

# 压力对膜盒式端面密封平衡直径的影响

吴 霖,姜绪强,李 铭,窦 唯

(北京航天动力研究所,北京 100076)

**摘 要:**膜盒式端面密封在低温液体火箭发动机涡轮泵中有着广泛的应用,作为直接影响密封工作稳定性及涡轮泵工作可靠性的重要参数,端面比压、膜盒平衡直径等如何选取一直是密封设计的重要工作。以某型低温液体火箭发动机涡轮泵的膜盒式端面密封为研究对象,研究压缩量、工作压力对膜盒应力分布、平衡直径、载荷系数和端面比压的影响。应用有限元法建立了膜盒应力分析模型,得到了不同压缩量和充压压力下膜盒的应力分布和端面压紧力,分析膜盒平衡直径随压力增大而显著下降的机理。结合理论分析,开展比压测量装置设计和测量,验证数值仿真得出的规律,并发现现有产品的实际平衡直径比理论计算要小。最后基于仿真和测试结果对现有端面密封方案进行改进,通过台架运转试验验证仿真、测量以及改进方案的准确性,为低温液体火箭发动机涡轮泵用密封端面比压的选取提供了更为合理可行的方法。

**关键词:**火箭发动机;膜盒式端面密封;平衡直径;数值仿真;比压试验

**中图分类号:**V430 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-9374(2021)02-0054-07

## Effect of the pressure on balance diameter of the metal bellows mechanical face seal

WU Lin,JIANG Xuqiang,LI Ming,DOU Wei

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

**Abstract:** As a typical structure, metal bellows mechanical seal is extremely widely used in liquid rocket engines. In this paper, the influence factors of metal bellows mechanical seal were analyzed by numerical simulation, such as amount of compression operation pressure, balance diameter, load coefficient and face pressure ratio. The finite element model was built. And the effect of the diameter on deformation and stress of metal bellows under the given condition was obtained. Some conclusion were obtained by simulation. According to the research, the test equipment was designed to testify simulation result. According to result tested, the method of reducing the face pressure ratio is used in the new mechanical face seal, and the meliorated face seal have passed the hot-fire test of the rocket engine. The result proves that new design proposal in this paper can calculate accurately mechanical seal face pressure ratio. The proposal metioned in the paper could be used to design the mechanical seal in the liquid rocket engine turbopump.

**Keywords:** rocket engine; metal bellows mechanical face seal; balance diameter; numerical simulation; pressure ratio test

收稿日期:2020-01-09;修回日期:2020-03-22

基金项目:国防技术基础科研项目(JSZL2019203A003)

作者简介:吴霖(1988—),男,硕士,高级工程师,研究领域为涡轮泵技术。

## 0 引言

膜盒式端面密封由于不需要辅助密封,能够适应低温、高温、强腐蚀或氧化环境,并且泄漏量极小,广泛应用于液体火箭发动机涡轮泵中<sup>[1-3]</sup>。密封环配对材料多为软—硬组合,需要在高振动、高压、高转速及特殊的密封介质环境下工作<sup>[4-6]</sup>。一般在PV值不高的场合,多采用接触式结构;在PV值较高的场合,则采用端面开槽的非接触式结构。由于低温液体火箭发动机涡轮泵一般转速较高,即摩擦面线速度较高,对于密封的端面比压 $p_b$ 的要求较高,而密封端面比压过大则易引起磨损严重、摩擦发热温升过高等问题,端面比压过小则易引起泄漏量增大、密封工作不稳定等问题。

端面比压由两部分组成,一部分是膜盒压缩产生的压缩力,另一部分是正反向介质压力作用面积不同产生的轴向力。介质压力对膜盒作用力一般通过平衡直径来计算,但平衡直径一般是受压力影响的,而关于压力波动影响平衡直径的国内外资料少之又少,简单理论公式一般不予考虑,各生产厂家的经验公式误差也很大,与实际表现完全不符<sup>[7-12]</sup>。本文采用数值算法研究了压缩量、工作压力对膜盒应力分布、平衡直径、载荷系数和端面比压的影响,并进一步设计了比压测量装置,验证了数值仿真得出的规律。根据仿真分析和测试结果,发现某型氦气端面密封实际端面比压较初始理论设计值显著偏大,可以适当降低,进行了结构调整,最终实现了降低摩擦发热的效果,而泄漏量没有显著增大。

## 1 膜盒平衡直径简单理论计算模型

外压型接触式膜盒端面密封结构如图1所示,其中介质由外径流向内径。

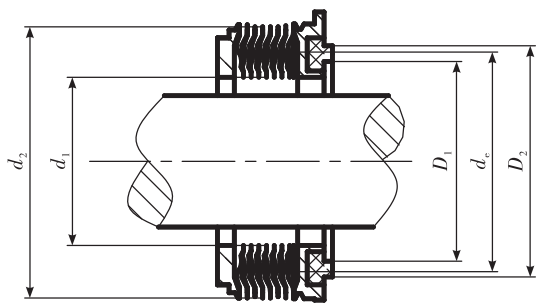


图1 膜盒式端面密封结构尺寸示意图

Fig. 1 The diagram of mechanical seal structural dimensions

端面密封比压简单理论计算公式为

$$p_b = p_{sp} + (K_1 - \lambda) \cdot p_s \quad (1)$$

式中: $p_b$ 为密封端面比压; $p_{sp}$ 为弹簧压缩产生的比压,即 $F/S$ ;  $F$ 为弹簧压缩力,为膜盒刚度与压缩量的乘积, $F = K \cdot X$ ;  $K$ 为膜盒刚度; $X$ 为膜盒压缩量; $S$ 为密封面积; $K_1$ 为载荷系数; $\lambda$ 为膜压系数; $p_s$ 为密封介质压差。

载荷系数 $K_1$ 为密封介质压力作用面积与密封面接触面积的比值,计算公式为

$$K_1 = (D_2^2 - d_e^2) / (D_2^2 - D_1^2) \quad (2)$$

式中: $D_1$ 及 $D_2$ 分别为密封端面石墨凸台的内径和外径; $d_1$ 及 $d_2$ 分别为密封膜盒的内径和外径; $d_e$ 为膜盒平衡直径。

膜盒平衡直径 $d_e$ 实际上是一个假设的理论直径,它的提出是为了更好地考虑膜盒内径和外径上介质的实际作用位置,由直径 $d_e$ 和膜盒内径 $d_1$ 形成的容积与直径 $d_e$ 和膜盒外径 $d_2$ 形成的容积大致相等<sup>[13]</sup>,即最终介质压力作用在膜盒上产生轴向力的效果简化为一个直径为 $d_e$ 的分界面,在此分界面至外径膜盒承受介质压力,产生 $p_s \cdot \pi \cdot (d_2^2 - d_e^2) / 4$ 的轴向力。 $d_e$ 通常有以下4种计算公式<sup>[14-17]</sup>:

①  $d_e = (d_1 + d_2) / 2$ ,最常用公式;②  $d_e = [(d_1^2 + d_2^2) / 2]^{1/2}$ ,用于矩形波,如车制聚四氟乙烯塑料波纹管;③  $d_e = [(d_1^2 + d_2^2 + d_1 d_2) / 3]^{1/2}$ ,用于锯齿波,如弓形焊接金属波纹管;④  $d_e = [(3d_1^2 + 3d_2^2 + 2d_1 d_2) / 8]^{1/2}$ ,用于U形波和正弦波,如挤压成型金属波纹管。

以上计算公式中,一般端面密封简化设计中较为常用的是第①和第③种公式。但无论采用哪种公式,均未考虑不同压力下 $d_e$ 的变化。

实际应用中,经常会出现采用以上理论公式计算设计时,在高压下计算端面比压不大,但实际磨损非常严重,甚至在一些工况下理论计算端面比压为零甚至为负,理应大量泄漏,实际泄漏量反而减小、磨损加重这些比压增大的现象。

基于以上现象,有端面密封生产企业设计人员提出膜盒平衡直径计算公式中应该加入压力的影响,其原理为设计时膜盒宽度 $b$  ( $b = d_2 - d_1$ )与压力作用高度是等高的,受外压后波片靠外部分有贴合

趋向,靠内部分有分离趋向,故实际压力作用高度减小(见图2),则  $h$  的中值也减小,平衡直径  $d_e$  亦降低。

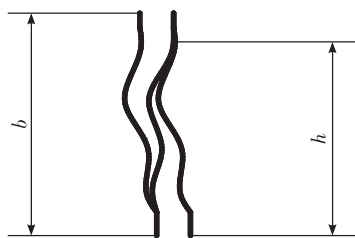


图2 膜盒式端面密封膜片结构尺寸示意图

Fig. 2 The diagram of mechanical seal metal bellows structure

一些国外大型端面密封生产企业也提出了自身的平衡直径  $d_e$  的压力修正公式,如上海博格曼公司的经验公式

$$d_e = [(d_1^2 + d_2^2)/2]^{1/2} - 0.0127(145p_s)^{0.797} \quad (3)$$

但按照此经验修正公式计算的结果仍不适用于绝大多数情况,特别是高压情况下,另外也没有试验数据说明其适用范围,因此一些国内企业和研究机构提出设计平衡直径测量装置,来实际测试压力作用下平衡直径数值和变化趋势。丹东克隆公司和西安航天动力研究所进行的比压测试结果表明,随着压力增加,膜盒平衡直径减小,如图3所示。

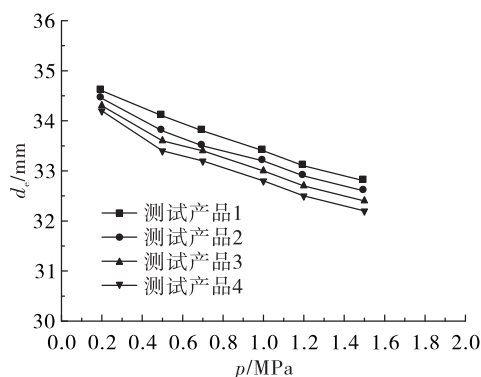


图3 膜盒平衡直径与压力关系测试结果

Fig. 3 Relationship between equilibrium diameter and power in test

比压测试可以很好地反映实际膜盒产品的平衡直径随压力变化情况,但无法准确获知其机理和影响因素,无法在设计之初预估,因此无法用于指导膜盒造型设计,只能在初始设计膜盒生产完成进

行实际测试后,再根据结果进行调整。

随着有限元技术的发展,对于金属薄壁件的应力仿真分析的精度逐渐提高,已经可以较为准确地预知在承压状态下,膜盒应力、变形和端面压紧力的大小和变化趋势。因此,通过膜盒应力、变形和轴向推力的分析,不但可以掌握其工作压力对膜盒平衡直径的影响和机理,从而找到调整的方向,还可以从初始设计阶段就有目的地先进行完善。

## 2 膜盒有限元计算模型

### 2.1 模型

基于某外压型接触式膜盒有限元分析采用 ANSYS Workbench 进行,建立的二维有限元模型,整体结构包括石墨环、静环座、安装环、膜盒,如图4所示。

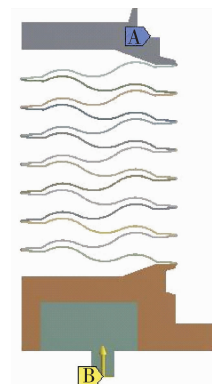


图4 外压型接触式膜盒模型二维结构

Fig. 4 Dual-dimension structure of external-pressure mechanical seal

对建立的静环组件采用弹塑性模型进行分析,施加的边界条件如下所示:

- 1) 采用轴对称模型,对称轴为  $y$  轴。
- 2) 固定约束施加在波纹管安装环上(如图4中A处),在静环密封面上施加  $y$  轴正方向的位移(如图4中B处);
- 3) 在波纹管、静环、静环座、安装环外侧施加外压载荷,在波纹管、静环、静环座、安装环内侧施加内压载荷。
- 4) 在波纹管及安装环、静环座之间施加无摩擦接触。

模型网格划分如图 5 所示,由于膜片连接处尖角较大,因此网格划分时对膜片连接区域进行了加密处理<sup>[18-20]</sup>。

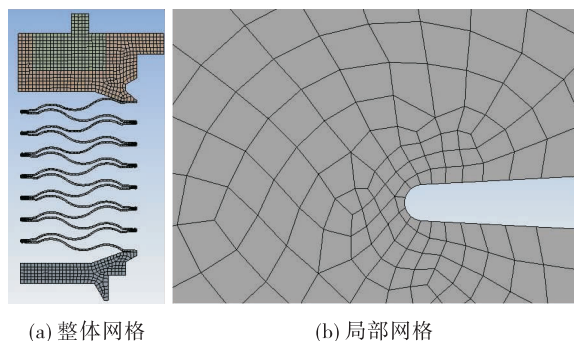


图 5 模型网格划分

Fig. 5 The mesh of mechanical seal model

## 2.2 计算方法

### 2.2.1 膜盒刚度的计算

根据波纹管的弹力与位移之间的力学关系  $F = KX$ , 在不充压状态下, 对石墨环端面施加位移量, 提取相应支反力, 并以  $X$  为横坐标,  $F$  为纵坐标, 做曲线并求其斜率, 得出  $K$  值, 即为膜盒刚度。

### 2.2.2 膜片端面压紧力

如图 4 建立约束, 并在端面施加位移载荷; 在不同充压条件下, 提取端面支反力, 即为端面压紧力。

### 2.2.3 膜盒平衡直径 $d_e$

设  $F_1$  为端面压紧力, 端面的压紧力由波纹管的弹力和流体压力作用两部分组成:  $F_1 = F + K_1 p A$ , 其中  $A$  为端面面积, 则膜盒的平衡直径, 可由下式获得。

$$d_e = \sqrt{D_2^2 - K_1 (D_2^2 - D_1^2)} \quad (4)$$

## 3 仿真结果分析

### 3.1 不承压、纯压缩状态下膜盒应力和端面压紧力

不承压状态下, 压缩量 1.2 mm 和 2.0 mm 膜盒等效应力如图 6 所示 (等效应力按照第三强度理论), 膜盒压缩量与端面压紧力关系如图 7 所示。

从图 6 中可以看出, 不承压状态下膜盒应力较小, 最大应力位置在内圆焊缝处, 但外圆焊缝处应力也相差不多; 从图 7 中可以看出, 膜盒压缩量与端面压紧力呈很好的线性关系。

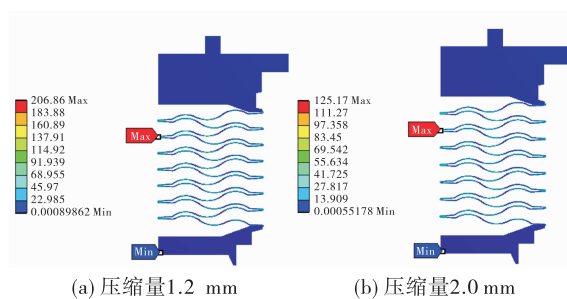


图 6 纯压缩状态下膜盒等效应力

Fig. 6 The equivalent stress of metal bellows in compression state

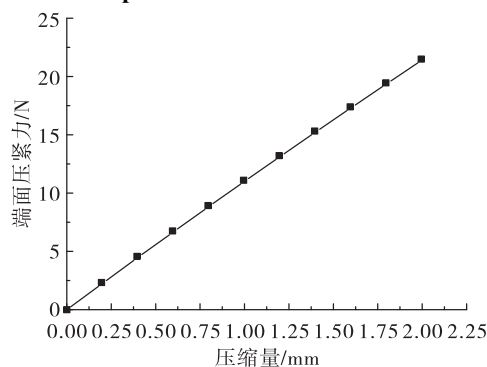


图 7 纯压缩状态下膜盒压缩量与端面压紧力关系

Fig. 7 Relationship between amount of compression and seal face pressure without external pressure

从图 7 可以推算出压缩量与端面压紧力的斜率, 即膜盒刚度, 此数值与常用理论计算公式相差不大。

### 3.2 承压并压缩状态下膜盒应力

压缩量 1.2 mm, 承压 0.8 MPa 和 1.3 MPa 状态下, 膜盒等效应力如图 8 所示 (等效应力按照第三强度理论), 压力与端面压紧力和平衡直径关系如图 9 和图 10 所示。

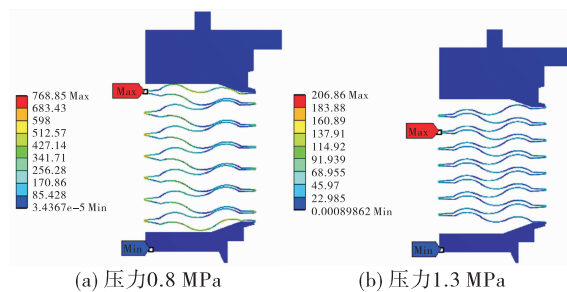


图 8 承压并压缩状态下膜盒等效应力

Fig. 8 The equivalent stress of the metal bellows with external pressure

从图 8 中可以看出, 承压状态下膜盒应力显著增大, 最大应力位置在内圆焊缝处, 外圆焊缝处应力较低。

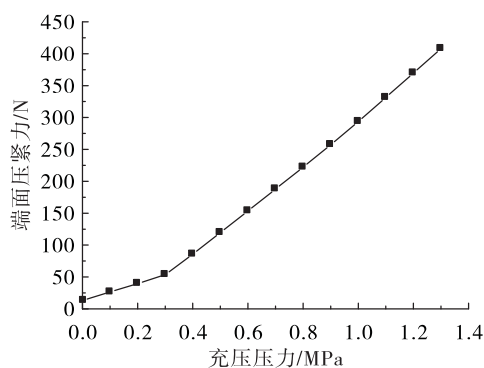


图 9 承压并压缩状态下充压压力与端面压紧力关系

Fig. 9 Relationship between external pressure and seal face pressure

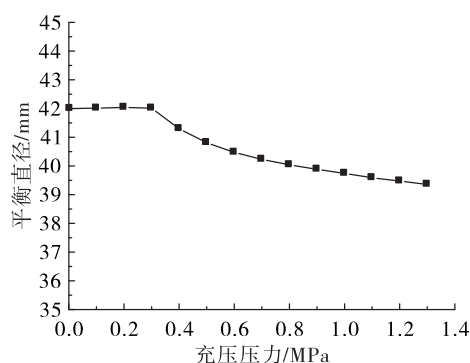


图 10 承压并压缩状态下充压压力与平衡直径关系

Fig. 10 Relationship between equilibrium diameter pressure and external pressure

从图 9 中可以看出,端面压紧力与压力呈现出两段式线性关系,在 0.3 MPa 出现一个明显的拐点;从图 10 中可以看出,膜盒平衡直径也在 0.3 MPa 呈现出线性和下降式曲线两段关系。简单理论计算膜盒平衡直径公式计算得到的端面比压与有限元仿真分析对比如图 11 所示。

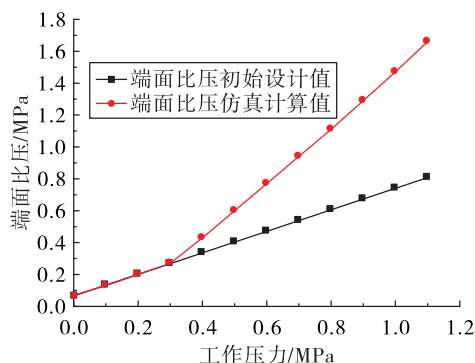


图 11 一维理论计算端面比压和有限元仿真对比

Fig. 11 Difference between face pressure ratio of one-dimensional simulation results and finite element numerical simulation results

从图 11 中可以看出,在高压下简单理论计算端面比压结果明显偏小,如按简单理论计算进行高压下的设计,实际端面比压将远远超出初始设计值,造成比压过大,引起严重磨损、剧烈发热等现象。

### 3.3 膜盒平衡直径变化机理分析

从不承压、纯压缩状态下膜盒应力云图中可以看出,此时膜盒呈现出完全的简支梁受力状态,膜盒焊缝为支点,各膜片为纯弹性变形,膜片间无接触、无干涉,因此其受力基本遵从于理论推算;从承压状态下膜盒应力云图中可以看出,在压力作用下,膜盒内径处向两边分开,外径处向中间并拢。承压 0.1 ~ 0.4 MPa 膜盒等效应力云图见图 12,从图 12 中可以看出,低压下 (0.3 MPa 以下) 各膜片仍为纯弹性变形,膜片间无接触、无干涉,从 0.3 MPa 开始,相邻膜片已经开始有接触,形成了一个新的支点,压力升高,此接触点的接触面积增大。

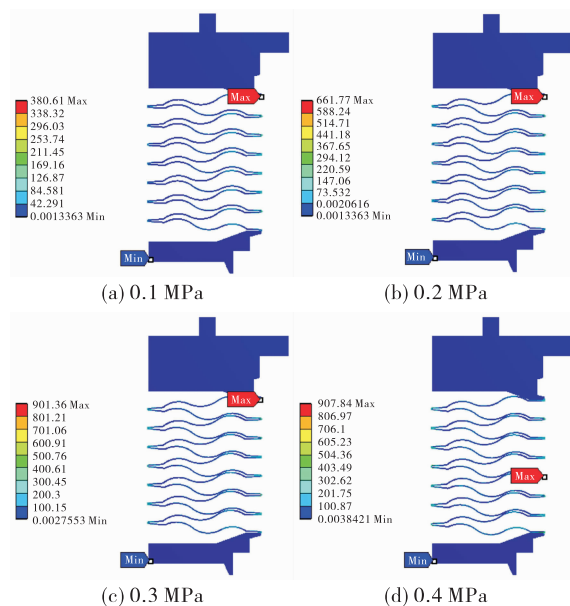


图 12 承压 0.1 ~ 0.4 MPa 膜盒等效应力

Fig. 12 The equivalent stress of the metal bellows with external pressure ranged from 0.1 ~ 0.4 MPa

因此,在承压状态下,膜盒平衡直径的显著变化是由于膜片在压力下变形甚至产生接触造成的,如果要减小膜盒平衡直径随压力的变化,控制高压下端面比压的剧烈增加,则需要控制膜片在压力下变形,尽量使膜片间不产生接触,保持在焊缝位置为单一支点,膜片为单支点纯弹性变形。在压力作



用下,膜盒相邻膜片从外径至内径轴向变形逐渐增大,因此在膜片造型上也应保持相邻膜片的轴向间隙逐渐增大,不要出现间隙不变或者减小,这样可以使相邻膜片出现接触的可能性显著降低。

#### 4 端面比压测试

膜盒式端面密封的比压测试装置极为少见,由于其测试要考虑运动、密封、摩擦等因素,很难保证测试准确性,并且一般只能将金属膜盒与测试装置焊接后测试膜盒的比压,无法测试全部工序完成后的端面密封产品比压,因此只能用于膜盒技术方案性的测试,不能用于产品的测试。因此,我们首先要突破测试装置的准确性难题,尽量将影响测试的因素排除,其次还要建立能够用于端面密封产品,而不是仅仅只能用于膜盒的比压测试装置,使此装置能够测试真实产品,测试后的产品可以继续进行测试和使用。

本文在文献调研的基础上,科学合理地设计了某型端面比压测量装置,如图 13 所示。

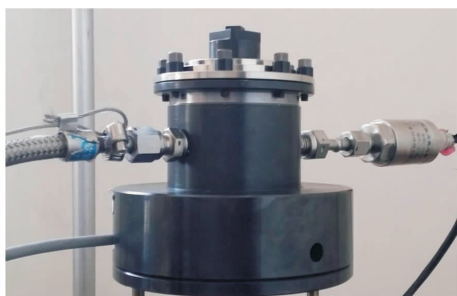


图 13 某型端面比压测量装置

Fig. 13 The test equipment of mechanical face pressure ratio

这套装置动环与静环端面贴紧,静环压缩量靠密封垫片进行调节,采用活塞轴活塞部分与壳体小间隙配合保证密封腔建压,膜盒承受外压的情况下会对动环产生轴向推力,推力通过活塞轴传递给力传感器,以测量不同外充压压力下活塞轴受力,即密封端面给动环的力。为了使活塞轴在高压下的受力平衡,活塞轴与壳体的配合直径需要与密封端面的反压作用直径一致,这样才能消除活塞轴受力的不平衡。由于无法准确知道密封端面的反压作用直径,认为密封面压力分布为线性,反压作用直径为石墨凸台内外径的中线。

端面比压测量试验得到了端面比压随密封压力变化的关系,以及膜盒平衡直径  $d_e$  随压力变化的关系,如图 14 和图 15 所示。

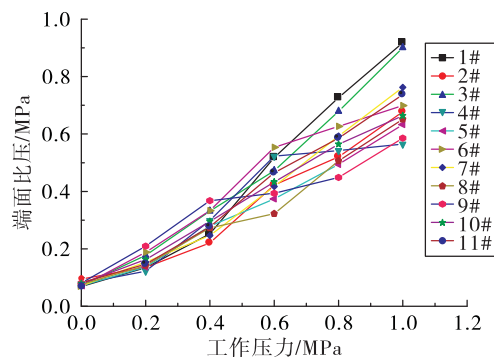


图 14 端面比压随压力变化

Fig. 14 Relationship between seal face pressure and external pressure

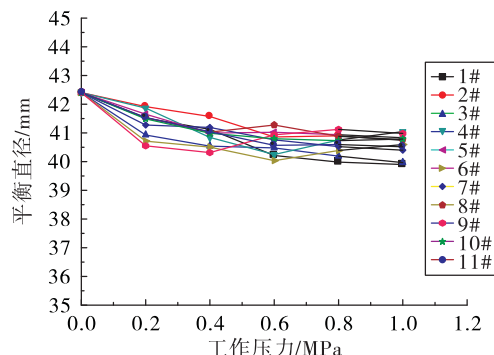


图 15 端面比压和膜盒平衡直径随压力变化

Fig. 15 Relationship between equilibrium diameter pressure and external pressure

从图 14 和图 15 中可以看出,端面比压和膜盒平衡直径随压力变化趋势与有限元仿真分析结果基本相符;端面比压呈现出上升式曲线关系;膜盒平衡直径呈现出下降式曲线关系,在 0 ~ 1 MPa 压力之间,平衡直径的变化范围约有 2 mm。

#### 5 降低比压改进试验

依据上述分析,本文对某型端面密封产品进行理论和试验分析,发现其平衡直径在工作压力附近 (0.5 MPa) 的平衡直径比理论值 (42.5 mm) 小了 1.5 mm,如图 15 所示,导致密封实际比压大幅高于设计比压。因此通过调整密封端面尺寸来将其端面比压降低 40%。改进后产品经过 5 min 台架运转

试验,密封腔内介质温升由原来的 60 ~ 100 °C 减小到 20 ~ 50 °C,泄漏量基本保持不变。

抽取部分产品参加了发动机长程试车,密封腔压力全程平稳,保持在额定压力的  $\pm 20\%$  以内,较以往达到额定压力的  $+40\% \sim +90\%$  有了较大改善,摩擦发热明显降低,试车中和试车后密封漏率基本保持不变。

地面试验和发动机热试车的结果表明,采用本文的分析方法及比压测试实验可以指导密封设计中相关参数的选取,使得端面比压的选取更为合理。

## 6 结论

本文利用 ANSYS Workbench 对某型端面密封膜盒有效作用直径进行了有限元计算分析,并进行了设计改进和运转试验,研究发现:

1) 对承受外压的膜盒式端面密封而言,其膜盒平衡直径随着工作压力升高而显著降低。

2) 膜盒平衡直径的显著变化是由于膜片在压力下变形而产生接触造成的。

3) 端面比压测量试验得到的端面比压和膜盒平衡直径随压力变化趋势与有限元仿真分析结果基本相符;产品在工作压力时的实际平衡直径比理论值小了 1.5 mm,产品的实际比压大幅高于理论值。

4) 依据本文的仿真和分析对密封比压计算进行了修正,并且设计了减少端面比压的密封产品,该产品有效地降低了摩擦发热,通过了台架运转试验和发动机试车验证,表明设计方法合理可行,为后续低温液体火箭发动机端面密封的设计指出一个合理可行的方法。

### 参考文献:

- [1] 顾永泉. 机械密封技术的新进展[J]. 石油化工设备, 1997, 26(5): 43-50.
- [2] 张国渊, 袁小阳, 赵伟刚, 等. 螺旋槽端面密封脱开转速的理论及试验[J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 55-60.
- [3] 李继和, 蔡纪宁, 林学海. 机械密封技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 1987.
- [4] 白东安, 段增斌, 张翠儒. 涡轮泵端面密封性能与漏气量影响研究[J]. 火箭推进, 2010, 36(1): 38-42.
- BAID A, DUAN Z B, ZHANG C R. Effects of leaking rate on turbopump end-face sealing performance[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2010, 36(1): 38-42.
- [5] 张树强, 王良, 赵伟刚. 液体火箭发动机涡轮泵用机械密封温度场及热载变形研究[J]. 火箭推进, 2014, 40(5): 92-98.
- ZHANG S Q, WANG L, ZHAO W G. Research on temperature field and heat deformation of mechanical seal in liquid rocket engine turbopump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2014, 40(5): 92-98.
- [6] 黄智勇, 胡钟兵, 李惠敏. 大功率、高转速、高扬程涡轮泵振动分析与减振研究[J]. 火箭推进, 2005, 31(6): 1-6.
- HUANG Z Y, HU Z B, LI H M. Analysis of vibration and vibration reduction for turbopumps with high-power, high-rotation speed and high-delivery-head[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2005, 31(6): 1-6.
- [7] 刘建萍. 波纹管机械密封在低温下的应用与研究[J]. 牡丹江教育学院学报, 2007(6): 147-148.
- [8] LEE S W. Study on the forming parameters of the metal bellows[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 130/131: 47-53.
- [9] 孙见君. 平衡型波纹管式机械密封的试验研究[J]. 石油化工设备, 1999, 28(1): 14-17.
- [10] 钱续鹏, 张智, 曹保民, 等. 金属波纹管机械密封特性探讨[J]. 机械, 2004, 31(S1): 153-154.
- [11] 陈文国. 波纹管式机械密封在 IS 型泵轴封上的应用[J]. 通用机械, 2007(9): 61-63.
- [12] 哈力旦·木沙, 买买提依明·艾尼. 机械密封焊接金属波纹管膜片结构的有限元分析[J]. 新疆大学学报(自然科学版), 2007, 24(4): 490-494.
- [13] 卫德义, 常福康. 火箭发动机端面密封、平衡直径的设计及计算[J]. 火箭推进, 1994, 20(3): 1-13.
- WEI D Y, CHANG F K. Design and calculation of face seal and balance diameter of rocket engine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 1994, 20(3): 1-13.
- [14] 樊大钧. 波纹管设计学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [15] 周福兴. 波纹管机械密封有效作用中径在实际应用中的分析与调整[J]. 流体机械, 2001, 29(9): 22-23.
- [16] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [17] MAYER E. 机械密封[M]. 姚兆生, 译. 北京: 化学工业出版社, 1989.
- [18] 姜宏春. 金属波纹管机械密封中波纹管的有限元分析[D]. 北京: 北京化工大学, 2007.
- [19] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2020.
- [20] 张波, 盛和太. ANSYS 有限元数值分析原理与工程应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.