

# 关节间隙对矢量喷管调节机构动态特性影响的数值仿真与验证

孟令超<sup>1</sup>, 张昊<sup>1</sup>, 张起梁<sup>1</sup>, 罗忠<sup>2</sup>, 许春阳<sup>3</sup>

(1. 辽宁工业大学 机械工程与自动化学院, 辽宁锦州 121001; 2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819;  
3. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

**摘要:** 为研究飞机在不同飞行工况下关节间隙对矢量喷管运动调节机构动态特性的影响, 采用第 1 类拉格朗日方程与混合接触力模型和 LuGre 摩擦模型相结合的方法, 构建了考虑关节间隙和摩擦系数等特征的矢量喷管运动调节机构单叶动力学理论模型, 进而构建了整体调节机构的运动学分析模型。结果表明: 由于关节间隙的存在, 在矢量喷管运动调节机构运动状态突然改变时, 初始碰撞阶段调节片的位移几乎不受间隙碰撞的影响, 但速度与加速度会产生剧烈且短暂的振动, 振动大小受关节间隙影响较大, 而间隙对平稳运动时的调节片运动精度几乎不产生影响; 整机矢量喷管运动调节机构做收扩运动时, 各关节产生的碰撞力几乎相同, 做上下偏转运动时, C 关节处产生的碰撞力最大, A 关节处的受力次之, B 和 D 关节处的受力最小。

**关键词:** 矢量喷管运动调节机构, 间隙, 拉格朗日方程, 动力学, 航空发动机

中图分类号: V233.7+57

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.009

## Numerical Simulation and Verification of the Influence of Joint Clearance on Dynamic Characteristics of Thrust-vectoring Nozzle Adjusting Mechanism

MENG Ling-chao<sup>1</sup>, ZHANG Hao<sup>1</sup>, ZHANG Qi-liang<sup>1</sup>, LUO Zhong<sup>2</sup>, XU Chun-yang<sup>3</sup>

(1. College of Mechanical Engineering and Automation, Liaoning University of Technology, Jinzhou Liaoning 121001, China;  
2. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;  
3. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

**Abstract:** In order to study the influence of the joint clearance on the dynamic characteristics of the thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism under different flight conditions, a single blade dynamic model of the thrust-vectoring nozzle motion adjusting mechanism considering the characteristics of joint clearance and friction coefficient was built by using the method of combining the first type Lagrange equation with the mixed contact force model and the LuGre friction model, and then the kinematic analysis model of the overall adjusting mechanism was established. The results show that due to the presence of joint clearance, if the motion state of the nozzle adjusting mechanism undergoes abrupt changes, the displacement of the nozzle flap in the initial impact stage is almost not affected by the clearance impact, but the velocity and acceleration of the flap will oscillate violently and momentarily, and the oscillating amplitude is greatly affected by the joint clearance, while the clearance has little effect on the motion accuracy of the flap during the stable motion. When the thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism of the whole engine performs the converging and diverging motion, the impact force generated by each joint is almost the same. While performing the up and down deflection motion, the generated impact force is the largest at joint C, followed by joint A, and the impact force at joints B and D is the smallest.

**Key words:** thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism; clearance; Lagrange equation; dynamics; aeroengine

## 0 引言

矢量喷管是新型航空发动机上的重要结构,通过

控制排出气流方向使发动机推力方向发生变化来改变飞机的飞行姿态。其中,调节矢量喷管收扩和偏转的机构为尾喷运动调节机构,由于加工与装配误差,

收稿日期: 2022-11-17 基金项目: 国家级研究项目、辽宁省自然科学基金计划(2023-MS-301)资助

作者简介: 孟令超(1998), 男, 在读硕士研究生。

引用格式: 孟令超, 张昊, 张起梁, 等. 关节间隙对矢量喷管调节机构动态特性影响的数值仿真与验证[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 64-71. MENG Lingchao, ZHANG Hao, ZHANG Qiliang, et al. Numerical simulation and verification of the influence of joint clearance on dynamic characteristics of thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 64-71.

以及机构运动过程中摩擦和磨损的影响,各关节接触面之间容易产生间隙,这些因素会对尾喷机构运行的稳定性以及连杆受力情况造成显著影响。

国内外学者对轴对称矢量喷管开展了广泛研究。Williams 等<sup>[1-2]</sup>采用有限元法等一系列方法对轴对称矢量喷管进行结构优化设计;李建鹏等<sup>[3]</sup>采用拆杆法与相对转角法,建立了轴对称矢量喷管喉道面积调节机构运动学模型;柳亚冰等<sup>[4]</sup>针对轴对称矢量喷管的运动提出一种基于运动学位移解算的解决办法;闫世洲等<sup>[5]</sup>采用 Lagrange 法推导并建立了喷管喷口的动力学方程,得出不同的喷管姿态下驱动力的变化规律。目前,国内外学者着重开展对轴对称矢量喷管的机构设计及整体运动学的研究,而对关节间隙对调节机构动力学特性的影响研究较少。由于受磨损、制造公差以及安装精度等因素的影响,在尾喷运动调节机构中各关节均会产生间隙。Flores 等<sup>[6]</sup>已证实间隙会引起机械振动、疲劳失效,甚至会改变整个机构的运动稳定性;Hunt 等<sup>[7]</sup>构建一种模型,引入了接触过程中能量损失的阻尼分量;Lankarani 等<sup>[8]</sup>构建了非线性弹簧阻尼模型,但只能在恢复系数为 1 的情况下使用;Flores 等<sup>[9]</sup>构建一种更好的接触模型,适用于不同恢复系数下的材料,但并没有考虑接触运动过程中接触刚度的变化,只适用于大间隙小负载的情况。针对此现象,白争锋等<sup>[10]</sup>构建一种适用于不同间隙不同负载的情况的混合模型,该模型计算精度较高且适用范围较广。运动机构摩擦问题一直被该领域学者广泛关注,当一个机构的关节存在间隙时会产生法向碰撞力。Tan 等<sup>[11]</sup>研究发现摩擦力在相对速度接近零时会改变方向;为防止这一现象的发生,Ambrósio<sup>[12]</sup>构建一种改进的摩擦模型,修正了经典库仑摩擦定律。然而,这种模型无法准确地描述粘滑运动。LuGre 等<sup>[13]</sup>在其研究中引入了弹簧阻尼变量,同时还考虑与摩擦有关的其他变量,在研究关节碰撞的分析中具有一定的优势。

针对单级尾喷运动调节机构,本文构建了考虑关节间隙与摩擦的动力学解析模型,进而构建了尾喷运动调节机构的整体模型,研究了调节杆与调节片之间的关节间隙对于调节片动态特性的影响,并探究了关节间隙对调节机构重要关节的动力学特性影响规律。

## 1 矢量喷管单链尾喷运动调节机构动力学建模

尾喷运动调节机构如图 1 所示,包括作动筒、活塞杆、A9 调节环、调节杆和调节片。其中,调节机构由多组调节杆和调节片组成,每组调节机构具有相同的机械结构,工作原理也相同。

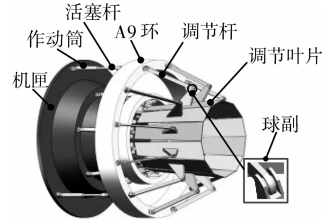


图 1 尾喷运动调节机构

当机构的 3 作动筒同步驱动时,A9 环会随作动筒沿发动机轴线运动,均布在 A9 环上的连杆驱动扩张调节片发生径向偏转,从而实现喷口面积调节;当 3 个机构作动筒不同步驱动时,A9 环会发生偏转,连杆驱动扩张调节片,进而改变喷口方向和推力矢量方向。喷管调节结构可以实现推力矢量技术以满足飞机各种飞行姿态的需求。

### 1.1 尾喷运动调节机构动力学解析模型

由于多刚体系统中关节间隙普遍存在,且间隙关节两端刚体的运动受其影响最大<sup>[14]</sup>,因此,本文主要研究调节杆与调节片间的关节间隙对机构动力学特性的影响。在多体系统中,广义坐标包含物体的平移与转动,单级尾喷运动调节机构如图 2 所示,由于 A9 环的运动轨迹可由作动筒的驱动方式计算得出,可将 A9 环左侧的关节运动视为输入量。调节连杆与调节片广义坐标为列向量  $Q = [Q_1^T \ Q_2^T \ Q_3^T]^T$ ,单级尾喷运动调节机构广义坐标见表 1。

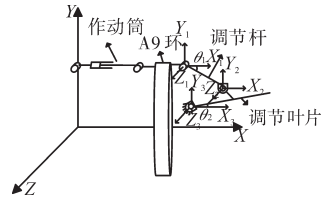


图 2 单级尾喷运动调节机构

表 1 单级尾喷运动调节机构广义坐标

坐标	坐标矩阵	备注
$Q_1$	$Q_1 = [X_1 \ Y_1 \ Z_1]^T$	无旋转坐标
$Q_2$	$Q_2 = [X_2 \ Y_2 \ Z_2 \ \theta_1]^T$	旋转坐标 $\theta_1$
$Q_3$	$Q_3 = [X_3 \ Y_3 \ Z_3 \ \theta_2]^T$	旋转坐标 $\theta_2$

从表中可见,  $Q = [Q_1^T \ Q_2^T \ Q_3^T]^T$  为广义坐标用来描述系统的位形,有外力的拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} = F \quad (1)$$

式中:  $T$  为系统动能;  $t$  为时间;  $U$  为重力势能;  $D$  为弹

性势能; $q$ 为广义坐标; $\dot{q}$ 为广义速度; $F$ 为广义力。

式(1)可以简化为

$$M\ddot{Q} + N(\dot{Q}, Q) = F \quad (2)$$

式中: $M$ 为质量矩阵; $\ddot{Q}$ 为广义加速度; $N$ 为阻尼与刚度的耦合矩阵; $Q$ 为是广义坐标; $\dot{Q}$ 为广义速度。

根据动力学普遍方程

$$(M\ddot{Q} - F + N)^T \delta_Q = 0 \quad (3)$$

式中: $\delta_Q$ 为虚位移量。

由于 $\Phi(Q, t) = 0$

$$\Phi_Q \delta_Q = 0 \quad (4)$$

式中: $\Phi_Q$ 为约束方程对广义坐标 $Q$ 的雅各比矩阵。

引入拉格朗日乘子 $\lambda = [\lambda_1 \ \lambda_2 \ \dots \ \lambda_4]^T$ 得

$$\lambda^T \Phi_Q \delta_Q = 0 \quad (5)$$

式(3)与式(5)转置后相加得

$$\delta_Q^T (M\ddot{Q} + \Phi_Q^T \lambda - F + N)^T = 0 \quad (6)$$

式中: $Q^T$ 为广义坐标转置矩阵; $\Phi_Q^T$ 为约束方程对广义坐标 $Q$ 的转置雅各比矩阵。

故可得出

$$M\ddot{Q} + \Phi_Q^T \lambda - F + N = 0 \quad (7)$$

约束方程对时间的1阶导数为

$$\Phi_Q \dot{Q} = -\Phi_t \quad (8)$$

式中: $\Phi_t$ 为约束方程对时间的1阶导数。

约束方程对时间的2阶导数为

$$\Phi_Q \ddot{Q} = -\Phi_{tt} - (\Phi_Q \dot{Q})_Q \dot{Q} - 2\Phi_{Qt} \dot{Q} \quad (9)$$

式中: $\Phi_{tt}$ 为约束方程对时间的2阶导数; $\Phi_{Qt}$ 为约束方程对时间求导后再对广义坐标 $Q$ 求导的矩阵。

令 $\Phi_{tt} - (\Phi_Q \dot{Q})_Q \dot{Q} - 2\Phi_{Qt} \dot{Q} = \gamma$ ,故

$$\Phi_Q \ddot{Q} = \gamma \quad (10)$$

式中: $\gamma$ 为等效加速度矩阵。

将式(6)与式(10)联立可得

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_Q^T \\ \Phi_Q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F - N \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (11)$$

在式(11)中,连续接触力模型将用于评估接触力,运动关节接触期间产生的力将作为外力引入方程。

## 1.2 转动副接触力模型

转动副接触力模型(轴承与轴颈的接触模型)如图3所示。

令轴颈和轴承的中心为 $P_i$ 和 $P_j$ , $e$ 为连接 $P_i$ 和 $P_j$

的偏心向量, $\dot{e}$ 表示向量 $e$ 对时间的导数,则

$$e = r_i^p - r_j^p \quad (12)$$

式中: $r_i^p$ 为轴颈中心到广义坐标原点的向量; $r_j^p$ 为轴承中心到广义坐标原点的向量。

$$\dot{e} = \dot{r}_i^p - \dot{r}_j^p \quad (13)$$

式中: $\dot{r}_i^p$ 为轴颈中心到广义坐标原点的向量对时间的1阶导数; $\dot{r}_j^p$ 为轴承中心到广义坐标原点的向量对时间的1阶导数。

偏心量的幅值为

$$\ell = \sqrt{e^T e} \quad (14)$$

式中: $\ell$ 为偏心量幅值; $e^T$ 为 $e$ 的转置。

垂直于轴承与轴颈碰撞表面的单位矢量 $n_o$ 与偏心矢量重合

$$n_o = \frac{e}{\ell} \quad (15)$$

值得注意的是,单位矢量 $n_o$ 的方向与轴承、轴颈的中心连接线方向相同。

由于 $r_k^p = r_k + A_k S_k$ ,其中坐标变换矩阵 $A_k =$

$$\begin{bmatrix} \cos \phi_k & -\sin \phi_k \\ \sin \phi_k & \cos \phi_k \end{bmatrix}, \text{可以得出}$$

$$r_k^q = r_k + A_k S_k + R_k n_o \quad (16)$$

式中: $r_k^p$ 为在全局坐标系中度的位置向量; $r_k$ 为刚体坐标系下的位置向量; $A_k$ 为刚体坐标系到全局坐标系下的变换矩阵; $S_k$ 为 $P_k$ 在全局坐标系下的坐标; $\phi_k$ 为全局坐标系下的向量角; $r_k^q$ 为接触点 $Q_i$ 和 $Q_j$ 在全局坐标系下的位置向量; $R_k$ 为轴承和轴颈的半径;点 $Q_i$ 和 $Q_j$ 的速度为 $\dot{r}_k^q$ 对时间的导数

$$\dot{r}_k^q = \dot{r}_k + \dot{A}_k S_k + R_k \dot{n}_o \quad (17)$$

将轴承与轴颈之间的相对碰撞速度,分别投影到碰撞平面与碰撞法平面上,获得碰撞点相对法向速度和相对切向速度

$$v_n = (\dot{r}_j^q - \dot{r}_i^q) n_o \quad (18)$$

式中: $v_n$ 为碰撞点法相速度; $\dot{r}_j^q$ 为轴承碰撞点速度; $\dot{r}_i^q$ 为轴颈碰撞点速度。

$$v_t = (\dot{r}_j^q - \dot{r}_i^q) t \quad (19)$$

式中: $v_t$ 为碰撞点切向速度; $t$ 为将矢量 $n_o$ 旋转 $90^\circ$ 获得的切向单位矢量。

在经典赫兹接触模型中,刚度系数与阻尼系数皆

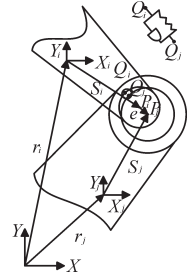


图3 转动副接触力模型

设定为常数,并没有考虑碰撞过程中材料的属性以及阻尼的变化。因此, Ye 等<sup>[15]</sup>和 Flores 等<sup>[16]</sup>提出了一种修正阻尼系数局限性且考虑物体固有属性的接触模型

$$F_N = K\delta^n \left[ 1 + \frac{8(1-c_e)\dot{\delta}}{5c_e\dot{\delta}^{(-)}} \right] \quad (20)$$

式中:  $F_N$  为接触力;  $K$  为接触刚度, 由接触材料特性以及接触面的几何形状决定<sup>[15]</sup>;  $\delta^n$  为接触体间穿透量;  $c_e$  为恢复系数;  $\dot{\delta}$  为碰撞速度;  $\dot{\delta}^{(-)}$  为初始碰撞速度。

$$K = \frac{4}{3(\sigma_i + \sigma_j)} \left[ \frac{R_i R_j}{R_i + R_j} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

式中:  $\sigma_i$  为轴颈材料系数;  $\sigma_j$  为轴承材料系数;  $R_i$  为轴颈曲率半径;  $R_j$  为轴承曲率半径。

$$\sigma_k = \frac{1 - \nu_k^2}{E_k} \quad (k = i, j) \quad (22)$$

式中:  $\sigma_k$  为接触体材料系数;  $\nu_k$  为泊松比;  $E_k$  为弹性模量。

精确的间隙机构模型对间隙碰撞力进行了详细的描述,而在大部分文献中,刚度系数与阻尼系数的取值一般都是经过简单计算得出,有的甚至凭借经验取为常数,这与实际情况严重不符。因此,白争锋等提出了一种非线性刚度阻尼系数的接触力混合模型<sup>[10]</sup>

$$F_N = K_n \delta^n + D_{\text{mod}} \dot{\delta} \quad (23)$$

式中:  $D_{\text{mod}}$  为非线性阻尼系数;  $K_n$  为非线性刚度系数。

$$K_n = \frac{1}{8} \pi E^* \sqrt{\frac{2\delta [3(R_B - R_J) + 2\delta]^2}{(R_B - R_J + \delta)^3}} \quad (24)$$

式中:  $\pi$  为圆周率;  $R_B$  为接触体 E 的曲率半径;  $R_J$  为接触体 J 的曲率半径;  $E^*$  为等效弹性模量

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (25)$$

式中:  $\nu_1$  为接触体 1 的泊松比;  $\nu_2$  为接触体 2 的泊松比;  $E_1$  为接触体 1 的弹性模量;  $E_2$  为接触体 2 的弹性模量;  $E$  为材料的弹性模量;  $\nu$  为材料的泊松比。

非线性阻尼系数为

$$D_{\text{mod}} = \frac{3K_n(1 - C_e^2)e^{2(1-C_e)\delta^n}}{4\dot{\delta}^{(-)}} \quad (26)$$

式中:  $n$  为量化力-压痕关系非线性程度的指数。

而在球副的接触力模型中,偏心量  $e$  与接触点  $r_k$  ( $k = i, j$ ) 的表达式与式(12)和(16)相同。球副的接

触力为

$$\begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z \end{bmatrix}^T = T_i F_N \quad (27)$$

式中:  $F_x$  为  $x$  方向接触力;  $F_y$  为  $y$  方向接触力;  $F_z$  为  $z$  方向接触力;  $T_i$  为罗德里格斯<sup>[17]</sup>转换矩阵。

### 1.3 摩擦模型

库伦定律可以代表干接触表面之间最基本、简单的模型,由于摩擦是高度非线性的,库伦摩擦模型可能会导致数值计算变得困难。LuGre 模型有效的解决了这一问题,且能有效预测摩擦的各种特性<sup>[12]</sup>

$$F_T = \mu F_N \quad (28)$$

式中:  $F_T$  为摩擦力;  $\mu$  为瞬时摩擦系数。

$$\mu = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 V_T \quad (29)$$

式中:  $\sigma_0$  为刷毛刚度;  $z$  为反应刷毛变形的状态变量;  $\sigma_1$  为刷毛阻尼;  $\sigma_2$  是与流体粘度相关的粘度摩擦系数;  $V_T$  为轴承与轴颈之间的相对速度。

平均刷毛的偏转微分方程<sup>[12]</sup>为

$$\frac{dz}{dt} = V_T - \frac{\sigma_0 z |V_T|}{\mu_k + (\mu_s - \mu_k) \left(\frac{V_T}{V_s}\right)^2} \quad (30)$$

式中:  $\mu_k$  为动摩擦系数;  $\mu_s$  为静摩擦系数;  $V_s$  为 Stribeck 摩擦的特征速度。

将式(30)带入式(29)可得到瞬时摩擦系数。本文中摩擦模型的参数设定,根据 Muvengi 的研究设定摩擦模型中的摩擦系数,  $\sigma_0 = 10000 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ,  $\sigma_1 = 400 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ,  $\mu_k = 0.1$ ,  $\mu_s = 0.2$ , Stribeck 速度  $V_s$  的值为碰撞最大切向速度的 1%, 由于间隙运动副的摩擦为干摩擦,故  $\sigma_2 = 0$ 。

### 1.4 用坐标缩并法求解动力学方程

式(11)是指标为 3 的 2 阶微分代数方程,一般的数值算法难以对其求解,主要的半解析思路有增广法与坐标分块法。本文将采用坐标分块法<sup>[18]</sup>(缩并法)对其进行求解。将广义坐标  $Q$  分为独立坐标  $q$  和非独立坐标  $p$ , 将式(11)改写为

$$M^{pp} \ddot{p} + M^{pq} \ddot{q} + \Phi_p^T \lambda = -N^p + F^p \quad (31)$$

式中:  $M^{pp}$  为关于独立坐标的质量矩阵;  $\ddot{p}$  为独立坐标的 2 阶导数;  $M^{pq}$  为关于独立坐标和非独立坐标的质量矩阵;  $\ddot{q}$  为非独立坐标的 2 阶导数;  $\Phi_p^T$  为关于独立坐标的约束矩阵转置;  $\lambda$  为拉格朗日乘子;  $N^p$  为关于独立坐标的弹性力;  $F^p$  为关于独立坐标的总力。

$$M^{qq} \ddot{q} + M^{qp} \ddot{p} + \Phi_q^T \lambda = -N^q + F^q \quad (32)$$



式中： $M^p$ 为关于非独立坐标和独立坐标的质量矩阵； $M^{qq}$ 为关于非独立坐标的质量矩阵； $\Phi_q^T$ 为关于独立坐标的约束矩阵转置； $N^q$ 为关于非独立坐标的弹性力； $F^q$ 为关于非独立坐标的总力。

$$\Phi_p \ddot{p} + \Phi_q \ddot{q} = \gamma \quad (33)$$

式中： $\Phi_p$ 为关于独立坐标的约束矩阵； $\Phi_q$ 为关于非独立坐标的约束矩阵。

通过式(31)和(32)消去展开 $\ddot{p}$ 可得

$$\lambda = (\Phi_p^T)^{-1} [F^p - N^p - M^{pp} \ddot{p} - M^{pq} \ddot{q}] \quad (34)$$

$$\ddot{p} = \Phi_p^{-1} [\gamma - \Phi_q \ddot{q}] \quad (35)$$

将式(33)~(35)联立得

$$\hat{M}(q) \ddot{q} + \hat{N}(q, \dot{q}) = \hat{F} \quad (36)$$

$$\hat{M} = M^{qq} - M^{qp} \Phi_p^{-1} \Phi_q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} [M^{pq} - M^{pp} \Phi_p^{-1} \Phi_q] \quad (37)$$

$$\hat{N} = N^q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} N^p + [M^{qp} \Phi_p^{-1} - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} M^{pp} \Phi_p^{-1}] \gamma \quad (38)$$

$$\hat{F} = F^q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} F^p \quad (39)$$

经简化,最终式将只含有 $q$ 、 $\dot{q}$ 和 $\ddot{q}$ 。

## 2 数值仿真与动力学模型的验证

### 2.1 无间隙条件下数值仿真

尾喷调节机构的几何与惯性特征见表2。在数值计算过程中,构件的几何与惯性特征对仿真程序的顺利运行有着非常关键的意义。调节片在全局坐标系下的转动速度与加速度可以通过对调节片转动角度求导获取。仿真无隙关节下的机构时,步长为0.001 s,仿真有隙关节下的机构时,求解步长为 $1e-6$  s。式(24)中弹性模量与泊松比分别设定为1.03 GPa与0.31,式(26)中 $c_e$ 设定为0.6。

表2 尾喷调节机构的几何与惯性特性

部件	长度、半径/mm	质量/g	转动惯量/( $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ )
作动筒	260	147	757
活塞杆	200	61	225
A9环	460	18277	2167000
调节杆	270	510	4000
调节片	170	1190	14000

考虑间隙与摩擦的尾喷调节机构求解如图4所示。当连接调节杆与调节片的关节出现间隙时,将数值计算零时刻的尾喷运动调节机构的关节中心设定

为重合。

### 2.2 数值模型验证

无间隙尾喷机构2种仿真方法结果对比如图5所示。在无间隙情况下,作动筒以加速度为 $30 \text{ mm/s}^2$ 做加速直线运动,运动时间为2 s,将调节机构数值计算结果与Simscape仿真结果的对比如图5所示。在Simscape仿真中求解器选择ode4,步长设置为 $1e-3$  s。从图5中可见,计算得到的角位移与角速度曲线与Simscape仿真结果基本一致,位移和速度的最大误差分别为0.21%和0.24%。由此证明针对单级尾喷调节机构的动力学方程式(11)推导是正确的,并且数值仿真的结果是准确可靠的。

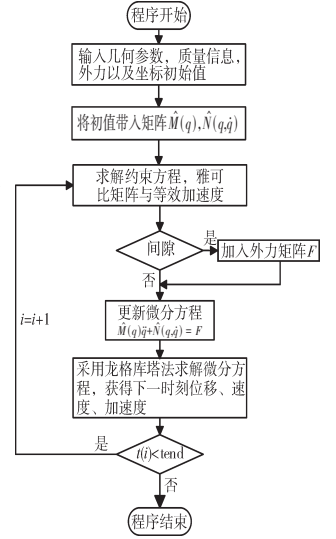
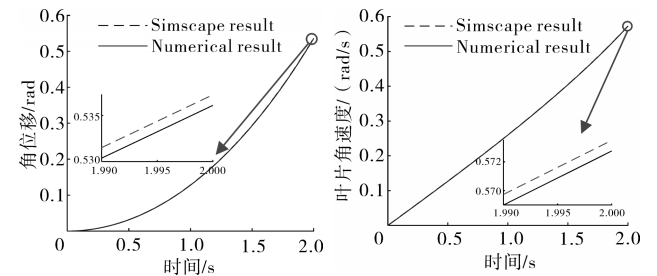


图4 考虑间隙与摩擦的尾喷调节机构求解



(a) 偏转位移

(b) 偏转速度

图5 无间隙尾喷机构2种仿真方法结果对比

## 3 数值仿真结果分析与讨论

当关节存在间隙时,随着机构的运动,轴颈会在轴承内环中自由运动,二者相互接触就会产生接触力,而接触力会对调节片工作的稳定性产生很大的影响。因此,分析间隙条件下调节机构的动力学特性对设计和排故工作至关重要。作动筒采用简谐驱动控制,驱动函数为 $15\pi \sin(0.5\pi t)$ ,其最大位移为60 mm,调节片的最大摆动角度为 $30^\circ$ ,满足了实际工程的需要。作动筒做往复运动,第4 s后回到起点,在先研究理想状态下,即不考虑重力与负载的情况下,运动副间隙在2种不同工况下对调节片动态特性的影响。

飞机在执行任务时会遇到各种突发情况,需要做空中翻转或加速偏转等飞行姿态。为了模拟飞机

瞬时加速转向时调节片的受力状态,计算时在调节片上施加 1 kN 的瞬时负载力,等效气动力波动曲线如图 6 所示,计算分析了不同间隙对应的调节片偏转角度,不同间隙对应的调节片转动角度如图 7 所示。不同间隙下调节片的转动角速度和碰撞力如图 8、9 所示,稳定运行下负载波动力同间隙下碰撞力的峰峰值如图 10 所示。

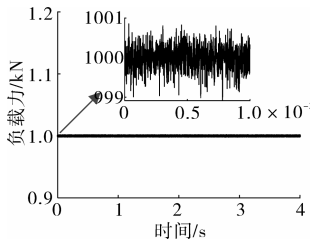


图 6 等效气动力波动曲线

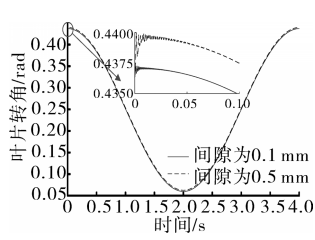


图 7 不同间隙对应的调节片转动角度

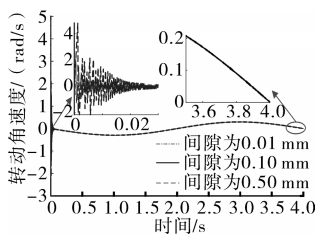


图 8 不同间隙下调节片转动角速度

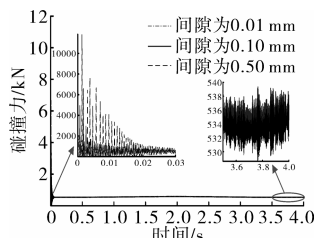


图 9 不同间隙下关节碰撞力

从图 8、9 中可见,当关节间隙为 0.01 mm 时,调节片的转动角速度和关节碰撞力的振动幅值相对于间隙值为 0.1 mm 和 0.5 mm

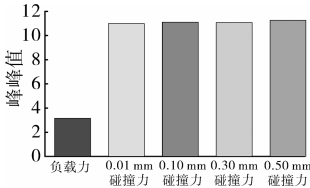


图 10 稳定运行下负载波动力同间隙下碰撞力的峰峰值

来说减小很多,但碰撞力的峰值为 2 kN 以上,依旧是不可忽略的。随着调节机构工作时间的增加,轴颈与衬套之间的间隙会随着磨损不断加大。从图 7 中可见,在不同间隙下的调节片转角曲线基本重合,最大偏差为 0.6%,表明转角对间隙值的变化并不敏感。从图 8 中可见,由于间隙的存在,运动状态突然发生变化时,调节片运行速度曲线会出现高频的振荡,且振荡时间较短,但峰值较高,而后由于摩擦力的存在,速度振荡很快就衰减进入稳定阶段,在稳定阶段调节片的速度曲线受负载振荡的影响有轻微的波动但幅度较小,表明间隙在状态突然改变时对机构的动力学特性影响明显,但对稳定阶段的机构运动学响应几乎不造成影响。可以看出运动状态改变初期 ( $0 < t < 0.1$  s),间隙值越大,调节片运行速

度振荡越剧烈,振荡幅值越大,振荡时间越长。从图 9 中可见,关节间隙导致了调节片在运行初始时刻会受到超高频的碰撞力冲击,碰撞力高频振荡持续时间短暂,且间隙值越大,间隙碰撞力就越大,进入稳定阶段的时间越长。其原因在于间隙值越大,轴颈在轴承内环中活动的空间越大,轴颈与轴承接触前可以积累更多的动能。因此,在碰撞之后二者之间的穿透量就越大,碰撞更为剧烈,恢复到稳定状态的时间就越长,阻尼也将消耗更多的能量,调节片运动进入稳定阶段的时间由于间隙的增大而增加。进入平稳运行阶段,可见负载力的波动对稳定阶段碰撞力的振动频率影响较大,虽然稳定阶段的碰撞力曲线振动频率很高但振动的幅值相对较小,对机构运行的稳定性影响较小。从图 10 中可见,碰撞力的峰峰值是负载波动力峰峰值的 3 倍,若负载力波动幅值小,则对机构运行的稳定性影响小,若负载波动幅值大,则会直接影响飞机飞行的平顺性。不同间隙下碰撞力的峰峰值几乎相同,表明间隙大小对碰撞力波动幅值的大小影响小。

#### 4 尾喷运动调节机构整体机构仿真

在飞机飞行过程中会有不同的飞行姿态,这需要尾喷运动调节机构做出相应的动作,以改变尾喷口的面积或调节气流喷射的方向。针对调节机构调节喷射气流大小和方向,对尾喷运动调节机构的 4 个重要关节进行动力学仿真分析,整机模型重要关节如图 11 所示。

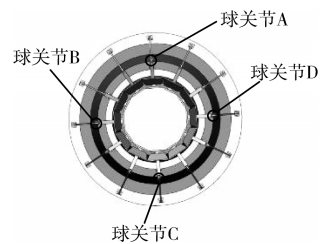


图 11 整机模型重要关节

##### 4.1 收扩运动下调节机构关节受力分析

构建尾喷运动调节机构整机模型,当尾喷运动调节机构做收扩运动时,3 个作动筒同步运动,所有调节片同时向内做收缩运动或同时向外做扩张运动,关节间隙为 0.5 mm 时,收扩运动下有 4 个重要关节的碰撞力,收扩运动时重要关节的碰撞力如图 12 所示。从图中可见,4 个关节在初始碰撞时刻有剧烈的且短暂的振动,进入稳定

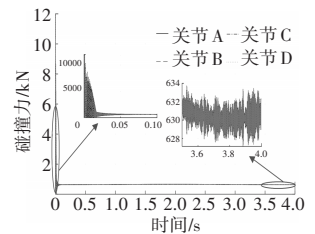


图 12 收扩运动时重要关节的碰撞力

期之后的碰撞力曲线就不会再产生波动,这一现象与单级尾喷运动调节机构研究所得出的现象一致,说明对单级调节机构进行的数值仿真所得出的结果是准确可信的。4个关节的碰撞力曲线峰值一致,可知当尾喷运动调节机构进行收扩运动时,其4个重要关节的受力情况一致。由此可进一步推测,当尾喷机构做收扩运动时,其所有关节的受力情况都是相同的。

#### 4.2 偏转运动下调节机构关节受力分析

尾喷运动调节机构整机模型如图13所示。当3个作动筒U、V、W做异步运动时,即作动筒U向前移动,作动筒V和W同时向后移动,此时尾喷运动调节机构做绕Z轴的偏转运动。调节机构做绕Z轴的偏转运动时,4个重要关节的碰撞力如图14所示。从图中可见,关节C不论在初始碰撞期还是在稳定期,其碰撞力都是最大的。关节A在初始碰撞期碰撞力曲线和关节B和D几乎一致,但在稳定期关节A产生的碰撞力比关节B和D的大。而关节B和关节D不仅碰撞力曲线高度一致,且受力也是最小的。

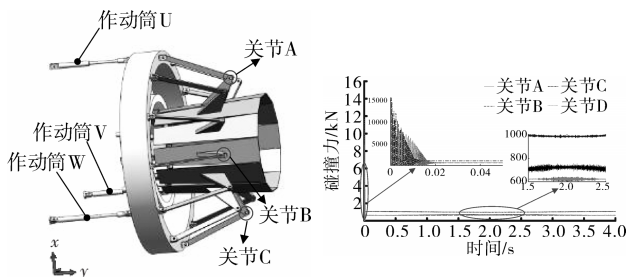


图13 尾喷运动调节机构整机模型 图14 偏转运动时重要关节的碰撞力

由此说明,在尾喷运动调节机构做绕Z轴的偏转运动时,关节C以及附近的关节产生的碰撞力是最大的,也是受摩擦磨损最严重的,此处关节更需要较高的加工精度和装配精度。关节A附近的关节产生的碰撞力次之,关节B和关节D附近的关节,即两侧调节片关节产生的碰撞力最小。

## 5 结论

(1)通过与Simscape仿真结果比较,间接验证了构建的尾喷运动调节机构动力学模型的准确性。

(2)飞机飞行状态发生改变时,关节间隙在机构运行初期会影响尾喷运动调节机构的运动精度,降低机构的稳定性与可靠性,但在稳定阶段,间隙不会明显影响调节机构的动态特性。关节在初始碰撞时所

产生的碰撞力最大,此时容易发生关节的磨损与点蚀。在大负载下,轴承与轴颈会有长时间的碰撞接触,容易加剧运动关节的磨损。在加工机构关节零件时需提高加工精度,在安装时需提高安装精度,减小间隙对于调节机构的影响。

(3)调节机构关节碰撞力的振动幅值为调节片负载力振动幅值的3倍,若负载力波动幅值小,则不会影响机构运行,若负载波动幅值大,则会直接影响飞机飞行的平顺性。而间隙对稳定阶段的碰撞力波动幅值影响小。

(4)尾喷运动调节机构做扩张运动时,各关节的碰撞力几乎相同。调节机构做上下偏转运动时,关节C附近的关节受到的碰撞力最大,关节A附近关节受力次之,关节B和D附近关节受力最小且碰撞曲线几乎一致。

#### 参考文献:

- [1] Williams R G, Vittal B R. Fluidic thrust vectoring and throat control exhaust nozzle[C]//38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Indiana: AIAA, 2002: 1-11.
- [2] Deere K A, Berrier B L, Flamm J D. Computational study of fluidic thrust-vectoring using separation control in a nozzle[R]. AIAA-2003-3803.
- [3] 李建鹏, 赵志刚, 李有德, 等. 三环驱动轴对称矢量喷管喉道逆运动学建模[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(4): 653-656.  
LI Jianpeng, ZHAO Zhigang, LI Youde, et al. Inverse kinematics modeling for throat area of axial-symmetric vectoring exhaust nozzle driving by three rings[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(4): 653-656. (in Chinese)
- [4] 柳亚冰, 符大伟, 蔡常鹏, 等. 轴对称矢量喷管空间运动学建模仿真[J]. 航空发动机, 2020, 46(6): 34-40.  
LIU Yabing, FU Dawei, CAI Changpeng, et al. Modeling and simulation of spatial kinematics of axisymmetric vectoring nozzle[J]. Aeroengine, 2020, 46(6): 34-40. (in Chinese)
- [5] 闫世洲, 赵志刚, 霍树林. 轴对称矢量喷管喷口 Lagrange 动力学分析[J]. 机械科学与技术, 2019, 38(5): 809-815.  
YAN Shizhou, ZHAO Zhigang, HUO Shulin. Lagrange dynamics analysis of axisymmetric vector nozzle[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(5): 809-815. (in Chinese)
- [6] Flores P, Koshy C S, Lankarani H M, et al. Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints[J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 65(4): 383-398.
- [7] Hunt K H, Crossley F R E. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact[J]. Journal of Applied Mechanics, 1957, 42(2): 440.

- [8] Lankarani H M, Nikravesh P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1990, 112(3):369-376.
- [9] Flores P, Machado M, Silva M T, et al. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics[J]. *Multibody System Dynamics*, 2011, 25(3):357-375.
- [10] Bai Z F, Zhao Y. A hybrid contact force model of revolute joint with clearance for planar mechanical systems[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2013, 48:15-36.
- [11] Tan H Y, Hu Y J, Li L. Effect of friction on the dynamic analysis of slider-crank mechanism with clearance joint[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2019, 115:20-40.
- [12] Ambrósio J A C. Impact of rigid and flexible multibody systems: deformation description and contact models[J]. In *Virtual Nonlinear Multibody Systems*, 2003, 103:57-81.
- [13] Huang J, Zhang X H, Wang J, et al. Adaptive friction compensation of electromechanical servo system based on LuGre model[C]//2018 13th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). Wuhan: ICIEA, 2018:2596-2600.
- [14] 高华, 翟敬宇, 张昊, 等. 考虑转动副特性的发动机静叶调节机构动态性能分析[J]. *动力学与控制学报*, 2022, 20(1):51-59.
- GAO Hua, ZHAI Jingyu, ZHANG Hao, et al. Dynamic performance analysis of engine vsv adjustment mechanism considering the characteristics of revolute joint[J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2022, 20(1):51-59. (in Chinese)
- [15] Ye K, Li L, Zhu H. A note on the Hertz contact model with nonlinear damping for pounding simulation[J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 2009, 38(9):1135-1142.
- [16] Flores P, Machado M, Silva M T, et al. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics[J]. *Multibody System Dynamics*, 2011, 25(3):357-375.
- [17] 罗翔, 刘志平. 任意旋转角三维坐标转换的微分罗德里格矩阵算法[J]. *河南理工大学学报(自然科学版)*, 2020, 39(5):30-35.
- LUO Xiang, LIU Zhiping. Differential Rodrigues matrix algorithm for three-dimensional coordinate[J]. *Journal of Henan Polytechnic University (Natural Science)*, 2020, 39(5):30-35. (in Chinese)
- [18] Ha J, Fung R, Chen K, et al. Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 289(4-5):1019-1044.

(编辑: 兰海青)