

真空腔体 O 形圈密封中燕尾槽使用的研究

朱海科^{1,2}, 甘志银^{1,2*}, 刘宇峰^{1,2}

(1. 华中科技大学 机械制造及自动化系, 湖北 武汉 430074; 2. 广东昭信半导体装备制造有限公司, 广东 佛山 528251)

摘要:为解决在真空腔体中如何利用燕尾槽进行 O 形圈密封的问题, 首先介绍了燕尾槽在金属有机物化学气相沉积 (MOCVD) 设备研制中的应用, 接着介绍了 O 形圈密封失效的准则, 然后利用 ANSYS 商用软件对不同规格的 O 形圈及相应的燕尾槽建立了模型, 并进行了分析和计算, 最后得到了具有较高工程指导价值的结论。研究结果表明, 在 O 形圈密封中, 当密封槽采用燕尾槽时, O 形圈的压缩率取 20% 左右, 真空腔体的密封性能良好。

关键词: O 形圈密封; 燕尾槽; 有限元; 拉伸率; 压缩率

中图分类号: TH136; TH123+.4

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2011)02-0180-04

Research of dovetail groove's use in O ring sealing of vacuum cavum

ZHU Hai-ke^{1,2}, GAN Zhi-yin^{1,2}, LIU Yu-feng^{1,2}

(1. Department of Mechanical Manufacturing and Automation, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China; 2. Guangdong Realfaith Semiconductor Equipment Co., Ltd., Foshan 528251, China)

Abstract: In order to solve the problem of how to use dovetail groove in O ring sealing in the vacuum cavum, the usage of dovetail groove in manufacture of metal organic chemical vapor deposition (MOCVD) was first introduced. After the rules of O ring sealing's invalidation were given, the models of different O rings and corresponding dovetail grooves were established and analyzed by using ANSYS commercial software. The conclusions were given which will be valuable for engineering application. The research result shows that in O ring sealing, when dovetail groove is used, and the compressing ratio of O ring is about 20%, the sealing performance is eligible.

Key words: O ring sealing; dovetail groove; finite element; stretching ratio; compressing ratio

0 引言

在真空设备径向和轴向的静密封, 以及速度及压力较小情况下的动密封中, O 形橡胶密封圈作为密封材料的应用最为普遍, 主要是因为 O 形橡胶密封圈具有结构紧凑, 制造简单, 可反复拆卸安装, 密封效果好, 成本低廉等特点, 是一种适应性很强的密封件^[1]。O 形圈在使用时受到挤压, 产生一定的压缩变形, 通过回弹力的作用与法兰上下表面接触, 可以达到密封的目的。

本研究主要介绍真空腔体 O 形圈密封中燕尾槽的使用。

1 工程实例

MOCVD 是生长高质量半导体薄膜材料的设备。在 MOCVD 设备中, 反应腔体是整个设备的核心部分, 反应气体在反应腔体内发生反应, 均匀的生长出同质或异质的晶体薄膜。反应腔体密封性能的优劣, 直接关系到生长出来的材料质量的好坏。

笔者所在团队研制的 MOCVD 设备中, 反应腔体采用丁腈橡胶 O 形圈进行密封, 其工作时处于负压状态, 最大压差为 1 bar, 密封性能利用氦质谱检漏仪进行检查, 要求泄漏率小于 1×10^{-9} atm × cc/s。

为了使反应腔体密封性能达到工艺要求, 笔者对

影响 O 形圈密封性能的因素进行了研究。O 形圈密封性能是由密封圈的內径伸长率和压缩变形率所共同决定的,不过后者影响较大^[2]。在液压元件的设计、使用中,应特别注意橡胶密封圈安装后的压缩率。压缩率不能太小,太小容易引起液压系统产生液压油泄漏;压缩率也不能过大,过大容易使密封圈出现裂纹^[3],造成系统泄漏。O 形圈的压缩量与拉伸量是由密封槽的尺寸来保证的,O 形圈选定后,其压缩量、拉伸量及其工作状态就由密封槽决定,密封槽对密封装置的密封性和使用寿命的影响很大^[4]。

在 O 形圈密封中,与矩形槽相比,燕尾槽的密封效果更佳^[5],并且因为 MOCVD 设备的腔体需要经常开启,而燕尾槽内安装的 O 形圈不容易产生脱落,所以从安装和使用的角度出发,安装密封圈的密封槽选用了燕尾槽,其形状如图 1 所示。

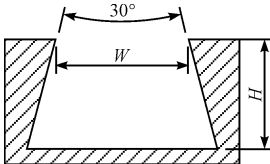


图 1 燕尾槽形状

燕尾槽的开口尺寸 W 比 O 形圈截面直径要小,例如对于截面直径为 8 mm 的 O 形圈,按照《真空设计手册》的设计准则, W 取 7.2 mm^[6]。为了在安装 O 形圈的过程中减少对 O 形圈的划伤,应避免 O 形圈拉伸率为 0 的安装情况。

在本研究的真空腔体中,通过用不同规格的 O 形圈进行反复的更换与试验,笔者确定了符合密封性要求的不同燕尾槽对应的 O 形圈的规格。设计的燕尾槽规格与实际采用的 O 形圈规格对照表如表 1 所示,4 种规格的 O 形圈的密封效果均通过了氦质谱检漏仪的检查,泄漏率小于 1×10^{-9} atm $\times$ cc/s。根据笔者的使用经验,在密封槽为燕尾槽的 O 形圈密封中,拉伸率可以取约为 10%。

表 1 设计的燕尾槽规格与实际采用的 O 形圈规格对照表

序号	燕尾槽 槽底中 径/mm	O 型圈 截面直 径/mm	O 形圈 内径 /mm	O 形圈 拉伸率 /(%)	泄漏率 /(atm $\cdot$ cc $\cdot$ s ⁻¹)
1	805	10	735	8.1	8.2×10^{-10}
2	745	10	675	8.8	7.9×10^{-10}
3	513	8	462	9.2	8.7×10^{-10}
4	655	10	570	12.9	6.9×10^{-10}

对于被拉伸的 O 形圈,被拉伸后的 O 型圈的直径的计算如下式所示^[7]:

$$d_2' = d_2 \times (7 \times d_1 - 3 \times d_3) / (4 \times d_1) \quad (1)$$

式中: d_2 —O 形圈原始的截面直径, d_2' —O 形圈拉伸后的截面直径, d_1 —O 形圈的內径与 O 形圈原始的截面直径之和, d_3 —燕尾槽槽底中径。

2 O 形圈失效准则

对于 O 形圈密封,其失效准则有两个^[8]:

(1) 最大接触压应力准则。

O 形橡胶密封圈在工作状态下,与上下法兰间的最大接触压应力小于工作内压 p 时,会造成燃气外泄,密封圈失效。所以,最大接触压应力是失效准则和失效判据的首要条件,即保证密封满足: $(\sigma_x)_{\max}$ 大于或者等于 p 。

(2) 剪切应力准则。

用有限元计算得到在密封槽槽口转角处剪切应力最大,且此应力为 MPa 数量级。如果该应力超过橡胶材料剪切强度时,则密封圈在此位置被撕裂,甚至可能会被剪断,造成密封圈失效。

3 有限元分析计算

对于表 1 中的第 3 组密封圈,笔者利用有限元分析软件 ANSYS 对 O 形圈及燕尾槽进行建模和计算,得到在不同压缩量下 O 形圈是否失效的参数和 O 形圈在工作状态下的变形状况,为设计工作提供参考。

3.1 计算模型的建立

3.1.1 几何模型

因为 O 形圈的约束和位移在理想情况下属于轴对称的,所以可以取 O 形圈的截面建立二维模型,对二维模型进行分析。

根据公式(1),可计算得到截面直径为 8 mm 的 O 形圈装进燕尾槽经过拉伸之后的直径为 7.5 mm。根据拉伸之后 O 形圈的直径和燕尾槽的尺寸,建立的二维模型如图 2 所示。

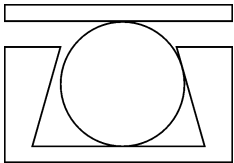


图 2 几何模型

3.1.2 物理模型

基本假设:

(1) 由于钢构件构成的密封槽壁刚度是橡胶的几万倍,所以不考虑其变形,即上下法兰视为刚体边界;

- (2) 认为 O 形圈的橡胶材料不可压缩;
- (3) O 形密封圈受到的纵向压缩视为由约束边界的指定位移引起的。

在橡胶材料等弹性体的非线性问题分析中,Mooney-Rivlin 应变能密度函数模型是应用比较广泛的一种本构关系^[10-11]。在本研究中,把 O 形圈作为超弹性体处理,利用 Mooney-Rivlin 模型来描述,对应的两个参数的应变能密度函数为:

$$W = C_{10}(I_{10} - 3) + C_{01}(I_{01} - 3)$$

(2)

式中: W —应变能密度, I_{10}, I_{01} —第一、第二应变张量不变量, C_{10}, C_{01} —Mooney-Rivlin 模型系数。

3.1.3 有限元模型

有限元分析中涉及到的材料参数如表 2 所示。

表 2 有限元模型中的材料参数

名称	材料	弹性模量 /MPa	泊松比	摩擦 系数	C_{10}	C_{01}
O 形圈	丁腈橡胶	0.88	0.499		1.87×10^6	4.70×10^5
燕尾槽	316L			0.2		
槽壁	不锈钢	2×10^5	0.3	/	/	/

划分网格之后的有限元模型如图 3 所示。

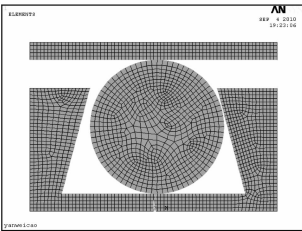


图 3 有限元模型

- 在求解分析时,施加的载荷分为两个载荷:
- (1) 指定约束边界的位移,使 O 形圈发生相应的纵向压缩;
- (2) 在 O 形圈左半圆施加 1 bar 的压力,模拟反应腔体在抽真空的情况下大气压对 O 形圈施加的载荷。

3.2 结果分析

在 O 形圈不同的纵向压缩率的工况下,通过有限元分析,得到 O 形圈的变形以及受力情况。

- (1) 纵向压缩率 5%。O 形圈的变形如图 4 所示,最大接触压应力的分布如图 5 所示。
- (2) 纵向压缩率 10%。O 形圈的变形如图 6 所示,最大接触压应力的分布如图 7 所示。
- (3) 纵向压缩率 20%。O 形圈的变形如图 8 所示,最大接触压应力的分布如图 9 所示。

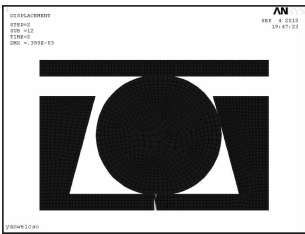


图 4 O 形圈变形

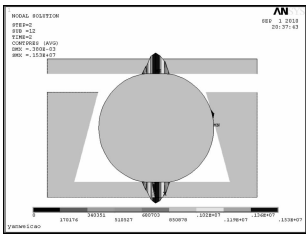


图 5 接触压应力分布

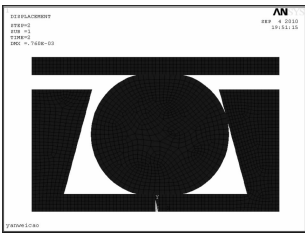


图 6 O 形圈变形

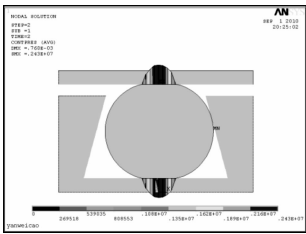


图 7 接触压应力分布

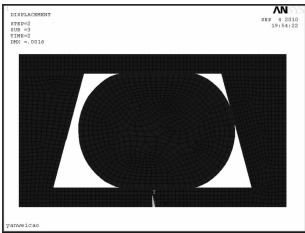


图 8 O 形圈变形

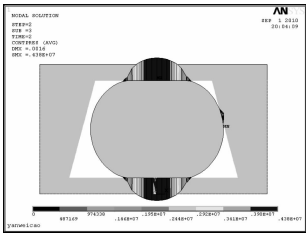


图 9 接触压应力分布

不同的纵向压缩率对应的最大接触压应力的数值如表 3 所示。

表 3 不同的纵向压缩率下最大接触压应力的值

O 形圈原始截面直径/mm	O 形圈被拉伸后截面直径/mm	O 形圈纵向压缩率/(%)	最大接触压应力/MPa
8	7.5	5	1.53
8	7.5	10	2.43
8	7.5	20	4.38

从表 3 可知,在 5% ~ 20% 的纵向压缩率下,最大接触压应力均大于 1 bar;根据 O 形圈密封的失效准则中的最大接触压应力准则,可知此时 O 形密封圈是起密封效果的。对于压力容器中的端面固定密封,纵向压缩率为 12% ~ 30%^[12],故本研究的 O 形圈密封中,纵向压缩率取 20% 左右。

通过有限元分析,得到相应的最大接触压应力如表 4 所示。可知,对于表 1 的 O 形密封圈,在纵向压缩率为 20% 左右时,得到的最大接触压应力均大于 1 bar,所以在纵向压缩率为 20% 左右时 O 形圈是起密封作用的。

表4 纵向压缩率约为20%时O形圈的最大接触压应力

序号	燕尾槽槽底中径 /mm	O型圈原始截面直径 /mm	O形圈内径 /mm	O形圈拉伸率 /(%)	O形圈纵向压缩率 /(%)	有限元分析得到的最大接触 压应力/MPa
1	805	10	735	8.1	20.1	4.25
2	745	10	675	8.8	19.7	4.25
3	513	8	462	9.2	20	4.38
4	655	10	570	12.9	16.9	3.61

根据O形圈在笔者团队研制的设备上的使用经验可知,当密封槽采用燕尾槽时,O形圈的拉伸率可以取10%左右,纵向压缩率可以取20%左右。当选用的O形圈规格初步确定之后,燕尾槽的尺寸也可以相应确定(燕尾槽槽底中径取初步选用的O形圈内径与原始截面直径之和),然后根据O形圈的截面直径、燕尾槽的尺寸和纵向压缩率20%等参数(因为纵向压缩率对密封效果影响较大,故采用纵向压缩率),实际采用的O形圈的内径可以由下面公式确定,然后在这个数值附近选取:

$$d_1 = 3 \times d_2 \times d_3 / (7d_2 - 5H)$$
$$d_4 = d_1 - d_2$$

(3)

式中: d_1 —O形圈的内径与O形圈原始的截面直径之和, d_2 —O形圈原始的截面直径, d_3 —燕尾槽槽底中径, d_4 —O形圈内径, H —燕尾槽的槽深^[13]。

其中, d_2 、 d_3 、 H 已知。

4 结束语

从本研究有限元分析得到的O形圈的变形状态可知:

- (1) 对于O形圈密封,采用的密封槽为燕尾槽时,起密封作用的主要是法兰的上下表面,燕尾槽的侧面几乎不起密封作用。所以在加工燕尾槽时,应该保证法兰上下表面的粗糙度,对于燕尾槽侧面没有要求。
- (2) 在一般的O形圈密封中,密封槽的槽口倒角半径决定O形圈的剪切应力,当密封槽倒角半径 r 大于0.5 mm时,剪切应力达到稳定。但是,对于本研究的O形圈密封而言,O形圈在工作的时候不跟槽口边

缘接触,所以不存在剪切应力,不需要对槽口进行倒角。但是,从安装O形圈的角度出发,为了避免锋利的槽口划伤O形圈,槽口还是应该倒角,取 r 为0.5 mm。

参考文献(References):

[1] SHAO Xin-jie, ZHANG Jian-bin, TAN Bao-lai. A Study on the Test of Influence of Compression Rate to Leakage Rate of O-Ring in Space Station[C]//Proceedings of the 5th International Symposium on Test and Measurement. Shenzhen: [s, n.], 2003: 2743-2746.

[2] 王建军,高新陵. O形橡胶密封圈尺寸公差对密封性能的影响[J]. 机电产品开发与创新, 2008(5): 79-80.

[3] 陈占清,詹永麒,朱昌明. 压缩率对O形橡胶密封圈密封性能的影响[J]. 流体传动与控制, 2007(21): 46-48.

[4] 魏 龙,张红光. 密封技术[M]. 北京:化学工业出版社, 2004.

[5] HOU M, SU M, LIU Yong-wen, et al. Analysis of a dove-tail O-ring groove performance[J]. **Sealing Technology**, 2010(8): 9-12.

[6] 达道安,邱家稳,肖祥正,等. 真空设计手册[M]. 北京:国防工业出版社, 2006.

[7] 国家标准化管理委员会. GB/T 3452.3-2005 液压气动用O形橡胶密封圈 沟槽尺寸[S]. 北京:中国标准出版社, 2005.

[8] 任全彬,蔡体敏,王荣桥,等. 橡胶“O”形密封圈结构参数和失效准则研究[J]. 固体火箭技术, 2006(1): 9-14.

[9] 王 杰,谢禹钧. 关于橡胶O形密封圈的ANSYS分析[J]. 辽宁石油化工大学学报, 2008(4): 48-50.

[10] CHARLTON D J, YANG J. A review of methods to characterize rubber elastic behavior for use in finite element analysis[J]. **Rubber Chemical and Technology**, 1994, 67(3): 481-503.

[11] FARHAD T. Elastic stability of rubber products[J]. **Rubber Chemical and Technology**, 1987, 60(5): 957-965.

[12] 陈汝训. 固体发动机的密封问题[J]. 强度与环境, 1995(4): 1-5.

[13] 何惠湘. 基于PLC的食品真空快速冷却机监控系统改进[J]. 轻工机械, 2008(6): 65-68. [编辑:张 翔]

(上接第175页)

[4] YEO K P. Planning step stress life test with a target acceleration factor[J]. **IEEE Transactions on Reliability**, 1999, 48(1): 61-67.

[5] 陈 循,张春华. 加速试验技术的研究、应用与发展[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 130-136.

[6] 付志慧. 混合加速寿命试验模型以及双应力交叉步进应力加速寿命试验的统计分析[D]. 长春:吉林大学数学研究所, 2003: 5-7.

[7] 张春华. 步降应力加速寿命试验的理论和方法[D]. 长沙:

国防科学技术大学机电工程与自动化学院, 2002: 6-13.

[8] 盐见弘. 失效物理基础[M]. 北京:科学出版社, 1982.

[9] 陈文华,程耀东,李平真,等. 航天电连接器的可靠性数学模型[J]. 航空学报, 1997, 18(6): 732-734.

[10] 李玉华,孟凡兵. 温度均匀插值法冷却数的计算[J]. 哈尔滨建筑大学学报, 2000, 33(3): 66-70.

[11] 陈文华,刘俊俊,潘 骏,等. 步进应力加速寿命试验方案优化设计理论与方法[J]. 机械工程学报, 2009, 46(10): 182-187. [编辑:柴福莉]