

# 液体火箭发动机低温阀门铝垫片密封性能数值分析\*

张京东<sup>1</sup>, 刘 博<sup>2</sup>, 许 健<sup>2</sup>, 廖日东<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081;

2. 北京航天动力研究所, 北京 100074)

**摘 要:** 为研究液体火箭发动机低温阀门铝垫片密封结构在低温工作环境下的密封性能, 利用 ABAQUS 软件建立了该结构的二维轴对称模型, 计算了低温工作状态下铝垫片密封表面接触压力的变化, 并研究了铝垫片在循环温度载荷作用下接触压力下降的机理。结果表明, 在低温工作时, 密封垫片与阀门各部件材料线胀系数不同, 导致在温度降低时密封面上接触力下降; 而铝垫片密封表面上复杂的应力应变状态导致接触压力在温度载荷作用下无法恢复。在温度载荷循环作用下, 铝垫片密封面上产生了棘轮效应。垫片的塑性应变在棘轮效应中累积, 且最大应力值在棘轮效应中下降; 接触力会随着温度载荷循环次数增加逐步降低并在一定周期后保持稳定。提出了采用锥形垫片的结构改进方案, 并通过仿真验证了该结构在循环温度载荷作用下保持密封压力的有效性。

**关键词:** 液体火箭发动机; 低温阀门; 密封垫片; 接触压力; 温度载荷

**中图分类号:** V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2021) 08-1898-08

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.200901

## Numerical Analysis on Sealing Performance of Aluminum Gasket for Cryogenic Valve of Liquid Rocket Engine

ZHANG Jing-dong<sup>1</sup>, LIU Bo<sup>2</sup>, XU Jian<sup>2</sup>, LIAO Ri-dong<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100074, China)

**Abstract:** In order to study the sealing performance of aluminum gasket sealing structure for cryogenic valve of a liquid rocket engine under low temperature environment, a two-dimensional axisymmetric model of the sealing structure was established by ABAQUS software. Contact pressure of aluminum gasket seal surface under low temperature working condition was calculated, and the mechanism of contact pressure drop of aluminum gasket under cyclic temperature load was studied. The results show that the contact pressure on the sealing surface decreases at low temperature due to the different linear expansion coefficient between the sealing gasket and various parts of the valve, while the complex stress-strain state on the sealing surface of aluminum gasket leads to the failure of contact pressure recovery under temperature load. The ratchet effect is produced on the sealing surface of aluminum gasket under the cyclic temperature load. The plastic strain of the gasket accumulates in the ratcheting effect, and the maximum stress decreases in the ratcheting effect. The contact force decreases gradually with the increase of temperature recycle times, and remains stable after a few period. In addition, an improved structure of sealing gasket by using conical gasket is proposed, and the effectiveness of the structure to maintain the

\* 收稿日期: 2020-11-11; 修订日期: 2021-01-15。

作者简介: 张京东, 博士生, 研究领域为动力机械结构紧固与密封。E-mail: zhangjd@bit.edu.cn

通讯作者: 廖日东, 博士, 教授, 研究领域为动力机械结构强度与振动噪声。E-mail: liaord@bit.edu.cn

引用格式: 张京东, 刘 博, 许 健, 等. 液体火箭发动机低温阀门铝垫片密封性能数值分析[J]. 推进技术, 2021, 42(8): 1898-1905. (ZHANG Jing-dong, LIU Bo, XU Jian, et al. Numerical Analysis on Sealing Performance of Aluminum Gasket for Cryogenic Valve of Liquid Rocket Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(8):1898-1905.)

sealing pressure under the cyclic temperature load is verified by simulation.

**Key words:** Liquid rocket engine; Cryogenic valve; Sealing gasket; Contact pressure; Temperature load

## 1 引言

发展大推力低温液体推进剂火箭发动机技术是提高我国运载火箭水平的关键,其中低温、低泄漏密封技术是提高液体火箭发动机可靠性的重要因素之一<sup>[1-3]</sup>。液氢液氧作为液体火箭发动机的推进剂,若发生泄漏将会导致发动机起火、爆炸,甚至造成人员伤亡,带来巨大的经济损失。

在液体火箭发动机中常用的密封件材料包括橡胶、塑料与金属等。金属材料的密封垫片相比于橡胶、塑料材料由于其在极低温条件下较低的线胀系数且在低温环境中仍保有一定的弹性,被广泛应用于液体火箭发动机中低温阀门的静密封结构中<sup>[4-5]</sup>。从20世纪开始国内外许多学者就针对金属密封垫片展开研究。诸多学者针对如O形、U形、W形等各种截面形状的金属密封垫片开展了关于截面尺寸参数、初始压缩量等因素对其密封性能影响的研究<sup>[6-10]</sup>。此外还有一些针对特殊结构金属密封垫片的密封性能研究,如沈阳航空航天大学的艾延廷等<sup>[11]</sup>针对某国产航空发动机中的组合式金属密封环,通过实验测定了工作压力、初始压缩量与泄漏率的关系。

相比于不同结构形式的金属密封垫片,金属平垫片由于结构形式与加工制造工艺简单、拆装较为方便,在实际中仍是应用最为广泛的一种。对于金属平垫片,学者Kollmann<sup>[12]</sup>首先研究了在高压下金属密封平垫片密封面上的应力应变状态,发现接触区域弹性变形量会影响垫片密封性能。这种应力应变分析也为之后的研究与设计奠定了基础。此后的一些研究主要是关于金属平垫片的表面状态及材料属性对其密封性能影响的研究<sup>[13-14]</sup>。而对于金属平垫片在极低温的循环温度载荷作用下的密封性能研究较少。

某型号液体火箭发动机在地面试车时出现低温阀门密封失效、发动机失火现象。经过初步分析是由于低温阀门各部件材料的线胀系数不同,螺栓夹紧力下降而引起密封压力下降。其中,由于各组件线胀系数不同,在温度变化情况下螺栓夹紧力的变化量为

$$\Delta F = \frac{l \cdot (\alpha_p - \alpha_s) \cdot \Delta T}{\delta_s + \delta_p} \quad (1)$$

式中 $\Delta F$ 为温度引起的螺栓夹紧力的变化量; $l$ 为螺纹连接结构的长度; $\delta_p$ 为螺栓的柔度; $\alpha_p$ 为螺栓材料的线胀系数; $\delta_s$ 为被夹紧件的柔度; $l_s$ 为被夹紧件的长度; $\alpha_s$ 为被加紧件材料的线胀系数; $\Delta T$ 为温度变化量。

若按照式(1)计算,低温阀门在经历循环温度载荷(先低温后恢复至常温)后,螺栓夹紧力应在低温时下降,而在温度恢复至常温时应恢复至初始值。但通过发动机低温浸泡试验发现,在低温阀门每经历一次低温循环后螺栓拧紧力矩均会发生一定量的衰退,这是已有研究不能解释的。

本文针对该现象,建立低温阀门铝垫片密封结构的二维轴对称有限元模型,计算密封垫片在工作以及试车条件下的应力状态以及密封面上的接触压力的分布及变化情况,分析循环温度载荷对接触压力的影响规律,并提出一种针对此阀门密封结构的改进方案。

## 2 铝垫片密封结构计算模型的建立

某火箭发动机中低温阀门的密封结构如图1所示,铝垫片被安装在壳体与阀门盖中间,并通过螺栓连接结构紧固。低温阀门密封结构局部为二维轴对称结构,且在工作中受到的夹紧力及介质压力也是关于其轴线对称的。故采用平面轴对称模型对低温阀门密封结构进行简化,建立了密封结构的二维轴对称模型。

对二维轴对称模型进行网格划分,单元类型为CAX4R(4节点双线性轴对称四边形减缩积分单元)。经过网格无关性分析,对密封垫片上的网格逐步加密,得到网格密度与接触力的关系如图2所示。当网格密度加密至 $144 \times 144$ 时,计算出接触力的相对误差已经 $<0.1\%$ 。考虑到计算经济性,最终采用对密封垫片整体进行 $32 \times 32$ 的划分并对局部进行加密的网格划分方式。划分好的网格模型如图3所示。

在常温预紧工况下,阀门壳体与阀门盖通过螺栓预紧,在铝垫片密封面上产生一定的接触力。在整个计算中,始终约束壳体上端面的轴向位移,通过定义阀门盖螺栓孔位置处的位移值来模拟螺栓的预紧。在低温工作环境与试车条件下,低温阀门不仅仅受到螺栓的预紧力 $p_0$ ,温度载荷 $\Delta T$ ,还要承受阀门内部16.5MPa的工作压力,由于模型采用的是局部模

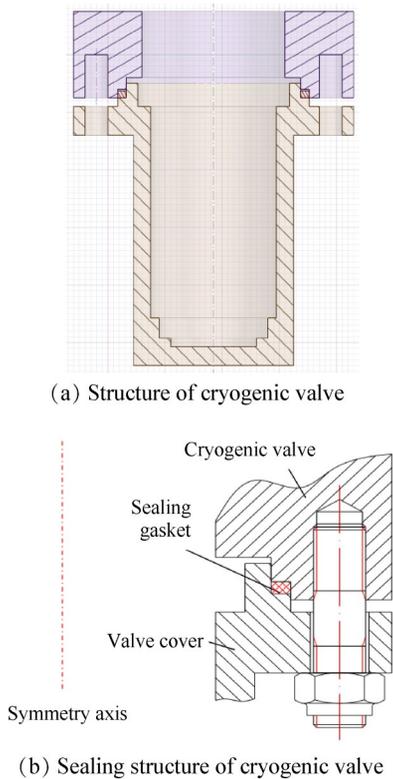


Fig. 1 Structure of sealing gasket for a cryogenic valve

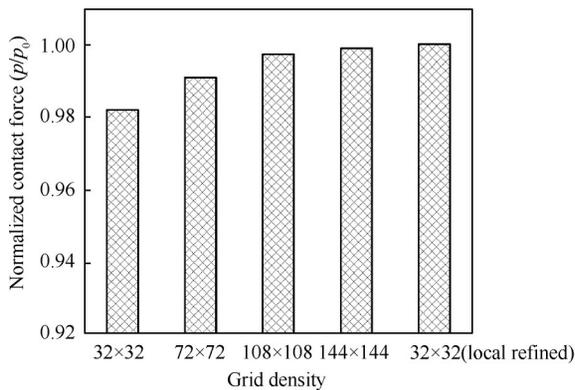


Fig. 2 Results of grid independence analysis

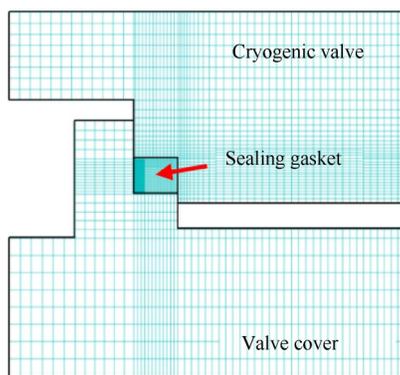


Fig. 3 Meshed model

型,在铝垫片阀门盖密封面上还施加一个工作载荷作用在阀门盖上产生的大小为41.6MPa的等效分离

力,模型边界条件的施加如图4所示。

铝合金金属密封垫片采用1035铝合金制成,阀门壳体与阀门盖的材料分别为TC4钛合金与1Cr18Ni9Ti不锈钢,这些材料的性能参数见表1。

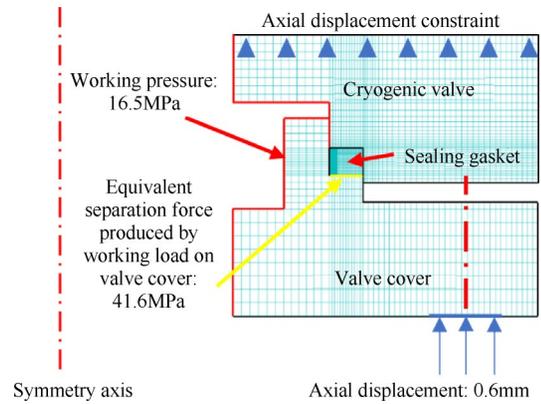


Fig. 4 Boundary condition

### 3 结果与讨论

#### 3.1 工作状态下密封垫片接触力变化

为研究铝垫片在工作条件下的密封性能,工作温度采取与发动机试车试验相同的介质温度(液氢35K)进行仿真,循环温度载荷 $\Delta T$ 为-265K,共重复5次,载荷步设置见表2。

铝垫片接触表面上的接触压力分布如图5所示。密封表面接触压力沿垫片径向宽度方向分布如图6所示。从图5与图6中可以看出,当温度降低后,铝垫片各接触面上的接触压力降低。温度恢复后,铝垫片表面接触压力也恢复到接近初始状态,但铝垫片密封表面上的接触压力最大值略低于初始状态。

由接触面上的接触压力可计算出接触面上接触力的合力,接触力与节点上接触压力的关系见式(2),接触力随载荷步的变化如图7所示。

$$F_c = \sum_{i=1}^n \frac{\sigma_{e,i1} + \sigma_{e,i2}}{2} A_i \quad (2)$$

式中 $F_c$ 为接触力, $\sigma_{e,i1}$ 为接触面上第*i*个单元第1个节点上的接触压力, $\sigma_{e,i2}$ 为接触面上第*i*个单元第2个节点上的接触压力, $A_i$ 为第*i*个单元的面积, $n$ 为接触面上的单元数量。

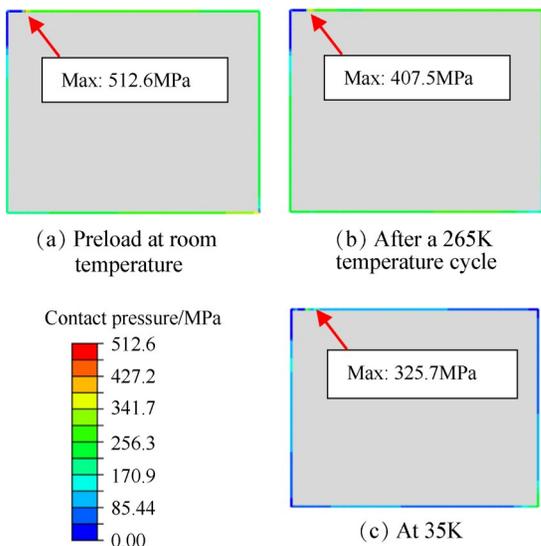
从图7的接触力随每次温度载荷循环的变化可以看出,随着温度载荷循环数的增加,铝垫片接触面上接触力的下降值越小,接触力在前两个温度循环内下降较大,在后几个循环内将保持稳定。这一现象与实验中测得的低温阀门螺栓的紧固力矩*M*的变化趋势保持一致。接触力的变化共分为3个阶段:

**Table 1** Material parameters<sup>[15-16]</sup>

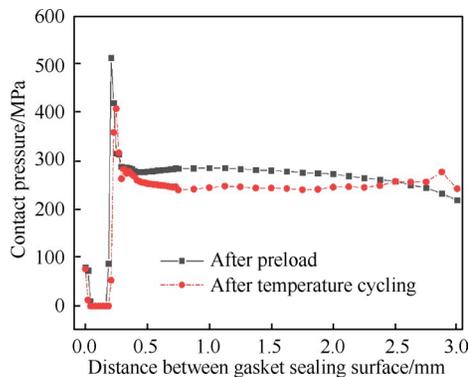
Part	Material	Elastic modulus/ GPa	Poisson's ratio	Linear expansion coefficient/K <sup>-1</sup> (76K~room temperature)	$\sigma_{0.2}$ /MPa	$\sigma_b$ /MPa	$\delta$ /%
Valve	TC4	117	0.34	$8.40 \times 10^{-6}$	930	1140	15
Gasket	1035-0	71	0.31	$1.86 \times 10^{-5}$	30	80	37
Valve cover	1Cr18Ni9Ti	198	0.30	$1.35 \times 10^{-5}$	196	540	45

**Table 2** Load step setting for working conditions

Step	Description
1	Loading
2~11	Repeated the temperature cycle load for 5 times (300K~35K~300K)
12	Unloading



**Fig. 5** Contact pressure on the sealing surface



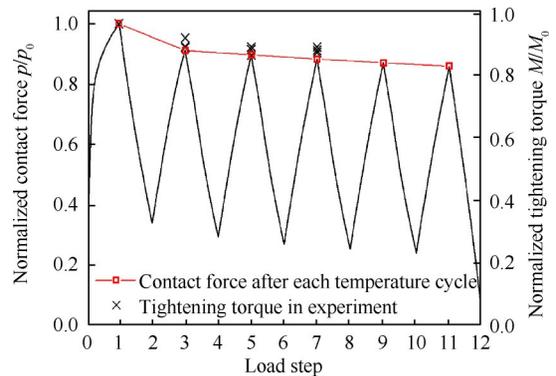
**Fig. 6** Distribution of contact pressure on the sealing surface

(1)加载阶段:0~1载荷步内阀门受到预紧载荷,铝垫片受压。在铝垫片密封表面上接触压力逐渐增大至加载完成,此时接触压力的合力为 $p_0$ 。

(2)循环温度载荷作用阶段:2~11载荷步内共进行了5次温度循环。1~2载荷步内对铝垫片降温265K,铝垫片由于温度降低而收缩,接触面上的接触

压力将逐渐减小。2~3载荷步内铝垫片的温度载荷恢复,铝垫片由于温度升高而膨胀变形,导致接触面上的接触压力上升。温度恢复后接触力恢复至91.1%  $p_0$ 。可以看出虽然当温度载荷恢复时接触压力也会恢复,但无法达到初始的接触压力值。由于循环温度载荷导致的接触力损失为8.9%。且随着温度载荷循环数的增加,接触面上的接触力仍会持续降低。

(3)卸载阶段:9~10载荷步内完成阀门盖的位移卸载。随着位移载荷的减小,接触压力也将逐渐减小。



**Fig. 7** Contact force with the load step

### 3.2 铝垫片表面接触力变化规律及其机理

#### 3.2.1 铝垫片内部应变状态

铝垫片在加载后的变形如图8所示。从图中可以看出,当铝垫片受压时,由于阀门盖与壳体的限位,铝垫片内侧上沿受到挤压,变形严重,沿轴向高度方向最大位移值为0.535mm。铝垫片的最大主应变如图9所示。在初始预紧状态下,铝垫片并不是整体处于受压状态,在铝垫片内侧上沿挤压变形严重的部分,其最大主应变值 $>0$ ,处于受拉状态,其余部分的最大主应变值 $<0$ ,处于受压状态。

图10为铝垫片在265K循环温度载荷作用下的

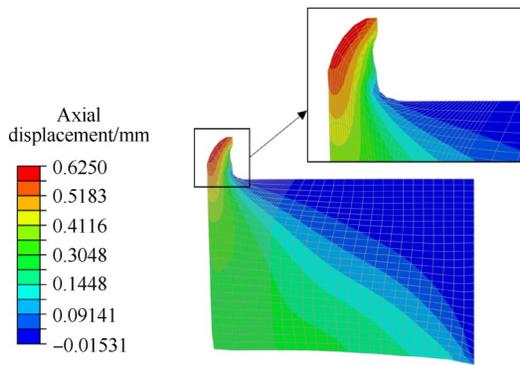


Fig. 8 Axial displacement of aluminum gasket after preloading

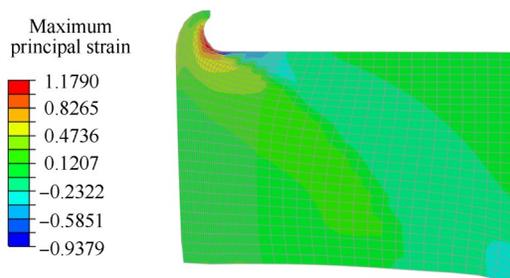


Fig. 9 Maximum principal strain distribution of aluminum gasket after preloading

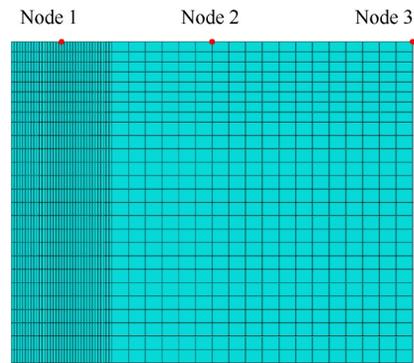


Fig. 11 Location of key nodes

最大主应变分布变化图。从图中可以看出,当温度降低至 35K 时,铝垫片内侧上沿受挤压位置由初始的受拉状态转换为受压状态,当温度恢复后,该位置的最大主应变分布恢复至初始时刻,转换为受拉状态。在此后的几次循环温度载荷作用下,铝垫片的最大主应变的变化与第一次循环温度载荷作用时一致。

故铝垫片在工作状态下不是简单的受压状态,在循环温度载荷作用下不是简单的加载与卸载过程。在铝垫片内部,尤其是内侧边缘受挤压变形严

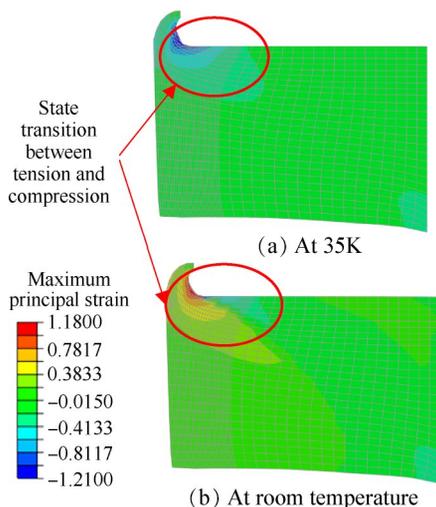


Fig. 10 Distribution of maximum principal strain under temperature cycling

重的位置上,存在拉压状态的转变,从而导致铝垫片密封面上的密封压力在循环温度载荷作用下不能完全恢复。

### 3.2.2 铝垫片关键位置点的应力应变关系

为进一步地解释铝垫片在循环温度载荷作用下接触力无法恢复的机理,提取如图 11 所示的铝垫片内侧边缘处变形严重位置处的节点、铝垫片正中间及最右端节点上的应力应变关系,如图 12 所示。其中提取的  $\sigma_{22}$  应力分量与  $\epsilon_{22}$  应变分量均为铝垫片轴向方向的分量。

从图 12 可以看出,在循环温度载荷作用下,铝垫片的塑性随循环次数累积发展,存在明显的棘轮效应。图 12(a) 为铝垫片内侧变形最严重位置上节点 1 的应力应变曲线,与图 12(b) 和图 12(c) 铝垫片中间节点 2 和外侧节点 3 对比,可以看出在温度载荷循环作用下节点 1 上的塑性累积比节点 2 和节点 3 更多,产生的棘轮效应更为明显。在 5 次的温度载荷循环的作用下,节点 1 上塑性应变累积了 0.063,而在节点 2 与节点 3 上塑性应变累积约为 0.001。铝垫片的上表面各节点对应的应力应变曲线随着温度载荷的循环产生了偏移,在循环中对应的应力最大值逐渐减小,从而导致铝垫片表面的接触力随着温度载荷循环次数下降。

### 3.3 改进铝垫片密封性能的措施

#### 3.3.1 低温浸泡并重复拧紧

为验证低温浸泡并重复拧紧对铝垫片密封性能的改善,计算模型仍采用二维轴对称模型进行计算,利用在螺栓孔位置施加位移载荷模拟螺栓装配,计算模型与第 2 节相同。使用液氮对阀门进行浸泡来模拟工作时低温环境,液氮温度为 76K,载荷步设置见表 3。

在重复拧紧的条件下,铝垫片接触表面上的接触压力随载荷步的变化如图 13 所示。从图 13 中可

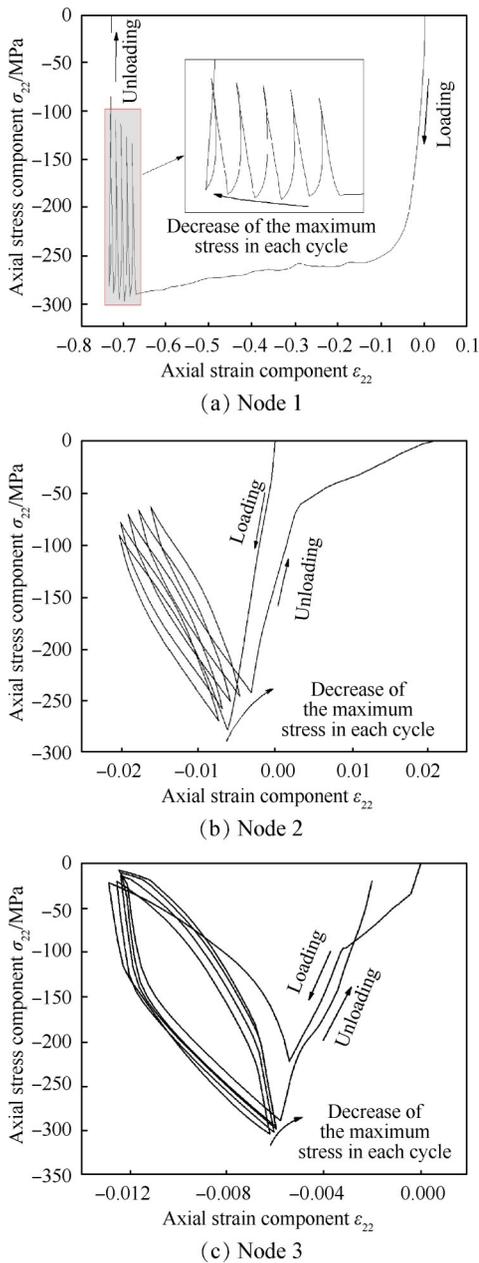


Fig. 12 Cyclic stress-strain curves of key nodes

Table 3 Load step setting for repeated tightening conditions

Step	Description
1	Loading
2~3	Cyclic temperature load
4	Reload
5~15	Repeat step 2~4 for 4 times

以看出, A点为初始位移载荷加载时铝垫片表面接触力 $p_0$ 。经历一次温度循环后接触力恢复至B点, 无法完全恢复, 此时接触力为90.9%  $p_0$ , 比A点时损失了约9.1%。C点为接触力重新加载至 $p_0$ 模拟重复拧紧。D点为再经历一次循环温度载荷后所剩余的接触力, 接触力变为92.5%  $p_0$ , 相比于C点时损失了约7.5%。可

以看出, 虽然重复拧紧后再经历循环温度载荷后接触力仍会下降, 但是相比于第一次低温浸泡后接触力的损失量减少了。

故对低温阀门先进行低温浸泡再对其紧固件重复拧紧, 在一定程度上可以改善铝垫片的密封性能。且图13中点E, F, G分别为重复拧紧2~4次后接触力, 从图中可以看出, 随着重复拧紧次数的增加, 密封面上接触力增加量逐渐减小, 即重复拧紧对密封性能的改善效果逐渐降低。

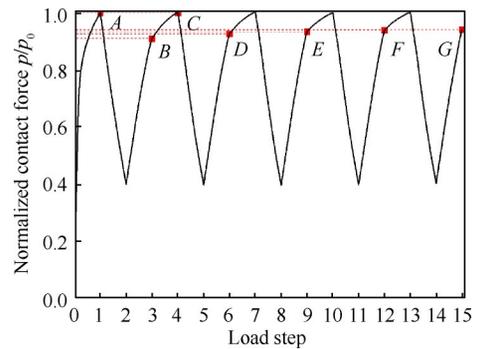


Fig. 13 Contact force with load step in repeated tightening condition

### 3.3.2 采用锥形垫片代替平垫片

铝垫片边缘过大的塑性变形以及内部复杂应力状态导致低温阀门铝垫片密封结构在受到循环温度载荷作用时, 出现密封表面接触力下降。为了改善铝垫片的密封性能, 减小铝垫片边缘处的变形, 拟采用锥形垫片代替平垫片, 提出两种改进方案: (1) 壳体密封面仍保持水平面, 铝垫片改为锥形密封面。(2) 壳体密封面与铝垫片均改为锥形面。建立如图14所示的有限元模型, 对改进后结构进行5次试车条件下(液氮温度76K)的仿真, 边界条件与第2节设置相同。

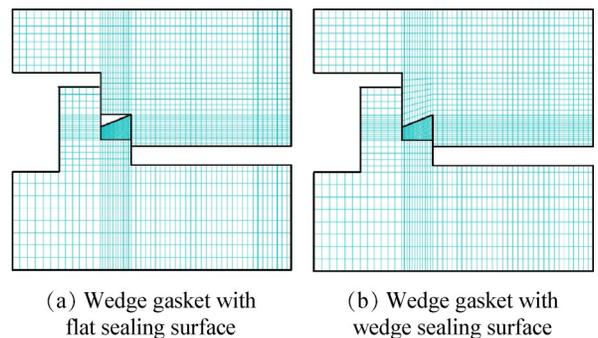


Fig. 14 FEM model

图15分别为两种配合方案的锥形垫片在预紧载荷作用下的轴向位移分布, 从图中可以看出锥形垫片预紧后在外表面边缘处的相对变形量比采用平垫

片时均有减小,采用锥形垫片与锥形密封面配合时,垫片边缘处轴向位移最大值为0.1mm,小于采用平垫片的0.535mm。

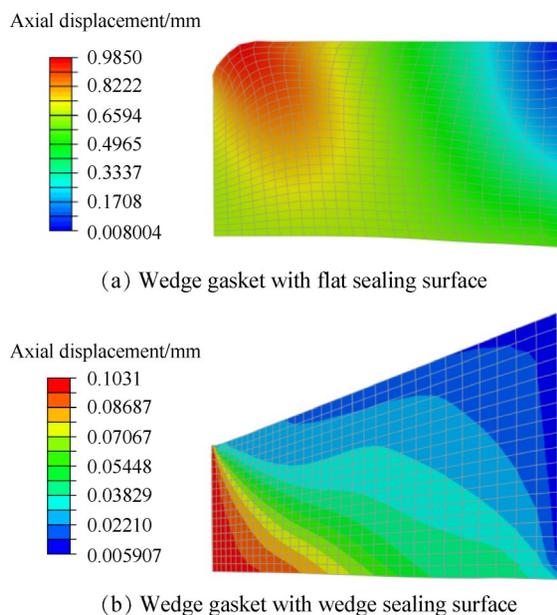


Fig. 15 Axial displacement distribution of conical gasket under preloading condition

图16分别为两种配合方案的锥形垫片在预紧载荷作用下的最大主应变分布,从图中可以看出,当锥形垫片与壳体平密封面配合时,由于铝垫片内侧径向厚度减小,在预紧状态下锥形垫片内侧厚度较小的区域处于受拉状态,外侧厚度大的区域处于受压状态;而当采用锥形垫片与壳体锥形密封面配合时,锥形垫片的最大主应变值均 $<0$ ,锥形垫片均处于受压状态。相比于平垫片,锥形垫片在预紧状态下应力应变状态单一且没有过大的塑性变形。

保持初始接触力仍为 $p_0$ ,对两种不同配合的锥形垫片方案进行5次温度循环,图17为改用锥形垫片后接触力随载荷步的变化。从图17中可以看出,在低温阀门经历第一次低温浸泡后,采用锥形垫片与壳体平密封面配合方案的接触力变化与使用平垫片时差距不大,仅在第5次循环温度载荷后的接触力下降量略小于使用平垫片密封;而采用锥形垫片与壳体锥形密封面配合方案,接触力仅在第一次温度循环中下降至95.2%  $p_0$ ,接触力损失量约为4.8%,在之后几次循环温度载荷后,接触力均保持稳定,没有发生接触力持续减小的现象。故采用锥形垫片与壳体锥形密封面配合可以明显改善低温阀门在低温循环载荷下的密封性能。

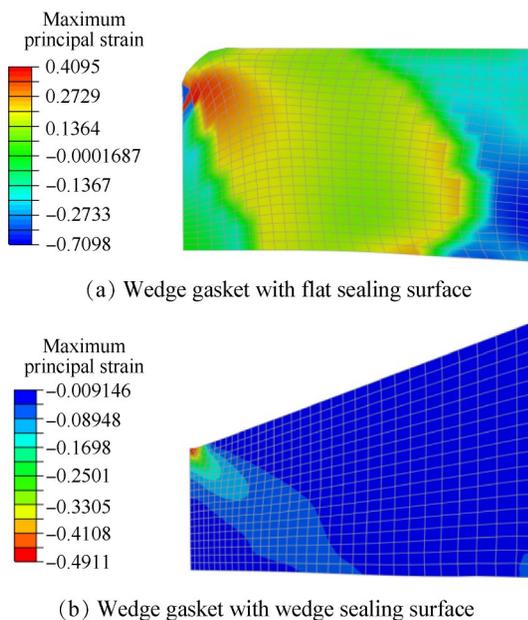


Fig. 16 Maximum principal strain distribution of wedge gasket under pre tightening condition

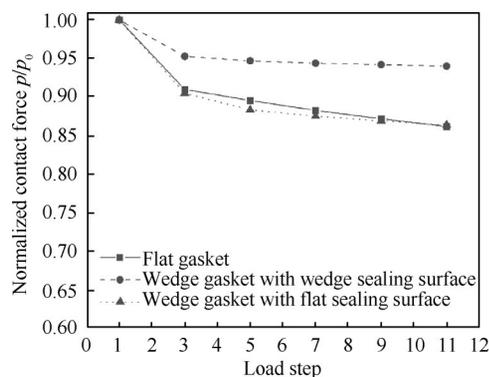


Fig. 17 Change of contact force with load step

## 4 结论

本文对液体火箭发动机低温阀门的密封垫片在低温载荷循环作用下的密封性能进行了仿真研究,结果表明:

(1)在循环温度载荷作用下密封垫片接触力会持续下降,这与发动机低温浸泡实验中紧固力的变化趋势一致。

(2)铝垫片接触力在循环温度载荷作用下的持续下降是由铝垫片表面边缘位置复杂的应力应变状态变化导致的。在循环温度载荷作用下,铝垫片边缘位置上产生了棘轮效应,且最大应力值在循环中持续下降,从而使铝垫片接触力在循环温度载荷作用下持续下降。

(3)对于此类结构的低温阀门,对其预冷并重复拧紧在一定程度上可以改善密封垫片在低温循环载

荷下的密封性能。

(4)使用锥形垫片代替平垫片可以提高低温阀门的低温密封性能。且锥形垫片的使用需配合锥形密封面。若不改变壳体结构,仅采用锥形垫片密封,对密封结构在低温载荷循环作用下的密封能力改善并不明显。

### 参考文献

- [ 1 ] TAN Yonghua, ZHAO Jian, CHEN Jianhua, et al. Progress in Technology of Main Liquid Rocket Engines of Launch Vehicles in China[J]. *Aerospace China*, 2020, 21(2): 23-30.
- [ 2 ] 郑大勇,陶瑞峰,张 玺,等. 大推力氢氧发动机关键技术及解决途径[J]. *火箭推进*, 2014, 40(2): 22-27+35.
- [ 3 ] 赵飞明,汪树军. 低温静密封技术研究[J]. *低温工程*, 2001, (2): 23-26.
- [ 4 ] 陈风波,王立峰. 运载火箭用典型低温密封材料[J]. *宇航材料工艺*, 2009, 39(3): 12-15.
- [ 5 ] 杜天恩. 高压液体火箭发动机新结构密封[J]. *推进技术*, 2000, 21(4): 16-19. (DU Tian-en. New Sealing Structure of High Pressure Liquid Rocket Engine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2000, 21 (14) : 16-19.)
- [ 6 ] 冯 秀,顾伯勤. 金属垫片密封研究进展[J]. *润滑与密封*, 2004(1): 113-117.
- [ 7 ] 刘 博,乔桂玉,许 健,等. 低温液体火箭发动机高压静密封有限元分析[J]. *强度与环境*, 2010, 37 (6): 39-45.
- [ 8 ] 李玉婷,廖日东,辛 婷,等. 低温U形金属密封环密封性能有限元分析[J]. *润滑与密封*, 2014, 39(7).
- [ 9 ] 李 莹. 自紧式金属U形密封环的泄漏和振动特性分析[D]. 北京:北京化工大学, 2018.
- [ 10 ] 邢敏杰. 航空发动机中W形金属密封环密封性能及泄漏研究[D]. 北京:北京理工大学, 2015.
- [ 11 ] 艾延廷,来纯强,郝燕平,等. 航空发动机组合式弹性片金属密封环结构密封特性研究[J]. *推进技术*, 2018, 39 (2) : 426-432. (AI Yan-ting, LAI Chun-qiang, HAO Yan-ping, et al. Study on Sealing Characteristics of Compositated Elastic Metal Sealing Rings Used in Aeroengine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(2): 426-432.)
- [ 12 ] Kollmann K. Problems of the Application of Metal Seals at Very High Pressures[C]. *England: 5th Intemational Conference on Fluid Sealing*, 1971.
- [ 13 ] 冯 秀,顾伯勤. 金属垫片密封表面形貌的分形表征[J]. *化工学报*, 2006, 57(10): 2367-2371.
- [ 14 ] 刘姝娟,金 滔,汤 珂,等. 钢丝密封件低温密封性能实验研究[J]. *低温工程*, 2013(1): 7-10.
- [ 15 ] 赵稼祥. 航天材料低温性能测试技术[J]. *宇航材料工艺*, 1986(5): 70-76.
- [ 16 ] 丁坤和,赵素馨,葛翠英. 金属和非金属材料低温平均线膨胀系数的测定[J]. *宇航材料工艺*, 1981(1): 33-40.

(编辑:张 贺)