

# 大型空间模拟器封头的屈曲分析

高永新, 刘波涛, 祁妍, 顾苗  
(北京卫星环境工程研究所, 北京 100094)

**摘要:** 封头是大型真空容器的重要组成部分, 其主要破坏形式是产生屈曲, 所以在真空容器的设计中必须对封头的屈曲特性进行分析。文章采用有限元法建立某大型空间环境模拟器的封头模型, 通过有限元线性分析与非线性分析计算结果和经验公式计算结果相比较得到临界载荷, 证明利用有限元方法来分析封头的屈曲特性具备可靠性和可行性。文章所得到的结论可为实际设计工作提供参考。

**关键词:** 封头; 有限元法; 临界载荷; 线性分析; 非线性分析

中图分类号: V416.8

文献标识码: A

文章编号: 1673-1379 (2007) 04-0227-04

## 1 前言

封头是大型真空容器必不可少的重要组件。当容器内部呈真空状态时, 封头承受外部压力作用, 在封头壁中会产生压缩应力。如果其压缩应力增大到材料的屈服极限或强度极限时, 封头会发生破坏。但是当其壁厚与直径相比较小、封头强度足够的情况下, 在封头中应力远未达到材料的屈服极限时就已经产生了压扁或折皱现象, 这是另外一种破坏形式, 即外压失稳。对承受外压的薄壁封头来说, 失稳是其最主要的破坏形式, 因此需要对其进行结构分析, 求得失稳临界载荷。

凸形封头在外压下的失稳计算通常是建立在小变形理论的基础上, 并通过取较大的失稳安全系数来保证计算的可靠性。由于计算比较简单, 又选取了较大的安全系数来弥补计算的误差, 因此仍被一些国内外压力容器规范所采用。小变形理论<sup>[1]</sup>就是假定球壳在外压下其变形量与球壳的板厚相比为一小量, 因此该理论又称为小位移或小挠度理论。小变形理论是目前国内外压力容器规范普遍采用的理论基础。由于在分析中进行了大量简化, 其结果与实际存在较大差异。

也有一些学者尝试着得出一些更准确的实用公式, 并相应提出了一系列的计算方法, 例如大变形理论和能量分析法。大变形理论中一个重要假设是变形与壳体的厚度相比不是小量, 不能忽略;

另外, 考虑到变形导数的平方项、壳体的初始缺陷以及其他有影响的附加因素, 因此计算结果与实际情况比较接近。能量分析法的前提是破坏前压缩状态与破坏后稳定状态的总位能是相等的, 该方法适用于不规则形状、非均匀荷载、变截面以及各向异性材料等问题的求解, 其计算结果与实际结果比较吻合。

尽管上述两种方法相比小变形理论而言计算结果更为准确, 但为了更加准确地研究结构的失稳特性, 我们引入了有限元法。有限元法目前在工程技术领域的应用十分广泛。它是利用计算机进行数值模拟分析的方法, 将连续结构体离散为有限数量的形状规则的微小单元 (Element), 单元之间通过节点 (Node) 连接; 利用变分原理或虚功原理建立单元力向量和节点位移向量之间的特性关系, 形成单元刚度矩阵方程; 通过节点平衡条件和约束条件, 运用叠加原理, 求解刚度矩阵方程, 得到连续结构体的力学问题的数值解。只要单元选取合适, 边界条件合理, 网格划分得越细, 就越接近真实。

本文利用 ANSYS 有限元软件对受外压的椭圆形封头进行计算和分析, 分别采用特征值线性分析方法和非线性分析方法对该封头进行稳定性研究, 求解其失稳的临界载荷值, 并与经验公式的计算结果进行比较, 找出变化的规律。

收稿日期: 2007-01-29

作者简介: 高永新 (1982-), 男, 在读硕士研究生, 主要从事航天器空间环境模拟器结构设计与分析工作。联系电话: (010) 68745205。刘波涛 (1966-), 男, 研究员, 从事空间环境模拟技术研究与设备的研制工作。联系电话: (010) 68747260。

### 2 有限元模型的建立

由于在相同内径和相同壁厚的条件下，标准椭圆形封头受力情况最好，最不易失稳，故选取半长轴  $a=4500$  mm、直边高度  $L=50$  mm、初始壁厚  $t=26$  mm 的标准椭圆形封头模型加以分析。

可以利用 PRO/E 建立封头的三维模型，然后导入到有限元软件 ANSYS 中，建立如图 1 所示的大型环境模拟器的标准椭圆形封头的三维模型。

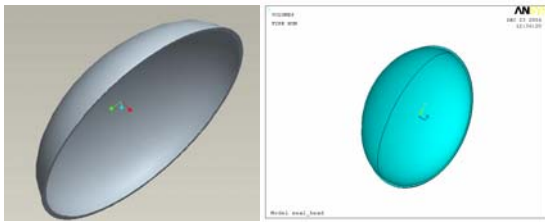


图 1 椭圆形封头的 3 维模型  
Fig.1 The 3-dimensional model of the ellipsoidal head

为了比较不同有限元模型对分析结果的影响，还可以利用 ANSYS 软件对椭圆形封头建立两种不同的有限元模型：轴对称模型和三维实体模型。图 2 表示的是所建立的三维模型分别考虑重力与不考虑重力时的情形。从结果看，其变形量相同，应力在考虑重力时比不考虑重力时稍大些，后者误差为 3.5%。为了节省有限元分析时的计算时间，在下面的分析中不再考虑重力的影响。同时，考虑到椭圆形封头结构的几何形状和外压载荷均为轴对称方式，因此可以利用轴对称的特点，将三维问题简化为二维问题进行分析。

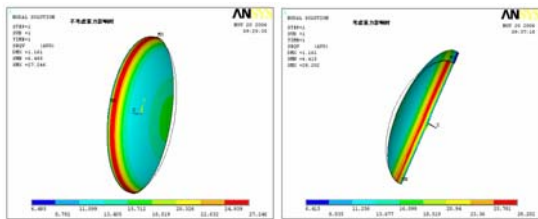


图 2 椭圆形封头考虑重力与不考虑重力的模型比较  
Fig.2 The comparison of the ellipsoidal head model with and without consideration of gravity

建立轴对称模型。选用 PLANE82 单元，在沿对称面法线方向施加位移自由度约束；在对称面上施加对称约束；在封头直边与筒体的连接面上的所有节点施加全约束。在封头外表面上施加 0.1 MPa 外压载荷。椭圆形封头有限元计算模型采用图 3 所示的轴对称模型。

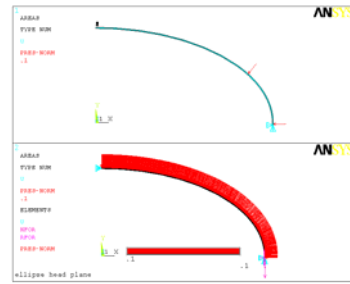


图 3 椭圆形封头轴对称模型  
Fig.3 The axisymmetric model of the ellipsoidal head

封头材料选择 0Cr18Ni9 不锈钢，其屈服极限为 205 MPa。材料特性如表 1 所示。

表 1 封头材料参数  
Table1 The material parameters of the ellipsoidal head

材料	弹性模量 $E$ / (N·mm <sup>-2</sup> )	泊松比 $\nu$	密度 $\rho$ / (kg·mm <sup>-3</sup> )
0Cr18Ni9	210 000	0.3	$7.9 \times 10^{-6}$

通过静力分析，得到封头的变形图和应力分布图（如图 4）。分析结果显示：封头最大变形约 1 mm，发生在封头中心点位置；而最大应力只有 35.38 MPa，远小于屈服极限。由此说明在应力满足要求的情况下屈曲分析的必要性。

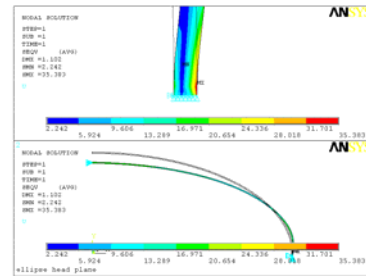


图 4 封头的应力分布图  
Fig.4 Stress distribution of the ellipsoidal head

### 3 屈曲分析

在 ANSYS 软件中，提供了两种分析结构屈曲载荷和屈曲模态的技术，即特征值（或线性）屈曲分析和非线性屈曲分析<sup>[2]</sup>。

#### 3.1 特征值屈曲分析

特征值屈曲分析用于预测一个理想弹性结构的理论失稳强度，不考虑任何非线性和初始扰动，因此它是一种理论解。利用特征值屈曲分析可以预测出失稳载荷的上限。然而在通常情况下，我们期待得到保守载荷（下限），这可以通过非线性屈曲分析得到。由于特征值屈曲分析计算较快，所以往往在进行非线性屈曲分析之前，可以利用线性屈曲

分析了解屈曲模态形状,并可将其用作非线性屈曲分析的初始几何缺陷。

特征值表示给定载荷的比例因子。如果给定载荷是单位载荷,特征值即是屈曲载荷,特征向量是屈曲模态。尽管通常仅对第一阶屈曲模态感兴趣,但提取一些模态也是很好的做法,这可以确定有没有很多模态相互接近。若这是事实,结构可能对缺陷较敏感。

按照上述的步骤建模、划分网格、施加约束,进行屈曲分析,求得图3模型的第一阶特征值屈曲载荷为 2.119 MPa,见图5。

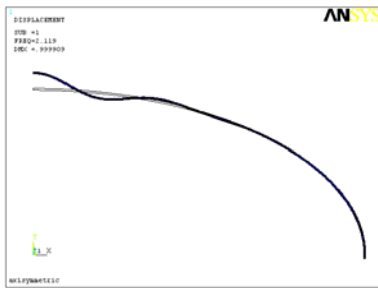


图5 封头的特征值临界载荷  
Fig.5 Critical eigenvalue load of the head

### 3.2 非线性屈曲分析

按特征值分析求得屈曲临界载荷是一种简便的稳定性分析方法,可以获得平衡路径的分叉点;但是,仅有特征值的屈曲分析还不够。实际上,屈曲失稳往往涉及几何非线性、材料非线性,甚至与边界条件非线性密切相关。另外,初始结构的不完整性(几何缺陷)对屈曲载荷的影响也十分显著。分析时,必须引入这些因素的影响,才能获得合理的结果。

ANSYS 的非线性屈曲分析是用一种逐渐增加载荷的非线性静态分析技术,求得使结构开始变得不稳定的临界载荷。在逐渐增加载荷的过程中,当在某个给定载荷时的解不收敛,即产生了一个“负主对角”信息,这意味着所施加的载荷达到或超过了失稳载荷。

使用非线性技术,模型中就可以包括诸如初始缺陷、塑性行为、间隙、大变形响应等特征,这 and 实际结构比较接近。也就是说,非线性屈曲分析比特征值屈曲分析更精确<sup>[3]</sup>。

在特征值屈曲分析的基础上,模拟了初始几何

提出的方法与实验结果较为接近。钱学森的计算公式是通过能量分析法导出的,而 Karman 的设计缺陷,即在外压作用下凹进部位预置初始位移缺陷和初始厚度缺陷,考虑了几何非线性与材料非线性因素,捕捉到了薄壁椭圆形封头在外压作用下的失稳现象,分析结果见图6。

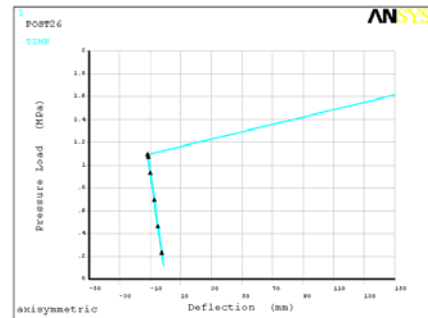


图6 封头顶点载荷一位移曲线  
Fig.6 Load-deflection curve of the head

图6显示了封头随外压载荷逐步增大到临界载荷 1.096 MPa 时变形及屈服的变化过程。当外压载荷达到这个临界载荷时,只需再增加一个很小的数值,结构就会发生很大的变形。

### 3.3 经验公式[1]

#### 3.3.1 小变形理论

以小变形理论为基础的临界弹性失稳压力公式为

$$p_{cr} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left( \frac{\delta_c}{R} \right)^2, \quad (1)$$

式中:  $E$  为材料的弹性模量, MPa;  $R$  为封头的外压计算球面当量半径, mm;  $\delta_c$  为球壳的承压厚度或计算厚度, mm;  $\mu$  为泊松比,对于钢材取  $\mu=0.3$ 。

对标准椭圆形封头的计算一般可近似将该部分视作一球冠,取其当量球壳半径,按外压球壳进行计算。椭圆形封头中心部分的当量球壳半径  $R=KD$ , 式中:  $D$  为椭圆形封头外直径;  $K$  为系数,对标准椭圆形封头取  $K=0.9$ 。

公式(1)是目前国内外压力容器规范普遍采用的理论公式。实践证明,按小变形理论公式计算的结果与实际情况之间存在着较大的差异。

#### 3.3.2 有限位移理论计算公式

迄今,有关外压凸形封头弹性失稳临界压力的计算公式颇多,其中以钱学森和 Karman 等人

算公式是根据有限位移理论导出的,两者结果相当吻合。

此处 Karman 的计算公式表示为

$$P_{cr} = 0.36516E (\delta_e/R)^2, \quad (2)$$

式中:  $p_{cr}$  为弹性失稳时的临界压力, MPa;  $E$  为材料的弹性模量, MPa;  $R$  为封头的外压计算球面当量半径, mm;  $\delta_e$  为凸形封头的计算厚度, mm。

### 3.3.3 能量分析法计算公式

能量分析法认为破坏前压缩状态与破坏后平衡稳定状态的总位能是相等的。该方法适用于不规则形状、非均匀载荷、变截面以及各向异性材料等问题的求解。其临界失稳压力计算公式表示为

$$p_{cr} = 0.3591 E \left( \frac{\delta_e}{R} \right)^2, \quad (3)$$

式中的  $p_{cr}$ 、 $E$ 、 $\delta_e$  和  $R$  与公式(2)节中的含义相同。

## 4 计算结果的比较

根据小变形经验公式(1)计算得到的屈曲临界载荷为 2.588 MPa, 而用有限元法特征值屈曲分析的结果为 2.119 MPa。

根据有限位移理论计算公式(2)计算得到的屈曲临界载荷为 0.781 MPa; 根据能量分析法计算公式(3)计算得到的屈曲临界载荷为 0.768 MPa; 而用有限元法非线性屈曲分析的结果为 1.096 MPa。由

此可知, 非线性屈曲载荷与两个经验公式计算的结果比较相近, 也就是说非线性屈曲分析与实验值贴近, 这是因为在非线性屈曲分析中施加了初始缺陷的缘故。

## 5 结论

(1) 利用有限元法计算得到的临界屈曲载荷值与采用标准中的公式计算结果的趋势是相同的, 由此也进一步检验了有限元计算结果的正确性与可信度, 从而进一步肯定有限元模型建模的正确性。从结果来看, 该椭圆形封头结构不会产生屈曲。

(2) 采用有限元非线性屈曲分析的方法, 更能符合真实封头的复杂情况, 用于设计或结构的评价, 说明了非线性屈曲分析的必要性和准确性。

### 参考文献 (References)

- [1] 蒋波. 椭圆形型封头外压失稳特性研究[D]. 东北大学硕士学位论文, 2006-1[Jiang Bo. The research of ellipse head stability lose with external pressure[D]. Northeast University Master's Degree Paper, 2006-01]
- [2] 张亚欧, 宋勇, 等. ANSYS7.0 有限元分析实用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004 [Zhang Ya'ou, Song Yong, et al. ANSYS 7.0 FEM analysis practical tutorial [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004]
- [3] 郭乙木, 陶伟明. 线性与非线性有限元及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003 [Guo Yimu, Tao Weiming. Linear and nonlinear FEM and their applications[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2003]