

文章编号: 1671-0576(2026)02-0039-07

# 楔形锁紧装置的力学分析

黄海涛, 刘 阳, 谢春辉

(上海无线电设备研究所, 上海 201109)

**摘 要:** 通过对楔形锁紧装置的理论受力分析, 推导了锁紧装置各级压力的精确解, 并揭示了压力的影响规律。分析表明: 由于摩擦力的存在, 随着锁紧装置锁紧块序号的增大, 锁紧块斜面间的压力逐级衰减, 进而导致锁紧装置对电子模块或导槽侧面的压力也相应减小。同时, 构建了楔形锁紧装置的有限元仿真模型并进行了静力学仿真。仿真结果表明, 仿真计算与理论计算的结果高度吻合, 验证了楔形锁紧装置力学分析的正确性。研究结果为楔形锁紧装置的实际应用提供了理论支撑, 并为提升军用电子设备连接的可靠性与稳定性奠定了坚实基础。

**关键词:** 楔形锁紧装置; 力学分析; 有限元仿真

**中图分类号:** TH131.9

**文献标志码:** A

**DOI:** 10.3969/j.issn.1671-0576.2026.02.006

## Force Analysis of Wedge Locking Device

HUANG Haitao, LIU Yang, XIE Chunhui

(Shanghai Radio Equipment Research Institute, Shanghai 201109, China)

**Abstract:** Through theoretical force analysis of the wedge locking device, the exact solutions for the pressure of each stage of the locking device were derived, and the influencing laws of the pressure were revealed. The analysis indicates that, owing to the presence of friction, the contact pressure between inclined surfaces of each stage of the wedge locking device gradually decays with the increase in the stage number; consequently, the pressure exerted by the locking device on the side surface of electronic modules or guide channels also decreases accordingly. Meanwhile, a finite-element simulation model of the wedge locking device was constructed, and statics simulation was performed. The force results from simulation calculations show a high degree of agreement with theoretical calculations, effectively verifying the correctness of the force analysis of the wedge locking device. These findings provide theoretical support for the practical application of the wedge locking device and lay a solid foundation for enhancing the reliability and stability of connections in military electronic equipment.

**Key words:** wedge locking device; force analysis; finite-element simulation

## 0 引言

随着国防科技工业的迅猛发展,军用电子设备的集成度日益提升,结构设计也日趋紧凑<sup>[1-2]</sup>。这种高集成小型化的趋势,使得军用电子设备在恶劣环境下的可靠性及可维护性面临更大挑战。此类设备不仅需要在高低温、强振动、强冲击等恶劣环境下稳定可靠运行,同时还应满足快速维护的需求。

现场可更换模块(line replaceable module, LRM)随着军用电子设备技术的发展应运而生,并在航空、航天等领域得到广泛应用<sup>[3-10]</sup>。其核心机制是通过两侧楔形锁紧装置实现上架导槽内的顺畅插拔和刚性固定<sup>[11]</sup>。该结构设计兼具快速插拔、安全锁紧及完全模块化等功能,这不仅利于设备快速组装和升级,也使其能灵活应对复杂作战环境与多样化任务的需求。

楔形锁紧装置作为LRM与机架间的关键连接部件,具有安装可靠性高、环境适应性好、锁紧与解锁快捷等特点。然而,在实际使用过程中,该装置也暴露出一些问题。例如,某航天单机在试验过程中因楔形锁紧装置松脱引发异响故障。故障树分析显示,近半数底事件与楔形锁紧装置相关<sup>[12]</sup>,这不仅影响了装备的正常运行,还可能对军事任务执行造成严重后果。因此,对楔形锁紧装置开展力学性能研究,对提高设备的可靠性与稳定性具有重要意义。

目前已有部分学者对楔形锁紧装置开展了研究。龙湛<sup>[12]</sup>针对某航天单机分析了楔形锁紧装置的质量问题,指出了可能出现的故障模式,但未涉及受力分析。胡玉琴等<sup>[13]</sup>对楔形锁紧装置的力学性能进行了研究,通过变形协调条件等方法建立了锁紧扭矩和保持力之间的关系,并与试验数据进行了比对,但未考虑到楔形面受力的逐级衰减,给出的力学表达式不够准确。李文刚等<sup>[14]</sup>分析了楔形锁紧装置螺纹锁死的故障现象和失效机理,提出了改进措施,并对改进后的锁紧装置进行了拆卸试验、耐久振动试验和使用情况跟踪,但未进行受力分析,未从力学角度揭示失效原因。

本文对楔形锁紧装置的内部结构部件开展受力情况理论分析,并通过有限元方法解释其内部

应力分布情况,研究结果为该装置的实际应用提供理论支撑,有助于进一步提升军用电子设备的可靠性和稳定性。

## 1 工作原理

楔形锁紧装置是一种基于楔形原理实现机械部件快速锁紧与解锁的装置。其工作原理为:通过锁紧螺杆旋转产生轴向力,推动楔形锁紧块相对运动,将旋转运动转换为直线运动,从而产生压紧力。图1为典型的5节式楔形锁紧装置结构图,主要由推动块、上升滑动块、平移滑动块、固定块、中轴、锁紧螺杆及销钉等组成,其中推动块、上升滑动块、平移滑动块和固定块均为楔形锁紧块。对于3节式等其他楔形锁紧装置,其结构形式和工作原理与5节式类似。不失一般性,本文以5节式结构为例,进行锁紧装置的力学分析。

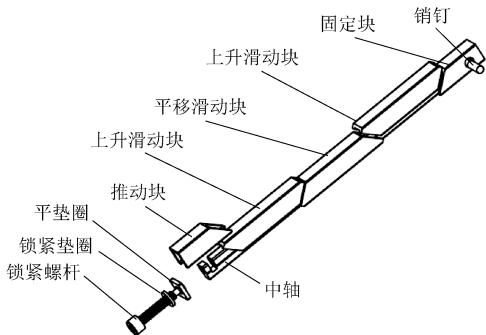


图1 5节式楔形锁紧装置结构图

楔形锁紧装置通过螺钉安装在电子模块两侧,电子模块一般安装有集成式电连接器。带锁紧装置的电子模块如图2所示。

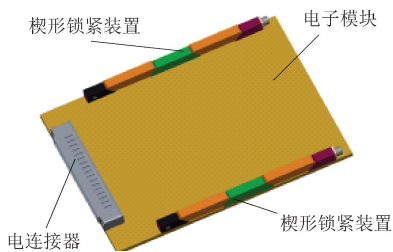


图2 带锁紧装置的电子模块

当带锁紧装置的电子模块沿机箱(或机架)导槽装入并安装到位后,电子模块上的电连接器与机箱底部的母板完成对接,实现系统的电气连接。随后,拧紧锁紧螺杆,推动块沿轴向向前运动,各

滑动块在其楔形斜面的作用下向前运动,上升滑动块同步向上运动,直至与导槽侧面紧密接触,从而使模块一侧被压紧,完成电子模块在机箱内的安装固定。带锁紧装置的电子组合如图3所示。

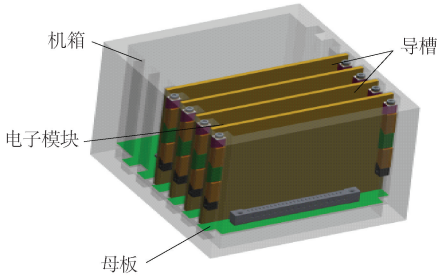


图3 带锁紧装置的电子组合

## 2 理论受力分析

### 2.1 受力分析

为了便于受力分析,从推动块开始对锁紧装置的锁紧块依次编号为锁紧块1~锁紧块5,锁紧装置的受力情况如图4所示,其中 $\alpha$ 为锁紧装置锁紧块的斜面倾角。

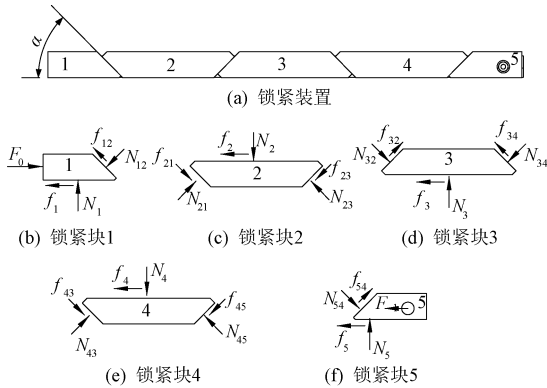


图4 锁紧装置受力情况

在图4中: $F_0$ 为锁紧螺杆给锁紧块1的锁紧轴向力; $N_1, N_3, N_5$ 和 $f_1, f_3, f_5$ 为锁紧块1,3,5和电子模块间的压力和摩擦力; $N_2, N_4$ 和 $f_2, f_4$ 为锁紧块2,4和导槽侧面间的压力和摩擦力; $N_{12} \sim N_{45}$ 和 $f_{12} \sim f_{45}$ 为后一锁紧块给前一锁紧块的压力和摩擦力, $N_{21} \sim N_{54}$ 和 $f_{21} \sim f_{54}$ 为相应的反作用力; $F_1$ 为销钉给锁紧块5的轴向力。

设锁紧块斜面间、锁紧块与电子模块间、锁紧块与导槽侧面间的摩擦系数分别为 $\mu_1, \mu_2, \mu_3$ ,建立各锁紧块水平和垂直方向的受力平衡方程组。针对锁紧块1,其受力平衡方程组为

$$\begin{cases} F_0 = f_1 + f_{12} \cos \alpha + N_{12} \sin \alpha \\ N_1 + f_{12} \sin \alpha = N_{12} \cos \alpha \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$f_{12} = N_{12} \mu_1, \quad f_1 = N_1 \mu_2 \quad (2)$$

求解式(1),得到锁紧块1与电子模块间的压力 $N_1$ ,以及锁紧块2给锁紧块1的压力 $N_{12}$ ,其计算公式为

$$\begin{cases} N_1 = \frac{1 - \mu_1 \tan \alpha}{\mu_1 + \mu_2 + \tan \alpha - \mu_1 \mu_2 \tan \alpha} F_0 \\ N_{12} = \frac{1}{(\mu_1 + \mu_2 + \tan \alpha - \mu_1 \mu_2 \tan \alpha) \cos \alpha} F_0 \end{cases} \quad (3)$$

因锁紧块2、锁紧块4的受力情况基本一致,以锁紧块2为例进行受力分析。锁紧块2受力平衡方程组的表达式为

$$\begin{cases} N_{21} \sin \alpha + f_{21} \cos \alpha = N_{23} \sin \alpha + f_{23} \cos \alpha + f_2 \\ N_{21} \cos \alpha + N_{23} \cos \alpha = f_{21} \sin \alpha + f_{23} \sin \alpha + N_2 \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$\begin{aligned} f_{21} &= N_{21} \mu_1, \quad f_{23} = N_{23} \mu_1, \\ f_2 &= N_2 \mu_3, \quad N_{21} = N_{12} \end{aligned} \quad (5)$$

求解式(4),得到锁紧块2与导槽侧面间的压力 $N_2$ ,以及锁紧块3给锁紧块2的压力 $N_{23}$ ,其计算公式为

$$\begin{cases} N_2 = (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha)(1 + k_1) N_{12} \\ N_{23} = k_1 N_{12} \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$k_1 = \frac{\mu_1 - \mu_3 + \tan \alpha + \mu_1 \mu_3 \tan \alpha}{\mu_1 + \mu_3 + \tan \alpha - \mu_1 \mu_3 \tan \alpha} \quad (7)$$

锁紧块3的压紧对象与锁紧块2、锁紧块4有所差异,因此摩擦系数不同,锁紧块3受力平衡方程组的表达式为

$$\begin{cases} N_{32} \sin \alpha + f_{32} \cos \alpha = N_{34} \sin \alpha + f_{34} \cos \alpha + f_3 \\ N_{32} \cos \alpha + N_{34} \cos \alpha = f_{32} \sin \alpha + f_{34} \sin \alpha + N_3 \end{cases} \quad (8)$$

其中

$$\begin{aligned} f_{32} &= N_{32} \mu_1, \quad f_{34} = N_{34} \mu_1, \\ f_3 &= N_3 \mu_2, \quad N_{32} = N_{23} \end{aligned} \quad (9)$$

求解式(8),可以得到锁紧块3与电子模块的压力 $N_3$ ,以及锁紧块4给锁紧块3的压力 $N_{34}$ ,其计算公式为

$$\begin{cases} N_3 = (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha)(1 + k_2) N_{23} \\ N_{34} = k_2 N_{23} \end{cases} \quad (10)$$

其中

$$k_2 = \frac{\mu_1 - \mu_2 + \tan\alpha + \mu_1\mu_2 \tan\alpha}{\mu_1 + \mu_2 + \tan\alpha - \mu_1\mu_2 \tan\alpha} \quad (11)$$

建立锁紧块 5 的受力平衡方程组,即

$$\begin{cases} N_{54} \sin\alpha + f_{54} \cos\alpha = F_1 + f_5 \\ N_{54} \cos\alpha = f_{54} \sin\alpha + N_5 \end{cases} \quad (12)$$

其中

$$f_{54} = N_{54}\mu_1, f_5 = N_5\mu_3, N_{54} = N_{45} \quad (13)$$

求解式(12),得到锁紧块 5 和电子模块间的压力  $N_5$ ,以及销钉给锁紧块 5 的轴向力  $F_1$ ,其计算公式为

$$\begin{cases} N_5 = (\cos\alpha - \mu_1 \sin\alpha) N_{45} \\ F_1 = \sin\alpha (1 + \mu_1 - \mu_3 + \mu_1\mu_3) N_{45} \end{cases} \quad (14)$$

在电子组合中,摩擦系数一般相差不大,为了计算方便, $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  可统一为  $\mu$ ,并设  $\alpha = 45^\circ$ 。简化式(3)、式(6)、式(10)和式(14),并给出了锁紧块 4 的受力公式,可得

$$\begin{cases} N_1 = \frac{1 - \mu}{1 + 2\mu - \mu^2} F_0 \\ N_{12} = \frac{\sqrt{2}}{1 + 2\mu - \mu^2} F_0 \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} N_2 = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \mu) \left(1 + \frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2}\right) N_{12} \\ N_{23} = \frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2} N_{12} \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} N_3 = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \mu) \left(1 + \frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2}\right) N_{23} \\ N_{34} = \frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2} N_{23} \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} N_4 = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \mu) \left(1 + \frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2}\right) N_{34} \\ N_{45} = \frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2} N_{34} \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} N_5 = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \mu) N_{45} \\ F_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 + \mu^2) N_{45} \end{cases} \quad (19)$$

由式(16)~式(18)可知,楔形锁紧装置各级斜面之间的压力,均与前级斜面压力成线性关系,且随着级数增加逐步衰减。

## 2.2 压力计算

电子模块安装到机箱后,为保证模块的可靠连接,需按工艺文件或产品手册规定的力矩进行锁紧螺栓拧紧操作。预紧力矩与锁紧轴向力的关系式<sup>[15]</sup>为

$$T = KF_0 d \quad (20)$$

式中: $T$ 为预紧力矩; $K$ 为扭矩系数; $d$ 为螺纹大径。

锁紧装置额定拧紧力矩为 0.68 Nm,锁紧螺杆螺纹为 M2.5,扭矩系数  $K$  一般取 0.15~0.20。考虑到所用垫圈及螺纹副均未采取润滑措施,因此  $K$  取 0.20。根据式(20),计算可得拧紧后锁紧轴向力  $F_0$  为 1 360 N。

锁紧装置拧紧时,锁紧螺杆的轴向预紧力转化为垂直于模块平面的压力。5 节式锁紧装置总压力  $N$  为  $N_2, N_4$  的合力,同时也等于  $N_1, N_3, N_5$  的合力,即

$$N = N_2 + N_4 = N_1 + N_3 + N_5 \quad (21)$$

从计算过程可以发现,锁紧块的受力情况理论上仅与其前级相关,而与后级无关。锁紧装置的总压力随级数的增加而增大。然而,随着锁紧块序号的增大,锁紧块斜面间的压力会逐级衰减。因此,从锁紧块 2 开始,锁紧装置对电子模块或者导槽侧面的压力也逐级衰减。

根据式(15)~式(19),得到化简后的电子模块的压力表达式为

$$N = \frac{2(1 - \mu^2)}{(1 + 2\mu - \mu^2)^2} \left[1 + \left(\frac{1 + \mu^2}{1 + 2\mu - \mu^2}\right)^2\right] F_0 \quad (22)$$

式(22)揭示了电子模块压力  $N$  与锁紧轴向力  $F_0$  的关系:两者成正比。锁紧轴向力  $F_0$  越大,电子模块的压力  $N$  越大。

## 2.3 摩擦系数影响

锁紧轴向力  $F_0$  取 1 360 N,在摩擦系数  $\mu$  的选取范围为 0.05~0.40、步进为 0.05 的条件下,计算得到的电子模块的压力数据如表 1 所示。可以看出:随着摩擦系数  $\mu$  的增大,锁紧块斜面间的压力逐级减小,电子模块的压力  $N$  也随之减小;当摩擦系数  $\mu$  较小时,电子模块压力  $N$  大于锁紧轴向力  $F_0$ ,锁紧装置应具有把  $F_0$  放大的作用;但是当摩擦系数  $\mu$  为 0.40 时,电子模块压力

$N$  小于锁紧轴向力  $F_0$ 。通过计算可知,摩擦系数  $\mu$  为 0.373 8 为临界点,当摩擦系数大于 0.373 8 时,锁紧装置不再具有把锁紧轴向力放大的作用。

表 1 电子模块的压力随摩擦系数变化数据表

序号	$\mu$	$N_1/N$	$N_2/N$	$N_3/N$	$N_4/N$	$N_5/N$	$N/N$
1	0.05	1 177.2	2 252.5	2 057.6	1 879.5	897.2	4 132.0
2	0.10	1 028.6	1 901.6	1 613.9	1 369.8	628.9	3 271.4
3	0.15	904.9	1 629.2	1 304.0	1 043.7	464.0	2 672.9
4	0.20	800.0	1 411.8	1 079.6	825.6	357.7	2 237.3
5	0.25	709.6	1 234.0	912.1	674.2	286.5	1 908.2
6	0.30	630.5	1 085.6	783.6	565.7	237.1	1 651.3
7	0.35	560.4	959.1	682.5	485.6	201.9	1 444.7
8	0.40	497.6	849.5	600.9	425.0	176.1	1 274.5

为保证电子模块的可靠安装,需控制锁紧螺杆的预紧力矩,在保证结构强度的前提下确保锁紧轴向力足够大,同时降低锁紧装置各接触面及导槽侧面粗糙度,减小摩擦系数,提高锁紧装置将锁紧轴向力转化为电子模块压力的放大倍数。

### 3 有限元静力学分析

为进一步分析楔形锁紧装置的受力情况,本文使用 ANSYS Workbench 有限元分析软件进行仿真,并将仿真结果与理论计算结果进行对比。

#### 3.1 有限元建模

利用三维建模软件 Creo,根据产品外形尺寸图建立了带楔形锁紧装置的电子组合三维模型。考虑到实际产品结构中存在倒角、圆角,通孔等细节设计,而这类设计具有细小特征和高曲率特征,这些特征不仅会影响网格划分质量,增加计算时间,甚至可能导致有限元计算结果出错<sup>[16]</sup>。因此,需要对模型进行轻量化处理,在保证求解精度的前提下简化其结构。

为了简化分析并降低计算量,把机箱简化为机箱两侧导槽,省略了不影响受力分析的电连接器。在软件中对各零件设置合适网格大小,采用六面体和四面体网格对结构进行网格划分,得到其有限元模型。带楔形锁紧装置的电子组合简化模型如图 5 所示,锁紧装置模型如图 6 所示,其中模型节点数量为 639 885,网格数量为 219 218。

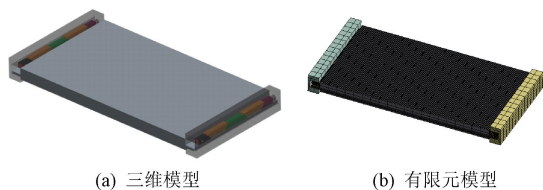


图 5 带楔形锁紧装置的电子组合简化模型

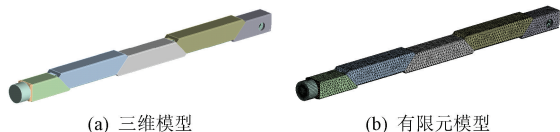


图 6 锁紧装置模型

#### 3.2 材料属性及边界条件设置

依据实际使用情况,设置模型中各零件的接触关系。锁紧装置各锁紧块之间、锁紧块与机箱导槽之间均为摩擦接触,摩擦系数设为 0.20;螺钉(用于连接锁紧装置和模块)与锁紧装置中轴之间设置为绑定接触,以模拟螺纹拧紧状态。对模块两侧锁紧装置的锁紧螺杆分别施加 1 360 N 的预紧力,并在机箱导槽侧面施加固定约束,以模拟锁紧装置的实际工作状态。

锁紧装置螺杆的材料为奥氏体不锈钢,性能等级为 A2-70;锁紧装置的中轴、推动块、滑动块和电子模块壳体的材料均为铝合金 6061-T6;电子模块质量约为 1.3 kg。材料详细属性见表 2。

表 2 材料详细属性

材料属性	不锈钢 A2-70	铝合金 6061-T6
密度/( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	7 980	2 700
弹性模量/GPa	193	70
泊松比	0.30	0.33
屈服极限/MPa	450	245

#### 3.3 强度应力分析

运用 ANSYS Workbench 有限元分析软件的结构静力学分析模块,计算锁紧装置在锁紧螺杆预紧力作用下的受力分布,提取锁紧装置各零件的应力,并绘制应力云图,如图 7 所示。结果表明:锁紧装置的最大应力为 321.29 MPa,位于锁紧螺杆头部拐角处;锁紧块的最大应力为 159.91 MPa;中轴的最大应力为 150.40 MPa。按照安全系数为 1.2 进行强度校核,锁紧螺杆、锁

紧块、中轴等部件的安全裕度均满足要求。

表明二者的一致性较好,可以进行相互验证。

## 4 结 论

通过对楔形锁紧装置进行理论受力分析,推导得到锁紧装置的锁紧块斜面间、锁紧块与电子模块间、锁紧块与导槽侧面间的压力精确解。分析可知:由于摩擦力的存在,随着锁紧块序号的增大,锁紧块斜面间的压力逐级衰减,进而导致锁紧装置对电子模块或导槽侧面的压力也相应减小。理论推导明确了楔形锁紧装置压力计算公式及其影响规律,为压力控制提供了理论依据。

构建楔形锁紧装置的有限元仿真模型并进行仿真。仿真结果表明,有限元仿真与理论计算的结果高度吻合,验证了楔形锁紧装置力学分析的正确性,同时也为了解其内部的应力分布提供了有效的仿真建模方法。

## 参 考 文 献

- [1] 王鹏,张日飞,朱元武,等. LRM 结构技术研究及应用[J]. 火力与指挥控制, 2014, 39(增刊): 198-199.
- [2] 罗喜,张宇,赵磊,等. 光电吊舱永磁力矩电机控制系统设计与研制[J]. 传感器与微系统, 2024, 43(6): 88-92.
- [3] 刘荣,沈健,王峰,等. LRM 模块化车载电子设备设计[J]. 指挥信息系统与技术, 2019, 10(1): 95-100.
- [4] 李俞先. 新型低热阻锁紧条的设计与性能测试[J]. 机械设计与制造工程, 2021, 50(2): 112-116.
- [5] 徐德好,平丽浩. 军用航空电子 LRM 模块结构设计[J]. 电子机械工程, 2001, 89(1): 16-18.
- [6] 陈爱波,何春林,张新健,等. LRM 模块化架构的新型机架式设计方法[J]. 工业控制计算机, 2024, 37(10): 132-133.
- [7] 闫迎军. 综合模块化航空电子设备结构设计[D]. 西安:西安电子科技大学, 2006.
- [8] 陈勇,张卫清. 一种 LRM 结构的高速采集设计[J]. 舰船电子对抗, 2018, 41(1): 106-109.
- [9] American National Standards Institute. Line replaceable integrated electronics chassis standard: ANSI/VITA 58.0: 2009[S]. AZ: VEMbus International Trade Association (VITA), 2009.

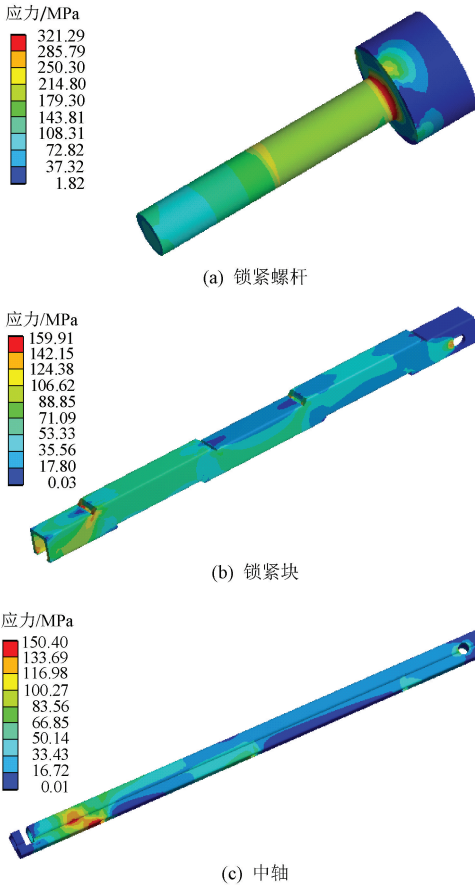


图 7 锁紧装置应力云图

## 3.4 压力分析

锁紧螺杆拧紧后,锁紧块挤压导槽与电子模块,为电子模块提供压紧力,从而保证模块可靠固定。从有限元计算结果中提取各锁紧块与机箱导槽、电子模块的压力,并将其与理论计算结果进行对比,对比结果如表 3 所示。

表 3 有限元计算结果与理论计算压力对比

名称	压力/N		相对偏差/%
	有限元计算	理论计算	
$N_1$	799.4	800.0	0.08
$N_2$	1 410.1	1 411.8	0.12
$N_3$	1 079.3	1 079.6	0.03
$N_4$	836.6	825.6	1.33
$N_5$	366.4	357.7	2.43

从表 3 对比结果可以看出,压力的有限元计算结果与理论计算结果相对偏差最大为 2.43%,

- [10] 陈振宇,吕召会. SJ 20382《楔形锁紧装置规范》行业标准修订介绍[J]. 中国标准化, 2023(6): 150-154.
- [11] 李风新. LRM热传导结构在加固计算机中的研究与应用[J]. 电子机械工程, 2020, 36(4): 17-21, 25.
- [12] 龙湛. 某航天单机锁紧装置质量问题分析[J]. 中国设备工程, 2021(23): 134-138.
- [13] 胡玉琴,陶帆帆,邓宗白. 楔形锁紧装置的力学性能分析[J]. 水利电力机械, 2007, 29(12): 203-206, 210.
- [14] 李文刚,王立志,刘谦文,等. 楔形锁紧装置螺纹锁死故障分析及改进[J]. 科学技术创新, 2019(23): 146-147.
- [15] 荣飞. 螺栓紧固的扭矩系数与标准偏差[J]. 中国设备工程, 2016(2): 42-44.
- [16] 李珣. 有限元网格划分对模态计算精度的影响研究[J]. 铁道车辆, 2024, 62(4): 101-105, 130.

(上接第5页)

- [13] 王旭祥,宗彬锋,周池军,等. 美俄防空反导武器系统发展探析及启示[J]. 战术导弹技术, 2024(2): 76-82.
- [14] 全建禄,武剑,刘良. 俄罗斯空天防御装备体系发展现状及启示[J]. 军民两用技术与产品, 2022(4): 10-15.
- [15] 伍尚慧. 国外电磁轨道炮的发展现状与作战效能分析[J]. 军事文摘, 2018(21): 34-38.
- [16] 贾强. 电磁轨道炮技术及应用研究[D]. 太原: 中北大学, 2012.
- [17] 陈帅,马偃毫,赵婉瑜,等. 电磁轨道炮最新研究进展及应用展望[J]. 科技创新与应用, 2022, 12(17): 11-14.
- [18] WEEKS J S, GORHAM D A. Development of a guided hypervelocity projectile for naval applications[J]. IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine, 2018, 33(9): 34-41.
- [19] WAKELAND R S. Review of hypervelocity projectile technology[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2010, 46(3): 502-509.
- [20] 程冬. 超高速导弹制导技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2005.
- [21] 李阳,秦涛,朱捷,等. 电磁轨道炮发展趋势及其关键控制技术[J]. 现代防御技术, 2019, 47(4): 19-23.

(上接第13页)

- [9] YONEL B, MASON E, YAZICI B. Deep learning for passive synthetic aperture radar [J]. IEEE Journal of Selected Topics in Signal Processing, 2018, 12(1): 90-103.
- [10] GAO J K, DENG B, QIN Y L, et al. Enhanced radar imaging using a complex-valued convolutional neural network[J]. IEEE Geoscience and Remote Sensing Letters, 2018, 16(1): 35-39.
- [11] PAN Y X, WU D, HAN G D, ZHU D Y. Forward-looking imaging method of airborne radar based on alternating direction multiplier network [J]. Modern Radar, 2022, 44(12): 74-80.
- [12] KOTTE V V, GISHKORI S, MASOOD M, AL-NAFFOURI T Y. Unsupervised deep basis pursuit based resolution enhancement for forward looking MIMO SAR imaging [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2023, 59(6): 9080-9093.
- [13] LATIFI M A, AMINDAVAR H R. Forward-looking ground penetrating radar image reconstruction using fully connected neural network[J]. Signal Processing, 2023, 203: 108788.