

单自由度自动翻转平台力学特性研究

刘晓晨, 王飞, 崔巍, 吴佳佳, 钱鸣, 毛阍康

(上海航天动力技术研究所, 浙江 湖州 313000)

摘要: **目的** 提出一种单自由度自动液压翻转平台, 综合分析其力学特性, 验证是否适用于固体火箭发动机振动试验换向过程。**方法** 根据液压设计理论, 推导液压缸伸缩位移与翻转角度的数学关系, 通过对翻转架进行静力学分析, 确定翻转平台的极限受力位置, 并解析受力与翻转角度之间的具体关系。针对极限受力位置的翻转架连同机架联合体, 进行静应力分析, 验证其稳定性。**结果** 翻转架处于初始水平位置时, 液压缸承受最大压力, 翻转角度为 90° 时, 液压缸受拉轴向力出现最大值。翻转架的应力分布不均匀, 应力最大值出现在其中部, 最大应力值远小于许用应力, 其强度满足应用要求。**结论** 翻转平台的力学性能满足设计和使用要求。另外, 极限位置静力学受力分析和运动过程分析的结合评价方法, 能够合理判定轴支撑翻转类机械装备的力学性能。

关键词: 固体火箭发动机; 翻转平台; 静力分析; 有限元; 振动试验; 液压控制

中图分类号: V416 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-9242(2024)01-0044-08

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2024.01.006

Mechanic Property of Automatic Overturning Platform with Single Degree of Freedom

LIU Xiaochen, WANG Fei, CUI Wei, WU Jiajia, QIAN Ming, MAO Kankang

(Shanghai Space Propulsion Technology Research Institute, Zhejiang Huzhou 313000, China)

ABSTRACT: The work aims to propose an automatic hydraulic overturning platform with single degree of freedom to comprehensively analyze its mechanical characteristics, and verify whether it is suitable for the reversing process of solid rocket motor in vibration tests. According to the hydraulic design theory, the mathematical relationship between the telescopic displacement of the hydraulic cylinder and the overturning angle was derived. Through the statics analysis of the overturning frame, the ultimate stress position of the overturning platform was determined, and the specific relationship between the stress and the overturning angle was analyzed. A static stress analysis was carried out to verify the stability of the overturning frame and the frame combination at the ultimate stress position. When the overturning frame was in the initial horizontal position, the hydraulic cylinder bore the maximum pressure, and when the overturning angle was 90° , the axial force of the hydraulic cylinder under tension appeared the maximum value. The stress distribution of the overturning frame was uneven, with the maximum stress appearing in the middle, which was much smaller than the allowable stress, and the strength met the application requirements. The mechanical performance of the overturning platform meets the design and usage requirements. In addition, based on the combined evaluation method of static force analysis on its extreme positions and analysis on the process of its motion, the mechanical performance of shaft supported overturning mechanical equipment can be reasonably determined.

KEY WORDS: solid propellant rocket engine; overturning platform; static analysis; finite element analysis; vibration test; hydraulic control

收稿日期: 2023-06-24; 修订日期: 2023-11-20

Received: 2023-06-24; Revised: 2023-11-20

引文格式: 刘晓晨, 王飞, 崔巍, 等. 单自由度自动翻转平台力学特性研究[J]. 装备环境工程, 2024, 21(1): 44-51.

LIU Xiaochen, WANG Fei, CUI Wei, et al. Mechanic Property of Automatic Overturning Platform with Single Degree of Freedom[J]. Equipment Environmental Engineering, 2024, 21(1): 44-51.

固体火箭发动机作为战术武器的动力源,在全寿命过程中往往经受序贯和偶发的自然环境作用,环境适应性在武器装备的建设发展中发挥着越来越重要的“试金石”作用^[1-2]。力学环境试验是验证固体火箭发动机工作可靠性的重要方法,能够提前预判产品在使役过程中的抗振特性,也能够揭示其在研发上的薄弱环节,进而为固体动力系统的设计优化提供指引^[3-4]。GJB 150 中第 16 部分振动试验内容指出:固体发动机需要针对轴向、纵向和横向 3 种不同方向进行振动考核试验^[5]。固体发动机常以水平状态存放,振动试验过程中需要对其方向进行转换。现阶段,针对质量和体积小的发动机,通常由人力完成方向转换,但面对大质量比和大长径比的发动机,往往需要借助专用设备^[6]。借助双钩行车换向虽然操作方便,但也存在一定的问题,如因发动机附属的复杂性构件导致的吊绳使用繁多,以及测试传感器存在位置干涉等^[7]。通过双钩行车起吊发动机换向也存在一定的安全隐患,如果在起吊翻转过程中遇到行车故障,极易引发发动机悬吊在空中,进而给火工品故障应急处理带来极大的困难。此外,随着固体发动机技术的发展,大长径比和满装填的发动机越来越多,由此带来了原有工房配备行车的负载不足和改造难度大等问题,制约了振动试验过程中发动机的换向需求,影响了生产效率。

针对翻转换向,市场上存在多种液压结合式的旋转和翻转的单、多自由度变位机,如果仅从应用功能上考虑,尚能满足固体发动机的换向要求,但固体火箭发动机作为火工品,其对应的自动翻转装置应严格具备电气防爆性能^[8]。由此可见,市场上常见的液压式变位机不满足固体发动机的安全换向要求,但其部分设计理论和分析计算流程对固体发动机专用翻转机械的设计依然具有借鉴意义。近几年,诸多学者对变位机的关键部件设计开展了有限元分析和研究,尝试使用有限元方法对翻转设备的可靠性和强度进行精确的设计^[9-13]。王伟等^[11]在分析设备翻转的最危险工况时,采用有限元方法对关键部件的应力进行了分析,证明了某翻转机关键部件的强度满足设计条件。唐艳华等^[12]针对重型变位机的使用要求,对关键部件翻转架完成了静力学分析,通过计算得到了翻转架在翻转过程中的关键受力曲线,然后对受力最大位置的翻转架进行了有限元分析,根据静应力分析结果,判断了翻转架的强度要求。

本文根据振动试验环节中固体发动机的换向动作要求,旨在开展单自由度自动液压翻转平台的力学特性研究。根据液压控制系统设计理论,推导了液压缸伸缩位移与翻转架翻转角度之间的数学关系,通过对翻转架进行静力分析,计算了受力极限位置处的翻转角度,并对受力极限位置的翻转架进

行了静应力分析,为单自由度翻转平台的设计和加工提供了指导。

1 单自由度翻转平台要求及设计

固体火箭发动机翻转平台仅有 1 个转动自由度,可转动角度范围为 $0^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 。整机尺寸为 $4\ 300\ \text{mm}\times 1\ 500\ \text{mm}\times 2\ 260\ \text{mm}$,最大可承重 2 t,三维实体简化模型如图 1 所示。翻转平台主要由机架、液压驱动机构、水平固定机构和垂向移动机构 4 部分组成,其中水平固定机构对翻转过程中的发动机起到夹持和紧固作用,确保翻转过程的承重安全;垂向移动机构用于对翻转过后呈竖直状态的发动机实现侧向移动,便于行车吊装转运至振动试验台。翻转平台由双驱液压执行机构同步支撑,通过液压缸在其轴线方向上的伸缩运动实现翻转。

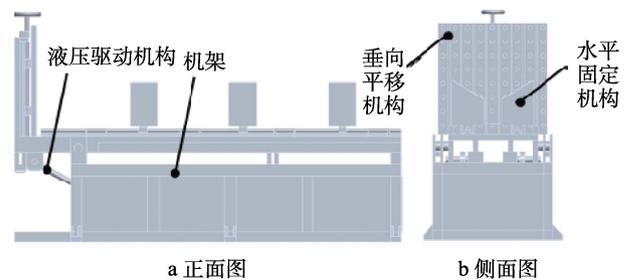


图 1 单自由度翻转平台三维示意图

Fig.1 3D model of automatic hydraulic overturning platform with single degree of freedom: a) front view; b) side view

单自由度自动液压翻转平台属于特种类型的起重设备,依据 GB/T 3811—2008^[8]设计规范,选取适用的承载安全系数。当翻转架由初始水平位置突然加速起升时,翻转件的惯性力作用将会迫使起重力的动载荷突然增大,这就是翻转机械中常见的起重动力效应^[14]。为了解决起重动力效应问题,工程上常用一个大于 1 的起重动载荷系数乘以额定的起重载荷。由于单自由度液压翻转平台的应用对象为火工品,为安全起见,参照起重机械设计规范中 HC₄ 起升状态级别设计,起升动载荷系数取 1.2。

2 液压控制系统设计理论

翻转平台液压控制系统设计的难点在于翻转过程的稳定性分析,首先需要建立液压控制系统的数学传递函数,并通过数学分析,求解液压缸输出位移与翻转角度之间的变化关系,将液压缸位移直接转化为翻转角度,为开展稳定性分析提供计算依据。

建立液压系统的传递函数,首先需要计算出液压缸的位移输出和液压缸-负载的传递函数^[15]。根据阀控液压缸控制的 3 个理论方程^[16-17],整体做拉式变

换,并消除中间变量,能够得到液压缸的总输出位移关系^[18]。考虑到液压负载特性为惯性负载,负载弹簧刚度 $K=0$, 活塞及负载的黏性阻尼系数 B_p 的量值一般很小, 液压缸的总输出位移可表示为:

$$X_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} X_v - \frac{K_{ce}}{A_p} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s\right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)} \quad (1)$$

式中: K_{ce} 为总压力-流量系数; K_q 为流量增益; V_t 为液压系统总压缩容积; A_p 为液压缸有效工作面积; F_L 为作用在活塞上的任意外负载力; ζ_h 为阻尼比系数; X_v 为阀芯位移; β_e 为弹性模量; ω_h 为液压系统固有频率; s 为行程距离。

输入阀芯位移 X_v , 便可得到液压缸总输出位移的传递函数形式, 进一步地, 液压缸-负载的传递函数就可以表示为:

$$\frac{X_p}{Q_L} = \frac{\frac{1}{A_p}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)} \quad (2)$$

式中: Q_L 为负载流量。

假设翻转架的翻转角度为 α , 液压缸与水平面的夹角为 φ , 翻转架的翻转角度与液压缸输出位移之间的关系可以由图 2 来描述。其中, L_1+L_2 为翻转轴到液压缸支点的距离, L 为液压缸和翻转架相交处距离地面的垂直距离。

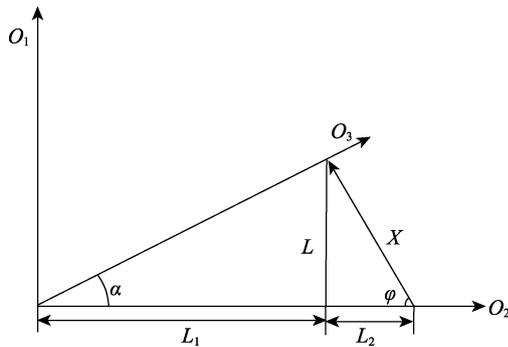


图 2 翻转角度与液压缸位移关系

Fig.2 Relationship between overturning angle and hydraulic cylinder displacement

由图 2 可知, $L=x\sin\varphi$, $L_2=x\cos\varphi$, 且 $L_1+L_2=c$, 整理后化简可得液压缸输出位移与翻转角度之间的关系为:

$$\alpha = c \tan \frac{x \sin \varphi}{c - x \cos \varphi} \quad (3)$$

其中, c 和 φ 都是已知量, 将式 (3) 代入传递函数公式中, 便能由液压缸的输出位移求出翻转架的翻转角度, 从而建立二者之间的直接数学关系, 用于翻转平台的液压控制系统参数设计。

3 翻转架静力学分析

3.1 数学模型构建

翻转架是翻转平台的主体和关键部件, 上部对发动机起到支撑和紧固的作用, 下部与平台机架直接相连, 整体对于翻转平台的结构承载起到重要作用。受力分析方面, 翻转架承载翻转平台所有部件的重力作用 G , 在翻转轴 A 处还受到轴承支座的反作用力 F_{ax} 和 F_{ay} , 在液压缸 B 处承受延轴线方向的轴向力 F_b , 整体受力分析如图 3 所示。

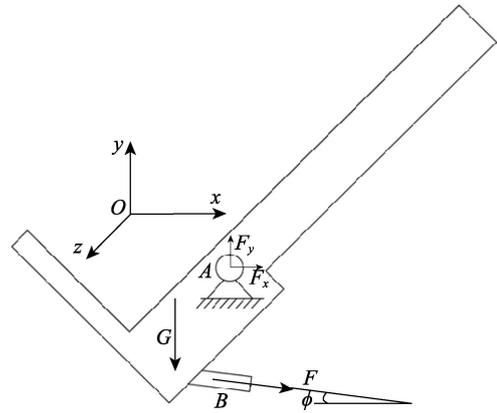


图 3 翻转架受力分析

Fig.3 Force diagram of overturning frame

假设翻转架及承载部件的质量为 m , 如图 4 所示, 翻转轴与翻转架质心位置的相对距离用 e 和 h 表示, 由此可确定翻转架质心围绕翻转轴产生的扭矩数值。根据翻转轴和液压缸位置的力平衡关系, 可得:

$$F_b = -\frac{M}{\cos \varphi (y_a - y_b) + \sin \varphi (x_b - x_a)} \quad (4)$$

$$F_{ax} = \frac{M \cos \varphi}{\cos \varphi (y_a - y_b) + \sin \varphi (x_b - x_a)} \quad (5)$$

$$F_{ay} = \frac{M \sin \varphi}{\cos \varphi (y_a - y_b) + \sin \varphi (x_b - x_a)} + G \quad (6)$$

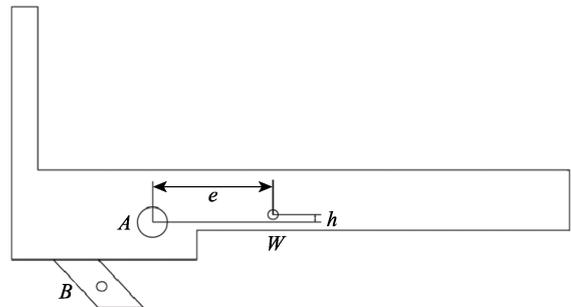


图 4 翻转架质心位置

Fig.4 Center of mass position of overturning frame

式中: (x_a, y_a) 为翻转轴 A 的坐标; (x_b, y_b) 为液压缸支点 B 的坐标; M 为翻转架及翻转部件的重力 G 对

翻转轴 A 的扭矩。

将 F_{ax} 、 F_{ay} 进行反向之后, 即可得到液压缸承载的轴向力 F_b 和翻转轴承载的支反力情况。给定翻转平台任意的翻转角度为 α , 则翻转架及翻转部件重力产生的绕翻转轴的扭矩为:

$$M = mg(ecos\alpha - h\sin\alpha) \quad (7)$$

由式 (7) 可得, 当翻转至 $\pi/4$ 时, 扭矩出现极值, 因此需要计算液压缸沿轴线方向的轴向力 F 和翻转轴支座反力 F_{ax} 、 F_{ay} 随翻转角度 α 的变化情况。

3.2 静力学分析结果

根据式 (4), 经 Matlab 编程运行计算, 得到翻转角度 α 对沿液压缸方向的轴向力 F_b 的影响关系, 如图 5 所示。由变化曲线规律可得, 翻转架处于初始水平位置时, 液压缸受压, 此时轴向力 F_b 的数值为 $-1.25 \times 10^5 \text{ N}$ 。当翻转角度逐渐变大时, 压力逐渐减小, 直至翻转角度为 51.3° 时, 压力为 0。随后, 液压缸受拉, 随着翻转角度的增大, 轴向力逐渐增大, 直至翻转到最大角度 90° 时, 拉力最大, 为 $1 \times 10^5 \text{ N}$ 。

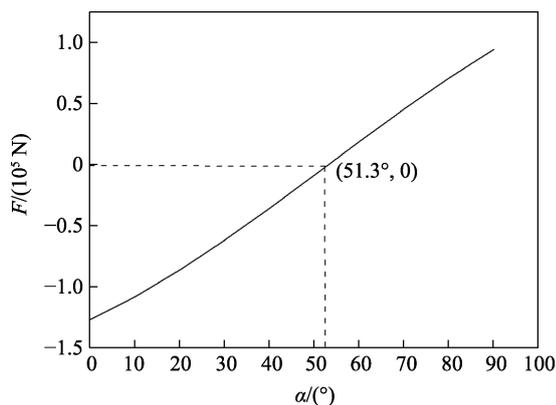


图 5 F_b - α 轴向力影响规律
Fig.5 F_b - α influence of axial force

翻转角度 α 对翻转轴在水平方向上的支反力 F_{ax} 的影响关系如图 6 所示。由变化曲线规律可得, 翻转架处于初始水平位置时, F_{ax} 的方向沿着 x 的正向, 数值为 $1.08 \times 10^5 \text{ N}$ 。当翻转角度逐渐变大时, F_{ax} 逐渐减小, 直至翻转角度为 51.3° 时, 压力为 0。随后, F_{ax} 随着翻转角度的增大而反向增大, 直到呈最大翻转角度 90° 时, F_{ax} 最大, 为 $-8.64 \times 10^4 \text{ N}$ 。

翻转角度 α 对翻转轴在 y 方向上的支反力 F_{ay} 的影响关系如图 7 所示。由图 7 变化曲线规律可得, 翻转架处于初始水平位置时, F_{ay} 的正向最大值为 $8.75 \times 10^4 \text{ N}$ 。当翻转角度逐渐变大时, F_{ay} 逐渐减小至 0。随后, F_{ay} 逐渐反向增大, 当 α 为 90° 时, F_{ay} 出现反向最大值。

翻转架位于 0° 和 90° 极限位置处时, F_b 、 F_{ax} 和 F_{ay} 的具体大小见表 1。当处于水平位置时, 液压缸承

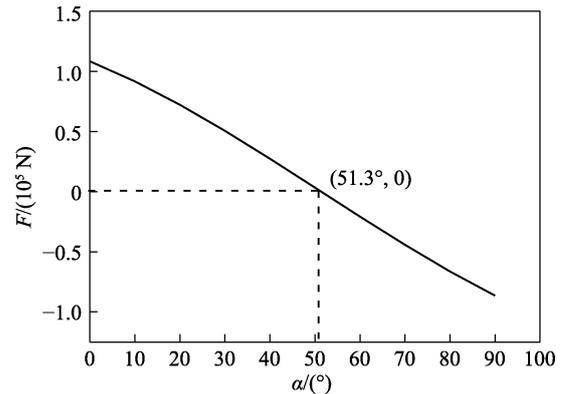


图 6 F_{ax} - α 支反力影响规律
Fig.6 F_{ax} - α influence of support reaction

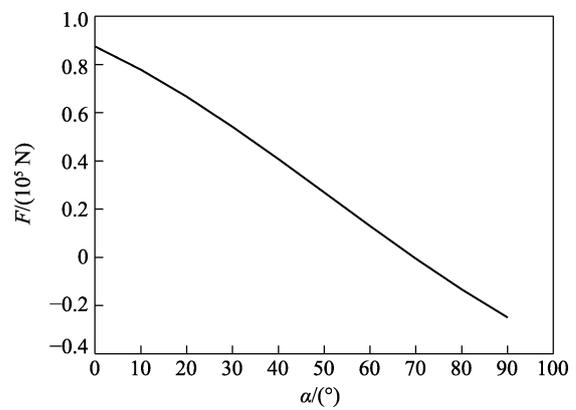


图 7 F_{ay} - α 支反力影响规律
Fig.7 F_{ay} - α influence of support reaction

受最大压力, 大小为 $-1.25 \times 10^5 \text{ N}$, 此时 x 和 y 方向上的支反力同时出现最大值。当翻转角度为 51.3° 时, 轴向力 F 和 x 方向上的支反力变为 0。翻转角度为 90° 时, 液压缸受拉, 此时轴向力 F 出现负向的最大值。由此看来, 水平位置时, 翻转轴和轴承支座承受力较大, 结合水平位置的起重动力效应, 可考虑对水平位置处的翻转架连同机架整体进行有限元静应力分析, 进一步考核翻转架的稳定性。

表 1 极限位置处的受力情况
Tab.1 Stress at extreme position

	N		
	F_b	F_{ax}	F_{ay}
水平位置	-1.25×10^5	1.08×10^5	8.75×10^4
90°	1×10^5	-8.64×10^4	-2.49×10^4

4 翻转架运动过程动力学分析

平稳性对于翻转架的运动过程至关重要, 为支撑翻转过程的平稳性和同步控制, 有必要开展翻转过程划分和受力分析。翻转架的运动包括向上和向下翻转 2 个过程, 2 个翻转过程运动均包括加速、匀速和减速 3 个环节。翻转速度、惯性启停冲击直接影响翻转过程的平稳性, 加速和减速环节中, 翻转架只有通过

如图 8 所示的匀加速和匀减速转换,才能有效地管控翻转过程中的稳定性。然而,液压缸控制执行器件的使役性能往往造成无法实现平稳地匀加速或匀减速,每次作用的模拟量值间存在无规律的偏差,很难做到加减速的平稳性,需要由加减速环节的受力分析特性对模拟量偏差进行补偿。

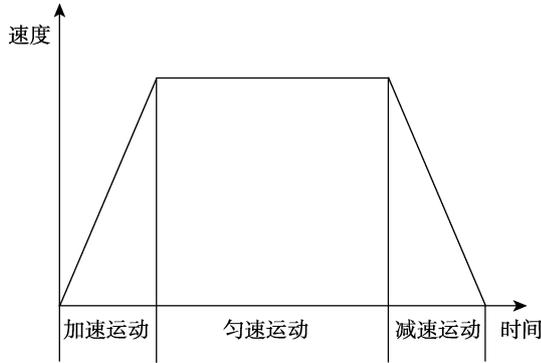


图 8 平稳翻转过程的速度控制曲线
Fig.8 Speed control curve of smooth overturning process

翻转架在上翻转和下翻转过程中的受力情况如图 9 所示。以上翻转为例,翻转架在启动初期,由于克服自身重力和起重动力效应需要较大的油压值,以满足从启动零位到规定压力的蓄积,因此在控制调节时需考虑先启动方向控制阀,将翻转架设定为上翻转状态后,再启动油泵,确保翻转过程的平稳性。溢流阀在非匀速运行环节均需启动,在匀速运行环节设定为自动停止。

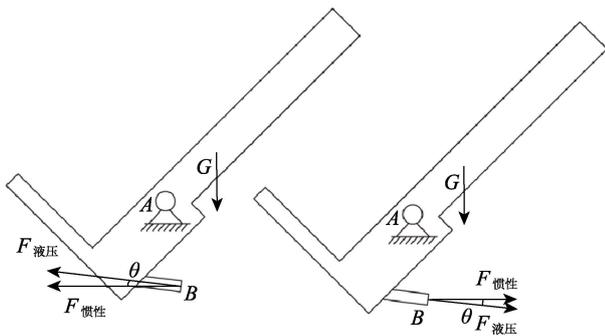


图 9 翻转过程受力分析
Fig.9 Force diagram of overturning process

为取得平稳的控制效果,根据运动过程的受力分析结果,确定翻转过程运行参数。设定非匀速运行环节的角度均为 15°,匀速运行环节角度为 60°,翻转过程各环节的运行参数见表 2,供液压系统控制参数稳定性调节。

5 翻转架连同机架整体强度校核

有限元分析中,静应力分析是判断结构是否合理

表 2 翻转过程运行参数
Tab.2 Operating parameters of overturning process

运行阶段	翻转角度/(°)	液压缸行程/m	运行时间/s
上翻转加速	0~15	0.26	15
上翻转减速	75~90	0.26	15
下翻转加速	90~75	0.26	15
下翻转减速	15~0	0.26	15
匀速运行	15~75	1.04	45

的第一步,也是关键的一步,静应力分析主要考核结构的应力和变形情况^[19-20]。有限元静应力分析理论为:

$$[K] \times \{\zeta\} = \{F\} \tag{8}$$

式中: $[K]$ 代表结构的刚度矩阵; $\{\zeta\}$ 代表结构的节点位移矩阵; $\{F\}$ 代表结构的载荷矩阵。

单自由度液压翻转平台最大起重载荷为 2 t,能够翻转多种大长径比固体火箭发动机。翻转架在整个翻转过程中需要旋转 90°,且在不同时刻的受力状态不同。基于设计安全考虑,应该选择最危险工况对翻转架进行强度计算分析^[21-22]。经分析,理论上的最危险工况为,起重载荷满足设计上限 2 t,翻转架处于水平位置。因为此时翻转架突然以最大加速度运行,动载冲击最大。

5.1 有限元模型建立及前处理

有限元分析结果的可接受程度与模型精确性、约束条件、载荷添加和工程结构的力学特性直接相关^[23-25]。因此,建立有限元模型时,既要充分考虑分析结构的典型特征,又要尽量满足较少的有限元单元和节点数,从而保证计算精度和缩小求解规模^[26]。

利用 PROE 与 Ansys Workbench 之间的无缝接口,将建立的翻转架三维模型导入到 Ansys Workbench 中,应用 Static Structural 模块进行静应力分析。翻转架的材料为普通结构钢,网格划分中,应用 Sizing 功能对翻转架连同机架的每个零件单独设定网格大小,确保最小组件结构尺寸的 1/3 依然大于划分后的网格单元尺寸,单元数量和网格节点数量分别为 61 423 和 120 543,网格划分后的翻转架有限元模型如图 10 所示。

翻转架处于水平位置时,除受到自身重力、翻转

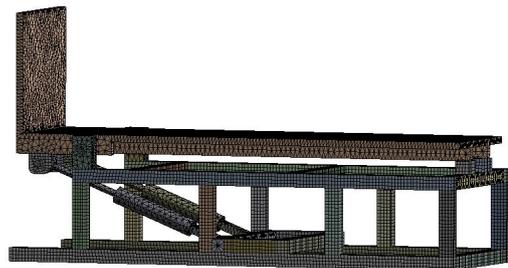


图 10 翻转架有限元模型
Fig.10 Finite element model of overturning frame

件载荷重力作用外, 在与液压缸连接位置还受到沿着液压轴的轴向力。翻转轴通过 2 个主轴承坐落在机架上, 考虑到转动自由度设置, 分别在翻转轴的外圈位置和主轴承的内圈位置添加轴向转动自由度, 其他方向均设为固定约束。针对翻转架自身重力作用的载荷模拟, 添加一个垂直于翻转架上面板向下的重力加速度, 载荷大小为:

$$P_1 = g\xi = 1.2g \quad (9)$$

建立局部坐标系, 使得坐标系的原点位于竖向距离高于翻转架上面板的中心 r 处, 局部坐标系的 z 向为竖直向下。在局部坐标系的原点位置添加一个竖直向下的远端载荷, 用来模拟翻转件的载荷重力作用, 且垂直作用于翻转架的上面板, 翻转件载荷重力作用值为:

$$P_2 = mg\xi r = 17\ 000\ \text{N} \quad (10)$$

式中: m 为翻转件的质量; g 为标注重力加速度; r 取 300 mm。

为了在液压缸位置准确添加沿其轴线方向的轴向力, 建立垂直于液压缸轴截面方向的局部坐标系, 并使 y 方向为垂直于截面方向。翻转支架的载荷施加示意图如图 11 所示, 添加一个 $1.25 \times 10^5\ \text{N}$ 沿着 y 方向的载荷, 模拟液压缸轴线方向的作用力。

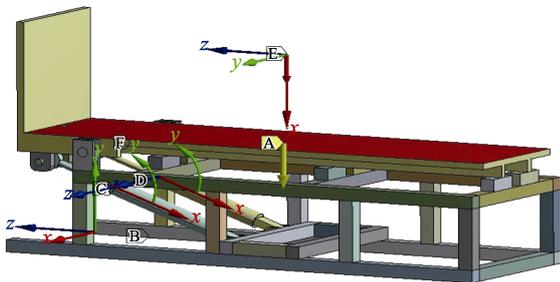


图 11 翻转架载荷施加示意图
Fig.11 Load application diagram of overturning frame

5.2 结果分析与计算

翻转架的材料选用 Q345, 由锻造加工成形, 其抗拉强度为 $\sigma_{b1}=470\ \text{MPa}$, 屈服强度为 $\sigma_{s1}=345\ \text{MPa}$ 。根据 GB/T 3811—2008 设计规范^[8], 因为:

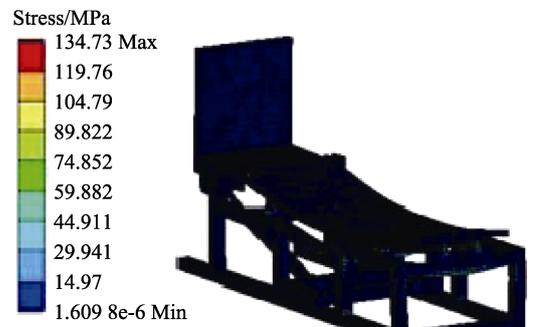
$$\frac{\sigma_{s1}}{\sigma_{b1}} = 0.73 > 0.7 \quad (11)$$

许用应力 $[\sigma_1]$ 为:

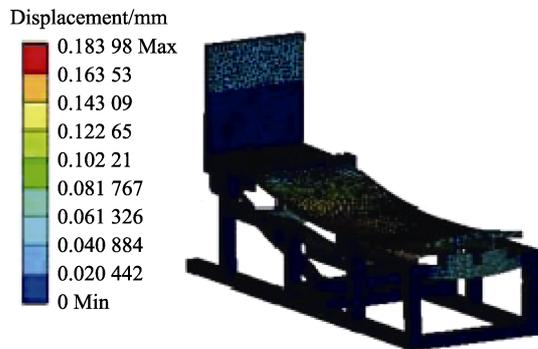
$$[\sigma_1] = \frac{0.5\sigma_{s1} + 0.35\sigma_{b1}}{1.22} \approx 276\ \text{MPa} \quad (12)$$

利用软件的后处理功能, 计算得到翻转架连同机架的整体应力和位移云图, 如图 12 所示。翻转架的最大应力为 134.73 MPa, 最大应力点出现在翻转架的中部, 最小应力为 $1.6 \times 10^{-6}\ \text{MPa}$, 最小应力点出现在翻转架的侧板上。经分析, 最大应力点之所以出现在翻转架的中部, 因为翻转架左侧有轴承座作为支撑,

右侧下方布置有缓冲橡胶垫, 而发动机的均布载荷施加在翻转架的中部, 这样就会导致翻转架的中部弯矩相对较大, 从而导致弯曲应力较大。但是, 最大应力值 134.73 MPa 远小于许用应力 $[\sigma_1]$, 显然, 翻转架的强度满足应用要求。



a 应力云图



b 位移云图

图 12 整体应力云图和位移云图
Fig.12 Overall stress and displacement diagrams:
a) stress diagram; b) displacement diagram

经过求解, 由翻转架连同机架的整体位移云图可知, 满载工况下, 局部、微小的塑性变形主要发生在应力集中区域, 最大变形位置出现在翻转架的中部, 产生了沿作用力加载方向的变形, 最大变形量为 0.18 mm, 在可接受范围内, 扭曲刚度符合要求。由静应力分析结果可以看出, 翻转架的应力分布不均匀, 应力最大值出现在中部。由于翻转架直线长度较大, 可考虑选用屈服强度更大的材料来加工, 以提高翻转架的整体刚度。此外, 对于类似翻转架的大尺寸结构件, 加工成形后, 需要考虑采用振动时效处理进行应力消除。

6 结语

本文针对固体火箭发动机振动试验过程中的换向应用需求, 提出了一种单自由度自动液压翻转平台。通过对翻转平台的关键部件翻转架进行静力学分析和有限元分析, 验证了其强度是否满足要求, 结果表明:

1) 极限位置静力学受力分析和运动过程分析的结合评价方法,能够合理判定轴支撑翻转类机械装备的力学性能,是固体火箭发动机翻转平台结构承载设计合理性的重要依据。

2) 轴向力 F_b 、支反力 F_{ax} 和 F_{ay} 与翻转角度 α 之间存在先单调减小至 0、再反向增大的相关关系,水平位置是翻转架受力的极限位置,液压缸承受最大压力,支座反力同时出现最大值。

3) 基于静力极限位置的有限元分析结果表明,固体火箭发动机翻转平台结构的最大应力位置一般在翻转架的中部。经过强度校验,最大应力值小于标准规定的理论计算值,满足设计规范要求。

参考文献:

- [1] 李高春, 黄卫东, 董可海, 等. 固体火箭发动机全寿命环境载荷分析[J]. 装备环境工程, 2019, 16(3): 101-105.
LI G C, HUANG W D, DONG K H, et al. Environmental Load in Total Life Cycle of Solid Rocket Motor[J]. Equipment Environmental Engineering, 2019, 16(3): 101-105.
- [2] 吴勋, 任宁莉, 冯翔, 等. 固体发动机典型环境载荷分析[J]. 装备环境工程, 2010, 7(6): 103-105.
WU X, REN N L, FENG X, et al. Analysis of Typical Environmental Load of Solid Rocket Motor[J]. Equipment Environmental Engineering, 2010, 7(6): 103-105.
- [3] 马爱军, 刘洪英, 董睿, 等. 振动试验条件在夹具动态特性设计中的考虑[J]. 航天器环境工程, 2013, 30(1): 78-81.
MA A J, LIU H Y, DONG R, et al. Vibration Environmental Test Conditions in Fixture Dynamic Characteristic Design[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2013, 30(1): 78-81.
- [4] 刘晓晨, 陈坚, 崔巍, 等. 固体火箭发动机振动夹具设计及动态特性分析[J]. 强度与环境, 2020, 47(2): 56-63.
LIU X C, CHEN J, CUI W, et al. Design and Analysis of Dynamic Characteristics of Vibration Fixture with Solid Propellant Rocket Engine[J]. Structure & Environment Engineering, 2020, 47(2): 56-63.
- [5] GJB 150.16A—2009, 军用装备实验室环境试验方法第 16 部分: 振动试验[S].
GJB 150.16A—2009, Environmental Testing Methods for Military Equipment Laboratories Part 16: Vibration Test[S].
- [6] 彭西来, 张以良, 喻龙, 等. 一种固体火箭发动机自动翻转装置: CN208265637U[P]. 2018-12-21.
PENG X L, ZHANG Y L, YU L, et al. An Automatic Turning Device for a Solid Rocket Motor: CN208265637U[P]. 2018-12-21.
- [7] 刘晓晨, 崔巍, 吕萍, 等. 一种固体火箭发动机自动换向装置: CN111204691A[P]. 2020-05-29.
LIU X C, CUI W, LYU P, et al. An Automatic Reversing Device for a Solid Rocket Motor: CN111204691A[P]. 2020-05-29.
- [8] GB/T 3811—2008, 起重机设计规范[S].
GB/T 3811—2008, Design Rules for Cranes[S].
- [9] 邓援超, 周谟林, 陈华, 等. 基于有限元对卸料机翻转框架的轻量化设计[J]. 包装工程, 2018, 39(1): 126-131.
DENG Y C, ZHOU M L, CHEN H, et al. Lightweight Design of Turn Frame for Unloading Machine Based on Finite Element Analysis[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(1): 126-131.
- [10] 高志晶, 朱殿瑞. 矿井多功能铲运车关键件的动态仿真分析[J]. 机械研究与应用, 2013, 26(4): 44-46.
GAO Z J, ZHU D R. Dynamic Simulation Analysis of the Key Parts of Mine Multifunctional Fork Lift Truck[J]. Mechanical Research & Application, 2013, 26(4): 44-46.
- [11] 王伟, 陈再玉, 赵晓磊, 等. 大型立式容器翻转机旋转支架的有限元分析[J]. 重型机械, 2016(1): 79-82.
WANG W, CHEN Z Y, ZHAO X L, et al. Finite Element Analysis for the Rotating Frame of Large Vertical Vessel Turning Machine[J]. Heavy Machinery, 2016(1): 79-82.
- [12] 唐艳华, 赵永生. 重型变位机翻转架的受力分析[J]. 重型机械, 2015(2): 60-64.
TANG Y H, ZHAO Y S. Force Analysis of Heavy Positioner's Turnover Frame[J]. Heavy Machinery, 2015(2): 60-64.
- [13] 王伟, 陈再玉, 储乐平, 等. 大型立式容器翻转机的运动动力学仿真[J]. 重型机械, 2015(3): 66-70.
WANG W, CHEN Z Y, CHU L P, et al. Kinematics and Dynamics Simulation of Large Vertical Vessel Turning Machine[J]. Heavy Machinery, 2015(3): 66-70.
- [14] 赵丽梅. 大型自动翻转机液压系统设计[J]. 液压与气动, 2011(2): 71-73.
ZHAO L M. Design of Heavy-Duty Automatic Turnover Machine Hydraulic System[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2011(2): 71-73.
- [15] 王慧, 刘颖. 基于模糊控制的带钢跑偏电液伺服系统研究[J]. 测控技术, 2014, 33(11): 63-66.
WANG H, LIU Y. Research on Electrical-Hydraulic Servo System for Steel Strip Deviation Based on Fuzzy Control[J]. Measurement & Control Technology, 2014, 33(11): 63-66.
- [16] 孙衍石, 靳宝全, 熊晓燕. 电液伺服比例阀控缸位置控制系统 AMESim/Matlab 联合仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(4): 38-42.
SUN Y S, JIN B Q, XIONG X Y. Research United Simulation of Electro-Hydraulic Servo-Proportional Valve Controlled Cylinder Servo Position System[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009, 29(4): 38-42.
- [17] 何汪洋, 姜莉莉. 基于柴油机机体清洗设备行程同步问题的建模[J]. 化工自动化及仪表, 2014, 41(2): 185-187.
HE W Y, JIANG L L. Modeling of Issues Concerning Schedule Synchronization of Equipment Diesel Engine Cleaning[J]. Control and Instruments in Chemical Industry, 2014, 41(2): 185-187.

- [18] 王雯. 立式电泳液压翻转架的动态特性仿真与研究[D]. 长沙: 中南大学, 2012.
WANG W. Simulation and Research on Dynamic Characteristics of Vertical Electrophoresis Hydraulic Overturning Frame[D]. Changsha: Central South University, 2012.
- [19] 牛石从. 基于 Simulink 的高速插秧机液压仿形系统动态特性仿真分析[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2011.
NIU S C. Simulation and Analysis of Dynamic Characteristics of Hydraulic Profiling System of High-Speed Transplanter Based on Simulink[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2011.
- [20] 涂继鹏, 刘祖国, 张大斌. 基于 ANSYS 的烟框提升机框架力学特性分析[J]. 贵州大学学报(自然科学版), 2017, 34(2): 32-34.
TU J P, LIU Z G, ZHANG D B. Mechanical Characteristics Analysis of Cigarette Frame Hoist Frame Based on ANSYS[J]. Journal of Guizhou University (Natural Sciences), 2017, 34(2): 32-34.
- [21] 段小锋. 工业滤筒除尘器结构强度研究[D]. 西安: 长安大学, 2017.
DUAN X F. Research on the Structure Strength of Industrial Cartridge Filter[D]. Xi'an: Changan University, 2017.
- [22] 龚志才, 何柳洋, 付会鹏, 等. 重型叉车前驱动桥桥壳结构强度研究[J]. 机电工程, 2021(2): 204-209.
GONG Z C, HE L Y, FU H P, et al. Structural Strength for Front Drive Axle Housing Of heavy-Duty Forklift[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2021(2): 204-209.
- [23] 唐艳华, 赵云峰, 祁荣先, 等. 变位机用转盘轴承的载荷分析与仿真[J]. 机械设计, 2011, 28(5): 10-14.
TANG Y H, ZHAO Y F, QI R X, et al. Load Analysis and Simulation of Slewing Bearings Used for Positioner[J]. Journal of Machine Design, 2011, 28(5): 10-14.
- [24] 何子煜. 冲击载荷下液压支架的力的传递特性分析[J]. 机械管理开发, 2019, 34(5): 127-129.
HE Z Y. Analysis of Force Transfer Characteristics of Hydraulic Support under Impact Load[J]. Mechanical Management and Development, 2019, 34(5): 127-129.
- [25] 卢山, 张晓旻. 探空火箭箭头随机振动仿真分析[J]. 兵器装备工程学报, 2017, 38(5): 73-77.
LU S, ZHANG X M. Random Vibration Simulation of Sounding Rocket Warhead[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2017, 38(5): 73-77.
- [26] 丁振森, 刘巧伶. 载货汽车车架的有限元分析[J]. 装备机械, 2018(4): 15-20.
DING Z S, LIU Q L. Finite Element Analysis of Truck Chassis[J]. The Magazine on Equipment Machinery, 2018(4): 15-20.