文章编号：1003-1480（2026）01-0035-08

一种安全气囊用拔销器的密封性改进技术研究

徐 磊，白 辉，任守圆，王立石，王晓锋，李艳芳

（陕西庆华汽车安全系统有限公司，陕西 西安，710025）

摘 要：针对安全气囊用拔销器在作用过程中出现的偶发火星问题，提出了一种基于 O 形圈压缩率优化的密封性改进技术。通过理论分析及试验验证，确定 O 形圈II的低压缩率是导致密封失效的主因。优化零部件尺寸后，将 O 形圈II的下极限压缩率由 1.83%提升至 14.85%。利用非线性有限元分析方法，研究了 O 形圈的形变、Von-Mises 应力和接触压力分布规律，确定了最佳密封沟槽宽度为 1.40 ~1.45 mm。试验表明：改进后的密封装置在极限工况（-40~+85 ℃）及长期高温老化（107 ℃/17 d）后均无火星产生，密封可靠性显著提升。本研究为火工装置动密封设计提供了理论依据与工程参考。

关键词：拔销器；O 形圈；密封性能；有限元分析；压缩率

中图分类号：TJ450.2 **文献标识码：**A **DOI：**10.3969/j.issn.1003-1480.2026.01.006

Research on Sealing Improvement Technology of A Pin Puller for Airbags

XU Lei，BAI Hui，REN Shou-yuan，WANG Li-shi，WANG Xiao-feng，LI Yan-fang

（Shaanxi Qinghua Vehicle Safety Systems Co.Ltd., Xi’an, 710025）

Abstract：To address the sporadic sparking issue during the operation of a pin puller for airbags, a sealing improvement technology based on the optimization of O-ring compression ratio was proposed. Theoretical analysis and experimental verification reveal that the low compression ratio of O-ring II is the main cause of sealing failure. By optimizing component dimensions, the lower limit compression ratio of O-ring II is increased from 1.83% to 14.85%. Nonlinear finite element analysis was conducted to investigate the deformation, Von-Mises stress, and contact pressure distribution of the O-ring, determining the optimal sealing groove width as 1.40 ~1.45 mm. Tests demonstrate that the improved sealing device exhibits no spark generation under extreme conditions (-40~+85 ℃) or after long-term high-temperature aging (107 ℃/17 d), confirming enhanced sealing reliability. This study provides theoretical and engineering insights for dynamic sealing design in pyrotechnic devices.

Key words：Pin puller；O-ring；Sealability；FEA；Compression ratio

随着火工技术的不断进步及其应用领域的拓宽，火工装置在汽车主被动安全系统中的应用日益广泛[1-2]。安全气囊作为汽车碰撞事故中挽救生命的有效装置，其工作原理是通过火工装置发火产生的高压气体迅速膨胀，将气囊弹出以保护驾驶员或乘客的安全。随着安全研究的进一步深入，发现安全气囊作用时冲击力过大可能会造成乘员的二次伤害。为了解决这一问题，通过在安全气囊内安装自适应装置，可以有效降低对人体的冲击，从而更好地保护乘客。基于这一原理，拔销器被设计用于打开安全气囊上的泄气孔，根据碰撞强度调节出气量，以防止二次伤害的发生[3]。

拔销器是一种由火药驱动的高速回缩火工装置，其作用过程中会产生大量高压燃气和火药残渣。如果拔销器的密封性不足，高温高压燃气会携带部分火药

收稿日期：2025-03-11
作者简介：徐磊（1984-），男，副高级工程师，主要从事新型火工品技术研究。
基金项目：北方特种能源集团民品科技创新项目。
引用本文：徐磊，白辉，任守圆，等. 一种安全气囊用拔销器的密封性改进技术研究[J]. 火工品, 2026(1):35-42.

残渣从零件间的间隙飞出，形成“火星”。为确保安全气囊及其相关零件不被引燃，拔销器在作用过程中必须避免火星的产生。

在拔销器的作用过程中，高压气体的短暂存储要求对密封性的设计提出了更为严苛的要求，密封性能的优劣直接关系到火工装置作动性能的可靠性[4-5]。目前，已有相关学者对各类机械密封设计进行了相关研究[6-7]，但对火工装置密封性的设计还有待完善。

某拔销器在发火试验中出现偶发性的火星现象，造成了一定的安全隐患，未能满足使用要求。本文通过理论分析与残骸解剖相结合的方法，确定了拔销器失效的根本原因。在综合考虑各零部件的工程制造能力可行性的基础上，基于理论计算对现有密封结构进行了优化设计。通过非线性有限元分析，系统研究了不同密封沟槽宽度、不同压缩率及工作压力下 O 形圈在装置中的受力情况，获得了 O 形圈的 Von-Mises 应力和接触应力分布情况，并确定了最佳密封沟槽宽度。对优化后的密封结构进行了密封性试验及长期储存可靠性试验，验证了设计的合理性和可靠性。

1 拔销器结构及工作原理

拔销器主要由底座、销子、电点火管、外管和 3 个 O 形密封圈组成，结构如图 1 所示。

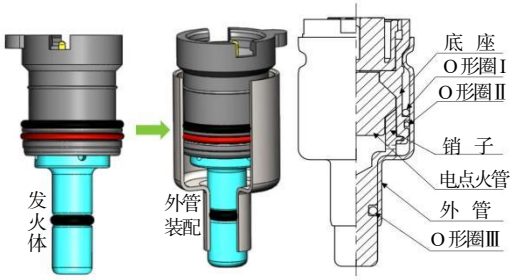

图 1 拔销器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of pin puller structure

由图 1 可见，电点火管置于底座内部，通过发火产生高压气体；销子底部设计 4 个泄气孔用于排出高压气体。底座与销子采用铆接工艺连接，形成“发火体”组件。该组件与外管通过旋铆工艺装配，并由 3 个 O 形圈实现气密性，保证高压气体可以短暂储存且无火星产生。该产品做功时，外管被固定，发火体在高压气体的驱动下向外管直径较大一端运动，实现销子回缩至外管内部的功能。

2 失效机理分析

2.1 失效现象表征

为了解拔销器密封失效的原因，采用高速摄影仪对失效的样件作用过程进行了观测，得到的高速摄影照片如图 2 所示。高速摄影仪型号为 Photron UX100，帧率为 10 000 帧/s，分辨率为 896×480 像素，使用高亮无频闪 LED 光源(物距 50 cm/照度 32 000LUX)。

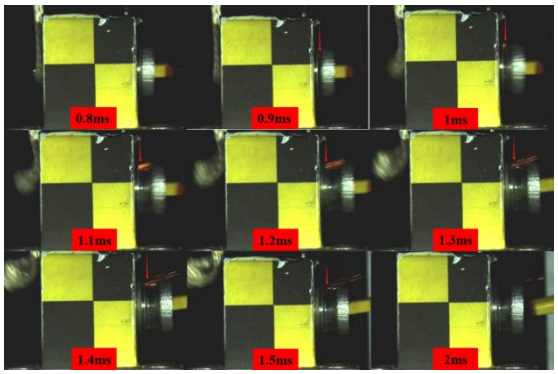

图 2 失效样件高速摄影照片

Fig.2 High-speed photographic photos of failed samples

由图 2 可知，在拔销器作用过程中，火星是从底座底部与外管的间隙中逸出的。O 形圈I或 O 形圈II存在密封失效。O 形圈Ⅰ的主要功能是防止销子回缩完成后的火星逸出，而 O 形圈Ⅱ则负责在销子回缩过程中抑制火星的逸出，两者均属于气动动密封结构。高速摄影显示，销子从 0.8 ms 开始回缩，至 0.9 ms 时，在底座和外管中间出现轻微的火光 (如图 2 中红色箭头所指示位置)，而到了 1.0 ms 时，出现明显的火星，其持续时间为 1.0~1.5 ms，而在 1.5~2.0 ms 之间未观察到新的火星出现。这些现象表明火星的产生是在销子回缩的过程中。对于高速高压火工装置的动密封失效问题，其原因可能归咎于 O 形圈Ⅱ的压缩率不足或 O 形圈Ⅱ的损坏。

2.2 O 形圈Ⅰ压缩率计算

在实际生产过程中，由于零部件加工公差的存在，O 形圈的压缩率会在一定范围内波动。若 O 形圈的压缩率过低，则可能引发密封失效的问题。因此，需要评估现有 O 形圈的压缩率是否满足使用要求。O 形圈Ⅰ的内径规定为(14.0 ± 0.1)mm，线径为(1.20 ± 0.04)

mm，底座直径为（12.90 ± 0.05） mm，外管内径为（15.05 ± 0.05）mm。O 形圈Ⅰ装配到密封沟槽中后，由于受到拉伸力的作用，其截面直径会有所减小，装配后密封圈的最小截面直径可由式（1）计算[8]：

$$d'_{2\min}=\frac{d_{2\min}\left(7d_{1\min}-3d_{3\max}\right)}{4d_{1\min}} \qquad (1)$$

式（1）中：$d'_{2\min}$为受拉伸后密封圈的最小截面直径，mm；$d_{2\min}$为密封圈的最小截面直径，mm；$d_{1\min}$为密封圈的最小内径，mm；$d_{3\max}$为密封槽最大直径，mm。

装配后 O 形圈Ⅰ的最小截面直径为 1.22 mm。密封圈的压缩率由式（2）~（3）计算[8]：

$$t_{\min}=d'_{2\max}\left(1-\frac{x_{\max}}{100}\right) \qquad (2)$$

$$t_{\max}=d'_{2\min}\left(1-\frac{x_{\min}}{100}\right) \qquad (3)$$

式（2）~（3）中：$t_{\min}$为密封槽最小深度，mm；$t_{\max}$为密封槽最大深度，mm；$x_{\min}$为最小压缩率，%；$x_{\max}$为最大压缩率，%。计算得到 O 形圈 I 的压缩率如表 1 所示。

表 1　O 形圈Ⅰ压缩率计算参数

Tab.1　Calculation parameters of compression ratio of O-ring I

名称	各零件尺寸		
	中值	最大值	最小值
O 形圈内径 d_1/mm	14.00	14.10	13.90
O 形圈截面直经 d_2/mm	1.20	1.24	1.16
受拉伸 O 形圈截面直径 d'_2/mm	1.27	1.32	1.22
密封槽直径 d_3/mm	12.90	12.95	12.85
密封槽深度 t/mm	1.075	1.125	1.025
外管内径/mm	15.05	15.10	15.00
压缩率 x/%	15.40	22.49	7.75

由表 1 可知，O 形圈Ⅰ的中限压缩率为 15.40%，最小压缩率$x_{\min}$为 7.75%，最大压缩率$x_{\max}$则为 22.49%。在拔销器触发后，销子回缩至外管内部的过程中，O 形圈Ⅰ会受到外管旋铆部位的挤压效应，导致实际最小压缩率大于理论计算值 7.75%。因此，即使 O 形圈Ⅰ的压缩率处于下限阈值，依然能够维持可靠的密封性能。

2.3　O 形圈Ⅱ压缩率计算

O 形圈Ⅱ用于底座和外管间的密封，属于气动动密封。通过计算可以得到，现有 O 形圈Ⅱ的 $x_{\min}$ 为 1.83%，$x_{\max}$ 为 23.35%。参照 GB/T 3452.3-2005 液 压气动用 O 形橡胶密封圈 第 3 部分：沟槽尺寸的规定，对于工作压力不超过 10 MPa 且未配备挡圈机构的活塞密封系统，当 O 形圈截面直径小于 1.8 mm 时，气动动密封的最小压缩率不应低于 9.5%。分析表明，O 形圈Ⅱ在压缩率处于下限值时，无法满足既定的密封性能要求。

2.4　失效样件解剖分析

由于 O 形圈材质为丁腈橡胶，需考虑高温燃气作用对 O 形圈密封性能的影响。根据 ASTM D 2000-18(2024)e1 标准[9]，丁腈橡胶在 100 ℃下压缩 22 h 后，最大压缩永久形变可达 25%，表明在长期高温环境及压缩状态下，丁腈橡胶易于产生显著的永久形变。在拔销器发火过程中，大量高温燃气作用于 O 形圈表面，导致丁腈橡胶的分子热运动加剧，化学键可能发生断裂或重组，从而改变材料的微观结构，使得材料在外力作用下更易发生位移和变形，表现为弹性模量下降。然而，由于拔销器作用过程在 2 ms 内即可完成，且发火后 10 s 内拔销器的表面温度会降至 60 ℃以下，高温燃气对 O 形圈的作用时间极短，丁腈橡胶分子链的运动能力虽有所增强，但尚未发生明显的结构变化和大规模的热膨胀。此时，O 形圈的弹性模量可能会有所降低，但降幅相对较小。通过对失效件进行解剖分析，发现 O 形圈Ⅰ和 O 形圈Ⅱ均未出现明显的机械伤痕，如图 3 所示，可以明确排除外管装配过程及装置作动过程中的机械破坏导致密封失效的可能性。

图 3　失效件解剖示意图

Fig.3　Anatomical schematic diagram of failure parts

进一步观察发现，底座密封沟槽的上下端面存在明显的火药残渣，这表明 O 形圈Ⅱ的密封性能不足是导致密封失效的主要原因。为了增强产品的可靠性，

需要对 O 形圈Ⅱ的密封性能进行改进。

3 密封结构改进设计

3.1 O 形圈Ⅱ压缩率的优化设计

O 形圈Ⅱ的压缩率受底座密封沟槽尺寸、O 形圈内径、线径及外管内径等多种因素的共同影响。在设计过程中，需要综合考虑各零部件加工尺寸公差的累积效应对密封性能的影响。为了增强 O 形圈Ⅱ的密封性能并确保其使用寿命，基于原有密封能力，将 O 形圈Ⅱ的上极限压缩率提高了 6.47%。优化前后各零件尺寸如表 2 所示。优化后，O 形圈Ⅱ的最小压缩率为 14.85%，最大压缩率为 29.82%。

表 2 O 形圈Ⅱ优化前后各零件尺寸参数与压缩率对比

Tab.2 Comparison of dimensional parameters and compression ratio of O-ring II before and after optimization

名称	优化前			优化后		
	中值	最大值	最小值	中值	最大值	最小值
O 形圈内径 d_1/mm	12.00	12.10	11.90	12.00	12.10	11.90
O 形圈截面直径 d_2/mm	1.00	1.04	0.96	1.20	1.24	1.16
受拉伸截面直径 d_2'/mm	0.906	0.952	0.861	1.099	1.147	1.051
密封槽直径 d_3/mm	13.50	13.54	13.46	13.35	13.39	13.31
外管内径/mm	15.05	15.10	15.00	15.05	15.10	15.00
压缩率 x/%	14.48	23.35	1.83	22.64	29.82	14.85

3.2 底座密封沟槽宽度尺寸的优化设计

底座密封沟槽的宽度对 O 形圈的装配便捷性及密封性能有着显著影响。密封沟槽宽度的设计必须规避过窄或过宽的极端情况。若沟槽宽度不足，可能会导致 O 形圈在实际装配中被挤出；反之，若沟槽宽度过大，则可能引起 O 形圈在装配时因摩擦力作用而偏移至密封沟槽的一侧，从而影响其轴向密封效果。因此，合理的槽宽设计有助于增强 O 形圈的密封性能和装配可靠性。

在高温高压等环境条件下，O 形圈的体积容易发生膨胀。在进行底座密封沟槽槽宽的设计时，必须考虑 O 形圈沿槽宽方向的最大变形量。根据 O 形圈设计手册，O 形圈的最大体积可按式（4）计算[8]：

$$V_0 = 2.467\ 4\left(d_{1\max} + d_{2\max}^{'}\right)\left(d_{2\max}^{'}\right)^2 \quad (4)$$

式（4）中：V_0 为 O 形圈的最大体积，mm³；$d_{1\max}$ 为 O 形圈的最大内径，mm；$d_{2\max}^{'}$ 为受拉伸后密封圈的最大截面直径，mm。

在装配及操作过程中，拔销器的 O 形圈会受到挤压，导致与密封沟槽接触区域出现应力集中现象。为了增强密封沟槽的结构强度，通常会对其实施圆角处理。通过该处理，密封沟槽的体积减少量可依据式（5）进行计算，密封沟槽的宽度可依据式（6）进行计算[8]。

$$V_{r3} = 1.35 d_{3\max}\left(r_{1\max}\right)^2 \quad (5)$$

$$b = \frac{1.1V_0 + V_{r3}}{0.785\ 4\left(d_{4\min}^2 - d_{3\max}^2\right)} \quad (6)$$

式（5）中：V_{r3} 为因密封沟槽圆角半径而减少的体积，mm³；b 为槽宽，mm；$d_{3\max}$ 为密封沟槽槽底最大直径，mm；$r_{1\max}$ 为槽底圆角半径，mm；$d_{4\min}$ 为外管最小内径，mm。

经计算，最小槽宽 $b_{\min}$ 应不小于 1.35 mm。为了便于 O 形圈的装配，初步将底座密封沟槽宽度设计为 1.40 mm。

4 密封性能的非线性有限元分析

4.1 几何模型建立

由于底座、外管和 O 形圈组成的结构呈轴对称分布，为降低计算复杂度，本研究对模型进行了简化处理，选用与 O 形圈Ⅱ相关联的局部模型进行后续的计算分析。同时，对模型施加了二维轴对称约束条件，几何模型如图 4 所示。

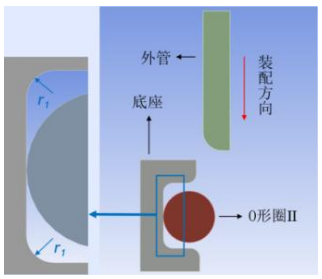

图 4 O 形圈密封系统的轴对称有限元分析模型

Fig.4 Axisymmetric finite element model of the O-ring sealing system

4.2 参数定义

本研究 O 形圈的材质选用丁腈橡胶，其邵氏硬度为 70，泊松比为 0.5。鉴于 O 形圈压缩过程具有复杂的非线性特性，超弹材料的 Mooney-Rivlin 模型可以准确地描述超弹性材料在压缩过程的形变行为[10]。因

此，本研究采用 Mooney-Rivlin 的 2 参数模型来描述橡胶在实际工况下应力与应变之间复杂的非线性关系。模型中的材料常数 C10 和 C01 分别为 0.738 8 和 0.184 7。

4.3　接触界面定义

在模型中构建 2 个接触界面，分别对应 O 形圈与底座之间的接触以及 O 形圈与外管之间的接触。选定的接触类型为摩擦接触。在 O 形圈与底座、O 形圈与外管的接触界面中，摩擦系数均设定为 0.1。接触算法采用广义拉格朗日法。

4.4　模型的构建

拔销器的底座采用铝合金材料，外管采用不锈钢材料。铝合金与不锈钢的弹性模量分别为 70 GPa 和 200 GPa，显著高于 O 形圈的弹性模量 5.542 MPa。基于此，本研究在进行力学分析时，将底座和外管视为刚性体，并忽略其形变效应。对于底座、外管以及 O 形圈的网格划分，本研究采用了三角形和四边形的自由面网格，网格尺寸设定为 0.05 mm。

4.5　边界条件与加载方式

在底座上施加固定边界条件。针对 O 形圈的压缩过程，通过施加载荷步的方式进行模拟，并采用强制位移法对外管施加沿装配方向的载荷，以模拟产品的装配过程。由于密封沟槽上下边缘的厚度均为 0.5 mm，最大宽度为 1.45 mm，以及外管与密封沟槽之间的距离为 0.1 mm，因此，将位移量设定为 2.55 mm。此时，O 形圈在密封装置中的压缩达到稳定状态。

4.6　计算结果与分析

4.6.1　O 形圈压缩率对密封性能的影响

本研究探讨了 O 形圈压缩率对装置密封能力的影响。通过在零件公差范围内调整密封沟槽尺寸、O 形圈尺寸及外管内径，模拟了在 14.85%、22.64%和 29.82%压缩率下 O 形圈的变形及应力分布情况。在不同压缩率工况下，O 形圈的主要接触应力均集中在 O 形圈与底座以及 O 形圈与外管的接触中心区域，这与径向密封的基本原则相吻合，具体如图 5 所示。从图 5 中可以看出，当压缩率达到 29.82%时，O 形圈的形态保持规则，未发生挤出至底座与外管间隙的现象，表明在此压缩率下，O 形圈未遭受破坏，径向密封性能得以保持。

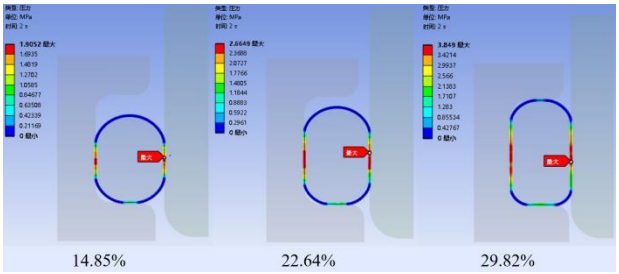

图 5　上中下限压缩率时 O 形圈的形变及接触应力分布

Fig.5　Deformation and contact stress distribution of O-ring under different compression ratios

在不同压缩率条件下，O 形圈的最大接触应力均出现在与外管的接触界面。随着压缩率的提升，O 形圈与外管的接触长度以及 O 形圈的接触应力均呈现出增长趋势。具体而言，当压缩率为 14.85%、22.64%和 29.82%时，O 形圈的接触长度分别为 0.467，0.703，0.906 mm，相应的接触应力值分别为 1.91，2.66，3.85 MPa。由此可见，压缩率的增加与 O 形圈的接触长度及接触应力值之间存在显著的正相关性。

在保持密封沟槽尺寸及外管内径恒定的情况下，O 形圈的线径成为影响压缩率的关键因素。本研究通过计算分析了不同线径 O 形圈在受压状态下与外管接触的长度以及最大接触压力，结果如表 3 所示。

表 3　不同线径 O 形圈的接触长度与接触压力对比

Tab.3　Comparison of contact length and contact pressure of O-rings with different line diameters

O 形圈线径/mm	O 形圈压缩率/%	接触压力/MPa	接触长度/mm
0.87	2.28	0.34	0.127
0.92	7.17	1.15	0.261
0.96	11.59	1.43	0.350
1.01	15.61	2.10	0.470
1.05	19.28	2.27	0.564
1.10	22.64	2.66	0.703
1.14	25.73	3.02	0.764

通过对表 3 数据进行拟合分析，得到了 O 形圈线径与外管内壁接触长度之间的线性关系，如图 6 所示。其相关系数 R^2 达到 0.998，表明两者之间存在显著的正相关性。O 形圈线径与接触压力之间的线性关系如图 7 所示，其相关系数 R^2 为 0.976，进一步证实了 O 形圈线径与接触压力之间的高度正相关性。

在活塞密封方面，当接触压力超过工作介质压力时，可视为密封效果达标[11]。因此，这些回归方程在工程实践中，为静态密封工况下 O 形圈的选型提供了重要的参考依据。

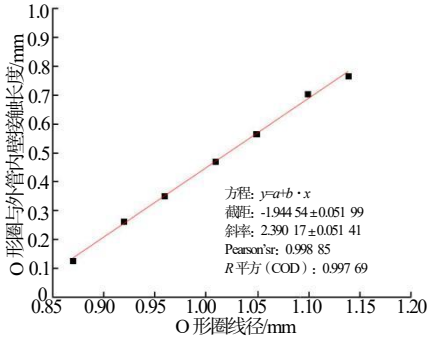

图 6 O 形圈线径与接触长度的拟合曲线

Fig.6 Fitting curve between line diameter of O-ring and contact length

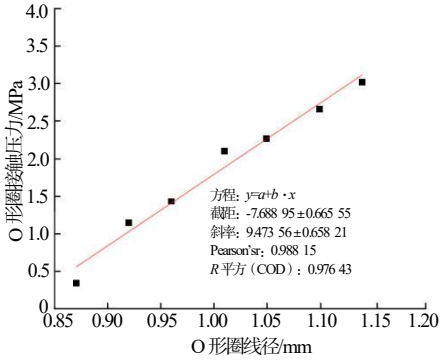

图 7 O 形圈线径与接触压力的拟合曲线

Fig.7 Fitting curve between line diameter of O-ring and contact pressure

拔销器发火后产生大量气体，这些气体会积聚在其容腔内，并通过泄气孔对 O 形圈施加作用力。试验测得，拔销器容腔内的气体峰值压力最高可达 6 MPa。为验证 O 形圈在高压气体冲击下的密封可靠性，计算了 14.85%压缩率下，O 形圈在不同气体压力作用下的接触应力分布，结果如图 8 所示，并分析 O 形圈与密封沟槽底部、密封沟槽侧壁及外管 3 个接触面的最大接触应力。

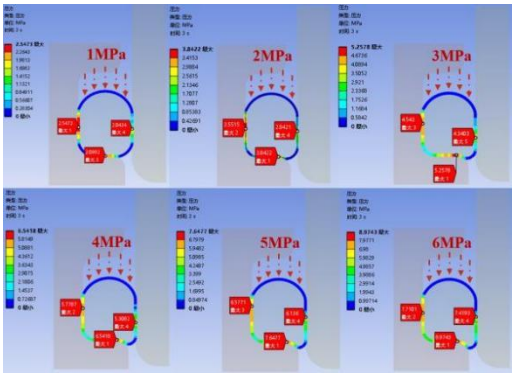

图 8 O 形圈在不同气压下的接触应力分布（14.85%压缩率）

Fig.8 Contact stress distribution of O-ring at different air pressures (14.85% compression ratio)

由图 8 可知，O 形圈与 3 个接触面的最大接触应力均大于所施加的气体压力，表明 O 形圈能够实现有效密封[11]。当 O 形圈承受的气体压力为 6 MPa 时，O 形圈与外管间的接触应力最大值约为 7.42 MPa，此时动密封接触应力的安全系数约为 1.24。若考虑增加接触应力的安全系数，需增加 O 形圈的上极限压缩率至 30%以上。然而，这可能会导致应力松弛现象加剧，使得材料在长时间存储后无法完全回弹，从而产生永久压缩形变。此类形变会降低密封接触压力，增加密封失效的风险。此外，长期的高压缩率工况可能会破坏橡胶分子链，导致形变不可逆，使得动态密封间隙无法得到有效的补偿，最终影响密封性能和使用寿命。综合考虑密封性能与 O 形圈使用寿命的平衡，当前接触应力的安全系数已能满足使用需求。

4.6.2 密封沟槽宽度的确定及其对密封性能的影响

为分析槽宽对 O 形圈使用寿命的影响，计算了压缩率为 29.82%时 O 形圈在不同槽宽下的形变、Von-Mises 应力分布以及接触压力分布，分别如图 9~10 所示。

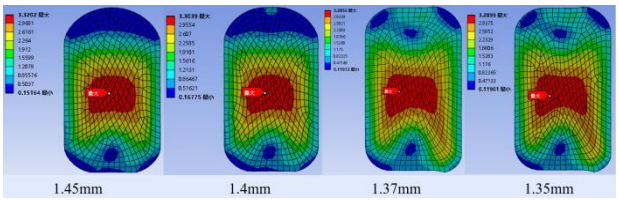

图 9 不同沟槽宽度 O 形圈的形变及 Von-Mises 应力分布（29.82%压缩率）

Fig.9 Deformation and Von-Mises stress distribution of O-ring with different groove widths (29.82% compression ratio)

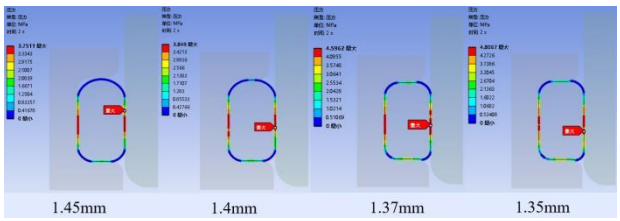

图 10 不同沟槽宽度 O 形圈的接触压力分布（29.82%压缩率）

Fig.10 Contact pressure distribution of O-ring with different groove widths (29.82% compression ratio)

当压缩率为 29.82%时，O 形圈的预安装拉伸直径为 1.147 mm。本研究选取了 1.35，1.37，1.40，1.45 mm 4 个不同梯度的槽宽进行计算分析。图 9 结果表明，当槽宽 $b \geq 1.40$ mm 时，O 形圈的 Von-Mises 应力分布较为均匀。然而，当槽宽 $b \leq 1.37$ mm 时，O

形圈上端的 Von-Mises 应力显著增加，并且 O 形圈可能会从底座与外管的间隙中挤出，这增加了 O 形圈发生撕裂的风险，从而降低了其使用寿命。图 10 显示随着槽宽的减小，O 形圈的接触压力逐渐增大，其径向密封能力亦随之增强，表明适度减小槽宽有助于提升密封性能。然而，密封沟槽的宽度不宜过窄，因为过小的槽宽可能会在外管装配过程中导致 O 形圈损坏。因此，在确保 O 形圈在极限压缩率工况下仍具备可装配性的前提下，应尽可能减小密封槽的宽度。综合以上分析，建议底座密封沟槽的宽度下限设计为 1.40 mm，上限设计为 1.45 mm。

5　验证试验

5.1　密封性试验

为验证 O 形圈Ⅱ的密封性能，设计了氦流动性检测装置，对 O 形圈Ⅱ的气密性进行检测，如图 11 所示。

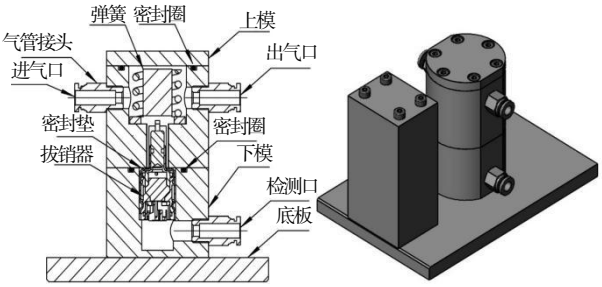

图 11　氦流动性检测装置

Fig.11　Helium fluidity detection device

进行气密性测试时，首先关闭进气口及检测口，从出气口排出工装容腔内多余的气体。随后关闭出气口，打开进气口开关及检测口开关，调节气管进气压力至 0.1~0.3 MPa，充气时间 1~3 s，从进气口通入氦气。检测口处连接氦质谱检漏仪（型号：ASM340）用来检测氦气的泄漏速率。使用 O 形圈Ⅱ压缩率为 14.85%的 10 发拔销器进行试验，且测试样件未装配 O 形圈Ⅰ和 O 形圈Ⅲ，试验结果见表 4。

参照与微型气体发生器等火工品相似的密封性标准，当气密性测试中的氦气泄漏速率低于 9.0×10^{-4} mbar·s^{-1} 时，可认定拔销器的气密性达到合格标准。由表 4 可见，O 形圈II的密封性能满足既定要求。

表 4　O 形圈Ⅱ氦流动性检测结果

Tab.4　O-ring Ⅱ helium fluidity test results

序号	泄漏速率/（mbar·s^{-1}）	序号	泄漏速率/（mbar·s^{-1}）
1	4.2×10^{-4}	6	3.6×10^{-4}
2	4.7×10^{-4}	7	5.4×10^{-4}
3	3.9×10^{-4}	8	3.7×10^{-4}
4	5.3×10^{-4}	9	4.7×10^{-4}
5	4.6×10^{-4}	10	5.3×10^{-4}

为验证改进型密封装置的密封性能可靠性，本研究设计了在 O 形圈达到极限压缩率条件下的发火试验。试验中电点火管采用了公差上限的装药量。利用高速摄影技术（拍摄频率为 10 000 帧·s^{-1}）记录拔销器的动作过程，以评估其回缩过程中是否存在火星产生的现象。在+85 ℃、+23 ℃及-40 ℃的环境下，对拔销器进行了 10 次发火试验。试验结果显示，装配了上下极限压缩率 O 形圈的拔销器在各种试验条件下均未出现火星飞溅现象，其密封性能符合预定要求。

5.2　长期储存可靠性测试

在活塞密封系统中，O 形圈的压缩率与 O 形圈与底座及外管的接触应力和接触面积呈正相关，这有利于初始密封性能的提升。然而，压缩率过高可能导致 O 形圈在经历长期储存后弹性下降，产生永久性形变，从而引发密封失效问题。为了评估压缩率为 29.82%的 O 形圈在长期储存条件下的可靠性，本研究进行了 107 ℃/17 d 的高温老化试验。老化试验后，在+85 ℃、+23 ℃和-40 ℃温度下对拔销器进行了发火试验，每种温度下试验 10 发拔销器。通过高速摄影技术记录的图像如图 12 所示。由图 12 可见，试验过程中未观察到火星飞溅现象，证明了 O 形圈的密封性能是可靠的。

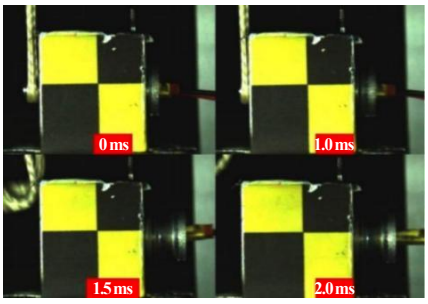

图 12　高温老化样件试验照片

Fig.12　Test photos of high-temperature aging samples

作为汽车用火工品，拔销器需具备耐环境性，依据 SAE USCAR24-3 标准[12]，进行串联环境试验，包

括加速老化、高湿度/高温老化和温度循环试验。加速老化试验为拔销器在 107 ℃、最大相对湿度 20%下保温 408 h；高湿度/高温老化试验为拔销器在 95%相对湿度、70℃下保温 408 h；温度循环试验为拔销器在-40~90℃下进行 200 个温度周期的循环。环境试验前测试 O 形圈II的硬度为 71~72 IRHD（5 发），环境试验后测试 O 形圈II的硬度为 70~72 IRHD（5 发），试验前后硬度变化不大，表明环境试验对 O 形圈II的硬度影响很小。环境试验后进行拔销器发火试验（+85 ℃、+23 ℃、-40 ℃下各 10 发），试验过程中无火星现象，证明 O 形圈密封性能可靠。

6 结论

针对安全气囊用拔销器作用过程中出现的偶发性失效，经过理论分析及试验确定失效的根本原因是 O 形圈II的压缩率不足。在极限工况下，对拔销器密封性能进行了理论计算与优化，并通过非线性有限元分析及发火试验验证了改进后的可靠性。

（1）通过理论计算改进了密封结构，确定 O 形圈II的最小压缩率为 14.85%，密封沟槽的最小设计宽度为 1.40 mm。

（2）利用非线性有限元分析，模拟了 O 形圈在不同压缩率下的形变、应力和接触压力，验证了理论计算的合理性。分析显示，即使在压缩率下限，O 形圈仍保持有效密封；在压缩率上限时，应力分布均匀且无损坏。研究还揭示了 O 形圈线径与接触长度、接触压力的线性关系，通过分析不同气体压力下的接触应力验证了密封可靠性。

（3）计算了不同槽宽对 O 形圈上极限压缩率的影响，确定了最佳密封沟槽的宽度尺寸为 1.40~1.45 mm。

（4）对改进后的拔销器进行了密封性试验及长储可靠性试验，不同试验过程中均未有火星飞出，表明改进后的拔销器密封性能满足使用要求。

参考文献：

[1] 董作进.汽车安全气囊气体发生器爆破试验设计与研究[D].长春:长春工业大学,2017.

[2] 张亚军,杜朝阳,李艳芳,等.行人保护装置顶升器用导线型气体发生器:中国，CN202323584505.0 [P].2024-06-25.

[3] 孟玉萍,任守圆,徐磊,等.一种烟火式拔销装置:中国，CN202022801207.2 [P]. 2021-08-03.

[4] 胡松涛.某火工装置延时失效原因分析与改进研究[J].火工品,2016(2):6-8.

[5] 张菲,夏冬星,赵晓雨,等.高输出能量火工分离装置密封强化技术研究[J].火工品,2023(5):6-10.

[6] BahloulE M E, DianyM, AissaouiH, et al. Finite element analysis of O-ring performance reinforced by a metallic core[J]. International Journal of Fluid Power,2022,23(2): 237-252.

[7] 李佳磊,冈金辉,温庆荣.光电探测设备的密封方法及 O 形圈密封设计[J].激光与红外,2023,53(02):276-281.

[8] GB/T 3452.3-2005 液压气动用 O 形橡胶密封圈 第 3 部分:沟槽尺寸[S]. 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,2005.

[9] ASTM D2000-18 (2024e1) Standard practice for classification of rubber and plastic materials in automotive applications[S]. USA, 2024.

[10] Balázs F, Attila K. Stability study of the compressible mooney-rivlin hyperelastic model[J].The Journal of Strain Analysis for Engineering Design,2024,59(4):258-268.

[11] Zhang J, Xie J. Investigation of static and dynamic seal performances of a rubber O-ring[J].Journal of Tribology, 2018, 140(4):042 202.

[12] SAE USCAR24-3 USCAR inflator technical requirements and validation[S]. USA, 2023.