

# 上海交通大学

SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY

## 学士学位论文

THESIS OF BACHELOR



论文题目： 4500 米载人深潜器球壳  
极限强度与可靠性分析

学生姓名： 石佳睿

学生学号： 5080109160

专 业： 船舶与海洋工程

指导教师： 唐文勇

学院(系)： 船舶海洋与建筑工程学院

## 4500 米载人深潜器球壳极限强度与可靠性分析

### 摘要

载人深潜器的耐压壳是保证潜水器正常工作和工作人员生命安全的重要部件,它设计的优劣直接关系到工作安全性和总体性能。目前深潜器的设计主要基于潜水艇规范,需要对其整体达到崩溃时的极限承载能力进行估算。本文基于非线性有限元方法和可靠性计算方法对 4500 米载人深潜器耐压球壳的极限强度及其可靠性进行分析,为潜水器耐压球壳进行校核或为其设计提供一定的依据或参考。

本文利用有限元软件 ABAQUS 建模计算。通过比较理论公式与有限元计算结果,认为深潜器耐压球壳极限强度主要由其稳定性决定。在非线形屈曲分析中,研究了不同厚度半径比完整球壳的极限强度,掌握其与厚度半径比的关系。影响耐压球壳极限强度的因素较多,本文选取了弹性屈曲模态初始缺陷、局部缺陷以及焊接残余应力的影响作为研究对象。考虑了缺陷幅值、缺陷范围、残余应力大小等变量的变化与极限强度间的关系。

4500 米载人深潜器耐压球壳属于开孔球壳,因此本文对开孔球壳的极限强度进行了研究。基于完整球壳分析得到的数据与开孔球壳比较,对开孔处结构参数进行优化处理。并且将两种初始缺陷以及焊接残余应力考虑进来,研究开孔耐压球壳极限强度对这些影响因素的敏感程度。

在可靠性部分中,通过对深潜器下潜数据的统计和处理得到工作载荷的概率分布模型,并且通过查阅文献得到相关随机变量的概率分布模型。极限强度可靠性分析主要利用现有的四种可靠度指标计算方法——中心点法、验算点法、Rosenbluthe 法以及改进的 Rosenbluthe 法——对可靠度指标以及失效概率进行计算并比较,分析各随机变量对极限强度可靠性指标的影响。

**关键词:** 载人深潜器, 耐压球壳, 极限强度, 可靠性, 初始缺陷, 残余应力,  
Rosenbluthe 法

# ULTIMATE STRENGTH AND RELIABILITY ANALYSIS OF SPHERICAL SHELL IN 4500 METER HOV

## Abstract

Pressure hull of deep submersible is an important component to ensure that the submersibles normal work and the lives and safety of staff. The merits of its design directly relate to job security and overall performance. At present, the traditional submersible design is mainly based on the current submarine structure design criteria. It does not assess the true ultimate limit state and ultimate strength. In this paper, the author utilizes the non-linear finite element method and reliability theory to analyze the ultimate strength and its reliability of 4500 meters deep-sea manned submersibles, and provides a reference for the check or design of the pressure hull.

The FEM software ABAQUS is used in this paper. By comparative analysis between theoretical formulas and results of FE models, the article reaches the conclusion that the ultimate strength of the deep submersible pressure hull is mainly decided by its stability. In the analysis of nonlinear buckling, the ultimate strength of pressure spherical shells under different thickness-radius ratio is studied. There are lots of factors which could affect the ultimate strength of pressure hull, and this article picks initial imperfection and welding residual stress of titanium pressure hull as the content of study. The relation between ultimate strength and magnitude of initial imperfection, the range of initial imperfection and magnitude of residual stress are also discussed.

The pressure hull of 4500 meters deep-sea manned submersibles belongs to spherical shell with opening. And the ultimate strength of opening pressure hull is also discussed in this paper. Based on the results of spherical shells without opening, the author optimizes the structural parameters of the openings. Moreover, taking initial imperfection and welding residual stress into consideration, the author analyzes the ultimate strength sensitivity of these factors.

In the study of reliability, the author adopts and analyzes the dive data of Alvin to get the probability model for working load distribution of deep submersible, and get other factors' probability distribution from references. The mean value method, check point method, Rosenbluthe method and improved Rosenbluthe method are used to calculate and analysis the reliability index and failure probability of ultimate strength of pressure hull. Influence of related factors and uncertainty factors on reliability is discussed.

**Key words:** deep-sea manned submersible, pressure spherical shell, ultimate strength, reliability, initial imperfection, welding residual stress, Rosenbluthe method



## 目 录

摘要.....	4
<b>Abstract</b> .....	5
第一章 绪 论.....	1
1.1 课题研究背景.....	1
1.2 国内外载人深潜器发展概况.....	1
1.3 载人深潜器结构.....	2
1.3.1 深潜器主要结构组成.....	2
1.3.2 耐压壳结构.....	3
1.3.3 耐压壳材料.....	4
1.4 相关领域国内外研究现状.....	4
1.4.1 球壳极限强度.....	4
1.4.2 球壳可靠性.....	5
1.5 论文研究的内容.....	6
第二章 结构稳定性及非线性有限元理论.....	7
2.1 稳定性理论.....	7
2.2 非线性有限元稳定性分析.....	9
2.2.1 非线性有限元问题分类.....	9
2.2.2 非线性方程组的数值解法.....	10
2.3 本章小结.....	13
第三章 无缺陷完整球壳极限强度分析.....	14
3.1 板壳理论计算结果.....	14
3.1.1 耐压球壳静强度计算.....	14
3.1.2 耐压球壳弹性屈曲计算.....	15
3.1.3 强度计算与稳定性计算比较.....	15
3.2 球壳有限元分析.....	17
3.2.1 耐压球壳有限元模型的建立.....	17
3.2.2 不同厚度半径比完整球壳有限元计算.....	19
3.3 理论公式与有限元结果比较.....	21
3.4 本章小结.....	26
第四章 缺陷球壳极限强度分析.....	27
4.1 一阶弹性屈曲模态形式缺陷.....	27
4.1.1 缺陷形式.....	27
4.1.2 有限元分析时缺陷处理方法.....	28
4.1.3 有限元模型的建立.....	28
4.2 弹性屈曲模态影响下的球壳极限承载能力.....	28
4.2.1 非线性屈曲过程云图.....	28
4.2.2 有限元计算结果.....	33
4.3 局部缺陷的描述.....	37



4.3.1 缺陷形式.....	37
4.3.2 有限元模型的建立.....	39
4.4 局部缺陷影响下的球壳极限承载能力.....	39
4.5 本章小结.....	42
第五章 含焊接残余应力球壳极限强度分析.....	43
5.1 焊接残余应力.....	43
5.1.1 残余应力形式与分布.....	43
5.1.2 潜水器耐压球壳制造形式.....	44
5.2 含残余应力有限元模型的建立.....	45
5.2.1 残余应力简化.....	45
5.2.2 残余应力大小.....	45
5.2.3 残余应力导入方法与模型建立.....	45
5.3 含残余应力球壳极限承载能力.....	49
5.4 本章小结.....	52
第六章 开孔耐压球壳极限强度分析.....	53
6.1 耐压壳体结构参数.....	53
6.2 开孔球壳有限元分析.....	53
6.2.1 开孔球壳模型数据.....	53
6.2.2 开孔结构参数.....	54
6.2.3 开孔参数对极限强度的影响.....	55
6.3 初始缺陷对开孔球壳极限强度的影响.....	56
6.3.1 弹性屈曲模态影响下的球壳极限承载能力.....	57
6.3.2 局部缺陷影响下的开孔球壳极限承载能力.....	58
6.3.3 两种缺陷共同作用下的开孔球壳极限承载能力.....	59
6.4 焊接残余应力对开孔球壳极限承载能力的影响.....	60
6.5 本章小结.....	61
第七章 耐压球壳极限强度可靠性分析.....	63
7.1 结构可靠度基本理论.....	63
7.1.1 结构可靠度理论.....	63
7.1.2 结构的极限状态与功能函数.....	63
7.1.3 结构可靠度与失效概率.....	64
7.1.4 可靠度指标.....	65
7.2 可靠度指标计算方法.....	65
7.2.1 一次二阶矩法.....	66
7.1.2 直接积分法.....	68
7.1.3 Monte Carlo 法.....	68
7.1.4 Rosenbluthe 法.....	68
7.1.5 改进 Rosenbluthe 法.....	69
7.3 耐压球壳随机变量分布.....	70
7.3.1 潜水器下潜数据拟合.....	70
7.3.2 几何参数与材料参数分布.....	72
7.3 球壳极限强度可靠性分析.....	72
7.3.1 中心点法计算可靠性指标与失效概率.....	72
7.3.2 验算点法计算可靠性指标与失效概率.....	72



7.3.3 Rosenbluthe 法计算可靠性指标与失效概率.....	73
7.1.4 改进 Rosenbluthe 法计算可靠性指标与失效概率 .....	73
7.1.5 极限强度可靠性结果分析 .....	73
7.4 随机变量对可靠性指标的影响.....	74
7.5 本章小结 .....	76
第八章 总结与展望.....	77
8.1 全文总结 .....	77
8.2 研究不足与展望.....	79
参考文献.....	80
谢辞.....	82

# 第一章 绪 论

## 1.1 课题研究背景

占据整个地球表面积 71% 的海洋蕴藏着难以想象的丰富生物、矿产、化学以及动力资源,为人类最后可资以利用的宝贵领地之一。随着科学技术的发展以及人类对海洋资源认识的不断提高,海洋空间与资源在政治、经济、军事等方面的重要性越来越明显,人类也将不断加快开发海洋资源的进程,21 世纪已迎来海洋探索与开发的一个新时代。海洋地质专家估计,海底储存着约 1350 亿吨石油,近 140 万亿立方米的天然气,其中大部分集中分布在水深 1500 米以上的海域内;海底还沉积着极为丰富的金属结核,深海锰结核是一种重要的深海金属资源,并且具有很高的商业开发价值,在深海中的储量大约有三万亿吨<sup>[1]</sup>。正因为如此,海洋已成为国际上重点研究的热点之一。

载人深潜器即深海载人潜水器,是人类海洋技术开发的先进技术工具,其广泛应用于深海探矿、海底地形测量、海洋生物考察、深海地质调查、海洋中低层水域的生态环境调查、沉船打捞、海底电缆和管道检测等工作领域<sup>[1]</sup>。深海潜水器是支撑探查和开发深海资源、开展深海科学研究、进行深海工程作业的重要技术手段和装备。载人深潜器作为海洋技术发展和海洋开发的制高点在海洋开发方面发挥了极为重要的作用,取得了许多瞩目的成果。形成深海作业能力及其建成有效的运行管理体制,将大大提高我国参与国际海洋竞争的能力,加速我国向更深更远的海洋进军的进程。在之前项目研究的基础上,确定“深海潜水器技术与装备”列为“十二五”863 计划海洋技术领域重大项目。项目的总体目标是:针对我国勘探以及开发深水资源、开展深远海科学考察和国际海底资源探查的迫切需求,发展我国深海潜水器技术与装备,初步形成 4500 米水深的综合探查和作业能力,实现深海运载和作业技术的装备国产化。这对于提升我国国防综合实力,圈占国际海底资源,保卫海洋国土,推动海洋矿产资源和生物基因资源的开发,保证我国经济的可持续发展都具有重大意义。作为一个海洋大国,我国理应在深潜器研制、应用方面占据一席之地。

## 1.2 国内外载人深潜器发展概况

潜水器一般分为四种类型<sup>[1]</sup>:载人潜水器(Human Occupied Vehicles),简称 HOV;深海拖曳测绘系统(Tethered Mapping System),又称深拖,简称 TMS;缆控无人潜水器(Remotely Operated Vehicle),简称 ROV;无人无缆潜水器(Autonomous Underwater Vehicle),简称 AUV。无人潜水器主要用于观察识别定位、搜索、细致测绘、生物地质取样、放射性测量等,最大特点是适合于突起海底的探索。载人潜水器主要应用于海洋开发的勘探和测绘、施工期间的水下交通、基地人员的补给、水下系统装置的安装与检修、潜艇救生和水下救捞任务。在水下环境允许的情况下,无人潜水器和载人潜水器并用,可发挥各自的性能,取得较好的效果。

从上个世纪二十年代开始,潜水器逐渐从一个结构简单的深潜球(Bathysphere)演变成成为具有浮力舱的现代深潜器(Bathyscaph)。如果把自带浮力舱的深潜器作为第一代载人深潜器的话,在六十年代中期迅猛发展的自由自航式潜水器可以作为第二代载人潜水器。截至目前,全世界已经投入使用的载人深潜器一共有 14 艘,其中下潜深度达到 4500 米及以上的载人深潜器共有 7 艘。

美国的“阿尔文”号 (Alvin) 潜水器初建于 1964 年, 为第二代载人深潜器的典型代表。随着高级合金材料的研究与使用, Alvin 号于 1973 年将钢壳改造为钛合金壳, 下潜深度可达到 4500 米。其主要任务是完成海洋学调查、生物学调查、采集沉积物样本等<sup>[2]</sup>。作为深潜器杰出代表的 Alvin 号拥有者优良的性能, 曾完成过 3000 次以上的深潜任务。美国目前正在进行 Alvin 号的改建工程, 改造后的载人深潜器工作深度预计可以达到 6500 米。



图 1-1 美国 Alvin 号整体三维示意图

1984 年, 法国完成了“鹦鹉螺”号 (Nautilus) 6000 米级载人深潜器的建造与下水。Nautilus 号可以同时搭载 3 人下潜至 6000 米深的海底, 能直接考察到 97% 的洋底。Nautilus 号总共下潜过 1500 次以上完成特定区域探索、高精度地形测量、采集样本等工作。1987 年前苏联研制并下水了两艘 6000 米级的“和平 1 号” (Mir-I) 和“和平 2 号” (Mir-II) 以及“俄罗斯”号 (Rus)。其耐压壳体采用镍钛材料, 内径 2.1 米, 舱内可最多容纳 3 人, 下潜深度可达 6000 米<sup>[3]</sup>。日本于 1989 年建成了“深海 6500”号 (Shinkai6500), 下潜最大深度可以达到 6500 米, 进行了大量的实验研究, 取得了众多科研成果, 在国际上有较大影响。

中国在载人深潜器研制方面也取得了令世人瞩目的成果。2011 年 7 月 26 日, 中国自主设计、自主集成的深海载人潜水器“蛟龙”号成功潜至海面以下 5057 米, 标志着中国已经进入载人深潜技术的全球先进国家之列。“蛟龙”号载人潜水器设计最大下潜深度为 7000 米, 工作范围可覆盖全球海洋区域的 99.8%, 预计 2012 年将进行 7000 米级海试。“蛟龙”号在已有的 5 次 5000 米下潜过程中, 完成了沉积物取样、标志物布放、微生物取样等作业内容, 获取了大量的影像资料和近底微地形地貌测量数据, 并且进一步验证了载人潜水器在大深度环境条件下的作业性能及稳定性。

## 1.3 载人深潜器结构

### 1.3.1 深潜器主要结构组成

潜水器的主要结构部件: 耐压壳、非耐压壳、动力装置、推进系统、生命保障系统、操纵、航海、通讯与显示系统、有效载荷、压载、浮力材、采集作用系统等<sup>[4]</sup>。以上各个部件、

系统均是为保证潜水器强度、动力推进、导航定位、吊放回收等功能要求而服务的。

潜水器的主体主要由耐压壳体和外部结构组成。

载人深潜器的耐压壳是保证潜水器正常工作和工作人员生命安全的重要结构构件，其设计的优劣直接关系到工作安全性和总体性能。并且耐压壳体是潜水器浮力的主要提供者，而它的重量也占潜水器总重量很大的比例，所以耐压壳体的结构形式也直接影响到潜水器的有效载荷。合理地设计耐压壳将对潜水器的强度、性能有着举足轻重的影响。

非耐压壳或轻外壳，也是潜水器的一项重要构件。其主要作用有：为载人潜水器提供光滑或流线型的外壳，以提高潜水器在水中运动的水动力性能，减小运动阻力；为设置在耐压壳外的机械、设备提供支承和基座；围护耐压壳以及设置在耐压壳外的机械、设备，防止它们直接与外界物体碰撞。

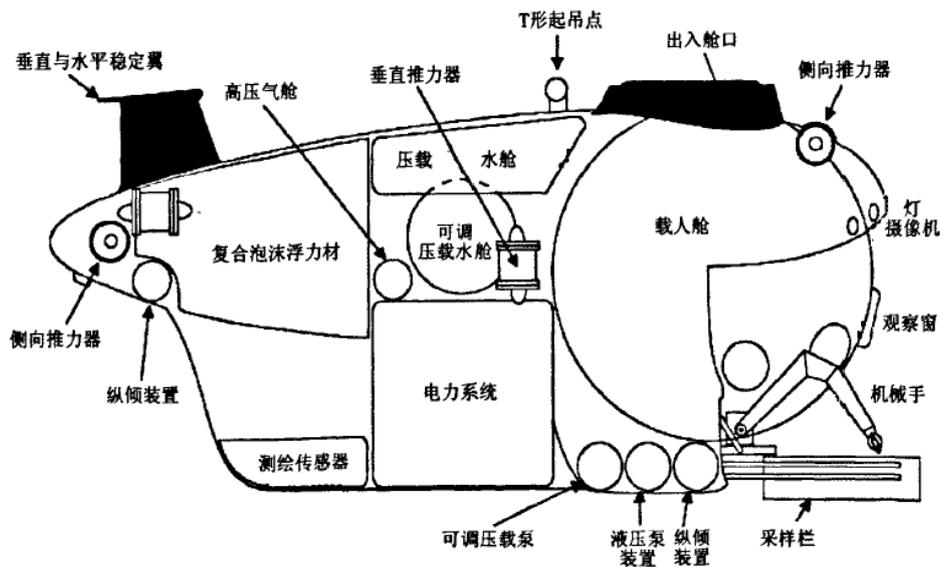


图 1-2 美国新 ALVIN 号载人深潜器总布置示意图

### 1.3.2 耐压壳结构

耐压壳体为潜水器最主要承压构件，在上千米的深海中，潜水器耐压壳的外表面要承受几十甚至是上百兆帕的静水压力，为成员和设备提供了合适的生活工作环境。

潜水器耐压壳的形状大部分采用球形、圆柱形，也有采用椭球形、多个相交球形，亦或是球形-圆柱形、球形-圆柱形-锥形的组合<sup>[4]</sup>。

球形耐压壳的主要优点是在外部均压下大部分区域两个方向的中面主应力相等，并且中面应力为同样半径的圆柱球壳的一半。另外，在相同材料的条件下，它比其他形状的耐压壳的重量和排水量之比要小，适合作为载人深潜器的耐压壳形状，椭球形次之，用肋骨加强的圆柱形更差些。耐压球壳更容易进行应力分析而且较为准确，但缺点是空间利用率较低，并且不便于潜水器内部布置、流体运动阻力大。

圆柱形耐压壳是各种形状中最易加工制造的，成本较低，而且有优越的水动力形状，内部空间的利用率最高。圆柱形耐压壳通常需要柱体肋骨，其强度主要由柱体壳板承受，肋骨主要用于以提高壳体的稳定性。缺点是比重较大，不利于作为深潜器的耐压壳形状。

多个相交球体的耐压壳形式重量排水量比值较低，相比于耐压球壳更容易进行内外布置，阻力方面也较球壳更为优越，但加工较为困难。其他结构形式在载人深潜器中较少采用，仅适合于几百米以内的潜水器。

对于工作深度小于 800 米的潜水器，其耐压壳大多采用圆柱壳。而对于工作深度大于 800 米的潜水器，其耐压壳基本采用球形<sup>[4]</sup>。前文中提到的大深度载人潜水器均采用球形耐压壳。本课题主要研究的 4500 米载人深潜器选用球形作为其耐压壳形状，并分析其在深水条件下的强度和稳定性。

### 1.3.3 耐压壳材料

耐压壳形状对重量排水量比值的影响是不大的，而壳体材料对重量排水量比的影响有时却是相当可观的，例如前文提到的 Alvin 号用钛合金代替 HY-100 后使工作深度从 1800 米增加到 4500 米，而且重量排水量比值还有所下降。

一般来说，潜水器耐压壳的材料有钢、钛合金、铝合金、玻璃钢、有机玻璃等。要考虑诸如比强度（材料的屈服强度与重度之比）、比刚度（弹性模量与重度之比）、经济性、可装配性等因素来选择材料<sup>[4]</sup>。

钛合金重量轻并且具有良好的机械性能，在海水中抗腐蚀能力强且无磁性。目前钛合金已成为 4500 米以上大深度载人潜水器的首选材料<sup>[5]</sup>。但钛合金焊接工艺复杂、要求高，使耐压球壳的制造具有很高的难度。

本课题研究的 4500 米载人深潜器采用的材料为钛合金，并考虑钛合金球壳在线弹性和弹塑性内的屈曲问题。

## 1.4 相关领域国内外研究现状

传统的潜水器设计一般都基于各国的潜水器设计规范。由于潜水器在结构上与潜水艇非常相似，所以我国以及其他国家的潜水器设计规范大部分都是从潜水艇规范中挪用过来的。通过此种方法设计制造出的耐压球壳，并没有真正地得到其极限强度，并以其评估潜水器的安全性。为此许多专家学者在潜水器极限强度及其可靠性方面做了大量的研究：

### 1.4.1 球壳极限强度

对于一个完整球壳，共有两种可能的破坏形式<sup>[6]</sup>。第一种破坏形式是结构的最大主应力已经达到材料的屈服极限，并且之后屈服区域逐渐扩散最终导致局部塑形失效。第二种破坏形式为稳定性失效，结构发生弹性或者弹塑性屈曲最终导致结构失效。以上两种失效模式发生时球壳表面所受外部压力的较小值，即可认为是球壳的极限承载能力。前者属于结构强度分析范围，后者属于结构稳定性分析。

#### (1) 球壳压应力

当球壳承受均匀的外压力时，它可以保持其球形而只受到均匀压缩。由弹性稳性理论的研究成果可以通过球壳中面半径  $R$ ，球壳厚度  $t$ ，以及材料屈服极限  $\sigma_y$  推出球壳发生塑形变形时的临界压力  $p_y$ 。

#### (2) 球壳线性屈曲

稳定性理论在 18 世纪由 Euler 通过对细直梁的受压极限承载能力的研究首先提出。球壳在外部载荷作用下的极限承载能力的研究可以最远追溯到十九世纪初。1915 年，对于完整球壳，R. Zoelly 通过小变形假设首先推导出了受外压球壳失稳的理论公式，称为经典理论值<sup>[12]</sup>。该理论要求结构满足如下条件：材料均匀和各向同性，完善的几何球形，无初始应力，应力与应变关系是线性的<sup>[7]</sup>。

对于一般金属材料，上述第一个条件是满足的。但如果要保证几何的完善和焊接结构中没有残余应力存在肯定是不可能的。因此上述经典理论值与试验临界值存在一定的差距。

为了证明理论与实际的这一差别，学者们进行了大量试验和理论分析。

Berch 在当时试验基础上得到了经验公式，该公式曾应用于潜艇球面舱壁的计算，近年来由于新材料的采用，其中的系数需要重新进行验证<sup>[4]</sup>。

德川公式是用 20 面体近似球壳得到的计算公式, 与模型试验比较之后, 又得到了两个关于半径直径比的经验公式<sup>[4]</sup>。

上述这些试验和理论研究中, 全部都把球壳考虑为一个完善的几何球体, 仅考虑了球壳的名义半径和厚度, 而没有考虑球壳本身的不完善及加工制造方法对失稳临界压力的影响, 导致了理论值与试验值的较大差距<sup>[12]</sup>。

### (3) 球壳非线性屈曲

完整球壳只能在理想结构中出现而在实际工程当中是不存在的, 因此理想球壳的承载能力通常要比几何、材料、边界条件存在偏差的球壳要高。这种偏差和非线性行为阻止大多数实际结构达到理想的弹性屈曲强度, 线性屈曲一般产生非保守解, 使用时应谨慎。所以, 必须要进行球壳的非线性屈曲理论分析。

关于球壳缺陷的敏感性问题的二十世纪六十年代受到广泛关注。Horton 和 Durham 通过对圆柱壳体的初始缺陷的分析研究, 得出了缺陷在很大程度上影响结构屈曲时的外界临界载荷值, 屈曲通常出现在壳体最薄弱的位置。60 年代, Krenzke 和 Kiernan 在泰勒船模试验池利用具有不同初始缺陷的 200 个球壳模型做了一系列实验, 并得到了泰勒水池公式。其结论为球壳的破坏强度与名义半径和厚度的关系比较小, 主要与球壳的局部薄点有关, 也就是球壳的极限强度取决于局部半径与局部板厚<sup>[12]</sup>。目前泰勒水池公式, 也称美国海军耐压球壳设计公式, 已经应用在 ABS、CCS 潜水器规范中。O.M.Paliy 在 ISMS'91 上提出了深海潜水器耐压球壳的临界压力计算公式, 简称俄罗斯公式。该公式已经应用与俄罗斯载人潜水器建造与入级规范<sup>[12]</sup>。

Koga 和 Hoff 研究了完整球壳的屈曲与后屈曲行为, 该研究假设特定形状的球壳具有任意随机的起始偏差, 并且认为弹性变形关于球壳半径对称。在研制 Shinkai2000 和 Shinkai6500 载人深潜器的过程中, Yokota 以及 Shinohara 研究了关于 Ti-6Al-4V 钛合金的抗压强度计算方法<sup>[10]</sup>。他们采用泰勒水池计算公式并进一步修改了参数, 最后得到模型计算结果。

国内方面, 陆蓓于 2004 年通过有限元法对深海载人潜水器耐压球壳极限强度进行了初步分析, 文章主要讨论了不同半径厚度比下的耐压球壳极限强度, 并且考虑了由于制造产生的局部初挠度的影响<sup>[12]</sup>。此外, 文章通过对开孔和完整球壳极限强度的比较, 分析了人员出入舱口以及观察窗座部分参数对及期限强度影响。王仁华, 俞铭华, 李良碧等对具有初始缺陷的载人深潜器耐压球壳以及开孔球壳进行了进一步研究, 局部缺陷、整体圆度、板厚对临界载荷的影响方面有一定进展, 发现对于轴对称局部缺陷, 当缺陷的范围为临界弧长时结构的承载能力最差<sup>[13]</sup>。潘彬彬于 2010 年提出了新的对载人球壳极限承载能力的预报公式, 并随后对深潜器在载人球壳规范设计公式进行了分析研究, 文章对如何建立统一的规范设计公式提出了建议<sup>[14]</sup>。

整体来看, 国内外关于壳体特别是球壳极限承载能力的研究已有了一定的成果, 局部缺陷的影响也被许多文献选为研究的主要内容。但是关于潜水器球壳的弹性屈曲模态, 裂纹以及焊接残余应力方面对极限强度的影响还相当有限。

## 1.4.2 球壳可靠性

结构可靠性的分析方法可以追溯到上个世纪三十年代, 当时的研究主要针对的是飞机航行的安全性。A.P.Freudenthal 研究了传统设计法中的安全系数和结构破坏概率之间的内在关系, 并建立了结构可靠性分析的理想数学模型。其在 1946 年发表了论文《结构安全度》<sup>[8]</sup>。Freudenthal 的全概率分析方法在理论上是合理的, 但在实际的应用中很难实现。随后苏联的尔然尼钦首先提出了一次二阶矩的基本概念, 并且提出了计算结构失效概率的方法以及计算可靠度指标的公式。Cornell 将由美国的康奈尔提出的结构可靠度指标  $\beta$  定义为结构安全裕量方程的均值与标准差之比。随着研究的不断深入, JC 算法、1 阶窄可靠度理论、2 阶窄可靠度上下界理论等也相继被提出, 结构可靠性理论日趋成熟<sup>[8]</sup>。

早期的国内外学者对圆柱壳体的屈曲强度进行了大量的可靠性分析。Bolotin 利用将初始缺陷转化为按照正态分布的随机变量, 首先对圆柱壳进行了关于屈曲强度的可靠性分析<sup>[8]</sup>。Hansen 采用了简单的蒙特卡罗 (Monte Carlo) 法对轴压圆柱壳屈曲载荷的均值进行了计算。吴香国等利用改进的一次二阶矩法, 分析了薄壁圆柱壳体的屈曲安全以及敏感度的问题, 并且考虑了沿轴对称分布的初始缺陷对其可靠性的影响。路智敏在内压圆柱壳可靠性设计中引入了二阶矩法, 发现可靠性设计相比于常规设计有更优越的经济性。曾广武在其文章中提出了一种潜水器可靠性的分析方法, 此方法利用遗传算法直接搜索最大概率设计验算点来获得结构可靠度<sup>[17]</sup>。

总体来说, 关于球壳的可靠性研究还不够完善和成熟, 有相当大程度的深入探索和研究的空间。

## 1.5 论文研究的内容

本文主要利用球壳稳定性理论以及结构可靠性理论对 4500 米钛合金载人深潜器耐压球壳极限承载能力和可靠性进行分析。具体将采用非线性有限元方法对耐压球壳的极限强度进行研究, 并且讨论初始缺陷、焊接残余应力对极限强度的影响。具体研究内容如下:

### (1) 无初始缺陷、无残余应力的完整球壳极限强度分析

球壳结构失效模式有材料屈服导致塑性变形、弹性屈曲或非线性屈曲导致结构失效。对各种可能出现的失效模式逐一进行分析, 找出决定球壳极限强度的失效模式。

### (2) 弹性屈曲模态缺陷球壳极限强度分析

线性屈曲模态是球壳发生稳定性失效最易发生的形式, 本文将球壳弹性屈曲模态以一定比例作为球壳的初始缺陷进行有限元分析, 找出弹性屈曲模态对球壳极限强度的影响。

### (3) 局部缺陷球壳极限强度分析

局部缺陷属于初始缺陷的一种, 在本文中主要分析缺陷幅值和缺陷分布范围对球壳极限强度的影响。

### (4) 焊接残余应力对极限强度影响

找出球壳焊接残余应力沿纵向、横向以及厚度方向的分布规律, 并且了解载人深潜器球壳的焊接方式, 利用有限元方法分析焊接残余应力对结构极限强度的影响程度。

### (5) 实际开孔耐压球壳极限强度分析

根据已有的耐压球壳以及钛合金材料的数据, 在完整球壳模型的基础上进行开孔, 考虑各种初始缺陷等因素的影响得到极限强度并分析结果。

### (6) 耐压壳极限承载力可靠性分析

确定影响球壳极限承载能力的关键影响因素, 确定极限状态方程, 选择适当的可靠性计算方法, 对载人深潜器球壳的可靠性指标以及失效概率进行计算。

## 第二章 结构稳定性及非线性有限元理论

对于船体来说，船体极限强度就是船体结构抵抗整体崩溃的最大能力。相应的，潜水器耐压球壳的极限强度为耐压壳结构抵抗整体崩溃的最大能力，其在外载荷作用下达到的极限时受到的外载荷称为耐压球壳极限承载能力，该极限状态被称为承载能力极限状态。结构或结构构件超过了极限承载能力的标志有以下几点：整个结构或结构的一部分作为刚体失去平衡；结构构件或连接处因超过材料强度而破坏（包括疲劳破坏），或因过度变形而不适于继续承载；结构或结构构件丧失稳定。出现以上各种情况的最小外载荷确定耐压球壳的极限承载能力。

本章主要说明球壳稳定性理论以及相关的非线性有限元理论。目前对球壳的屈曲理论分析以弹性薄壳为主，相关的理论公式有 R.Zoelly 经典理论公式等；非线性有限元理论中，将主要介绍 Newton-Rophson 方法以及弧长法，该方法能较好地应用在结构稳定性分析中。

### 2.1 稳定性理论

当结构所受的载荷达到某一值，如果再增加一微小的增量，则结构的平衡位置将发生很大的改变，这种情况叫做结构失稳或屈曲，与之相应的载荷称为临界载荷或者屈曲载荷。结构在发生失稳后承载能力将可能丧失，这与载荷的种类以及结构的特点有关，需要具体分析。

弹性稳定性理论和弹塑性稳定性理论为壳体稳定性理论的主要内容。弹性稳定性，材料的应力应变关系在结构发生失稳时保持线性关系，属于弹性阶段变形，当结构属于薄壳时，弹性稳定性需要考虑；弹塑性稳定问题指的是结构的失稳发生在非弹性阶段，此时的材料应力与应变关系为非线性，该种情况在薄壳与厚壳结构中均有可能发生。

受外压薄球壳最早的理论公式是由 R.Zoelly 在 1915 年用小变形假设推导出来的，称为经典理论<sup>[12]</sup>。在小挠度的情况下，忽略不计横向剪切变形，没有考虑几何非线性。对于受均匀外压的球壳，整个球壳与足够大的圆心角的球形壳的失稳形状与临界外压力都是相同的。因此将考虑完整球壳小变形条件下承受均匀分布的外压力  $P$  时的稳定性。

把非线性几何方程经过一系列计算和简化后，可以得到球壳的平衡方程和协调方程<sup>[19]</sup>。

$$D\nabla^4\omega = \frac{1}{R}\nabla^2\varphi + P \quad (2-1)$$

$$\frac{1}{Et}\nabla^4\varphi = -\frac{1}{R}\nabla^2\omega \quad (2-2)$$

由式 (2-1) 和式 (2-2) 消去  $\varphi$ ，得到关于  $\omega$  的六阶微分方程：

$$D\nabla^6\omega + \frac{Et}{R^2}\nabla^2\omega = \nabla^2P \quad (2-3)$$

在均布压力下，壳体界面的垂直力为

$$N_1 = N_2 = -\frac{PR}{2} \quad (2-4)$$

若以压为正，则

$$N = \frac{PR}{2}, \sigma = \frac{PR}{2t} \quad (2-5)$$

相应于初应力  $\sigma$  引起中曲面所有点的径向位移  $\omega_0$ ；而沿弧线的变形为  $\varepsilon = \omega_0 / R$ ，从另一方面， $\varepsilon = \sigma(1-\mu) / E = PR(1-\mu) / 2Et$ ，由此可得：

$$\omega_0 = \frac{PR^2}{2Et}(1-\mu) \quad (2-6)$$

以  $\omega_0$  表示球壳体屈曲引起的挠度，式 (2-3) 可以写为

$$\frac{D}{t} \nabla^6 \omega + \sigma \nabla^4 \omega + \frac{E}{R^2} \nabla^2 \omega = 0 \quad (2-7)$$

弗拉索夫令式 (2-7) 的解为  $\nabla^2 \omega = \lambda^2 \omega$ ，其中  $\lambda$  为待定系数，所以式 (2-7) 可以表示为

$$\frac{D}{t} \lambda^4 - \sigma \lambda^2 + \frac{E}{R^2} = 0 \quad (2-8)$$

由此可得

$$\sigma = \frac{D}{t} \lambda^2 + \frac{E}{R^2 \lambda^2} \quad (2-9)$$

利用  $\partial \sigma / \partial \lambda^2 = 0$  可以求得

$$\lambda^2 = \sqrt{\frac{tE}{DR^2}} = \frac{1}{Rh} \sqrt{12(1-\mu^2)} \quad (2-10)$$

将式 (2-10) 代入式 (2-9) 得

$$\sigma_B = \frac{1}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} E \frac{t}{R} \approx 0.605 E \frac{t}{R} \quad (2-11)$$

相应的临界压力为

$$P_u = \frac{2}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} E \left( \frac{t}{R} \right)^2 \approx 1.21 E \left( \frac{t}{R} \right)^2 \quad (2-12)$$

因为上述公式在简化中忽略了横向剪切变形，没有考虑几何非线性，因此上述理论临界载荷值远远超出试验结果，所以对载人深潜器耐压球壳并不适用。尽管如此，该公式给出了完善球壳的临界压力，常常作为计算的参照。

稳定性分析方法中，由于几何非线性及本构关系的复杂性，这种弹塑性稳定性问题几乎都不能用解析的方法求得精确解。在现有的方法中，主要探讨的是近似解法，如能量法等；而随着计算机应用技术的不断发展，出现了各种数值解法，例如有限差分法、加权余量法以及有限元法等。

## 2.2 非线性有限元稳定性分析

工程中所有的具体问题都属于非线性的，为了适应工程的需要，在解决这些具体问题时将会忽略一些次要因素，近似地作为线性问题处理。但是有许多工程问题在转化为线性问题处理时是不合理的，应用非线性理论才能更符合实际<sup>[21]</sup>。非线性有限元是目前进行非线性问题数值计算中的一种有效的方法。

### 2.2.1 非线性有限元问题分类

对于线弹性力学基本方程，应力与应变关系的本构方程是线性的，应变位移间的几何方程是线性的，结构的边界条件是线性的。工程实际中，这些往往不能同时满足，因此可以针对上述条件中分出材料非线性、几何非线性以及边界非线性。

#### (1) 材料非线性

对于一些材料，如高分子材料的应力应变本构特征呈现非线性型值；还有当结构的形状出现不连续变化，如裂纹、突变、缺口等时，这些部位出现应力集中，当外载荷达到一定量值时，这些部位首先进入塑性状态，弹性本构关系不再适用。以上所表现出的共同特点就是非线性本构方程，即刚度矩阵  $\mathbf{K}$  不再是常数，而是包含节点位移矢量的函数，即

$$\mathbf{K}(\mathbf{u}) \cdot \mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (2-13)$$

或

$$\Psi(\mathbf{u}) = \mathbf{K}(\mathbf{u}) \cdot \mathbf{u} - \mathbf{F} \quad (2-14)$$

式中

$$\mathbf{K}(\mathbf{u}) = \int \mathbf{B}^T \mathbf{D}(\mathbf{u}) \mathbf{B} dV \quad (2-15)$$

上述两种材料非线性问题非线性的性质是相同的，但也有明显的不同点，一是弹塑性材料有一个从弹性进入塑性的转折点，二是考察卸载过程中会出现不同的物理现象。弹塑性材料在卸载过程是部分不可逆的，即弹性阶段可逆而塑性阶段不可逆。对于非线性弹性问题是完全可逆的，即卸载过程与加载过程曲线完全吻合，结构应变会回复到加载前的水平。有些材料非线性反映在变形与时间有关，这种应变随着时间变化的特性称之为粘性。材料非线性主要包括上述非线性弹性、塑性和粘性三种情况<sup>[21]</sup>。

#### (2) 几何非线性

线性弹性力学中所涉及到的由外载荷作用产生的位移和应变都是很小的，在建立结构或微元体的平衡条件时，可以不考虑物体位置与形状的变化。这种近似主要包含两方面：应变位移间进行了线性化处理，忽略了高阶应变项，再就是把平衡方程的坐标系建立在平衡前初始坐标系上。

几何非线性关注的主要问题就是不考虑上述两种近似条件。对第一种情况取消近似，这种情况被称为几何小变形非线性问题，在一些情况中如板壳横向弯曲的挠度问题需要对其几何非线性问题进行考虑。几何非线性是由结构变形的大位移所造成。橡胶等高分子结构材料，在弹性状态下也可能发生很大的变形和位移，变形过程已经不能直接用初始状态进行描述，且平衡状态的几何位置还是未知的。几何非线性问题还包括应变与转动相比为高阶小量，结构稳定性中许多初始屈曲问题都属于这种情况<sup>[21]</sup>。

#### (3) 边界非线性

边界非线性主要包括两个结构物的接触边界随加载和变形而改变引起的接触非线性，也包括非线性弹性地基的非线性边界条件和可动边界问题等。

对于一般非线性方程组，还没有找到一种理论上精确求解的方法，现在采用的方法均为

近似解法，而数值解法为近似解法中采用最多应用最广的一种<sup>[21]</sup>。

### 2.2.2 非线性方程组的数值解法

数值解法中主要可以分为两类，一为迭代法，二为增量法，还有一种方法属于增量迭代混合法。迭代法主要特点为在每次迭代过程中都施加全部载荷，逐步修改位移和应变，并使之满足非线性应力应变关系，迭代法中包括 Newton-Rophson 法<sup>[22]</sup>、修正 Newton-Rophson 法等。增量法是将载荷划分为足够多的增量，每次施加一个载荷增量。在一个增量步中，假定刚度矩阵为常数；不同载荷增量步中，刚度矩阵不同。

对于材料非线性问题、几何非线性问题，经过有限元离散之后最终归结为求解一个  $N$  个变量， $N$  个方程的非线性方程组。该方程组可以简化为一个矢量方程表示：

$$\boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}) = \mathbf{0} \quad (2-16)$$

为了突出力学含义和方便讨论，可以将该矢量方程改写为下式

$$\boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}) = \mathbf{P}(\mathbf{a}) - \mathbf{R} = \mathbf{0} \quad (2-17)$$

式中， $\mathbf{a}$  代表位置的节点位移矢量， $\mathbf{P}(\mathbf{a})$  表示内力的等效节点力矢量， $\mathbf{R}$  是载荷的等效节点力矢量。而式 (2-17) 表示节点的平衡方程。

#### (1) Newton-Rophson 法

Newton-Rophson 法，也简称为 Newton 法，是迭代法中最基本也是十分重要的方法，很多迭代法都是在 Newton 法的基础上发展得到的。Newton 法的主要计算方法如下。

现假设  $\mathbf{a} = \mathbf{a}^n$  是式 (2-17) 的第  $n$  次近似解，一般来说  $\mathbf{a}^n$  不是方程的最终解，即不满足方程组 (2-17)。对近似解进行修正，以便求出更为准确的结果，新的近似解可以表示为

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}^{n+1} = \mathbf{a}^n + \Delta \mathbf{a}^n \quad (2-18)$$

将式 (2-18) 代入到式 (2-17) 中，并在  $\mathbf{a} = \mathbf{a}^n$  附近将  $\boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}^n + \Delta \mathbf{a}^n)$  作 Taylor 展开，将展开式写成矩阵形式，并仅取至线性项，并令其等于零，可以得到

$$\boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}^n + \Delta \mathbf{a}^n) = \boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}^n) + \left( \frac{\partial \boldsymbol{\psi}}{\partial \mathbf{a}} \right)_{\mathbf{a}=\mathbf{a}^n} \Delta \mathbf{a}^n = \mathbf{0} \quad (2-19)$$

从而可以解出修正量  $\Delta \mathbf{a}^n$  为

$$\Delta \mathbf{a}^n = - \left( \frac{\partial \boldsymbol{\psi}}{\partial \mathbf{a}} \right)_{\mathbf{a}=\mathbf{a}^n}^{-1} \boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}^n) \quad (2-20)$$

式中上标“-1”表示求逆，从而可以得到第  $n+1$  次近似解

$$\mathbf{a}^{n+1} = \mathbf{a}^n - \left( \frac{\partial \boldsymbol{\psi}}{\partial \mathbf{a}} \right)_{\mathbf{a}=\mathbf{a}^n}^{-1} \boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}^n) \quad (2-21)$$

这就是解方程组 (2-17) 的 Newton 法，它的几何意义就是利用  $N$  个超切平面与超平面焦点  $\mathbf{a}^{n+1}$  做超曲面与超平面交点  $\mathbf{a}^*$  的近似。Newton 法每步要计算的 Jacobi 矩阵的逆矩阵，当  $N$  很大时计算量很大，实际可采用式 (2-19)，即在每步求解一个  $N$  阶线性方程组，代替求逆。可引入记号

$$\mathbf{K}_T^n = \mathbf{K}_T(\mathbf{a}^n) = \left( \frac{\partial \boldsymbol{\psi}}{\partial \mathbf{a}} \right)_{\mathbf{a}=\mathbf{a}^n} = \left( \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{a}} \right)_{\mathbf{a}=\mathbf{a}^n} \quad (2-22)$$

其中下标“T”代表切向。

在给定初值  $\mathbf{a}=\mathbf{a}^0$  之后便可以按式 (2-21) 的方法逐步求出  $\mathbf{a}^1, \mathbf{a}^2$  等, 由该方法求出的值被称为迭代序列。该序列是在一个充分小邻域内收敛的迭代序列, 称其具有局部收敛性。Newton 法要求初始值与最终解必须充分靠近, 才能迭代序列收敛到最终解, 因此在实际的计算中初始值的选取是非常重要的。

将两个相邻的近似解之差定义为如下偏差值:

$$\Delta \mathbf{a}^m = \mathbf{a}^{m+1} - \mathbf{a}^m \quad (2-23)$$

当偏差值变得充分小时, 停止迭代。为了度量偏差值的大小和判断是否收敛, 可以使用范数定义收敛准则, 迭代中止的准则可取为

$$\|\Delta \mathbf{a}^m\| \leq \alpha \|\mathbf{a}^m\| \quad (2-24)$$

其中,  $\alpha$  为事先设定的一个很小的数, 当满足式 (2-24) 时认为达到收敛, 并且停止迭代。同理对于造成平衡偏移的失衡力, 收敛准则可以为

$$\|\boldsymbol{\psi}(\mathbf{a}^m)\| \leq \beta \|\mathbf{R}\| \quad (2-25)$$

其中,  $\beta$  是事先设定的一个很小的数, 收敛准则式 (2-24) 和式 (2-25) 被称为位移收敛准则和失衡力收敛准则

对于一个单变量的非线性方程, 用 Newton 法求解迭代过程如图 2-1 所示。

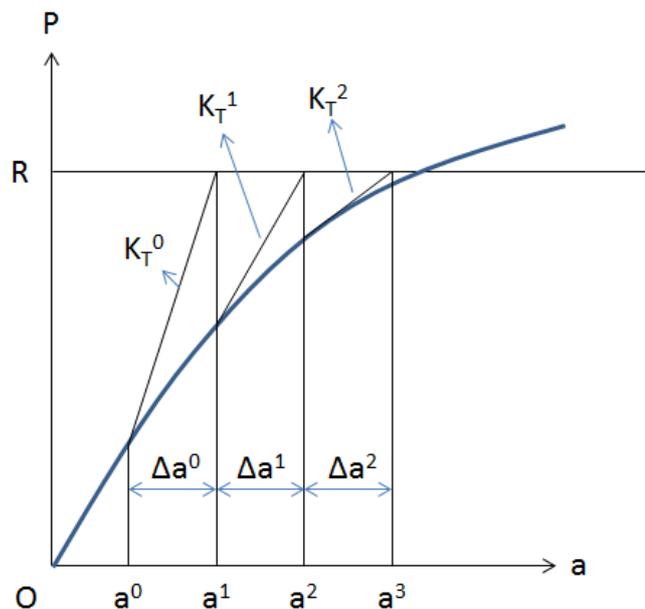


图 2-1 Newton 法计算迭代过程示意图

## (2) 弧长法

弧长法最初是由 Riks 和 Wempner 提出的, 继而由 Crisfield 和 Ramm 加以修正和发展。自弧长法出现以来已经广泛地应用于结构非线性分析中, 它克服了传统 Newton 方法无法跨越平衡路径上极值点的困难, 而能够在迭代求解过程中自动调节增量步长, 跟踪各种复杂的非线性平衡路径全过程, 例如跳跃和跳回现象。

弧长法是目前结构非线性分析中数值计算最稳定、计算效率最高并且也是最为可靠的非线性有限元数值方法之一。它的主要思想是将  $\lambda$  视为与  $\mathbf{a}$  同样的变量, 并引进新的辅助参数

$s$  和约束方程<sup>[22]</sup>。将式 (2-17) 转化为下述方程组

$$\begin{cases} \Psi(\mathbf{a}, \lambda) = 0 \\ \bar{N}(\mathbf{a}, \lambda, s) = 0 \end{cases} \quad (2-26)$$

引入  $\mathbf{y}$ , 忽略变量  $\mathbf{a}$  和  $\lambda$  的差别, 可以将方程 (2-17) 改写为

$$\mathbf{y}^T = [\mathbf{a}^T \lambda] \quad (2-27)$$

$$\Psi(\mathbf{y}) = 0 \quad (2-28)$$

引进弧长  $s$  这个辅助参数, 并定义  $N+1$  为空间中曲线的微弧长为

$$(ds)^2 = d\mathbf{a}^T d\mathbf{a} + (d\lambda)^2 = (da_1)^2 + (da_2)^2 \cdots + (da_N)^2 + (d\lambda)^2 \quad (2-29)$$

设定

$$\mathbf{v}(\mathbf{y}) = [J_1 \ J_2 \ \cdots \ J_{N+1}]^T \quad (2-30)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{v}(\mathbf{y}) / \|\mathbf{v}(\mathbf{y})\| \quad (2-31)$$

其中式 (2-30) 为解曲线的切矢量; 式 (2-31) 为单位切矢量。  
补充一个约束方程

$$\bar{N}(\mathbf{y}, s) = \boldsymbol{\tau}^T \Delta \mathbf{y} - \Delta s = 0 \quad (2-32)$$

于是对于方程 (2-26) 的求解划归为求解

$$\begin{bmatrix} \Psi(\mathbf{y}) \\ \bar{N}(\mathbf{y}, s) \end{bmatrix} = 0 \quad (2-33)$$

可以将式 (2-33) 转化为常微分方程的 Cauchy 问题:

$$\begin{cases} \frac{d\mathbf{y}}{ds} = \boldsymbol{\tau} \\ \mathbf{y}(0) = \mathbf{y}_0 \end{cases} \quad (2-34)$$

数值方程式 (2-34) 的最简单解法为 Euler 法:

$$\mathbf{y}_{m+1} = \mathbf{y}_m + \boldsymbol{\tau}(\mathbf{y}_m)(s_{m+1} - s_m) \quad (m = 0, 1, 2, \cdots) \quad (2-35)$$

在求解过程中前进一步或若干步后, 便可针对上式作简化 Newton 迭代修正, 即

$$\begin{aligned} \mathbf{y}_{m+1}^0 &= \mathbf{y}_m \\ \mathbf{y}_{m+1}^{n+1} &= \mathbf{y}_{m+1}^n - \begin{bmatrix} \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{y}}(\mathbf{y}_m) \\ 2\mathbf{v}^T(\mathbf{y}_m) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \Psi(\mathbf{y}_{m+1}^n) \\ \bar{N}(\mathbf{y}_{m+1}^n) \end{bmatrix}, \quad n = 0, 1, 2, \cdots \end{aligned} \quad (2-36)$$

弧长法是跟踪解曲线的有效算法, 求解过程穿过转向点是毫无困难的, 因为无论对正则点还是对转向点都有

$$\det \begin{bmatrix} \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{y}} \\ 2\mathbf{v}^T \end{bmatrix} = 2(J_1^2 + J_2^2 + \dots + J_{N+1}^2) > 0 \quad (2-37)$$

弧长法在处理失稳后的平衡问题以及突变问题时都能够取得较好的效果。对于单自由度问题，有

$$N=1, \quad \mathbf{y}^T = [a \quad \lambda]$$

在弧长  $\Delta s_m = s_{m+1} - s_m$  时，式 (2-36) 的迭代过程如图 2-2 所示，在转向的位置，即在出现极值点的位置，虽然曲线导数为零，但有

$$\det \begin{bmatrix} \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{y}} \\ 2\mathbf{v}^T \end{bmatrix} = 2 \left( \left( \frac{\partial \Psi}{\partial a} \right)^2 + \left( \frac{\partial \Psi}{\partial \lambda} \right)^2 \right) > 0$$

所以对其迭代求解是没有问题的。

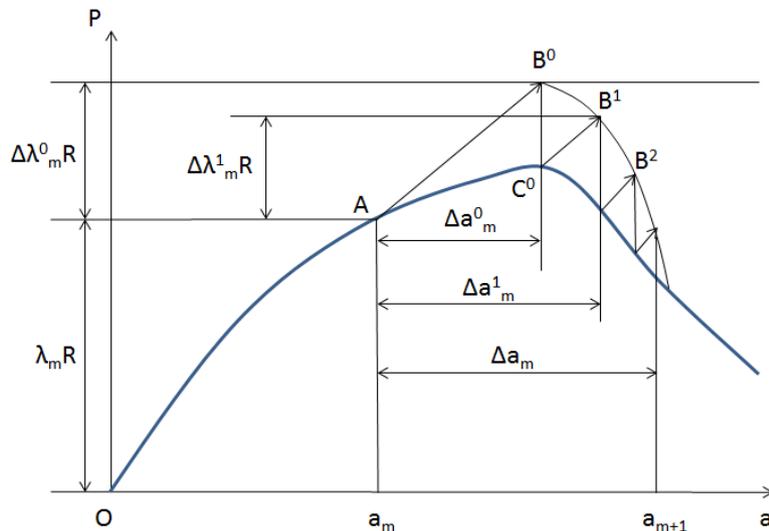


图 2-2 弧长法迭代过程示意图

弧长法以沿着解曲线的弧长形式重新表述非线性方程组，它不要求载荷增加，而实际的工程项目中载荷可能是下降的，因而弧长法是跟踪解曲线的完美的自然方式。对于求极限承载力等求极值的问题，弧长法非常适用。本文中所采用的计算方法利用了 ABAQUS 非线性有限元软件中的 Riks 模块，该模块主要采用 Newton-Rophson 及弧长法原理来计算结构稳定性临界载荷。

## 2.3 本章小结

本章主要介绍了稳定性以及非线性有限元计算方法。稳定性原理部分主要介绍了关于完整球壳的小变形经典理论的原理以及推导过程。非线性有限元的计算方法主要分为迭代法和增量法，主要介绍了牛顿法和弧长法的原理以及推导过程，并且简要说明了两种方法的运算特点。本文将主要利用牛顿法与弧长法计算球壳极限强度的临界载荷。

## 第三章 无缺陷完整球壳极限强度分析

潜水器耐压壳体是潜水器承压关键构件,其设计的优劣直接关系到工作安全性和总体性能。对于 4500 米载人深潜器这类大深度潜水器耐压壳绝大部分采用球状耐压壳,比较著名的 Alvin 号、Shinhai6500 号、Mir1 和 Mir2 号等均采用球状耐压壳结构<sup>[26]</sup>。球状耐压壳相比于其他形式耐压壳有着最佳的重量-排水量比,容易进行应力分析并且结果相对较为准确。本课题主要针对球状壳体的极限强度进行分析。

球壳极限强度分析包括两种结构失效模式:第一种失效模式是结构的最大主应力达到材料的屈服极限,之后屈服区域逐渐扩散最终导致局部塑形失效;第二种破坏形式为稳定性失效,结构发生弹性或者弹塑性屈曲最终导致结构失效。以上两种失效模式发生时球壳表面所受外部压力的较小值确定了球壳的极限承载能力。两种失效模式前者属于结构强度分析范围,后者属于结构稳定性分析。

本章主要利用结构有限元的分析方法对无初始缺陷、无初始应力的理想完整耐压球壳进行极限强度的分析,并作为随后几章内容研究的基础。

### 3.1 板壳理论计算结果

#### 3.1.1 耐压球壳静强度计算

完整耐压球壳中面半径为  $R_m$ , 厚度为  $t$ 。根据经典板壳理论,可以把球壳根据  $R_m$  与  $t$  的比值分为薄球壳和厚球壳。一般来说,将厚度半径比值小于 0.05 的壳体视为薄球壳,比值大于 0.05 则视为厚球壳。厚薄两种球壳需要分别利用薄壳理论和厚球壳理论计算结构强度。

##### (1) 薄壳理论

薄壳理论为弹性力学的一个研究内容,它研究薄壳体在载荷作用下的力学性能。薄壳主要以沿厚度均匀分布的中面应力而不是以沿厚度变化的弯曲应力来承受外载,在分析中只考虑薄膜应力而不计弯曲应力。完整球壳的应力可以按下列公式计算:

$$\sigma = \frac{pR_m}{2t} \quad (3-1)$$

式中,  $\sigma$  为球壳应力,单位为 MPa;  $p$  为耐压球壳所受的外压值,单位 MPa;  $R_m$  为中面半径,  $t$  为球壳厚度,单位为 mm。

如果将屈服应力值作为球壳可承受的最大应力值,则球壳屈服表达式可以写作:

$$p_y = \frac{2\sigma_y t}{R_m} \quad (3-2)$$

对于内径  $R_i$  为 1000mm, 厚度  $t$  为 50mm 的完整球壳,则有:

$$p_y = \frac{2 \times 50}{1000 + \frac{50}{2}} \sigma_y = 0.09756 \sigma_y \quad (3-3)$$

##### (2) 厚球壳理论

对于厚球壳的应力分析并无统一的解析解<sup>[18]</sup>,本文中采用在均匀静压下封闭厚球壳的

精确强度理论解来分析厚球壳的应力。本理论解忽略较小径向应力，主要考虑周向膜应力。

周向膜应力的表达式为：

$$\sigma = \frac{p}{2t_0} \left\{ \frac{(2-t_0)^3}{12+t_0^2} \left[ 1 + \frac{(2+t_0)^3}{16(1-x/R_m)^3} \right] \right\} \left( -\frac{t}{2} \leq x \leq \frac{t}{2} \right) \quad (3-4)$$

式中， $\sigma$  为球壳周向应力，单位为 MPa； $p$  为耐压球壳所受的外压值，单位 MPa； $t_0$  为厚度半径比； $R_m$  为球壳中面的曲率半径， $t$  为球壳曲率半径， $x$  为球壳内一点距中面的距离，单位为 mm。

当  $x$  取为  $t/2$  时，即球壳的中面位置时，球壳的应力取到最大值。下式中取球壳内径为 1000mm，厚度为 50mm。可得

$$p_y = 2\sigma_y t_0 / \left\{ \frac{(2-t_0)^3}{12+t_0^2} \left[ 1 + \frac{(2+t_0)^3}{2(2-t_0)^3} \right] \right\} = 0.09984\sigma_y \quad (3-5)$$

综上，对于内径 1000mm，厚度 50mm 的完整球壳，厚度半径比  $t_0$  为 0.04878，与厚薄球壳界限的 0.05 相比非常接近，可以认为该球壳属于中厚度球壳。并且通过比较可以看出，通过薄壳理论和厚球壳理论计算出来的结果非常接近，可以认为厚球壳与薄球壳之间的过渡区域过度平缓。薄壳理论计算出的结果略小于厚球壳理论解。

### 3.3.2 耐压球壳弹性屈曲计算

外压球壳失稳的最早理论公式是由 R·Zoelly 于 1915 年提出的，也称为经典理论值。该理论公式基于小变形假设，并且要求结构满足材料均匀和各向同性，完善的几何球形，无初始应力，应力与应变关系线性等条件。具体公式如下：

$$p_{cr} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left( \frac{t}{R_m} \right)^2 \quad (3-6)$$

式中， $p_{cr}$  为弹性失稳临界载荷，单位为 MPa； $E$  为弹性模量，单位 GPa； $\mu$  为泊松比； $R_m$  为球壳中面的曲率半径， $t$  为球壳曲率半径，单位为 mm。

### 3.3.3 强度计算与稳定性计算比较

通过式(3-2)、式(3-5)以及式(3-6)可以看出屈服失效和弹性屈曲失效两种形式的球壳临界载荷取决于材料属性和厚度半径比。以钛合金材料为例，材料属性见表 3-1、表 3-2。

表 3-1 钛合金材料基本属性

	符号/单位	参数
弹性模量	$E/\text{Mpa}$	115000
泊松比	$\mu$	0.3
屈服强度	$\sigma_y/\text{Mpa}$	800
抗拉强度	$\sigma_b/\text{Mpa}$	872
伸长率	$\delta$	13%

表 3-2 钛合金材料塑性数据

塑性应力/MPa	应变	塑性应力/MPa	应变
800	0	847.0588	0.00763
806.8966	0.00063	850.7099	0.00873
814.1988	0.00123	854.3611	0.01003
821.501	0.00223	858.0122	0.01223
825.1521	0.00293	858.0122	0.01353
828.8032	0.00353	861.6633	0.01483
832.4544	0.00423	865.3144	0.01773
836.1055	0.00483	868.9655	0.01973
839.7566	0.00553	868.9655	0.02143
843.4077	0.00643	872.6166	0.02353

利用上述公式作出关于厚度半径比的屈服、弹性屈曲曲线，如图 3-1 所示。

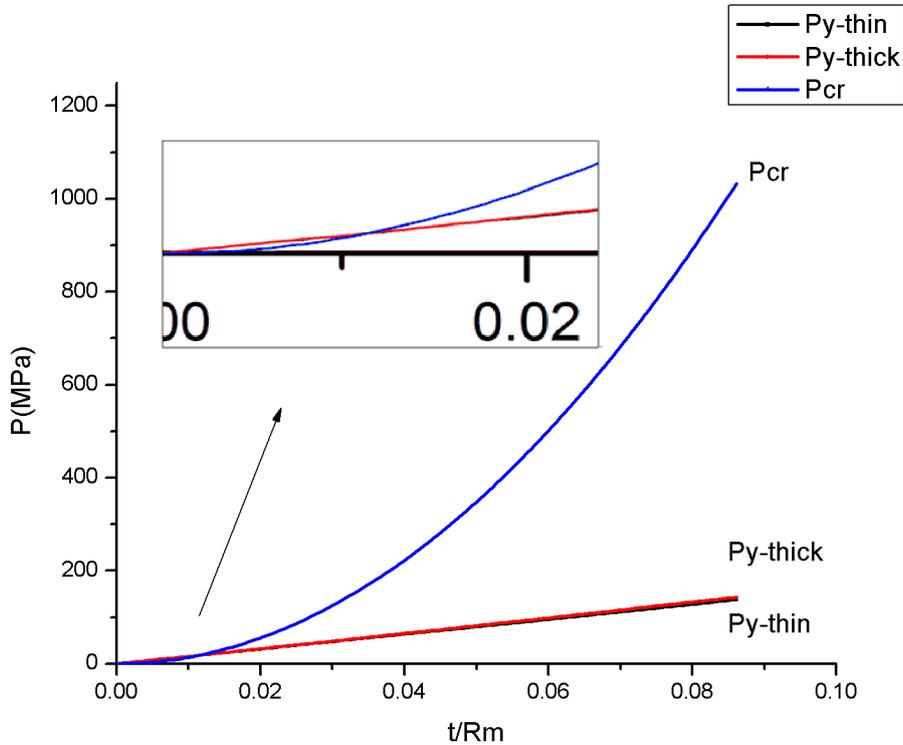


图 3-1  $Py$ -thick,  $Py$ -thin,  $P_{cr}$  与厚度半径比关系曲线

图中  $Py$ -thick 表示厚壳屈服时的临界载荷,  $Py$ -thin 表示薄壳屈服时的临界载荷,  $P_{cr}$  表

示弹性屈曲时球壳的临界载荷。

从图中可以看出，在厚度半径比较小的情况下， $P_{y-thick}$  与  $P_{y-thin}$  极为接近；随着厚度半径比的增加，两者之间的差距逐渐增大。从整体来看，厚度半径比在 0 到 0.1 之间时，薄球壳与厚球壳达到材料屈服强度的临界载荷非常接近。可以把厚度半径比在 0.05 左右的中厚球壳材料屈服的临界载荷按照薄壳理论公式(3-2)进行计算，并且这样的处理是偏于安全的。

比较薄球壳临界载荷曲线与弹性屈曲临界载荷曲线，两条曲线发生一次交叉。通过分析公式后不难发现，交叉点处的厚度半径比为：

$$\frac{t}{R_m} = \frac{\sigma_y}{E} \sqrt{3(1-\mu^2)} \quad (3-7)$$

在厚度半径比小于该值时，弹性屈曲临界载荷  $P_{cr}$  要小于结构屈服时的临界载荷；当厚度半径比超过该值时， $P_{cr}$  大于结构屈服时的临界载荷。仅通过对该图的分析，对于中厚球壳来说，其极限承载能力是由结构屈服的临界载荷决定的。

但是，球壳弹性屈曲公式中认为球壳是在线弹性阶段失稳，并没有考虑材料的非弹性阶段；而且仅考虑了小变形，没有考虑到几何的非线性。由该理论公式得到的临界载荷要远远高于球壳外压实验值，即使是再完善的球壳其实际的临界载荷也只有式(3-2)的 70%<sup>[12]</sup>。因此，必须要把球壳非线性屈曲时的临界载荷考虑进来，在与结构屈服的临界载荷进行进一步比较后得出完整球壳的极限强度。

## 3.2 球壳有限元分析

### 3.2.1 耐压球壳有限元模型的建立

#### (1) 模型几何物理参数

模型示意图如图 3-2 所示。

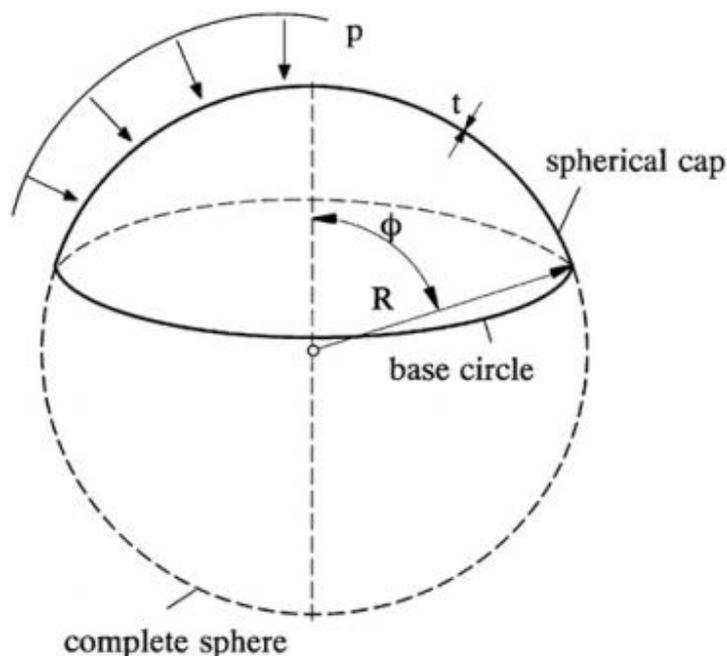


图 3-2 球壳有限元模型示意图

模型几何物理参数见表 3-3。

表 3-3 球壳有限元模型参数

	符号/单位	参数
模型形状	-	真球形状
内径	$R_m/\text{mm}$	1000
球壳厚度	$t/\text{mm}$	20~90
弹性模量	$E/\text{Mpa}$	115000
泊松比	$\mu$	0.3
屈服强度	$\sigma_y/\text{Mpa}$	800
抗拉强度	$\sigma_b/\text{Mpa}$	872
伸长率	$\delta$	13%

### (2) 模型边界条件

大深度潜水器在几千米深的水下进行工作，仅受到重力与浮力作用，忽略海底洋流的作用力，不受任何约束。但在利用有限元软件 ABAQUS 对模型进行计算时应施加足够的边界约束条件，这样保证了各个平移以及转动自由度上不会出现不确定的刚体位移，防止计算出现问题。

本课题中球壳模型采用 3 点支持，约束了 6 个位移分量。采用了参考文献<sup>[18]</sup>中的边界约束方式：对 Z 轴上的节点 1 和节点 2 施加在 X 轴和 Y 轴方向的唯一约束，即：

$$\mu_x = \mu_y = 0$$

X 轴上的节点 3 在 Y 轴和 Z 轴方向施加唯一约束，即：

$$\mu_y = \mu_z = 0$$

耐压球壳有限元模型的边界约束条件如图 3-3 所示。

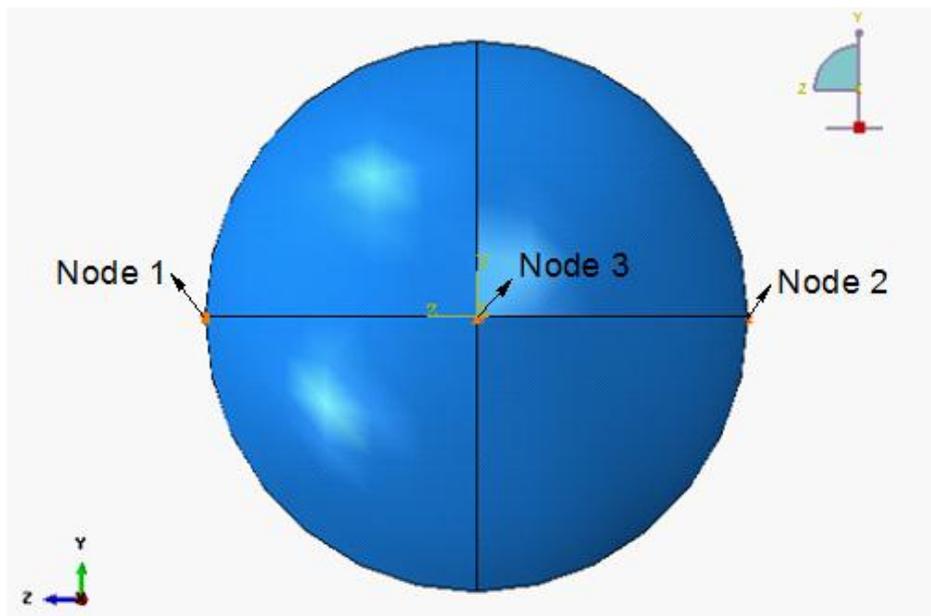


图 3-3 完整球壳边界条件示意图

### (3) 模型网格

模型网格如图 3-4 所示。

本模型选择 8 节点六面体单元，沿厚度方向至少分 2 层单元。单元初步选择 30mm、40mm、50mm、60mm、70mm 五种网格大小进行划分，通过 ABAQUS 的弧长法分别进行计算并比较计算时间和屈曲临界载荷。计算结果见表 3-4。

表 3-4 30mm/40mm/50mm/60mm/70mm 网格计算结果比较

有限元网格大小	30mm	40mm	50mm	60mm	70mm
单元数	32448	19200	12288	8112	5892
计算时间/s	13006	8019.6	5212.6	4149.3	3559.6
计算结果 /MPa	82.525	82.381	82.194	82.049	81.907

通过比较可以看出对 30mm、40mm、50mm、60mm、70mm 五种大小的网格计算结果无较大差别，并且继续细化网格对提高结果的精度并不显著。当网格 30mm 时单元数大量增加，导致了模型计算时间的迅速增加。通过对模型计算时间和结果精度的综合考虑，本文中的模型采用 50mm 大小的网格。

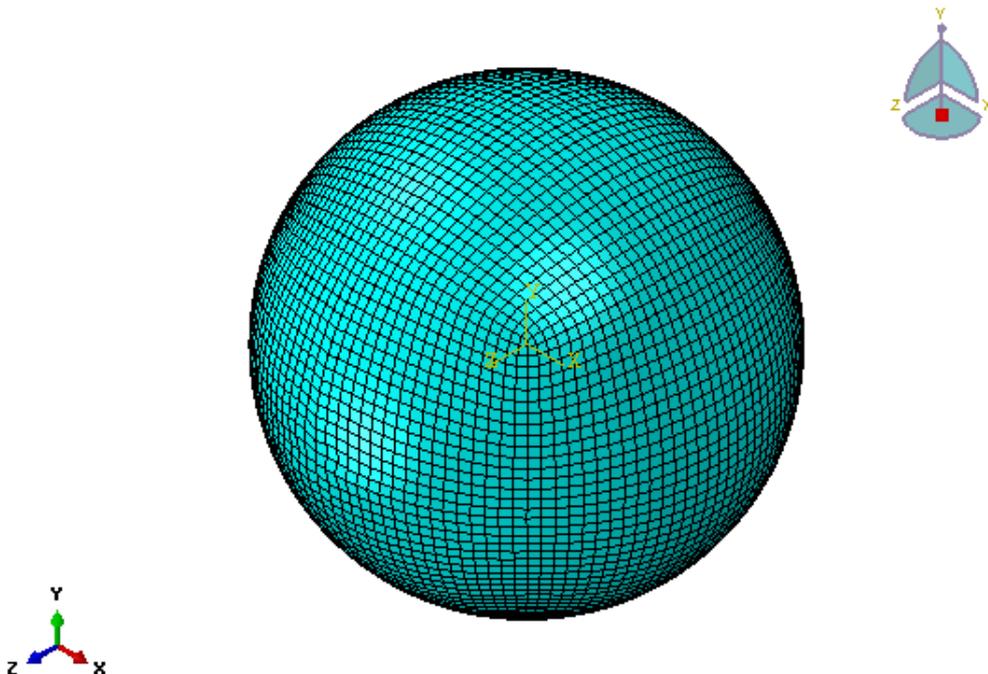


图 3-4 完整球壳网格划分示意图

### 3.2.2 不同厚度半径比完整球壳有限元计算

本章对厚度在 20mm 到 90mm 之间的球壳非线性屈曲进行有限元分析。厚度半径比约在 0.02 到 0.09 之间。

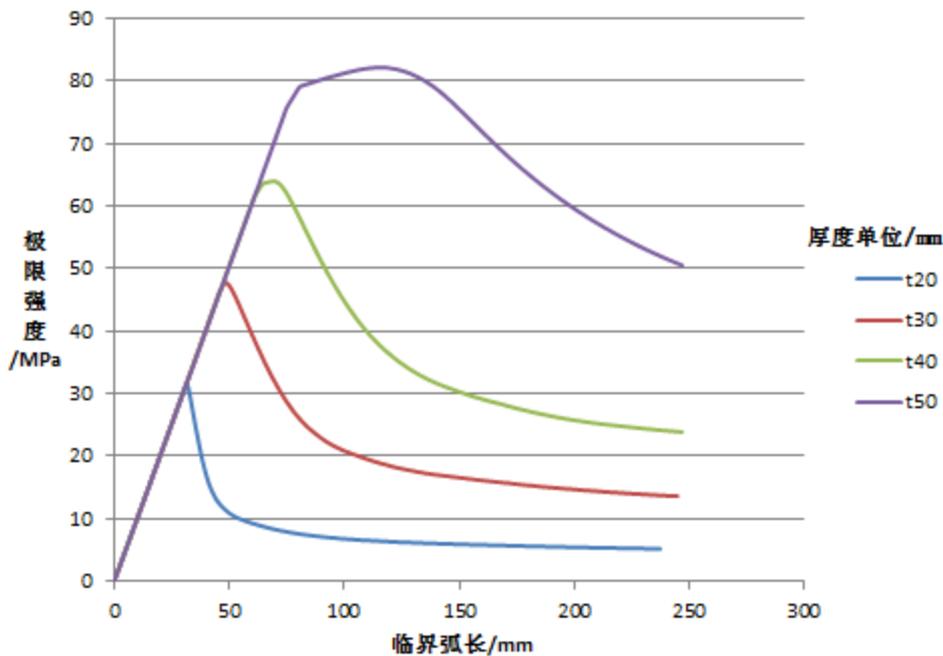


图 3-5 完整球壳弧长法计算曲线

图 3-5 为厚度为 20mm、30mm、40mm、50mm 球壳的弧长法计算结果曲线图。图中纵坐标为球壳所受的均匀外载荷，单位为 MPa；横坐标表示球壳发生屈曲时的临界弧长，单位为 mm。从图中可以看出完整球壳在逐渐加载的过程由弹性阶段逐渐进入到弹塑性阶段，最后达到承载的极限值后，曲线开始下降。

表 3-5 整理了厚度从 20mm 到 90mm 完善球壳的计算结果，表中  $t/Rm$  表示厚度半径比， $P_{cr}$  表示结构屈曲的临界载荷，单位为 MPa；Arc 为结构屈曲时的临界弧长，单位为 mm； $\sigma_{max}$  表示结构在达到临界载荷时最大 Mises 应力值，单位为 MPa。

表 3-5 不同厚度半径比完善球壳有限元计算结果

$t/mm$	$t/Rm$	$Rm/t$	$P_{cr}/MPa$	Arc/mm	$\sigma_{max}/MPa$
20	0.019802	49.5	31.808	31.591	811.8
30	0.029557	32.83	47.790	48.450	856.6
40	0.039216	24.5	64.012	69.825	858.9
50	0.04878	19.5	82.194	115.825	858.0
60	0.058252	16.17	99.653	160.450	864.7
70	0.067633	13.79	117.407	211.450	870.6
80	0.076923	12	134.544	245.825	869.3
90	0.086124	10.61	149.166	245.825	869.9

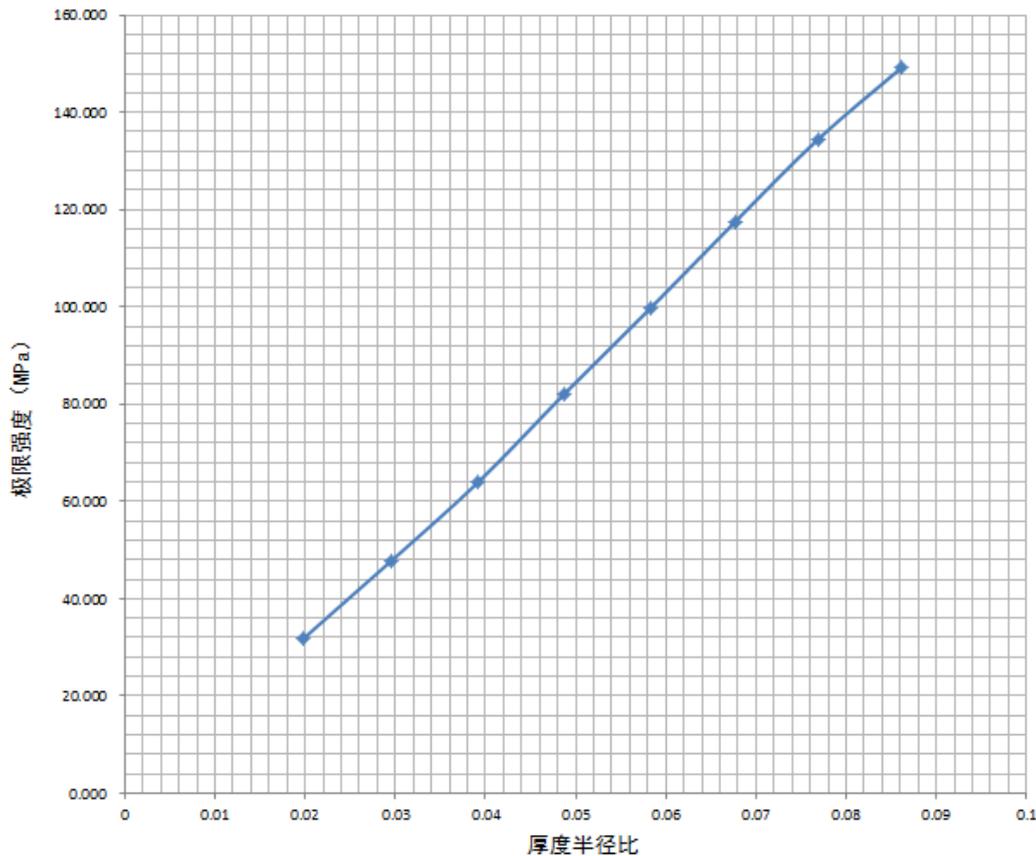


图 3-6 不同厚度半径比完整球壳临界载荷曲线

从图 3-6 中可以看出，由有限元方法计算得到的结构非线性屈曲临界载荷与厚度半径比的关系基本上接近于线性，并且临界载荷值随着厚度半径比的增大而逐渐单调增加。对临界载荷曲线进行线性拟合，发现根据样本数量和自由度调整后的相关系数达到 **0.99936**，接近于 1。

拟合直线方程如下：

$$p_{cr} = 1800.45 \frac{t}{R_m} - 5.117 \quad (3-8)$$

式中， $p_{cr}$  表示球壳临界载荷，单位为 MPa；

$t$  为球壳厚度，单位为 mm；

$R_m$  为球壳的中面半径，单位为 mm。

### 3.3 理论公式与有限元结果比较

3.2.1 节和 3.2.2 节分别利用理论公式和有限元计算对完整球壳的极限强度进行了分析，本节主要对比理论公式结果与有限元结果，找出决定和影响球壳极限强度的关键因素以及失效模式。

表 3-6 理论公式与有限元结果比较

$t/Rm$	Py-thin /MPa	Py-thick /MPa	Pcr-FEM /MPa	Pcr-classic /MPa
0	0	0	-5.117	0
0.00499	7.98005	7.99987	3.86725	3.46272
0.00995	15.9204	15.99894	12.79748	13.78207
0.01489	23.82134	23.99643	21.6917	30.85595
0.0198	31.68317	31.99155	30.53191	54.5838
0.02469	39.50617	39.98355	39.33611	84.86653
0.02956	47.29064	47.97164	48.1043	121.60654
0.0344	55.03686	55.95509	56.81848	164.70765
0.03922	62.7451	63.93315	65.49665	214.0751
0.04401	70.41565	71.90508	74.1208	269.61553
0.04878	78.04878	79.87016	82.70895	331.23696
0.05353	85.64477	87.82766	91.26109	398.84875
0.05825	93.20388	95.77689	99.75921	472.36158
0.06295	100.7263	103.71715	108.22133	551.68745
0.06763	108.2125	111.64775	116.64743	636.73965
0.07229	115.6627	119.56801	125.03753	727.43271
0.07692	123.0769	127.47727	133.37361	823.68244
0.08153	130.4556	135.37487	141.67369	925.40584
0.08612	137.7990	143.26017	149.93775	1032.52114

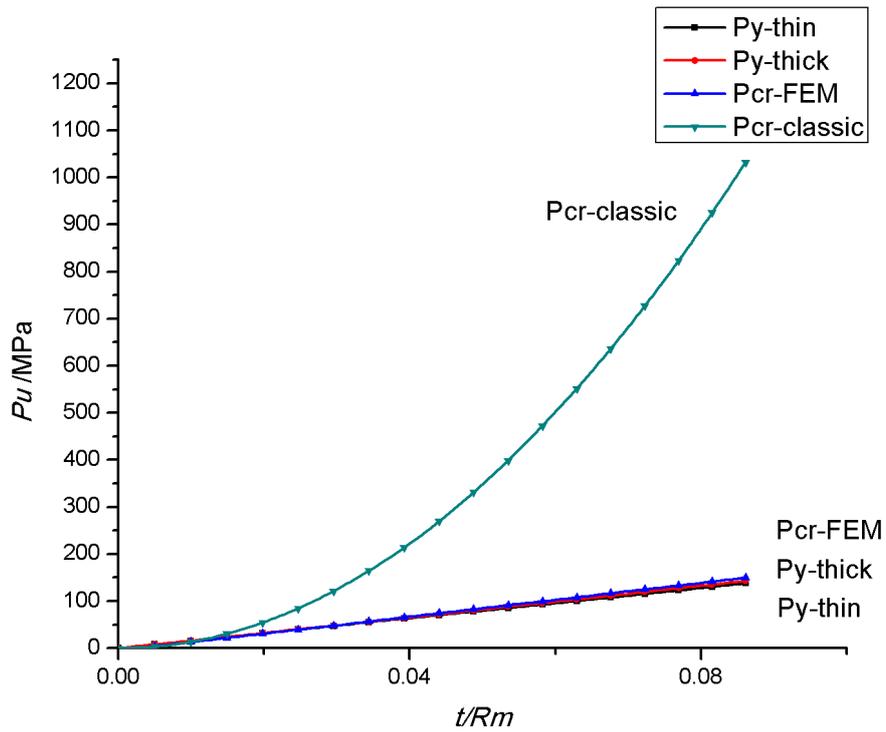


图 3-7 理论公式与有限元计算临界载荷比较曲线

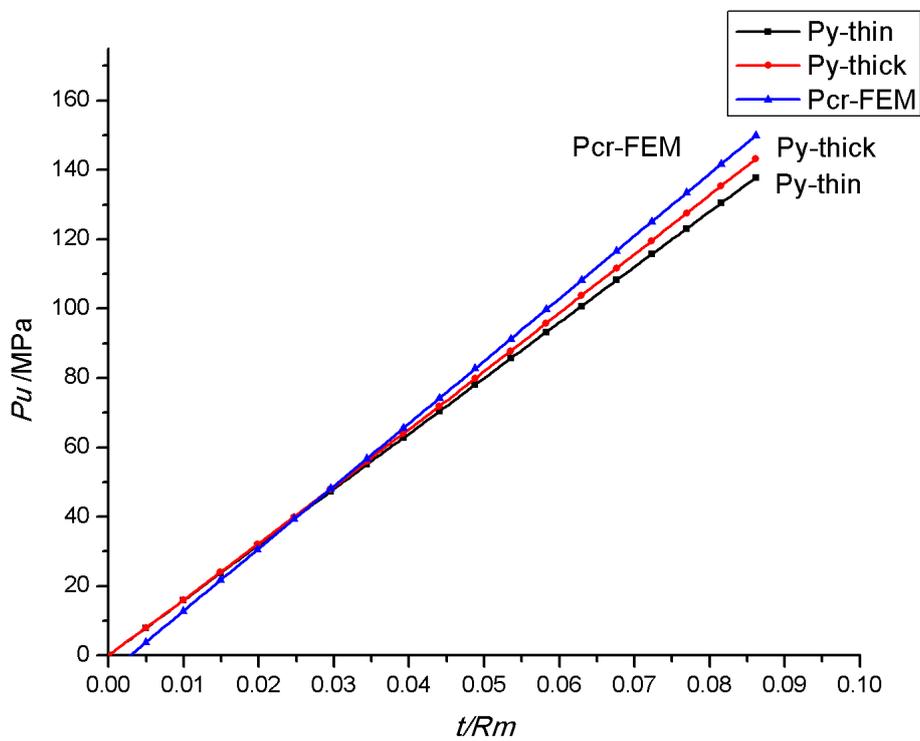


图 3-8 不考虑经典公式的厚度半径比与极限承载能力的关系

图 3-7 中 Pcr-classic 表示由经典小变形球壳失稳公式(3-6)得到的临界载荷,单位为 MPa; Py-thin 为薄壳理论公式(3-2)得到的临界载荷,单位为 MPa; Py-thick 为厚球壳理论公式(3-5)得到的临界载荷,单位为 MPa; Pcr-FEM 为有限元软件计算得到的临界载荷,单位为 MPa。

由图 3-7 可见,有限元临界载荷计算结果与薄壳理论、厚球壳理论的计算结果非常接近,且均为按厚度半径比线性分布;小变形球壳失稳公式呈快速单调上升趋势,对于厚度半径比小于 0.0115 的完整球壳,其极限强度主要由小变形失稳公式决定。

由于小变形稳定性公式的情况过于理想,与实验测量值偏差较大,所以在球壳极限承载能力计算中一般不采用该公式。另一方面,本文主要研究的耐压球壳属于中厚球壳,而厚度半径比小于 0.0115 的球壳属于薄壳,不在研究的范围内,所以在下面的分析中不再考虑公式(3-6),主要分析有限元临界载荷计算结果与屈服状态下的临界载荷。两者之间关系如图 3-8 所示。

从图 3-8 可以看出,有限元的稳定性计算结果与理论强度公式结果较为接近。在厚度半径比小于 0.25 时有限元计算结果小于理论值,球壳极限强度可取有限元计算结果;在厚度半径比大于 0.25 时,有限元计算结果超过理论计算值。

另外,厚球壳强度理论公式计算结果在有限元计算与薄壳理论结果之间,在后面的计算中将不考虑厚壳理论计算公式,主要分析薄壳强度理论公式。

如果考虑材料的抗拉强度作为结构失效的判断依据,则可以根据薄壳理论得到相应的临界载荷公式:

$$p_b = \frac{2\sigma_b t}{R_m} \quad (3-9)$$

式中,  $p_b$  表示结构屈服时的临界载荷,单位为 MPa;

$\sigma_b$  表示材料的抗拉强度,单位为 MPa;

$t$  和  $R_m$  分别是球壳的厚度和中面半径,单位为 mm。

同理可以得到基于抗拉强度内径和屈服强度外径的临界载荷公式:

$$p_{bi} = \frac{2\sigma_b t}{R_i} \quad (3-10)$$

式中,  $p_{bi}$  表示基于内径计算结构屈服时的临界载荷,单位为 MPa;

$\sigma_b$  表示材料的抗拉强度,单位为 MPa;

$t$  和  $R_i$  分别是球壳的厚度和球壳内径,单位为 mm。

对上述各理论公式与有限元计算结果进行比较,研究厚度半径比小于 0.1 范围,整理的的数据见表 3-7。

表 3-7 有限元计算临界载荷与结构屈服临界载荷公式比较

$t/Rm$	$P_{cr}/MPa$	$P_b/MPa$	$P_{bi}/MPa$
0	-5.117	0	0
0.00499	3.867246	8.70256	8.72
0.00995	12.79748	17.3528	17.44
0.01489	21.6917	25.96816	26.16
0.0198	30.53191	34.5312	34.88
0.02469	39.33611	43.05936	43.6
0.02956	48.1043	51.55264	52.32
0.0344	56.81848	59.9936	61.04
0.03922	65.49665	68.39968	69.76
0.04401	74.1208	76.75344	78.48
0.04878	82.70895	85.07232	87.2
0.05353	91.26109	93.35632	95.92
0.05825	99.75921	101.588	104.64
0.06295	108.2213	109.7848	113.36
0.06763	116.6474	117.9467	122.08
0.07229	125.0375	126.0738	130.8
0.07692	133.3736	134.1485	139.52
0.08153	141.6737	142.1883	148.24
0.08612	149.9378	150.1933	156.96

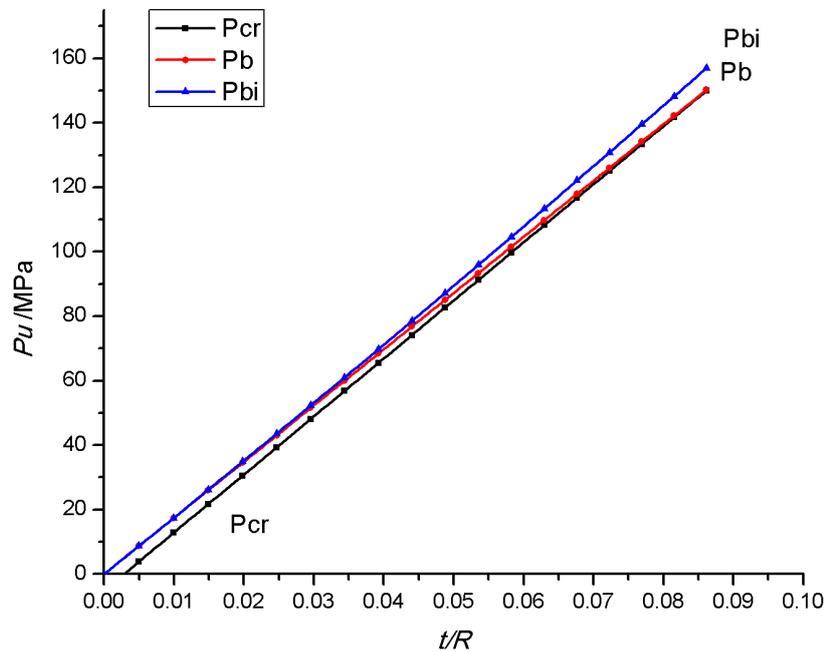


图 3-9 不同厚度半径比球壳临界载荷比较

图中， $P_{cr}$  为稳定性有限元计算的极限强度；

$P_b$  为以抗拉极限为结构失效的判断依据时的极限强度；

$P_{bi}$  为以抗拉极限为结构失效的判断依据，分析内径处的极限强度；

利用上图分析决定完整球壳极限强度的因素。可以看出，如果以材料的抗拉极限为结构失效的判断依据，则厚度半径比在 0.1 之内稳定性有限元计算结果要稍小于  $P_b$ 、 $P_{bi}$  值。稳定性计算结果与强度计算结果的较小值决定了球壳的极限承载能力；并且，两者计算结果非常接近，可以只考虑球壳的非线性屈曲问题。所以，可以认为在此范围内球壳的极限强度由球壳的稳定性决定，球壳的非线性屈曲为球壳主要的失效模式。

### 3.4 本章小结

球壳结构失效模式有材料屈服导致塑性变形、弹性屈曲或非线性屈曲导致结构失效。本章分析了各种失效模式下完善球壳的极限强度，在分析中主要考虑了球壳强度理论公式与非线性屈曲问题，在分析与比较理论公式结果与有限元计算结果的过程中，得到如下结论：

(1) 球壳经典小变形公式与有限元计算结果相差较大，并且之前的实验研究表明实际的结构承载能力要比此理论值小很多，故不能利用该公式计算球壳极限强度；

(2) 薄壳强度理论公式与厚壳理论公式在球壳厚度半径比小于 0.1 的范围内较为接近，可以仅以薄壳强度理论公式作为球壳发生局部屈服的判断依据，并且这是偏于安全的；

(3) 对不同厚度半径比球壳的非线性屈曲有限元分析，结果显示球壳的极限强度与厚度半径比呈线性关系，并且随厚度半径比的增加单调增长，可以据此推出不同厚度半径比球壳的极限强度；

(4) 理论计算公式结果与有限元计算结果非常接近，可以只考虑球壳的非线性屈曲问题，认为球壳极限强度由球壳的非线性稳定性决定。

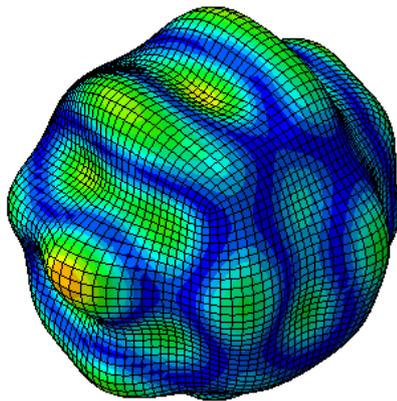
## 第四章 缺陷球壳极限强度分析

上一章所采用的理论公式是基于完善无缺陷的球壳的，而现实生活中往往是不存在毫无缺陷理想模型，一些理论公式将不再适用或出现一定偏差。在实际的潜水器球壳建造生产过程中，存在着一定的制造缺陷，这种缺陷会对球壳结构的极限承载能力产生影响。

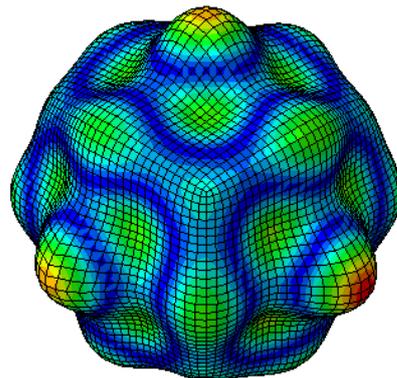
潜水器球壳两种主要的初始缺陷形式：第一种为一阶弹性屈曲模态形式缺陷，反映了最容易出现结构稳定性失效的形式；第二种为局部缺陷，需要考虑缺陷幅值与缺陷范围对极限承载能力的影响。本章主要考虑这两种初始缺陷形式，分析初始缺陷对球壳极限强度的影响程度与规律。

### 4.1 一阶弹性屈曲模态形式缺陷

#### 4.1.1 缺陷形式

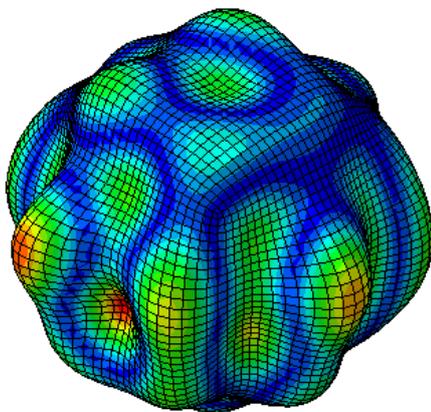


(a) 第一阶

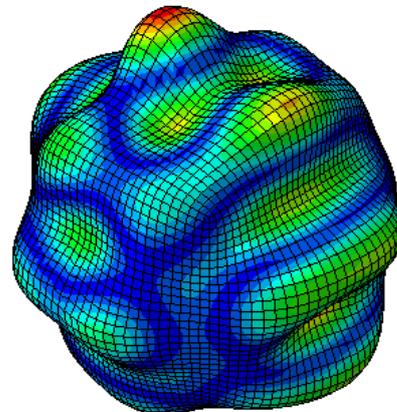


(b) 第二阶

图 4-1(a)(b) 第一阶/第二阶弹性屈曲模态示意图



(c) 第三阶



(d) 第四阶

图 4-1(c)(d) 第三阶/第四阶弹性屈曲模态示意图

弹性屈曲也称为线性特征值屈曲,特征值屈曲分析可以预测一个理想线弹性结果的理论屈曲强度,即分叉点。然而,缺陷和非线性行为阻止大多数实际结构达到理想的弹性屈曲强度,特征值屈曲一般产生非保守解。

但是,线性屈曲分析仍有两个优点:第一,分析更为快捷方便;第二,为了提供更真实的结果,屈曲模态形状可用作非线性屈曲分析的初始几何缺陷。

通过非线性有限元软件中的 Linear Perturbation 项目下 Buckle 算法,可以得出完整耐压球壳各阶线性屈曲模态,具体如图 4-1 所示。一般来说,在各阶模态综合影响下得出的完整球壳非线性屈曲分析结果更接近于真实情况,但由于不了解各阶模态对最终临界载荷的影响程度,所以对该问题进行一定的简化,即只考虑第一阶线性屈曲模态影响下的完整球壳极限承载能力。

本节选取完整球壳的第一阶屈曲模态经过处理后导入到几何模型中,作为初始缺陷,再进行非线性屈曲分析。这样处理可以更准确地模拟实际情况,得到较为真实的结果。

#### 4.1.2 有限元分析时缺陷处理方法

通过 Buckle 算法可以得到一系列屈曲模态,选取第一模态进行进一步处理。在处理的过程中首先要考虑缺陷幅值的大小。

根据我国潜水器建造规范规定<sup>[52]</sup>,球壳体、圆柱壳体的整体圆度容差不得大于名义半径的 0.5%。其中整体圆度容差是指壳体的名义半径与实际半径之间的最大容许偏差。

局部圆度容差由下式规定:

$$e = \frac{0.01L_a}{1 + \frac{L_a}{R_0}} \quad (4-1)$$

式中,  $e$  为局部圆度容差,单位为 mm;

$R_0$  为球壳体名义内半径,单位为 mm;

$L_a$  为样板弧长,单位为 mm,关于球壳体规范中对样板弧长由下式规定:

$$L_a = 4\sqrt{R_0 t} \quad (4-2)$$

本章中考虑的球壳尺寸与前一章相同,即内半径为 1000mm,厚度从 20mm 到 90mm 范围。以 90mm 厚度球壳为例进行计算,可以得出球壳体的样板弧长为 1200mm,进而得到的球壳体局部圆度容差为 5.45mm,即可知本模型最大缺陷幅值为 5.45mm,考虑系列计算研究的方便,取最大  $\Delta$  为 6mm。

在这里取球壳的缺陷幅值为变量,结构的临界载荷为应变变量,分析在不同缺陷幅值对结构临界载荷的影响。

#### 4.1.3 有限元模型的建立

有限元模型参数与材料属性与第三章模型相同,详见表 3-2。考虑范围在 1mm 到 6mm 范围内的缺陷幅值。采用弧长法进行模型,初始增量步为 0.2,最大增量步为 1,允许的最小增量步为  $1e-15$ ,总步长为 250 步。

## 4.2 弹性屈曲模态影响下的球壳极限承载能力

### 4.2.1 非线性屈曲过程云图

非线性屈曲过程云图如图 4-2 所示。

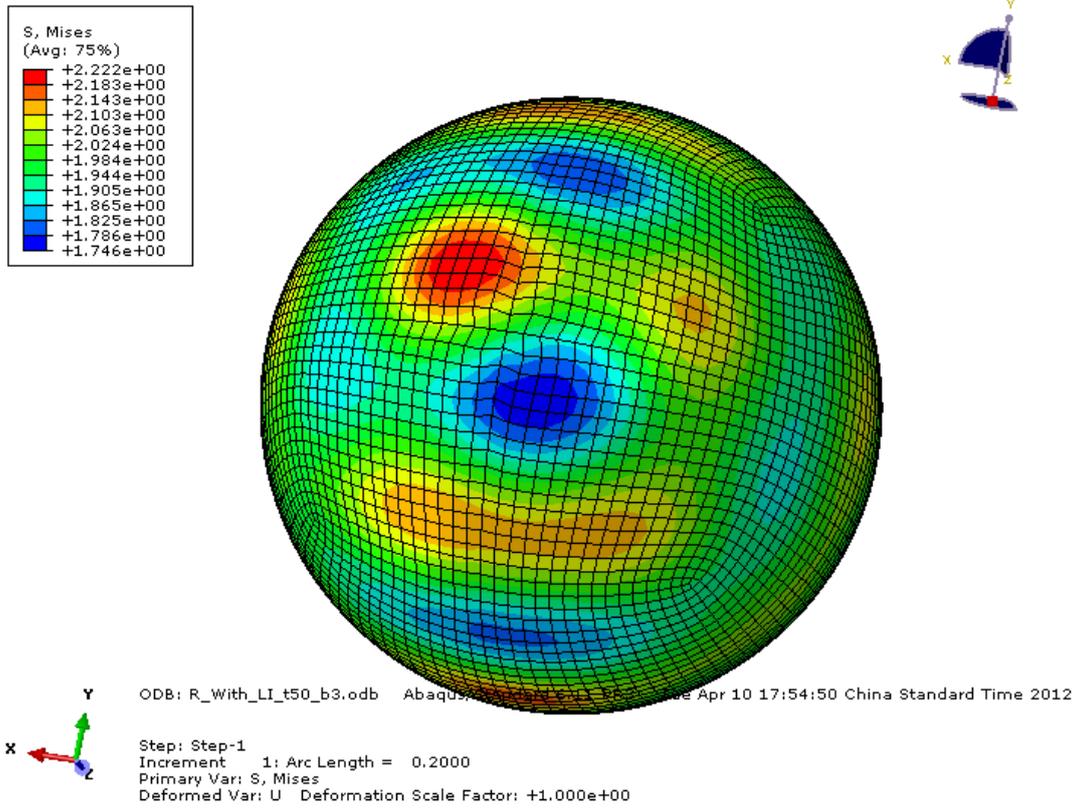


图 4-2(a) 第 1 增量步应力分布云图

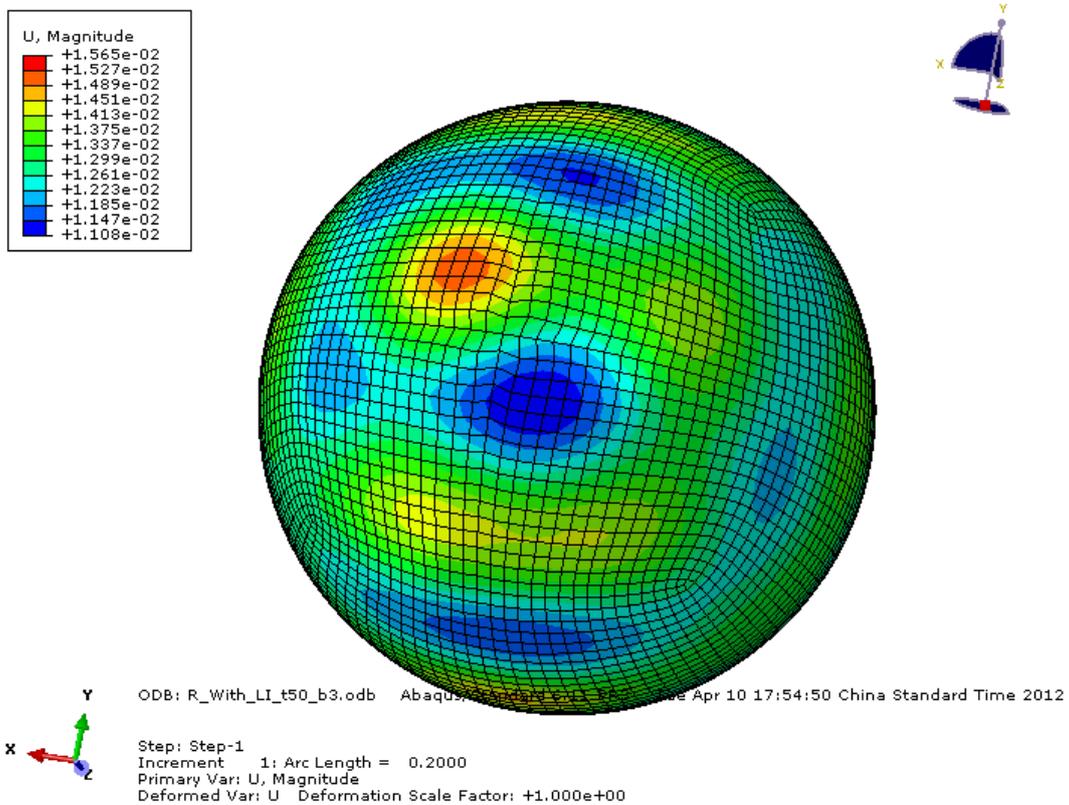


图 4-2(b) 第 1 增量步应变分布云图

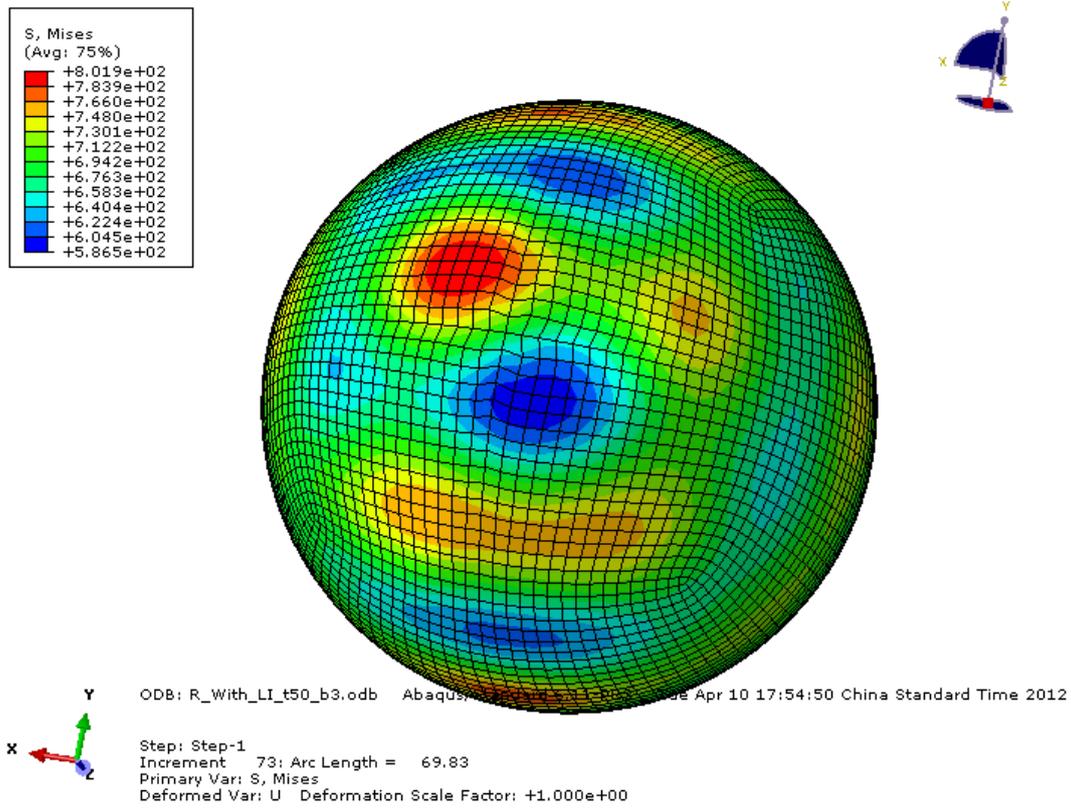


图 4-2(c) 第 73 增量步应力分布云图

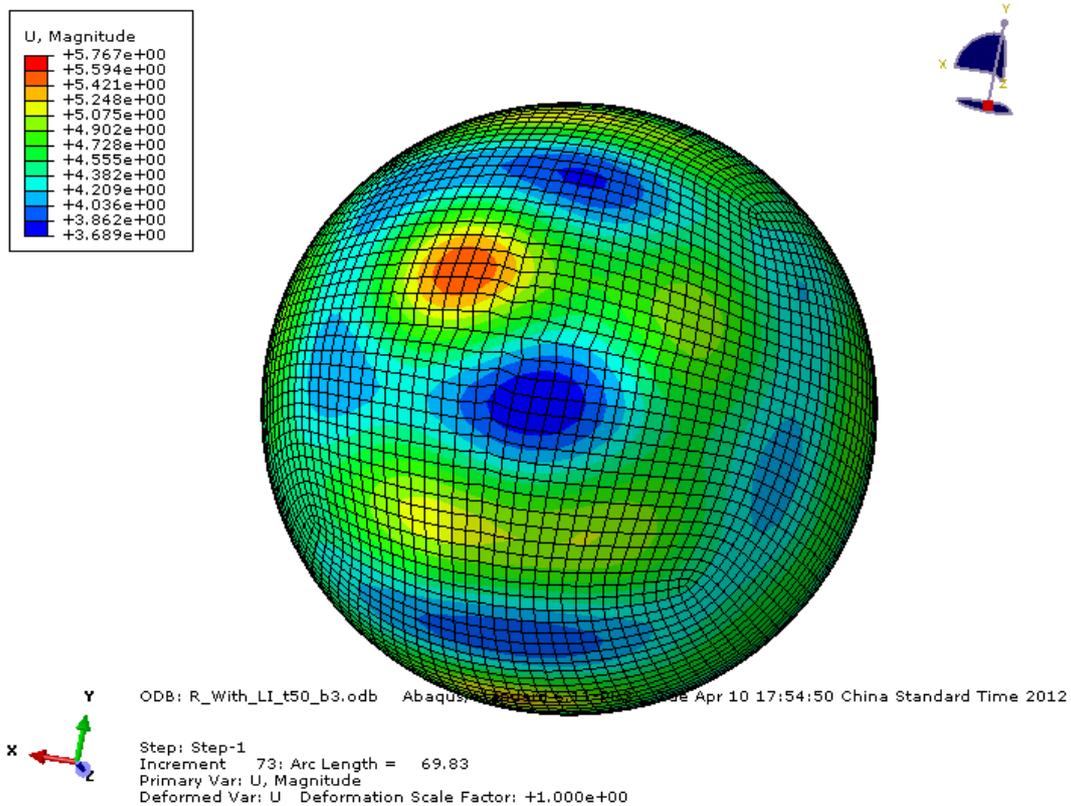


图 4-2(d) 第 73 增量步应变分布云图

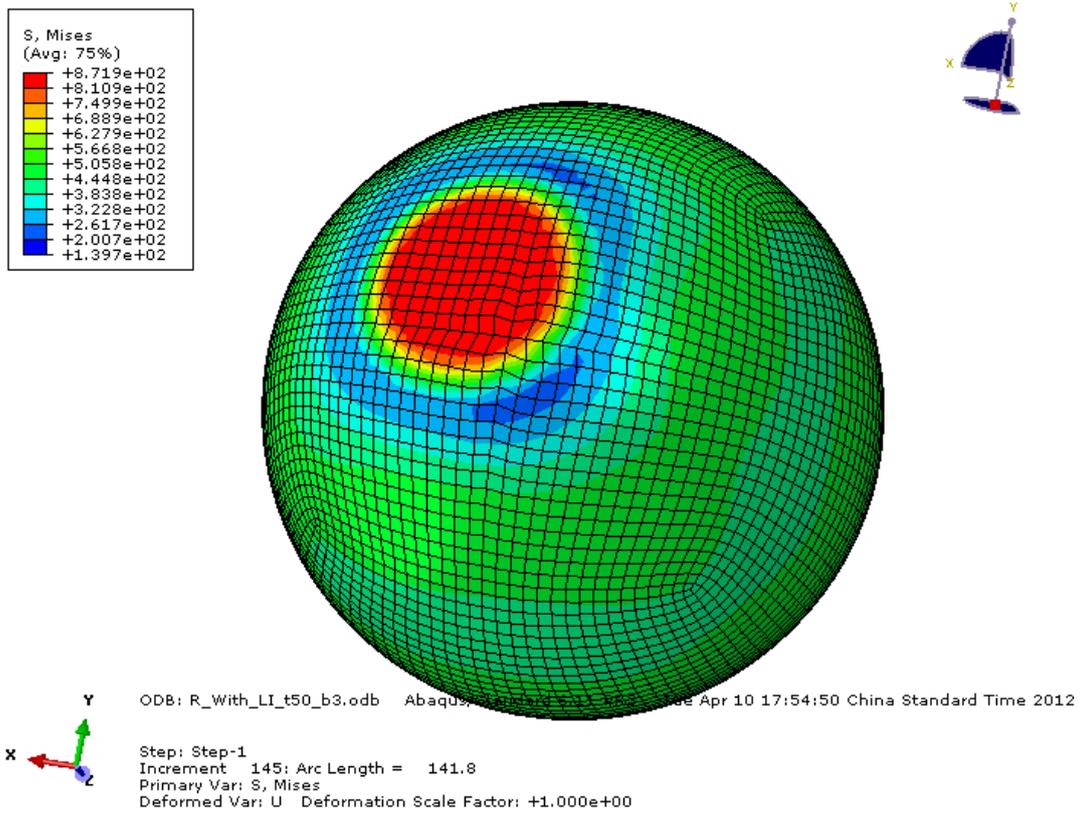


图 4-2(e) 第 145 增量步应力分布云图

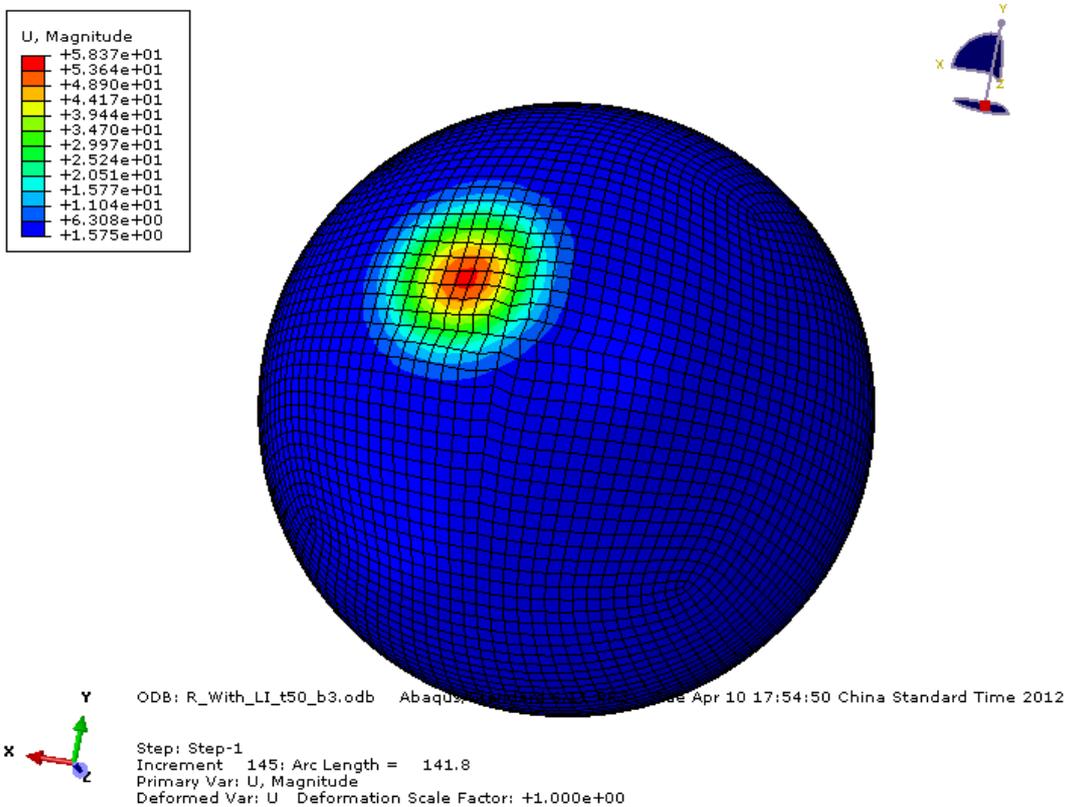


图 4-2(f) 第 145 增量步应变分布云图

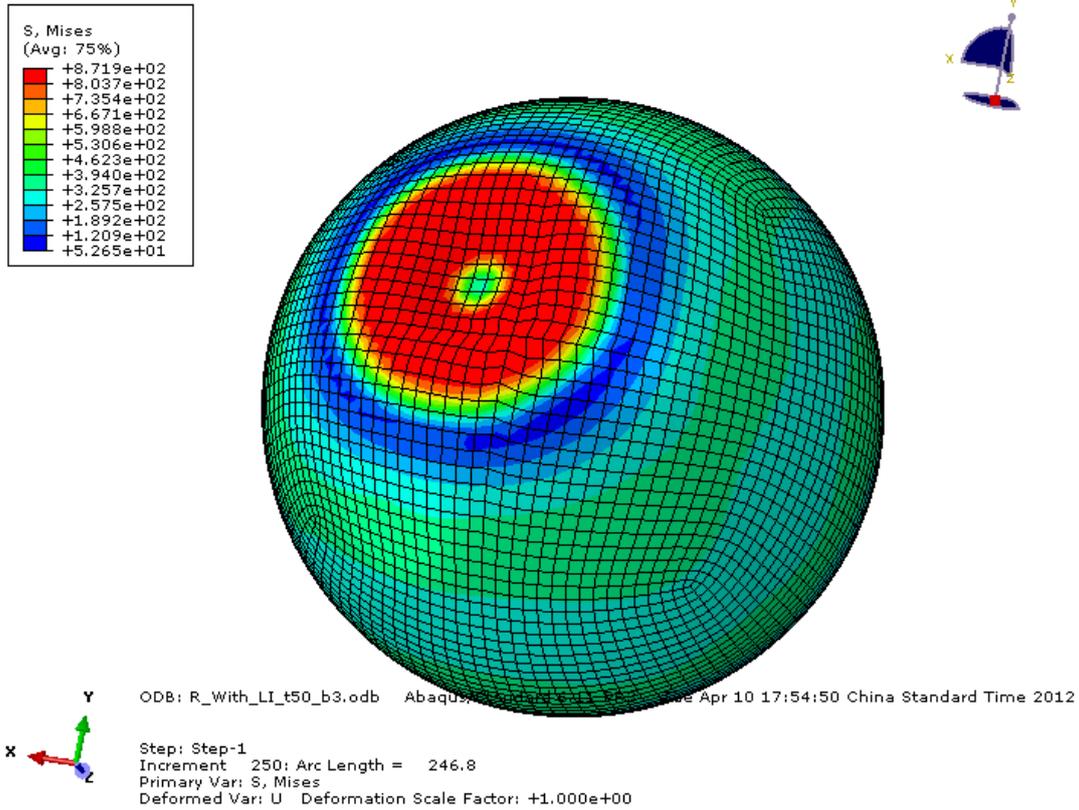


图 4-2(g) 第 250 增量步应力分布云图

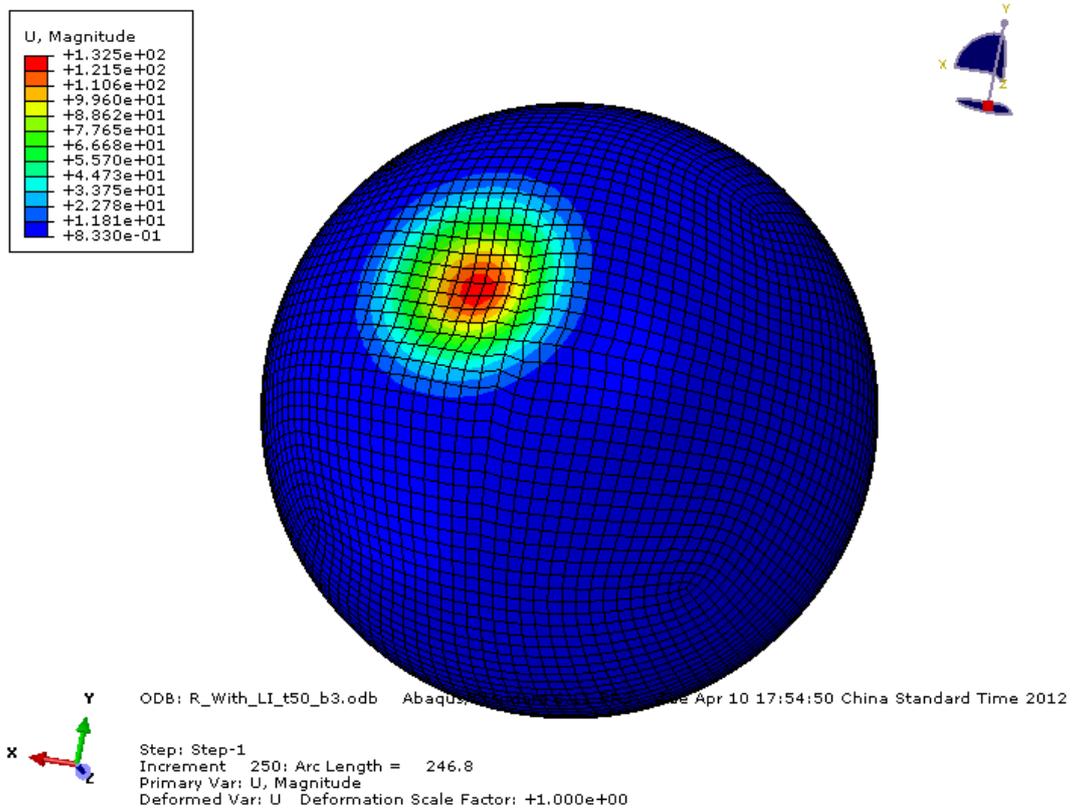


图 4-2(h) 第 250 增量步应变分布云图

从上图 4-2 中可以看出：

在第 1 增量步时球壳体已经加入了初始缺陷，初始缺陷分布情况与第一阶线性屈曲模态一致，并在球壳局部区域产生较为明显的变形；随着运算的进行，增量步不断增加，当达到 73 增量步时球壳发生局部屈服，进入非线性屈曲阶段；在随后的增量步中，承载能力进一步增加直至到达球壳的极限承载强度；紧接着壳体发生部分结构翻转，逐渐丧失承载能力。

#### 4.2.2 有限元计算结果

根据弧长法计算出系列模型的达到极限承载能力的临界载荷，弧长法曲线如图 4-3 所示。

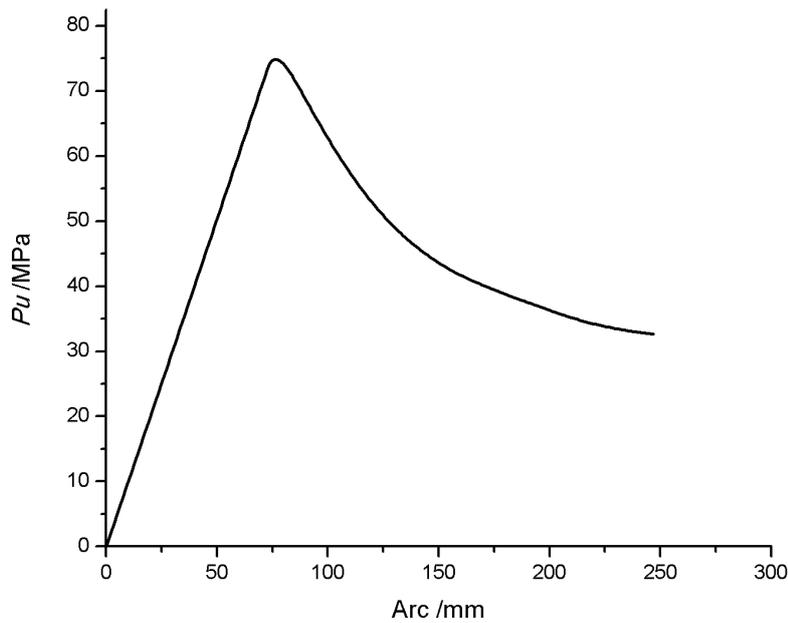


图 4-3 弧长法计算临界载荷曲线

图中  $P_u$  表示载荷，单位为 MPa；Arc 表示弧长，单位为 mm。

曲线中的极值点即为临界载荷，表 4-1 为一阶弹性屈曲模态影响下的极限承载能力计算结果。

表 4-1 一阶弹性屈曲模态影响下的极限承载能力

不同厚度与缺陷幅值下的极限强度/MPa						
缺陷幅值 /mm 厚度/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
20	28.73	24.92	22.73	20.16	17.87	16.03
30	45.50	42.44	39.64	36.71	33.98	31.37
40	62.15	60.22	58.15	56.14	53.88	51.58

续表 4-1

缺陷幅值 /mm 厚度/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
	50	78.71	76.78	74.87	72.95	70.95
60	95.59	93.49	91.50	89.51	87.54	85.52
70	113.70	111.15	109.17	107.17	105.05	102.82
80	131.69	129.00	126.82	124.93	123.07	121.12
90	148.97	146.79	144.49	142.44	140.57	138.73

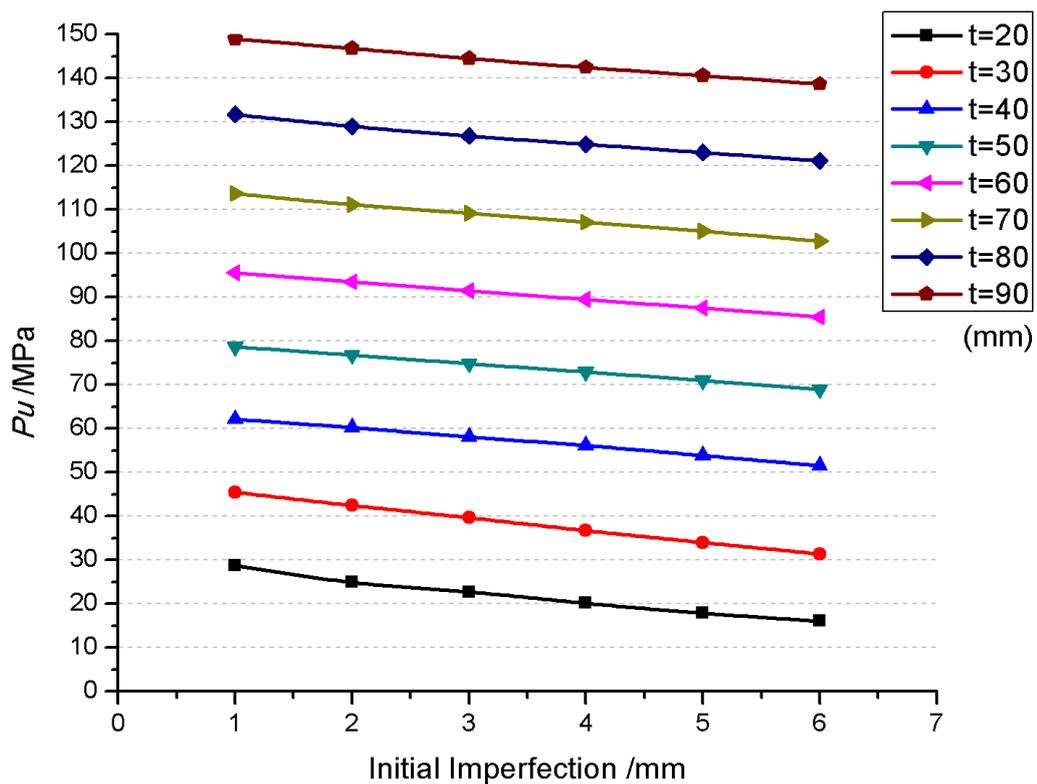


图 4-4 一阶弹性屈曲模态影响下的极限承载能力曲线

从图 4-4 中可以看出,厚度从 20mm 到 90mm 的完整球壳的极限强度与初始缺陷幅值呈线性关系,并且随着缺陷幅值的增加,极限承载能力逐渐减小。所以,要提高耐压球壳的极限承载能力,则需要尽量减小球壳的初始缺陷。

现对各厚度半径比下球壳有无初始缺陷进行比较:

(1) 对于厚度为 20mm, 内径为 1000mm 的完整球壳:

t=20mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=31.808\text{MPa}$					
缺陷幅值 /mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷 /MPa	28.73	24.92	22.73	20.16	17.87	16.03
绝对差值 /MPa	3.08	6.89	9.08	11.65	13.94	15.78
百分比	10%	22%	29%	37%	44%	50%

(2) 对于厚度为 30mm, 内径为 1000mm 的完整球壳:

t=30mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=47.790\text{MPa}$					
缺陷幅值 /mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷 /MPa	45.50	42.44	39.64	36.71	33.98	31.37
绝对差值 /MPa	2.29	5.35	8.15	11.08	13.81	16.42
百分比	5%	11%	17%	23%	29%	34%

(3) 对于厚度为 40mm, 内径为 1000mm 的完整球壳:

t=40mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=64.012\text{MPa}$					
缺陷幅值 /mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷 /MPa	62.15	60.22	58.15	56.14	53.88	51.58
绝对差值 /MPa	1.86	3.79	5.86	7.87	10.13	12.44
百分比	3%	6%	9%	12%	16%	19%

(4) 对于厚度为 50mm, 内径为 1000mm 的完整球壳:

t=50mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=82.194\text{MPa}$					
缺陷幅值/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷/MPa	78.71	76.78	74.87	72.95	70.95	68.93
绝对差值/MPa	3.48	5.42	7.32	9.24	11.24	13.26
百分比	4%	7%	9%	11%	14%	16%

(5) 对于厚度为 60mm，内径为 1000mm 的完整球壳：

t=60mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=99.653$ MPa					
缺陷幅值/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷/MPa	95.59	93.49	91.50	89.51	87.54	85.52
绝对差值/MPa	4.07	6.16	8.15	10.14	12.11	14.13
百分比	4%	6%	8%	10%	12%	14%

(6) 对于厚度为 70mm，内径为 1000mm 的完整球壳：

t=70mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=117.407$ MPa					
缺陷幅值/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷/MPa	113.70	111.15	109.17	107.17	105.05	102.82
绝对差值/MPa	3.71	6.26	8.24	10.24	12.35	14.58
百分比	3%	5%	7%	9%	11%	12%

(7) 对于厚度为 80mm，内径为 1000mm 的完整球壳：

t=80mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=134.544$ MPa					
缺陷幅值/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷/MPa	131.69	129.00	126.82	124.93	123.07	121.12
绝对差值/MPa	2.86	5.55	7.72	9.61	11.48	13.42
百分比	3%	4%	6%	7%	9%	10%

(8) 对于厚度为 90mm，内径为 1000mm 的完整球壳：

t=90mm	完善球壳极限强度 $P_{cr}=149.166$ MPa					
缺陷幅值/mm	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
临界载荷/MPa	148.97	146.79	144.49	142.44	140.57	138.73
绝对差值/MPa	0.20	2.38	4.68	6.72	8.60	10.44
百分比	0%	2%	3%	5%	6%	7%

通过比较可以看出，存在初始缺陷的球壳体的极限强度相比与无初始缺陷球壳体要有所下降，下降幅度最大达到 16.42MPa。对于深潜器而言，极限强度下降 16.42MPa，下潜极限

深度就要减小 1642m，所以初始缺陷对极限强度影响还是比较明显的。

对于小厚度的球壳体，初始缺陷的影响尤为明显。以厚度为 20mm 的球壳体为例，当缺陷幅值达到 6mm 时，极限承载能力由原来的 31.8MPa 下降到了 16.4MPa，下降的相对值已经达到了 50%。对于中厚度的球壳体，相对值一般来说都大约维持在 15% 以内，可以认为中厚度球壳结构对该种缺陷方式较为敏感。对于厚度达到 80mm、90mm 的厚球壳来说，相对值保持在 10% 以内，可以认为厚球壳对该种缺陷并不十分敏感。

4500 米载人深潜器的耐压球壳属于中厚度球壳体，所以提高球壳的精加工程度，保证球壳体的圆度对提高球壳的极限承载能力有较为理想的效果。

## 4.3 局部缺陷的描述

### 4.3.1 缺陷形式

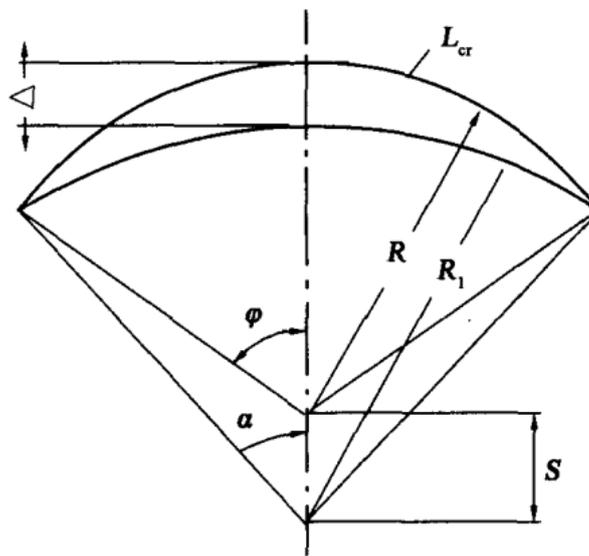


图 4-5 局部缺陷示意图

在耐压球壳制造的过程中，往往会产生局部尺寸的偏差，这种偏差称为局部缺陷。与第一种缺陷形式不同的是，该种缺陷只分布在局部范围内而不是整体缺陷。局部缺陷需要考虑缺陷幅值以及缺陷范围两个影响因素。

图 4-5 为以球壳中面表示的局部缺陷示意图，其中  $R$  为中面名义半径，即设计半径； $R_1$  为局部缺陷处中面的局部曲率半径，即局部半径； $\Delta$  为最大缺陷幅值； $S$  为中面名义半径与局部半径所在圆的圆心距； $\alpha$  为缺陷范围的弧度值； $\varphi$  为相应的完整球壳在该缺陷范围的弧度值； $L_{cr}$  为临界弧长。

这种局部缺陷的表现方法目的是为了能够在工程计算中方便地得出临界弧长的大小，但这种有两段圆弧连接的表现方法，在圆弧的过渡区域存在有较为明显的不连续性，不能准确地反映局部缺陷形式。

在本节中主要应用三次函数来代替圆弧表现局部缺陷，函数表达式如下：

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (4-3)$$

为了保证球壳在缺陷位置的连续性，共有四个边界条件，代入上式后可以求出  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、

$d$  的值。下式中  $R$  表示中面名义半径， $\Delta$  表示缺陷幅值。

边界条件为：

$$\begin{aligned} x=0, y &= R-\Delta \\ x &= R \cdot \sin \varphi, y = R \cdot \cos \varphi \\ x=0, y' &= 0 \\ x &= R \cdot \sin \varphi, y' = -\tan \varphi \end{aligned}$$

求得的系数表达式为：

$$a = \frac{2R(1-\cos \varphi) - 2\Delta - R \tan \varphi \sin \varphi}{R^3 \sin^3 \varphi}$$

$$b = \frac{3R(\cos \varphi - 1) + 3\Delta + R \tan \varphi \sin \varphi}{R^2 \sin^2 \varphi}$$

$$c = 0$$

$$d = R - \Delta$$

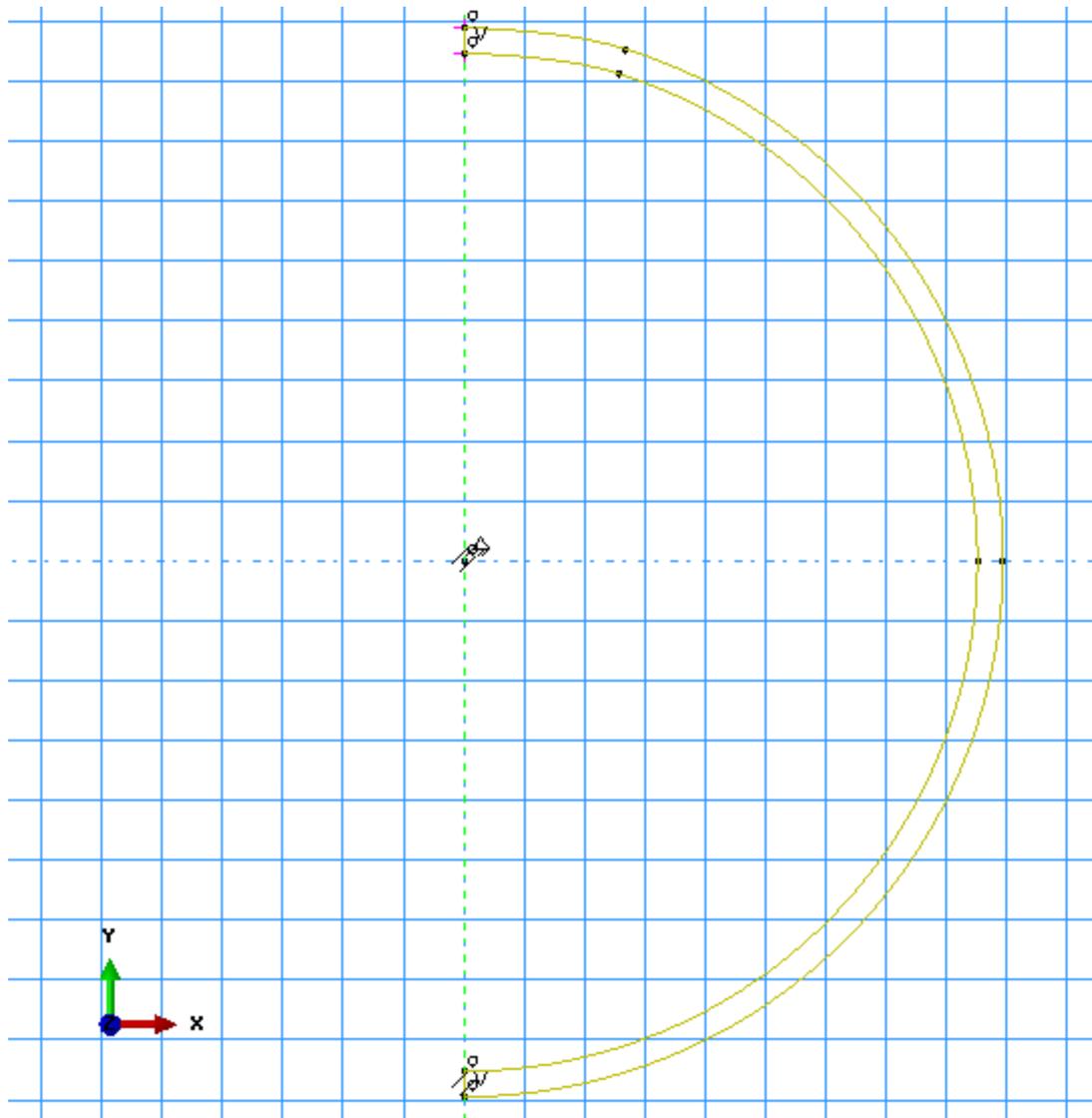


图 4-6 三次曲线表示局部缺陷轮廓图

#### 4.3.2 有限元模型的建立

在这里取球壳的缺陷幅值以及缺陷范围为变量，结构的临界载荷为应变量，分析在不同缺陷幅值、缺陷范围对结构临界载荷的影响。

有限元模型选取厚度为 50mm，内径为 1000mm 的完整球壳，其他参数与材料属性与第三章模型相同，详见表 3-2。考虑范围在 1mm 到 6mm 范围内的缺陷幅值，范围在 10° 到 40° 内的缺陷范围。采用弧长法进行模型，初始增量步为 0.2，最大增量步为 1，允许的最小增量步为 1e-15，总步长为 250 步。

### 4.4 局部缺陷影响下的球壳极限承载能力

对不同缺陷幅值、缺陷范围进行有限元计算，得出极限承载能力结果见表 4-2。

表 4-2 局部缺陷影响下的极限承载能力

		临界载荷/MPa					
$\Delta$ /mm		1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
缺陷范围/ $^{\circ}$							
10		79.14	78.19	77.11	76.02	74.89	73.75
12.5		78.39	77.07	75.68	74.29	72.88	71.48
15		77.47	76.07	74.60	73.10	71.60	70.12
17.5		76.76	75.36	73.88	72.34	70.84	69.31
20		76.29	74.97	73.58	72.12	70.64	69.18
22.5		76.05	74.84	73.60	72.28	70.94	69.56
25		76.03	74.96	73.85	72.74	71.56	70.35
27.5		76.15	75.20	74.24	73.25	72.27	71.25
30		76.36	75.55	74.71	73.86	72.99	72.12
32.5		76.52	75.86	75.18	74.46	73.72	72.97
35		76.38	75.89	75.38	74.84	74.28	73.69
37.5		76.22	75.84	75.43	74.96	74.48	74.09
40		75.97	75.66	75.32	74.97	74.61	74.26

以缺陷幅值为横坐标、球壳临界载荷为纵坐标作图，讨论缺陷幅值与临界载荷之间的关系；再以缺陷范围为横坐标、球壳临界载荷为纵坐标作图，讨论缺陷范围与临界载荷之间的关系。

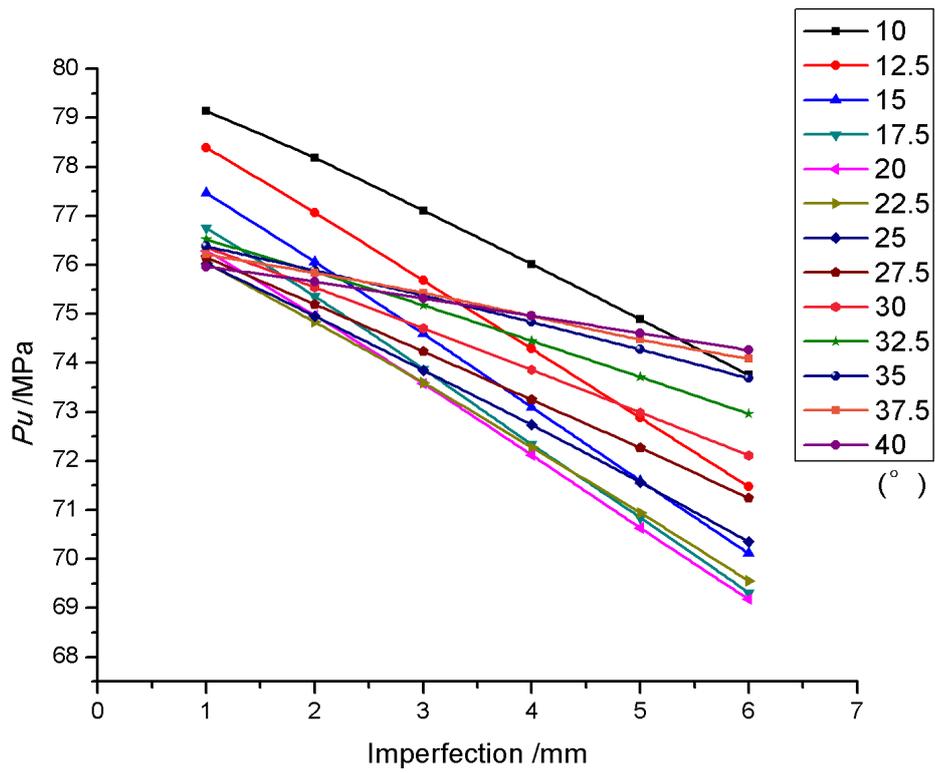


图 4-7 缺陷幅值与临界载荷的关系

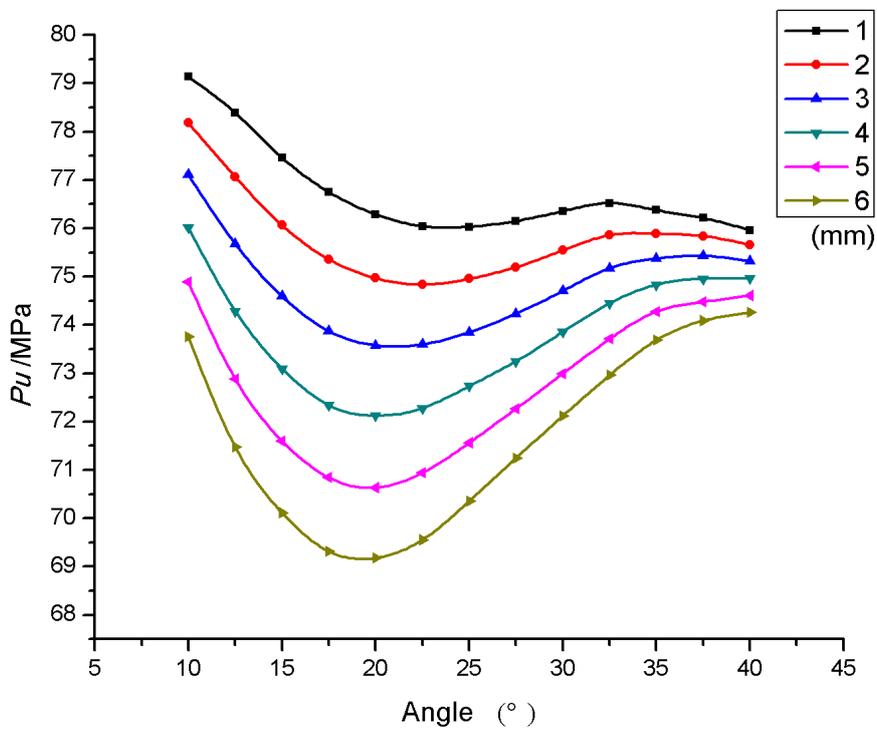


图 4-8 缺陷范围与临界载荷的关系

由缺陷幅值与临界载荷之间的关系曲线可以看出，在缺陷范围确定的情况下，临界载荷与缺陷幅值成线性关系，并且随着幅值的增大单调递减。当缺陷范围为  $10^\circ$  时，曲线拟合直线的斜率较大，当达到  $12.5^\circ$  缺陷范围时，直线斜率进一步增加。随后斜率保持在一定程度，当缺陷范围大于  $30^\circ$  时，直线斜率快速减小。

图 4-8 为缺陷范围与临界载荷的关系曲线，考虑的缺陷范围在  $10^\circ$  到  $40^\circ$  之间，六条曲线分别表示 1mm 到 6mm 缺陷幅值影响下的临界载荷值。从图中可以看出，六条曲线分布有着相同的规律。在缺陷范围  $20^\circ$  之前，临界载荷逐渐减小，并且下降速度随缺陷幅值的增加而不断增加；当达到  $20^\circ$  左右时，曲线的临界载荷达到最小值，不同缺陷幅值将对应一个临界弧长，在最接近临界弧长的位置承载力最差，随后临界载荷随缺陷范围增加。在  $30^\circ \sim 35^\circ$  左右时，曲线增长幅度发生变化。对于缺陷幅值为 1mm 的曲线，由原来的上升趋势变为下降，而且下降速度与开始时相比较为平缓；对于缺陷幅值为 6mm 的曲线，增长趋势逐渐变缓；中间各曲线变化趋势为 1mm、6mm 两条曲线的均匀过度。不难发现，各曲线在在缺陷范围足够大时呈现汇聚趋势，不同幅值之间的差异将越来越小。

现进行无局部缺陷时极限承载能力与含有局部缺陷球壳的比较，进而分析局部缺陷对完整球壳极限强度的影响程度。

完整无初始缺陷，厚度为 50mm 的球壳体的极限承载能力为 81.194MPa，下表为含局部缺陷球壳极限承载能力与该值的比值：

表 4-3 局部缺陷对极限承载能力的影响

厚度 50mm 无缺陷球壳极限强度 $P_{cr}=81.194\text{MPa}$						
Pu/Pcr						
缺陷幅值 $\Delta / \text{mm}$						
缺陷范围/ $^\circ$	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
10	0.963	0.951	0.938	0.925	0.911	0.897
12.5	0.954	0.938	0.921	0.904	0.887	0.870
15	0.942	0.925	0.908	0.889	0.871	0.853
17.5	0.934	0.917	0.899	0.880	0.862	0.843
20	0.928	0.912	0.895	0.877	0.859	0.842
22.5	0.925	0.910	0.895	0.879	0.863	0.846
25	0.925	0.912	0.899	0.885	0.871	0.856
27.5	0.927	0.915	0.903	0.891	0.879	0.867
30	0.929	0.919	0.909	0.899	0.888	0.877

续表 4-3

缺陷幅值 $\Delta$ /mm	缺陷范围/°					
	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
32.5	0.931	0.923	0.915	0.906	0.897	0.888
35	0.929	0.923	0.917	0.910	0.904	0.897
37.5	0.927	0.923	0.918	0.912	0.906	0.901
40	0.924	0.921	0.916	0.912	0.908	0.903

不难发现，该表中最大值为 0.963，对应缺陷幅值 1mm，缺陷范围 10°；表中最小值为 0.842，对应缺陷幅值 6mm，缺陷范围 20°。影响程度在 15.8% 以内，与一阶弹性屈曲模态缺陷影响程度较为相似。

所以，为了保证球壳体拥有较高的承载能力，应该在潜水器球壳制造的过程中尽量减小缺陷幅值，提高球体加工精度；其二，缺陷范围对球壳体的极限承载能力也有较大影响，例如对于厚度 50mm、内径 1000mm 的球体具有范围是 20° 局部缺陷时，球壳体的极限承载能力要大幅度下降，下降程度要比缺陷幅值的影响大得多，因此应该避免出现局部缺陷的范围与临界弧长接近。如果把缺陷幅值和缺陷范围控制在 1mm 和 10° 以内，则局部缺陷对球壳体极限强度的影响要小于 3.7%，影响非常微小，可以忽略不计。

## 4.5 本章小结

本章主要对具有缺陷的球壳体的极限承载能力进行计算分析，并通过与无初始缺陷球壳极限承载能力的比较得到缺陷对其的影响程度。

(1) 第一类初始缺陷形式为一阶弹性屈曲模态缺陷，该种缺陷能较为准确地反映球壳失效过程。计算表明，厚度从 20mm 到 90mm 的完整球壳的极限强度与初始缺陷幅值呈线性关系，并且随着缺陷幅值的增加，极限承载能力逐渐减小。

与无缺陷球壳进行比较，极限承载能力的下降幅度最大为 16.42MPa，对应小厚度球壳，影响非常明显；对于中厚度球壳，下降幅度在 15% 以内，可以认为中厚度球壳结构对该种缺陷方式较为敏感；对于厚壳体，影响不明显。

所以，对于为中厚度球壳体潜水器耐压球壳，应该尽量减小缺陷幅值以提高球壳的极限强度。

(2) 第二类缺陷形式为局部缺陷，主要要素有缺陷幅值和缺陷范围两个方面。

计算表明，在缺陷范围确定的情况下，临界载荷与缺陷幅值呈良好的线性关系，并且随着幅值的增大单调递减；在缺陷幅值一定的情况下，临界载荷曲线先快速下降，后快速上升，最后趋于平缓，并且不同的缺陷幅值在缺陷范围较大时临界载荷差距逐渐减小。

与无缺陷球壳进行比较，缺陷幅值与缺陷范围均对其极限强度有一定影响，其中缺陷范围的影响更为明显。

所以，对于潜水器耐压球壳，应该尽量提高加工精度，减小缺陷幅值与缺陷范围，以提高球壳的极限强度。

## 第五章 含焊接残余应力球壳极限强度分析

温度应力是由于构件受热不均匀引起的。如果温度应力不高，即低于材料的屈服极限，则不产生塑性变形，当温度均匀化后热应力随之消失。如果不均匀温度场所造成的内应力达到材料的屈服极限，进而使局部区域产生塑性变形。而当温度恢复到原始的均匀状态后，就产生新的内应力。由于该种内应力是温度均匀后残留在物体中的，所以称之为残余应力<sup>[30]</sup>。

潜水器耐压球壳在制造的过程中需要对钛合金进行焊接处理，由于焊接过程中的高温使球壳在焊接之后会产生相应的残余应力。本章将分析焊接残余应力对球壳体极限强度的影响。

### 5.1 焊接残余应力

#### 5.1.1 残余应力形式与分布

在焊接的过程中会产生残余应力与变形，目前的潜水器球壳焊接技术可以保证几乎不产生变形，所以本章只考虑残余应力的影响。

对于厚度不大的常规焊接结构，残余应力基本上是双轴的，厚度方向上的应力很小。潜水器耐压球壳的厚度相比于半径较小，所以为了便于分析不考虑厚度方向上的残余应力，仅考虑纵向应力与横向应力。

纵向应力，为沿焊缝方向的应力，用  $\sigma_x$  表示；横向应力，为垂直于焊缝方向的应力，用  $\sigma_y$  表示。

##### (1) 纵向应力

在一般焊接结构中，焊缝及其邻近区域中的纵向应力  $\sigma_x$  为拉应力，在较远的位置为压应力。如果把圆球考虑为两个半球对接，由于焊缝尺寸远小于整体尺度，则可以把圆球考虑为圆筒上的环形焊接。圆筒上的环形焊缝引起的纵向应力  $\sigma_x$ ，即切向应力分布与平板的不同，但当圆筒厚度与直径之比较小时，纵向应力  $\sigma_x$  的分布与平板上的残余应力分布相同，如图 5-1 所示<sup>[30]</sup>。

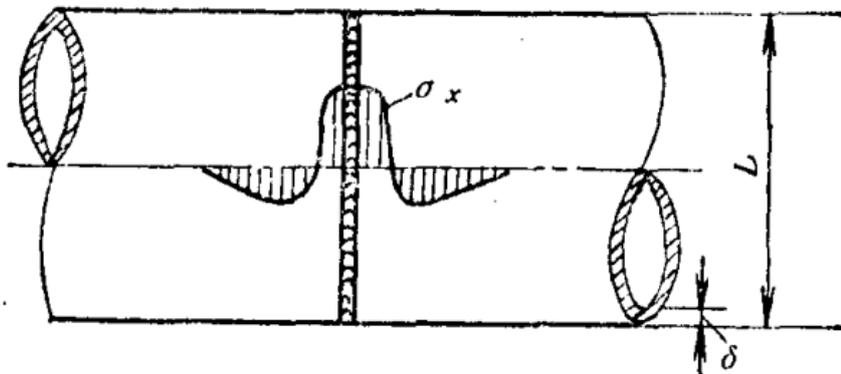


图 5-1 圆筒纵向应力（切向应力）分布示意图

纵向应力的大小关于中轴对称，并且拉应力大小与压应力大小相互平衡。

试验结果表明<sup>[30]</sup>，关于钛合金残余应力分布总的规律与低碳钢相似，但钛合金焊缝中的纵向应力最大值较低，一般仅为  $0.5\sim 0.8\sigma_s$ ， $\sigma_s$  为母材的屈服极限。这与钛合金的膨胀系数和弹性模数较低有关，两者的乘积仅为低碳钢的  $1/3$  左右。

### (2) 横向应力

横向应力  $\sigma_y$  的分布情况较为复杂，其垂直于焊缝可分为两个组成部分，其中一个是由于焊缝及其附件的塑性变形区的纵向收缩所引起的，另一个是由于焊缝及其塑性变形区的横向收缩的不同步性所引起的。

对于两块平板的对焊，可以得到横向应力  $\sigma_y$  如图 5-2 所示。

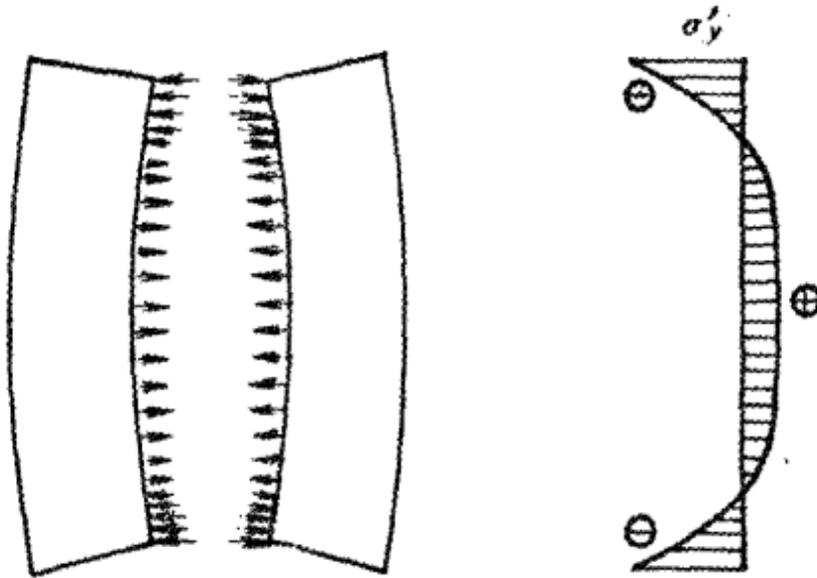


图 5-2 平板横向应力分布示意图

从图中可以看出，焊缝中部为拉应力，在两端为压应力。拉应力与压应力相平衡。横向应力在于焊缝平行的界面上分布形式与焊缝界面大体相同，离焊缝的距离越大应力值就越低，到边缘上有  $\sigma_y$  等于 0。

对于环焊圆筒，横向残余应力（轴向残余应力） $\sigma_y$  分布与平板对焊时不同，在焊接的过程中拉应力与压应力相互抵消，横向残余应力  $\sigma_y$  非常微小，为了简化模型方便计算可以认为球壳横向应力（轴向应力）为零，即不考虑横向应力的影响。

### 5.1.2 潜水器耐压球壳制造形式

载人潜水器耐压球壳的制造有三种工艺，分别是无焊接工艺、半球焊接和多瓣焊接<sup>[3]</sup>。

无焊接工艺，采用铸造制成两个半球，然后机械加工成型，再用螺栓连接。采用此种工艺的载人深潜器有俄罗斯的“和平”号，采用此种方法的主要原因是担心焊接质量不过关。

半球成型工艺，把完整球壳分为两个半球壳制造，采用大规格厚板直接冲压成型半球，再用电子束焊接两个半球环缝。日本的“深海 6500”号和美国制造的钛合金球壳均采用该工艺。

多瓣焊接工艺，即将球壳的每个半球分为 7 瓣，在每瓣制作好之后将 7 瓣焊接成为半球，然后再将两个半球对焊成完整球壳。俄罗斯制造的钛合金球壳多数采用该工艺。此工艺与半球成型工艺较为类似，但该工艺对大规格钛合金厚板的轧制能力和冲压能力要求较低，焊接的要求较高<sup>[30]</sup>。

本章中考虑第二种焊接工艺，即两个半球沿赤道环缝对焊。大多数耐压球壳均采用此种方式焊接成型，焊接的要求比多瓣焊接工艺要低，并且在有限元建模中也较容易实现。

## 5.2 含残余应力有限元模型的建立

### 5.2.1 残余应力简化

通过上一小节的说明,可知在研究残余应力时不考虑厚度方向上的残余应力,纵向应力分布如图 5-1 所示,并且轴对称分布,横向应力为 0。

为了有限元建模的方便,现对纵向应力,即切向应力进行进一步简化成如图 5-3 所示的形式。

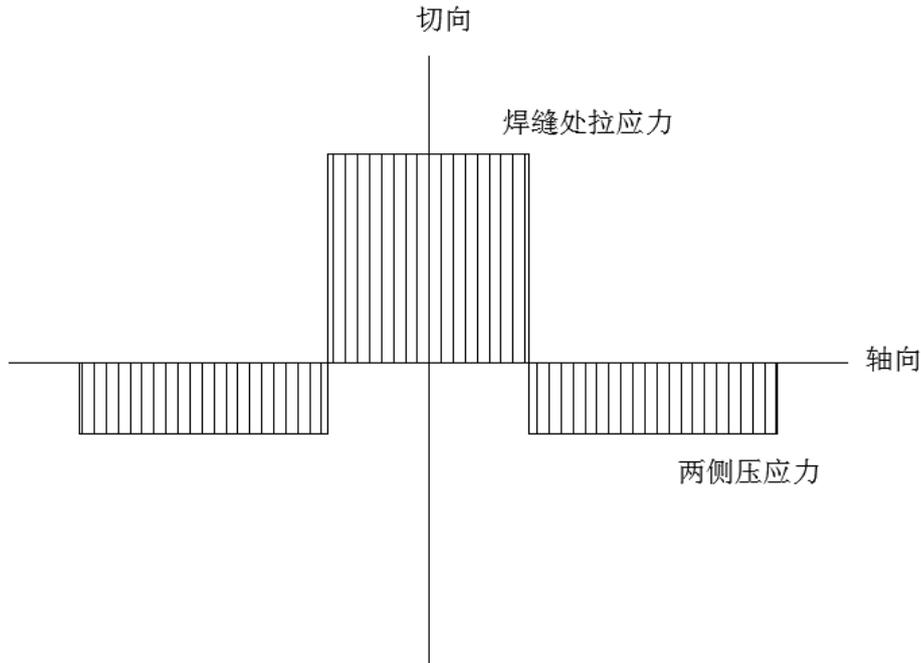


图 5-3 纵向残余应力简化示意图

上图中,纵向残余应力简化为矩形形式,焊缝及邻近位置存在拉应力,四周稍远位置为压应力。压应力与拉应力相平衡,保证内应力平衡。

### 5.2.2 残余应力大小

残余应力的大小与焊接材料与焊接工艺有着很大的关系。对于普通低碳钢焊接,焊接纵向残余应力的大小接近屈服极限,而钛合金焊接残余应力仅为屈服极限的 50%左右。本文中钛合金材料的屈服极限为 800MPa,所以可以认为焊缝处的拉应力极值为 400MPa。设定压应力的范围,可以认为压应力分布范围为拉应力范围的 4 倍。所以,根据内应力平衡,可以方便地求出压应力极值为-100MPa。

### 5.2.3 残余应力导入方法与模型建立

残余应力的导入主要利用 ABAQUS 软件中的 **Predefined Fields** 命令,将残余应力施加在已经划分好的单元上。模型划分的单元如图 5-3 所示,焊缝轴向共划分为 128 个大小相等的 50×50mm 的单元。

在操作的过程中注意到 **Predefined Fields** 命令要求输入单元的沿坐标轴方向的正应力与切应力值,由于纵向应力为轴对称分布,所以必须要对残余应力进行方向的转化。具体如下列公式所示,式中的  $x, y, z$  为球壳局部坐标系下的三维直角坐标系轴向:

$$\sigma_{11} = 0$$

$$\sigma_{22} = \frac{\sigma_y}{2} + \frac{\sigma_y}{2} \times \cos(\pi - 2\alpha)$$

$$\sigma_{33} = \frac{\sigma_y}{2} + \frac{\sigma_y}{2} \times \cos(2\alpha)$$

$$\tau_{12} = 0$$

$$\tau_{13} = 0$$

$$\tau_{23} = \frac{\sigma_y}{2} \times \sin(2\alpha)$$

上列各式中，

$\sigma_{11}$  为 x 方向正应力，对于本例来说，x 方向表示的是球壳的轴向，所以  $\sigma_{11}$  表示的是轴向残余应力，轴向残余应力为 0；

$\sigma_{22}$  和  $\sigma_{33}$  分别表示 y 方向和 z 方向的正应力，两者及其切应力  $\tau_{23}$  共同形成了球壳的纵向应力；

$\alpha$  表示的是球壳单元外表面旋转的角度， $\sigma_y$  表示残余应力的极值。

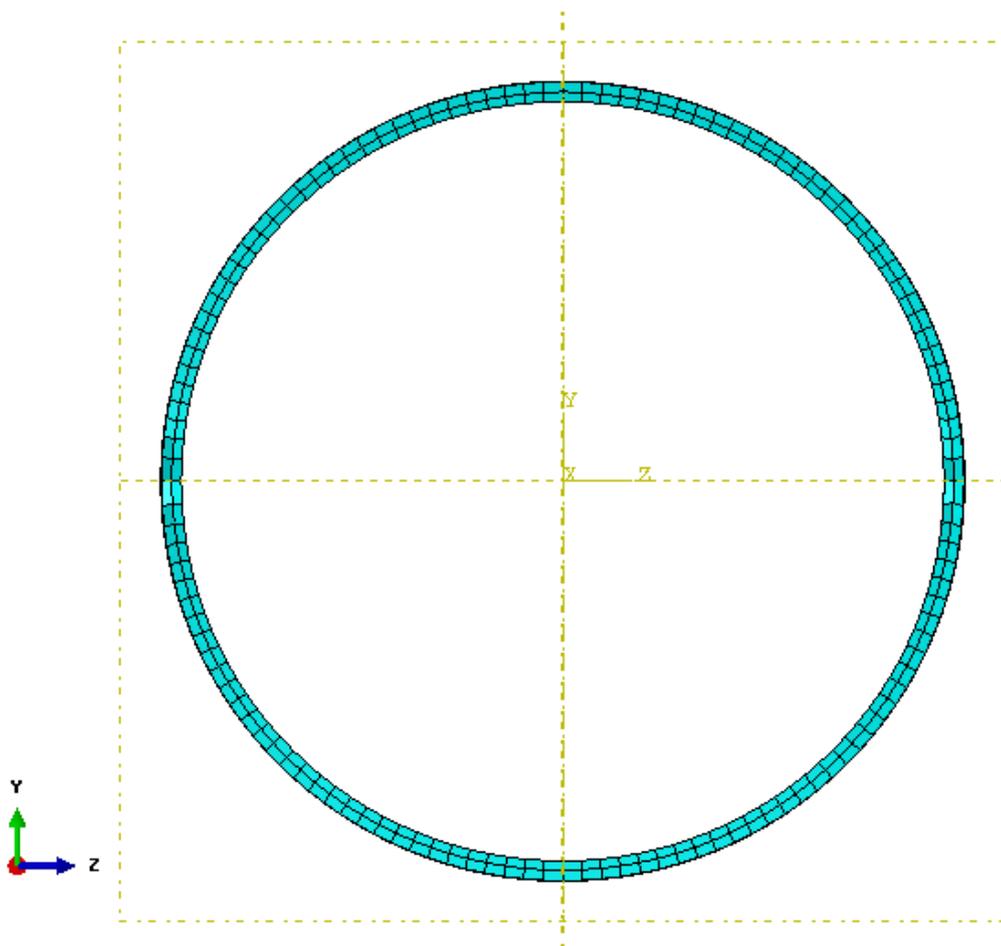


图 5-4 焊缝处单元划分示意图

同样的道理，在裂纹的两侧施加压应力，压应力的极值为  $\sigma_y$  的 1/4。残余应力的分布如图 5-5 所示。

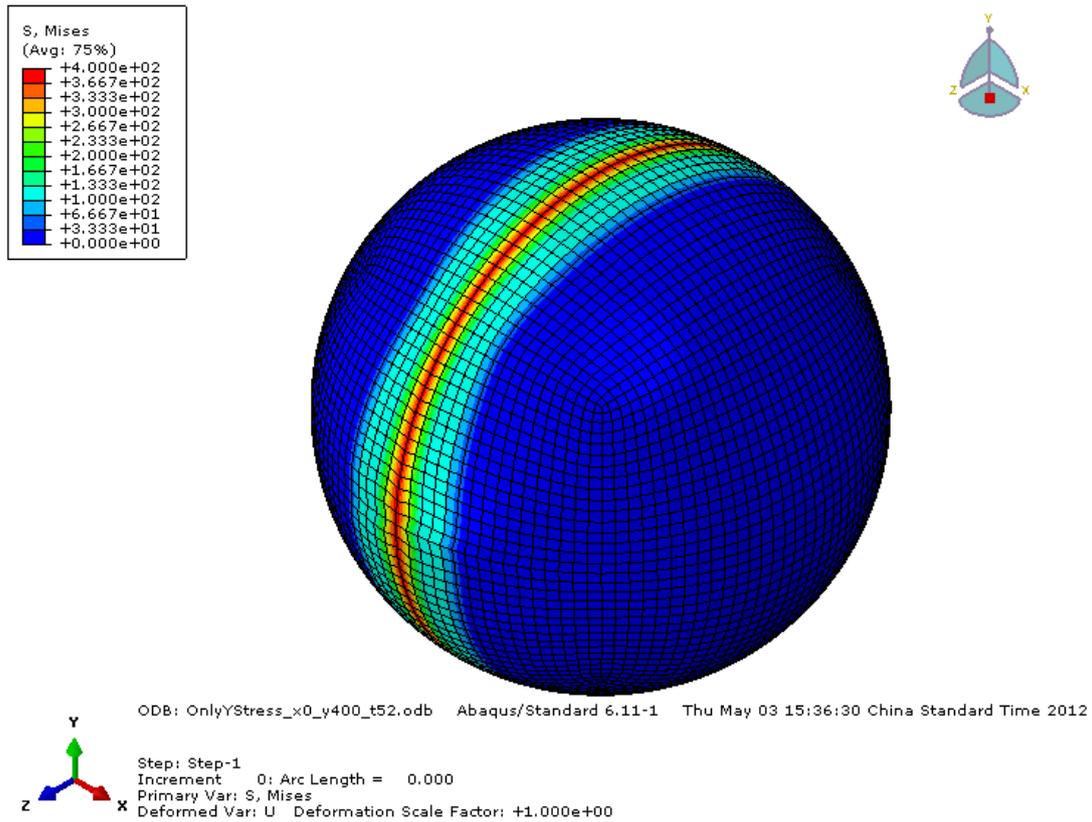


图 5-5(a) 残余应力 Mises 应力分布

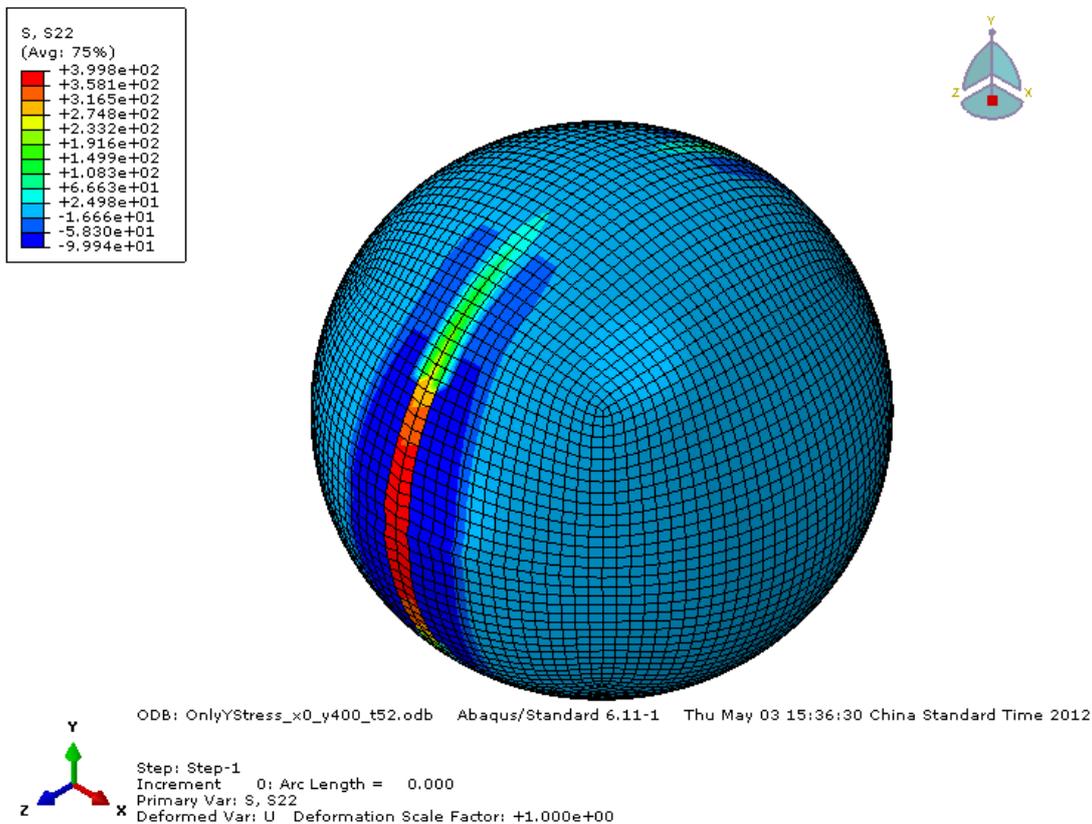


图 5-5(b) 残余应力 y 方向正应力分布

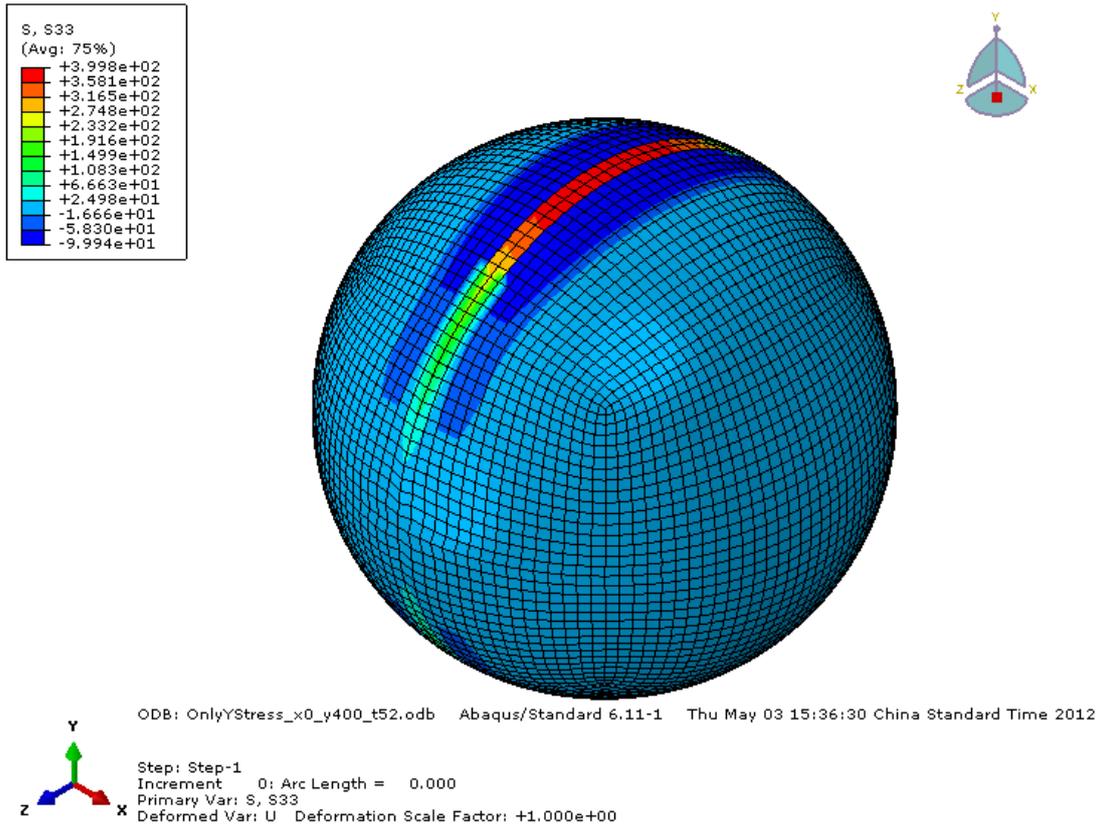


图 5-5(c) 残余应力 z 方向正应力分布

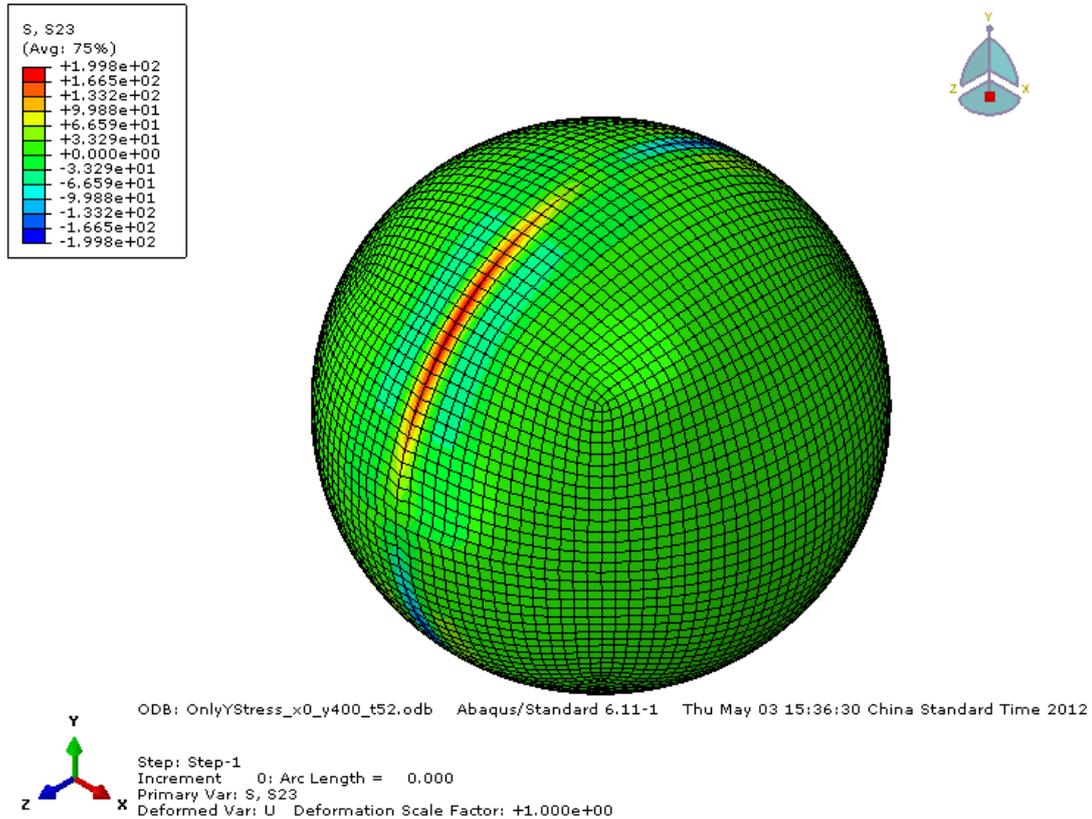


图 5-5(d) 残余应力 yz 平面切应力分布

### 5.3 含残余应力球壳极限承载能力

为了研究残余应力对极限强度的影响规律,考虑不同极值的纵向残余应力下的极限承载能力。在残余应力极值 400Mpa 之内,每 20Mpa 为一组进行建模,模型数据采用 4500 米深潜器球壳参数,厚度为 52mm,内径 1000mm,单元大小 50×50mm,材料参数见表 3-1。模型计算结果见表 5-1。

表 5-1 残余应力球壳极限强度

焊缝拉应力/MPa	压应力/MPa	临界载荷/MPa
10	-2.5	85.57045
20	-5	85.49506
30	-7.5	85.43374
40	-10	85.37991
50	-12.5	85.3334
60	-15	85.2374
70	-17.5	85.10416
80	-20	84.98338
90	-22.5	84.9184
100	-25	84.81541
110	-27.5	84.71645
120	-30	84.62185
130	-32.5	84.57159
140	-35	84.48429
150	-37.5	84.39923
160	-40	84.31475
170	-42.5	84.27265
180	-45	84.19717
190	-47.5	84.12426
200	-50	84.0634
210	-52.5	84.02546
220	-55	83.96409
230	-57.5	83.90795
240	-60	83.84867

续表 5-1

焊缝拉应力/MPa	压应力/MPa	临界载荷/MPa
250	-62.5	83.82014
260	-65	83.76788
270	-67.5	83.7177
280	-70	83.66914
290	-72.5	83.63884
300	-75	83.5918
310	-77.5	83.55036
320	-80	83.50632
330	-82.5	83.47984
340	-85	83.43632
350	-87.5	83.39815
360	-90	83.35445
370	-92.5	83.32549
380	-95	83.28487
390	-97.5	83.24736
400	-100	83.19897

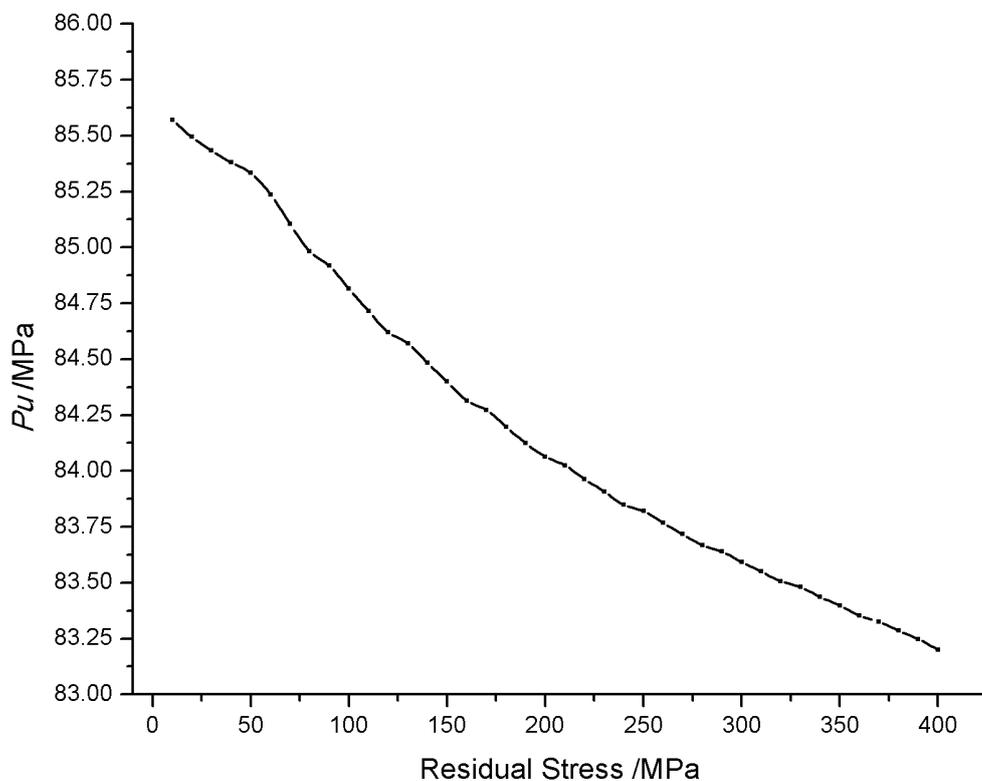


图 5-6 不同残余应力下的临界载荷曲线

从图 5-5 中可以看出，球壳的临界载荷随着纵向残余应力的增大而单调下降，下降的速度先快后慢，但变化不是很明显。曲线的线性拟合相关系数为 0.9698，线性化程度不是很理想。

对厚度为 52mm，内径为 1000mm 的完整球壳建模，不考虑残余应力的影响，其他参数与建模方式与含残余应力的球壳完全一致。计算得无残余应力的完整球壳极限承载能力为  $P_{cr}=85.6408\text{MPa}$ 。

现通过比较有无残余应力，分析残余应力对球壳极限强度的影响程度。

表 5-2 残余应力对极限强度的影响

焊缝拉应力/MPa	$P_{\text{残余应力}}/P_{cr}$
10	0.9992
20	0.9983
30	0.9976
40	0.9970
50	0.9964
60	0.9953
70	0.9937
80	0.9923
90	0.9916
100	0.9904
110	0.9892
120	0.9881
130	0.9875
140	0.9865
150	0.9855
160	0.9845
170	0.9840
180	0.9831
190	0.9823
200	0.9816
210	0.9811
220	0.9804
230	0.9798

续表 5-2

焊缝拉应力/MPa	$P_{\text{残余应力}}/P_{\text{cr}}$
240	0.9791
250	0.9787
260	0.9781
270	0.9775
280	0.9770
290	0.9766
300	0.9761
310	0.9756
320	0.9751
330	0.9748
340	0.9743
350	0.9738
360	0.9733
370	0.9730
380	0.9725
390	0.9721
400	0.9715

表 5-2 中, 含残余应力临界载荷与  $P_{\text{cr}}$  之比的最大值为 0.9992, 对应纵向残余应力 20MPa; 最小值为 0.9715, 对应纵向残余应力为 400MPa。不难看出, 含有残余应力时的极限承载能力下降幅度最大不超过 2.85%, 与含有缺陷球壳相比较, 残余应力对极限承载能力的影响非常微小。当残余应力为屈服极限的 1/8 以内时, 球壳极限承载能力下降程度不足 1%, 影响程度与不同单元大小的有限元模型的结果相同, 可以忽略不计残余应力的影响。

## 5.4 本章小结

本章主要分析了残余应力对球壳极限承载能力的影响, 分析得出了不同大小残余应力的球壳极限承载能力的下降规律与影响程度。

计算表明, 球壳的极限承载能力随残余应力的增加而单调下降, 残余应力与极限强度之间线性关系不是十分明显。与无残余应力情况比较, 发现残余应力对极限承载能力的影响非常微小, 远没有初始缺陷对极限承载能力的影响大。

所以, 当存在较大的残余应力时, 需要考虑其影响, 下降幅度在 3% 以内; 当残余应力较小时, 可以忽略残余应力的影响。

## 第六章 开孔耐压球壳极限强度分析

本文研究的 4500 米深潜器实际耐压球壳不是完整的球壳,而是有多种开孔的球体结构,这些开孔为了设置研究人员和货物出入舱口、观察窗窗座以及电器机械贯穿件的环形管节等。目前国际上没有关于开孔耐压球壳极限强度的解析解,并且也没有相关的经验公式可以借鉴,本文将利用有限元分析方法研究单开孔耐压球壳的极限强度。

### 6.1 耐压壳体结构参数

大深度载人潜水器的耐压壳体不仅是潜水器浮力的主要提供者,同时也为技术人员和设备提供合适的生活和工作环境,所以耐压壳体的结构型式和材料属性将会对深潜器的性能产生直接的影响。

球形耐压壳的主要优点是在外部均压下大部分区域两个方向的中面主应力相等,并且中面应力为同样半径的圆柱球壳的一半。另外,在相同材料的条件下,它比其他形状的耐压壳的重量和排水量之比要小,适合作为载人深潜器的耐压壳形状,椭球形次之,用肋骨加强的圆柱形更差些。耐压球壳更容易进行应力分析而且较为准确。

目前世界上已有的大深度载人潜水器耐压壳体大多采用的是单球形壳体,本文中研究的 4500 米载人深潜器也采用单球形壳体作为耐压壳形状。钛合金耐压球壳的一些初步设计数据如下<sup>[18]</sup>:

- (1) 球壳主尺度: 内径为 2m, 厚度为 52mm;
- (2) 球壳开孔处结构: 球壳最大开孔为人员出入孔, 孔径为 480mm, 开孔处厚度为 140mm; 200mm 观察窗 1 个, 透光直径为 200mm, 开孔处厚度为 205mm, 玻璃厚度为 165mm; 120mm 观测窗两个, 透光直径为 120mm, 开孔处厚度为 136mm, 玻璃厚度为 100mm;
- (3) 备选材料: 备选材料为 Ti80 和 TC4 两种钛合金; 经过钛合金实验, 钛合金的屈服强度在 780MPa 到 850MPa 之间, 弹性模量为 110GPa 到 120GPa 之间, 钛合金泊松比取 0.3。

### 6.2 开孔球壳有限元分析

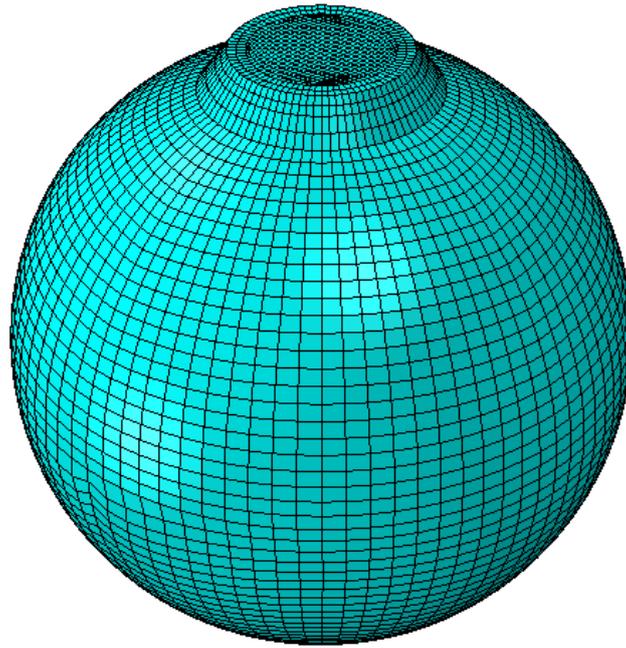
#### 6.2.1 开孔球壳模型数据

根据 4500 米载人深潜器耐压球壳数据,球壳共用四个开孔,其中最大开孔为 480mm 孔径的人员出入孔,该孔厚度为 140mm,开孔位置宽 60mm。本章主要研究单开孔对球壳极限承载能力的影响。

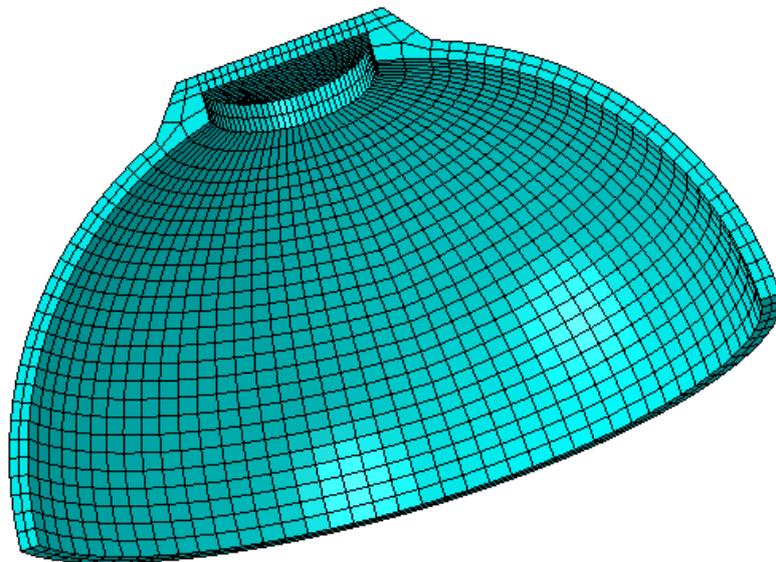
该耐压球壳的厚度为 52mm,内半径为 1000mm,球壳中面的厚度半径比为 0.05068,属于中厚球壳范围。网格单元采用 C3D8R,即 3 维实体 8 节点缩减积分单元。厚度方向划分为两层,单元大小为 50×50mm。边界条件与第三章中有限元模型约束方式相同,球壳外表面施加垂直于表面的均匀载荷。

模型中钛合金材料的屈服极限为 800MPa,抗拉强度为 872Mpa,弹性模量为 115GPa,泊松比为 0.3。

开孔耐压球壳如图 6-1 所示。



(a)



(b)

图 6-1 开孔球壳有限元模型

### 6.2.2 开孔结构参数

开孔球壳的开孔有多种结构形式,其在一定程度上会对结构的极限承载能力产生一定的影响。开孔结构形式有多个参数决定,下面将考虑球壳开孔处结构参数对球壳极限承载能力的影响。

本章中选取较为简单的开孔结构形式,由少量参数控制。该开孔球壳结构可由如下几个参数来控制:球壳厚度  $t$ , 球壳内半径  $R$ , 球壳开孔处内径  $D_k$ , 球壳开孔处厚度  $t_k$ , 球壳开孔处宽度  $B_k$ , 球壳开孔加强处宽度  $B_s$ 。各参数具体布置情况如图 6-2 所示。

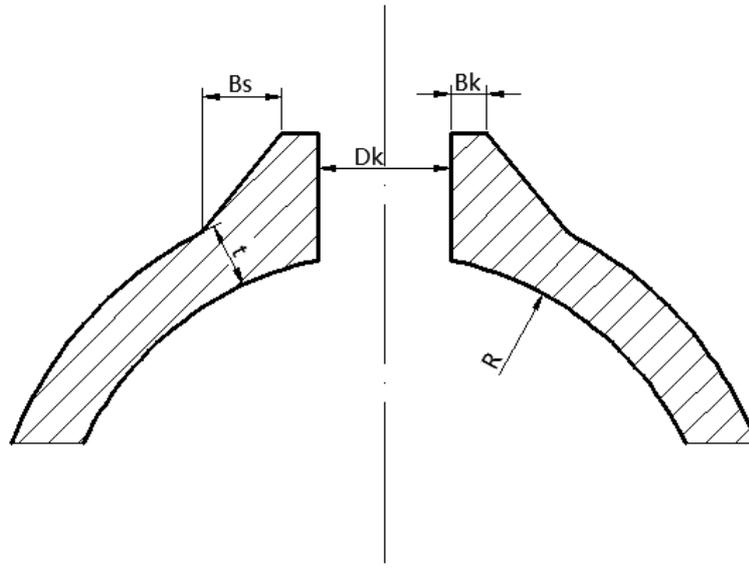


图 6-2 球壳开孔参数示意图

一般来说，球壳的内半径  $R$ 、开孔内径  $D_k$  以及开孔厚度  $B_k$  都是由耐压球壳的布置要求确定的；球壳的厚度  $t$  由潜水器的极限深度决定。对于参数  $B_s$  对开孔球壳极限强度有所影响，是本章中主要的优化设计对象。下面主要对球壳开孔结构参数对极限承载能力的影响进行分析。

### 6.2.3 开孔参数对极限强度的影响

根据图 6-2 及 6.2.1 节中的球壳模型参数可知，球壳厚度  $t$  为 52mm，球壳内半径  $R$  为 1000mm，球壳开孔处内径  $D_k=480$ mm，球壳开孔处宽度  $B_k=60$ mm。球壳开孔加强位置的宽度  $B_s$  为设计参数。模型示意图如图 6-3 所示。

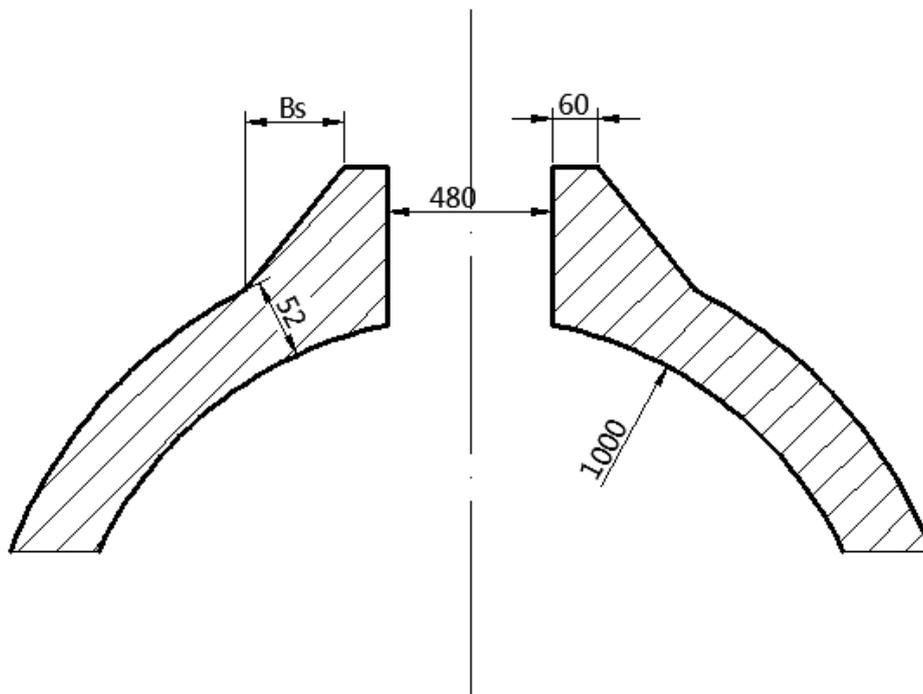


图 6-3 球壳开孔参数(单位:mm)

本节中  $B_s$  分别取 75mm, 100mm, 125mm 和 150mm 四种情况进行分析。计算结果见表 6-1。

表 6-1 不同  $B_s$  下的极限承载能力

加强处宽度 $B_s$ /mm	临界载荷 $P_u$ /MPa
150	80.2689
125	78.7849
100	77.5143
75	75.3591

随着开孔加强位置宽度的增加, 球壳的极限承载能力有所增加, 从 75mm 到 150mm, 增加幅度将近 5Mpa, 这相当于可以令潜水器下潜的极限深度再增加 500 米, 这对于潜水器来说影响效果还是较为明显的。

对于无开孔完整球壳, 由第三章的线性拟合公式可以得到其极限承载能力为 86.1339MPa, 可见开孔球壳相比与完整球壳, 承载力有所下降。当  $B_s$  为 75mm 时, 极限强度比值百分数为 87.49%, 下降超过 12%; 当  $B_s$  为 150mm 时, 极限强度比值百分数为 93.19%, 下降幅度小于 7%, 在可接受范围内。

所以, 最终开孔球壳开孔加强位置的宽度选取为 150mm, 其极限强度为 80.2689MPa, 以该参数为基础继续分析初始缺陷及参与应力对开孔球壳极限承载能力的影响。

### 6.3 初始缺陷对开孔球壳极限强度的影响

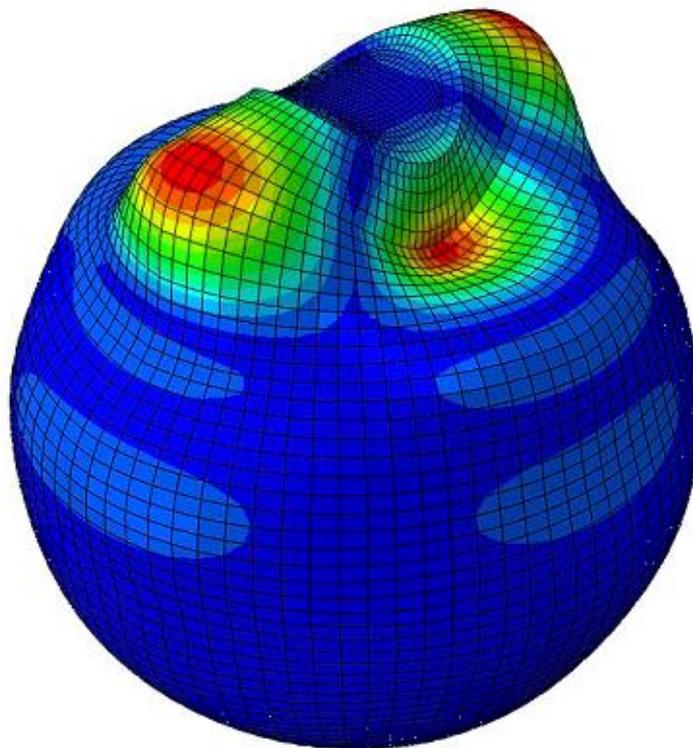


图 6-4 开孔球壳一阶屈曲模态示意图

载人深潜器耐压球壳在制造或使用过程中会出现一定的缺陷，第四章中主要研究了初始缺陷对完整球壳极限强度的影响，本节考虑一阶屈曲模态缺陷、局部缺陷两种初始缺陷模式对开孔球壳极限强度的影响。分析包括两种缺陷分别对极限强度影响，以及两种缺陷形式综合作用下对极限强度的影响。

### 6.3.1 弹性屈曲模态影响下的球壳极限承载能力

开孔球壳与完整球壳求弹性屈曲模态的方法相同，设置方法见第 4.1.1 节。本节选取弹性屈曲模态中的第一模态作为初始缺陷导入到模型中，第一阶模态形式图 6-4 所示。

通过图 6-4 可以看出球壳发生弹性屈曲时主要在球壳开孔加强处与球壳连接位置发生严重变形。本节选取 1mm、2mm、3mm、4mm 大小的缺陷幅值进行分析，计算结果见表 6-2。

表 6-2 弹性屈曲模态影响下的开孔球壳极限强度

缺陷幅值/mm	临界载荷 $P_u$ /MPa
1	77.8156
2	76.4203
3	75.1471
4	73.8968

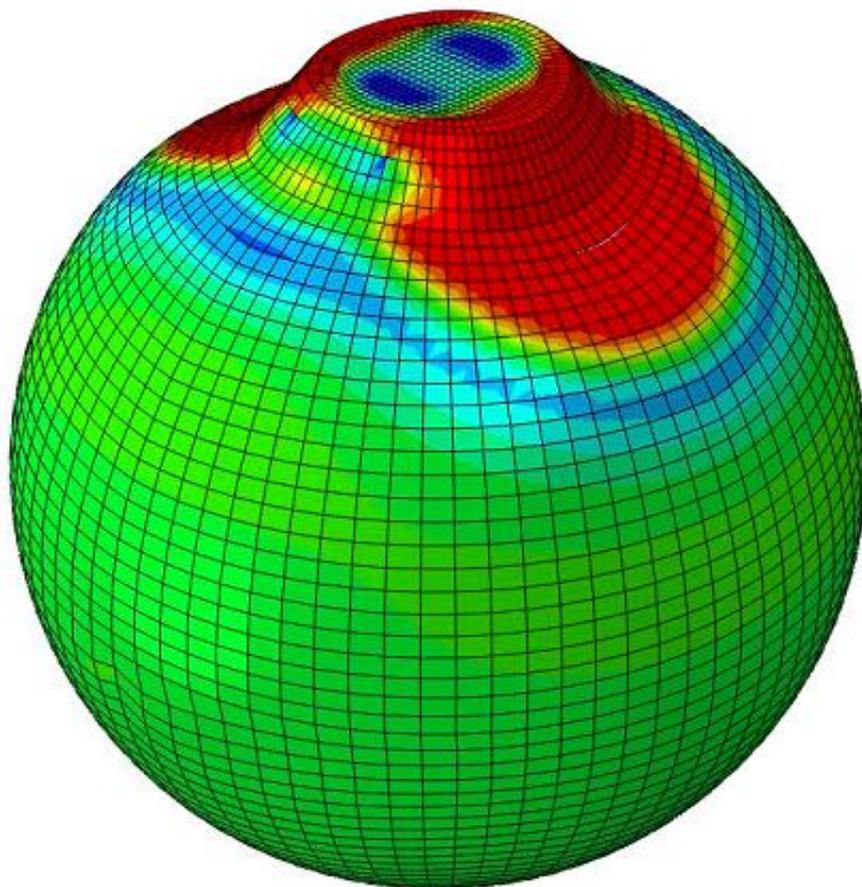


图 6-5 球壳失效力分布示意图

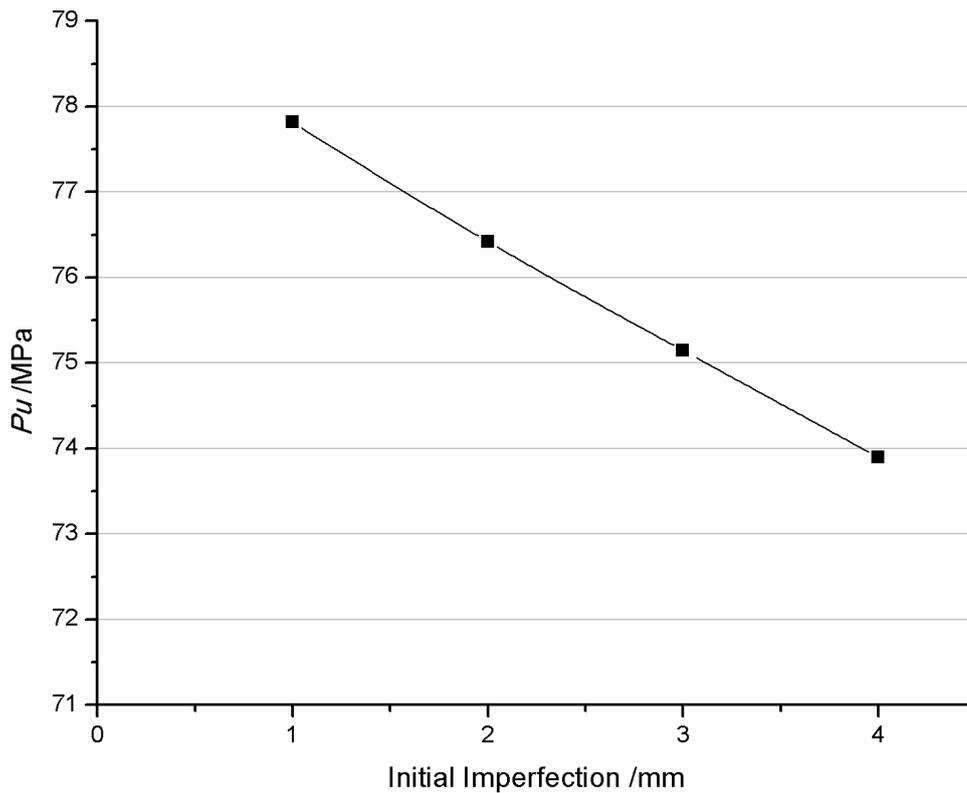


图 6-6 开孔球壳在一阶弹性屈曲模态影响下的极限承载能力曲线

从计算结果曲线可以看出，开孔球壳的极限承载能力随着缺陷幅值的增大而减小，两者之间存在线性关系，这与第四章中得出的结论一致。与 6.2 节计算出的开孔球壳临界载荷 80.2689MPa 相比，临界载荷最大下降了 6.37MPa，下降幅度为 7.94%。而第四章中完整球壳在缺陷幅值为 4mm 时，下降幅度在 10% 左右。所以，相对来说，开孔球壳对一阶弹性屈曲模态缺陷敏感程度有所下降。

### 6.3.2 局部缺陷影响下的开孔球壳极限承载能力

开孔球壳与完整球壳局部缺陷的建立方法相同，具体方法见第 4.3 节。本节中局部缺陷选取缺陷幅值为 1mm、2mm、3mm、4mm，缺陷范围为第四章中求得的对应该最小极限承载能力的 20°。缺陷的位置选取与开孔位置对称。

计算结果见表 6-3。

表 6-3 局部缺陷影响下的开孔球壳极限强度

缺陷幅值/mm	临界载荷 $P_u$ /MPa
1	79.6799
2	78.3795
3	76.9636
4	75.4995

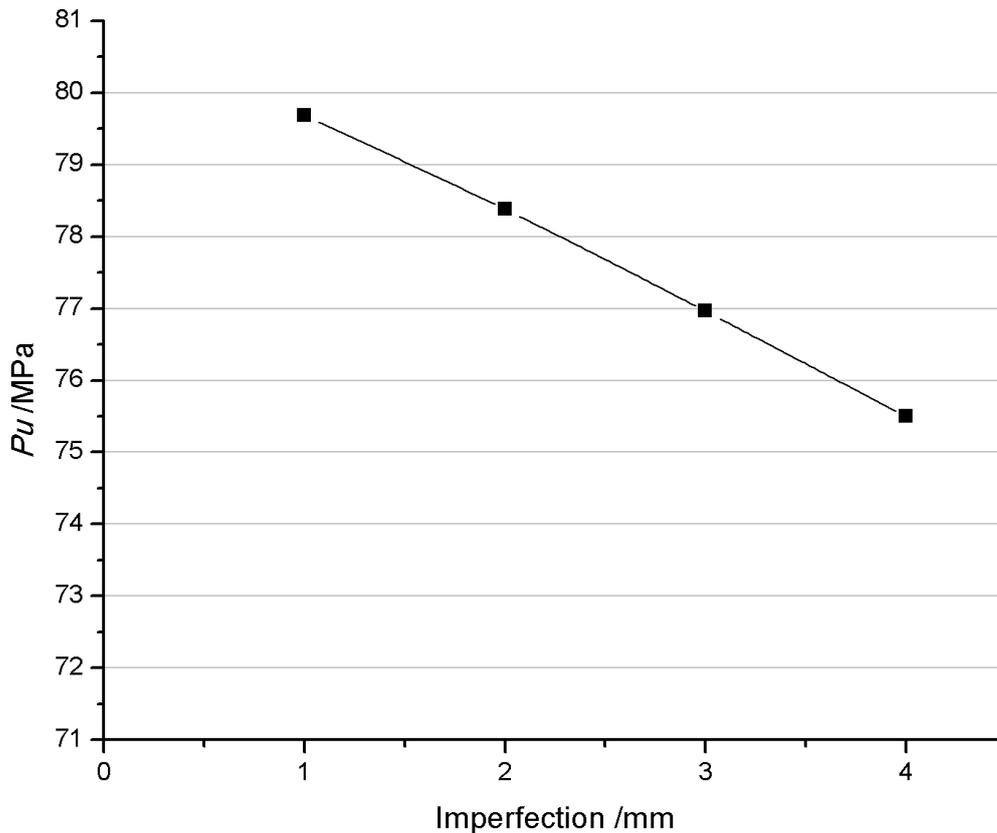


图 6-7 开孔球壳在局部缺陷影响下的极限承载能力曲线

从计算结果曲线可以看出，开孔球壳的极限承载能力随着缺陷幅值的增大而减小，两者之间存在线性关系，这与第四章含局部缺陷完整球壳结论一致。与 6.2 节计算出的开孔球壳临界载荷 80.2689MPa 相比，临界载荷最大下降了 4.77MPa，下降幅度为 5.94%。而第四章中缺陷范围为  $20^\circ$ ，缺陷幅值为 4mm 时，下降幅度在 12% 左右。可见，相对来说局部缺陷对开孔球壳的影响幅度减小了一半左右，开孔球壳对局部缺陷相对不敏感。

与 6.3.1 中弹性屈曲模态缺陷下的影响相比，球壳失效的位置不同：弹性屈曲模态缺陷失效位置出现在开孔加强与球壳交接处；局部缺陷失效位置为设置局部缺陷范围之内。两种缺陷形式均会对结构极限承载能力产生较为明显的影响。局部缺陷与临界载荷曲线的下降幅度要小于弹性屈曲模态缺陷与临界载荷曲线。所以，在相同缺陷幅值条件下，弹性屈曲模态缺陷的影响要稍大于局部缺陷的影响。

### 6.3.3 两种缺陷共同作用下的开孔球壳极限承载能力

本小节主要分析两种初始缺陷形式对开孔球壳极限承载能力的共同影响，缺陷的设置方法和有限元模型条件与之前相同。局部缺陷的位置在与球壳开孔位置的相对的另一侧，局部缺陷属于轴对称缺陷。

计算结果见表 6-4。

表 6-4 两种缺陷影响下的开孔球壳极限强度

		临界载荷/MPa			
局部缺陷幅值 /mm	弹性屈曲 模态缺陷 幅值/mm	1.0	2.0	3.0	4.0
		1	77.7688	77.8945	76.9725
2	76.4027	76.5081	76.4851	75.4999	
3	75.1492	75.2433	75.211	75.0528	
4	73.9246	73.9984	73.9608	73.8112	

从表 6-4 可以看出，两种缺陷共同作用时情况较为复杂。随着局部缺陷幅值的增加，临界载荷没有单调递减，而是先增大再减小。这一结果与缺陷单独作用的情况不同。产生这种情况的主要原因：其一，弹性屈曲模态缺陷在某一区域产生凸缺陷，而局部缺陷产生的是凹缺陷，两种缺陷叠加之后会抵消一部分缺陷幅值；其二，不同缺陷幅值下发生局部失效的位置不同，失效位置可能为局部缺陷区域或者球壳开孔连接处，这两种失效位置对应的临界载荷不同，导致了最终计算结果的波动。

当缺陷幅值较大时，例如在两种缺陷幅值均为 4mm 时，临界载荷的下降规律与之前的计算结果较为接近。在此特定情况下，相比于开孔球壳临界载荷 80.2689Mpa，两种缺陷共同作用时的极限强度临界载荷下降了 6.46Mpa，下降幅度约为 8%，影响较为明显。

## 6.4 焊接残余应力对开孔球壳极限承载能力的影响

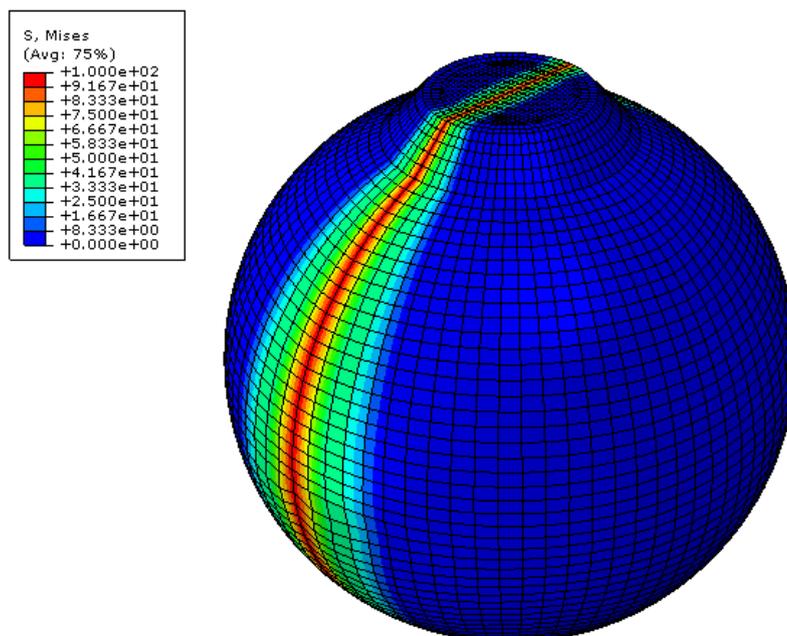


图 6-7 开孔球壳残余应力分布图

开孔球壳与完整球壳的残余应力设置方法相同。开孔球壳分为两个半圆对焊，不考虑厚度方向以及横向的残余应力，仅考虑纵向残余应力即切向残余应力对开孔球壳极限承载能力的影响。在焊缝位置，纵向残余应力为拉应力，两侧为压应力，保持内应力平衡。纵向残余应力为轴对称分布。焊接残余应力有限元模型如图 6-7 所示。

对于钛合金焊接，残余应力的极值约为材料屈服极限的 50% 左右，本模型中材料的屈服极限为 800MPa，所以残余应力的极值取 400MPa。下面分别进行残余应力为 100MPa，200MPa，300MPa，400MPa 时开孔球壳极限承载能力的计算。计算结果见表 6-5。

表 6-5 残余应力影响下的开孔球壳极限强度

纵向残余应力/MPa	临界载荷/MPa
100	80.3408
200	80.1765
300	79.9772
400	79.9702

从计算结果可以看出，在纵向残余应力从 100MPa 到 400MPa 以内变动时，开孔球壳的临界载荷变化幅度非常小，最大差值仅为 0.37MPa，下降了 0.46%。总体上来说，开孔球壳的极限强度是随着残余应力的增大而减小的。

与第五章中的结果相比较，完整球壳与开孔球壳极限强度分布规律相同，均随残余应力的增大而减小。但减小的幅度稍有差别，在纵向残余应力为 400MPa 的情况下，完整球壳极限强度下降了约 3%，而开孔球壳的极限强度下降了约 0.5%。可见，开孔球壳的极限强度对残余应力不敏感。

所以，可以得出结论：残余应力对耐压球壳的极限强度有影响，但影响程度非常微小，相比于初始缺陷对耐压球壳极限强度的影响，可以忽略不计；残余应力对开孔球壳的影响要小于对完整球壳的影响。

## 6.5 本章小结

本章主要对开孔耐压球壳的极限强度进行了分析。分别分析了开孔结构参数、初始缺陷以及残余应力对开孔球壳极限强度的影响。得到如下结论：

开孔球壳相比于同等厚度、半径的完整球壳，极限强度有所降低，下降幅度为 7% 左右。通过对开孔处结构参数进行修改，可以进一步提高极限承载能力，增加幅度将近 5MPa，效果较为明显，可以考虑开孔结构的优化设计来提升其极限承载能力。4500 米载人深潜器的钛合金耐压球壳采用内径 2m，名义壳板厚度 52mm，有限元计算的极限强度结果为 80.2689MPa，为工作压力 45MPa 的 1.78 倍，认为有足够的安全储备。

在分析初始缺陷的影响时，考虑了一阶弹性屈曲模态缺陷和局部缺陷的影响。两种缺陷相比，在缺陷幅值为 4mm 时，第一种缺陷形式情况极限强度下降了 8% 左右，而局部缺陷情况下下降了约 6%，两种缺陷形式对开孔球壳极限强度均有一定影响，弹性屈曲模态缺陷影响相对显著。在两种缺陷综合作用时，情况较为复杂：随着局部缺陷幅值的增加，临界载荷没有单调递减，而是先增大再减小。这种情况的产生主要是由缺陷幅值抵消以及局部失效区域不同所造成的。当缺陷幅值较大时，例如在两种缺陷幅值均为 4mm 时，临界载荷的下降规律与之前的计算结果较为接近。在此特定情况下，相比于开孔球壳临界载荷 80.2689Mpa，

两种缺陷共同作用时的极限强度临界载荷下降了 6.46Mpa，下降幅度约为 8%，影响较为明显。所以，要尽量提高耐压球壳的加工精度以保证其极限承载能力。

残余应力对开孔球壳极限强度的影响非常微小，下降幅度仅为 0.5% 左右，相比于初始缺陷以及开孔结构参数的影响可以忽略不计；残余应力对开孔球壳的影响要小于对完整球壳的影响。

## 第七章 耐压球壳极限强度可靠性分析

耐压球壳是大深度载人潜水器的核心部件,无论是材料特性、结构尺度还是载荷本身都具有一定的随机特性,而这些因素都对耐压球壳的极限承载能力产生重要的影响。为了探究这些因素的不确定性对球壳极限强度的影响,应该引入可靠性理论进行不确定性分析。本章主要采用可靠性理论中的一些方法对深潜器球壳极限强度可靠性进行研究。

### 7.1 结构可靠度基本理论

#### 7.1.1 结构可靠度理论

工程结构设计的基本目的,是在规定的使用期限内保证整体结构在各种载荷作用下能够安全、正常地工作,完成预定的各种功能。工程结构可靠度理论就是要从结构的组成材料、使用条件和环境、施工等方面研究可能存在的各种随机不确定性,并利用适当的数学方法将这些随机不确定性量化处理,同时与结构的安全性或可靠性联系起来。

结构可靠性的概率度量称为可靠度,也就是说,结构的可靠度是指结构在规定的时间内与规定的条件下完成预定功能的概率。

#### 7.1.2 结构的极限状态与功能函数

我国《工程结构可靠度设计统计标准》<sup>[50]</sup>对结构极限状态的定义是:当结构或结构的一部分超过某一特定状态就不能满足设计规定的某一功能要求时,此特定状态为该功能的极限状态。当结构能够完成预定的功能时,称为结构的可靠状态;不能完成预定的功能,例如构件即将开裂、倾覆、滑移、压屈、失稳等,说明结构处于失效状态,或者不可靠状态。在可靠状态到不可靠状态之间存在一个界限,此界限是结构开始失效的标志,称为极限状态。

结构的极限状态可分为两种,即承载能力极限状态和正常使用极限状态,并应符合下列要求:

##### (1) 承载能力极限状态

结构或结构构件达到最大承载能力,或达到不适于继续承载的变形状态,称为承载能力极限状态。结构构件或连接处因超过材料的强度而破坏,或因过度变形而不适于继续承载;整个结构或其一部分作为刚体失去平衡;结构或结构构件的疲劳破坏。以上这些均属于承载能力极限状态的条件

##### (2) 正常使用极限状态

结构或结构构件达到正常使用或耐久性的某项规定限度的状态称为正常使用极限状态。影响正常使用或外观变形;影响正常使用或耐久性能的局部破坏;影响正常使用的振动以及其他特定状态。以上这些均属于正常使用极限状态的标志。

本章主要研究球壳极限承载能力的可靠性,所以极限状态选取承载能力极限状态进行研究。

在进行结构的可靠性分析和设计中,结构的极限状态是通过功能函数来描述的。对于不同的实际情况,功能函数以及相应的极限状态方程的形式和内容均不相同,而且不同的功能函数及极限状态方程的选取对最终的结构可靠度及失效概率的计算也有一定的影响。

在结构功能函数中,以随机变量  $X$  表示结构的基本随机变量:

$$X = (X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (7-1)$$

式中  $X_i$  表示载荷、材料性能、几何参数、计算公式准确性、结构不确定性等要素，并设定一个描述结构工作状态的函数  $g(X)$ ，称为结构功能函数，则结构的工作状态可以用下式表示：

$$M = g(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (7-2)$$

定义  $R$  为结构的广义抗力， $S$  为结构的广义载荷，可以利用  $R$  和  $S$  这两个随机变量来表达结构的功能函数，结构的安全裕量方程（结构功能函数）可表示为：

$$M = g(R, S) = R - S \quad (7-3)$$

对于之前文字描述的可靠状态、不可靠状态以及极限状态，可以利用数学公式进行描述： $M > 0$  时，结构处于可靠状态； $M < 0$  时，结构处于不可靠状态或失效状态； $M = 0$ ，结构处于极限状态。极限状态  $M = 0$  时的方程即结构的极限状态方程：

$$M = g(X_1, X_2, \dots, X_n) = 0 \quad (7-4)$$

结构的功能函数或极限状态方程是根据结构所需完成的功能和结构达到极限状态的标志建立的。

### 7.1.3 结构可靠度与失效概率

结构可靠度是结构可靠性的概率度量，定义为在规定时间内和规定的条件下完成预定功能的概率，称为结构可靠度，以  $P_r$  来表示。以 7.1.2 节中极限状态方程为例，可以将  $P_r$  表示为下式：

$$P_r = P(M > 0) = \iiint_{M > 0} \dots \int f_X(X_1, X_2, \dots, X_n) dX_1 dX_2 \dots dX_n \quad (7-5)$$

式中  $f_X$  为各个相关要素  $X_i$  的联合概率密度分布函数。

同理如果结构不能达到预定的功能，得到相应的概率为结构失效概率，以  $P_f$  表示，即：

$$P_f = P(M < 0) = \iiint_{M < 0} \dots \int f_X(X_1, X_2, \dots, X_n) dX_1 dX_2 \dots dX_n \quad (7-6)$$

结构的可靠与失效为两个互不相容的时间，因此结构的可靠概率  $P_r$  与失效概率  $P_f$  是互补的，用公式表示为：

$$P_r + P_f = 1 \quad (7-7)$$

由式 (7-7) 可知，结构的可靠度计算可以转换为结构的失效概率的计算。用概率论的观点来判断结构是否可靠，即使结构的可靠度达到了预定的要求，并不意味着结构绝对可靠，只是在一定程度上让失效概率减小到可以接受的程度。

考虑抗力  $R$  与载荷  $S$  的条件，假设  $R$  和  $S$  均为 1 维随机变量，而且相互之间独立。设  $R$  和  $S$  的定义域分别为  $[r_L, r_U]$  和  $[s_L, s_U]$ ，概率密度函数分别为  $f_R(r)$  和  $f_S(s)$ ，则  $R$  和  $S$  的联合失效概率为：

$$f(R, S) = f_R(r) \cdot f_S(s) \quad (7-8)$$

失效概率为：

$$P_f = P(R - S < 0) = \iint_{R - S < 0} f(R, S) dR dS = \iint_{R - S < 0} f_R(r) \cdot f_S(s) dR dS \quad (7-9)$$

可以看出，只要知道与抗力  $R$  和载荷  $S$  有关因素的概率密度分布就可以通过积分求得结构的失效概率。但是，对于一般结构，直接给出  $R$  和  $S$  的理论概率分布是很困难的，并且概率分布公式往往较为复杂，很难通过积分式直接求出。可以发现， $P_f$  通常不存在显式，需要通过数值模拟或数值计算的方式求得。目前，人们通常采用较为简便的近似计算方法计

算，而且往往先通过求得结构的可靠度指标，然后再求得相应的失效概率。

#### 7.1.4 可靠度指标

假设  $R$  和  $S$  相互统计独立，且均为 1 维随机变量。进一步定义  $X \sim N(\mu, \sigma^2)$  表示  $X$  服从均值为  $\mu$ ，方差为  $\sigma^2$  的正态分布。假设  $R \sim N(\mu_R, \sigma_R^2)$ ， $S \sim N(\mu_S, \sigma_S^2)$ ，进行坐标变换

$$Z_1 = \frac{R - \mu_R}{\sigma_R}, Z_2 = \frac{R - \mu_S}{\sigma_S} \quad (7-10)$$

可以证明， $Z_1 \sim N(0,1)$ ， $Z_2 \sim N(0,1)$ ，且  $Z_1$  和  $Z_2$  相互独立。

将式 (7-10) 代入式 (7-3) 中得

$$M = R - S = (\mu_R - \mu_S) + (\sigma_R Z_1 - \sigma_S Z_2) \quad (7-11)$$

因此

$$\begin{cases} \mu_M = \mu_R - \mu_S \\ \sigma_M^2 = \sigma_R^2 + \sigma_S^2 \end{cases} \quad (7-12)$$

由正态分布的可加性原理可以推知：

$$M = R - S \sim N(\mu_M, \sigma_M^2) \quad (7-13)$$

进而可以推出极限状态方程的失效概率：

$$P_f = \int_{-\infty}^0 \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_M} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{m - \mu_M}{\sigma_M}\right)^2\right] dm \quad (7-14)$$

将正态分布变量  $M$  转换为标准正态分布变量  $Y \sim N(0,1)$ ，则失效概率可以进而转化为：

$$P_f = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{-\mu_M/\sigma_M} \exp\left(-\frac{y^2}{2}\right) dy = \Phi\left(-\frac{\mu_M}{\sigma_M}\right) \quad (7-15)$$

引入符号  $\beta$ ，并将  $\beta$  表示为

$$\beta = \frac{\mu_M}{\sigma_M} = \frac{\mu_R - \mu_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}} \quad (7-16)$$

所以，失效概率  $P_f$  可以表示为

$$P_f = \Phi(-\beta) \quad (7-17)$$

其中， $\Phi$  表示标准正态分布的累计分布函数， $\beta$  定义为结构的可靠度指数。

可靠度指数  $\beta$  与结构可靠度之间存在着——对应的关系，即求得可靠度指数后可以算出与之唯一对应的结构失效概率。 $\beta$  越大，说明结构可靠度越大，失效概率越小。可靠度指数可以应用到线性和非线性结构功能函数中，可供工程设计时参考。

可靠度指数  $\beta$  可以表示为标准正态分布坐标系中从原点到极限状态曲面的最短距离，这样  $\beta$  与极限状态方程联系起来而不是失效函数；于是对于形成同一失效面、描述同一失效模式的不同形式的失效函数可得到同样的可靠度指数。

## 7.2 可靠度指标计算方法

可靠度常用计算方法有解析法和模拟法。解析法中最常用的方法有一次二阶矩法和直接

积分法，而前者又包括中心点法、验算点法、映射变换法、实用分析法等。模拟法中包含蒙特卡罗法、Rosenbluthe 法以及改进的 Rosenbluthe 法等。

### 7.2.1 一次二阶矩法

一次二阶矩法是近似计算可靠度指标的一种简单方法，在计算时只需考虑随机变量的一阶矩（均值）和二阶矩（标准差）和功能函数泰勒级数展开式的常数项和一次项。对于非线性的功能函数，则在均值点或验算点进行泰勒展开并取一次式，使用方面，计算简单。

一次二阶矩法在结构可靠度理论中占有重要地位，因其计算简单且精度满足标准，已经广范围工程界所采用。本节主要介绍一次二阶矩法中的两种方法，中心点法和验算点法。

#### (1) 中心点法

中心点法，也可以称之为均值点法，其基本思想是由非线性功能函数在随机变量的平均值处进行泰勒展开并保留一次式，然后近似计算功能函数的平均值和标准差，然后可以利用式 (7-16) 直接求出可靠性指标，进而求出失效概率<sup>[41]</sup>。

现以式 (7-2) 的结构功能函数为例，其中  $X_1, X_2, \dots, X_n$  为  $n$  个互相独立的随机变量，其平均值为  $\mu_{X_i}$  ( $i=1, 2, \dots, n$ )，标准差为  $\sigma_{X_i}$  ( $i=1, 2, \dots, n$ )。将结构功能函数  $M$  在随机变量的平均值点展开为泰勒级数并保留一次项，可得到

$$M = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n}) + \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{\mu^*} \right) (x_i - \mu_{x_i}) \quad (7-18)$$

$M$  的均值和方差标准差为

$$\mu_M = E(M) = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n}) \quad (7-19)$$

$$\sigma_M^2 = E[M - E(M)]^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{\mu^*} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 \quad (7-20)$$

所以，中心点法的可靠性指标可由下式表示：

$$\beta = \frac{\mu_M}{\sigma_M} = \frac{g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{\mu^*} \right)^2 \sigma_{x_i}^2}} \quad (7-21)$$

可见，中心点法计算相当简单，只需获得变量的均值及方差即可进行可靠性指标的运算。但是，中心点有以下缺点：将非线性功能函数在随机变量的平均点展开不合理，由于随机变量不在极限状态曲面上，展开后线性极限状态平面可能会出现较大程度的偏离原来的极限状态曲面；功能函数选取不同，最终求得的可靠性指标也不尽相同，这一点对可靠性指标以及失效概率的确定有很大的影响。

#### (2) 验算点法

验算点法，也称为改进的一次二阶矩法，这种方法将非线性功能函数的线性化点作为设计验算点，并在验算点处进行展开，通过不断地迭代获得最终球壳可靠性指标，并保证了可靠性指标有较高的精度，从根本上解决了中心点法存在的问题<sup>[41]</sup>。

选择失效界面上的点  $x^*$  ( $x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*$ ) 作为线性化点，即验算点，在此点进行泰勒级数展开并保留一次项，得到此点近似线性化极限状态方程：

$$M = g(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*) + \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} \right) (x_i - x_i^*) \quad (7-22)$$

由于  $x^*$  点在失效界面上，所以满足极限状态方程  $f(x^*)=0$ ，可以求得功能函数  $M$  的均值和标准差为

$$\mu_M = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} \right) (x_i - x_i^*) \quad (7-23)$$

$$\sigma_M = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} \right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (7-24)$$

定义灵敏度系数  $\lambda_i$  表示变量  $x_i$  对结构功能函数  $M$  标准差的影响，灵敏度系数为

$$\lambda_i = \frac{\sigma_{x_i} \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \sigma_{x_i} \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} \right)^2}} \quad (7-25)$$

则  $M$  的标准差可以改写为

$$\sigma_M = \sum_{i=1}^n \lambda_i \sigma_{x_i} \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} \quad (7-26)$$

因此，结构可靠性指数可以表示为

$$\beta = \frac{\mu_M}{\sigma_M} = \frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} \right) (x_i - x_i^*)}{\sum_{i=1}^n \lambda_i \sigma_{x_i} \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*}} \quad (7-27)$$

由式 (7-27) 可得

$$\left( \mu_{x_i} - x_i^* - \beta \lambda_i \sigma_{x_i} \right) \sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial x_i} \Big|_{x^*} = 0 \quad (7-28)$$

设计验算点应该满足

$$x_i^* = \mu_{x_i} - \beta \lambda_i \sigma_{x_i} \quad (7-29)$$

具体计算时，由于验算点在求解前是未知的，所以采用迭代法算出可靠性指数。迭代的步骤如下：

- 1) 选取失效点坐标初值；
- 2) 由式 (7-25) 计算灵敏度系数  $\lambda_i$ ；
- 3) 将灵敏度系数代入式 (7-29) 中，再将  $x_i^*$  的表达式带入极限状态方程中，求解得出可靠性指标  $\beta$ ；
- 4) 将可靠性指标  $\beta$  代入式 (7-29) 中，求得新的验算点，并重复进行步骤 2 到步骤 4，直到得出的可靠性指标  $\beta$  与上一次算出的  $\beta$  之差小于允许的误差值，则停止迭代。最后所求

得的  $\beta$  即为可靠度系数，并可以进一步利用式 (7-17) 求得结构的失效概率。

这种方法求得的可靠性指标精度较高，并且计算过程也较为简单，因此验算点法即改进一次二阶矩法在可靠性分析中得到了广泛的应用。

### 7.1.2 直接积分法

设  $X_1, X_2, \dots, X_n$  为  $n$  个互相独立的正态分布随机变量，他们的联合概率密度分布函数可以由下式表示

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \prod_{i=1}^n f(x_i)$$

$$f(x_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{x_i}} e^{-\frac{(x_i - \mu_{x_i})^2}{2\sigma_{x_i}^2}} \quad (7-30)$$

根据概率论对均值和方差的定义，可以得到均值与标准差：

$$\mu_M = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} M(x_1, x_2, \dots, x_n) f(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \quad (7-31)$$

$$\sigma_M^2 = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} M^2(x_1, x_2, \dots, x_n) f(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n - \mu_M^2 \quad (7-32)$$

对于直接积分法，当结构功能函数过于复杂时无法积分，所以直接积分法这种解析法应用范围有限，不能够很好地适用于大部分工程可靠性的计算中。

### 7.1.3 Monte Carlo 法

蒙特卡罗 (Monte Carlo) 法原理较为简单，其采用随机数发生器，产生  $NS$  组服从联合概率密度函数分布的随机矢量  $(X_1, X_2, \dots, X_n)^{(j)}$  ( $j=1, 2, \dots, NS$ )，计算每一组随机矢量所对应的数值  $y_j$ ，然后根据下式求得功能函数  $M$  的均值和标准差：

$$\mu_M = \frac{\sum_{j=1}^{NS} y_j}{NS}$$

$$\sigma_M^2 = \frac{\sum_{j=1}^{NS} y_j^2}{NS} - \frac{NS}{NS-1} \cdot \mu_M^2 \quad (7-33)$$

蒙特卡罗法的特点是计算量大，随着选取的组数  $NS$  的增加，结果逐渐收敛于精确解，但收敛速度相对较慢，这种方法所需要的计算时间较长。

### 7.1.4 Rosenbluthe 法

Rosenbluthe 法是一种简便的计算随机变化函数均值与标准差的方法，在得到均值与标准差之后即可计算出结构可靠性指标。其算法的最大特点就是化偏微分为偏增量运算，避免了复杂的偏导数运算，过程较为简便<sup>[46]</sup>。Rosenbluthe 计算方法如下：

设定

$$m^* = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n}) \quad (7-34)$$

对于任意变量  $x_i$ ，构造单变量函数

$$m^* = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_{i-1}}, x_i, \mu_{x_{i+1}}, \dots, \mu_{x_n}) \quad (7-35)$$

再设定

$$m_i^+ = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_{i-1}}, \mu_{x_i} + \sigma_{x_i}, \mu_{x_{i+1}}, \dots, \mu_{x_n}) \quad (7-36)$$

$$m_i^- = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_{i-1}}, \mu_{x_i} - \sigma_{x_i}, \mu_{x_{i+1}}, \dots, \mu_{x_n}) \quad (7-37)$$

$$\mu_i = [m_i^+ + m_i^-] / 2 \quad (7-38)$$

$$\sigma_i = [m_i^+ - m_i^-] / 2 \quad (7-39)$$

则有

$$\mu_m = \frac{\mu_1}{m^*} \cdot \frac{\mu_2}{m^*} \dots \frac{\mu_n}{m^*} \cdot m^* \quad (7-40)$$

$$\delta_m^2 = \left[ 1 + \left( \frac{\sigma_1}{\mu_1} \right)^2 \right] \left[ 1 + \left( \frac{\sigma_2}{\mu_2} \right)^2 \right] \dots \left[ 1 + \left( \frac{\sigma_n}{\mu_n} \right)^2 \right] - 1 \quad (7-41)$$

$$\sigma_m = \mu_m \cdot \delta_m \quad (7-42)$$

然后再利用均值和标准差计算可靠性指标  $\beta$ ，得到结构失效概率。Rosenbluthe 法这样定义函数的均值与标准差时，当某个变量的均值为零时就会遇到被零除的情况。对于这种问题，Rosenbluthe 法不再适用，可以利用改进的 Rosenbluthe 法进行计算。

### 7.1.5 改进 Rosenbluthe 法

针对 Rosenbluthe 存在的问题，文献[46]中采用了改进后的 Rosenbluthe 法，该方法提高了计算的精度，并且也避免了数值奇异性的问题。具体方法如下：

前几个公式与式 (7-35) ~ (7-39) 相同，

$$\begin{cases} m_{ij}^+ = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_{i-1}}, \mu_{x_i} + \sigma_{x_i}, \mu_{x_{i+1}}, \dots, \mu_{x_i} + \sigma_{x_i}, \dots, \mu_{x_n}) \\ m_{ij}^- = g(\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_{i-1}}, \mu_{x_i} - \sigma_{x_i}, \mu_{x_{i+1}}, \dots, \mu_{x_i} - \sigma_{x_i}, \dots, \mu_{x_n}) \\ \mu_{ij} = [m_{ij}^+ + m_{ij}^-] / 2 \end{cases} \quad (7-43)$$

再令

$$\Delta\mu_i = \mu_i - m^* \quad (7-44)$$

$$\Delta\mu_{ij} = \mu_{ij} - m^* - \Delta\mu_i - \Delta\mu_j \quad (7-45)$$

最后定义：

$$\mu_m = m^* + \sum_{i=1}^n \Delta\mu_i \quad (7-46)$$

$$\sigma_m^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_i^2 + 2 \sum_{i=1}^n (\Delta\mu_i)^2 + \sum_{i < j} (\Delta\mu_{ij})^2 \quad (7-47)$$

同理可以求得可靠性指标  $\beta$ 。这种改进的 Rosenbluthe 法的核心就是引入  $\Delta\mu_i$  和  $\Delta\mu_{ij}$  的计算，并且找到了  $\sigma_y$  与  $\Delta\mu_i$  和  $\Delta\mu_{ij}$  的关系。

## 7.3 耐压球壳随机变量分布

### 7.3.1 潜水器下潜数据拟合

Alvin 号下潜数据见表 7-1。

表 7-1 ALVIN 号钛合金球壳下潜数据

深度段/m	下潜次数
0-300	161
300-600	99
600-900	227
900-1200	141
1200-1500	202
1500-1800	169
1800-2100	377
2100-2400	595
2400-2700	1311
2700-3000	209
3000-3300	153
3300-3600	137
3600-3900	256
3900-4200	122
4200-4500	38

从表中可以看出，潜水器的下降深度也即外载荷具有随机特性；下潜深度很少接近设计下潜深度，下潜范围大部分集中在中等深度。

本文研究的对象与 Alvin 号类似，下潜深度同为 4500 米，所以采用 Gumbel 分布<sup>[18]</sup>来拟合 Alvin 号下潜深度的分布，以此来确定该深潜器的下潜深度以及载荷分布。

Gumbel 分布即极值 I 型分布，其分布函数和概率密度函数分别为

$$F(x) = 1 - \exp\left[-\exp\left(\frac{x - \varepsilon}{\varphi}\right)\right] \quad (7-48)$$

$$f(x) = \frac{1}{\varphi} \cdot \exp\left[\frac{x - \varepsilon}{\varphi} - \exp\left(\frac{x - \varepsilon}{\varphi}\right)\right] \quad (7-49)$$

式中， $\varphi > 0$  为形状参数， $\varepsilon$  为尺度函数。

采用 Gumbel 分布进行拟合的结果为  $\varphi = 725.23$ ,  $\varepsilon = 2634.85$ 。

Gumbel 拟合值与实际下潜数据比较见表 7-2。

表 7-2 Gumbel 分布拟合下潜数据结果

Alvin 下潜数据			Gumbel 分布
深度段/m	下潜次数	所占比例/%	所占比例/%
0-300	161.00	3.84	3.91
300-600	99.00	2.36	1.94
600-900	227.00	5.41	2.87
900-1200	141.00	3.36	4.17
1200-1500	202.00	4.81	5.95
1500-1800	169.00	4.03	8.24
1800-2100	377.00	8.98	10.91
2100-2400	595.00	14.18	13.48
2400-2700	1311.00	31.24	15.04
2700-3000	209.00	4.98	14.38
3000-3300	153.00	3.65	10.93
3300-3600	137.00	3.26	5.91
3600-3900	256.00	6.10	1.94
3900-4200	122.00	2.91	0.31
4200-4500	38.00	0.91	0.02

按照 Gumbel 分布拟合数据与原始下潜数据的平均偏差为 0.03667, 偏差平方和为 0.04663。所以, 认为利用 Gumbel 分布来拟合下潜数据较为合理。

关于 4500 米载人深潜器下潜深度的 Gumbel 概率分布函数可以直接表示为

$$F(D) = 1 - \exp\left[-\exp\left(\frac{D - 2634.85}{725.23}\right)\right] \quad (0 \leq D \leq 4500) \quad (7-50)$$

其中,  $D$  为下潜深度, 单位为 m。对于一次二阶矩法要求所有随机变量服从正态分布, 因此需要对下潜深度进行当量正态化。正态化后下潜深度服从均值 2384.13m, 标准差为 742.93m 的正态分布, 变异系数为 0.31。

德国劳氏船级社给出了潜水器压力计算公式

$$P = 0.0101 \times D \quad (7-51)$$

其中  $P$  为耐压球壳所受的工作压力, 单位为 MPa。 $P$  也同样服从  $D$  的分布规律, 对于正态化后的下潜深度数据, 可以求得工作载荷为均值 24.08MPa, 标准差 7.50MPa 的正态分布, 变异系数为 0.31。

### 7.3.2 几何参数与材料参数分布

与球壳极限强度可靠性相关的随机变量有：球壳的内半径  $R$ ，球壳的厚度  $t$ ，材料的弹性模量  $E$ ，以及结构不确定系数  $X_1$  和载荷不确定系数  $X_2$ 。根据文献[43]，可以得出各个随机变量的概率分布类型、均值、变异系数以及标准差。

统计的数据见表 7-3。

表 7-3 耐压球壳基本变量的统计特性

变量名称	符号/单位	服从分布	均值	变异系数	标准差
球壳内半径	$R/\text{mm}$	正态分布	1000	0.0025	2.5
球壳厚度	$t/\text{mm}$	正态分布	52	0.0105	0.546
弹性模量	$E/\text{MPa}$	正态分布	115000	0.03	3450
结构不确定系数	$X_1$	正态分布	1.0	0.05	0.05
载荷不确定系数	$X_2$	正态分布	1.0	0.05	0.05

## 7.3 球壳极限强度可靠性分析

本节分别采用中心点法、验算点法、Rosenbluthe 法以及改进后的 Rosenbluthe 法对耐压球壳极限强度的可靠性进行分析。结构极限强度与随机变量间关系较为复杂，所以不采用直接积分方法；蒙特卡罗法计算量过大，需要花费的时间过长，所以在本节中同样没有采用。

### 7.3.1 中心点法计算可靠性指标与失效概率

中心点法要求已知结构极限状态方程，对于耐压球壳的极限强度，不存在显式的极限状态方程。但是，通过第三章对不同厚度半径比的球壳极限强度的分析，可以近似得到球壳的极限强度公式。现以完整球壳极限强度拟合公式 (3-8) 作为球壳极限强度的近似计算公式。

下式为近似后得到的极限状态方程：

$$G(R, t, X_1, X_2, P) = X_1 \cdot \left( 1800.45 \frac{t}{R + t/2} - 5.117 \right) - X_2 \cdot P \quad (7-52)$$

其中， $R$  为球壳内半径，单位为 mm； $t$  为球壳厚度，单位为 mm； $\sigma_y$  为材料的屈服极限，单位为 MPa； $X_1$  为结构不确定系数； $X_2$  为外载荷不确定系数； $P$  为外载荷，单位为 MPa。

利用中心点法公式 (7-19)、(7-20) 进行计算，可以得到结构功能函数的均值与标准差， $\mu_G=62.05$ ， $\sigma_G=8.75$ 。进而可以求得可靠性指标  $\beta$  为 7.088，失效概率为  $6.8032 \times 10^{-13}$ 。

### 7.3.2 验算点法计算可靠性指标与失效概率

与中心点法类似，要求已知结构极限状态方程，可以利用上一小节同样的计算公式进行，即式 (7-52)，各个随机变量的分布见表 7-3。

验算点法需要先设置一组满足失效界面的验算点，验算点选取为  $R=1000\text{mm}$ ， $t=50\text{mm}$ ， $P=82.71\text{MPa}$ ， $X_1=1$ ， $X_2=1$ ；然后利用公式进行迭代计算得到最终满足迭代误差 0.001 的可靠性指标  $\beta$  值。迭代结果见表 7-4。

表 7-4 验算点法迭代数据表

名称	符号/单位	第一次迭代	第二次迭代	第三次迭代	第四次迭代
球壳内半径	$R/\text{mm}$	1000	1000.39	1000.32	1000.32
球壳厚度	$t/\text{mm}$	50	51.63	51.71	51.70
不确定系数	$X_1$	1	0.851	0.857	0.853
不确定系数	$X_2$	1	1.149	1.108	1.115
外载荷	$P/\text{MPa}$	82.71	64.36	67.09	66.43
可靠性指标	$\beta$	6.891	6.813	6.814	6.813

由表中可以看出,第四次迭代中可靠性指标  $\beta$  与第三次迭代算出的可靠性指标相差小于 0.001, 可以认为满足精度要求。所以最终的可靠性指标  $\beta=6.813$ , 相应的失效概率为  $4.7792 \times 10^{-12}$ 。

### 7.3.3 Rosenbluthe 法计算可靠性指标与失效概率

Rosenbluthe 法的优点就是不用预先知道结构的极限状态方程, 通过抽样方法获得功能函数的均值、标准差、可靠性指标以及最终的结构失效概率。对于本结构, 球壳的极限强度为隐式的, 可以利用该方法进行近似计算。假设球壳的极限强度为  $M_S$ , 考虑与其相关的随机变量有球壳的内半径  $R$ , 球壳的厚度  $t$ , 以及不确定系数  $X_1$ 、 $X_2$ 。

可以列出极限状态方程如下:

$$G(X) = X_1 \cdot M_S - X_2 \cdot P \quad (7-53)$$

其中,  $X_1$  为结构不确定系数, 表征球壳极限强度模型的不确定性;  $X_2$  为载荷不确定系数;  $P$  为球壳所承受的正常载荷, 单位为 MPa;  $M_S$  为球壳的极限强度, 单位为 MPa, 可由下式表示:

$$M_S = M_S(R, t) \quad (7-54)$$

利用 Rosenbluthe 法, 即公式 (7-35) ~ (7-42) 可以求出耐压球壳极限强度可靠性指标及失效概率。计算得的均值为  $\mu_{M_S}=58.05$ ,  $\sigma_{M_S}=8.67$ , 可靠性指标  $\beta=6.695$ , 对应的失效概率  $P_f=1.0784 \times 10^{-11}$ 。

### 7.1.4 改进 Rosenbluthe 法计算可靠性指标与失效概率

Rosenbluthe 法在求解随机变量均值与标准差的方法有一定局限性并精度不能够保证, 崔维成提出的改进 Rosenbluthe 法可以较方便地求解随机函数的统计特征, 并经过验证能够达到二阶精度。改进的 Rosenbluthe 法采用的极限状态方程与式 (7-73) 相同, 在运算  $M_S$  时加入两个随机变量同时变化的影响, 利用式 (7-43) ~ (7-47) 可以计算得到球壳极限强度可靠性指标及失效概率。计算得的均值为  $\mu_{M_S}=58.05$ ,  $\sigma_{M_S}=8.66$ , 可靠性指标  $\beta=6.705$ , 对应的失效概率  $P_f=1.0070 \times 10^{-11}$ 。

### 7.1.5 极限强度可靠性结果分析

由于目前国内外并没有专门针对大深度潜水器可靠性设计标准, 本文参考《工程结构可靠性设计统一标准》<sup>[50]</sup>和《建筑架构可靠度设计统一标准》<sup>[51]</sup>设定目标可靠性指标。

表 7-5 工程结构可接受的失效概率表

安全等级(破坏后果)	破坏类型	
	I	II
三级(不严重)	$\beta = 2.7 \quad P_f = 3.47 \times 10^{-3}$	$\beta = 3.2 \quad P_f = 6.87 \times 10^{-4}$
二级(严重)	$\beta = 3.2 \quad P_f = 6.87 \times 10^{-4}$	$\beta = 3.7 \quad P_f = 1.08 \times 10^{-4}$
一级(很严重)	$\beta = 3.7 \quad P_f = 1.08 \times 10^{-4}$	$\beta = 4.2 \quad P_f = 1.33 \times 10^{-5}$

表 7-5 中, 破坏类型 I 是由变形强化引起的强度储备的塑性失效, 破坏类型 II 是脆性失效。破坏后果中“一级”表示有较大人员伤亡的可能性, 或者有相当严重的环境污染或非常大的经济损失; “二级”表示有一定的人员伤亡、设备损坏, 或有一定的环境污染或较大的经济损失; 其中“三级”表示会发生较少人员受伤的可能性。

4500 米载人深潜器工作在深海环境中, 其结构破坏可能会导致的严重的结果和破坏类型, 所以从偏于安全角度考虑, 可将其目标可靠性指标设定为破坏类型 II 型中的最高等级“一级”, 对应的可靠性指标  $\beta$  应该不小于 4.2。

前四小节中分别利用中心点法、验算点法、Rosenbluthe 法以及改进的 Rosenbluthe 法对潜水器耐压球壳极限强度的可靠性指标进行了近似计算, 对计算结果进行汇总如下表所示:

表 7-6 耐压球壳极限强度可靠性指标

计算方法	中心点法	验算点法	Rosenbluthe 法	改进 Rosenbluthe 法
可靠性指标 $\beta$	7.088	6.814	6.695	6.705
失效概率 $P_f$	$6.8032 \times 10^{-13}$	$4.7792 \times 10^{-12}$	$1.0784 \times 10^{-11}$	$1.0070 \times 10^{-11}$

从表 7-6 可以看出, 利用上述四种方法算出的可靠性指标  $\beta$  相差较小, 如果以改进 Rosenbluthe 法计算结果为基准, 最大相差的百分比仅为 5.7%。并且由这几种计算方法的原理可以得出, 验算点法计算精度要比中心点的高, 改进 Rosenbluthe 法的计算精度要比 Rosenbluthe 法高, 所以可以主要利用验算点法和改进 Rosenbluthe 法作为耐压球壳极限强度可靠性指标的计算方法。如果以上述设定的可靠性指标  $\beta$  不小于 4.2 为标准, 全部方法的计算结果在 6.7 左右且均在 4.2 以上, 可以认为球壳结构极限强度可靠性是满足要求的, 结构失效的概率非常低。

对于本章采用的验算点法, 其利用的极限状态方程 (7-52) 中对球壳的极限强度进行了近似计算。由于其计算结果与改进 Rosenbluthe 法的结果非常接近, 且能够保证较高的精度, 所以可以利用该极限状态方程进行极限强度可靠性指标的近似计算。

## 7.4 随机变量对可靠性指标的影响

在潜水器耐压球壳极限强度可靠性强度计算中包含了许多随机变量, 这些随机变量的概率分布以及变异系数对可靠性指标的计算会产生一定的影响, 且影响程度不一。本节主要分析一些随机变量的变异系数对球壳极限强度可靠性指标的影响。

由上节可知, 利用验算点法计算得到的可靠性指标较为准确且精度满足要求, 所以本节利用验算点法分析各随机变量变异系数对可靠性指标的影响。各个随机变量变异系数变化值均为 0.001。

首先考虑对不同的结构不确定系数  $X_1$  的变异系数进行计算, 变异系数选取为 0.048 到 0.052 之间, 计算的可靠性指标见表 7-7。

表 7-7 结构不确定系数  $X_1$  变异系数对可靠性指标的影响

变异系数	0.048	0.049	0.050	0.051	0.052
可靠性指标	6.8659	6.8399	6.8136	6.7862	6.7602
失效概率	$3.3037 \times 10^{-12}$	$3.9624 \times 10^{-12}$	$4.7593 \times 10^{-12}$	$5.7563 \times 10^{-12}$	$6.8901 \times 10^{-12}$

对不同的载荷不确定系数  $X_2$  的变异系数进行计算, 变异系数选取为 0.048 到 0.052 之间, 计算的可靠性指标见表 7-8。

表 7-8 载荷不确定系数  $X_2$  变异系数对可靠性指标的影响

变异系数	0.048	0.049	0.050	0.051	0.052
可靠性指标	6.8449	6.8293	6.8136	6.7978	6.7820
失效概率	$3.8265 \times 10^{-12}$	$4.2665 \times 10^{-12}$	$4.7593 \times 10^{-12}$	$5.3114 \times 10^{-12}$	$5.9262 \times 10^{-12}$

对不同的球壳厚度  $t$  的变异系数进行计算, 变异系数选取为 0.0085 到 0.0125 之间, 计算的可靠性指标见表 7-9。

表 7-9 球壳厚度  $t$  变异系数对可靠性指标的影响

变异系数	0.0085	0.0095	0.0105	0.0115	0.0125
可靠性指标	6.7846	6.7983	6.8136	6.8305	6.8490
失效概率	$5.8204 \times 10^{-12}$	$5.2930 \times 10^{-12}$	$4.7593 \times 10^{-12}$	$4.2310 \times 10^{-12}$	$3.7184 \times 10^{-12}$

对不同的球壳内半径  $R$  的变异系数进行计算, 变异系数选取为 0.0005 到 0.0045 之间, 计算的可靠性指标见表 7-10。

表 7-10 球壳内半径  $R$  变异系数对可靠性指标的影响

变异系数	0.0005	0.0015	0.0025	0.0035	0.0045
可靠性指标	6.8149	6.8144	6.8136	6.8124	6.8107
失效概率	$4.7165 \times 10^{-12}$	$4.7329 \times 10^{-12}$	$4.7593 \times 10^{-12}$	$4.7992 \times 10^{-12}$	$4.8562 \times 10^{-12}$

由表 7-7 至表 7-10 可以看出, 各个随机变量的变异系数改变 0.001 时, 对球壳极限强度可靠性的影响程度是不同的。各随机变量的影响程度, 或极限强度可靠性对随机变量灵敏度, 由大到小排列为结构不确定系数  $X_1$ , 球壳厚度  $t$ , 载荷不确定系数  $X_2$ , 球壳内半径  $R$ 。由于

不确定系数对结构可靠性指标影响相对较大,所以应尽量保证耐压球壳有较高的加工精度以及稳定的工作环境。球壳厚度的影响稍低于不确定系数的影响,也是影响可靠性指标的主要参数。所以,在制造过程中也应该尽可能保证球壳厚度的加工精度,这对于保证耐压壳结构安全性有较好效果。

## 7.5 本章小结

本章主要对耐压球壳极限强度的可靠性进行了分析,分析主要包括利用中心点法、验算点法、Rosenbluthe 法以及改进的 Rosenbluthe 法对潜水器耐压球壳极限强度的可靠性指标进行近似计算,以及对各个随机变量对其可靠度指标影响程度进行了研究,得到如下结论:

利用中心点法、验算点法、Rosenbluthe 法以及改进的 Rosenbluthe 法算出的可靠性指标  $\beta$  相差较小,最大相差的百分比仅为 5.7%。可以采用式 (7-52) 作为极限状态方程,并利用验算点法对极限强度可靠度指标进行近似计算。计算的可靠度指标结果在 6.7 左右,满足目标可靠度指标的要求,结构失效概率非常小。

对不同随机变量变异系数对可靠度指标的影响进行研究后发现,各随机变量对其影响程度不一。影响程度由大到小分别为结构不确定系数  $X_1$ , 球壳厚度  $t$ , 载荷不确定系数  $X_2$ , 球壳内半径  $R$ 。所以,提高球壳的加工精度,特别是提高球壳厚度的精度对保证球壳结构的安全性起着显著的作用。此外,保证潜水器工作在稳定的工作环境中也对提高其安全性起到一定效果。

## 第八章 总结与展望

### 8.1 全文总结

载人深潜器的耐压壳是保证潜水器正常工作和工作人员生命安全的重要部件,它设计的优劣直接关系到工作安全性和总体性能。载人深潜器往往要下潜至几千米深的深海中作业,在水下承受极大的静水压力,所以其耐压壳体多采用球形壳体来承受外界压力。本文主要利用非线性有限元方法研究 4500 米载人深潜器耐压球壳的极限强度,并且利用可靠性计算方法计算其极限强度的可靠度指标以及失效概率。通过本文的研究,得到的结论如下:

(1) 对于载人深潜器,其极限强度为耐压壳结构抵抗整体崩溃的最大能力,其在外载荷作用下达到极限时所受到的外载荷称为耐压球壳极限承载能力。其极限承载能力主要由以下几方面决定:结构或结构构件失稳,结构过度变形而不能继续承载,结构超出其强度而破坏。各种情况出现的最小载荷决定了耐压球壳极限承载能力。

(2) 对壳体稳定性理论进行了回顾,并简要介绍了球壳稳定性中的小变形经典理论。发现公式中简化忽略了横向剪切变形,没有考虑几何非线性,理论临界载荷值远远超出试验结果,所以对载人深潜器耐压球壳并不适用。非线性有限元分析中的一些方法能够很好地应用在弹塑性稳定性当中,弧长法能够在迭代求解过程中自动调节增量步长,跟踪各种复杂的非线性平衡路径全过程,并且弧长法可以很好地应用在求解曲线极值的情况中。极限强度临界载荷属于极值问题,可以利用弧长法求得其临界载荷。

(3) 完整球壳的极限强度分析中,主要对结构强度和非线性屈曲中的理论公式以及有限元计算结果进行了比较。比较发现球壳经典小变形公式与有限元计算结果相差较大,并且之前的实验研究表明实际的结构承载能力要比此理论值小很多,再次验证了不能利用该公式计算球壳极限强度的结论。薄球壳强度理论公式、厚壳公式以及有限元计算结果在厚度半径比小于 0.1 的情况下非常接近,可以利用有限元方法的非线性屈曲分析得到耐压球壳的极限强度。

(4) 利用非线性有限元方法研究了不同厚度半径比下的指定钛合金材料耐压球壳极限承载能力。计算结果表明完整球壳的极限承载能力与厚度半径比之间存在着线性关系,线性相关系数为 0.9998,并且随厚度半径比的增加单调增长。可以利用拟合的公式对不同厚度半径比的完整球壳极限强度进行近似计算。

(5) 在研究缺陷对完整球壳的影响中,主要考虑了两种缺陷方式:一阶弹性屈曲模态缺陷和局部缺陷。一阶弹性屈曲模态缺陷即把弹性屈曲模态按照一定的比例作为初始缺陷加入到有限元模型中,这样处理可以更准确地模拟实际情况,得到较为真实的结果。这种缺陷主要考虑缺陷幅值一种参数的影响,计算表明,厚度从 20mm 到 90mm 的完整球壳的极限强度与初始缺陷幅值呈线性关系,并且随着缺陷幅值的增加,极限承载能力逐渐减小。与无缺陷完整球壳进行比较,极限承载能力的下降幅度最大为 16.42MPa,对于小厚度球壳,影响非常明显;对于中厚度球壳,下降幅度在 15% 以内,可以认为中厚度球壳结构对该种缺陷方式较为敏感;对于厚球壳体,影响不明显。本文所研究的 4500 米载人深潜器耐压球壳属于中厚度球壳,一阶弹性屈曲模态缺陷对其影响较为明显,应该尽量减小缺陷幅值以提高球壳的极限强度。

局部缺陷是由于耐压球壳制造过程中局部尺寸偏差所造成的,局部缺陷需要考虑缺陷幅

值以及缺陷范围两个影响因素。之前的研究中缺陷往往由两段圆弧连接表示,但由于在圆弧的过渡区域存在有较为明显的不连续性,所以不能准确地反映局部缺陷形式。本文采用三次曲线代表局部缺陷区域,进而保证结构的连续性,更符合实际情况。计算表明,在缺陷范围确定的情况下,临界载荷与缺陷幅值成良好的线性关系,并且随着幅值的增大单调递减;在缺陷幅值一定的情况下,临界载荷曲线先快速下降,后快速上升,最后趋于平缓,并且不同的缺陷幅值在缺陷范围较大时临界载荷差距逐渐减小。其临界载荷的极值点出现在缺陷范围 $20^\circ$ 左右。与无缺陷完整球壳进行比较,缺陷幅值与缺陷范围均对其极限强度有一定影响,其中缺陷范围的影响更为明显。所以,对于潜水器耐压球壳,应该尽量提高加工精度,减小缺陷幅值与缺陷范围,以提高其极限强度。

(6) 在考虑焊接残余应力对耐压球壳极限强度中,主要得出了不同大小残余应力的球壳极限承载能力的下降规律与影响程度。分析中主要考虑切向残余应力的影响,分布主要参考圆筒焊接残余应力的分布形式,并进行简化。结果表明,完整球壳的临界载荷随着纵向残余应力的增大而单调下降,下降的速度先快后慢,但变化不是很明显。与无残余应力情况比较,发现残余应力对极限承载能力的影响非常微小,远没有初始缺陷对极限承载能力的影响大。所以,当存在较大的残余应力时,需要考虑其影响,下降幅度在 3% 以内;当残余应力较小时,可以忽略残余应力的影响。

(7) 4500 米载人深潜器耐压球壳属于开孔球壳,其开孔处结构对其极限强度会有一定影响。由于没有关于开孔耐压球壳极限强度的解析解,并且也没有相关的经验公式可以借鉴,本文采用有限元分析方法研究了单开孔耐压球壳的极限强度。通过建模计算开孔球壳相比于同等厚度、半径的完整球壳,极限强度有所降低,下降幅度为 7% 左右。对开孔处结构的参数进行修改可以进一步提高极限承载能力,增加幅度将近 5MPa,效果较为明显,可以考虑开孔结构的优化设计来提升其极限承载能力。4500 米载人深潜器的钛合金耐压球壳采用内径 2m,名义壳板厚度 52mm,有限元计算的极限强度结果为 80.2689MPa,为工作压力 45MPa 的 1.78 倍,认为有足够的安全储备。

(8) 初始缺陷对开孔耐压球壳的影响中,一阶弹性屈曲模态缺陷与局部缺陷的影响趋势与完整球壳相同,均为线性单调下降,且影响较为显著。比较而言,一阶弹性屈曲模量缺陷对球壳极限强度的影响要稍大于局部缺陷的影响。两种缺陷共同作用时情况较为复杂。随着局部缺陷幅值的增加,临界载荷没有单调递减,而是先增大再减小。这种情况的产生主要是由缺陷幅值相抵消以及局部失效区域不同所造成的。当缺陷幅值较大时,例如在两种缺陷幅值均为 4mm 时,临界载荷的下降规律与之前的计算结果较为接近。在此特定情况下,相比于开孔球壳临界载荷 80.2689MPa,两种缺陷共同作用时的极限强度临界载荷下降了 6.46MPa,下降幅度约为 8%,影响较为明显。所以,要尽量提高耐压球壳的加工精度以保证其极限承载能力。

(9) 残余应力对开孔球壳极限强度的影响非常微小,下降幅度仅为 0.5% 左右,相比于初始缺陷以及开孔结构参数的影响可以忽略不计;残余应力对开孔球壳的影响要小于对完整球壳的影响。

(10) 耐压球壳极限强度的可靠性分析中,利用中心点法、验算点法、Rosenbluthe 法以及改进的 Rosenbluthe 法对潜水器耐压球壳极限强度的可靠性指标进行近似计算。计算结果表明,各种方法算出的可靠性指标  $\beta$  相差较小,最大相差仅为 5.7%。所以,可以采用式 (7-52) 作为极限状态方程并利用验算点法对极限强度可靠度指标进行近似计算。计算的可靠度指标结果在 6.7 左右,满足目标可靠度指标不小于 4.2 的要求,结构失效概率非常小。

对不同随机变量变异系数对可靠度指标的影响进行研究后发现,各随机变量对其影响程度不一。影响程度由大到小分别为结构不确定系数  $X_1$ ,球壳厚度  $t$ ,载荷不确定系数  $X_2$ ,球壳内半径  $R$ 。提高球壳的加工精度,特别是提高球壳厚度的精度对保证球壳结构的安全性有

着显著的作用。此外，保证潜水器工作在稳定的工作环境下也对提高其安全性起到一定的效果。

## 8.2 研究不足与展望

由于本课题研究的时间以及本人的能力有限，在研究过程中存在一些不足之处，针对这些不足文中尚存在以下工作需要进一步展开：

在研究完整球壳初始缺陷影响时，考虑了一阶弹性屈曲模态缺陷的影响。对于该种缺陷形式，在各阶模态综合影响下得出的完整球壳非线性屈曲分析结果更接近于真实情况，但由于不了解各阶模态对最终临界载荷的影响程度，所以对该问题进行一定的简化，即只考虑第一阶线性屈曲模态影响下的完整球壳极限承载能力。这种简化的方式离真实情况会有一定的差距，在接下来的工作中可以考虑研究不同阶模态综合作用的影响，分析各种模态对最终结果的影响情况。

本文考虑了焊接残余应力对耐压球壳极限强度的影响，由于关于钛合金材料焊接数据和相关文献太少，只能对残余应力分布及其数值进行简化处理。例如，焊接残余应力只考虑切向残余应力，并且内应力分布按照圆筒焊接应力分布形式。接下来的工作可以围绕其他方向分布的残余应力展开，考虑各向残余应力综合作用下的球壳极限强度。

对于开孔耐压球壳，本课题研究了开孔结构参数对极限强度的影响，但由于时间的关系，仅考虑了加强区域宽度一种开孔结构参数的影响。如果可以的话，在下一步工作应利用该非线性有限元方法对有关开孔处结构进行多参数研究，得出最优化解为潜水器耐压壳开孔结构的设计提供一定依据或参考。

在球壳极限强度可靠性的研究中采用了第三章中拟合的不同厚度半径比球壳极限强度公式，并将该公式应用到了极限状态方程中。该拟合公式中包含的变量有球壳半径和球壳厚度，不包含钛合金材料屈服强度和弹性模量。为了便于比较，在 Rosenbluthe 法中也没有考虑材料参数的影响。下一步的研究可以考虑加入材料参数的影响，利用有限元模型计算结果拟合出关于材料屈服强度、球壳半径、球壳厚度的公式，然后再应用可靠性方法进行可靠性指标的计算，这样将能够提高分析准确性。

## 参考文献

- [1] 朱继懋. 潜水器设计[M]. 上海:上海交通大学出版社, 1992.
- [2] 崔维成,等. “和谐”号载人深潜器的研制[J]. 舰船科学技术, 2008, 30(1): 17-25.
- [3] 崔维成,等. 7000m 载人潜水器研发简介[J]. 上海造船, 2008, (73): 14-17.
- [4] 施德培,李长春. 潜水器结构强度[M]. 上海:上海交通大学出版社, 1991.
- [5] 孟祥军. 几种海洋工程用钛合金及其应用[J]. 中国造船, 2004, 45: 38-43.
- [6] Binbin Pan. An overview of buckling and ultimate strength of spherical pressure hull under external pressure[J]. Marine Structures, 2010, 23:227-240.
- [7] 陆蓓,刘涛,崔维成. 深海载人潜水器耐压球壳极限强度研究[J]. 船舶力学, 2004, 8(1): 51-58.
- [8] 周勇. 不完整壳体的屈曲及其可靠性分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2007.
- [9] 王仁华,俞铭华,等. 初始缺陷对深海载人潜水器耐压球壳塑性稳定性影响[J]. 海洋工程, 2005, 23(4): 111-115.
- [10] 潘涛. 深潜器耐压结构强度分析与优化设计[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2010.
- [11] P. Radha. Ultimate strength of submarine pressure hulls with failure governed by inelastic buckling[J]. Thin-Walled Structures, 2006, 44: 309-313.
- [12] 陆蓓. 深海载人潜水器耐压球壳极限强度分析[D]. 上海:上海交通大学, 2004.
- [13] 李良碧,王仁华,等. 深海载人潜水器耐压球壳的非线性有限元分析[J]. 中国造船, 2005, 46(4): 11-18.
- [14] B.B. Pan. Further study on the ultimate strength analysis of spherical pressure hulls[J]. Marine Structures, 2010, 23: 444-451.
- [15] 贡金鑫. 工程结构可靠度计算方法[M]. 大连:大连理工大学出版社, 2003.
- [16] 李清富. 工程结构可靠性原理[M]. 郑州:黄河水利出版社, 1999.
- [17] 曾广武,等. 潜水器耐压结构可靠性计算及衡准[J]. 中国造船, 2007, 48(4): 19-24.
- [18] 陈承皓. 大深度载人潜水器钛合金耐压球壳疲劳可靠性分析[D]. 上海:上海交通大学, 2012.
- [19] 黎绍敏. 稳定理论[M]. 北京:人民交通出版社, 1989.
- [20] 崔维成,等. 深海载人潜水器技术的发展现状与趋势[J]. 中南大学学报, 2011, 42(suppl.2): 13-20.
- [21] 郭乙木. 线性与非线性有限元及其应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2004.
- [22] 殷有泉. 非线性有限元基础[M]. 北京:北京大学出版社, 2007.
- [23] Binbin-Pan. A Comparison of Different Rules for the Spherical Pressure Hull of Deep Manned Submersibles[J]. Journal of Ship Mechanics, 2011, 15: 276-285.
- [24] Walter Wunderlich. Buckling Behaviour of Imperfect Spherical Shells[J]. Non-Linear Mechanics, 2002, 37: 589-604.
- [25] 金英玉. 弹塑性力学[M]. 北京:地质出版社, 2010.
- [26] 廖又名. 载人深潜器 HOV 在海洋开发中的运用及现状[J]. 江苏船舶, 2002, 19(5): 38-42.
- [27] 刘国明. 求解非线性有限元方程的弧长法及在工程稳定分析中的应用[J]. 岩土力学, 1993, 14(4): 57-67.

- [28] 栗明. 残余应力对压力容器破坏模式的影响分析[D]. 上海:上海交通大学, 2007.
- [29] 潘广善. 高强钢焊接结构残余热应力的有限元分析[J]. 船舶工程, 2011, 33(3): 79-83.
- [30] 田锡唐. 焊接结构[M]. 北京:机械工业出版社, 1982.
- [31] 上田幸雄,村川英一,等. 焊接变形和残余应力的数值计算方法与程序[M]. 四川:四川大学出版社, 2008.
- [32] D. 拉达伊. 焊接热效应:温度场、残余应力、变形[M]. 北京:机械工业出版社, 1997.
- [33] 李向阳,等. 钛合金载人球壳的疲劳寿命可靠性分析[J]. 船舶力学, 2006, 10(2): 82-86.
- [34] Ching-Yu Hsu. A study of stress concentration effect around penetrations on curved shell and failure modes for deep-diving submersible vehicle[J]. Ocean Engineering, 2005, 32: 1098-1121.
- [35] 俞铭华,王仁华,等. 深海载人潜水器有开孔耐压球壳的极限强度[J]. 中国造船, 2005, 46(4): 92-96.
- [36] P. Terndrup Pedersen & J. Juncher Jensen. Buckling Behaviour of Imperfect Spherical Shells Subjected to Different Load Conditions[J]. Thin-Walled Structures, 1995, 23: 41-55.
- [37] Cho-Chung Liang. Optimum design of multiple intersecting spheres deep-submerged pressure hull[J]. Ocean Engineering, 2004, 31: 177-199.
- [38] 刘涛. 大深度潜水器耐压壳体弹塑性稳定性简易计算方法[J]. 中国造船, 2001, 42(3): 8-14.
- [39] J. Marcinowski. Stability of relatively deep segments of spherical shells loaded by external pressure[J]. Thin-Walled Structures, 2007, 45: 906-910.
- [40] 董聪. 现代结构系统可靠性理论及其应用[M]. 北京:科学出版社, 2001.
- [41] 赵国藩. 工程结构可靠度[M]. 北京:科学出版社, 2011.
- [42] 祁恩荣,等. 半潜式平台极限强度可靠性研究[J]. 船舶力学, 2011, 15(4): 371-376.
- [43] 谢祚水,王自力,等. 潜艇结构分析[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2004.
- [44] 陈念众. 复合材料船体纵向极限强度及可靠性分析[D]. 上海:上海交通大学, 2004.
- [45] 余建星. 船舶与海洋结构物可靠性原理[M]. 天津:天津大学出版社, 2001.
- [46] 崔维成,等. 一种快速计算随机变量函数均值与标准差的新方法[J]. 船舶力学, 1998, 2(6): 50-60.
- [47] 谢元峰. 基于 ANSYS 的焊接温度场和应力的数值模拟研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2006.
- [48] 凌道盛. 非线性有限元及程序[M]. 杭州:浙江大学出版社, 2004.
- [49] 伍莉. 球形大深度潜水器耐压壳体优化设计[J]. 船舶力学, 2010, 14(5): 509-515.
- [50] GB50153-2008. 工程结构可靠性统一设计标准[M]. 北京:中华人民共和国建设部, 2008.
- [51] GB50068-2001. 建筑结构可靠性统一设计标准[M]. 北京:中华人民共和国建设部, 2001.
- [52] 中国船级社. 潜水系统和潜水器入级与建造规范[S]. 北京:人民交通出版社, 1996.

## 谢辞

本篇学士学位论文是在唐文勇老师的指导下完成的,唐老师对我毕业论文的进展情况非常关注,并且利用其丰富的经验引导我解决了在研究过程中遇到的一系列难题。在研究的过程中唐老师给予我极大的关怀和鼓励,而他严谨的学术作风和平易的待人方式更是使我受益匪浅,在此向唐文勇老师表示衷心的感谢。我还要特别感谢马增骥师兄对我的帮助。关于软件的应用、原理以及其他一些细节方面,马师兄都为我进行了细致的讲解,在快速掌握软件操作的同时让我少走了一些弯路。此外,我还要感谢王坤鹏博士、陈承皓师兄、毛风风博士、陈晴师姐给我在课题研究中的帮助。感谢 B408 学术小组,让我们的学习生活充满了欢声笑语。还要特别感谢女朋友对我的支持和鼓励,是她陪在我身边帮我一遍又一遍地练习预答辩,并且提出了许多对我非常有帮助的意见。

# ULTIMATE STRENGTH AND RELIABILITY ANALYSIS OF SPHERICAL SHELL IN 4500 METER HOV

The deep-sea manned submersibles are the advanced tools for human marine technology development, and they have been widely used in scientific survey, ocean exploration, sunken vessel salvage and other material resources exploration. Improving the technology of deep-sea manned submersibles will promote the ocean competitive capacity of our country.

The submersibles are mainly composed of two parts: pressure hull and external constructions. Pressure hull of deep submersible is an important component to ensure that the submersibles normal work and the lives and safety of staff, The merits of its design is directly related to job security and overall performance. So the pressure hull should be designed to have enough strength and should be as light as possible. For deep-sea manned submersibles, such as Alvin and Nautilie, spherical pressure hull is the most commonly used type of pressure hull. The material of spherical pressure hull is titanium alloy which has the advantages of seawater corrosive endurance, low density.

At present, the traditional submersible design is mainly based on the current submarine structure design criteria. It does not assess the true ultimate limit state and ultimate strength. In this paper, the author utilizes the non-linear finite element method and reliability theory to analyze the ultimate strength and its reliability of 4500 meters deep-sea manned submersibles, and provides a reference for the check or design of the pressure hull.

The ultimate strength can be explained as the ultimate load-carrying capability of spherical pressure hull, and it means the maximum under external pressure it could carry before the structural failure. The ultimate strength is mainly decided by two kinds of failure mode. First kind of failure is the maximum stresses reaching the yield condition which leads to final entire or partial plastic collapse. The other is the nonlinear elastic-plastic buckling leading to collapse. The minimum external pressure of the two kinds of failure mode decides the ultimate strength of pressure hull. In the first section, the author discusses the method of nonlinear finite element. The FEM has two main methods: iteration method and incremental method. In the introduction of Newton-Rophson method and arch length method, these methods are very useful in the analysis of nonlinear finite element stability problems, especially in the extreme value problems, such as ultimate load-carrying capability. Therefore, this paper uses these methods to calculate and analyze the critical load of ultimate strength. And the FEM software ABAQUS is used in this paper.

By comparative analysis between theoretical formulas and results of FE models, the article reaches the conclusion that the ultimate strength of the deep submersible pressure hull is mainly decided by its stability. In the analysis of nonlinear buckling, the ultimate strength of pressure spherical shells under different thickness-radius ratio is studied. It shows that the ultimate strength's declining is accompanied by the augment of thickness-radius ratio. And they have an excellent linear relation. The results can be used to estimate pressure hull's ultimate strength.

In the study of perfect spherical pressure hull, the author takes the influence of initial imperfection into consideration. This paper considers two modes of initial imperfection. The first one is the modulus of elastic buckling. The elastic buckling modulus imperfection means taking the result of elastic buckling as initial imperfection and leading in nonlinear finite element model. It can more accurately simulate the practical situation and get better results. In this kind of imperfection, the magnitude of imperfection is the only factor which taken into consideration. The results show that the ultimate strength and magnitude of imperfection have excellent linear relation when the perfect hull's thickness is from 20 millimeter to 90 millimeter. Comparing with the results of perfect spherical shell without imperfection, the load-carrying capability decreases almost 16.42MPa. To the small thickness-radius ratio pressure hull, the influence of elastic buckling modulus imperfection is more evident; to the middle thickness-radius ratio pressure hull, the percentage of decrease is in 15% which can be regarded as the influence of elastic buckling modulus imperfection is evident; to the thick one, the influence is not obvious. The pressure hull of 4500 meters deep-sea manned submersibles belongs to middle thickness-radius ratio pressure hull, so it is very effective to decrease magnitude of imperfection for ensuring ultimate strength of spherical pressure hull.

The other imperfection modus is partial imperfection. The partial imperfection is caused by partial deviations in the manufacturing operation. The magnitude of imperfection and range of the imperfection are considered as the factors which could have effects on pressure hull's ultimate strength. In this article, the section of imperfection area are simplify to a cubic curve. The cubic curve can ensure the continuity of the whole structure, and reflect the practical situation. The results of partial imperfection show that if the range of imperfection does not change, the relation between the critical load of ultimate strength and magnitude of imperfection are linear, and the critical load decreases when the imperfection magnitude increases. If the imperfection magnitude does not change, the curve of critical load decreases fast firstly, and then increases fast, and at last the curve becomes gentle. In the large imperfection range condition, the critical loads of different imperfection magnitude narrow the gap. The minimum extreme point appears at the angle of  $20^\circ$ . Comparing with the results of perfect spherical shell without imperfection, both imperfection magnitude and imperfection range have an impact on ultimate strength. Therefore, improving the machining accuracy and decreasing imperfection magnitude and range will help to increase the pressure hull's ultimate strength.

The welding residual stress is also a very important factor which can impact the ultimate strength of pressure hull. In the residual stress influence analysis, the residual stress's magnitude is the only factor in the study of pressure hull ultimate strength. In the paper, the author takes tangential residual stress as the initial stress and ignores the influence of axial stress and radial stress. The distribution form and magnitude is adapted from other reference, and then it is simplified to a certain extent in order to display in the finite element model. Comparing with the condition of perfect pressure hull without residual stress, it shows that the effect of residual stress is very small. When the residual stress is 400MPa, the percentage of decrease is within 3%; when the residual stress is small, its effect can be ignored.

The pressure hull of 4500 meter deep-sea manned submersibles belongs to a spherical shell with opening, and the structure of opening has an effect on ultimate strength. The ultimate strength of opening pressure hull is also discussed in this paper. After improving the structure of opening, the results show that the ultimate strength increases nearly 5MPa, and the result brings about a

striking effect. The inside diameter of spherical shell of 4500 meter HOV is 2 meters, and the thickness of shell is 52 millimeter. The result of ultimate strength is 80.27MPa, which means it is about 1.78 times than the working load. Therefore, the conclusion is the pressure hull has enough safety allowance.

In the discussion of initial imperfection's effect on the pressure hull with opening, the author analysis two kinds initial imperfection. The tendency of imperfection and ultimate strength curve is same for pressure hull with and without opening. Comparatively speaking, the effect of elastic buckling modulus imperfection is a bit bigger than the effect of partial imperfection. When both imperfections exist in the pressure hull finite element model, the ultimate strength changes little with the increase of partial imperfection magnitude. The influence of imperfection magnitude is about 8%, therefore improving the machining precision do a lot for keeping reliable ultimate strength of HOV. The ultimate strength decreases only about 0.5% when the welding residual stress is taken into consideration. Therefore, we can ignore residual stress's effect on the pressure hull with opening.

In the study of reliability, the author adopts and analyzes the dive data of Alvin to get the probability model for working load distribution of deep submersible, and get other factors' probability distribution from references. The mean value method, check point method, Rosenbluthe method and improved Rosenbluthe method are used to calculate and analysis the reliability index and failure probability of ultimate strength of pressure hull. The results show that the reliability index calculated from different method has very little difference. The maximum relative error is only about 5.7%. Therefore, the paper accepts the formula (7-52) as the limit state foundation, and then uses check point method to assess the reliability index of ultimate strength and failure probability. The final result is about 6.7for reliability index, which meets the request in object of construction production. Influence of related factors and uncertainty factors on reliability is also discussed. The differentiation coefficient of different random variables has different effects on structural reliability. Influence degree arrayed in descending: uncertain factor of structure, thickness of pressure hull, uncertain factor of external applied load, inside diameter of pressure hull. Improving the machining precision, especially for thickness of pressure will help to maintain the structural safety. And keep the HOV in a relatively steady working environment will also maintain its safety.