

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.21

活塞发动机止动轮毂传动系统动态特性分析

胡 珑¹, 黄 友², 周 丹², 宋朝省¹, 魏长旭¹

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 重庆宗申航空发动机制造有限公司, 重庆 400054)

摘要:为揭示活塞发动机止动轮毂传动系统振动机理,在分析发动机止动轮毂系统工作原理的基础上,分别采用能量法与 Adams 多体动力学软件,建立了止动轮毂传动系统动力学模型,提出了止动轮毂三爪曲面接触系统动力学建模与分析方法。通过对比分析两种模型在额定工况下轴向力响应结果,相互验证了动力学仿真模型的正确性。为减轻止动轮毂系统振动冲击,研究了不同扭矩和轴向预紧力工况对止动轮毂系统轴向冲击力与位移的影响规律。结果表明:不同工况参数下的系统动态响应特性差异明显;随着扭矩由 350 N·m 增大到 500 N·m,系统轴向冲击力增大,轴向位移增大近一倍;随着轴向预紧力由 6 000 N 逐步增大到 8 000 N,系统轴向冲击力峰值逐渐增大,稳定后均值变化较小,轴向位移则随之减小。在额定扭矩工况下,取适当小的轴向预紧力,有利于减小止动轮毂系统所受的轴向冲击力,改善系统振动冲击。

关键词:活塞发动机;止动轮毂;动态特性;工况参数;轴向预紧力

中图分类号:TH132.4

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2022)08-014-12

Analysis for dynamic characteristics of the doghub transmission system used in piston engine

HU Long¹, HUANG You², ZHOU Dan², SONG Chaosheng¹, WEI Changxu¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. Chongqing Zongshen Aero Engine Manufacturing Co., Ltd., Chongqing 400054, P. R. China)

Abstract: In order to reveal the vibration mechanism of the engine doghub transmission system, based on the analysis of the working principle of the engine doghub system, the dynamic models of the engine doghub transmission system were established with the energy method and the Adams software. The dynamic modeling and analysis methods were proposed for three-jaw curved contact system of the doghub. By comparing the axial force response results of the two models under rated working condition, the correctness of the dynamic models was verified. To reduce the vibration and impact of the doghub transmission system, the influences of different torques and axial preloads on the axial impact force and

收稿日期:2021-02-25 **网络出版日期:**2021-05-07

基金项目:广西科技重大专项(桂科 AA19182001);企业合作项目(H20200112)。

Supported by Science and Technology Major Project of Guangxi (Guike AA19182001) and Enterprise Cooperation Project (H20200112).

作者简介:胡珑(1995—),男,重庆大学硕士研究生,主要从事发动机传动系统振动机理研究,(E-mail)441041083@qq.com。

通信作者:宋朝省,男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事齿轮传动与机械系统动力学研究,(E-mail)chaoshengsong@cqu.edu.cn。

displacement of the doghub system were studied. Results show that the dynamic response characteristics of the system under different operating conditions were significantly different. As the torque increased from 350 N·m to 500 N·m, the axial impact force of the system increased, and the axial displacement nearly doubled. As the axial preload gradually increased from 6 000 N to 8 000 N, the peak value of the system axial impact force increased, and the mean value changed slightly after stabilization, and the axial displacement decreased accordingly, suggesting that under the condition of rated torque, an appropriate small axial preload is beneficial to reducing the axial impact force on the doghub transmission system and relieving the vibration and impact of the system.

Keywords: piston engine; doghub; dynamic characteristics; working condition parameters; axial preload

止动轮毂传动系统作为活塞发动机动力系统的重要组成部分,是保证发动机正常工作的关键部件,其动态特性直接影响发动机可靠性和稳定性。然而,由于发动机止动轮毂系统存在啮合面几何形貌复杂、动态接触机理不清及载荷工况复杂等问题,其振动冲击问题一直是困扰活塞发动机整体动态系统提升的关键因素之一,所以开展止动轮毂传动系统动力学建模与动态特性分析研究对揭示活塞发动机止动轮毂传动系统振动机理,提升整机性能具有重要的理论意义与工程应用价值。

近年来国内外学者针对活塞发动机动力装置、起停特性和增压特性等进行了一定的研究。鲍梦瑶等^[1]建立了发动机与涡轮增压器的系统仿真模型,提出了一种能实现对增压器失效关键影响因素分级的分析法。徐斌等^[2]通过研究发动机的增压性能,提出了基于实验的活塞发动机二级增压比分配方案的方法。王兆铭等^[3]基于某型航空发动机研究平台,讨论了高原环境下的起停供油控制规律。Moorthy 等^[4]建立了能实时、准确地反映真实发动机运行工况的航空活塞发动机模型,并进行了模拟仿真。Singla 等^[5]为了改善某型号发动机的性能,对其进气歧管开展了研究。Crosbie 等^[6]开展了一定压力和温度范围下的发动机高空性能测试实验,提出了安装节气门燃料喷射系统能让发动机的高空性能得到提升的方法。

针对减速机构动力学特性,不少学者进行了相关研究。郑国柱等^[7]以某发动机减速器为研究对象,建立了传动系统动力学模型,对减速器系统动态特性进行了研究分析。丁文强等^[8]对航空发动机减速器齿轮箱辐射噪声进行了仿真分析,提出了一种减速器齿轮箱辐射噪声的预测方法,有利于减速器齿轮箱系统的结构优化。吴伟力等^[9]运用多种故障诊断方法详细研究了航空发动机减速器振动信号中的频率成分与故障的频谱特征。Kolarević等^[10]对发动机减速器进行了动力学分析,并通过改变设计参数、质量和刚度等将谐振区域转换为更高或更低频率,从而避免其发生共振现象。程礼等^[11]通过对发动机减速器齿轮传动系统模型进行动力学仿真,研究了有裂纹故障与正常状态下的减速器各部件的动态响应。陈曦等^[12]建立了某轮边减速器齿轮传动系统动态啮合分析模型,对系统动态特性进行了研究分析。Hsieh^[13]通过建立摆线针轮减速器的系统动力学分析模型,研究了减速器部件的接触和碰撞条件,以及在传动过程中的应力变化。Chen 等^[14]建立了摆线针轮减速器八自由度动力学模型,求解得到减速器的振动特性,对其非线性动力学特性进行了研究分析。Mu 等^[15]建立了 RV 减速器系统动力学模型,研究了不同参数对系统动态啮合力的影响规律,并进行了实验验证。Chen 等^[16]建立了考虑啮合刚度、轴承刚度等因素在内的 RV 减速器动力学模型,并对系统自由振动特性进行了研究分析。在发动机传动系统中,止动轮毂系统不仅起着减速传递动力的作用,同时也具有过载保护功能。对于过载保护机构,学者们进行了相关研究,马建敏等^[17-18]通过建立柔性联轴器转子系统非线性动力学模型,研究了柔性联轴器非线性刚度与非线性阻尼对扭转减振的影响规律,通过计算分析可知,使用柔性联轴器可有效减小系统的冲击振动。Dakel 等^[19]讨论了皮带传动的力学分析,并建立了皮带轮系统模型,研究了其动态特性,推导了静止状态与瞬态工况下的皮带张力和相对位移的方程。Passos 等^[20]研究了采用椭圆形皮带轮对同步带传动的影响,建立了数值计算模型,分析了椭圆形皮带轮对传动的几何影响。上述文献主要针对各类减速器系统进行了动力学特性研究,但对发动机止动轮毂传动系统动力学特性的研究文献较少。

笔者在分析活塞发动机止动轮毂系统结构和工作原理的基础上,建立了止动轮毂传动系统三维实体模

型和解析动力学模型;采用 Adams 多体动力学软件建立了止动轮毂传动系统动力学仿真模型,通过对比分析,相互验证了动力学模型正确性,在此基础上研究了不同轴向预紧力和扭矩工况对止动轮毂系统动态特性的影响规律。

1 发动机止动轮毂传动系统结构与工作原理

活塞发动机止动轮毂传动系统三维模型如图 1 所示,主要由输出轴、止推半环、小齿轮、螺旋桨齿轮与止动轮毂组成。其中,螺旋桨齿轮与输出轴连接部分轴上有套筒,螺旋桨齿轮与小齿轮间连有垫圈,止动轮毂与 3 个串联的碟簧相连,受到碟簧的轴向预紧力。止动轮毂传动系统结构如图 2 所示。

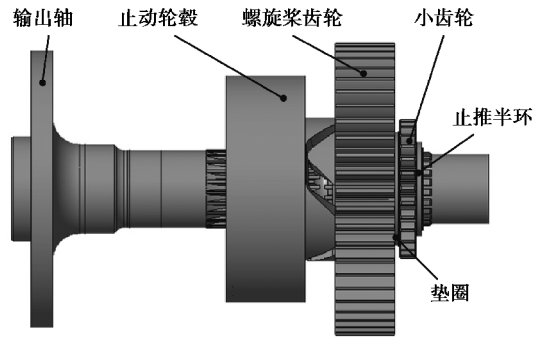


图 1 止动轮毂传动系统三维模型

Fig.1 Three-dimensional model of doghub transmission system

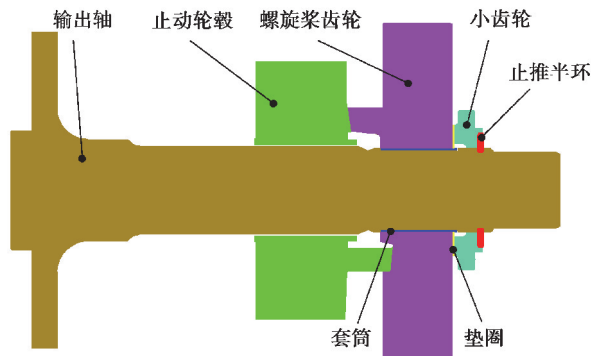


图 2 止动轮毂传动系统结构图

Fig. 2 Structure diagram of doghub transmission system

止动轮毂传动系统各零件材料具体参数如表 1 所示。

表 1 材料参数

Table 1 Material parameters

零件名称	材料牌号	弹性模量/GPa	泊松比
螺旋桨齿轮	40CrNi	210	0.300
止动轮毂	40CrNi	210	0.300
小齿轮	40CrNi	210	0.300
输出轴	20CrNiMo	208	0.290

续表 1

零件名称	材料牌号	弹性模量/GPa	泊松比
螺旋桨垫圈	65Mn	211	0.288
弹性轴套	65Mn	211	0.288
止推半环	20CrMo4	204	0.260

止动轮毂传动系统工作原理如图 3 所示,其动力来源于与曲轴固连的动力输入齿轮,通过与螺旋桨齿轮啮合传递到螺旋桨齿轮,螺旋桨齿轮再与止动轮毂通过曲面接触将动力传递到止动轮毂,最后由止动轮毂通过花键连接将动力传递到输出轴,完成止动轮毂传动系统的整个动力传递过程。

止动轮毂与螺旋桨齿轮的动力传递通过其三爪曲面接触传递,如图 4 所示。当系统启动时,螺旋桨齿轮绕输出轴转动,其凸爪顶部与止动轮毂凸爪底部相接触,由于螺旋桨齿轮轴向位移自由度被止推半环限制,在接触力的作用下,止动轮毂凸爪沿着螺旋桨齿轮凸爪的曲面轴向移动,从螺旋桨齿轮凸爪底部的过渡圆弧段“爬坡”到凸爪工作斜面段,最后稳定在工作斜面与螺旋桨齿轮一同旋转。当稳定在工作斜面段后,止动轮毂接触副的受力情况如图 5 所示(图中下标 p 表示螺旋桨齿轮,g 表示止动轮毂)。其中,AB 段为过渡圆弧段,BC 段为工作斜面段。

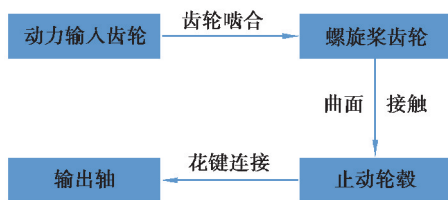


图 3 系统动力传递路线
Fig. 3 Transmission route of system power

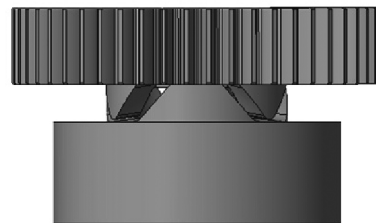


图 4 止动轮毂-螺旋桨齿轮接触副
Fig. 4 Doghub-airscrew gear contact pair

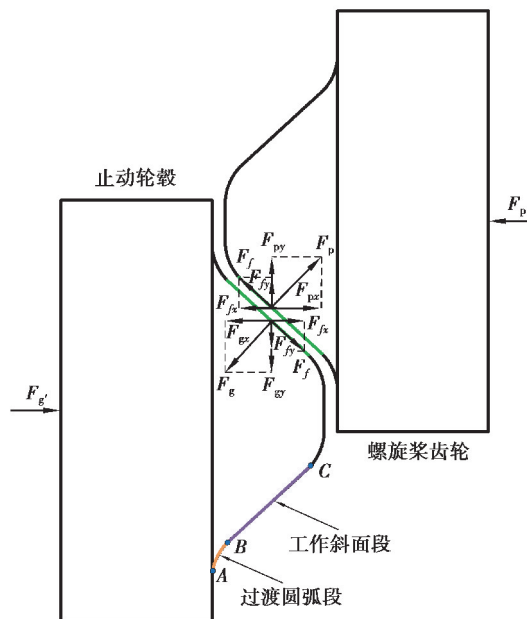


图 5 止动轮毂接触副受力图
Fig. 5 Force diagram of doghub contact surfaces

2 止动轮毂传动系统解析动力学模型

在止动轮毂-螺旋桨齿轮接触副传动过程中,由于其啮合会产生轴向的动态啮合分力,所以系统除具有扭转振动和横向振动外,还会引起轴向振动,从而形成弯-扭-轴耦合振动。止动轮毂传动系统动力学模型如图 6 所示。

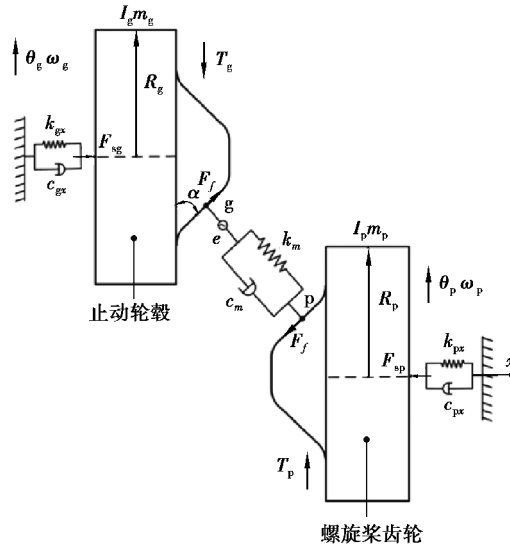


图 6 止动轮毂系统动力学模型

Fig. 6 Dynamic model of the doghub system

如图 6 所示,设螺旋桨齿轮 p 为主动轮,止动轮毂 g 为从动轮,三爪斜面的倾角为 α ,三爪的动力学模型建立在中间平面上,其等效接触半径可表示为

$$R_p = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (1)$$

系统的广义位移列阵 δ 可表示为

$$\delta = \{x_p \ \theta_p \ x_g \ \theta_g\}^T, \quad (2)$$

式中 $x_i, \theta_i (i=p, g)$ 分别为主、从动轮在 x 向的平移振动位移和轴向振动位移。

系统的动能为

$$T = \frac{1}{2} (I_p \dot{\theta}_p^2 + m_p \dot{x}_p^2 + I_g \dot{\theta}_g^2 + m_g \dot{x}_g^2), \quad (3)$$

式中: I_i, m_i 分别为主、从动轮的转动惯量和质量; $\dot{x}_i, \dot{\theta}_i$ 分别为主、从动轮对应的在 x 向的平移振动速度和轴向振动速度。

系统的势能、耗散能分别为

$$U = \frac{1}{2} (K_{px} x_p^2 + K_{gx} x_g^2 + k_m \delta^2), \quad (4)$$

$$R = \frac{1}{2} (C_{px} \dot{x}_p^2 + C_{gx} \dot{x}_g^2 + c_m \dot{\delta}^2), \quad (5)$$

式中: δ 为各方向投影到啮合线上的变形量,变形量压缩方向定义为正; K_{ix}, C_{ix} 分别为主、从动轮的支撑刚度和阻尼; K_m, c_m 分别为主从动轮啮合处的啮合刚度和啮合阻尼。

其中 x, θ 方向振动投影到啮合线方向的变形量分别为

$$\delta_x = (-x_p + x_g) \cos \alpha, \quad (6)$$

$$\delta_\theta = (-R_p \theta_p + R_g \theta_g) \sin \alpha. \quad (7)$$

则系统各向振动投影到啮合线方向的总变形为

$$\delta = \delta_x + \delta_\theta = (-x_p + x_g) \cos \alpha + (-R_p \theta_p + R_g \theta_g) \sin \alpha, \quad (8)$$

$$\dot{\delta} = \dot{\delta}_x + \dot{\delta}_\theta = (-\dot{x}_p + \dot{x}_g) \cos \alpha + (-R_p \dot{\theta}_p + R_g \dot{\theta}_g) \sin \alpha, \quad (9)$$

式中 $\dot{\delta}_x, \dot{\delta}_\theta$ 分别为 x, θ 方向沿啮合线方向的等效振动速度。

x_p 方向受到的外力为

$$Q_{px} = (k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) \cos \alpha - F_{sp}. \quad (10)$$

θ_p 方向的力矩为

$$Q_{\theta p} = (k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) R_p \sin \alpha - T_p. \quad (11)$$

x_g 方向受到的外力为

$$Q_{gx} = -(k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) \cos \alpha + F_{sg}. \quad (12)$$

θ_g 方向产生的力矩为

$$Q_{\theta g} = -(k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) R_g \sin \alpha + T_g. \quad (13)$$

式中: $e(t), \dot{e}(t)$ 分别为静态传动误差及其一阶导数; F_{sp}, F_{sg} 分别为两轮所受轴向力; T_p, T_g 分别为两轮所受扭矩。

根据拉格朗日能量方程

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (14)$$

则有

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_p + c_{px} \dot{x}_p + k_{px} x_p - (k_m \delta + c_m \dot{\delta}) \cos \alpha = (k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) \cos \alpha - F_{sp} - f k_m (\delta + e(t)) \sin \alpha, \\ I_p \ddot{\theta}_p - (k_m \delta + c_m \dot{\delta}) R_p \sin \alpha = (k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) R_p \sin \alpha - T_p + f k_m (\delta + e(t)) R_p \cos \alpha, \\ m_g \ddot{x}_g + c_{gx} \dot{x}_g + k_{gx} x_g + (k_m \delta + c_m \dot{\delta}) \cos \alpha = -(k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) \cos \alpha + F_{sg} + f k_m (\delta + e(t)) \sin \alpha, \\ I_g \ddot{\theta}_g + (k_m \delta + c_m \dot{\delta}) R_g \sin \alpha = -(k_m e(t) + c_m \dot{e}(t)) R_g \sin \alpha + T_g - f k_m (\delta + e(t)) R_g \cos \alpha. \end{cases}$$

已知的主要参数包括: $m_p = 1.1717 \text{ kg}, I_p = 2.6292 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2; m_g = 0.3948 \text{ kg}, I_g = 3.3419 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$
 $k_{px} = 1.8 \times 10^6 \text{ N/m}, k_{gx} = 2.85 \times 10^{10} \text{ N/m}; F_{sp} = F_{sg} = 10650 \text{ N}, T_p = T_g = 350 \text{ N} \cdot \text{m}.$

通过有限元求得模型的啮合刚度为

$$k_m = 1.245 \times 10^{13} \text{ N/m}.$$

3 止动轮毂系统动力学仿真模型

基于 Adams 多体动力学软件平台,进行止动轮毂系统动力学仿真模型的建立以及后续的仿真分析。动力学仿真模型的建立具体如下:

1) 首先将系统中各个零件三维模型导入,分别进行位置坐标的变换,使零件的几何旋转轴线位于 Z 轴上,方便后续边界的建立。然后将各个零件按照对应关系进行装配。

2) 设定模型的材料属性。将模型从三维软件导入后,会丢失零件材料的物理属性,所以需要按表 1 参数分别赋予各个零件的材料属性。

3) 设置模型运动副约束。止动轮毂系统各个零件约束条件如表 2 所示。

表 2 模型的约束关系

Table 2 The constraints of model

构件 1	构件 2	约束关系
大地	输出轴	旋转副
止动轮毂	输出轴	圆柱副
小齿轮	输出轴	圆柱副
大地	螺旋桨齿轮	圆柱副
垫片	螺旋桨齿轮	固定副
轴套	螺旋桨齿轮	固定副

4)定义边界条件。选择与实际情况相同的螺旋桨齿轮作为输入端,旋转方向从止动轮毂方向看为逆时针方向;螺旋桨齿轮端加转速驱动,输出轴端加与运动方向反向的扭矩。非线性刚度碟簧轴向预紧力的模拟通过单向力调用 Spline-AKI 函数实现,其中需要将碟簧的变形量-力值的数据导入并拟合成对应数据的一条曲线,以供 Spline-AKI 函数调用。

5)定义各个零件之间的接触时,选择基于碰撞函数的接触算法,接触类型选择 Solid to Solid,摩擦类型选择 Coulomb。其中接触参数主要包括材料接触刚度、力指数、接触阻尼、穿透深度以及动摩擦系数,具体接触参数取值如表 3 所示。

表 3 接触参数

Table 3 Contact parameters

参数	接触刚度/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	接触阻尼/ ($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$)	力指数	穿透深度/ mm	动摩擦系数
止动轮毂-螺旋桨齿轮接触副	1.0E+5	100	1.5	0.1	0.1
其他部件接触副	1.2E+5	120	1.5	0.1	0.1

设置完成后的止动轮毂系统动力学仿真模型如图 7 所示。

止动轮毂系统解析动力学模型与 Adams 动力学仿真模型在 $350\text{ N}\cdot\text{m}$ 扭矩、 $2\ 250\text{ r}/\text{min}$ 转速、 $8\ 000\text{ N}$ 轴向预紧力的额定工况下进行计算,得到止动轮毂轴向力对比如图 8 所示。

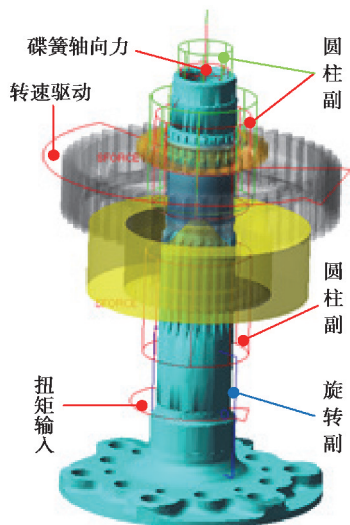


图 7 系统动力学仿真模型

Fig. 7 System dynamics simulation model

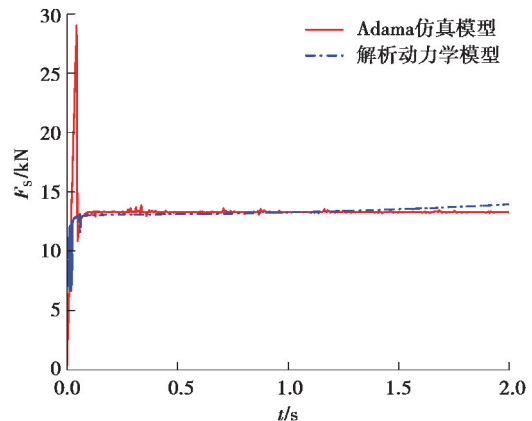


图 8 两种模型轴向力结果对比

Fig. 8 Comparison of axial force results of two models

由图 8 可知,在额定工况下,解析动力学计算出的轴向力更快地趋于平稳,最后稳定在 13 942 N 附近小幅波动,Adams 计算的轴向力在初始阶段波动较大,然后逐步趋于平稳,最后稳定在 13 300 N 附近小幅波动。解析动力学的计算结果与 Adams 的计算结果对比,在稳定之后的误差约为 4.6%,相互验证了动力学模型的正确性。

4 动态特性分析

为揭示活塞发动机止动轮毂传动系统振动机理,在额定转速下,进行不同扭矩和不同轴向预紧力对止动轮毂系统动态特性的影响分析。其中额定输入转速如图 9 所示。

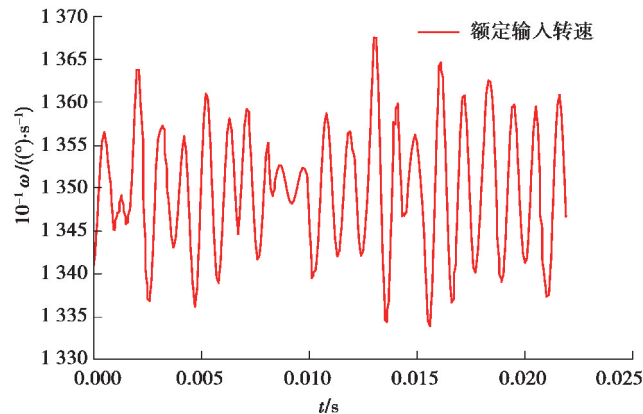


图 9 额定输入转速

Fig. 9 Rated input speed

4.1 不同扭矩对系统动态特性的影响分析

图 9 额定输入转速 2 250 r/min、轴向预紧力 8 000 N 条件下,分析 350 和 500 N·m 两种扭矩工况下止动轮毂轴向力、止动轮毂轴向位移以及止推半环轴向冲击力的影响规律。

图 10~13 为系统在不同扭矩工况下的动态特性结果。结果表明,系统启动阶段,止动轮毂由过渡圆弧段爬坡到工作斜面段过程中,止动轮毂所受轴向冲击力波动较大,350 N·m 扭矩工况下的轴向冲击力峰值可达 26.17 kN,500 N·m 扭矩工况下的轴向冲击力峰值可达 49.75 kN;在爬坡到工作斜面稳定后,其轴向力波动很小,350 和 500 N·m 不同扭矩工况下各自基本稳定在 11.57 和 14.44 kN。止推半环所受轴向冲击力趋势与止动轮毂轴向力趋势相似,350 和 500 N·m 不同扭矩工况下各自峰值可达 8.90 和 9.76 kN;止动轮毂轴向位移则在止动轮毂爬坡到工作斜面后分别稳定在 2.47 和 4.76 mm。

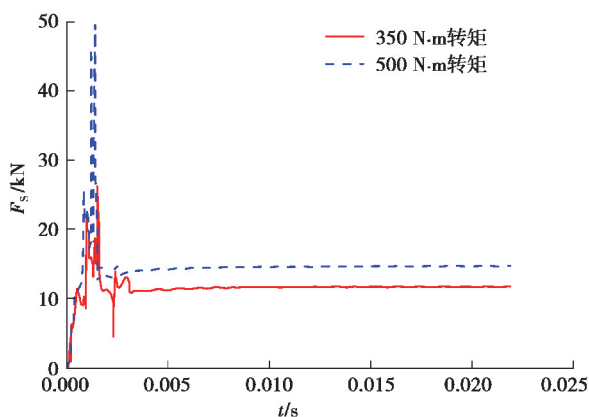


图 10 不同扭矩下的止动轮毂轴向力

Fig. 10 Axial force of doghub under different torques

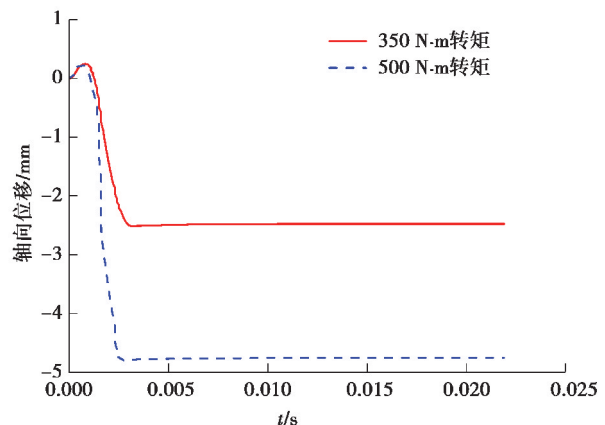


图 11 不同扭矩下的止动轮毂轴向位移

Fig. 11 Axial displacement of doghub under different torques

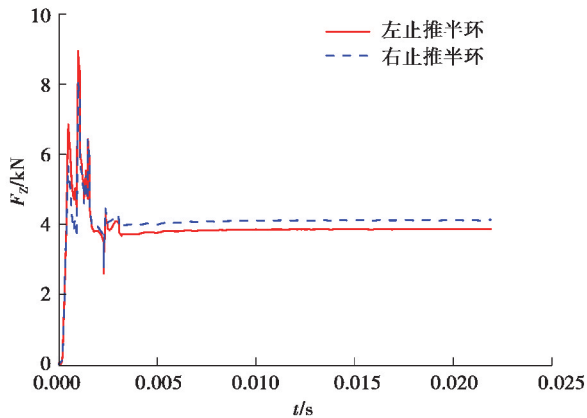


图 12 350 N·m 扭矩的止推半环轴向力

Fig. 12 Axial force of thrust ring under 350 N·m torque

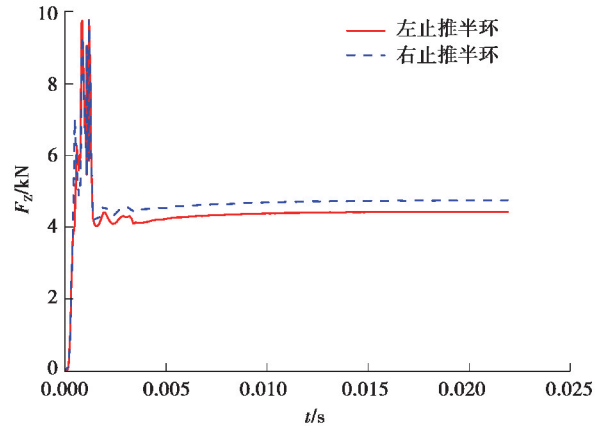


图 13 500 N·m 扭矩的止推半环轴向力

Fig. 13 Axial force of thrust ring under 500 N·m torque

对比 350 和 500 N·m 两种不同扭矩工况下的仿真结果如表 4 所示。

表 4 不同扭矩下的仿真结果

Table 4 Simulation results under different torque conditions

扭矩/ (N·m)	止动轮毂轴向力/kN (冲击峰值/稳定均值)	轴向位移/ mm	左止推半环轴向力/kN (冲击峰值/稳定均值)	右止推半环轴向力/kN (冲击峰值/稳定均值)
350	26.17/11.57	2.47	8 939/3 386	8 049/4 091
500	49.75/14.44	4.76	9 760/4 361	9 793/4 670

对比两种不同扭矩工况的止动轮毂系统动态特性结果,可以看出,扭矩由 350 N·m 增大到 500 N·m,止动轮毂轴向力明显增大,系统启动爬坡阶段的轴向冲击峰值由 26.17 kN 增大到 49.75 kN,爬坡到工作斜面稳定后的均值由 11.57 kN 增大到 14.44 kN;止动轮毂轴向位移增大接近一倍,由 2.47 mm 增大到 4.76 mm。随着扭矩的增大,止推半环所受轴向冲击力也明显增大,冲击峰值由 8.9 kN/8 kN 增大到 9.7 kN/9.8 kN,稳定后的轴向力均值由 3.38 kN/4.09 kN 增大到 4.36 kN/4.67 kN。因此,保持在额定扭矩工况 350 N·m 能减小系统所受轴向冲击力,以及避免止动轮毂轴向位移过大而造成螺旋桨齿轮-止动轮毂副斜面接触段长度减小。

4.2 不同轴向预紧力对系统动态特性的影响分析

图 9 额定输入转速 2 250 r/min、额定扭矩 350 N·m 工况条件下,分析不同轴向预紧力下止动轮毂轴向力、止动轮毂轴向位移以及止推半环轴向冲击力等的影响规律。

图 14~18 为系统在 3 种不同轴向预紧力工况下的动态特性结果。结果表明,系统启动阶段,止动轮毂由过渡圆弧段爬坡到工作斜面段过程中,止动轮毂轴向冲击力波动较大,在 6 000,7 000 和 8 000 N 轴向预紧力工况下的冲击力峰值分别可达 28.56,29.21,30.6 kN;在爬坡到工作斜面稳定后,其轴向力波动很小,分别稳定在 12.38,12.42 和 12.6 kN 左右。止推半环所受轴向冲击力趋势与止动轮毂轴向力趋势相似,在 6 000,7 000 和 8 000 N 轴向预紧力工况下,止推半环轴向力冲击峰值分别可达 8.36 kN/8.04 kN、8.63 kN/8.02 kN 和 9.34 kN/8.35 kN;止动轮毂轴向位移则在止动轮毂爬坡到工作斜面后分别稳定在 4.19,3.63 和 3.24 mm。

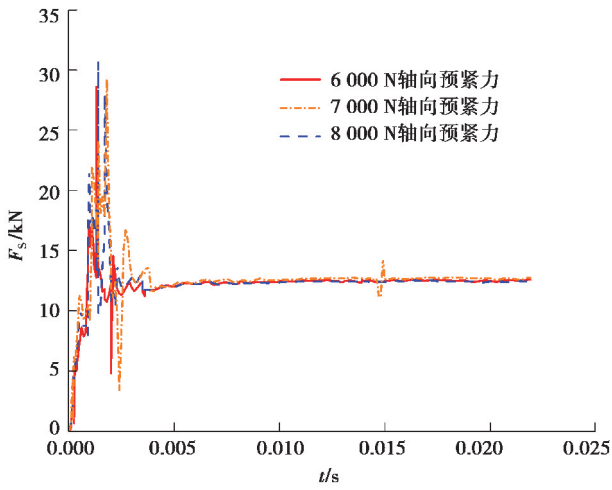


图 14 不同轴向预紧力下的止动轮毂轴向力

Fig. 14 Axial force of doghub under different axial preloads

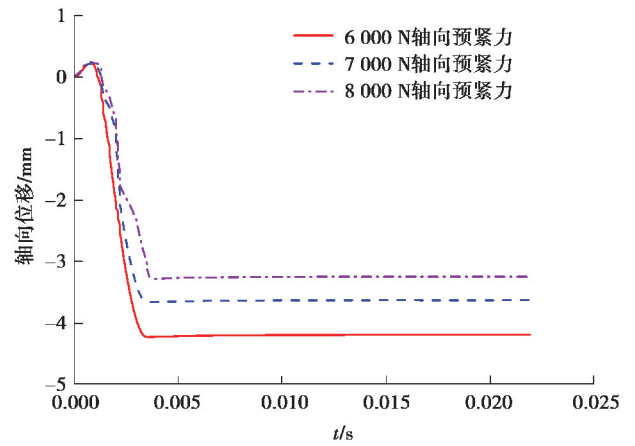


图 15 不同轴向预紧力下的止动轮毂轴向位移

Fig. 15 Axial displacement of doghub under different axial preloads

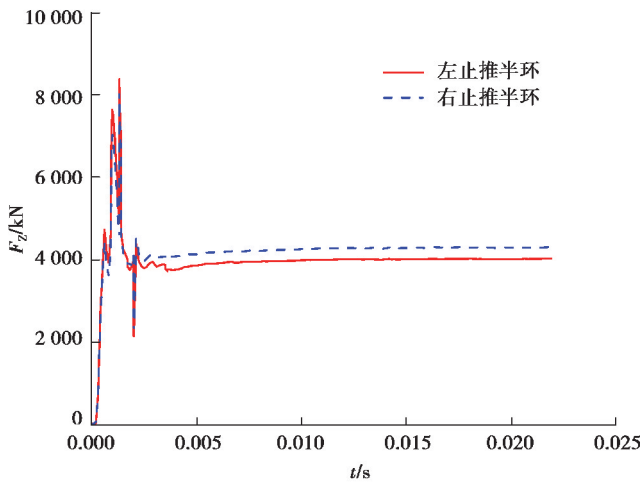


图 16 6 000 N 轴向预紧力下的止推半环轴向力

Fig. 16 Axial force of thrust ring under 6 000 N axial preload

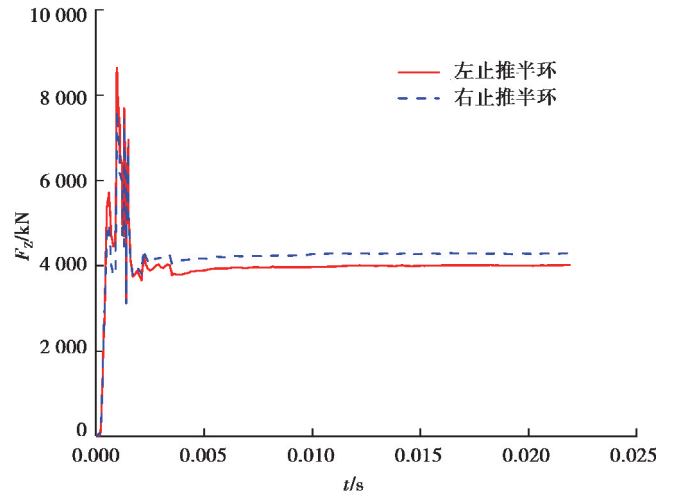


图 17 7 000 N 轴向预紧力下的止推半环轴向力

Fig. 17 Axial force of thrust ring under 7 000 N axial preload

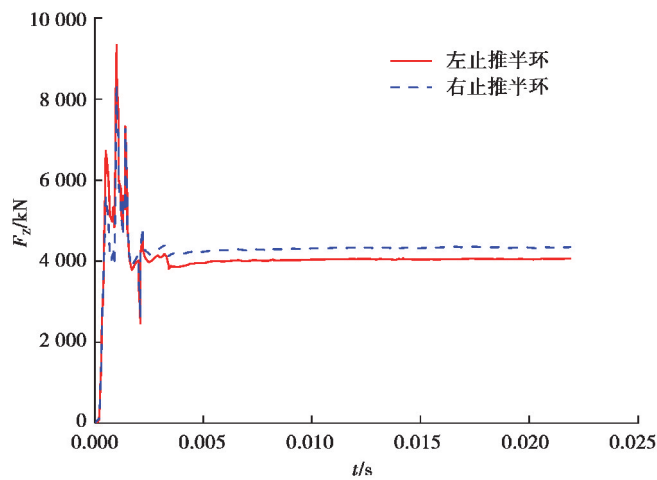


图 18 8 000 N 轴向预紧力下的止推半环轴向力

Fig.18 Axial force of thrust ring under 8 000 N axial preload

对比 6 000, 7 000 和 8 000 N 3 种不同轴向预紧力下的仿真结果如表 5 所示。

表 5 不同轴向预紧力下的仿真结果

Table 5 Simulation results under different axial preloads

轴向预紧力/N	止动轮毂轴向力/kN (冲击峰值/稳定均值)	轴向位移/ mm	左止推半环轴向力/kN (冲击峰值/稳定均值)	右止推半环轴向力/kN (冲击峰值/稳定均值)
6 000	28.56/12.38	4.19	8 363/3 991	8 048/4 263
7 000	29.21/12.42	3.63	8 637/3 988	8 023/4 263
8 000	30.60/12.60	3.24	9 344/4 040	8 356/4 321

从表中可以看出,轴向预紧力由 6 000 N 逐步增大到 8 000 N,止动轮毂轴向力有所增大,系统启动爬坡阶段的轴向冲击峰值由 28.56 kN 增大到 30.60 kN,爬坡到工作斜面稳定后的均值由 12.38 kN 增大到 12.60 kN;止推半环所受轴向冲击力趋势与止动轮毂轴向力相似,止推半环所受轴向冲击力也明显随着轴向力的增大而增大,冲击峰值由 8.30 kN/8.00 kN 增大到 9.30 kN/8.30 kN,均值由 3.99 kN/4.26 kN 增大到 4.04 kN/4.32 kN。止动轮毂轴向位移则明显减小,由 4.19 mm 减小到 3.24 mm;所以,相对于额定 8 000 N 轴向预紧力,适当减小轴向预紧力能一定程度上减小系统所受轴向冲击力。

5 结 论

在分析发动机止动轮毂系统工作原理的基础上,提出了止动轮毂三爪曲面接触系统动力学建模与分析方法,研究了不同扭矩和轴向预紧力工况对止动轮毂系统轴向冲击力与位移的影响规律,主要结论如下:

1)在止动轮毂由过渡圆弧段爬坡到工作斜面过程中,止动轮毂与止推半环所受轴向力波动较大且会达到峰值;在止动轮毂爬坡完稳定在工作斜面转动后,止动轮毂与止推半环所受轴向力波动很小,基本趋于稳定。

2)随着扭矩增大,止动轮毂轴向力与止推半环所受轴向力在系统启动阶段与稳定阶段都明显增大,止动轮毂轴向位移也随之增大。保持在额定工况 350 N·m 能减小系统所受轴向冲击力以及避免止动轮毂轴向位移过大而造成螺旋桨齿-止动轮毂副斜面接触段长度过小。

3)随着轴向预紧力增大,止动轮毂轴向力与止推半环所受轴向力在系统启动阶段与稳定阶段都有所增大,止动轮毂轴向位移则明显减小。因此适当减小轴向预紧力能一定程度上减小系统所受轴向振动冲击。

参考文献:

- [1] 鲍梦瑶, 丁水汀, 李果. 航空活塞发动机涡轮增压器失效关键影响因素分级[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(6): 1071-1080.
Bao M Y, Ding S T, Li G. Classification of key influence factors for failure of turbo supercharged piston aeroengine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(6): 1071-1080. (in Chinese)
- [2] 徐斌, 郑嘉, 杨世春, 等. 航空活塞发动机串联二级增压压比分配研究[J]. 航空动力学报, 2018, 33(4): 769-775.
Xu B, Zheng J, Yang S C, et al. Study of compression ratio distribution in two-stage series turbocharged aircraft piston engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 769-775. (in Chinese)
- [3] 王兆铭, 黄毅, 李诗军, 等. 某型航空发动机高原起动机供油规律研究[J]. 航空发动机, 2014, 40(4): 30-33.
Wang Z M, Huang Y, Li S J, et al. Oil supply control law of plateau starting for an aeroengine[J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 30-33. (in Chinese)
- [4] Moorthy C V K N S N, Srinivas V, Kumar A. Modelling and performance analysis of aero piston engine[J]. Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems, 2018, 10(7): 344-348.
- [5] Singla S, Sharma M S, Gangacharyulu D. Study of design improvement of intake manifold of internal combustion engine[J]. International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences, 2015, 3: 234-242.
- [6] Crosbie S C, Polanka M D, Litke P J, et al. Increasing reliability of a two-stroke internal combustion engine for

- dynamically changing altitudes[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2014, 30(1): 87-95.
- [7] 郑国柱, 刘更, 吴立言. 某涡桨发动机减速器动态特性初步分析[C]//中国航空学会动力分会第十届机械动力传动专业学术研讨会. 北京: 中国航空学会, 2001: 84-88.
Zheng G Z, Liu G, Wu L Y. Preliminary analysis of the dynamic characteristics of a turboprop engine reducer[C]// The 10th Mechanical Power Transmission Symposium of the Power Branch of the Chinese Society of Aeronautics. Beijing: Chinese Society of Aeronautics, 2001: 84-88. (in Chinese)
- [8] 丁文强, 吴玉萍, 魏巍, 等. 航空发动机齿轮减速器振动噪声机理及其辐射噪声预测方法[J]. *南京航空航天大学学报*, 2016, 48(6): 789-795.
Ding W Q, Wu Y P, Wei W, et al. Prediction methodology research on radiant noise of aero-engine gearbox based on vibration and noise mechanism[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2016, 48(6): 789-795. (in Chinese)
- [9] 吴伟力, 刘亚. 涡桨发动机减速器振动故障判别[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2016, 29(3): 20-24, 6.
Wu W L, Liu Y. Vibration failure identification of the turboprop engine reduction gear[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2016, 29(3): 20-24, 6. (in Chinese)
- [10] Kolarević N, Micković D, Crnojević S, et al. Dynamic stability of high speed turboshaft engine with reducer[J]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, 393: 012070.
- [11] 程礼, 李思路, 郭立, 等. 某型发动机减速器齿轮毂裂纹故障研究[J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(2): 158-162, 167.
Cheng L, Li S L, Guo L, et al. Crack fault analysis of the decelerator gear hub of an engine[J]. *Noise and Vibration Control*, 2017, 37(2): 158-162, 167. (in Chinese)
- [12] 陈曦, 宋朝省, 朱才朝, 等. 电动车高速轮边齿轮传动动态特性分析与优化[J]. *重庆大学学报*, 2017, 40(10): 1-11.
Chen X, Song C S, Zhu C C, et al. Analysis and optimization of the dynamic characteristics for high speed wheel reducer used in electric vehicle[J]. *Journal of Chongqing University*, 2017, 40(10): 1-11. (in Chinese)
- [13] Hsieh C F. Dynamics analysis of cycloidal speed reducers with pinwheel and nonpinwheel designs[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2014, 136(9): 091008.
- [14] Chen Z M, Ou Y, Long S Y, et al. Vibration characteristics analysis of the new pin-cycloid speed reducer[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2018, 40(2): 1-17.
- [15] Mu R, Chang Z H, Kai F. Dynamic contact analysis for RV reducer[C]//Proceedings of the 5th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering. September 12-13, 2015. Shenzhen, China. Paris, France: Atlantis Press, 2015: 168-713.
- [16] Chen C, Yang Y H. Free vibration properties of rotate vector reducer[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2016, 18(5): 3089-3103.
- [17] 马建敏, 韩平畴. 柔性联轴器刚度非线性对扭转振动的影响[J]. *振动与冲击*, 2005, 24(4): 6-8, 13, 133.
Ma J M, Han P C. Influence of nonlinear stiffness of flexible coupling on torsional vibration[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2005, 24(4): 6-8, 13, 133. (in Chinese)
- [18] 马建敏, 杨万东. 柔性联轴器非线性阻尼对扭转减振的影响[J]. *振动与冲击*, 2006, 25(3): 11-13, 17, 202.
Ma J M, Yang W D. Influence of nonlinear damping of flexible coupling on torsional vibration reduction[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2006, 25(3): 11-13, 17, 202. (in Chinese)
- [19] Dakel M, Jézéquel L, Sortais J L. Stationary and transient analyses of a pulley-belt system based on an Eulerian approach[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 128: 682-707.
- [20] Passos S, Manin L, Remond D, et al. Investigation on the rotational dynamics of a timing belt drive including an oval driving pulley[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2021, 143(5): 1-31.