

基于 SimMechanics 的六自由度加载平台仿真研究

周挺,程华,桑炜

(航空工业飞机强度研究所,陕西 西安 710065)

摘要:为了研究六自由度加载平台的试验加载控制和载荷监控方法,通过运动学反解建立动平台姿态与各驱动杆伸缩量的关系,由动力学模型推导试验件所受力和力矩;在 MATLAB/SimMechanics 下分别建立六自由度加载平台、液压执行机构和控制器模型,搭建系统仿真平台;利用仿真平台对系统所采用的 MOOG 控制器参数进行仿真分析。结果表明:MOOG 控制器可实现试验平稳加载控制。

关键词:六自由度;MATLAB;SimMechanics;MOOG 控制器

中图分类号:TP242 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)03-0085-05

Simulation Research of 6-DOF Loading Platform Based on SimMechanics

ZHOU Ting, CHENG Hua, SANG Wei

(Aviation Industry Aircraft Strength Research Institute, Xi'an 710065, China)

Abstract: In order to study the test load control and load monitoring method of 6-DOF loading platform, the kinematics inverse solution was adopted to establish the relationship between the pose of the moving platform and the expansion of each driving rod, and the force and torque of test piece was derived from the dynamical model. In MATLAB/SimMechanics, the models of 6-DOF loading platform, hydraulic actuator and controller were established, and system simulation platform was constructed, with which the parameters of MOOG controller used in the system were simulated and analyzed. The results show that the stable loading control of the test can be realized by MOOG controller

Keywords: 6-DOF; MATLAB; SimMechanics; MOOG controller

0 引言

六自由度加载平台是以六轴并联机构为主体设计的液压驱动式机身曲壁板复合加载装置,具有结构刚度大、功率和质量比大、无累积误差、精度高、响应速度快的特点^[1],通过位置伺服控制实现平台转动和平动,完成大型机身曲壁板的力学性能测试,为飞机的研制提供有力的试验数据。

该六自由度加载平台采用电液伺服阀控非对称缸驱动方式,控制采用 MOOG 公司的 SmartTEST 控制系统^[2]。本文首先对该六自由度加载平台进行运动学反解和动力学分析,确定试验加载控制和载荷监控方法;然后通过 SimMechanics 建立六自由度加载平台模型,对液压驱动系统进行分析建模,并在 MATLAB 下建立系统仿真平台;最后对系统控制参数进行仿真分析,验证控制方法的有效性,为物理试验的实施提供支持。

1 系统描述

六自由度加载平台如图 1 所示,主要包括以下部分:总体框架、支持框架、动平台、D 型夹具、液压作动筒、电液

伺服阀、前后万向铰链、载荷/位移传感器、支托机构。其中支持框架通过插销系统与总体框架连接,可在总体框架上平移,调整 D 型夹具和试验件安装空间;D 型夹具前后两端与支持框架和动平台固定,试验件通过螺栓和合页与 D 型夹具固定;液压作动筒活塞端部安装载荷传感器,内置磁致伸缩位移传感器,两端通过万向铰链与动平台和总体框架连接;电液伺服阀按指令驱动 6 个液压作动筒沿活塞轴向进行伸缩运动,使动平台协调完成既定姿态运动,带动 D 型夹具和试验件完成机身曲壁板静强度试验。

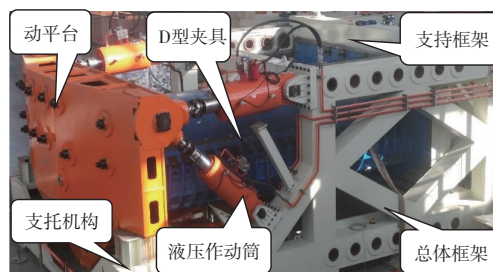


图 1 六自由度加载平台

系统控制框图如图 2 所示,给出动平台姿态输入参数^[3-4],通过运动学反解得到 6 个液压作动筒的运动参数(位移指令),控制器根据位移反馈值与指令值之差调整

基金项目:航空工业强度所创新基金项目(20170923001)

第一作者简介:周挺(1988—),男,陕西渭南人,工程师,本科,研究方向为飞机结构强度试验控制技术。

控制参数,驱动液压作动筒协调加载运动,进行位控模式的闭环控制,实现动平台六自由度控制。

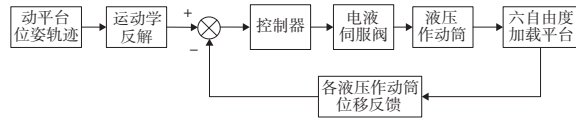


图2 系统控制框图

2 系统建模

2.1 运动学反解

并联机构的运动学反解是指已知平台位姿参数,求解支杆伸缩长度的过程。图3为六自由度加载平台的空间结构示意图和运动学简化模型。

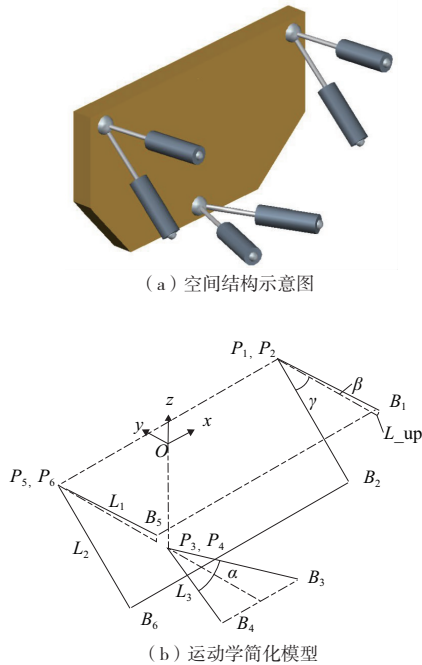


图3 六自由度加载平台

建立两个坐标系^[5-6],体坐标系固定于动平台,随动平台一起运动,基坐标系固定于总体框架,始终静止。初始状态时,体坐标系 $O'-x'y'z'$ 和基坐标系 $O-xyz$ 完全重合,坐标原点位于动平台加载端板形心位置,各支杆与动平台铰点表示为 $P_i (i=1,2,\dots,6)$,与总体框架铰点表示为 B_i 。 P_i 在体坐标系中的坐标向量为 $\mathbf{P}_i^p = [x_{pi} \ y_{pi} \ z_{pi}]^T$, B_i 在基坐标系中的坐标向量为 $\mathbf{B}_i^b = [x_{bi} \ y_{bi} \ z_{bi}]^T$,体坐标系原点 O' 在基坐标系中的位置矢量为 $\mathbf{S} = [s_x \ s_y \ s_z]^T$,体坐标系中的向量 $\mathbf{P}_i^p$ 可通过式(1)转换至基坐标系 $\mathbf{P}_i^b = [x_i \ y_i \ z_i]^T$:

$$\mathbf{P}_i^b = \mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{T}$ 为用欧拉角方法描述体坐标系到基坐标系的旋转变换矩阵。当体坐标系依次绕基坐标系 z, y, x 轴分别旋转 $\varphi_z, \varphi_y, \varphi_x$ 时,旋转变换矩阵 $\mathbf{T}$ 表示为:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} c\varphi_z c\varphi_y & c\varphi_z s\varphi_y s\varphi_x - s\varphi_z c\varphi_x & c\varphi_z s\varphi_y c\varphi_x + s\varphi_z s\varphi_x \\ s\varphi_z c\varphi_y & s\varphi_z s\varphi_y s\varphi_x + c\varphi_z c\varphi_x & s\varphi_z s\varphi_y c\varphi_x - c\varphi_z s\varphi_x \\ -s\varphi_y & c\varphi_y s\varphi_x & c\varphi_y c\varphi_x \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中 $s\varphi$ 和 $c\varphi$ 分别为 $\sin\varphi$ 和 $\cos\varphi$ 的缩写。根据空间矢量关系,各液压作动筒在基坐标系中的方向矢量 $\mathbf{L}_i^b$ 表示为

$$\mathbf{L}_i^b = \mathbf{P}_i^b - \mathbf{B}_i^b = \mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} - \mathbf{B}_i^b \quad (3)$$

$\mathbf{L}_i^b$ 的标量 $|\mathbf{L}_i^b|$ 为各液压作动筒的瞬时长度,初始长度 L_{i0} 可由 $\mathbf{P}_i, \mathbf{B}_i$ 的初始位置得到,动平台运动时各液压作动筒的伸缩量 ΔL_i 为

$$\Delta L_i = |\mathbf{L}_i^b| - L_{i0} = \sqrt{(\mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} - \mathbf{B}_i^b) \cdot (\mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} - \mathbf{B}_i^b)} - L_{i0} \quad (4)$$

2.2 动力学分析

针对本六自由度加载平台,其动平台、D型夹具及试验件总质量远大于液压作动筒的质量,因此,忽略液压作动筒质量,仅考虑动平台的运动,将该平台描述为单刚体系统,采用牛顿-欧拉法分析系统动力学特性。

动平台的运动可分解为沿坐标轴方向的直线运动和绕坐标轴方向的角运动。对于直线运动,由牛顿定律得到动平台力平衡方程:

$$\mathbf{L}_n^b \cdot \mathbf{F}_a + m_p \cdot \mathbf{g} + \mathbf{F}_1^b = m_p \cdot \ddot{\mathbf{S}} \quad (5)$$

式中: $\mathbf{L}_n^b = [\mathbf{L}_{n1}^b \dots \mathbf{L}_{n6}^b]$ 为各液压作动筒的单位方向矢量矩阵; $\mathbf{F}_a$ 为各液压作动筒驱动力构成的矢量矩阵; m_p 为动平台的质量; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; $\mathbf{F}_1^b$ 为 D 型夹具和试验件对动平台产生的作用力; $\ddot{\mathbf{S}}$ 为动平台的线加速度,等于平动位移向量 $\mathbf{S}$ 的二阶微分。

$\mathbf{L}_{ni}^b$ 由式(6)得到:

$$\mathbf{L}_{ni}^b = \frac{\mathbf{L}_i^b}{|\mathbf{L}_i^b|} = \frac{\mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} - \mathbf{B}_i^b}{\sqrt{(\mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} - \mathbf{B}_i^b) \cdot (\mathbf{T} \times \mathbf{P}_i^p + \mathbf{S} - \mathbf{B}_i^b)}} \quad (6)$$

对于角运动,由欧拉动力学方程得到动平台力矩平衡方程:

$$\mathbf{T} \cdot \mathbf{P} \times \mathbf{L}_n^b \cdot \mathbf{F}_a + \mathbf{M}_g^b + \mathbf{M}_1^b = \frac{d\mathbf{J}^b}{dt} = \mathbf{I}_p^b \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}^b + \boldsymbol{\omega}^b \times \mathbf{I}_p^b \cdot \boldsymbol{\omega}^b \quad (7)$$

式中: $\mathbf{P}$ 为 6 个动平台铰点构成的坐标向量矩阵; $\mathbf{M}_g^b$ 为动平台重力产生的力矩; $\mathbf{M}_1^b$ 为 D 型夹具和试验件对动平台产生的外力矩; $\mathbf{J}^b$ 为动平台所受动量矩, $\mathbf{J}^b = \mathbf{I}_p^b \cdot \boldsymbol{\omega}^b$, $\mathbf{I}_p^b$ 为动平台基于基坐标系的惯量矩阵, $\mathbf{I}_p^b = \mathbf{T} \cdot \mathbf{I}_p^p \cdot \mathbf{T}^T$, $\mathbf{I}_p^p$ 是动平台基于体坐标系的惯量矩阵; $\boldsymbol{\omega}^b$ 是基坐标系下的角速度向量,其与体坐标系下的角速度向量 $\boldsymbol{\omega}^p$ 满足如下关系:

$$\boldsymbol{\omega}^b = \mathbf{R} \cdot \boldsymbol{\omega}^p = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -s\varphi_y \\ 0 & c\varphi_x & s\varphi_x \cdot c\varphi_y \\ 0 & -s\varphi_x & c\varphi_x \cdot c\varphi_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_x \\ \dot{\varphi}_y \\ \dot{\varphi}_z \end{bmatrix} \quad (8)$$

由于试验件在 Oxy 面的曲率中心与基坐标系原点重合,忽略机构间摩擦力影响,由作用力与反作用力的关系,试验件受到的施加载荷 $\mathbf{F}'$ 与 $\mathbf{F}_1^b$ 大小相等,方向相反;试验件受到的施加力矩 $\mathbf{M}'$ 与 $\mathbf{M}_1^b$ 也大小相等,方向相反。根

据式(5)、式(7),得到:

$$\begin{cases} \mathbf{F}' = -\mathbf{F}_i^b = \mathbf{L}_n^b \cdot \mathbf{F}_a + m_p \cdot \mathbf{g} - m_p \cdot \ddot{\mathbf{S}} \\ \mathbf{M} = -\mathbf{M}_i^b = \mathbf{T} \cdot \mathbf{P}_i^b \times \mathbf{L}_n^b \cdot \mathbf{F}_a + \mathbf{M}_g^b - (\mathbf{I}_p^b \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}^b + \boldsymbol{\omega}^b \times \mathbf{I}_p^b \cdot \boldsymbol{\omega}^b) \end{cases} \quad (9)$$

对于静力加载试验,计算试验件受力时,式(9)中的线加速度、角速度、角加速度项可近似取0,化简为:

$$\begin{cases} \mathbf{F}' = -\mathbf{F}_n^b \cdot \mathbf{F}_a + m_p \cdot \mathbf{g} \\ \mathbf{M}' = \mathbf{T} \cdot \mathbf{P}^b \times \mathbf{L}_n^b \cdot \mathbf{F}_a + \mathbf{M}_g^b \end{cases} \quad (10)$$

2.3 六自由度加载平台的 SimMechanics 建模

SimMechanics 是 MATLAB/Simulink 下进行机械系统建模和仿真的工具箱^[8-9],可方便建立复杂机械系统的图示化模型。根据六自由度加载平台各构件的物理关系,在 SimMechanics 中构建其机械系统模型,如图4所示。动平台由1个刚体 up 表示;总体框架上各液压作动筒的支点不动,分别用6个 Ground 模块表示;液压作动筒的模型结构如图5所示,分活塞杆和液压缸两部分,分别用1个刚体建立,活塞杆与动平台、液压缸与总体框架之间均用 Spherical 球铰接头连接,活塞杆与液压缸之间用 Prismatic 接头表示沿活塞杆轴向的平移,并在 Prismatic 接头处通过执行器 Actuator 给液压作动筒施加驱动力,通过传感器 Sensor 分别测量杆长伸缩量、速度和作动筒驱动力大小。

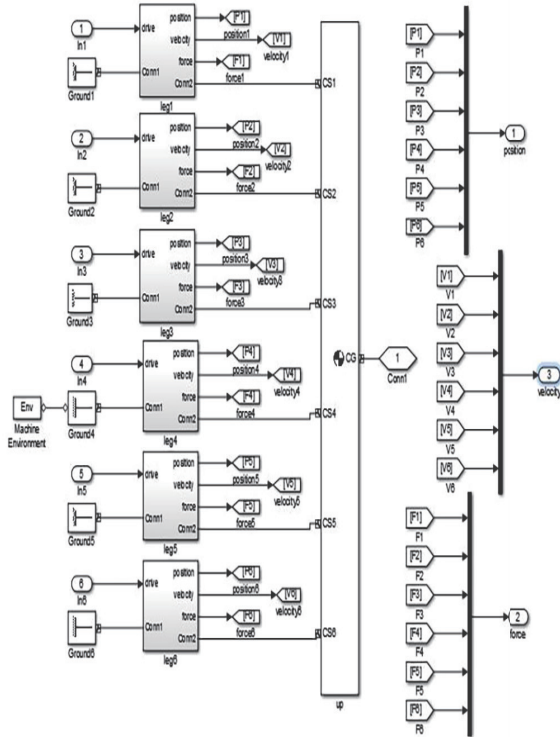


图4 SimMechanics 的机械系统模型

2.4 液压驱动系统建模

液压驱动系统包括电液伺服阀、单出杆非对称液压作动筒、负载及载荷/位移传感器等。电液伺服阀根据控制器的输出信号转换为对应流量,驱动非对称缸运动;位移

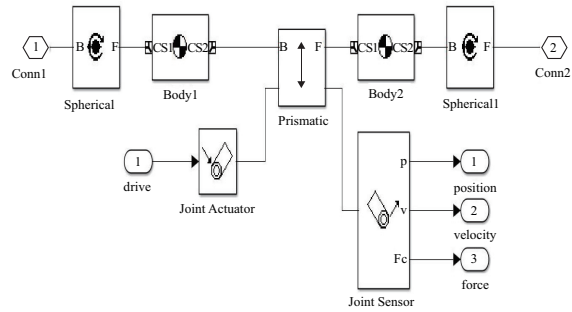


图5 液压作动筒的模型结构

传感器测量非对称缸位移变化,作为系统闭环控制反馈值;载荷传感器对负载受力进行监控。

电液伺服阀由力矩马达和液压放大器组成^[10],第一级为双喷嘴挡板,第二级为四通滑阀,其动力学模型多采用二阶振荡环节形式,伺服阀空载流量 q_{L0} 满足:

$$K_{sv} \omega_{sv}^2 i = \ddot{q}_{L0} + 2\zeta_{sv} \omega_{sv} \dot{q}_{L0} + \omega_{sv}^2 q_{L0} \quad (11)$$

式中: i 为控制器输出驱动电流; K_{sv} 为伺服阀增益; ω_{sv} 为伺服阀固有频率; ζ_{sv} 为伺服阀阻尼比。

负载流量 q_L 的线性化方程为

$$q_L = k_q x_v - k_c p_L = q_{L0} - k_c p_L \quad (12)$$

式中: k_q 为伺服阀流量增益; k_c 为伺服阀流量压力增益; p_L 为负载压力。 k_q 和 k_c 值随阀工作点的变化而变化,由于阀经常在零位工作,此处阀的流量增益 k_{q0} 最大,流量压力增益 k_{c0} 最小。在系统分析时通常以零位系数作为阀的性能参数, k_{c0} 由伺服阀零位泄露流量 q_c 决定, $k_{c0} = q_c / \Delta p_N$,其中 q_c 为伺服阀零位泄露流量, Δp_N 为额定压降。

考虑液压缸的内泄漏、外泄漏和压缩性流量,其流量连续性方程为

$$q_L = \frac{(A_1 + A_2)}{2} \dot{x}_p + C_{tp} p_L + \alpha \frac{V_t}{2\beta_e} \dot{p}_L \quad (13)$$

式中: A_1 为无杆腔活塞面积; A_2 为有杆腔活塞面积; x_p 为活塞位移; C_{tp} 为液压缸总泄露系数, $C_{tp} = (C_{ec}/2 + C_{ic})$, C_{ec} 为液压缸外泄露系数, C_{ic} 为液压缸内泄露系数; V_t 为液压缸两腔总容积; β_e 为油液的等效体积弹性模量; α 为非对称缸比例系数。

忽略库伦摩擦力等非线性负载,考虑活塞上受到的惯性力和黏性摩擦力,不考虑弹性负载和外加负载变化,液压缸与负载的力平衡方程为:

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = A_p p_L = m_t \dot{x}_p + B_c \dot{x}_p \quad (14)$$

式中: p_1 为无杆腔压力; p_2 为有杆腔压力; A_p 为液压缸等效活塞面积,可近似取 $A_p = (A_1 + A_2)/2$; m_t 为折算到活塞轴上的活塞与负载的等效总质量; B_c 为活塞及负载的黏性阻尼系数。

联立式(12)~式(14),得到伺服阀空载流量输入、液压缸活塞位移输出的传递函数:

$$\frac{x_p(s)}{q_{L0}(s)} = \frac{1/A_p}{\frac{\alpha m_t V_t}{2\beta_e A_p^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} m_t}{A_p^2} + \frac{\alpha B_c V_t}{2\beta_e A_p^2} \right) s^2 + \left(1 + \frac{K_{ce} B_c}{A_p^2} \right) s} \quad (15)$$

式中 $K_{ce} = k_c + C_{tp}$, 定义为液压动力元件的总流量-压力系数。图6为液压执行结构系统框图。

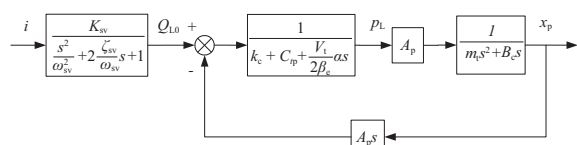


图 6 液压执行结构框图

2.5 控制器模型

由 MOOG 控制系统手册, 控制器回路的基本结构如图 7 所示, P 为比例增益, I 为积分增益, D 为阻尼增益, F 为前馈增益, T_d 、 T_c 为高通滤波环节的时间常数。

3 建立系统仿真平台

在 MATLAB/Simulink 中搭建系统仿真平台,由支杆

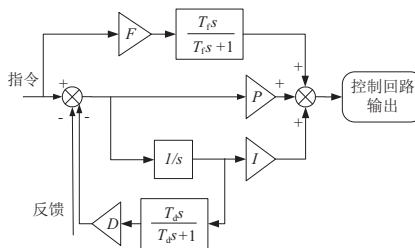
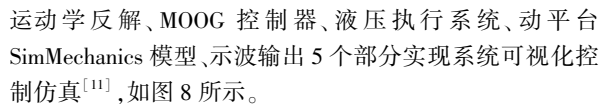


图 7 控制器结构图

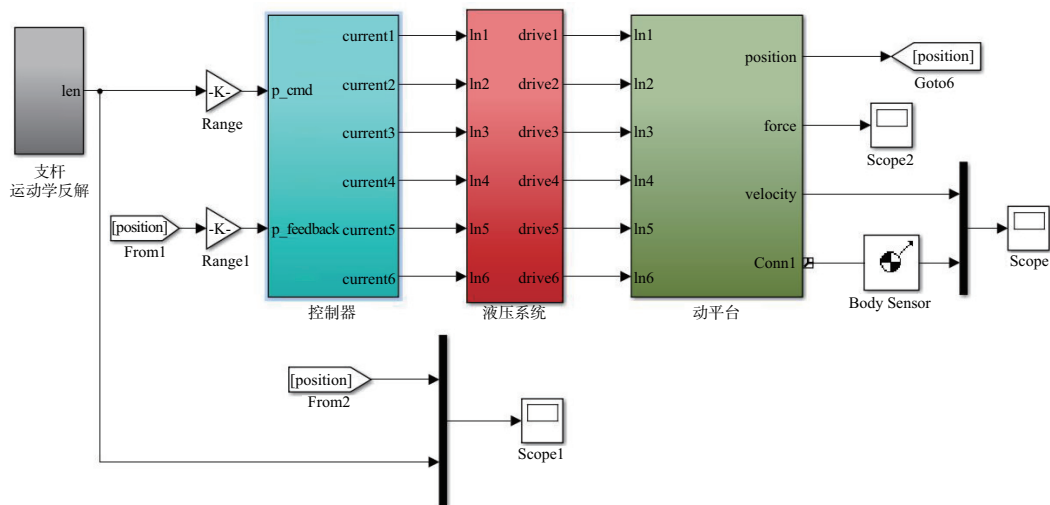


图 8 整体仿真模型框图

支杆运动学反解模块根据指定的动平台位姿轨迹解算 6 根驱动杆的杆长位移伸缩量,作为系统控制的指令值,其模型如图 9 所示。

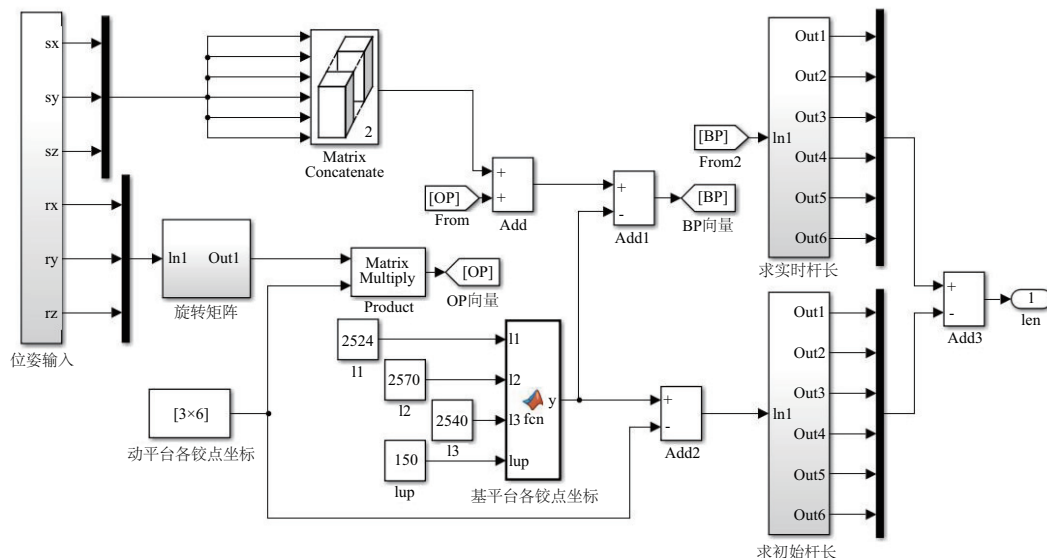


图 9 支杆运动学反解模型

4 仿真结果分析

设置系统仿真参数:动平台质量为 $[0, 0, -23\ 700]$,单位为 kg,转动惯量为 $[16\ 344.3, 0, 0; 0, 77\ 420, 0; 0, 0, 63\ 796.3]$,单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,液压作动筒的质量和转动惯量不考虑,取 $[1, 1, 1]$ 和单位矩阵 $\mathbf{I}_3$ 。液压驱动系统供油压力 $p_s = 21\text{ MPa}$;选用的 MOOG G761-3005B 电液伺服阀压降 $\Delta p_N = 7\text{ MPa}$ 时,流量为 $q_N = 63\text{ L/min}$,其最大空载流量 q_{L0m} 由式(16)计算得

$$q_{L0m} = q_N \sqrt{\frac{p_s - p_0}{\Delta p}} = 63 \sqrt{\frac{21}{7}} = 109.1 \quad (\text{L/min}) \quad (16)$$

伺服阀额定电流 $i_N = 0.04\text{ A}$,得到伺服阀增益 $K_{sv} = q_{L0m}/i_N = 45.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{A})$;伺服阀固有频率 $\omega_{sv} = 439.6\text{ rad/s}$,伺服阀阻尼比 $\zeta_{sv} = 0.7$;伺服阀零位泄露流量 $q_c = 2.4\text{ L/min}$,流量压力增益 $k_{c0} = 5.7 \times 10^{-12} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$;取液压缸外泄露系数 $C_{ec} = 0$,液压缸内泄露系数 $C_{ic} = 3 \times 10^{-11} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$;液压缸无杆腔活塞面积 $A_1 = 138\ 474\text{ mm}^2$,有杆腔活塞面积 $A_2 = 89\ 411\text{ mm}^2$,液压缸等效活塞面积 $A = 113\ 943\text{ mm}^2$;液压缸行程 $L = 800\text{ mm}$,液压缸总容积 $V_t = A \times L = 0.113\ 943 \times 0.8 = 0.0912\text{ m}^3$;油液的等效体积弹性模量 $\beta_e = 7 \times 10^8\text{ Pa}$;非对称缸比例系数 $\alpha = 0.59$;活塞及负载的黏性阻尼系数 $B_c = 800\text{ N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$;活塞与负载的等效总质量 $m_t = 4\ 000\text{ kg}$;仿真时间设为 10 s 。

比较两组控制参数的控制效果,第1组参数不包含阻尼、前馈环节,第2组加入阻尼、前馈环节,具体控制参数如表1所示。

表1 控制参数设置

组别	P	I	D	F	T_d	T_f
第1组	5	2	0	0	0	0
第2组	5	2	0.02	25	2.3	0.05

设动平台平动和转动位姿指令均为 0.1 Hz 正弦运动, x 轴、 y 轴、 z 轴平动幅值分别为 20 mm 、 10 mm 、 5 mm ,绕 x 轴、 y 轴、 z 轴转动幅值分别为 3° 、 2° 、 1° ,分析系统的正弦响应,仿真曲线如图10所示。

设动平台平动和转动位姿指令均为阶跃信号, x 轴、 y 轴、 z 轴平动幅值分别为 20 mm 、 10 mm 、 5 mm ,绕 x 轴、 y 轴、 z 轴转动幅值分别为 3° 、 2° 、 1° ,分析系统的阶跃响应,仿真曲线如图11所示。

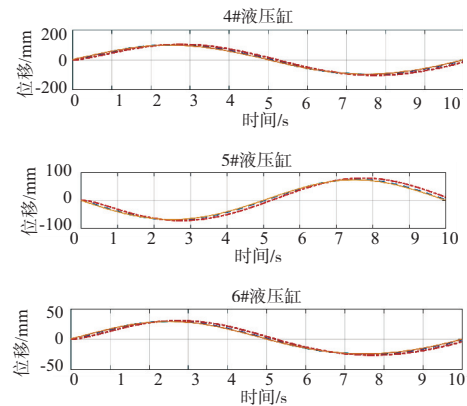
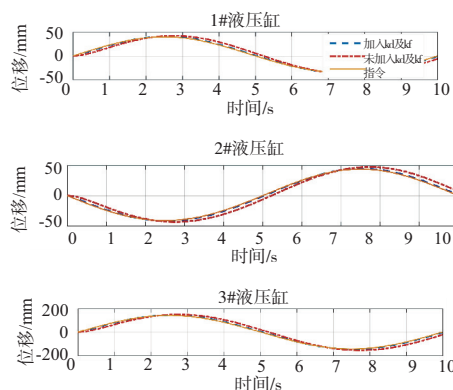


图10 系统正弦信号响应曲线

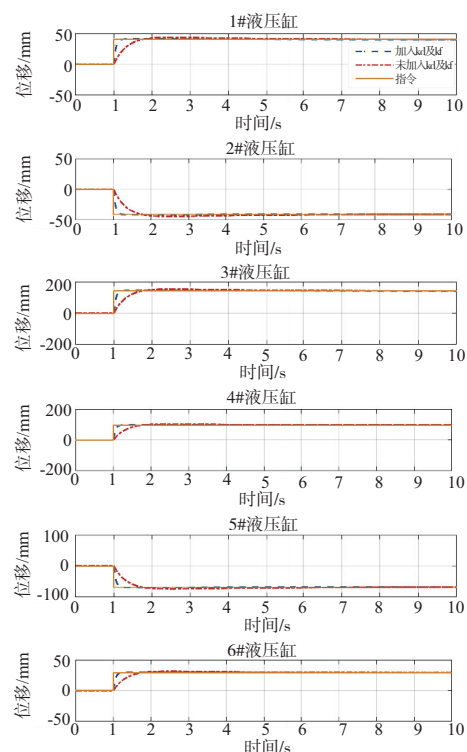


图11 系统阶跃信号响应曲线

由图10和图11可以看到,采用 MOOG 控制器可实现基于运动学反解的六自由度加载平台稳定控制,加入阻尼、前馈环节后,系统跟随性变好、超调变小、响应更快、精度更高。

5 结语

1) 基于 MATLAB/SimMechanics 的系统联合仿真,可直观了解动平台位姿与各驱动杆伸缩量的关系、验算试验件受力和力矩、进行系统运动模拟,实现系统辅助设计,有效提高系统设计效率;

2) MOOG 控制器可实现系统优化控制,特别是阻尼、前馈环节的加入,极大地提高了系统控制性能,满足试验控制要求,设置的仿真参数可用于指导实际应用。

(下转第94页)

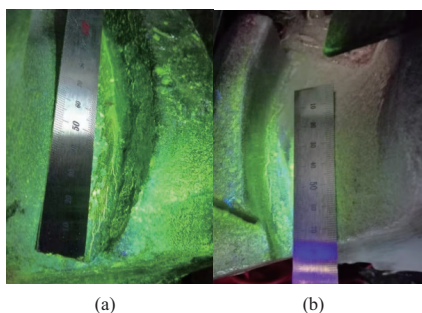


图 15 钩舌上、下牵引台裂纹探伤结果

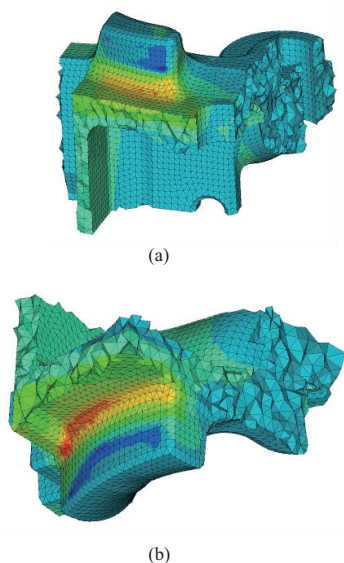


图 16 钩体上、下牵引台结构和根部应力对比

4 结语

1) 基于车钩装配体有限元分析法,通过接触单元来模拟车钩部件之间的相互作用,可以合理地解决各零部件之间的相互影响,避免过度约束。

2) 通过现场实验对钩舌上、下牵引台裂纹进行探伤,发现裂纹出现的位置与有限元计算应力较大的区域吻合,验证了模型的可靠性以及强度关系的准确性。

3) 采用接触非线性、材料非线性的车钩整体装配有限元模型,能够更加真实地反映出车钩在实际受力状况下局部接近屈服应力而产生塑性变形的服役状态。

4) 通过对钩舌和钩体牵引台结构和数值计算应力云图的分析,发现钩舌和钩体上、下牵引台根部过渡圆角较小且存在附加弯矩,导致局部应力较大,应适当增加牵引台根部的过渡圆角,提高表面质量,可有效提高服役寿命。

参考文献:

- [1] 张福田,王曦,邵文东. 铁路货车车钩的纵向载荷谱特性[J]. 北京交通大学学报,2017,41(1):68-73.
- [2] 豆辉,武福,段振枢,等. 基于 UM 的重载列车纵向冲动仿真分析[J]. 兰州交通大学学报,2020,39(1):88-94.
- [3] 金希礼,曾燕军,周坤,等. 重载机车与 102 车钩系统的相互作用关系[J]. 科学通报,2019,64(25):2617-2624.
- [4] 丛盛国,崔英俊. 我国重载铁路货车车钩检修模式探讨[J]. 铁道车辆,2020,58(6):6,32-33.
- [5] 李晨曦,商跃进,王红,等. 重载货车车钩钩体的强度校核及抗疲劳设计[J]. 机械研究与应用,2018,31(2):57-60,68.
- [6] 于兆华. 17 号车钩、钩尾框疲劳寿命及可靠性分析[D]. 北京:北京交通大学,2009.
- [7] 管艳华,田武岭,张建武,等. 大秦线重载钩舌疲劳寿命有限元模拟分析[J]. 机械设计与研究,2012,28(3):122-123.
- [8] 苗伟明,孙丽萍. 基于装配体的 13 号车钩有限元分析[J]. 大连交通大学学报,2007(4):37-41.
- [9] 杨海宾. 铁路重载货车车钩剩余寿命研究[D]. 成都:西南交通大学,2019.
- [10] 张成程. 锻造、铸造 E 级钢的疲劳断裂试验研究[D]. 大连:大连理工大学,2014.
- [11] 苗伟明. 13 号车钩故障分析及对策研究[D]. 大连:大连交通大学,2008.
- [12] 罗刚. 17 型车钩装配体有限元分析[J]. 装备制造技术,2015(9):25-28.

收稿日期:2020-06-16

(上接第 89 页)

参考文献:

- [1] 孙龙. 电液伺服六自由度摇摆台性能及控制策略研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2017.
- [2] MOOG Company. Moog aero test controller training course[Z]. [S.l.: s.n.], 2008.
- [3] 姚石磊. 六自由度运动平台控制系统研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2013.
- [4] 张玉姝. 气压伺服式六自由度运动平台控制系统研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
- [5] 王英波,黄其涛,郑书涛,等. Simulink 和 SimMechanics 环境下并联机器人动力学建模与分析[J]. 哈尔滨工程大学学报,2012,33(1):100-105.

- [6] 姚程. 六自由度运动平台的模糊控制策略研究[D]. 长春:中国科学院大学,2015.
- [7] 黄晓敏. 基于 Matlab 的六自由度平台研究[D]. 广州:华南理工大学,2013.
- [8] 须颖,徐福红,邵萌. Stewart 平台的 SimMechanics 仿真[J]. 沈阳建筑大学学报,2017,33(5):906-913.
- [9] 吴伟,何鹏飞. 基于 SimMechanics 抽油机运动仿真方法的研究分析[J]. 机械研究与应用,2020,33(1):50-57.
- [10] 何文清,麦云飞. 基于神经网络 PID 整定的电液位置伺服系统[J]. 软件导刊,2020,19(3):177-181.
- [11] 杨靖一,黄山云,丁祝顺,等. 基于模糊 PID 算法的六自由度并联机构控制研究[J]. 导航与控制,2017,16(5):33-39.

收稿日期:2020-06-01