

文章编号:1000-8055(2017)11-2791-09

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2017.11.029

反推力装置液压作动系统 AMESim 建模与仿真

陈永琴¹, 汪天兴¹, 苏三买², 刘超²

(1. 西安电子科技大学 机电工程学院, 西安 710071;

2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 根据飞机反推力装置液压作动系统的结构特点及工作原理,建立了其蜗轮蜗杆部件、丝杠螺母部件和作动筒的数学模型及系统的 AMESim 模型。针对某型反推作动系统进行了仿真,分析了其位移、同步性、受力变化规律;通过设置批参数运行的方式,初步分析了丝杠导程角、蜗轮蜗杆减速比和供油压力不足对作动系统性能的影响。仿真结果表明:所建模型能模拟作动系统的伸出和收回时的工作状态,为反推作动系统设计参数选择、受力分析和故障诊断提供了平台。

关 键 词: 反推作动系统; 蜗轮蜗杆; 丝杠螺母; AMESim 模型; 力学特性仿真

中图分类号: V228.7

文献标志码: A

Modeling and simulation of thrust reverser hydraulic actuation system based on AMESim

CHEN Yongqin¹, WANG Tianxing¹, SU Sanmai², LIU Chao²

(1. School of Mechano-Electronic Engineering,

Xidian University, Xi'an 710071, China;

2. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on the structure and principle of thrust reverser hydraulic actuator system, the mathematic model and AMESim model of worm gear drive, screw nut drive and actuation system was established through theoretical analyze. Take a kind of actuation system for simulation, the change law of displacement, synchronization, force and the effect of different screw lead angle, worm gear transmission ratio and oil supply pressure to performance was studied. Result showed the model can accurately simulate the working state of the extension and retraction of the actuation system, which provided a platform for the design parameter selection, force analysis and fault diagnosis of the thrust reverser actuation system.

Key words: thrust reverser actuation system; worm gear; screw nut;
AMESim model; mechanics characteristics simulation

反推力装置通过改变发动机喷气出口气流的方向,将发动机产生的正向推力转换成反向阻力,从而辅助飞机缩短着陆滑跑距离。当前,以大涵道比涡扇发动机作为动力的主

收稿日期:2016-07-15

作者简介:陈永琴(1971—)女,副教授,博士,主要从事机械结构与动力学仿真研究。

引用格式:陈永琴,汪天兴,苏三买,等.反推力装置液压作动系统 AMESim 建模与仿真[J].航空动力学报,2017,32(11):2791-2799. CHEN Yongqin, WANG Tianxing, SU Sanmai, et al. Modeling and simulation of thrust reverser hydraulic actuation system based on AMESim[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(11): 2791-2799.

流大型飞机,大多配装叶栅式反推力装置,它依靠作动系统推动安装在发动机外涵道中的折流门翻转,使发动机外涵道中的气流发生逆转并从叶栅中喷出,进而产生反向推力^[1-4]。

作为控制反推力装置展开和收回的关键部件,液压作动系统主要由作动筒、丝杠螺母传动部件、蜗轮蜗杆传动部件和同步软轴组成,对其部件及系统进行建模与仿真,是整个作动系统研发与其控制系统设计的重要支持与技术基础。

当前国内外关于叶栅式反推力装置的研究主要集中在叶栅相关的结构参数优化^[5]、折流门运动规律对气动力的影响^[6]、反推力装置的受载与传力^[7]、反推力装置试验加载系统设计^[8]、反推力系统安全性设计^[9]等方面,对液压作动系统部件及整个系统建模研究甚少。

对反推力装置液压作动系统而言,建模与仿真的难点在于保证多个作动筒同步的丝杠螺母传动和蜗轮蜗杆传动等的建模及仿真过程中同步性的实现。目前关于蜗轮蜗杆和丝杠的建模仿真研究主要集中在两者的齿侧间隙^[10]、齿面摩擦^[11]、接触刚度和接触阻尼^[12]等方面,对两者结合并通过同步软轴将两个装置连接后的研究较少,且研究方法主要是基于数学建模,工作量大,计算过程复杂。

本文以液压驱动的叶栅式反推力装置为研究对象,根据反推力装置液压作动系统各部件的关联及运动关系,首先建立数学模型,在此基础上,基于 AMESim 软件通过模块化建模方法建立模型并进行仿真,简化了建模和计算过程,以期所建模型为反推力装置作动系统的设计和故障诊断提供一个平台。

1 反推力作动系统原理及特点

反推力装置通常安装在机翼下的发动机短舱中部,包括两个呈半圆形的移动罩及其驱动装置,其示意图如图 1 所示。

典型的叶栅式反推力装置结构及其驱动示意图如图 2 所示。当飞机降落,需要打开反推力装置时,在液压控制回路高压油的作用下,作动筒 4 伸出,推动移动罩 10 向后运动,露出叶栅 3;同时折流门 6 的一端在移动罩 10 的带动下向后平动,另一端在折流门拉杆 7 的牵引下转动,最终折流门 6 将翻转至垂直位置并遮挡发动机外涵道 11,使发动机正常工作时从外涵道排出的气流改向通过叶栅 3 排出,从而使发动机的气流由正推气流

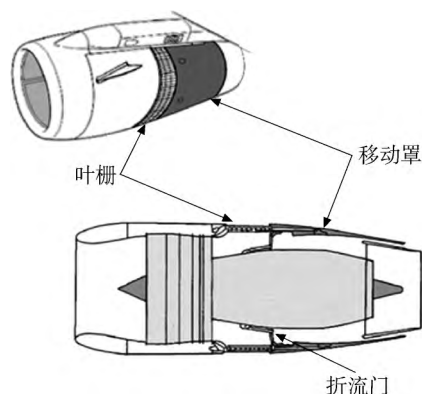
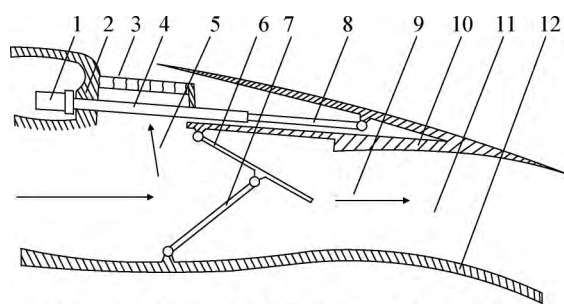


图 1 反推力装置安装位置示意图

Fig. 1 Structure schematic of thrust reverser installation



1 作动筒无杆腔; 2 机架; 3 叶栅; 4 作动筒; 5 反推气流;
6 折流门; 7 折流门拉杆; 8 作动筒推杆; 9 正推气流;
10 移动罩; 11 发动机外涵道; 12 内涵道外壁。

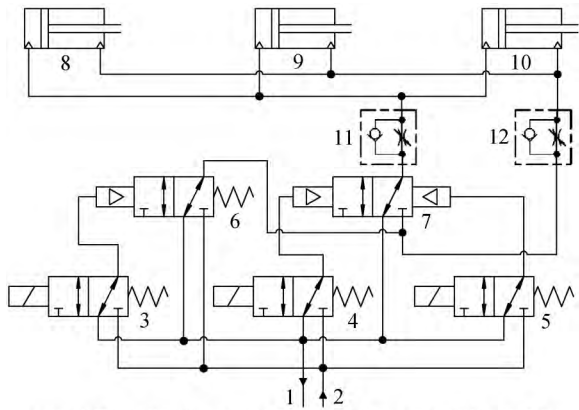
图 2 叶栅式反推力装置结构示意图

Fig. 2 Structure schematic of cascade thrust reverser

9 变为反推气流 5,此时推力将转换成为反推力。当退出反推力状态,需要收回反推力装置时,作动筒 4 收回,带动移动罩 10 收回,折流门 6 收起,遮挡住到叶栅 3 的气流通道,发动机喷气从喷口正常喷出。

1.1 作动系统液压控制回路工作原理

典型的叶栅式反推力装置作动系统液压原理图如图 3 所示。当需要打开反推力装置时,预位阀 3 加电,隔离阀 6 导通,然后展开阀 4 加电,换向阀 7 处于左位,高压油经隔离阀 6 和换向阀 7 同步进入作动筒 8、9、10 的无杆腔,形成液压差动连接,作动筒快速伸出;反推力装置收回时,预位阀 3 加电,隔离阀 6 导通,然后收回阀 5 加电,换向阀 7 处于右位,高压油经隔离阀 6 和换向阀 7 进入作动筒有杆腔,推动反推力装置收回。预位阀 3 和隔离阀 6 用于延长作动筒运动前的油液充填时间,减小液压冲击,并在反推力装置不工作时保证油路断开,防止误动作。节流阀 11、12 用于抑制流量脉动,使作动筒的速度保持稳定。



1 回油管; 2 进油管; 3 预位阀; 4 展开阀; 5 收回阀; 6 隔离阀; 7 换向阀; 8 作动筒 I; 9 作动筒 II; 10 作动筒 III; 11、12 节流阀。

图 3 反推作动系统液压原理图

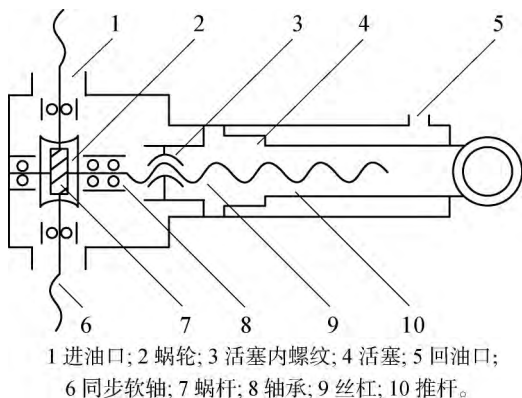
Fig. 3 Hydraulic principle of thrust reverser actuation system

1.2 作动系统同步机构及原理

在反推力装置中,每个移动罩通常由沿圆周均布的 3 个液压作动筒驱动,其中每一个作动筒的无杆腔端固定在机架上,另一端与移动罩连接。由于各个作动筒存在制造误差与机上安装位置误差,同时由于发动机喷管流场的不均匀,使气流通过折流门传递到各个作动筒上的负载力也不同,因此实际工作时,驱动同一个移动罩的 3 个作动筒可能由于受力不均匀出现位移差而导致移动罩卡死。

为了保证各个作动筒运动的同步性,即在任状况下保持各个作动筒轴向位移同步变化,在每一个作动筒无杆腔内部装有由丝杠螺母、蜗轮蜗杆传动和同步软轴共同组成的同步机构,其原理如图 4 所示。

推杆 10 的伸出端与移动罩连接,用于推动移动罩伸出与收回。活塞 4 与推杆 10 连接为一个



1 进油口; 2 蜗轮; 3 蜗杆内螺纹; 4 活塞; 5 回油口; 6 同步软轴; 7 蜗杆; 8 轴承; 9 丝杠; 10 推杆。

图 4 作动筒同步机构原理示意图

Fig. 4 Structure schematic of synchronous devices in actuator

整体,并且为中空结构,其内腔表面与丝杠 9 形成螺旋运动副,相当于丝杠螺母传动,当活塞 4 在进油口 1 和出油口 5 的油压差作用下移动时,带动丝杠 9 旋转。

丝杠 9 与蜗轮蜗杆传动机构的蜗轮 2 同轴,丝杠 9 旋转,蜗轮 2 也做同步旋转,带动蜗杆 7 转动,蜗杆 7 通过同步(钢丝)软轴 6 与相邻作动筒的同步软轴连接。

当各个作动系统运动时,通过同步软轴作为中介来实现各个作动筒同步移动。当相邻两个作动筒由于受力不同等原因引起不同步而出现位移差时,致使软轴上产生扭力,此时,软轴对运动较快的作动筒的作用力为阻力,对运动较慢的作动筒作用力为动力,最终在同步机构的作用下,各作动机构的受力将达到平衡,作动筒运动也将趋于同步。

2 反推力作动系统建模

为了建立作动系统 AMESim 模型,首先建立各部件的数学模型,理清各部件的功能及计算机理,然后在 AMESim 库中选取相应的模型,建立系统模型。

2.1 作动系统部件数学模型

2.1.1 作动筒运动的力平衡方程

当作动系统伸出时,其液压油路等效于三通滑阀控制的非对称缸差动回路^[13-14],如图 5 所示。

作动筒运动的力平衡方程为

$$m_t \ddot{x}_c + p_c \dot{x}_c + kx_c = p_c A_h - p_s A_r - F_l - F_b \quad (1)$$

式中 p_c 、 p_s 、 x_c 分别为控制腔压力、油源压力和作动筒位移, A_h 、 A_r 分别为作动系统有杆腔和无杆腔的有效作用面积, m_t 为总惯性负载(包括活塞和推杆的质量), p_c 为总黏性负载系数(包括活塞、推杆等密封产生的阻力,折合为黏性负载), k

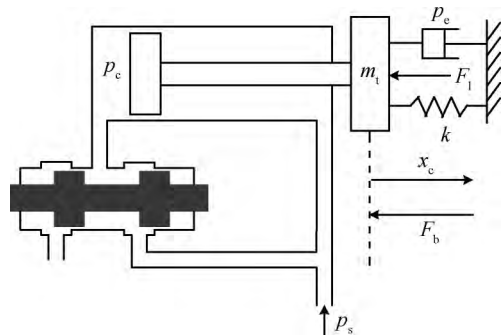


图 5 作动筒伸出等效结构示意图

Fig. 5 Equivalent structure schematic of extended actuator

为弹性负载系数, F_l 为作动系统的负载力, F_b 为丝杠与活塞之间作用力的轴向分力, 表现为活塞与丝杠螺旋运动副的法向力 F_n 轴向分力和摩擦力 F_s 轴向分力的合力。当该作动系统速度比与其通过同步软轴连接的另一作动系统速度快时为负; 与另一作动系统相比较慢时为正。

作动系统收回时, 其液压控制油路等效于四通滑阀控制的非对称缸收回回路, 作动筒运动的力平衡方程为

$$m_t \ddot{x}_c + p_c \dot{x}_c + kx_c = p_s A_h - p_c A_r - F_l - F_b \quad (2)$$

2.1.2 丝杠螺母传动动力学方程

反推作动系统工作时, 活塞发挥丝杠螺母传动机构中螺母的作用, 当它为主动件带动丝杠转动时, 其动力学模型如图6所示, 其中 θ_s 、 x_c 、 k_s 、 c_s 分别为丝杠的角位移、螺母的位移、丝杠螺母运动副的接触刚度和接触阻尼。

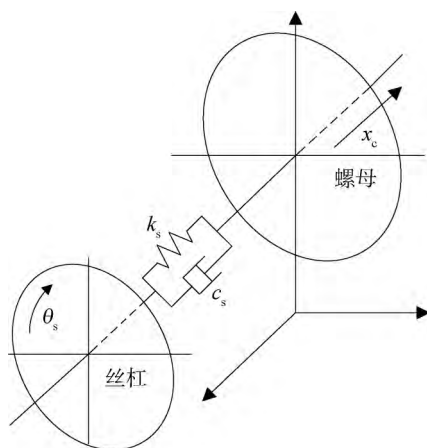


图6 丝杠螺母传动动力学模型

Fig. 6 Dynamics model of screw nut driver

丝杠的动力学方程为^[15]

$$F_d r_s - T_s =$$

$$I_s \ddot{\theta}_s + \frac{lc_s}{2\pi} \left(\frac{l\dot{\theta}_s}{2\pi} - \dot{x}_c \right) + \frac{lk_s}{2\pi} \left(\frac{l\theta_s}{2\pi} - x_c \right) \quad (3)$$

式中 I_s 、 r_s 、 l 、 T_s 分别为丝杠的转动惯量、螺纹半径、导程、负载转矩; F_d 为丝杠的驱动力矩, 来源于活塞与丝杠螺旋运动副的法向力 F_n 圆周方向的分力和摩擦力 F_s 圆周方向的分力的合力, 其表达式为

$$F_d = F_n \sin \beta + F_s \cos \beta \quad (4)$$

$$F_n = k_s \left(r_s \theta_s \sin \beta + \frac{r_s \dot{\theta}_s l}{2\pi} \cos \beta \right) + c_s \left(r_s \dot{\theta}_s \sin \beta + \frac{r_s \ddot{\theta}_s l}{2\pi} \cos \beta \right) \quad (5)$$

$$F_s = \mu_s k_s \left(r_s \theta_s \sin \beta + \frac{r_s \dot{\theta}_s l}{2\pi} \cos \beta \right) + \mu_s c_s \left(r_s \dot{\theta}_s \sin \beta + \frac{r_s \ddot{\theta}_s l}{2\pi} \cos \beta \right) \quad (6)$$

式中 μ_s 、 β 分别为丝杠螺旋运动副的摩擦系数和导程角。

将式(4)~式(6)代入式(3), 整理得丝杠的动力学方程

$$T_s = \frac{lc_s \dot{x}_c}{2\pi} + \frac{lk_s x_c}{2\pi} - I_s \ddot{\theta}_s - (c_s \dot{\theta}_s - k_s \theta_s) \cdot \left[\frac{l^2}{4\pi^2} - r_s^2 (\sin \beta + \mu_s \cos \beta) \left(\sin \beta + \frac{p \cos \beta}{2\pi} \right) \right] \quad (7)$$

2.1.3 蜗轮蜗杆传动动力学方程

同步机构中的蜗轮蜗杆传动, 蜗杆通常为渐开线蜗杆, 相当于一个小齿数、大螺旋角的渐开线圆柱斜齿轮。不考虑轴的横向运动和轴承的摩擦以及蜗轮蜗杆的制造安装误差和齿侧间隙, 并假定蜗轮蜗杆的接触刚度是不随时间变化的固定值, 将蜗轮蜗杆沿啮合面法线方向展开, 其动力学模型如图7所示。

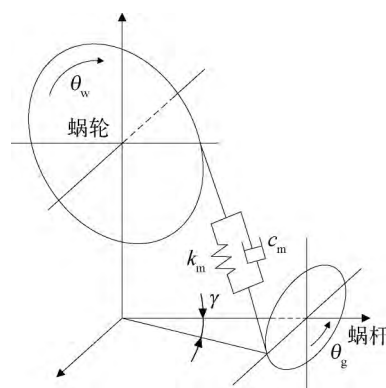


图7 蜗轮蜗杆传动动力学模型

Fig. 7 Dynamics model of worm gear driver

蜗轮蜗杆传动的动力学方程^[16]为

$$T_g - T_{f_g} = I_g \ddot{\theta}_g + r_g c_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) + r_g k_m (r_g \theta_g \cos \lambda - r_w \theta_w \sin \lambda) \quad (8)$$

$$T_{f_w} - T_w = I_w \ddot{\theta}_w - r_w c_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) - r_w k_m (r_g \theta_g \cos \lambda - r_w \theta_w \sin \lambda) \quad (9)$$

式中 I_g 、 I_w 、 r_g 、 r_w 、 θ_g 、 θ_w 、 T_g 、 T_w 、 T_{f_g} 、 T_{f_w} 分别为蜗轮、蜗杆的转动惯量、分度圆半径、角位移、驱动转矩(负载转矩)、齿面摩擦转矩; c_m 、 k_m 为蜗轮蜗

杆传动的接触阻尼和接触刚度; λ 为蜗杆导程角。

齿面摩擦力 $F_f^{[17]}$ 以及 F_f 对蜗轮和蜗杆的齿面摩擦转矩 T_{f_g} 、 T_{f_w} 分别为

$$F_f = \mu_m k_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) + c_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) \quad (10)$$

$$T_{f_g} = r_g F_f \sin \lambda \quad (11)$$

$$T_{f_w} = r_w F_f \cos \lambda \quad (12)$$

式中 μ_m 为摩擦因数。将式(10)代入式(11)、式(12),然后将式(11)、式(12)分别代入式(8)和式(9),得蜗轮和蜗杆的综合动力学方程

$$T_g = I_g \ddot{\theta}_g + (1 + \sin \lambda) r_g c_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) + (1 + \mu_m \sin \lambda) r_g k_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) \quad (13)$$

$$T_w = -I_w \ddot{\theta}_w + (1 + \cos \lambda) r_w c_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) + (1 + \mu_m \cos \lambda) r_w k_m (r_g \dot{\theta}_g \cos \lambda - r_w \dot{\theta}_w \sin \lambda) \quad (14)$$

2.2 作动系统部件 AMESim 模型

通过数学模型的建立,理清了反推力作动系统各部件的计算机理和各类参数、变量的设置和输入输出关系。基于 AMESim 建模时,作为整个作动系统模型的基础,分别使用机械库、基本液压库和液压组件库构建作动系统各部件模型。

2.2.1 作动筒 AMESim 模型

反推力装置的作动筒为双作用单杠旋转液压缸,活塞在承受液压力的同时,通过和丝杠的螺旋运动副,将作动筒的平动转换成转动,驱动由丝杠、蜗轮蜗杆传动部件和软轴组成的同步装置运动。同时,同步装置将平衡力通过软轴反馈在作动筒上。使用 AMESim 软件液压模型库自带的作动筒模型,通过一个三端口平动组件分别连接负载信号 5 和丝杠。该三端口平动组件能保证丝杠螺母部件中的螺母与作动筒速度相同,并且作动筒受到的外力为负载力和平衡力的合力,建立作动筒的 AMESim 模型如图 8 所示,图中 M 为作动筒活塞杆的质量, F 是信号转换模块,将负载

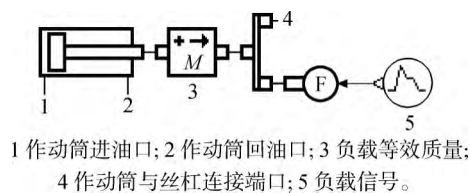


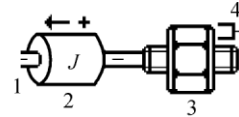
图 8 作动筒 AMESim 模型

Fig. 8 AMESim model of actuator

信号转换为负载力。

2.2.2 丝杠螺母 AMESim 模型

AMESim 机械模型库自带的丝杠螺母模型,该模型的建立考虑了螺纹中径、螺距、接触刚度、接触阻尼和摩擦力等因素对传动性能的影响,满足前文对丝杠螺母传动数学模型的分析。根据前述数学分析,建立丝杠螺母传动的 AMESim 模型如图 9 所示,其中 J 为丝杠的转动惯量。



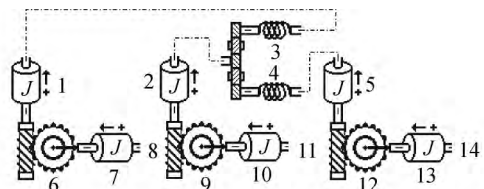
1 丝杠与蜗轮连接端口; 2 丝杠转动惯量;
3 丝杠螺母子模型; 4 丝杠螺母机构与作动筒连接端。

图 9 丝杠螺母部件 AMESim 模型

Fig. 9 AMESim model of screw nut

2.2.3 蜗轮蜗杆部件和同步软轴 AMESim 模型

AMESim 软件机械模型库自带的蜗轮蜗杆模型,该模型考虑了蜗轮蜗杆传动比、蜗轮和蜗杆直径、法向压力角、接触刚度、接触阻尼和齿面摩擦等因素对蜗轮蜗杆传动性能的影响,满足前文对蜗轮蜗杆传动数学模型的分析。根据前述数学分析,建立蜗轮蜗杆传动部件和同步软轴的 AMESim 模型如图 10 所示,图中 J 为各部件对应转动惯量,图中部件 3 和 4 为同步软轴模型,因实际工况中同步软轴在液压油管中转动,润滑充分,且其质量较轻,故此处忽略其摩擦和转动惯量,只考虑扭转刚度的影响。



1、2、5 蜗轮转动惯量; 3、4 同步软轴; 6、9、12 蜗轮蜗杆模块;
7、10、13 蜗杆转动惯量; 8、11、14 蜗轮与丝杠连接端口。

图 10 蜗轮蜗杆和同步软轴 AMESim 模型

Fig. 10 AMESim model of worm gear drive and synchronous soft shaft

2.3 反推作动系统整体 AMESim 模型

以上分别建立了反推作动系统各组成部件的模型,根据图 3 建立液压回路,并根据作动系统工作原理将各部件模型进行连接,设置控制信号,建立反推力装置其中一个半部的作动系统整体的 AMESim 模型如图 11 所示,图中 J 为各部件对

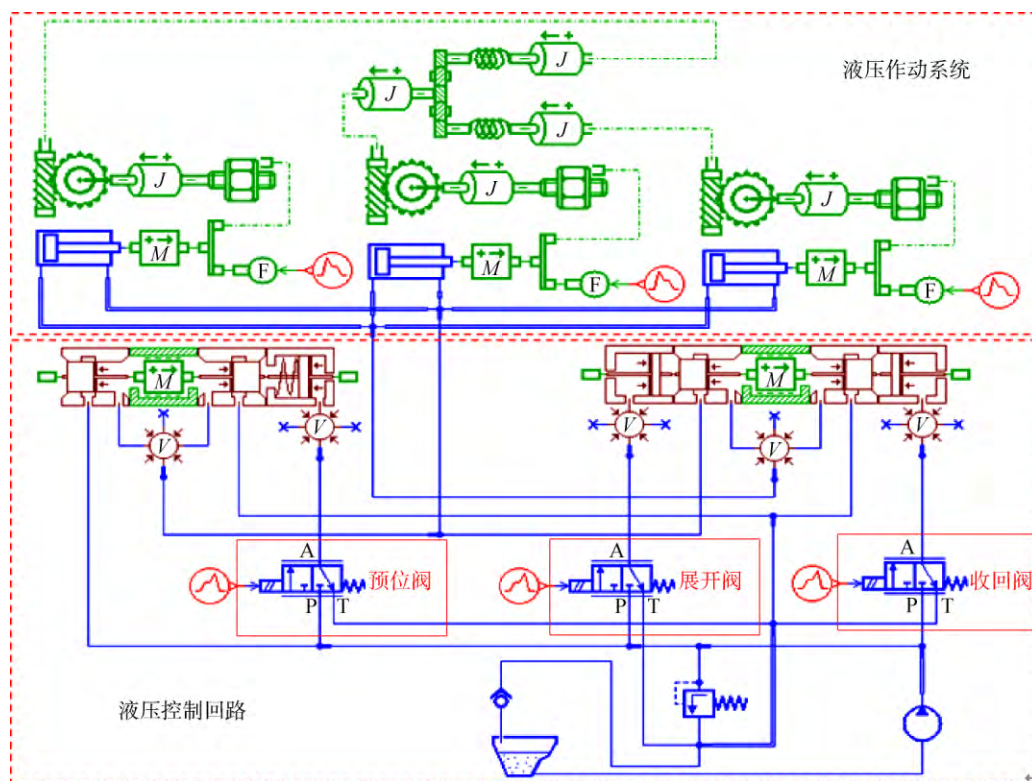


图 11 作动系统整体 AMESim 模型

Fig. 11 AMESim model of actuation system

应的转动惯量, M 为对应的质量, V 为各阀对应的腔体体积, 液压控制回路预位阀、展开阀、收回阀的 P、T、A 分别代表阀的高压进油口、低压回油口和控制油口。

3 仿真及结果分析

以某液压作动系统为对象进行仿真, 其中蜗轮蜗杆与丝杠螺母处于作动筒无杆腔, 腔体充满液压油, 属于润滑状态下的湿摩擦, 同时根据材料性质, 参考机械设计手册, 取摩擦因数为 0.07, 参照文献[18], 作动筒泄漏取 0.01 L/min/MPa 。仿真时, 步长为 0.01 s , 作动筒进口压力为 20.6 MPa , 出口压力为 0.5 MPa , 最大行程为 0.3 m 。预位阀和展开阀从 0 s 起加电, 作动筒伸出; 从 1.5 s 起展开阀断电, 同时收回阀加电, 作动筒收回。

3.1 作动筒不同受力下的同步性仿真

由以上理论分析可知, 当 3 个作动筒的负载力相等时, 每个作动筒的压力、流量、位移曲线将完全相同, 仿真结果也证明如此, 该状况相当于单一作动筒, 状态比较简单, 由于篇幅所限, 在此不列出相关仿真曲线。实际工况中, 由于作动筒安装与制造误差, 同时折流门折转过程中受气流力

变化的影响, 3 个作动筒所受负载力并不相等。为了检验各个作动筒在不同受力作用下的同步性, 仿真时各作动筒在行程范围内分别按不同起始力并斜坡加载来模拟负载力。某作动筒负载力设计为 8000 N , 参考同类机构受力分析[5], 按载荷波动 25% 进行仿真分析, 其中 I 作动筒受力 $6000 \sim 8000 \text{ N}$ 、II 作动筒受力 $8000 \sim 9000 \text{ N}$ 、III 作动筒受力 $9000 \sim 10000 \text{ N}$, 同时为了模拟作动筒运动过程中可能出现的卡滞导致的负载力突变, 作动筒 III 在伸出段 0.5 s 处和收回段 2 s 处叠加了一个 3000 N 的阶跃负载。3 个作动筒在伸出和收回阶段的负载力变化曲线如图 12 所示。

各个作动筒的位移仿真曲线如图 13 所示。其中作动筒伸出用时 0.98 s , 收回用时 1.13 s , 伸出比收回快是由于伸出阶段为液压差动连接, 活塞的有效作用面积较小。图 13 总体上反映了不同受力下各个作动筒仍能实现平稳伸出与收回。实际上, 在 0.5 s 和 2 s 处, 由于 III 作动筒阶跃负载的干扰, 正如图 13 中 0.5 s 处局部细节放大图所示, 各个作动筒的位移并不完全同步。

图 14 为相邻作动筒的位移差曲线, 其变化规律与图 12 负载力变化相关。整个运动过程中, 位移差最大值出现在 II、III 作动筒之间, 为 $70 \mu\text{m}$,

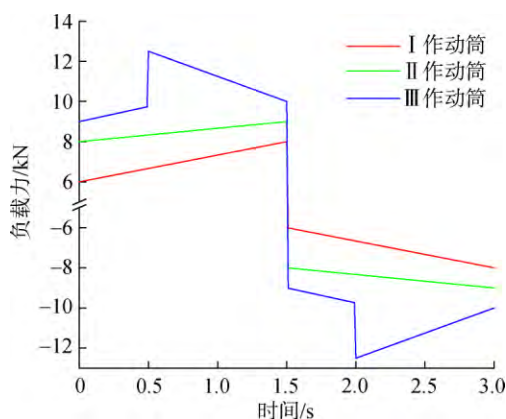


图 12 作动筒负载力曲线

Fig. 12 Load force curves of actuators

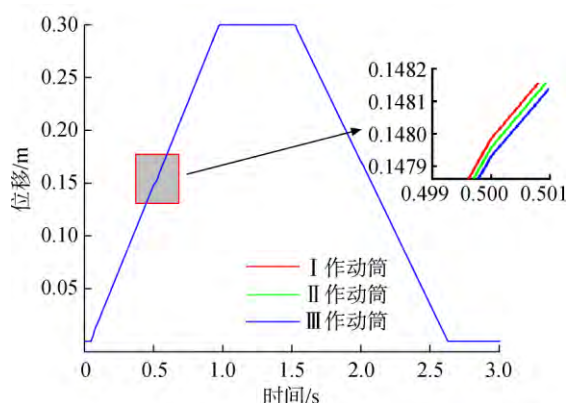


图 13 作动筒位移曲线

Fig. 13 Displacement curves of actuators

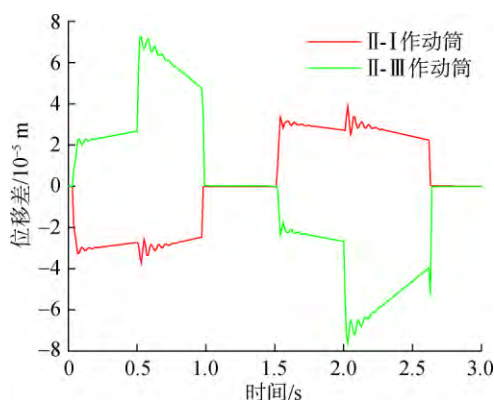


图 14 作动筒位移差曲线

Fig. 14 Displacement difference curves of actuators

占总行程的 0.023%，使移动罩产生的扭转变形几乎可以忽略。

作动筒运动时，由丝杠和蜗轮蜗杆经同步软轴为各个作动筒提供平衡力，使每个作动筒的受力始终自动寻找平衡，并最终趋于一致，从而使其同步运动。3 个作动筒伸出阶段自动平衡过程中

反映在推杆上的力曲线如图 15 所示，其中在 0~0.98s 之间，作动筒伸出，同步装置开始工作，在平衡力的调节下，3 个作动筒实际所受力趋于一致。在 0.5s 处，施加于 III 作动筒的阶跃负载使平衡后的负载力升高，并出现了短暂波动；0.98~1.5s 之间，作动筒伸出到位，同步装置停止工作，平衡力衰减为零，各作动筒的受力恢复为图 12 的变化规律。作动筒收回阶段力的变化规律和伸出阶段相似。

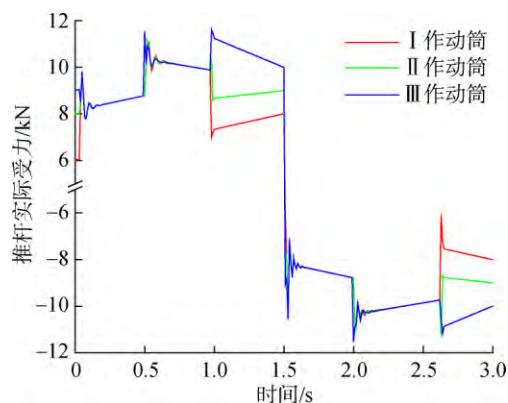


图 15 作动筒平衡过程的受力曲线

Fig. 15 Load force curves of actuators during balance process

由上述分析可知，蜗轮蜗杆、丝杠螺母和软轴为各个作动筒提供了一套自动受力平衡装置，使得每个作动筒在受力不一致的状态下仍能保持同步运动。图 13~图 15 的仿真结果也表明，所建模型的计算结果与工程实际相符。

上述仿真中摩擦与泄漏参数取为定值，实际上，从前面建模过程可知，作动系统中蜗轮蜗杆、丝杠螺母所受的摩擦力以及作动筒油缸活塞的泄漏变化将影响系统的受力。取不同参数组合仿真表明，这些因素对反推力作动系统影响甚微，这主要是因为反推力装置作动系统工作压力高、负载大，摩擦力在数值上不足以有效影响负载驱动力，限于篇幅，本文不在此列出仿真结果。

3.2 丝杠导程角与蜗轮蜗杆减速比对作动系统同步性的影响

由对图 4 作动筒同步机构原理分析可知，蜗轮蜗杆为运动放大机构，而丝杠螺母为运动的缩小机构，其中蜗轮蜗杆减速比与丝杠螺母的导程角选择将影响同步软轴角位移变化的灵敏度，进而影响作动系统的同步性。

取丝杠的导程角 β 分别为 15° 和 30° 进行仿

真,其他工作条件维持与上述仿真一致,不同导程角下相邻作动筒位移差曲线如图 16 所示。可见随着导程角的增大,相邻作动筒的位移差增大,同步性变差。

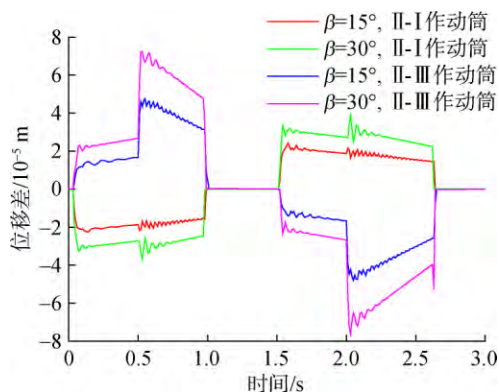


图 16 丝杠导程角对作动系统位移差的影响

Fig. 16 Effect of screw lead angle on displacement difference of actuation system

取蜗轮蜗杆的减速比 i 分别为 6 和 12,类似丝杠螺母变导程角下仿真一样,维持其他条件不变,不同减速比下相邻作动筒位移差曲线如图 17 所示。可见随着减速比增大,相邻作动筒的位移差减小,同步性变好。

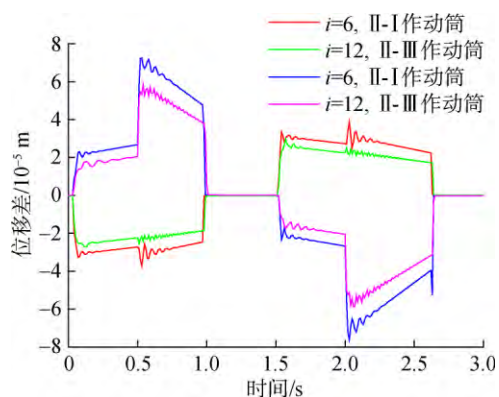


图 17 蜗轮蜗杆减速比对作动系统位移差的影响

Fig. 17 Effect of worm gear transmission ratio on displacement difference of actuation system

3.3 供油压力不足对作动系统位移的影响

设置液压回路的供油压力 p 分别为 14、15、17、18、19 MPa,以模拟液压回路出现故障,供油压力低于正常工作压力的情况。批运行后 II 作动筒伸出位移曲线如图 18 所示, I 作动筒和 III 作动筒位移曲线与 II 作动筒相似。由图可以初步确定当供油压力低于 18 MPa 时,作动筒将不能正常伸出到位。正常伸出和收回的具体临界压力可通过

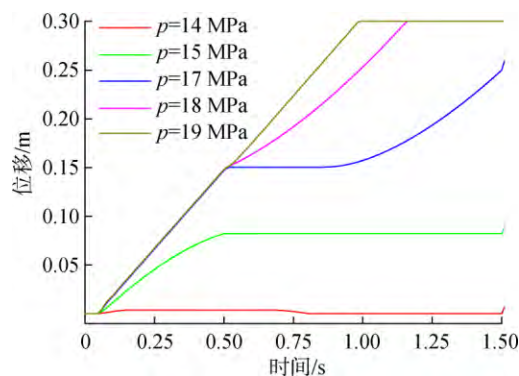


图 18 供油压力对作动系统位移的影响

Fig. 18 Effect of oil supply pressure on displacement of actuation system

更细化的批参数运行进行研究。

此外,系统的频域特性也是评价其工作平稳性的重要指标。在建立系统的 AMEsim 模型后,在 AMEsim 环境下可直接计算系统的频响。经仿真,反推力装置液压作动系统的相角稳定裕度为 78° ,系统具有良好的稳定性。

实际上,反推力装置液压作动系统类似多数工程机械(比如挖掘机、装载机等),系统一般体积大,质量大,惯性大,油缸活塞移动速度慢且平稳,频域特性并不是影响该类系统设计的主要因素^[19-20]。

4 结 论

以液压驱动的叶栅式反推力装置为研究对象,基于 AMEsim 对作动系统建模并进行仿真,结论如下:

1) 反推力装置每个作动筒中的丝杠螺母、蜗轮蜗杆和同步软轴,构成了各个作动筒之间实现力自动平衡的一套装置,能使各个作动筒在受力不同的状况下,仍能实现同步运动。

2) 反推力装置作动系统工作压力高、负载大,蜗轮蜗杆、丝杠螺母所受的摩擦力以及作动筒油缸活塞的泄漏等因素对系统承载能力及输出位移影响甚微。

3) 作动筒中丝杠螺母的导程角、蜗轮蜗杆的减速比影响作动装置的同步性,较大的导程角与较小的减速比,均使同步性变差。

4) 所建模型能模拟作动系统伸出和收回时的参数变化及同步运动,可为反推力装置设计参数选择、受力分析、故障诊断等提供了平台。

参考文献:

[1] 杜刚,金捷. 大型运输机反推力装置[R]. 广东 深圳:大型

- 飞机关键技术高层论坛暨中国航空学会年学术年会, 2007.
- [2] 靳宝林, 邢伟红, 刘殿春. 飞机/发动机推进系统反推力装置[J]. 航空发动机, 2004, 30(4): 48-52, 58.
JIN Baolin, XING Weihong, LIU Dianchun. Thrust reversers of aircraft/ engine propulsion system[J]. Aeroengine, 2004, 30(4): 48-52, 58. (in Chinese)
- [3] YETTER J A. Why do airlines want and use thrust reversers? [R]. NASA TM-109158, 1995.
- [4] AURÉLIO M, PORTO L, SANTOS F J D. Overview of thrust reverse design[R]. Ouro Preto, Brazil: The 18th International Congress of Mechanical Engineering, 2005.
- [5] 张国栋, 王强. 主要几何参数对叶栅式反推力装置性能的影响[J]. 航空动力学报, 2012, 27(1): 145-151.
ZHANG Guodun, WANG Qiang. Influence of cascade configuration on aerodynamic performance of a cascade thrust reverser[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(1): 145-151. (in Chinese)
- [6] 谢业平, 王强, 邵万仁, 等. 叶栅式反推力装置阻流门运动规律对气动性能的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 1297-1302.
XIE Yeping, WANG Qiang, SHAO Wangren, et al. Effect of kinetic mechanism of blocker doors on aerodynamic performance for a cascade thrust reverser[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 1297-1302. (in Chinese)
- [7] 张少军, 王汉平, 何江军, 等. 叶栅式反推装置的受载与传力[J]. 四川兵工学报, 2015, (3): 56-59.
ZHANG Shaojun, WANG Hanping, HE Jiangjun, et al. Load and force transmission of cascade thrust reverser[J]. Journal of Sichuan Ordnance, 2015, (3): 56-59. (in Chinese)
- [8] 施光林, 泮健. 飞机地面模拟试验反推力电液加载系统的实现[J]. 中国工程机械, 2010, 21(1): 42-45.
SHI Guanglin, PAN Jian. Electro-hydraulic force servosystem for simulating thrust in reverse of experimental systems on the ground for airplane[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(1): 42-45. (in Chinese)
- [9] 张艳慧, 秦浩, 王代军. 发动机反推力系统安全性设计[J]. 航空动力学报, 2015, 30(7): 1784-1792.
ZHANG Yanhui, QIN Hao, WANG Daijun. Engine reverser thrust system safety design[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(7): 1784-1792. (in Chinese)
- [10] 何航红. 齿侧间隙对齿轮系统动力学行为的影响[J]. 机械设计与制造, 2012(7): 281-283.
HE Hanghong. Effect of backlash on dynamics behavior of gear system[J]. Machinery Design and Manufacture, 2012(7): 281-283. (in Chinese)
- [11] 李文良. 计及齿面摩擦的斜齿轮传动动态特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- LI Wenliang. Dynamic characteristics research of helical gear transmission with tooth surface friction[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [12] 曾作钦, 赵学智. 啮合刚度及啮合阻尼对齿轮振动影响的研究[J]. 机床与液压, 2010, 38(5): 32-34.
ZENG Zuoqin, ZHAO Xuezhi. Study about the effect of meshing stiffness and meshing damping on gear vibration[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2010, 38(5): 32-34. (in Chinese)
- [13] 常同立. 液压控制系统[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014.
- [14] 高钦和, 马长林. 液压系统动态特性建模仿真技术及应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.
- [15] 吴子英, 刘宏昭, 刘丽兰. 考虑摩擦影响的重型车床横向进给伺服系统建模与分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(7): 86-93.
WU Ziyang, LIU Hongzhao, LIU Lilan. Modeling and analysis of cross feed servo system of heavy duty lathe subjected to friction[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(7): 86-93. (in Chinese)
- [16] 王玉新, 柳杨, 王仪明. 考虑啮合时变刚度和传递误差的齿轮振动分析[J]. 机械传动, 2002, 26(1): 5-8.
WANG Yuxin, LIU Yang, WANG Yiming. Vibration analysis of gear with variable stiffness and transmission error[J]. Journal of Machine and Drive, 2002, 26(1): 5-8. (in Chinese)
- [17] VAISHYA M, SINGH R. Analysis of periodically varying gear mesh systems with coulomb friction using floquent theory[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 243(3): 525-545.
- [18] 周小军, 姜乐华, 高经纬, 等. 基于 AMESim 的液压缸内泄漏仿真分析[J]. 机床与液压, 2012, 40(23): 147-150.
ZHOU Xiaojun, JIANG Lehua, GAO Jingwei. Simulation analysis for inner leakage of hydraulic cylinder based on AMESim[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2012, 40(23): 147-150. (in Chinese)
- [19] 齐海涛, 付永领, 祁晓野, 等. 一体化数字液压作动系统的建模仿真和控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2014, 40(1): 44-47.
QI Haitao, FU Yongling, QI Xiaoye. Modelling, simulation and control of integrated digital hydraulic actuation system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(1): 44-47. (in Chinese)
- [20] 何清华, 张大庆, 郝鹏等. 液压挖掘机工作装置仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(3): 735-746.
HE Qinghua, ZHANG Daqing, HAO Peng, et al. Study on motion simulation of hydraulic excavator's manipulator[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(3): 735-746. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)