缸A的长度为

$$L_A = 248.11(2.45\cos \theta_1 - \cos \theta_2 - 3.73\sin \theta_1 + 2\sin \theta_2 - 10.21\cos \theta_1\cos \theta_2 - 6.73\sin \theta_1\cos \theta_2 - 3.37\sin \theta_1\sin \theta_2 + 16.07)^{1/2}$$

另一方面,油缸A的长度只与其两端坐标系的

关节偏置 d_6 有关,即:

$$L_A = 80 - d_6$$

因此可得

$$d_6 = 80 - 248.11(2.45\cos\theta_1 - \cos\theta_2 - 3.73\sin\theta_1 + 2\sin\theta_2 - 10.21\cos\theta_1\cos\theta_2 - 6.73\sin\theta_1\cos\theta_2 - 3.37\sin\theta_1\sin\theta_2 + 16.07)^{1/2}$$

同理,油缸B与平台的铰点B2在平台坐标系下的坐标为 ${}^2P_{B2}(-655, 290, 0, 1)^T$,在大地坐标系下的坐标为

$${}^0P_{B2} = {}^0T_1^1T_2^2P_{B2} = \begin{bmatrix} -655\cos\theta_1\cos\theta_2 - 290\cos\theta_1\sin\theta_2 \\ 655\sin\theta_2 - 290\cos\theta_2 \\ 655\sin\theta_1\cos\theta_2 + 290\sin\theta_1\sin\theta_2 \\ 1 \end{bmatrix}$$

油缸B与铰支座B的铰点B1在大地坐标系下的坐标为 ${}^0P_{B1}(0, 224.5, 520, 1)^T$,可得油缸B的长度 L_B 和其两端坐标系的关节偏置 d_{12} 分别为:

$$L_B = 360.85(\cos\theta_2 - 2.26\sin\theta_2 - 5.23\sin\theta_1\cos\theta_2 - 2.32\sin\theta_1\sin\theta_2 + 6.4)^{1/2}$$

$$d_{12} = 80 - 360.85(\cos\theta_2 - 2.26\sin\theta_2 -$$

$$5.23\sin\theta_1\cos\theta_2 - 2.32\sin\theta_1\sin\theta_2 + 6.4)^{1/2}$$

机构的运动范围 $\varphi, \psi \in [-2^\circ, 2^\circ]$, φ 为俯仰角, $\varphi = 90^\circ - \theta_1$, ψ 为偏转角, $\psi = \theta_2$ 。在Matlab程序中绘制油缸A长度 L_A 和油缸B长度 L_B 关于 φ, ψ 的函数图像,如图3所示。可以看出,俯仰运动下2个油缸长度变化较大,且较为线性,而偏转运动下2个油缸长度变化较小,这说明偏转运动对油缸行程的控制要求更高。

2.2 正运动学分析

当已知各驱动油缸长度 L_A, L_B 时构建以下函数:

$$\begin{cases} f_A(\psi, \varphi) = \| {}^0T_1^1T_2^2P_{A2} - {}^0P_{A1} \| - L_A \\ f_B(\psi, \varphi) = \| {}^0T_1^1T_2^2P_{B2} - {}^0P_{B1} \| - L_B \end{cases}$$

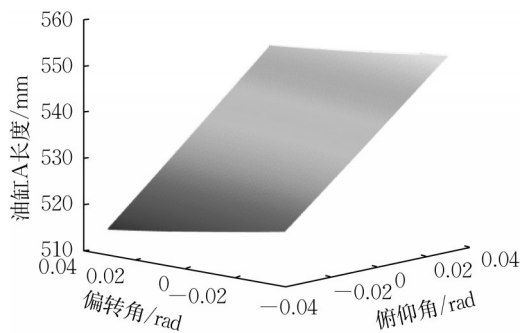
则微调机构的正运动学问题转化为求一组解 $[\psi \ \varphi]^T$,使 $f_m(\psi, \varphi) = 0, m = A, B$ 。

在某一初始位置 (ψ_0, φ_0) 对 $f_m(\psi, \varphi)$ 进行一阶泰勒展开:

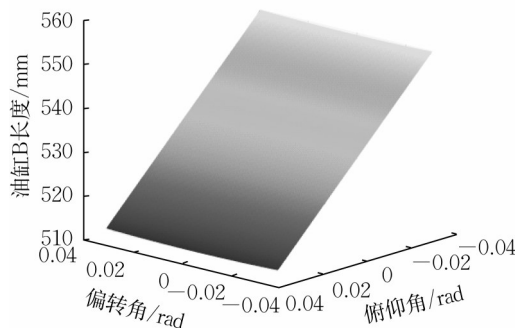
$$f_m(\psi, \varphi) = f_m(\psi_0, \varphi_0) + \begin{bmatrix} \frac{\partial f_m}{\partial \psi} & \frac{\partial f_m}{\partial \varphi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi - \psi_0 \\ \varphi - \varphi_0 \end{bmatrix}$$

得到方程组

$$\begin{bmatrix} f_A(\psi_0, \varphi_0) \\ f_B(\psi_0, \varphi_0) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial f_A}{\partial \psi} & \frac{\partial f_A}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial f_B}{\partial \psi} & \frac{\partial f_B}{\partial \varphi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi - \psi_0 \\ \varphi - \varphi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$



a 油缸A长度与机构偏转角、俯仰角关系



b 油缸B长度与机构偏转角、俯仰角关系

图3 驱动油缸伸缩范围

Fig.3 Stroke range of two driving cylinders

由于函数 $f_m(\psi, \varphi)$ 相当于驱动油缸长度 L_m 减去一个常量,故其对变量 (ψ, φ) 具有相同的数值和含义,令:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_A}{\partial \psi} & \frac{\partial f_A}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial f_B}{\partial \psi} & \frac{\partial f_B}{\partial \varphi} \end{bmatrix} = J$$

式中, J 为雅可比矩阵。由此得到牛顿迭代公式为

$$\begin{bmatrix} \psi_{k+1} \\ \varphi_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_k \\ \varphi_k \end{bmatrix} - J^{-1} \begin{bmatrix} f_A(\psi_k, \varphi_k) \\ f_B(\psi_k, \varphi_k) \end{bmatrix}$$

式中, k 为迭代次数。牛顿迭代计算过程如图4所示。

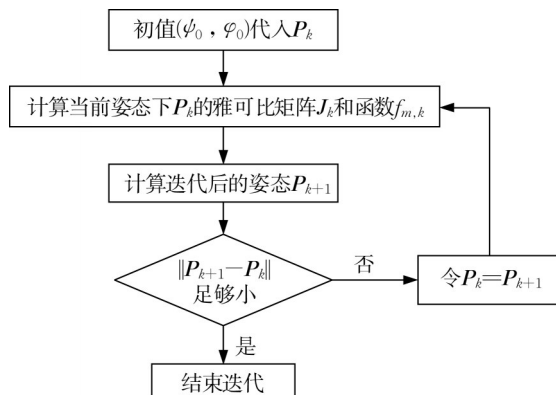


图4 牛顿迭代法计算过程

Fig.4 Calculation of the process of the Newton's method

假设当前真空吸盘的姿态角 $\varphi = 0.0698 \text{ rad}$, $\psi = -0.0262 \text{ rad}$, 则 2 个油缸长度分别为: $L_A = 562.3012 \text{ mm}$, $L_B = 518.8532 \text{ mm}$ 。将油缸长度代入 Matlab 程序中进行牛顿迭代法求解, 得到的迭代结果如图 5 所示。可以看到, 姿态角估算值在 2 次迭代后基本收敛到稳定值, 最终得到的结果为: $\varphi_c = 0.06981 \text{ rad}$, $\psi_c = -0.02618 \text{ rad}$, 与真值基本一致, 从而验证了该迭代算法的可行性。

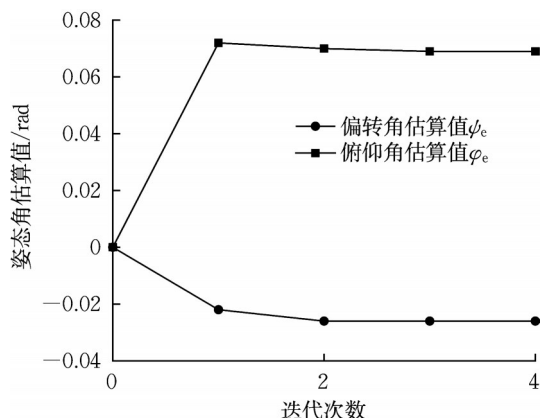


图5 姿态角估算值变化

Fig.5 Change of estimated attitude angle

3 管片拼装微调机构动力学模型仿真分析

对机构在 0° 和 90° 位姿下进行动力学分析,研究2个驱动油缸的推力值, 0° 位姿下管片拼装微调机构做吸起管片和拼装底部管片的动作, 90° 位姿下机构可以进行侧面管装支护的拼装。2种位姿示意图如图6所示。

3.1 Matlab 程序下机构动力学分析

在 Solidworks 中建立管片微调机构的简化模型,通过 Matlab 程序的 Simscape Multibody 插件导入 Simulink 中,对零部件坐标系、转动关节、滑动关

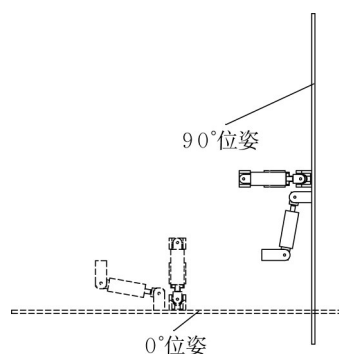


图6 微调机构2种位姿示意图

Fig.6 Two working posture of trimmer mechanism

节、坐标系变换、模型结构进行整理^[10]。每个零部件模块包括零件模型、零件坐标系和转换坐标系。零件坐标系用于零件位姿描述,通过F接口与上一级关节连接;转换坐标系用于下一级零件位姿的确定,通过F1接口和下一级关节连接,如图7所示。其中,ReferenceFrame表示零件自身的坐标系 P_i ,Solid表示零件模型,通过R接口与ReferenceFrame连接,Transform1表示坐标变换 T ,将从B接口输入的坐标转换为下一个零件的坐标系。图8为Simulink Simscape 管片拼装微调机构模型,最终平台模块通过F、F1、F2接口。

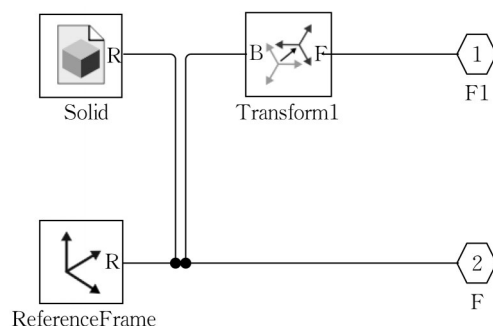


图7 构件子系统模块

Fig.7 Subsystem module of component

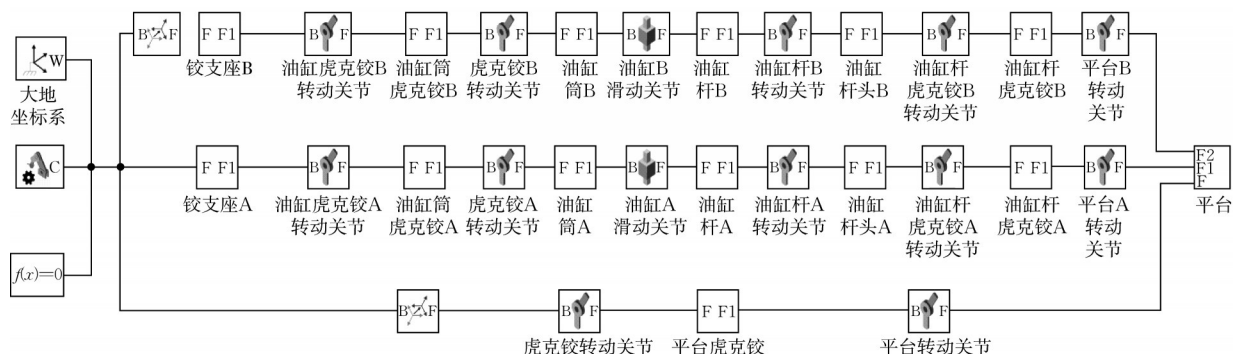


图 8 Simulink Simscape 下微调机构仿真模型

Fig.8 Simulation model of trimmer mechanism in Simulink Simscape

在没有负载的情况下进行仿真,目的是验证仿真模型的合理性。给定的运动函数为幅值0.035

rad、角频率 $1\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 的三角函数,得到的仿真结果如图9所示。油缸A在2个位姿下的最大推力分别

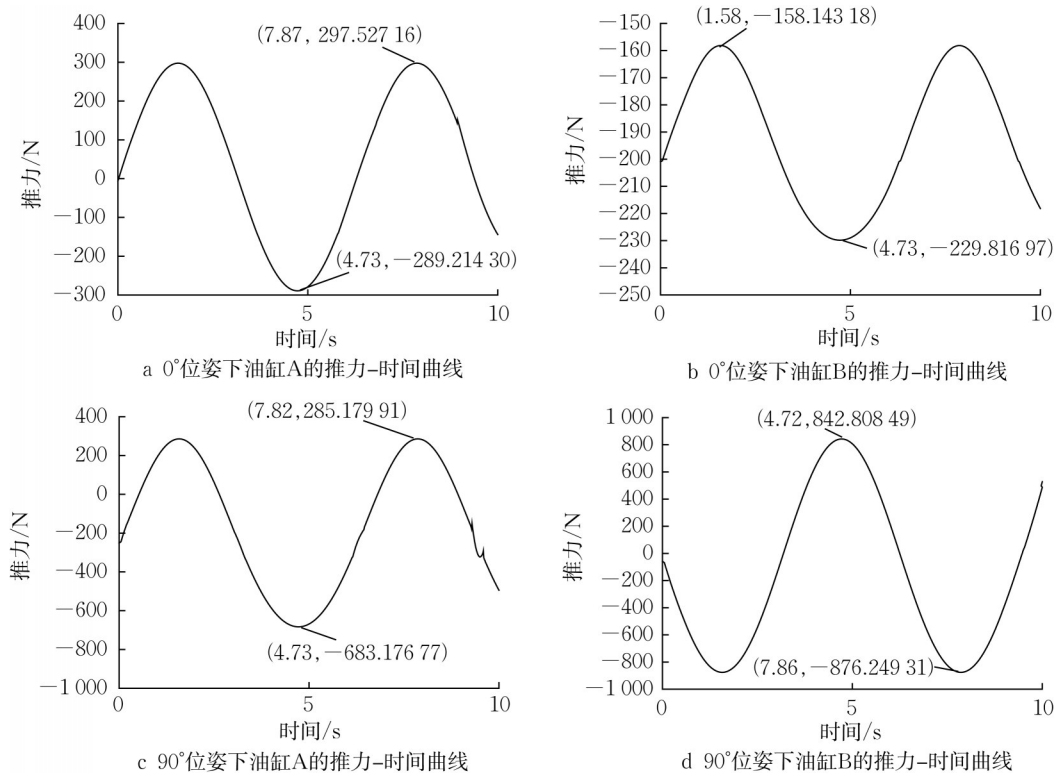


图9 偏转运动下驱动油缸推力-时间曲线(Matlab)

Fig.9 Thrust-time curves of driving cylinders under yaw motion(Matlab)

为297.527 16 N和683.176 77 N,油缸B在2个位姿下的最大推力分别为229.816 97 N、876.249 13 N。

3.2 ADAMS下机构动力学分析

3.2.1 空载条件下机构动力学分析

将Solidworks模型导入动力学分析软件ADAMS中同样可以实现对微调机构的仿真分析。导入ADAMS后需要对模型进行前处理,包括零件的材料属性设置、零件间的运动副建立、约束副的建

立等^[11]。得益于ADAMS友好的交互界面,能够方便地对模型进行前处理操作。

研究内容同样为微调机构在偏转动作下油缸的推力变化。首先在平台虎克铰和地面之间的转动副上施加驱动,驱动函数同样为幅值0.035 rad、角频率 $1\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 的三角函数,接着在2个油缸处的移动副上添加测量,在平台左右偏转时能够获得2个油缸的行程曲线,如图10所示,该部分相当于并联机构的逆运动学求解。

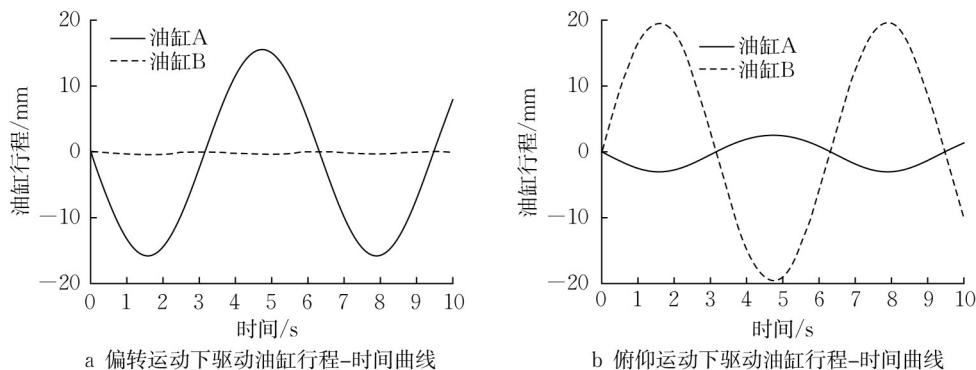


图10 偏转和俯仰运动下驱动油缸行程-时间曲线

Fig.10 Stroke-time curves of driving cylinders in yaw and pitch motion

将获得的2个油缸的行程曲线保存为表单,接着新建2条基于表单数据的曲线,之后在2个油缸移动副上添加驱动,利用ADAMS内置的AKISPL函数生成基于前述2条曲线的位移方程,从而实现并联机构的正运动学求解。

设置重力加速度的方向为 $-Y$ 轴,代表此时管

片拼装微调机构处于 0° 位姿。设定仿真时间为10 s,步长为500步,在后处理模块中得到2个油缸的推力曲线;改变重力加速度的方向为 $-X$ 轴,模拟微调机构在拼装侧壁管片时的位姿,使用同样的仿真设定得到2个油缸的推力曲线。偏转运动下驱动油缸推力-时间仿真结果如图11所示。

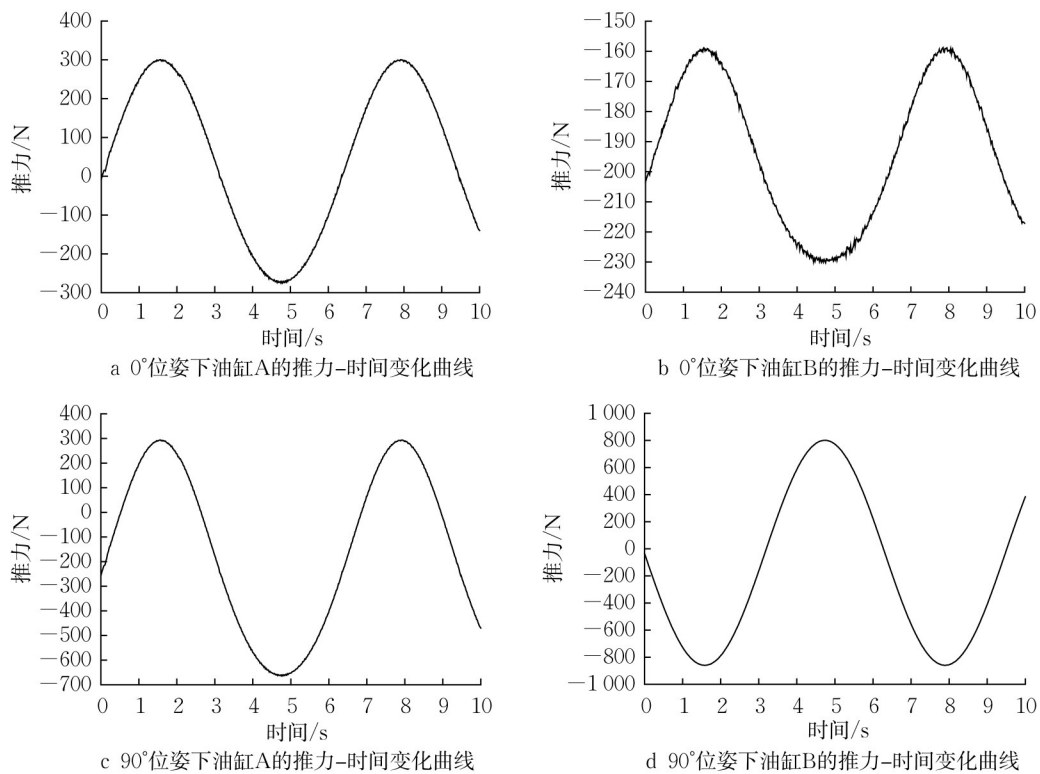


图11 偏转运动下驱动油缸推力-时间曲线(ADAMS)

Fig.11 Thrust-time curves of driving cylinders under yaw motion (ADAMS)

从图11可得油缸A在2个位姿下的最大推力分别为309.44 N和651.72 N,油缸B的则为226.57 N和861.91 N。与通过Matlab程序得到的仿真结果对比,偏差分别为3.97%、4.6%、1.41%、1.63%,并且推力-时间曲线图像一致,可以认为此动力学简化模型是合理的。

3.2.2 带负载工况下机构动力学分析

继续使用ADAMS对管片拼装微调机构2个驱动油缸的输出推力进行研究。对ADAMS前处理模块添加一个质量块来表示管片,如图12中立方块所示,该质量块通过固定副和平台连接。

虽然质量块的形状和真实混凝土管片有较大差异,但是只需保证质量块和管片的质量属性相同就不会影响最终的动力学仿真结果。管片质量块的质量属性来源于Solidworks的测量值,如表3所示。

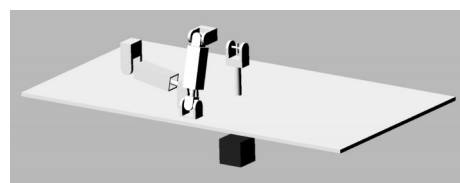


图12 带管片拼装微调机构动力学模型

Fig.12 Dynamic model of trimmer mechanism with segment attached

表3 混凝土管片质量属性(相对于全局坐标系)

Tab.3 Concrete segment mass properties (relative to the global coordinate system)

属性	数值
重心位置/mm	(0, -819.46, 35.84)
质量/g	5 916 406.76
惯性张量/(g·mm ²)	$\begin{bmatrix} 6.1 \times 10^{12} & 4.2 \times 10^5 & -2.3 \times 10^5 \\ 4.2 \times 10^5 & 4.5 \times 10^{12} & -1.6 \times 10^{11} \\ -2.3 \times 10^5 & -1.6 \times 10^{11} & 6.6 \times 10^{12} \end{bmatrix}$

采用和前述空载状态下相同的仿真设置,俯仰运动和偏转运动的角频率都同样设定为 $1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$,

幅值为 0.0035 rad ,得到 0° 和 90° 位姿下管片拼装微调机构2个驱动油缸的推力曲线,如图13所示。

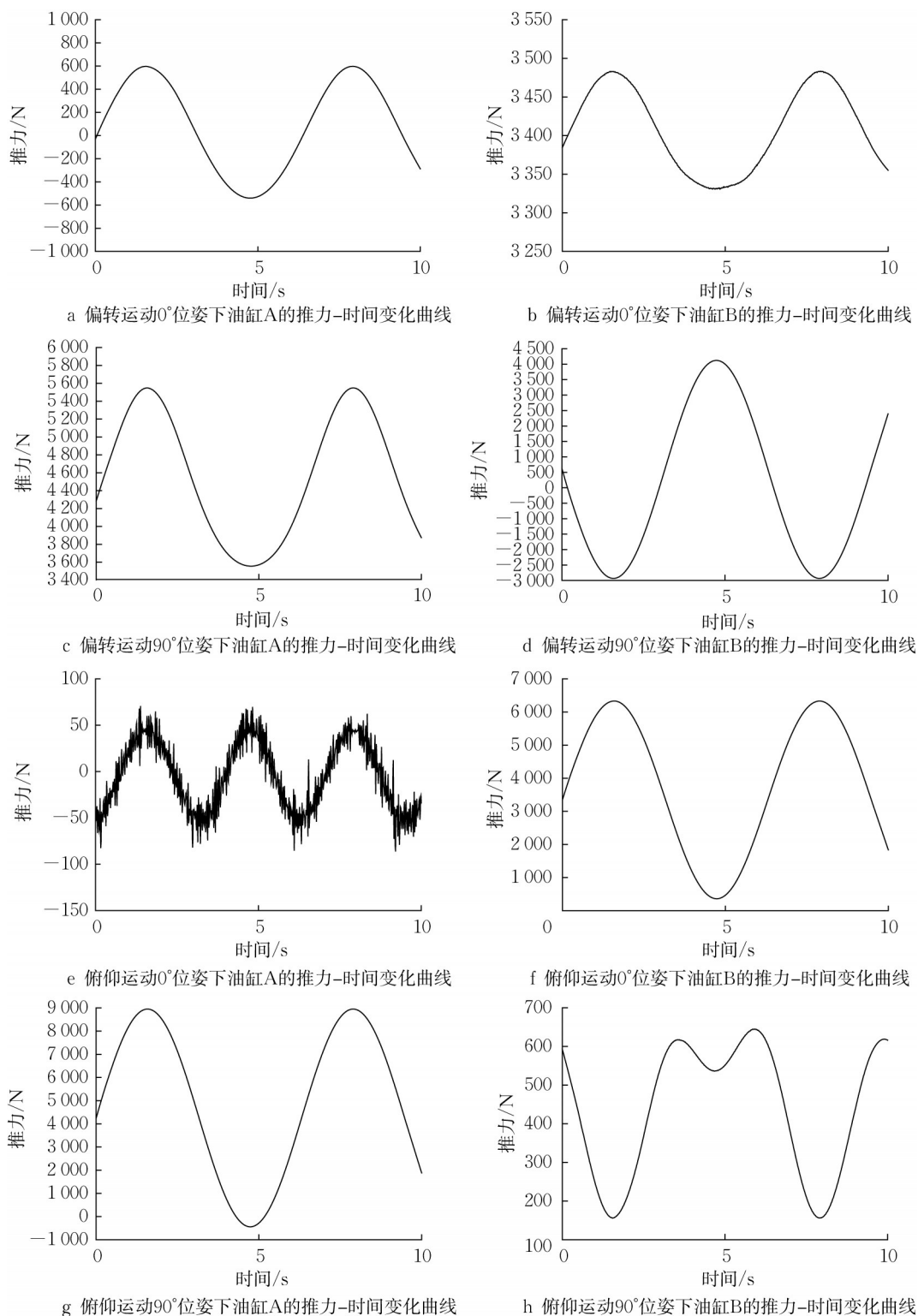


图13 各工况条件下驱动油缸推力-时间曲线

Fig.13 Thrust-time curves of driving cylinder under different working loads

在各工况条件下2个驱动油缸的输出推力均有较大增长。油缸A的最大推力出现在 90° 位姿下机构做

俯仰运动时,达到 8998.47 N ,油缸B的最大推力出现在 0° 位姿下机构做俯仰运动时,达到 6390.48 N 。

4 结语

以盾构机管片拼装微调机构为研究对象,建立机构简化模型并对其进行运动学分析,得到驱动油缸A长度变化范围为514.572 5~551.347 6 mm,行程为36.775 1 mm,驱动油缸B长度为512.333 1~551.783 1 mm,行程为39.450 0 mm。分别利用Matlab程序中的Simscape模块和动力学仿真软件ADAMS对空载条件下微调机构做俯仰和偏转运动时2个驱动油缸的推力进行研究,2种研究方法得到的结果差距很小,这验证了模型搭建和仿真方法的正确性;继续使用ADAMS对管片拼装微调机构在0°和90°位姿下2个驱动油缸的推力进行研究,得到2个油缸的推力最大值分别为8 998.47 N和6 390.48 N。通过对该型管片拼装微调机构的动力学分析得到了机构的工作范围、机构中驱动油缸运动行程及其在工作过程中的最大推力,为管片拼装微调机构的研发提供参考。

作者贡献声明:

王道智:模型搭建,机构运动学分析,机构运动学仿真,机构动力学仿真,论文撰写、审阅与修订。

闵锐:提供研究资源,论文撰写、审阅与修订。

袁向华:提供研究资源,论文撰写、审阅与修订。

李万莉:模型搭建,机构运动学分析,论文审阅与修订。

邱志伟:机构动力学仿真,论文撰写。

王秋平:模型搭建,论文审阅与修订。

参考文献:

- [1] 陈伟. 盾构管片拼装机结构及功能简介[J]. 机械工程与自动化, 2012(1): 92.
CHEN Wei. Introduction to structure and features of shield erector [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2012 (1): 92.
- [2] 苏丽达,张碧,何恩光,等. 六自由度盾构管片拼装机运动学和动力学仿真[J]. 工程机械, 2014, 45(4): 45.
SU Lida, ZHANG Bi, HE Enguang, *et al.* Kinetic and dynamic simulation of 6-DOF tunnel shield segment erector [J]. Construction Machinery and Equipment, 2014, 45(4): 45.
- [3] 刘飞香. 管片拼装机抓取和拼装智能化研究[J]. 铁道建筑, 2020, 60(8): 58.
- LIU Feixiang. Study in intelligent grab and assemble of tunnel segment erecting robot [J]. Railway Engineering, 2020, 60 (8): 58.
- [4] 张碧. 盾构管片拼装机刚柔耦合动力学研究[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
ZHANG Bi. Research on the rigid-flexible coupling dynamics for the segment erector of shield tunneling machine [D]. Changchun: Jilin University, 2015.
- [5] 胡川红. 盾构管片拼装机动力学分析与控制研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2014.
HU Chuanhong. The kinetic analysis and control research of shield segment erector [D]. Shenyang: Northeastern University, 2014.
- [6] 崔国华. 盾构管片拼装机的设计及动态性能研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
CUI Guohua. Research on design and dynamic performance for segment assembly erector of shield tunnel machine [D]. Changchun: Jilin University, 2009.
- [7] 钱晓刚. 盾构掘进设备中的管片拼装机构设计方法[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
QIAN Xiaogang. Design method of segment erector mechanism for shield machine [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008.
- [8] 王洪伟. Delta并联机器人结构分析及其控制研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
WANG Hongwei. The structure analysis and control research of Delta parallel robot [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2015.
- [9] CRAIG J J. 机器人学导论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
CRAIG J J. Introduction to robotics [M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [10] 张卓,冯海杰,邓振杰. 基于Simscape Multibody的SCARA机器人建模与运动控制仿真[J]. 科技创新与应用, 2022, 12 (13): 64.
ZHANG Zhuo, FENG Haijie, DENG Zhenjie. Modeling and motion control simulation of SCARA robot based on Simscape Multibody [J]. Technology Innovation and Application, 2022, 12(13): 64.
- [11] 徐纯杰. 六自由度管片拼装试验台的设计及研究[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2017.
XU Chunjie. Design and research of six degree of freedom segment erector test platform [D]. Shijiazhuang: Shijiazhuang Tiedao University, 2017.