

考虑转动副特性的发动机静叶调节机构 动态性能分析*

高华¹ 翟敬宇¹ 张昊^{2†} 韩清凯³

(1.大连理工大学 机械工程学院,大连 116024)(2.辽宁工业大学 机械工程与自动化学院,锦州 121001)

(3.东北大学 机械工程与自动化学院,沈阳 110016)

摘要 发动机静叶调节机构空间运动复杂,前人的研究并未涉及整机的动力学方程,运动副特性及驱动方式对调节机构动态性能的影响尚不明晰.本文通过将第一类拉格朗日方程与改进的接触模型和 LuGre 摩擦模型相结合,建立了考虑转动副间隙和摩擦特性的静叶调节机构动力学模型,并探究驱动方式对调节机构动态性能的影响.针对做空间转动的连杆的质量矩阵随时间不断变化这一问题,本文给出详细推导公式.将数值模拟结果与 Adams 仿真进行了比较,验证结果的正确性.通过对比匀速驱动、简谐驱动及梯形驱动方式表明,简谐驱动有助于减小运动过程中的阻滞力,提高摇臂的动态稳定性,分析驱动方式对间隙运动副耗能的影响后发现简谐驱动更节能.此外,考虑摩擦后,各驱动方式的阻滞力增幅明显,摩擦会加剧阻滞力.

关键词 静叶调节机构, 间隙, 摩擦, 驱动方式, 动态性能

中图分类号:TH113.1;O317.2

文献标志码:A

引言

静子叶片调节机构是航空发动机的重要组成部分,其作用是根据发动机工作状态调节静叶角度,推迟因气流不稳定而引发的压气机失速,扩大稳定裕度.这种机构为典型的多级连杆结构,结构复杂,受初始加工、装配精度,以及运行期间摩擦磨损的影响,各运动副之间易产生间隙,加上各级连杆之间复杂的摩擦阻力,均会对调节机构运动平顺性以及受力产生明显影响,卡滞故障时有发生.

Michael Hensges^[1]将调节机构建模为由弹性互连和刚体组成的多体系统,以齐次坐标分析法为基础,结合 MATLAB 推导发动机调节机构运动方程.于嘉鹏^[2]研究了一种采用图解法和齐次坐标法推导两级联调机构运动方程,并运用遗传算法对两级机构中的关键构件进行联合优化.唐佑远^[3]为解决静叶调节机构的全局尺度优化设计难题,先进行基于逆运动学解析解的参数优化设计,再进行基于正运动学数值解的机构参数高精度优化求解.以上学

者着眼于静叶调节机构的优化设计及运动学分析,并未关注动力学建模.张晓宁^[4]基于 Adams 平台建立调节机构的虚拟样机,通过仿真分析了叶片的调节规律及各级拉杆的受力情况,但并未考虑运动副特性.张哲^[5]以高阶可导多项式内插函数进行接触碰撞的摩擦仿真,构建了调节机构叶片轴或销轴与衬套间的摩擦力模型,实现了摩擦力的平滑非线性表达,并未展开分析驱动方式对动力学的影响.

虽然国内外已有学者对静子叶片调节机构的运动学、动力学等问题展开了研究,但是对考虑运动副特性的调节机构整体解析动力学建模鲜有报道.此外调节机构在实际使用过程中经常会出现卡滞,驱动方式与卡滞之间的关系尚不明朗.

由于磨损,制造公差以及安装偏差的客观存在,机构中的间隙是不可避免且大量存在的.研究人员^[6]已经证明间隙会导致机构振动和疲劳、过早失效,缺乏精度,甚至影响整机的动态性能.对接触模型的探索始于赫兹,相比于赫兹接触模型^[7],Hunt 和 Crossley^[8]提出了一种改进的接触力模型,该模型

2021-03-10 收到第 1 稿,2021-04-23 收到修改稿.

* 辽宁省自然科学基金资助项目(2019-KF-01-08)和东北大学教育部重点实验室开放课题(VCAME201903)

† 通信作者 E-mail:neu20031924@163.com

在 Kelvin-Voigt 模型的基础上引入了考虑接触过程中能量损失的阻尼项. Lankarani 和 Nikravesh^[9]建立了具有滞后阻尼的接触力模型,用于多体系统的冲击,该模型在赫兹接触定律的基础上结合磁滞阻尼来表示冲击过程中耗散的能量. Flores^[10]提出的改进接触模型可用于具有低或中等恢复系数值的材料接触问题,适用范围广,本文亦使用了该模型.

当接触界面发生相对运动时,会产生摩擦,这是一个复杂的非线性物理现象.此外,当接头中有间隙时,轴颈与轴承之间的碰撞所产生的法向接触力和切向摩擦力会影响机构的动态特性.库仑模型引入了摩擦系数,简单有效.但是,当相对速度接近零时,库仑模型将会失败. Ambrósio 提出了一种修正的库仑摩擦定律,这种方法可以防止相对速度接近零时摩擦力改变方向^[11],却不能很好地说明粘滑运动.为了描述粘滑运动,有必要对摩擦系数的值进行详细研究. LuGre 模型^[12]将弹簧阻尼引入到摩擦模型中,考虑了与摩擦刚毛偏转有关的额外状态变量、动摩擦系数、静摩擦系数,刚毛的刚度和阻尼,以及流体的粘度系数.

本文针对发动机单级静叶调节机构,建立考虑转动副间隙及摩擦的动力学模型,以改进的接触模型和 LuGre 摩擦模型分别表征间隙运动副的接触力及摩擦力,研究了考虑间隙及摩擦下驱动方式对摇臂运动学响应、作动筒处阻滞力及间隙运动副耗能的影响.

1 考虑转动副特性的单级静叶调节机构动力学建模

1.1 发动机静叶调节机构动力学建模

静叶调节机构系统包括作动筒、活塞杆、曲柄、联动杆及各级 VSV,其中每一级 VSV 由各自的联动环、销轴、摇臂及叶片等组成.各级静叶调节机构工作原理相同,为了不失一般性,本文选取单级静叶调节机构作为研究对象,如图 1 所示.

在该系统中,叶片及其上的摇臂是固联关系,并一起绕叶片转动轴线做转动运动;联动环既有绕发动机轴线(X轴)的转动运动,也有沿着发动机轴线的平动运动;作动筒、活塞杆以及曲柄共同构成了平面滑块曲柄机构.工作过程中的运动情况是:作动筒沿着 X 轴做直线运动带动曲柄转动,经由连杆传力进而使得联动环既有绕发动机轴线的转动分量,也有沿着发动机轴线的平动分量,最终实现

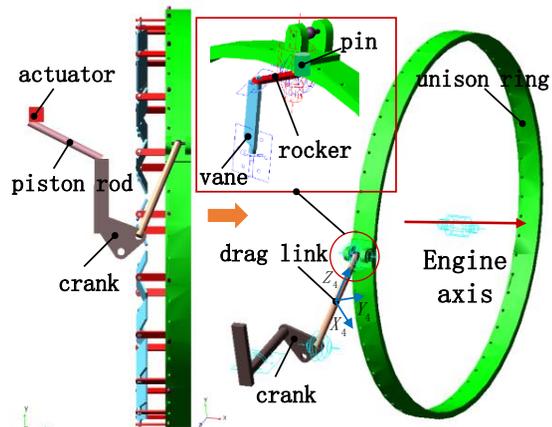


图1 发动机静叶调节机构

Fig.1 Engine variable stator vane adjustment mechanism

了叶片绕定轴摆动.

1.2 静叶调节机构的动力学方程

1.2.1 接触力模型

图 2 给出了考虑间隙的精确转动副模型,体 i 和 j 通过具有间隙的通用旋转接头连接.轴承与轴径的中心分别为 P_i 和 P_j ,偏心向量 e 被表示为:

$$e = r_j^p - r_i^p \quad (1)$$

碰撞表面的接触单元法线向量 n 与偏心向量对齐,因此,

$$n = \frac{e}{e} \quad (2)$$

穿透深度 δ 由式(3)决定,其中, e 为偏心向量的模长, c 为轴承与轴径的间隙值.

$$\delta = e - c \quad (3)$$

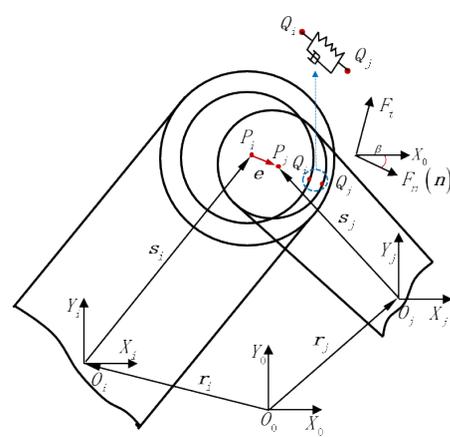


图2 转动副接触力模型

Fig.2 Contact force model of revolute joint

Flores^[10]提出了一个改进的接触力模型,该模型不受接触材料恢复系数的限制,不仅考虑了材料和几何特性,而且还考虑了接触体的运动学特性,因而具有良好的适用性.

$$F_N = K\delta^n \left[1 + \frac{8(1 - c_e)\delta}{5c_e\delta^{(-)}} \right] \quad (4)$$

式中, n 由接触材料决定, 当接触面是金属时取值 1.5, δ 为碰撞速度, 而 $\delta^{(-)}$ 代表初始碰撞速度, K 为接触刚度. 引入等效阻尼系数 χ 表征式中的耗散项, 如式(5)所示.

$$\chi = \frac{8(1 - c_e)\delta}{5c_e\delta^{(-)}} \quad (5)$$

1.2.2 摩擦模型

LuGre 模型^[12]考虑了诸多因素, 修正后摩擦系数更加精确, 图 2 所示的摩擦力 F_T 方向由法向力逆时针旋转 90° 获得, 其表达式如下:

$$F_T = \mu F_N \quad (6)$$

通过式(6)可知间隙运动副的法向力 F_N , 瞬时摩擦系数 μ 被表示为:

$$\mu = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 V_T \quad (7)$$

其中, z 是反应微观刚毛变形的状态变量, σ_0 是刚毛刚度, σ_1 是刚毛阻尼, σ_2 是与流体粘度相关的摩擦粘度系数, V_T 是轴承与轴径之间的相对速度.

$$V_T = \omega_i R_i - \omega_j R_j \quad (8)$$

其中, $\omega_k (k=i, j)$ 代表刚体 i 和 j 的角速度, $R_k (k=i, j)$ 为轴承与轴径的半径. 刚毛变形对时间的微分方程形如下:

$$\frac{dz}{dt} = V_T - \frac{\sigma_0 z |V_T|}{\mu_k + (\mu_s - \mu_k)^{-(V_T/V_s)^2}} \quad (9)$$

式中, μ_k 和 μ_s 分别为动静摩擦系数, V_s 是 Stribeck 摩擦的特征速度. 运算过程中, 利用牛顿迭代法求解式(9), 而后代入式(7)便可得知实时摩擦系数.

1.2.3 整体模型

约束系统的动力学方程形如下:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{\Phi}_\rho^T \\ \mathbf{\Phi}_\rho & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{Q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} - \mathbf{N} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中, \mathbf{M} 为质量矩阵, $\mathbf{\Phi}_\rho$ 为系统的约束方程, \mathbf{Q} 是系统的广义坐标, \mathbf{N} 为阻尼与刚度的耦合项, 其余符号的含义请查阅文献^[13]. 体编号 1~7 分别代表作动筒、活塞杆、曲柄、连杆、联动环、销轴、摇臂叶片, 结构参数详见图 3, 确定各个零件之间的运动副类型对于机构动力学方程的建立有着至关重要的意义, 参考文献[14-16]最终确定了各个运动副的类型, 其中大写字母 R、S、C 分别代表着转动副、球副、圆柱副. 各个零件的广义坐标如表 1 所示, 其中连

杆两端由球副与机构相连, 它既做平动也做空间转动, 因此自由度为 6, 通过三个欧拉角坐标 ψ_4, θ_4, ϕ_4 表征空间转动. 曲柄质心位于运动副 R_3 处, 联动环质心位于运动副 C_1 处, 其余各刚体皆为等截面均质直杆, 质心位于中心.

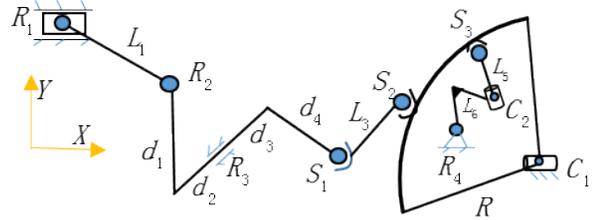


图 3 单级静叶调节机构运动链

Fig.3 The kinematic chain of single VSV adjustment mechanism

应用拉格朗日乘子法需要写出系统的约束方程, 约束方程的数目等于拉格朗日乘子的数目, 为此单级静叶调节机构的约束方程 Φ_ρ 如下:

$$\begin{cases} x_1 = a_x \\ y_1 = a_y \\ z_1 = a_z \\ x_2 + L_1/2 \cdot \cos \theta_2 = a_x \\ y_2 + L_1/2 \cdot \sin \theta_2 = a_y \\ z_2 = a_z \\ x_2 - L_1/2 \cdot \cos \theta_2 = x_3 + d_1 \cos(\theta_3 + \pi/2) \\ y_2 - L_1/2 \cdot \sin \theta_2 = y_3 + d_1 \sin(\theta_3 + \pi/2) \\ z_3 + d_2 = a_z \\ x_3 = p_3(1) \\ y_3 = p_3(2) \\ x_3 + d_4 \cos(\theta_3 + \alpha_1) = x_4 - L_3/2 \cdot \sin \psi_4 \sin \theta_4 \\ y_3 + d_4 \sin(\theta_3 + \alpha_1) = y_4 + L_3/2 \cdot \cos \psi_4 \sin \theta_4 \\ z_3 - d_3 = z_4 - L_3/2 \cdot \cos \theta_4 \\ y_5 = p_5(2) \\ z_5 = p_5(3) \\ x_4 + L_3/2 \cdot \sin \psi_4 \sin \theta_4 = x_5 + c_1 \\ y_4 - L_3/2 \cdot \cos \psi_4 \sin \theta_4 = y_5 + R \sin \theta_5 \\ z_4 + L_3/2 \cdot \cos \theta_4 = z_5 + R \cos \theta_5 \\ x_5 = x_6 \\ y_5 + RR \cdot \sin(\theta_5 + \alpha_2) = y_6 + L_5/2 \cdot \sin(\theta_5 + \alpha_2) \\ z_5 + RR \cdot \cos(\theta_5 + \alpha_2) = z_6 + L_5/2 \cdot \cos(\theta_5 + \alpha_2) \\ bb(1) + L_6/2 \cdot \cos \theta_7 = x_7 \\ bb(2) + L_6/2 \cdot \sin \theta_7 \cos(\theta_5 + \alpha_2) = y_7 \\ bb(3) - L_6/2 \cdot \sin \theta_7 \sin(\theta_5 + \alpha_2) = z_7 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_5 - p_5(1) + L_6(1 - \cos\theta_7) = 0 \\ y_6 + aa \cdot \sin(\theta_5 + \alpha_2) = bb(2) + L_6 \cos(\theta_5 + \alpha_2) \sin\theta_7 \end{cases}$$

以上的27个方程分别由各个运动副处的约束方程所组成,其中, $a_x, a_y, a_z, \alpha_1, \alpha_2, R, RR, c_l, bb, aa$ 均为结构常数, $p_k (k=3, 5)$ 为零件的质心坐标。

表1 调节机构各个零件广义坐标

Table 1 Generalized coordinates of the VSV adjustment mechanism

Body number	Coordinate
1	$Q_1 = [x_1 \ y_1 \ z_1]^T$
2	$Q_2 = [x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_2]^T$
3	$Q_3 = [x_3 \ y_3 \ z_3 \ \theta_3]^T$
4	$Q_4 = [x_4 \ y_4 \ z_4 \ \psi_4 \ \theta_4 \ \phi_4]^T$
5	$Q_5 = [x_5 \ y_5 \ z_5 \ \theta_5]^T$
6	$Q_6 = [x_6 \ y_6 \ z_6]^T$
7	$Q_7 = [x_7 \ y_7 \ z_7 \ \theta_7]^T$

由于连杆两端由球副与机构相连,既做平动也做空间转动,因此连杆对应的质量矩阵随时间不断变化,相关文献中并没有就该问题作出说明.为此,本文给出推导公式,连杆动能可以表示为:

$$T_4 = \frac{1}{2} \dot{q}_{4r}^T M_{4i} \dot{q}_{4r} + \frac{1}{2} \omega^T J \omega \quad (11)$$

其中, \dot{q}_{4r} 是连杆平动坐标 q_{4r} 对时间的导数, M_{4i} 是与连杆平动坐标对应的质量矩阵, J 是连杆转动惯量矩阵,其中 $J = \text{diag}([J_x, J_y, J_z])$, J_x, J_y 以及 J_z 表示连杆在自身刚体坐标系 $X_4 Y_4 Z_4$ 中度量的转动惯量, ω 为连杆在刚体坐标系 $X_4 Y_4 Z_4$ 中度量的角速度.为了方便理解欧拉角 $(\psi_4, \theta_4, \phi_4)$ 与 ω 的关系,引入转换矩阵 $B^{[13]}$.

$$B = \begin{bmatrix} \sin\theta_4 \sin\phi_4 & \cos\phi_4 & 0 \\ \sin\theta_4 \cos\phi_4 & -\sin\phi_4 & 0 \\ \cos\theta_4 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

因此, ω 可以被改写为:

$$\omega = B\dot{\gamma} \quad (13)$$

其中, $\dot{\gamma} = [\dot{\psi}_4 \ \dot{\theta}_4 \ \dot{\phi}_4]^T$,进一步地考虑到连杆绕轴 Z_4 旋转的角速度为0,即:

$$\omega_{z4} = \dot{\psi}_4 \cos\theta_4 + \dot{\phi}_4 = 0 \quad (14)$$

将式(14)代入式所示的拉格朗日方程之中可得连杆涉及欧拉角的动力学方程,如下所示:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Q} = F \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} \sin^2\theta_4(J_Y \cos^2\phi_4 + J_X \sin^2\phi_4) & 0 & 0 \\ 0 & J_Y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\psi}_4 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\phi}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \end{bmatrix} = F \quad (16)$$

其中, $N_1 = \dot{\psi}_4 \dot{\theta}_4 \cdot \sin(2\theta_4)(J_X \sin^2\phi_4 + J_Y \cos^2\phi_4)$,
 $N_2 = -\dot{\psi}_4^2 \sin(2\theta_4)(J_X \sin^2\phi_4 + J_Y \cos^2\phi_4)/2, N_3 = 0$.

1.3 动力学方程的求解

式(10)是指标为2的二阶微分代数方程,求解困难,主要思路有降阶法和缩并法.本文将采用坐标缩并法^[17]进行求解, p, q 分别代表系统中的非独立坐标和独立坐标,因此式(10)可改写为式(17)~式(19).

$$M^{pp} \ddot{p} + M^{pq} \ddot{q} + \Phi_p^T \lambda = F^p - N^p \quad (17)$$

$$M^{qp} \ddot{p} + M^{qq} \ddot{q} + \Phi_q^T \lambda = F^q - N^q \quad (18)$$

$$\Phi_p \ddot{p} + \Phi_q \ddot{q} = F_C \quad (19)$$

通过式(17)和式(19)消去 \ddot{p} ,可得:

$$\lambda = (\Phi_p^T)^{-1} [F^p - N^p - M^{pp} \ddot{p} - M^{pq} \ddot{q}] \quad (20)$$

$$\ddot{p} = \Phi_p^{-1} [F_C - \Phi_q \ddot{q}] \quad (21)$$

将式(18),式(20)和式(21)联立组成了式(22):

$$\hat{M}(q) \ddot{q} + \hat{N}(q, \dot{q}) = \hat{F} \quad (22)$$

其中, $\hat{F} = F^q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} Q^p, \hat{M} = M^{qq} - M^{qp} \Phi_p^{-1} \Phi_q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} [M^{pq} - M^{pp} \Phi_p^{-1} \Phi_q]$,
 $\hat{N} = N^q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} N^p + [M^{qp} \Phi_p^{-1} - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} M^{pp} \Phi_p^{-1}] F_C$.

$$\begin{aligned} f_{co} &= \Phi_q^T \lambda \\ \Omega f_{jo} &= f_{co} \end{aligned} \quad (23)$$

上式中, f_{jo} 为运动副处的支反力, f_{co} 代表作用在广义坐标上的等效力, Ω 为系统的结构矩阵.

本文采取Newmark法($\gamma = 0.5, \beta = 0.5$)求解式(22).转动副间隙的存在会使得该处原有的约束方程失效,失效多少个约束方程会增加多少个独立坐标,间隙处产生的法向力和切向力等同于需要施加到广义坐标上的外力.

2 数值仿真与动力学模型验证

2.1 结构参数及初值确定

调节机构各个零件质量信息及相关结构参数如表2-表3所示,在仿真计算过程中,机构的初值对于约束方程的顺利求解有着至关重要的意义,否则会导致求解违约.广义坐标的初值定义如表4所示,广义坐标的速度、加速度初值可以通过对位移结果求一阶、二阶导数获得.无间隙时求解步长为0.001s,有间隙时步长为0.0001s.

当单级静叶调节机构的运动副 R_2 处存在间隙

表 2 调节机构质量信息

Table 2 Quality information of the VSV adjustment mechanism

Body number	Mass (kg)	Moment inertia (kg·mm ²)
1	0.05	—
2	0.067	70
3	0.4	200
4	0.09	$J_x=J_y=170, J_z=1.15$
5	4.8	$3.7e5$
6	0.01	—
7	0.01	1.9

时,该机构的初始配置被定义为间隙运动副的轴颈和轴承中心重合,此时将坐标 θ_2, θ_3 选为独立坐标,初始位置和速度是通过运动学仿真获得的.摇臂上作用的阻尼矩为 $5N \cdot m$,将 R_2 处的轴承与轴径半径分别设置为 $5mm, 4.5mm$,式(4)中接触刚度 K 取值 $5 \times 10^6 N/m$,恢复系数 c_c 的确定参照文献^[11, 18],设为 0.6 .

表 3 结构参数表

Table 3 The structure parameter table

Parameter	mm	Parameter	mm	Parameter	mm
a_x	47.283	aa	17	d_1	85
a_y	138.35	L_1	110	d_2	42.5
a_z	142.50	L_3	150	d_3	92.5
R	304.46	L_5	20	d_4	54
RR	289.30	L_6	40	c_1	12.67

$bb = [196.63, 98.51, -87]$, $p_3 = [145.42, 4.16, 100]$, $p_5 = [236.63, 4.16, -342.5]$.

摩擦模型中系数的选择具有十分重要的意义, $\sigma_0=10000N/m$, $\sigma_1=400Ns/m$, $\mu_k=0.1$, $\mu_s=0.2$,来源于 Muvengi O^[19]的研究内容.由于间隙运动副为干摩擦,摩擦粘度系数 σ_2 为 0 ,通常将 Stribeck 速度 V_s 选择为与模拟过程中遇到的最大相对速度相比较小,因此将其选为最大切向速度的 1% ^[19].

2.2 仿真结果验证

图 4 所示为无间隙情况下,作动筒匀速运动 $30mm/s$,运动时间 $2s$,针对广义坐标 θ_4 数值计算结果与 Adams 仿真结果的对比验证.在 Adams 仿真中求解算法选择‘Dynamics’,积分器选‘GSTIFF-I3’,步数设置 2000 .由图 4 可以看出,数值计算结果与 Adams 仿真结果的位移曲线贴合在一起,速度项差别不大,这表明以欧拉角表征空间转动的连杆动力学方程式推导的是正确的;Adams 仿真结果的加速

表 4 广义坐标初值

Table 4 The initial values of generalized coordinates

Coordinate(mm)	Coordinate(mm)	Coordinate(rad)			
x_1	47.283	θ_2	2.6779		
y_1	138.354	x_4	222.677	θ_3	-0.003
z_1	142.50	y_4	47.658	ψ_4	2.7375
x_2	96.4764	z_4	-24.748	θ_4	2.0153
y_2	113.756	x_5	236.63	ϕ_4	1.57
z_2	142.5	y_5	4.16	θ_5	0.3547
x_3	145.42	z_5	-342.5	θ_7	0
y_3	4.16	x_6	236.63	α_1	-0.352
y_6	100.80	z_6	-80.45	α_2	0
x_7	216.63	y_7	98.445		
z_7	-87.046				

度项呈现若干尖峰而数值计算结果曲线平缓,然后二者趋势保持一致.综上,针对单级静叶调节机构而言,数值仿真结果是准确可信的.

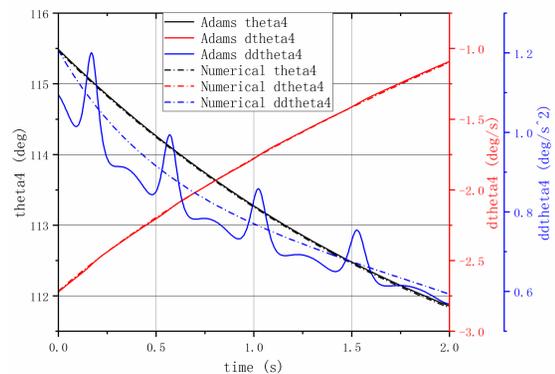


图 4 无间隙时数值计算结果与 Adams 仿真的对比
Fig.4 Comparison between numerical results and Adams simulation without clearance

3 结果分析与讨论

本文中作动筒的驱动方式共有四种如图 5 所示,代号①②③④依次表示匀速驱动、简谐驱动、梯形驱动.斜坡加速 $0.2s$ 、梯形驱动斜坡加速 $0.4s$.这四种驱动方式的共同点是均在 $2s$ 内使得作动筒直线移动 $60mm$,此时叶片摆角约 40 度,满足了实际需求.

3.1 驱动方式对摇臂运动学响应的影响

图 6(a)和图 6(b)分别为运动副 R_2 存在间隙且考虑摩擦时摇臂的位移、速度响应.间隙会导致速度曲线不再平滑呈现尖峰,这表明机构动态性能与间隙密切相关,实际工程中务必密切注意间隙以及磨损.驱动方式会改变运动学响应的过程,驱动②引起的速度变化过程相对平缓,这表明驱动②甚至

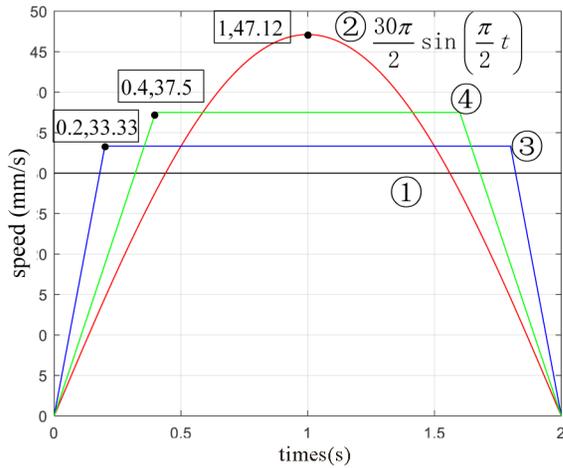
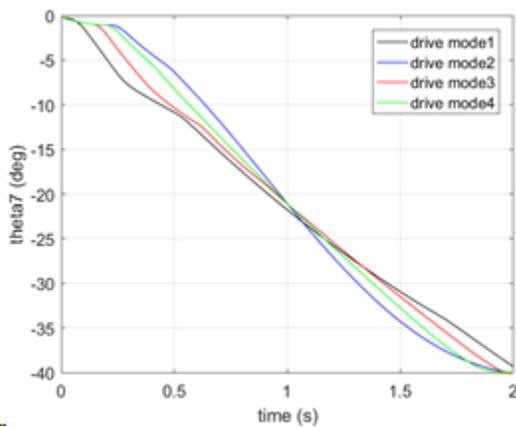


图5 驱动方式示意图
Fig.5 Drive mode diagram

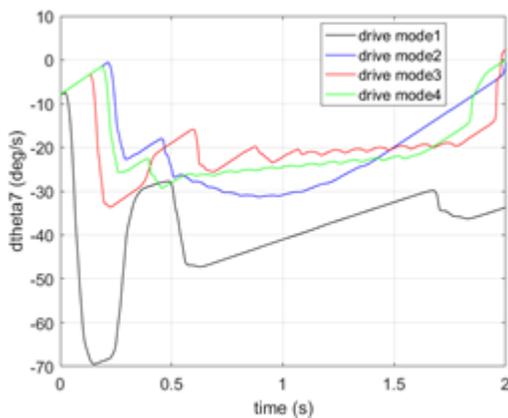
类简谐驱动能够改善运动平稳性.

3.2 驱动方式对作动筒处阻滞力的影响

作动筒处阻滞力曲线如图7所示,为运动副 R_1



(a)位移
(a)Displacement

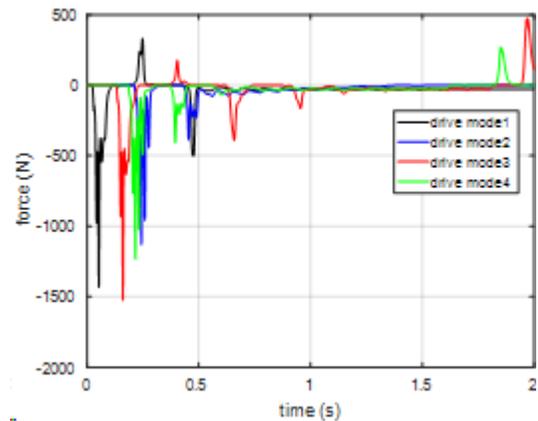


(b)速度
(b)Velocity

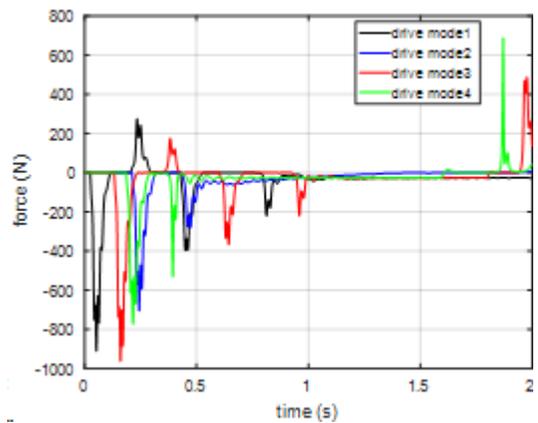
图6 有摩擦时摇臂运动学响应

Fig.6 Rocker kinematic response with friction

处X方向的支反力.图像上有三种类型的区域,即:尖峰区、平滑区、过渡区,这表明运动过程中轴与轴颈有三种接触状态“碰撞-持续接触-自由”.驱动②的阻滞力最小,驱动④次小,如图5所示,这二者的加载方式相近,因此驱动②④有助于减小运动过程中的阻滞力.对比有无摩擦因素影响,碰撞阶段的阻滞力增幅较大,具体表现为:无摩擦时四种驱动方式的阻滞力峰值分别是900N、700N、950N、800N,考虑摩擦后阻滞力峰值分别为1400N、1200N、1500N、1250N.以上分析表明,不同驱动方式间阻滞力差异明显,简谐驱动有助于降低阻滞力,然而摩擦会极大地加剧阻滞力,摩擦对于阻滞力的影响不容忽视.



(a)有摩擦
(a)Frictional



(b)无摩擦
(b)Frictionless

图7 作动筒处阻滞力

Fig.7 Blocking force at the actuator

3.3 驱动方式对间隙运动副耗能的影响

如前所述,驱动方式有助于减小运动过程中的不稳定性及阻滞力,为此本节专门就驱动方式对间隙运动副耗能的影响开展研究,本节将轴承与轴径

中心之间的距离定义为偏心量。

图 8 与图 9 所示分别为驱动②④考虑摩擦的情况下,偏心量、接触力与等效阻尼系数随时间的变化图。等效阻尼系数的含义为式(5),以此表征阻尼力具有形式简单、易于理解、接触模型的优点。接触力与偏心量正相关,偏心量到达峰值,则接触力亦到达峰值,偏心量小于间隙值则接触力消失,初次碰撞接触力最大,此时存在间隙的运动副处容易发生磨损和点蚀。

在达到最大穿透量之前等效阻尼系数为正值,达到最大穿透量之后该值为负,这与阻尼力的方向一致,也表明了接触模型的正确性。最大阻尼系数不仅反映了偏心量的导数,还代表了碰撞是否发生,未碰撞则等效阻尼系数为 0,一旦发生碰撞则等效阻尼系数不为 0。此外,偏心量、接触力和等效阻尼系数并不是同步到达峰值,等效阻尼系数最早,偏心量最晚,这反应了阻尼带来的滞回现象。以图 8 为例,初次碰撞后等效阻尼系数在 0.232s 时达到峰值 0.8268,接触力则于 0.25s 时到达峰值 1500N,偏心量最晚在 0.2542s 时取得峰值 0.8683mm。

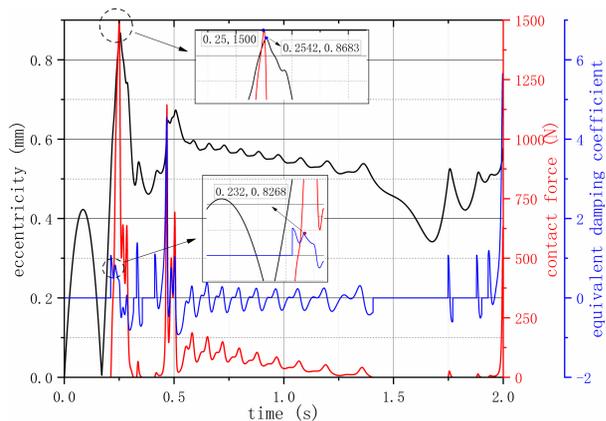


图 8 驱动②的偏心量、接触力、等效阻尼系数变化关系图
Fig.8 Relationship between eccentricity, contact force and equivalent damping coefficient of drive mode ②

在持续接触阶段(0.5s<t<1.5s)摩擦会让偏心量曲线出现类似锯齿状的波动,原因有两个方面:其一、式(8)中相对速度时刻变化,因此摩擦力数值不断变化;其二、轴承与轴径在由静摩擦到动摩擦的过程中摩擦系数会突变,导致摩擦力变化。但引入摩擦并不会改变偏心量的整体趋势,由于偏心量的变化会导致接触力以及等效阻尼系数随之改变。同等条件下驱动④对应的等效阻尼系数更大,两种方式下的滞回曲线如图 10 所示,经过计算驱动②④的滞回曲线所围成的面积分别为 0.285J,0.362J,

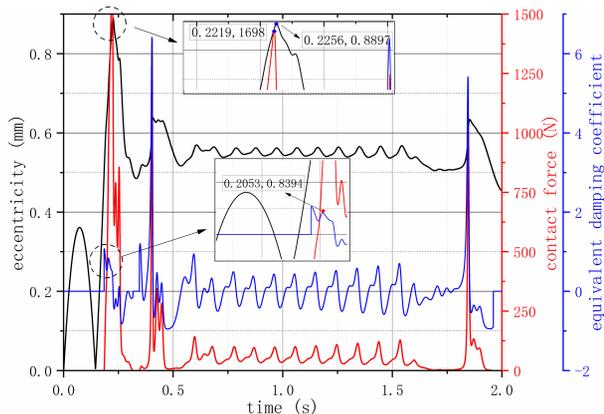


图 9 驱动④的偏心量、接触力、等效阻尼系数变化关系图
Fig.9 Relationship between eccentricity, contact force and equivalent damping coefficient of drive mode ④

因此驱动④需要消耗更多能量,因此驱动②更节能。

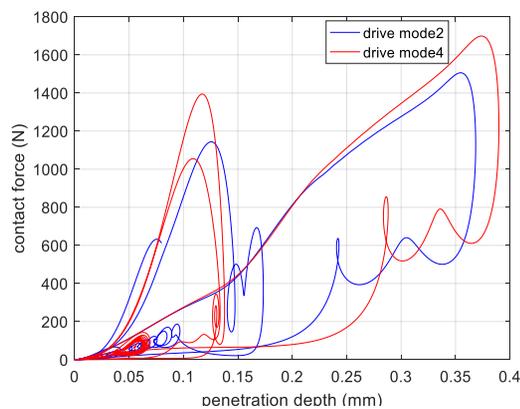


图 10 驱动②④的滞回曲线
Fig.10 The hysteresis curve of drive mode ②④

4 结论

本文研究了转动副间隙和摩擦特性对发动机静叶调节机构动态性能的影响,建立了发动机静叶调节机构动力学模型,通过对比匀速驱动、简谐驱动及梯形驱动方式,得出以下结论:

(1)通过与 Adams 仿真结果比较,验证了建立的发动机静叶调节机构动力学模型的有效性;以欧拉角表征空间转动的连杆动力学方程式,验证了其正确性。

(2)与匀速驱动、梯形驱动相比,简谐驱动有助于减小运动过程中的阻滞力,提高摇臂的动态稳定性。

(3)摩擦的增大会引起各驱动方式的阻滞力明显增大,在驱动过程中,摩擦的影响不可忽视。

(4)对比不同驱动方式对间隙运动副耗能的影响表明,简谐驱动更节能,运动副在第一次碰撞时具有最大的接触力,此时的间隙接头处容易发生磨损和点蚀.

参 考 文 献

- Hensges M. Simulation and optimization of an adjustable inlet guide vane for industrial turbo compressors. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. Berlin, Germany, 2008-9-11-13
- 于嘉鹏,孙加明,纪福森,等.航空发动机静叶联调机构运动分析及优化.航空动力学报,2019,34(6):1193~1200(Yu J P, Sun J M, Ji F S, et al. Motion analysis and optimization of jointly adjusting mechanism of aero-engine stator vane. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(6): 1193~1200(in Chinese))
- 唐佑远,郭为忠.静叶调节机构尺度全局优化设计方法研究.机械工程学报,2020,56(11):26~36(Tang Y Y, Guo W Z. Global dimensional optimization for the design of adjusting mechanism of variable stator vanes. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(11): 26~36(in Chinese))
- 张晓宁,赵雷,杨勇刚.联调机构虚拟样机运动学动力学仿真.航空发动机,2014,40(4):56~60(Zhang X N, Zhao L, Yang Y G. Kinematics and dynamics simulation of jointly adjusting mechanism based on virtual prototype technology. *Aeroengine*, 2014, 40(4): 56~60(in Chinese))
- 张哲,王汉平,孙浩然,等.VSV调节机构阻滞力和调节精度的归因分析.航空学报,2020,41(12):385~395(Zhang Z, Wang H P, Sun H R, et al. Attribution analysis of blocking force and adjustment accuracy of adjusting mechanism of variable stator vane. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(12): 385~395(in Chinese))
- Flores P, Koshy C S, Lankarani H M, et al. Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints. *Nonlinear Dynamics*, 2011, 65(4): 383~398
- 吴启凡,肖守讷,杨超,等.参数化列车碰撞平台的动力学建模与仿真.动力学与控制学报,2021,19(4):39~47(Wu Q F, Xiao S N, Yang C, et al. Dynamic modeling and simulation of parametric vehicle collision platform. *Journal of Dynamics and Control*, 2021, 19(4): 39~47(in Chinese))
- Hunt K H, Crossley F R E. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact. *Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME*, 1975, 42(2): 440~445
- Lankarani H M, Nikravesh P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems. *Journal of Mechanical Design*, 1990, 112(3): 369~376
- Flores P, Machado M, Silva M T, et al. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics. *Multibody System Dynamics*, 2011, 25(3): 357~375
- Tan H, Hu Y, Li L. Effect of friction on the dynamic analysis of slider-crank mechanism with clearance joint. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2019, 115: 20~40
- 郭丁旭,姜乃晶,张舒,等.含有LuGre摩擦并联机械臂的自适应控制.动力学与控制学报,2019,17(4):362~368(Guo D X, Jiang N G, Zhang S, et al. Adaptive control of parallel manipulators with LuGre friction compensation. *Journal of Dynamics and Control*, 2019, 17(4): 362~368(in Chinese))
- Shabana A A. Dynamics of multibody systems. New York: Cambridge University Press, 2010
- 张帅.VSV调节机构运动特性的分析方法研究[硕士学位论文].南京:航空航天大学,2015(Zhang S. Study on the analysis method of motion characteristics of VSV regulating mechanism [Master Thesis]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015(in Chinese))
- 杨勇刚,张力.几种摇臂与联动环连接结构对比分析.航空发动机,2012,38(6):34~37(Yang Y G, Zhang L. Contrast analysis of several rocker and drive ring connecting structure. *Aeroengine*, 2012, 38(6): 34~37(in Chinese))
- 杨伟,徐伟.ADAMS参数化分析在高压压气机调节机构设计中的初步应用.燃气涡轮试验与研究,2012,(4):20~24(Yang W, Xu W. Preliminary application of parameterized analysis based on ADAMS in VSV's adjusting mechanism design of high pressure compressor. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2012, (4): 20~24(in Chinese))
- Ha J, Fung R, Chen K, et al. Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 289(4-5): 1019~1044
- 秦志英,陆启韶.基于恢复系数的碰撞过程模型分析.动力学与控制学报,2006,4(4):294~298(Qin Z Y, Lu Q S. Analysis of impact process model based on restitution coefficient. *Journal of Dynamics and Control*, 2006, 4(4): 294~298(in Chinese))
- Muvengei O, Kihui J, Ikua B. Dynamic analysis of planar multi-body systems with LuGre friction at differently located revolute clearance joints. *Multibody System Dynamics*, 2012, 28(4): 369~393

DYNAMIC PERFORMANCE ANALYSIS OF ENGINE VSV ADJUSTMENT MECHANISM CONSIDERING THE CHARACTERISTICS OF REVOLUTE JOINT *

Gao Hua¹ Zhai Jingyu¹ Zhang Hao^{2†} Han Qingkai³

(1.School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

(2.College of Mechanical Engineering and Automation, Liaoning University of Technology, Jinzhou 121001, China)

(3.School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110016, China)

Abstract The previous studies did not involve the dynamic equation of the whole VSV adjustment mechanism. The influence of the joint's characteristics and driving mode on the dynamic performance of the VSV adjustment mechanism is still unclear. In this paper, by combining the Lagrange equation with the improved contact model and LuGre friction model, a dynamic model of the VSV adjustment mechanism considering clearance and friction is established. The influence of the driving mode on the adjustment mechanism's dynamic performance is explored. In order to solve the problem that the mass matrix of the link rotating in space changes with time, this paper derives a formula with detail. The numerical results are verified by comparison with Adams simulation results. The comparison of uniform speed, harmonic drive and trapezoidal drive shows that harmonic drive can help to reduce the blocking force and improve the dynamic stability of the adjustment mechanism. After analyzing the influence of driving mode on the energy consumption of clearance joint, it is found that the harmonic driving is more energy-saving. Besides, the blocking force of each driving mode increases significantly with friction, and friction will increase the blocking force.

Key words VSV adjustment mechanism, clearance, friction, drive mode, dynamics

Received 10 March 2021, Revised 23 April 2021.

* The project supported by the Natural Science Foundation of Liaoning Province (2019-KF-01-08) and the Open Project of Key Laboratory of Ministry of Education, Northeastern University (VCAME201903)

† Corresponding author E-mail: neu20031924@163.com