

doi: 10.7690/bgzd.2021.09.019

包装密封性在线检测锁紧装置设计与仿真计算

戴秋洪¹, 代久双¹, 李建康¹, 梁畅飞², 谢杨军¹, 蒋燕妮¹, 田政富¹, 郭晓飞¹

(1. 泸州北方化学工业有限公司技术管理部, 四川 泸州 646005;

2. 陆军驻泸州地区军代室, 四川 泸州 646005)

摘要: 为提高军工产品包装物密封检测工序的测试精度、本质安全性与自动化程度, 对某军工包装物密封性在线检测装置锁紧机构进行设计和仿真计算分析。结果表明: 在检测压力为 0.05 MPa 时, 采用铜、钢为检测仓与锁紧装置材质, 锁紧机构夹持力大于检测箱检测气压产生的向上的力, 锁紧装置锁紧力和强度满足要求; 锁紧装置的锁紧销与锁紧座的安全系数分别为 12.3 和 7.17, 均大于安全系数经验值, 强度满足设计要求, 能够稳定可靠工作。

关键词: 密封性在线检测; 锁紧装置; 仿真计算

中图分类号: TB487 **文献标志码:** A

Design and Simulating-calculation of On-line Inspection Locking Device for Packing Sealing

Dai Qiuhong¹, Dai Jiushuang¹, Li Jiankang¹, Liang Changfei²,
Xie Yangjun¹, Jiang Yanni¹, Tian Zhengfu¹, Wu Xiaofei¹

(1. Technology Management Department, Luzhou North Chemical Industry Co., Ltd., Luzhou 646005, China;

2. Military Representative Office of Army in Luzhou District, Luzhou 646005, China)

Abstract: In order to improve the testing accuracy, the intrinsic safety and the automatic level of the packing sealing inspection process step of certain military product, a locking device for the online packing sealing inspection has been designed and simulation calculation has been carried out. The results indicate that with an inspection pressure of 0.05 MPa, with copper and steel as the material for the inspection cavity and the locking device, the holding force of the locking device is higher than the force upward generated from the inspection cavity air pressure and the strength of the locking mechanism could meet the requirement. Moreover, the safety coefficient of the locking pin and locking seat of the locking device is respectively 12.3 and 7.17, both higher than the empirical safety coefficient value. It is concluded that the strength of the locking device could meet the design requirement and the locking device could work reliably and stably.

Keywords: sealing on-line inspection; locking device; simulating calculation

0 引言

目前, 某军工产品的包装密封性检测采用线下检测的方式, 以批量为基准, 按照标准随机抽取包装箱, 采用人工检验的方式检验其包装密封性。检测装置是一个水银压力计, 一端接压缩空气, 另一端接在专用箱盖上, 检测时打开包装箱箱盖, 盖上专用箱盖, 通过专用箱盖向箱内充气, 当箱内气压高于 70 mm 水银汞柱时, 停止进气, 待气压稳定后, 肉眼观察水银柱变化情况, 若维持 3 min 不变, 则密封性试验合格^[1-2]。

上述密封性检验装置存在以下问题: 1) 密封性检验不完全, 密封性检验采用专用箱盖, 检验完之后还需换装原箱盖, 原箱盖的密封性在检验过程中并未检测到; 2) 检测精度不够, 密封性检测装置和

检测方法受人为影响较大, 采用肉眼观察水银汞柱的变化情况无法准确判定密封性是否合格; 3) 密封性检测效率较低, 现有的密封性检测方式检测一个包装箱需用时约 3 min, 而一个批次约需抽检 32 箱, 耗时较长; 4) 劳动强度大, 本质安全度低。包装箱质量约 23 kg, 装药后包装箱约为 98 kg, 在密封性检验过程中大多采用人工搬运, 存在劳动强度大和操作不便的问题, 操作人员直接接触产品, 本质安全度低。

笔者设计了一种包装箱密封性在线检测装置中的锁紧机构, 按照对密封检测仓充气 0.05 MPa 的压力情况, 计算分析了锁紧装置的锁紧力和强度, 并采用模拟仿真计算的方法, 验证了强度计算的准确性, 为设计制作安全稳定可靠的密封性检测装置提供理论依据。

收稿日期: 2021-05-21; 修回日期: 2021-06-22

作者简介: 戴秋洪(1980—), 女, 四川人, 硕士, 高级工程师, 从事发射药产品及工艺技术研究。E-mail:lijiankang_lzfz@163.com。

1 装置设计

1.1 密封性检测装置总体设计

包装箱密封性在线检测装置由抓取装置、传送平台、拉伸机构、检测仓、检测平台、升降系统、锁紧机构、压力输送系统和压力传感器构成。

本装置通过不同机构动作的作用，实现包装箱密封性在线检测过程。通过抓取装置将包装箱从主物流线上抓取至密封性在线检测装置的传送平台上，传送平台上的拉伸机构将包装箱拉到检测平台上；检测仓在升降系统的驱动下向下移动，将被检箱罩住，检测仓下表面与检测平台相接触，检测平台上的 O 型密封圈在挤压作用下发生形变，填充密封槽，从而使检测仓与检测平台一起形成密闭系统。然后 4 个锁紧机构锁紧检测仓和检测平台；最后由压力输送系统向检测舱充气，待气压稳定后检测气压的变化。检测完后，锁紧机构退出，检测仓在升降系统的作用下向上移，被检箱在拉伸机构的推送下继续通过下一道工序。检测装置设计总体如图 1 所示。

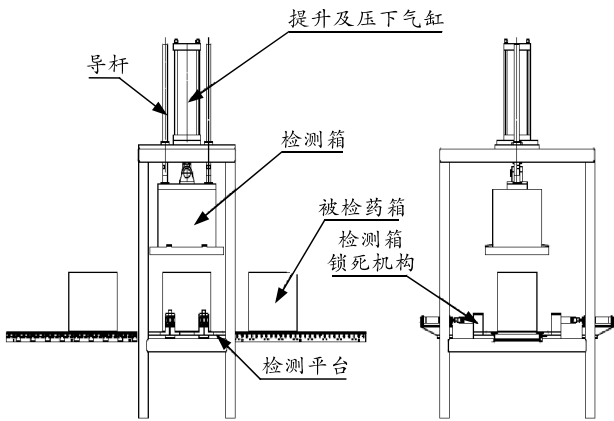


图 1 检测装置设计总体

1.2 检测箱锁紧机构设计

检测箱的向上垂直有效面积如图 2(a)中的阴影部分^[3]，根据计算机辅助软件进行测量，得 $S=349\ 109\text{ mm}^2$ 。检测内部充压 $P=0.05\text{ MPa}$ ，则检测充压时检测箱所受向上的力为：

$$F=P\times S=0.05\times 349\ 109=17\ 455.45\text{ N}。$$

所选气缸的压力除去压缩 O 型密封圈所需力后远远小于检测箱检测气压产生的向上的力，所以需要外加锁紧机构进行锁紧，锁紧机构应稳定可靠，才能保证检测箱内部压力的稳定。

基于以上分析，锁紧方式采用斜块式锁紧，锁紧机构如图 2(b)所示。

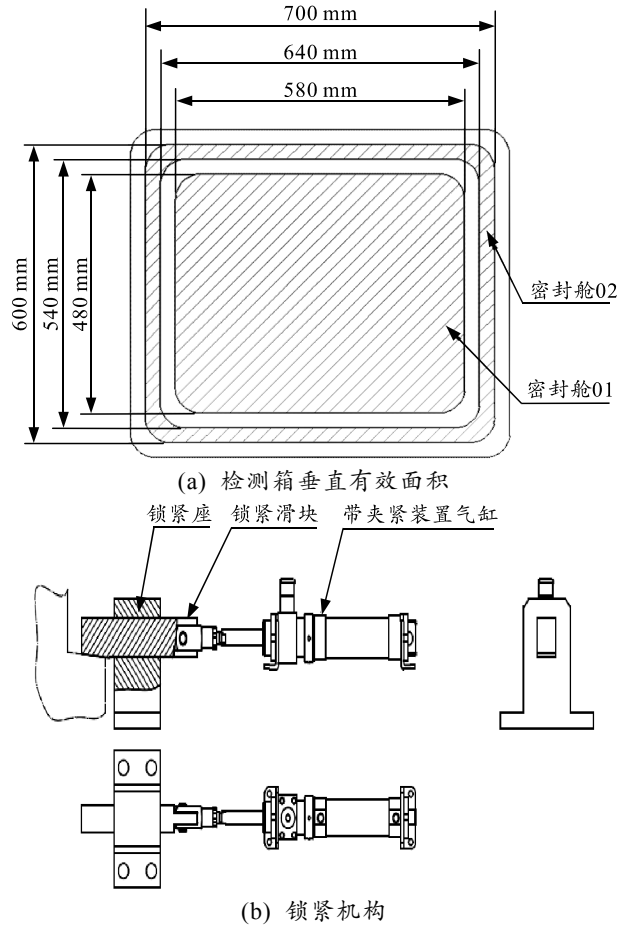


图 2 检测箱垂直有效面积及其锁紧机构

2 计算与分析

2.1 锁紧力计算

由于锁紧机构的斜块受力采用摩擦力自锁的方式，而锁紧机构与检测仓的材质分别为钢与青铜。钢与青铜的摩擦系数 μ 取 0.1，自锁角 $\theta=\tan^{-1}0.1=5.7^\circ$ 取 5° 进行计算。受力分析如图 3 所示。

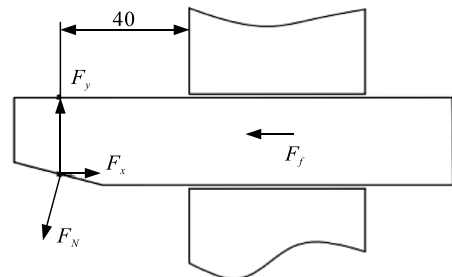


图 3 锁紧块受力分析

锁紧块受力分析时，检测充压时检测箱所受向上的力：

$$F=P\times S=0.05\times 349\ 109=17\ 455.45\text{ N}。$$

整个压紧机构采用对称的 4 个压紧装置，选工况系数为 1.5，每个压紧装置需要承受向上的力：

$$F_y = \frac{1.5 \times F}{4} = \frac{1.5 \times 17\,455.45}{4} \approx 6\,546 \text{ N}。$$

采用省略算法，取作用在压紧块上的压力为 F_y ，最大摩擦力：

$$F_{\max} = \mu \cdot F = 0.1 \times 6\,546 = 654.6 \text{ N}。$$

斜块向右的分力：

$$F_x = F_y \times \tan\theta = 6\,546 \times \tan 5^\circ \approx 573 \text{ N}。$$

由此可见，理论上斜块向右的分力 F_x 小于压力产生的最大摩擦力 F_{\max} ，可实现自锁。

2.2 强度计算

为保证锁紧机构在工作时安全、可靠，设计锁紧销的横截面为矩形： $b=40 \text{ mm}$ ， $h=50 \text{ mm}$ 。

矩形截面的抗弯截面系数：

$$W_z = \frac{L}{y_{\max}} = \frac{bh^3/12}{h/2} = \frac{40 \times 50^3/12}{50/2} = 16\,666.7 \text{ mm}^3。$$

受力点到锁紧座左端距离： $L=40 \text{ mm}$ 。

则该截面的转矩：

$$M = F_y \cdot L = 6\,546 \times 40 = 261\,840 \text{ N} \cdot \text{mm}。$$

该截面的最大弯曲应力：

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} = \frac{261\,840}{16\,666.7} \approx 16 \text{ MPa}。$$

该截面的最大剪切应力：

$$\sigma_\tau = \frac{F_y}{bh} = \frac{6\,546}{40 \times 50} = 3.273 \text{ MPa}。$$

锁紧销材料选用 45 钢，调质处理： $\sigma_s=370 \text{ MPa}$ 。

计算锁紧销的安全系数：

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{370}{16} = 23.15。$$

取机械零部件安全系数经验值为 2，因此该锁紧装置的强度满足安全要求。

2.3 应力分析计算

为进一步验证设计的锁紧装置强度安全性，采用仿真计算的方式，对锁紧装置的强度进行有限元分析^[4-5]。有限元分析模型如图 4 所示。由于检测箱是对称载荷，为减少计算规模，取 1/4 进行分析，每 1/4 只一个锁紧机构，锁紧机构全约束，锁紧机构锁紧销与检测箱斜块接触。检测箱向上的斜面分割出来与压紧机构一起分析，减少计算规模。整个模型采用六面体单元，在模型所示下地面载荷施加 6 546 N，模拟检测箱在充压检测时将向上的压力。锁紧座的下底面全约束，模拟锁紧座与基座的螺栓连接。右端固定约束，模拟气缸的锁紧。

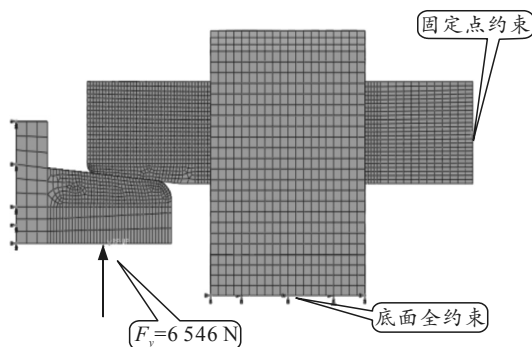


图 4 有限元分析模型

整体有限元应力与锁紧销轴有限元应力分别如图 5、图 6 所示。经有限元分析，锁紧销的最大应力为 30 MPa，位置在上端与锁紧座接触处，该处尖角有很大应力集中。锁紧销的材料选用 45 钢，调质处理取 $\sigma_s=370 \text{ MPa}$ 。计算锁紧销的安全系数：

$$S = \sigma_s / \sigma_{\max} = 370 / 30 = 12.3。$$

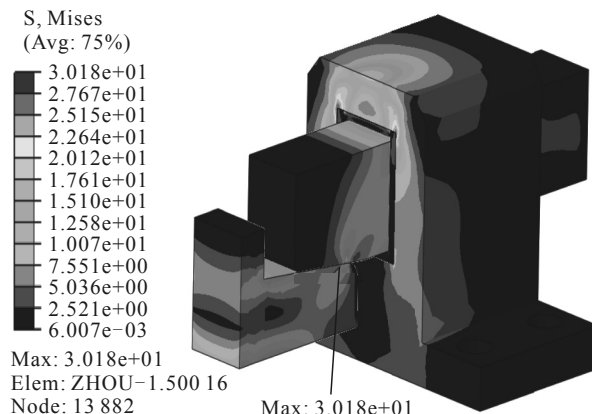


图 5 整体有限元应力

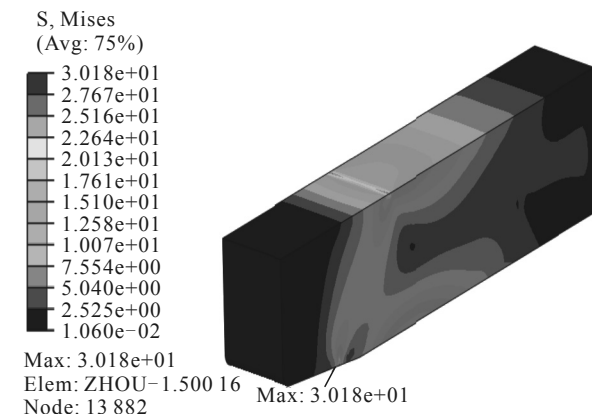


图 6 锁紧销轴有限元应力

锁紧座有限元应力如图 7 所示。锁紧座的最大应力值在销轴孔的上端两尖角处，最大应力值为 28.6 MPa，有很大应力集中，锁紧座材料选用 Q235，取 $\sigma_s=205 \text{ MPa}$ 。计算锁紧座安全系数：

$$S = \sigma_s / \sigma_{\max} = 205 / 28.6 = 7.17。$$