

上海交通大学硕士学位论文

溢油回收储存系统方案设计与系泊特性研究

硕士研究生：许莲

学 号：1130102027

导 师：万德成 教授

申 请 学 位：工学硕士

学 科：船舶与海洋工程

所 在 单 位：船舶海洋与建筑工程学院

答 辩 日 期：2017年5月

授予学位单位：上海交通大学

Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University
for the Degree of Master

**STUDY ON THE DESIGN OF THE OIL SPILL
RECOVERY AND STORAGE SYSTEM AND
THE MOORING CHARACTERISTICS**

Candidate:	Xu, Lian
Student ID:	1130102027
Supervisor:	Prof. Wan Decheng
Academic Degree Applied for:	Master
Speciality:	Naval Architecture and Ocean Engineering
Affiliation:	School of Naval Architecture, Civil and Ocean Engineering
Date of Defence:	May, 2017
Degree-Conferring-Institution:	Shanghai Jiao Tong University

上海交通大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文《溢油回收储存系统方案设计与系泊特性研究》，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期： 年 月 日

上海交通大学

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权上海交通大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保 密 ，在__年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名：

指导教师签名：

日期： 年 月 日

日期： 年 月 日

溢油回收储存系统方案设计与系泊特性研究

摘 要

伴随着海洋油气资源开发和海上石油运输业的快速发展，海洋溢油事故频繁发生，由此造成了许多严重的环境污染；由于石油难降解的特性，此类污染发生之后往往很难处理。如何对溢油进行回收、储存是现今广泛研究的课题，具备非常重要的现实意义；因此，本文针对溢油回收储存系统方案及其系泊系统特性展开研究。

数十年来，计算流体力学（Computational Fluid Dynamics, CFD）技术的快速发展和计算机性能的不断提高，基于 CFD 技术的海洋结构物数值模拟和预报越来越受到关注；本课题以 JONSWAP 波谱和 NPD 风谱为设计基础，以 ANSYS 和 Orcaflex 软件为工具，针对浮式储油罐及其系泊系统，采用静力和时域响应的分析方法，验证溢油回收系统的技术可行性，并研究不同系泊方式对于浮式储油罐静力和运动响应特性的影响，从而推荐适合我国海域特点的海底非井口溢油回收储存系统方案。

本课题首先根据溢油回收储存系统的要求，考察了不同的系统方案，提出散布式锚链系泊的钢质浮式储油罐储存方案；并对其在役和安装工况的结构强度、完整稳性和破舱稳性展开了分析，以验证结构方案的合理性，并作为进一步系泊系统动力响应特性研究的基础；其后根据拟定目标海域的水深特点，初步确定了锚链的选材，结合常见的系泊形式，分别对三种不同的系泊系统布置方案进行了考察。在此基础上分析研究了不同系泊布置的系泊静力特性、整体定位能力和工程投资，根据分析的结果选定六根锚链的布置方案。并针对确定的六锚链布置进行了详细的动态分析研究：详细考察了各个工况下储油罐的水平偏移、锚链最大张力等特性；同时，对不同水深下时程分析结果的趋势成因进行了分析，并指出浅水系泊系统设计的技术难点所在；为今后海洋溢油回收储存系统实施奠定了基础。

最后，综合分析和计算成果得出结论：对于我国附近海域海底非井口溢油回收储存系统，散布式六链锚泊的钢质浮式储油罐方案是一种适用性强、技术可行、可靠性高、一次投资造价低、建造和安装周期短、可迅速投入使用的解决方案，

可以作为海上溢油回收储存方案的备选方案，成为海底溢油事故发生后应急预案的一个组成部分，指导我国海上溢油事故发生之后的处理回收。

关键词：海上溢油回收，浮式储油罐，系泊系统，动力响应

STUDY ON THE DESIGN OF THE OIL SPILL RECOVERY AND STORAGE SYSTEM AND THE MOORING CHARACTERISTICS

ABSTRACT

Accompanied by the rapid development of the offshore oil industry, marine oil spill accidents occur frequently, resulting in a number of serious oil pollution accidents. At present, offshore oil pollution has become one of the most serious and complex problems in marine pollution. How to recover and store oil spills is a very important research topic, which is of great practical significance.

For decades, the rapid development of Computational Fluid Dynamics (CFD) technology and the continuous improvement of computer performance have attracted more and more attention in numerical modeling and prediction of ocean structures based on CFD technology. Based on the JONSWAP wave spectrum and NPD wind spectrum, the ANSYS and Orcaflex software are used as the tools to analyze the static and time-domain responses of the floating storage tank and its mooring system. The technical feasibility of the oil tank proposal, including the effect of mooring on static and dynamic response characteristics of oil storage tanks is analysed. Then the suitable proposal for recovered leaked oil storage system is recommended.

Firstly, different storage proposals for leaked oil recovery are analyzed and steel floating oil storage tank with distributed mooring system is proposed as the research object of this paper. Then the structural strength for the floating oil storage tank under operation and installation conditions, the intact and damage stability are analysed to find a reasonable structural design. Based on the characteristics of metocean data of the proposed target sea area and the common used mooring system,

three mooring arrangements are developed. Then the mooring static characteristics and overall positioning ability of different mooring arrangements are analyzed. Based on the analysis results, mooring system with six anchor chains are determined. Then the dynamic analysis for six anchor chains are carried out. The horizontal displacement of the oil storage tank, the maximum tension of the mooring chain and so on were investigated in detail. At the same time, the causes of the trend of the analysis results are analyzed, and the technical difficulties of shallow water mooring system design are pointed out. The mooring system proposal and analysis results laid the foundation for the future implementation of marine oil spill recovery and storage system.

Finally, based on the analysis results of the storage and mooring system, it is concluded that for the shallow water oil leakage, floating oil storage tank with six-chain mooring system is a recommended proposal with good technical feasibility.

KEY WORDS: Oil Spills Recovery, Floating Oil Storage Tank, Dynamic response, Mooring System.

目 录

第一章 绪论	1
1.1 研究背景和意义	- 1
1.2 储油和系泊方式国内外研究现状	- 7
1.2.1 海上储油方式	7
1.2.2 系泊方式及其动力响应的国内外研究现状	12
1.3 本文主要工作	- 17
第二章 数值理论基础	20
2.1 环境载荷	20
2.1.1 波浪理论	- 20
2.1.2 海流	23
2.1.3 风谱	23
2.2 粘性流体运动数学模型	24
2.2.1 自由液面处理	25
2.2.2 控制方程离散化	26
2.2.3 速度与压力耦合求解	29
2.3 浮体静力和动态响应分析	31
2.3.1 六自由度运动方程	31
2.3.2 静力分析	- 32
2.3.3 动态响应分析	33
2.3.4 Ochi 的极大值估算理论	34
2.3.5 浮体稳性分析	34
2.4 系泊锚链分析方法	36
2.4.1 悬链线方程	36
2.4.2 动力分析方法	37
2.4.3 系泊链流场力求解	39
2.4.4 系泊链数值模拟过程	42
2.5 本章小结	42
第三章 溢油回收储存系统方案研究	43
3.1 整体方案	43

3.2 浮式储油罐结构模型	43
3.3 浮式储油罐及系泊系统研究技术路线	45
3.4 浮式储油罐及其系泊系统分析模型	46
3.4.1 系统模型图	46
3.4.2 浮式储油罐模型	47
3.4.3 锚链模型	47
3.4.4 设计环境条件选取	49
3.4.5 系泊系统初步分析结果	51
3.5 浮式储油罐作业状态强度分析	51
3.5.1 浮式储油罐有限元模型和边界条件	51
3.5.2 浮式储油罐载荷条件	53
3.5.3 浮式储油罐有限元分析结果	54
3.6 浮式储油罐安装分析	55
3.6.1 吊装模型	55
3.6.2 吊装分析结果	57
3.7 浮式储油罐稳性研究	59
3.7.1 完整稳性	59
3.7.2 破舱稳性	60
3.8 本章小结	61
第四章 系泊系统特性研究	63
4.1 锚泊系统布置	63
4.2 不同水深下浮式储油罐系泊系统静力特性	64
4.2.1 系泊系统静力分析结果	64
4.2.2 锚链根数对储油罐定位能力的影响	68
4.2.3 系泊方案成本分析	70
4.2.4 系泊方案确定	73
4.3 系泊系统动力响应特性研究	73
4.3.1 动态模拟参数设定	74
4.3.2 动态响应分析结果	76
4.3.3 系泊动态特性	85
4.4 本章小结	86
第五章 总结与展望	88

5.1 全文总结	88
5.2 研究展望	90
参考文献	91
致 谢	95
攻读硕士学位期间已发表或录用的论文	- 96

图 录

图 1-1 墨西哥湾深水地平线事故现场	2
图 1-2 海面覆盖油膜	4
图 1-3 溢油导致海鸟大量死亡	4
图 1-4 HELIX 快速响应系统 ^[8]	6
图 1-5 海底原油泄露点模拟图	6
图 1-6 埕北油田水上储油平台	7
图 1-7 浮式生产储卸油装置	8
图 1-8 水下储油装置	9
图 1-9 新型水下漏油回收装置-方案 1	9
图 1-10 新型水下漏油回收装置-方案 3	10
图 1-11 新型水下漏油回收装置-方案 4	10
图 1-12 几种典型系泊方式	14
图 1-13 溢油回收系统	17
图 2-1 Jonswap 谱, $H_s=4.0m$, $T_p=8.0s$, $\gamma=1, 2, 5$	22
图 2-2 Ochi-Hubble 谱	22
图 2-3 NPD 风谱	24
图 2-4 输运方程一般形式的有限体积法计算网格	27
图 2-5 PISO 算法计算流程图	30
图 2-6 浮式结构物完整稳性衡准	35
图 2-7 浮式结构物破舱稳性衡准	36
图 2-8 悬链线线型图	37
图 2-9 集中质量法链锁离散示意图	38
图 2-10 系泊锚链离散模型	39
图 2-11 链锁元坐标系	40
图 2-12 节点受力分析图	41
图 3-1 浮式储油罐三维视图	44
图 3-2 浮式储油罐平面图&立面图	44
图 3-3 溢油回收储存系统方案设计流程图	46
图 3-4 浮式储油罐及其系泊系统模型图	47
图 3-5 浮式储油罐示意图	47

图 3-6 系泊链示意图	48
图 3-7 储油罐有限元模型及内部加强筋示意图	52
图 3-8 储油罐有限元模型边界条件	52
图 3-9 储油罐外部海水压力分布图	53
图 3-10 储油罐内部油舱压力分布图	54
图 3-11 储油罐内外压和环境载荷组合分布图	54
图 3-12 储油罐有限元分析结果	55
图 3-13 储油罐吊装分析模型	56
图 3-14 储油罐内筒罐壁压力分布图	57
图 3-15 吊装分析结果	58
图 3-16 浮式储油罐分舱图	59
图 3-17 完整稳性分析结果	60
图 3-18 破舱稳性分析结果	61
图 4-1 四链锚泊系统示意图	63
图 4-2 六链锚泊系统示意图	64
图 4-3 八链锚泊系统示意图	64
图 4-4 单根锚链水平力与角度变化趋势图	66
图 4-5 单根锚链垂向力趋势图	67
图 4-6 锚链垂向力（合力）编号趋势图	67
图 4-7 系泊水平刚度曲线	70
图 4-8 系泊布置方案与环境载荷方向定义示意图	74
图 4-9 波浪谱示意图	75
图 4-10 波面时历曲线	75
图 4-11 风谱示意图	76
图 4-12 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 01	77
图 4-13 平锚链 4 拉力时历曲线-工况 01	77
图 4-14 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 02	78
图 4-15 平台水平运动 Y 方向时历曲线-工况 02	78
图 4-16 锚链 5 拉力时历曲线-工况 02	79
图 4-17 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 03	80
图 4-18 锚链 4 拉力时历曲线-工况 03	80
图 4-19 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 04	81

图 4-20	平台水平运动 Y 方向时历曲线-工况 04	——	——	81
图 4-21	锚链 5 拉力时历曲线-工况 04	——	——	82
图 4-22	平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 05	——	——	83
图 4-23	锚链 4 拉力时历曲线-工况 05	——	——	83
图 4-24	平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 06	——	——	84
图 4-25	平台水平运动 Y 方向时历曲线-工况 06	——	——	84

表 录

表 1-1 储油方式优劣势对比表	11
表 3-1 储油罐尺寸表	45
表 3-2 锚链属性表	- 48
表 3-3 锚链力学属性表	48
表 3-4 海况基础数据	49
表 3-5 波浪信息表	- 50
表 3-6 风谱信息表	- 50
表 3-7 系泊系统静力分析结果-锚链受力结果	51
表 3-8 系泊系统动态响应分析结果-锚链受力结果	51
表 3-9 破舱稳性校核	60
表 3-10 破舱稳性校核	61
表 4-1 分析模型总表	65
表 4-2 系泊系统静力分析结果汇总	- 65
表 4-3 静态偏移与静态张力变化表	- 68
表 4-4 水平刚度表	- 69
表 4-5 锚链张力限值和安全系数	70
表 4-6 不同水深工况下的锚链设计破断负荷	71
表 4-7 不同水深工况下的锚链尺寸选择	71
表 4-8 锚链采购成本	71
表 4-9 锚链安装成本	72
表 4-10 锚链总成本	- 72
表 4-11 设计输入数据表	73
表 4-12 分析工况表	- 74
表 4-13 分析结果汇总表-工况 01	76
表 4-14 分析结果汇总表-工况 02	78
表 4-15 分析结果汇总表-工况 03	79
表 4-16 分析结果汇总表-工况 04	81
表 4-17 分析结果汇总表-工况 05	82
表 4-18 分析结果汇总表-工况 06	84
表 4-19 分析结果汇总表-水平偏移结果	- 85
表 4-20 分析结果汇总表-锚链受力结果	- 86

第一章 绪论

1.1 研究背景和意义

19 世纪末期以来，伴随着第二次工业革命的步伐，全球经济得到了突飞猛进的发展；与此同时，能源，尤其是被称为“黑金”和“工业的血液”的石油资源，在人类的生产生活中占据了愈加重要的地位，人类对石油资源总量的消费需求日益增加。进入 21 世纪，这种需求的增长势头更加强劲：不仅发达国家每年消费大量的油气资源，发展中国家，特别是我国，随着近年经济的快速赶超，对石油总量的需求一直处在稳步提升过程中。2003 年中国石油消费总量近 2.7 亿吨，这是我们第一次在石油消费总量上超越日本，位列世界能源消费总量排行榜的第二位；2015 年我国的石油消费总量更是达到惊人的 5.6 亿吨，十二年间增长到原来的 2.1 倍。在石油需求量的不断增加和陆地油田接近枯竭等因素的作用下，世界范围的石油工作者都将目光由陆地逐渐转移到了海洋，海洋石油的开采和海上石油运输业不断壮大。对我国来说，中国大陆濒临渤海、黄海、东海和南海，坐拥 300 万平方公里的海疆，海底石油资源蕴藏的储量是十分丰富的。根据发改委的相关公开数据：我国海洋石油资源探明的储量已经达到了 246 亿吨；仅中国海洋石油总公司，海上油气的年产量就已超过 5000 万吨，我国已经处于海洋油气生产大国的行列。十二五期间，在新的油气资源勘探方式的支持下，我国在东海、南海和渤海的多个区块相继发现了亿吨级整装大油田^[1]。

人类对于石油的大规模开采利用已经超过了—个世纪，石油在人类的生产生活中占据了不可撼动的地位。诚然，随着时代的发展，近期石油产业也出现了一些危机：一方面，自 2014 年底以来，由于国际原油市场的供过于求，国际油价一直相对较为低迷，出现了延续至今的—石油行业严冬”。但是，2016 年 12 月 10 日，欧佩克成员国和非欧佩克产油国的石油部长联合宣布达成减产协议，这是 15 年以来的首次联合减产声明，欧佩克和非欧佩克产油国都正式加入了此次的—减产大军”。声明发布当日，国际的油价和股市都出现了较大幅度的上涨，油价逼近了 55 美元/桶，这是石油产业缓慢复苏的前奏。另一方面，虽然风能、太阳能、潮汐能等可再生能源越来越多的进入公众视线；但是，受限于目前的开发技术，新兴可再生能源在能源转化效率，开发成本等方面相较于石油有着相当大的劣势。因此，石油特别是海洋石油在未来相当长一段时间内仍将占据人类能源结构的重要位置。

伴随着海上石油产业的发展，海上溢油事故在海洋石油生产、运输和储存等各个环节不断发生，由此带来了非常严重的环境污染问题。目前在所有各类对于海洋环境的污染问题中，海洋石油带来的污染是后果最为严重、处理起来最为复杂的问题之一。造成海上溢油事故的原因是多种多样的：但总结下来主要是各类海洋石油开采、储存、处理和外输等设施的偶然事故或由于人为或自然的地质条件变化而造成的。

数据表明海上溢油污染的主要来源是油轮，其次是浮式储油罐及输油设备。近期主要的海洋石油泄露事故如下：

2002年11月23日，装载8万吨原油的马耳他籍“塔斯曼海号”油轮与中国籍油轮“顺凯一号”相撞，由此造成了大量原油泄漏，对附近海洋环境造成了严重的污染；

2005年6月至12月间，胜利油田的一根海底输油管道遭到了盗油团伙盗油，引发大量原油外泄；同年12月，“大庆91号”油轮在原油运输途中发生了舱裂，也造成了大量泄漏；

2006年3月，美国阿拉斯加州北部的一根海底油气输送管道发生了严重的石油泄漏，事故造成了大于1000吨的原油泄露，对于附近海域带来了严重的污染；

2010年4月，震惊世界的墨西哥湾“深水地平线”事故发生，这是位于美国墨西哥湾的一处半潜式钻井平台，此事故带来了大量的原油泄漏，这也是历史上第一次在超过500米以上深海的原油泄漏事故。由于事故较为严重，封堵工作直到7月份才成功，但大量泄漏的原油已经造成了严重的经济和环境悲剧；



图 1-1 墨西哥湾深水地平线事故现场

Fig. 1-1 Deepwater Horizon in flames after the explosion

2010年7月16日，大连新港附近海域的输油管道发生了爆炸起火事故，引起了103号储油罐燃烧，大量原油泄入海中，造成海域大面积污染；

2011年6月，由康菲石油中国有限公司开发的蓬莱19-3油田B平台东北约650米处，出现油气泄漏，可观察到不断有油气从海底冒出。事故发生后，虽然该公司采取了一定的措施阻止溢油，但是直到两个月后还是观察到有石油泄露，此事故对周边海洋环境造成极为恶劣的影响；

2011年11月，巴西里约州的Frade油田发生原油泄漏，此次原油泄露事故使160平方公里的海域遭到污染；

2017年1月，一艘万海航运公司船只和APL船运公司船只在马来西亚巴西古丹(PASIR GUDANG)港口外发生碰撞。APL船只的一个燃油舱被撞坏，导致约300吨石油泄漏。

根据美国官方的公开数据，每年有30~40万吨原油发生泄漏进入大海。我国相关统计数据显示，1973~2006年间，我国由于船舶事故造成的海上溢油总量为37077吨；除此以外，浮式储油罐以及各种海上储油设备发生意外，水下井口事故或由于人类开采活动造成的海底泥面处溢油，以及海底管道的穿孔、破裂等因素也都会造成原油的泄漏。近年来，我国每年排入大海的石油约 12×10^4 t，并且污染还在日益加剧^[2]。

海洋溢油事故按照原油泄露位置的不同，可以划分为海面溢油和海底溢油两种方式，这两种溢油在事故处理回收措施上存在很大的不同。海面溢油指溢油发生在海面附近，包含各类船舶事故和海上石油开采、处理、储存和输送设施的意外事故造成的海面附近的原油泄漏；海底溢油是指溢油事故发生在接近海底泥面的位置，主要包含沉船事故、海底管道破裂、水下采油装置事故及地质变化造成的原油溢出。

海面溢油将形成大面积的油膜，油膜随着海风、海流等作用发生漂移、扩散，带来更大面积的污染，并且最终可能到达海岸线，污染海上交通安全和海洋环境；同时由于原油聚集海面，油膜较厚时还容易酿成爆炸和火灾事故，造成更为严重的环境破坏、经济损失和人员伤亡^[3]。

海底溢油由于原油与海水的密度差，凝固点较低的溢油将向上扩散，直至海面；凝固点较高的原油可能直接粘附于海底；这两种情形都将严重破坏海水水质和海底地貌，使得海洋动植物的生存环境遭受严重的损伤，进而影响到整个海洋生态系统的安全稳定。



图 1-2 海面覆盖油膜

Fig. 1-2 Oil Film on Sea Surface



图 1-3 溢油导致海鸟大量死亡

Fig. 1-3 Oil Spill Caused Dead Sea Birds

总而言之，海洋石油泄漏给海洋和近岸环境带来的影响是多方面的。一次意外的原油泄漏事故会给所在海域和沿岸造成严重的环境问题、经济问题和社会问题，一次大的溢油事故造成的影响会持续十几年甚至更长的时间。

因此，如何快速高效的对溢油进行回收处理已经成为当今世界各国所关注的重要课题。从海洋从海洋石油开发行业来看，目前溢油事故和相应的应急回收处理可归纳为三种类型：

其一是针对海洋表面浮油的处理，赵文芳^[4]等将浮油处理方法进行了归纳总结，主要有物理、化学和生物处理法三大类。物理处理法是利用物理或机械装置来回收溢油，主要包含较为成熟的溢油清污船、围油栏、吸油毡、油拖把、撇油器等，潘航波^[5]等提出了浮筒式浮油回收装置的设计方案；采用物理处理法回收溢油的优势在于其处理过程中不会生成新的对环境造成二次污染的产物，但其劣势在于溢油回收处理的不够彻底，难以避免会遗留部分表面油膜及海水中溶解的油品；化学处理法主要包含两类，其一是加入化学助燃剂引燃溢油，从而消耗溢油；其二是加入化学药剂与溢油发生物理化学变化，从而使溢油变得容易降解或回收，但化学处理法不可避免的会造成二次污染；生物处理法是利用具备较强的氧化分解石油能力的微生物来处理溢油，这种方法具有超级环保的特点，但是一旦出现大规模的溢油或是油层较厚时，由于营养和供氧不足，微生物的降解速度较慢，因此目前实际应用仍然是较少的。海洋表面浮油的处理方法已经使用多年，具备较为成熟的实践经验。

其二是针对海底井口井喷设置的水下应急封井回收技术，该技术在墨西哥湾深水地平线（Deepwater Horizon）事故之后得到了迅速的发展，并且形成了较为成熟的体系技术。李迅科^[6]和苏尚文^[7]等总结了当前主要的水下应急封井技术，目前比较有代表性的是 MWCC（The Marine Well Containment Company）的水下油井封井系统（MWCS: The Marine Well Containment System）、Helix 公司的快速响应系统（HFRS: Helix Fast Response System）和 Wild 井控公司的油井封井回收系统^[8]；三者的基本思路都是在水下井口防喷器上再加封井器、进入连接器，同时配备输油管线将原油输送至生产处理浮式储油罐，再外输到储存油轮和穿梭油轮；此类方案涉及资源较多、救援船舶动员时间较长、花费巨大，但对于水下井口事故有着非常好的处理效果。

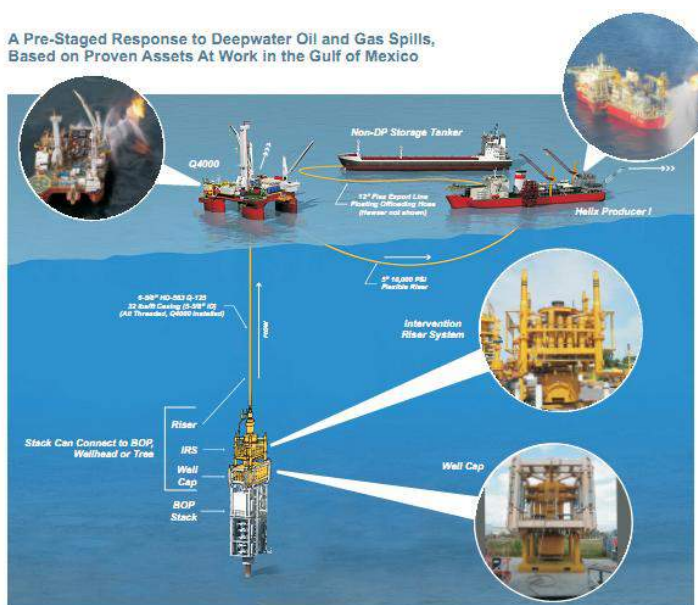


图 1-4 HELIX 快速响应系统^[8]

Fig. 1-4 Helix HFRS System^[8]

其三是针对海底非井口的溢油回收方案，此类溢油事故可能是由于井口防喷器失效、原油直接经由泥面裂隙涌出或海底管线破裂造成的；如 2011 年康菲蓬莱 19-3 油气田泄漏事故，油气从井口附近地层涌出，是没有办法按照 MWCC 或 HELIX 的应急封井系统布置封井器并进行后续操作的；如按照海上浮油的处理方法，也将会存在很大的问题：因为海底溢油扩散到海面的过程中，会形成大面积的分散油膜和油带，对环境造成较大的影响，若其扩散到海岸，其处理难度更会大大增加；因此有必要从泄露源头开始治理。此类溢油事故的处理方案国内外研究较少、并不成熟，其基本思路是在溢油点设置集油罩，将溢油收集，再通过适当的装置进行储存及外输。

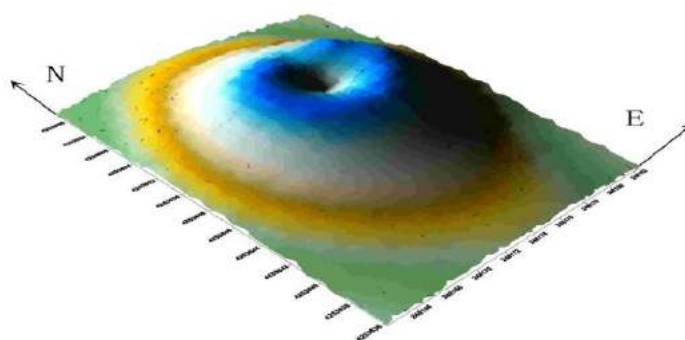


图 1-5 海底原油泄露点模拟图

Fig. 1-5 Simulation Diagram for Subsea Oil Leakage point

总体来讲，为了能将原油泄漏控制在最小的范围内，最为有效的溢油回收方案就是直接在溢油点处收集溢油，如此便可以从源头上控制原油泄漏的危害。

鉴于前两类溢油回收系统相对经过了较长时间的发展，技术较为成熟，本文仅针对第三种事故类型（原油从海底非井口位置溢出）展开研究；完整的海底非井口溢油应急处理系统涉及到溢油收集、储存和外输系统等多方面内容，工作量较大，因此本文仅针对溢油回收的储存系统展开研究。

1.2 储油和系泊方式国内外研究现状

随着海洋石油开采由近海逐步向深远海发展，原油的海上储存成为行业从业者越来越关注的问题。

1.2.1 海上储油方式

海上贮油分为水上贮油、水面贮油和水下贮油三种主要方式。

1.2.1.1 水上贮油

水上储油是将贮油罐放置在固定式海洋工程设施之上，这种储油方式安全性高、外输方便；但是储存容量有限，仅适用于较浅水域、产量中等的油田，而且工程投资大，建造施工和安装周期相对较长。



图 1-6 埕北油田水上储油平台

Fig. 1-6 Oil Storage Platform for Chengbei Oilfield

1.2.1.2 水面贮油

水面贮油是采用油轮或油驳贮油，这种贮油方式容量大、机动性强，广泛的应用在浮式生产系统上，但是这种贮油方式容易受到海况变化的影响，关键技术和主要设备都是依靠国外进口，因此开发成本相对高昂。



图 1-7 浮式生产储卸油装置

Fig. 1-7 FPSO

1.2.1.3 水下贮油

水下贮油是指贮油罐位于海底，或位于海面以下，海底以上。这种贮油方式相对安全、费用低、容量大，能够适应多种开发需求。水下贮油由于储油罐结构位于水面以下，因此能有效避开波浪能集中区域，承受波浪荷载较小；在海况恶劣时也不会影响油井的生产和储存作业。

水下储罐和众多的海洋结构建筑物一样，一般在岸上建造，然后拖运（干拖或湿拖）到预定的安装位置再充水下沉。国内外目前传统的水下储油罐多为钢筋混凝土储罐，余萍等^[9]总结了常见的水下储罐形式，如带环形底盘的储罐、倒盘形储罐、双圆筒混凝土水下油罐、带防波墙的立式钢筋混凝土水下储罐、椭圆抛物面形、钟形水下混凝土油罐、带浮顶的立式圆柱形海中储罐等几种主要形式。韩长青^[10]等和徐松森^[11]等总结归纳了水下储油罐的特点，其主要优点在于由于其位于海面以下，受到波浪力、冰力等环境载荷的影响较小，且罐体重心较低，因此具有良好的抗震性能；缺点在于其为大尺度水下潜体，罐体所承受到的海流、内波等的载荷作用较大。水下储罐的最大局限性在于其对座底位置海底泥面的地质要求：水下储罐要求其座底位置的泥面水平度较好、承载力较高、地质条件比

较稳定等；而如果海底溢油发生，则意味着附近泥面地质稳定较差，因此水下座底储罐不适于海底溢油应急回收的储存。

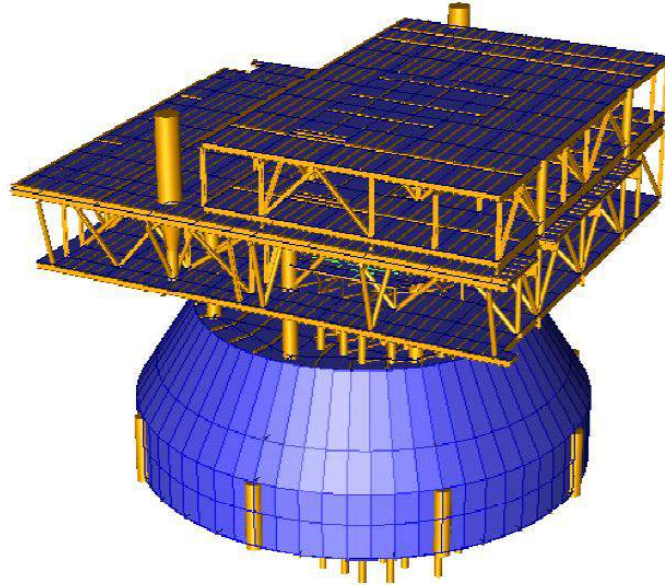
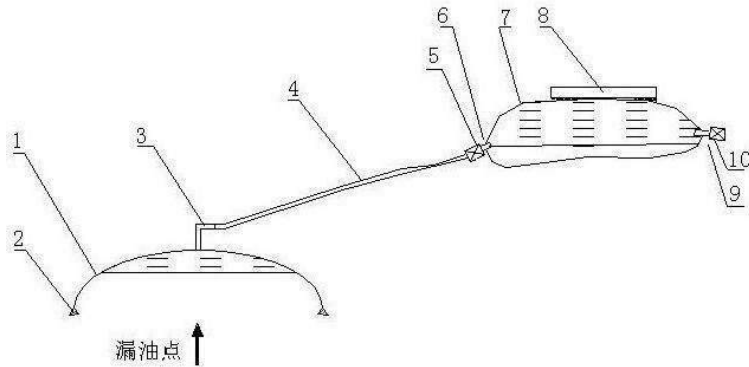


图 1-8 水下储油装置

Fig. 1-9 Subsea Oil Storage Tank

2012 年初新杰等针对海上溢油回收提出了四种“新型水下漏油回收装置”。第一种方案^[12]为在溢油点上方固定柔性收集罩，从而直接在溢油点处将溢出原油收集，如此可有效防止原油在上浮的过程中随海流扩散，并通过输油软管将收集到的原油输送到水下收集囊，实现溢油的应急回收。



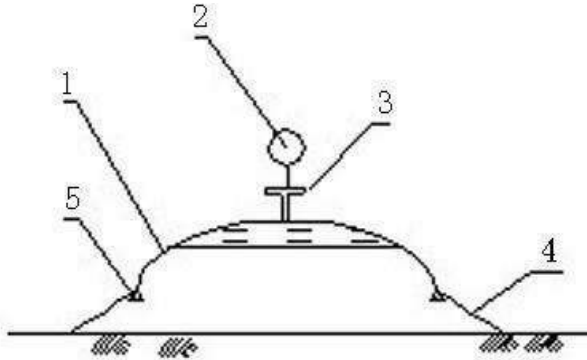
(1) 软体收集罩 (2) 固定体 (3) 输出端 (4) 软体管道 (5) 1#阀门 (6) 1#连接管 (7) 软体储罐 (8) 浮体块 (9) 2#连接管 (10) 2#阀门

图 1-9 新型水下漏油回收装置-方案 1

Fig. 1-9 Subsea Leaked Oil Recovery System-Proposal 1

第二种方案^[12]与第一种方案相类似，主要差异在于采用刚性收集罩。

第三种方案^[13]采用柔性收集罩，但取消了单独的储油囊，包括柔性收集罩、浮力组件、出口管件、缆具、配重装置或配重框；柔性收集罩由薄膜状不透水材料制成。

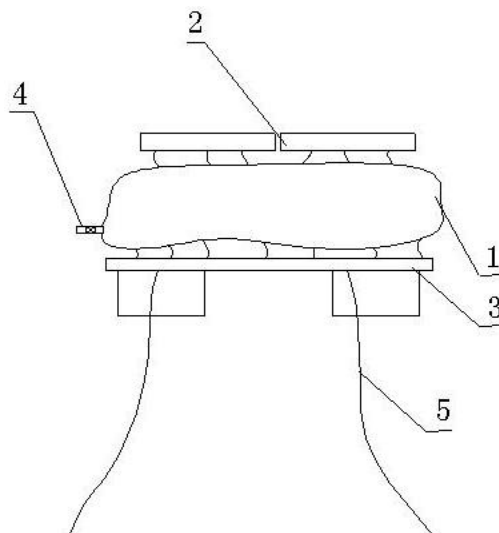


(1) 柔性收集罩 (2) 浮力组件 (3) 出口管件 (4) 缆具 (5) 配重装置

图 1-10 新型水下漏油回收装置-方案 3

Fig. 1-10 Subsea Leaked Oil Recovery System-Proposal 3

第四种方案^[14]自吸式水下漏油集储装置，该装置在常规软体储罐上下侧分别设置浮力组件和配重组件，应用时放置于海底或用缆绳固定使之悬浮、漂浮于海中。浮力组件和配重组件产生的张拉力使软体储罐内部产生负压，以实现油水混合物自吸。



(1) 软体储油罐 (2) 浮力组件 (3) 配重组件 (4) 吸口组件 (5) 缆具

图 1-11 新型水下漏油回收装置-方案 4

Fig. 1-11 Subsea Leaked Oil Recovery System-Proposal 4

1.2.1.4 小结

本文列举了三种主流储油方式的优缺点，现将相关分析结论整理如下：

表 1-1 储油方式优劣势对比表

Table 1-1 Strength and Weakness Comparison Table for Different Oil Storage Proposal

	优势	劣势
水上储油	安全，外输方便	容量有限，投资大、建造施工安装周期较长
水面储油	容量大、机动性强	受海况影响大，开发成本较高
水下储油	容量大、受波浪和风载影响较小，抗震性能良好、相对安全	水下罐体受海流和内波作用大；刚性座底储罐对海底泥面地质要求较高；水下柔性收集囊材料尚未得到有效的验证和工程实践；且储油体积受限

整体来看，作为溢油回收的储存装置，水下储油的方式具备一定的优势，特别是初新杰等提出的柔性水下收集囊的方案，相对较为适用于海底溢油回收方案的应用。但此方案也具备一定的局限性：首先水下柔性收集囊材料尚未得到有效的验证和工程实践，其连接管口、软管、自吸式的负压控制等一系列问题并未得到真正解决，特别是在我国南海，显著的内波作用将会对水下软管受力状态产生较为严重的影响，如水下收集囊在使用过程中出现事故，将不可避免的造成二次污染；其次由于水下柔性收集囊的储油容量受到自身体积限制，如溢油量较大，则会涉及到频繁的水下解脱和安装，增加现场作业的工作量。

综合上述分析结论和海上溢油回收的要求，本文推荐采用简易钢制浮式储油罐作为海上溢油回收的储存系统。这种储油方案属于水面储油方案的一种，但不同于常规投资巨大的浮式储油轮，其结构简单，建造方便，具有较好的经济性和适用性：

1. 钢材作为一种最常见的材料，具有加工制造迅速简便，施工安装资源丰富、经验成熟、可以在短期内投入使用等特点，在海洋工程中获得了广泛的使用；
2. 钢质储油罐可以根据实际海底原油泄露量调整体积，适用于不同溢油回收量的需求；

3. 钢制浮式储油罐利用置于水面以上的软管进行原油外输，可以非常容易满足回收之后的溢油外输的需求。
 4. 以钢制浮式储油罐为储存系统的溢油回收储存装置具有一次安装投入使用可以满足长期作业需求的特性；
 5. 从经济性来看，钢材成本较低；且由于其可长期持续作业的特性，避免了多次重复海上施工作业，整体经济性良好；
- 因此对于海底溢油回收来说，钢制浮式储罐是一种非常可靠的基础选择方案。

1.2.2 系泊方式及其动力响应的国内外研究现状

在设计系泊于浅海的浮式储油设备时，对海洋环境载荷作用下浮式储油设备与其系泊缆索进行耦合动力分析，正确判定浮体的运动响应和系泊缆索的张力是十分重要的。

海洋浮式结构的设计分析手段是在逐步发展的，从最初的经验方法到理论方法，从传统的二维方法到现在广泛应用的三维方法，分析结果的准确性有了大幅度提高。波浪载荷是海洋浮式结构所承受的最主要荷载，波浪载荷的经验计算公式主要是莫里森公式（Morison）。该经验公式在研究近海固定式结构在波浪中受力问题的应用非常广泛，其中桩柱波浪力的研究是其总波浪载荷计算的基础。对于小尺度构件（即构件直径与入射波的波长相比尺度较小的构件），该经验公式具备足够的分析精度；其局限性在于没有考虑浮体的绕射效应，而且不规则剖面的相关计算系数较难确定。近 30 年来随着计算流体力学（CFD）及其前后处理软件的迅速发展，三维水动力频域理论取得了显著的研究进展，采用频域函数法高速、准确地预报任意形状三维浮体在波浪中的绕射和辐射问题成为可能。

系泊系统一般由锚链和锚两部分组成，锚链上端与被系泊的浮体结构相连，下端与各种类型的锚相连。锚链系泊的方式借鉴了传统的船舶锚泊方式，随着海洋工程的发展，目前很多浮式海洋工程设施都采用此种系泊方式。系泊系统的安全可靠是浮式海洋工程设施能够安全运营与正常操作的基本保障。对于船舶与海洋工程领域来说，集安全可靠和经济性于一体、能够适应浮式海洋结构物所处海洋环境和运营条件的系泊系统设计，是所有浮式海洋工程设施都面临着一个重要课题。

系泊系统的设计分为静力分析和动力分析两个阶段，静力分析是系泊系统设计分析的第一步，也是动力分析的基础。由于海洋浮式结构物一直处于波浪、海流和风的共同作用下，因而动态响应分析在整个数值模拟过程中极为重要。精确模拟整个系统的动态响应特性，是实现整个系统安全、可靠、经济设计的关键。

作用在海洋浮式结构物系泊系统上的载荷，按其随时间变化的不同特点可划分为：①数值恒定的平均载荷；②缓慢变化的低频载荷；③以波浪频率变化的高频载荷。平均载荷使结构维持一个平衡位置，结构将围绕这一平衡位置做振荡运动。低频力是由于不规则波引起的二阶漂力，会使结构发生慢漂振荡。高频力就是线性波浪载荷，因为波频比系泊系统的固有频率通常高很多^[15]，在系泊分析计算中可以与低频力分开各自考虑后按照一定规范要求组合，也可以在时域分析中统一考虑，具体处理方法视设计阶段、设计深度与关心的控制因素而定。

系泊系统的设置主要是为了减小浮式结构物在水平面内的运动，同时也需要满足系泊锚链系统的经济性要求，即不产生过大的系泊力。要同时满足上述两个要求，系泊系统的刚度设计是关键。系统刚度主要来自系泊锚链本身的重力、系泊系统的浮力或材料弹性。

目前有多种用于浮体结构定位的系泊系统，按照单根锚链形式划分，可分为悬链线系泊(catenary mooring)、张紧式系泊(taut mooring)或半张紧式系泊(semi-taut mooring)、张力腿系泊(tension leg mooring)等^[16]。悬链线系泊系统，即展开式系泊系统，由悬链线锚链的重力和几何作用产生回复力实现浮体结构物的系泊。此外，按照系泊点的个数，可分为单点系泊和多点系泊系统。系泊方式的选择是根据系泊力的大小、水深、地形和海床条件等多种因素共同确定的。

关于浮式储油罐和储油罐锚泊系统在波浪作用下的动力响应研究的文献较少，但是在文献调研过程中，有一种海洋工程浮式结构物与本论文研究的浮式储油罐极为相似，即浮式防波堤。浮式防波堤通常由堤体和锚泊系统组成。根据堤体结构的弹性性能，浮式防波堤可以分为刚性防波堤、柔性防波堤以及由刚性和柔性材料组合而成的混合式浮式防波堤^[17]。其中，刚性防波堤在波浪作用下堤体不发生变形，以浮箱式防波堤和浮筒式防波堤较为典型。常见的浮箱式防波堤有单箱式防波堤和双箱式防波堤，这种防波堤通常由钢板或混凝土制成。浮筒式防波堤包括双浮筒式防波堤、多浮筒式防波堤等等。柔性防波堤在波浪作用下可改变其形状，诸如床垫式、模块之间以浮式铰接连成的防波堤等等。由刚性体和柔性材料组合而成的混合式浮式防波堤是近年来出现的一种结合刚性材料和柔性材料特点的浮式防波堤。

本文的浮式储油罐可以借鉴浮式防波堤的锚泊方式。浮式防波堤主要有垂直导桩锚泊和锚链锚泊两种锚泊方式。垂直导桩锚泊可以限制浮式储油罐的横荡和横摇运动，在海况载荷下只发生升沉运动，可以避免浮式储油罐在波浪作用下运动时锚泊系统拉力过大导致锚链断裂，但这种方式会带来导桩弯矩以及水平力过大的问题，一旦导桩设计不当，浮式储油罐的系泊安全将无法得到保证。锚链锚

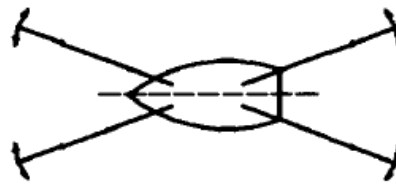
泊的锚链下端通过混凝土块、船锚、水下打桩以及吸力锚等方式与海底锚固。在锚链系泊方式下，浮式储油罐在波浪等海况载荷作用下做类似于船舶运动中的纵荡(Surge)、横荡(Sway)、垂荡(Heave)、横摇(Roll)、纵摇(Pitch)、艏摇(Yaw)共 6 个自由度的运动。

Pangalila^[18]采用悬链线方法研究半潜浮体的系泊系统受力，并将理论分析结果与试验数据相互验证。结果表明在水深较小时，系泊系统的布置方式对浮体的影响更大，而增加系泊锚链的数量可以降低锚链张力。

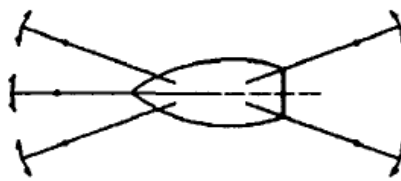
Gault^[19]基于悬链线法分析了锚链的张力和形状，研究过程中为考虑了锚链与土壤的相互作用，研究结论表明土壤对锚链的形状有显著影响。

2005 年，肖等^[20]采用三维锚链线静力模型与频域浮体运动模型耦合，求得锚链浮体运动响应和锚链张力变化。计算结果表明当预张力大于阈值时，浮体运动幅值变化不大而锚链线张力显著增加。

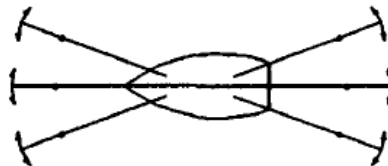
在海洋工程中，浮式结构物通常处于波浪、海流和海风等多种海况共同作用下；为了保证海洋浮式结构物的正常作业要求，浮体结构的运动幅值必须限制在一定范围之内。因此多锚链散布式系泊成为海洋工程中应用最为广泛的一种系泊方式。几种常见的锚链系泊布置方式如下图所示：



(a) 四链锚泊



(b) 五链锚泊



(c) 六链锚泊

图 1-12 几种典型系泊方式

Fig. 1-12 Typical Mooring System

经繆馥星^[21]计算, 相同环境条件下, 多锚链需要的安全锚链长度要比单根锚链所需的最小锚链长度短 40%, 这样可降低材料费, 又可以满足系泊稳定性的要求。

2007 年, 陈等^[22]将锚链考虑为可拉伸的悬链线, 建立锚链力的求解方程。以浮体在各个方向的所受力(矩)的平衡为收敛条件, 通过迭代求解锚泊浮体系统在海流作用下的平衡位置。结果表明, 投锚误差对浮体平衡姿态有较大影响, 同流的存在会带来浮体初始平衡位置的改变, 在计算中必须考虑海流的作用。(水流作用下锚泊浮体平衡位置及姿态的求解方法)

2008 年, 侯勇^[23]在通过实验室物理模型试验研究了规则波作用下 11 种工况的单方箱模型水动力特性随着影响因素(锚链相对拖地长度 L_t/L_s 、锚链刚度 k 、导链孔处锚链与水平线的夹角 α 、模型相对吃水 S/d 等)的变化规律。实验结果表明: 各种影响因素下, 横荡和垂荡值基本上均随着相对宽度的增加而减小, 横摇则随相对宽度的增加先减小后增加再减小。波高与不同的影响因素组合对运动特性的影响规律不同; 迎浪面锚链力、背浪面锚链力以及模型所受锚链总力特性随着影响因素的不同而不同; 背浪面锚链受力特征与迎浪面相似, 只在数值上要小于迎浪面, 模型所受锚链总力的特征与迎浪面锚链力相似, 且数值上相差不大。

2012 年, Erik Byholt Hanssen^[24]采用 Orcaflex 软件进行浮体 (Sevan Hull)、锚链和立管的整体耦合分析, 并与实验数据进行对比, 结果表明 Orcaflex 整体耦合分析结果与试验结果符合度较高, 但低频运动的幅度略高于模型试验结果。

2013 年, Hongjian Cao^[25]等采用 naoe-Foam-SJTU 软件进行复试 TLP 平台系泊系统和平台的运动耦合分析, 分析结果表明, 波浪对船体纵荡具有明显影响。

2013 年, 刘远传^[26]等采用 naoe-Foam-SJTU 软件对于半潜浮式平台在悬链线系泊锚链作用下的波浪动力响应进行了分析。

2013 年, Yuanchuan Liu^[27]等采用 naoe-Foam-SJTU 软件对于海上观测平台在波浪作用下的运动响应做了模拟, 揭示了海上观测平台在不同工作模式下的动态响应特性。

2013 年, 刘远传^[28]等采用 naoe-Foam-SJTU 软件对于浮式码头六自由度运动和锚泊系统作用力的变化进行了分析。

2014 年, 王建华^[29]等对一座分布式系泊系统的浮式码头在入射波浪作用下的运动响应进行了数值模拟。文中系泊系统的求解采用基于集中质量法的动力分析方法, 并且将结果同静力分析进行对比, 得出了采用动力分析方法的可靠性和必要性。

2015 年, Yuanchuan Liu^[30]等分析了系泊系统对于半潜式平台动力响应的影响。

2015 年, 郑^[31]等对不规则波作用下固定方箱形浮式结构物的受力进行数值模拟, 并与规则波的受力结果进行比较。研究表明不规则波与规则波情况相比, 方箱的水平向受力变化幅度减小, 垂向受力和横摇力矩则幅值增加。

2015 年, Carl Trygve Stansberg^[32]等对恶劣海况下系泊设计中波浪力模拟的挑战进行了总结归纳, 结果表明波流相互影响、粘性波浪漂移力、大体积非线性波浪下的浮体运动是需要重点关注的问题。

2015 年, Young Chan^[33]等采用 CFD 手段对于 Gulfstar 系泊系统的疲劳进行了评估, 将 CFD 计算结果与实测的差异进行了对比, 并提出了减少疲劳影响的措施。

2016 年, 姜^[34]等对于一座半潜平台的系泊系统进行时域耦合分析。分析结果表明, 二阶慢漂运动的运动幅值大于一阶波频运动幅值, 因而二阶慢漂运动是主要影响因素。

2016 年, Yao Peng^[35]等对于两种不同形式下的半潜平台在海浪作用下的动力响应进行了分析, 描述了锚链受力和浮式平台的运动响应特性。

2016 年, Xiaotong Zhang^[36]等对半潜平台及其系泊系统的动力响应进行了分析, 分析结果表明, 锚链数量和角度对于半潜平台的运动和锚链疲劳有一定影响。

2016 年, 庄园^[37]等应用重叠网格方法对于单点系泊的 FPSO 在波浪下的运动响应进行了分析, 计算分析的结果验证了利用 CFD 技术和重叠网格技术和重叠网格方法对带有锚链的 FPSO 运动的有效性, 同时分析了在波浪下 FPSO 六自由度运动响应和锚链受力情况。

2016 年, Yongyan Wu^[38]等针对澳大利亚西北部油气田开发的船体、系泊系统和立管概念方案的选择做了研究, 结果表明, 系泊系统的布置对于油气田开发方案的成本存在较大的影响。

2016 年, Xavier Schut^[39]等采用和声搜索的时域响应方法进行了系泊系统的优化, 结果表明和声搜索的方法作为一种高效的系泊设计方法可以大大降低搜索最优解的时间。

2016 年, B.Albisu 等^[40]提出了为了应对更恶劣环境、更大水深的高强度系泊锚链: 极限破断强度为 1100MPa 的 R5S 级别和极限破断强度为 1200MPa 的 R6 级别。

2016 年, F.G. Efraimsson 等^[41]针对极地钻井提出了一种适用于第 6 代钻井船的可解脱塔式系泊系统, 将系泊塔及系泊系统完全置于海面以下, 可以适用于极地冰区环境的需求。

1.3 本文主要工作

尽管目前对海洋石油溢油事故回收和储存已经进行了相当多的研究工作，取得了一定的成果。但是，对于海底非井口的溢油收集、储存仍然没有特别成熟的工程经验。因此，本文以海底非井口的溢油收集储存方案为研究对象。

溢油回收的储存方案包括水上贮油、水面贮油和水下贮油三种方式：水上贮油方式容量有限，工程投资大，施工周期长；水下贮油安全、费用低、容量大，能够适应海上油田向远海、深海开发及水下生产系统的需要，但是对于海上溢油回收的储存装置来说，由于各类型水下储油方式的局限性，其在海底溢油回收储存应用的可靠性和适用性仍有待考证；应用传统油轮进行储油的方式储油容量大，机动性强，但其受海况影响较大，且开发成本高昂；而简易钢质浮式储油罐将储油罐置于海面，并通过锚链将其固定在海底，同时通过输油软管将收集到的溢油外输，具有适用性强，可靠性高，一次投资造价低，建造和安装周期短，可迅速投入使用的特点，因此，非常适合于溢油回收的储存。

针对海底泥面非井口位置的溢油回收，本课题设计的回收方案由集油罩、输送软管、浮式储罐及外输装置四个主要部分构成。各部分主要功能如下：

- (1) 集油罩及其固定系统，用于收集海底泄露原油；
- (2) 输送软管，将集油罩内的原油输送到浮式储罐；
- (3) 浮式储罐及系泊装置，浮式储油罐用来储存所收集到的泄露原油，系泊装置为散布式悬链线式钢锚链，锚链下端采用吸力锚固定于海底泥面；
- (4) 外输装置（漂浮软管），将浮式储罐内的原油外输到穿梭油轮。

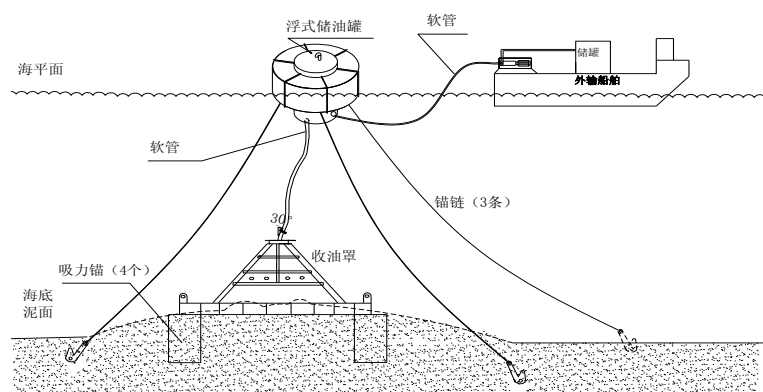


图 1-13 溢油回收系统

Fig. 1-13 Leaked Oil Recovery System

该系统的上述四个组成部分，每个构成部分都存在一定的技术难点，由于篇幅有限，本文仅针对溢油回收储存系统方案及其系泊装置展开研究。

溢油回收储存系统方案的研究包括浮式储油罐结构和系泊系统两个组成部分。本课题钢质浮式储油罐采用多链锚泊系统，拟针对多种环境载荷下的浮式储油罐及其系泊系统的静力和动力响应展开分析，以探索浮式储油罐的结构方案及其在不同的系泊方式下的静力和动力响应特点，从而推荐最适合的系统方案和系泊方式，以作为今后海底溢油应急回收处理的参考。

现将本课题各章节讨论的具体内容汇总整理如下：

第一章绪论主要介绍了本课题的研究背景，现实意义和国内外的研究现状。首先从能源开发需求和海底溢油事故现状，阐述了研究溢油回收系统方案的重要意义；接着对比了各种海上储油装置在应用于溢油回收处理时的优劣势，提出简易钢质浮式储油罐的方案；之后分别从储油方式和系泊方式两个方面阐述了国内外的研究进展和研究方向，为本文的工作明确了研究方向。

第二章数值理论基础主要阐明了本课题数值模拟所用到的理论基础。包括环境荷载的选取、波浪谱的选择，粘性流体运动数学模型，浮体静力和动态响应分析以及系泊锚链的动力分析方法。

第三章主要目的在于确定浮式储油罐的结构方案，首先根据溢油回收储存系统的要求，对于储油罐的结构方案进行了初步设计；其次对于浮式储油罐在役工况和安装工况的结构强度展开了分析，并对浮式储油罐的完整稳性和破舱稳性展开了分析。由此得出合理的浮式储油罐方案，以作为进一步系泊系统特性研究的基础。

第四章首先根据拟定目标海域的水深特点，结合常见的系泊形式，分别对三个水深的三种布置进行了考察。初步确定了锚链的选材，并在此基础上分析研究了不同系泊布置的系泊静力特性，锚链根数对于储油罐定位能力的影响及不同系泊方案的成本分析；其次针对确定的六锚链布置进行了详细的动态分析研究。详细考察了各个工况下储油罐的水平偏移、锚链最大张力等特性。同时，对不同水深下分析结果的趋势成因进行了分析，并指出浅水系泊系统设计困难的技术源头所在。

第五章对本课题全文的研究内容进行了整理和总结，对各章的关注重点和研究成果进行了梳理，同时得出本文的研究结论：采用散布式悬链线系泊系统的钢制浮式储油罐方案在海上溢油回收方面具有良好的适用性和技术可行性，可以作为海上溢油回收的储存方案，成为海底溢油事故应急预案的一个组成部分，指

导我国海上溢油事故发生之后的处理回收。本章最后指出了现阶段尚未考虑的一些因素，对后续应该持续开展的工作方向进行了建议，以作为未来的参考。

第二章 数值理论基础

本文中应用到的环境载荷运动响应计算理论主要有：波浪理论、粘性流体运动数学模型、离散方式及求解方法；浮式储油罐六自由度运动方程、静力和动态响应分析；系泊锚链的分析方法。

2.1 环境载荷

本课题研究对象为海上浮式储油罐及其系泊系统。海上浮式储油罐服役状态一直处于波浪、海流和风的共同作用之下；若要研究其受力和动态响应特性，环境载荷分析方法的选取是非常基础和关键的问题；因此，此处将相关的环境载荷理论进行说明和分析，并确定本课题的基础理论依据。

2.1.1 波浪理论

2.1.1.1 规则波模型与不规则波模型

规则波和不规则波模型之间的选择，主要取决于所考察结构物的动力特性。对于一个固定和刚性的结构物，对入射波的能量所含频率的小变化不太敏感，实践证明，是可以采用等值规则波模型的，即波高等于设计波高的概念来分析评价这种类型的结构物，其好处在于可以利用精确的运动模型，例如五阶斯托克斯（Stokes）模型或流函数模型。

对于动力响应结构，等值规则波是不太适用的，因为它将导致所有荷载集中在几个频率谱线上（波浪的基波及其谐波），可以想象如果这些谱线中的一个与其运动或变形的固有频率中的某个相一致就有可能导致完全不现实的响应。相反，频率不一致时则可能带来载荷的低估。所以，应将波浪表示为不规则波。

本课题研究对象为悬链线系泊状态下的浮式储油罐，其动力响应对系泊系统的分析结果具有较为显著的影响，因此，本课题选用不规则波模型。

2.1.1.2 波谱选择^[42]

海洋工程常用的波谱主要有皮尔逊-莫斯科维茨（Pierson-Moskowitz, P-M）谱、ISSC 谱、JONSWAP 谱、双峰值谱（Ochi-Hubble 谱）、Torsethaugen 谱和高斯涌浪谱（Gaussian Swell spectrum）几种，现分别介绍如下：

1) 皮尔逊-莫斯科维茨 (Pierson-Moskowitz, P-M) 谱:

皮尔逊-莫斯科维茨谱是根据北大西洋“完全发展海况”的观察统计数据建立的, 该谱的主要参数为有义波高和上跨平均周期, 具体波谱表达式如下所示:

$$S(\omega) = \frac{1}{4\pi} H_s^2 \left(\frac{2\pi}{T_z}\right)^4 \omega^{-5} e^{-\frac{1}{\pi} \left(\frac{2\pi}{T_z}\right)^4 \omega^{-4}} \quad (1)$$

上式中, H_s 为有义波高, T_z 为上跨平均周期, ω 为频率。

2) ISSC 谱:

ISSC 谱也叫作 Bretschneider 谱或改进的 Pierson-Moskowitz 谱, 表达式如下:

$$S(\omega) = \frac{5}{16} H_s^2 \omega_p^4 \omega^{-5} e^{-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4} \quad (2)$$

上式中, H_s 为有义波高, ω_p 为谱峰值对应的频率, ω 为频率。

3) JONSWAP 谱:

JONSWAP 谱是在北海广泛实验的基础上总结得出的, 皮尔逊-莫斯科维茨谱为其特殊形式, 即 JONSWAP 谱是一种更为普遍的波浪形式。其显著特点是峰值更高, 表达式为:

$$S(\omega) = \alpha H_s^2 \omega_p^4 \omega^{-5} e^{-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4 \gamma^a} \quad (3)$$

上式中, $a = e^{-\frac{(\omega - \omega_p)^2}{2\sigma^2 \omega_p^2}}$; ω_p 为谱峰值对应的频率。

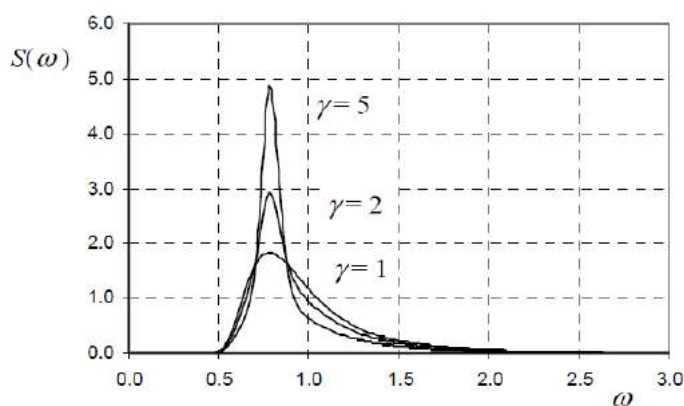
当 $\omega < \omega_p$ 时, $\sigma=0.07$; 当 $\omega > \omega_p$ 时, $\sigma=0.09$;

上式中参数 γ 的标准值为 3.3, 正常取值在 1 与 10 之间, 当参数 γ 取值为 1.0 时, JONSWAP 谱与 P-M 的形式完全一致;

系数 α 的取值要保证下面的等式成立: $H_s^2 = 16 \int_0^\infty S(\omega) d\omega$

峰值周期与上跨平均周期的回归关系式如下:

$$\frac{T_z}{T_p} = 0.6063 + 0.1164\gamma^{\frac{1}{2}} - 0.01224\gamma$$

图 2-1 Jonswap 谱, $H_s=4.0\text{m}$, $T_p=8.0\text{s}$, $\gamma=1, 2, 5$ Fig. 2-1 Jonswap Spectrum: $H_s=4.0\text{m}$, $T_p=8.0\text{s}$, $\gamma=1, 2, 5$

4) 双峰值谱 (Ochi-Hubble 谱)

该谱通常用来表示诸如不同方向的一个风浪和一个残留波的叠加所产生的海况, Ochi 和 Hubble (1976) 已经提出了它的典型形式, 即两个 P-M 谱的叠加。

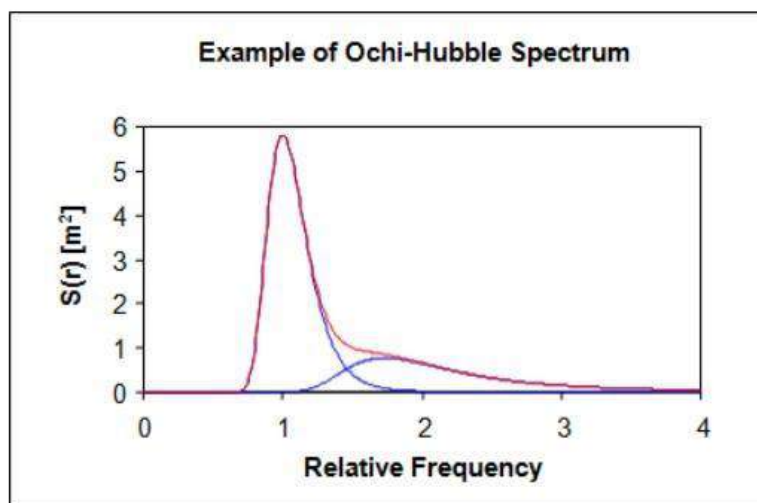


图 2-2 Ochi-Hubble 谱

Fig. 2-2 Ochi-Hubble Spectrum

5) Torsethaugen 谱

Torsethaugen 谱是另外一种双峰谱, 相较于 Ochi-Hubble 谱更适用于北海环境的应用。

6) 高斯涌浪谱 (Gaussian Swell spectrum)

高斯涌浪谱是基于高斯概率密度函数, 其显著特点是峰值更高, 表达式为:

$$S(\omega) = \left(\frac{H_s}{4}\right)^2 \sigma^{-1} (2\pi)^{-1/2} e^{-(\omega - \omega_p)^2 / 2\sigma^2} \quad (4)$$

上式中， H_s 为有义波高， ω_p 为谱峰值对应的频率， ω 为频率。

综上，双峰谱、高斯涌浪谱均考虑了涌浪的影响，对于本课题所考察海域，涌浪并非主要的影响因素；结合海洋工程实际经验和本课题研究对象海域及模型特点，本课题中选取广泛适用的 JONSWAP 谱作为浮式储油罐动力响应分析的基础。

2.1.2 海流

海流又称洋流，是海水因热辐射、蒸发、降水、冷缩等而形成密度不同的水团，再加上风应力、地转偏向力、引潮力等作用而大规模相对稳定的流动。海流的强度和方向在不同深度的水层中会发生变化，本课题中因为浮式储油罐吃水较浅，为简化分析过程，采用定常流进行模拟。

2.1.3 风谱

风荷载也被称为风的动压力，是空气流动对海洋工程结构物产生的压力。考虑在 T 时间段内点 x, y, z 上的风速记录，可以将速度的纵向分量分解为一个平均值和一个脉动量：

$$V(t) = V_m(T) + V'(t) \quad (5)$$

由此可以得出纵向脉动分量的自相关函数：

$$R(\tau) = E\{V'(t)V'(t + \tau)\} \quad (6)$$

通过自相关函数的傅里叶变换式，得到速度脉动量的谱密度，通常将它用频率表示并取无因次形式：

$$\frac{fS(f)}{V_m^2} \text{ (or } \frac{fS(f)}{\sigma_v^2}) = F(\tilde{f}) \quad (7)$$

$$\tilde{f} = \frac{fL_v}{V_m}$$

上式中， L_v 为参考长度。

目前常用的风谱有 Ochi, Davenport, Harris, API, NPD 等，但只有 API 和 NPD 风谱在海洋工程的领域应用较多。根据美国石油学会推荐做法(API RP2SK

2005)^[43]的建议，NPD 风谱更适用于本课题环境。NPD 风谱用来描述纵向风速波动的能量密度，任一点的能量密度如下所示：

$$S_{\text{NPD}}(f) = \frac{320 \left(\frac{U_0}{10} \right)^2 \left(\frac{z}{10} \right)^{0.45}}{(1 + \tilde{f}^{0.468})^{3.561}} \quad (8)$$

上式中， $S_{\text{NPD}}(f)$ 为频率为 f 是的能量谱密度； f 为频率；

$$\tilde{f} = \frac{172f \left(\frac{z}{10} \right)^{2/3}}{\left(\frac{U_0}{10} \right)^{3/4}}$$

风以一小时平均风速为基准，采用 NPD 谱的风谱图如下：

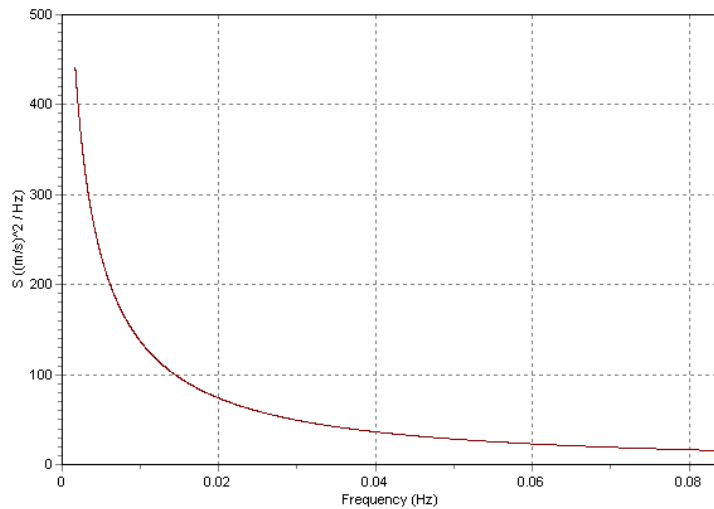


图 2-3 NPD 风谱

Fig. 2-3 NPD Wind Spectrum

2.2 粘性流体运动数学模型

对于非定常、不可压、粘性流体、流动的控制方程为 NS 方程，如下：

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = -\nabla p_d - \mathbf{g} \cdot \mathbf{x} \nabla \rho + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) + \mathbf{f}_\sigma + \mathbf{f}_s \quad (10)$$

上式中, t 为时间, U 为流场速度, p 为压力, pd 为压力修正项, 即动压力 (总压力减去静水压力)。采用压力修正项代替原方程中压力项的目的有两个, 其一为简化压力边界条件, 其二是通过压力梯度的求解来有效地处理自由面处的密度突变。 $\nabla \cdot (\mu \nabla U)$ 为应力张量; g 、 ρ 和 μ 分别为重力加速度、流体的密度和动力粘性系数, μ_{eff} 为有效动力粘度, 等于 $\rho(\nu + \nu_t)$, 其中 ν 为运动粘性系数, ν_t 为湍流涡粘度; f_σ 为表面张力项, 作用于两相流模型中的自由面处, 流场中其余位置取值均为零; f_s 为消波区域所施加的源项。

2.2.1 自由液面处理

浮式储油罐在作业过程中漂浮于海洋表面, 此运动问题属于两相流问题, 自由液面对浮式储油罐的运动的求解有重要影响。本课题中采用了流体积法 VOF (Volume of Fluid) 捕捉自由液面^[44,45]。VOF 法具有能较好处理数值耗散同时提高自由液面的捕捉精度的优点。

VOF 法中 α 为体积分数, 其意义为每个网格单元内流体体积与总体积的比值。显然, 对于任意网格, $0 \leq \alpha \leq 1$, α 值的意义将在下式给出:

$$\begin{cases} \alpha = 0, & \text{空气} \\ \alpha = 1, & \text{水} \\ 0 < \alpha < 1, & \text{自由液面附近} \end{cases} \quad (11)$$

在 VOF 中, 体积分数 α 满足下式所示的输运方程:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla [(U - U_g)\alpha] + \nabla \cdot [U_r(1 - \alpha)\alpha] = 0 \quad (12)$$

其中: U 表示流体中流场速度; U_g 表示网格节点速度; U_r 表示相对速度场; 式中 $\nabla \cdot [U_r(1 - \alpha)\alpha]$ 表示人工压缩项。采用 VOF 法捕捉自由液面时, 通过求解式 (12) 可得到流场中所有网格单元的体积分数, 由此体积分数 α 满足 $0 < \alpha < 1$ 的网格点即为自由液面。

用体积分数 α 来表示自由液面处密度 ρ 与动力粘性系数 μ 如下所示:

$$\begin{cases} \rho = \alpha \rho_l + (1 - \alpha) \rho_g \\ \mu = \alpha \mu_l + (1 - \alpha) \mu_g \end{cases} \quad (13)$$

其中: 下标 l 与 g 分别表示液体和气体。

对于式 (10) 中的表面张力 f_σ , 亦可通过体积分数 α 由下式给出:

$$f_\sigma = \sigma \kappa \nabla \alpha \quad (14)$$

其中： σ 为表面应力张力系数，此值恒定，本课题中取值 $\sigma = 0.07\text{kg/s}^2$ ； κ 是界面的曲率，可由下式给出：

$$\begin{aligned}\kappa &= -\nabla \cdot \mathbf{n} \\ &= -\frac{\sum_f \mathbf{S}_f \cdot \mathbf{n}_f}{V_i}\end{aligned}\quad (15)$$

其中， V_i 是单元的体积；下标 f 表示单元表面的计算值，表示每一个网格单元的表面计算值之和； \mathbf{S}_f 是单元表面的法向向量，其数值等于表面面积之和； \mathbf{n}_f 界面的单位法向向量，由下式给出：

$$\mathbf{n}_f = \frac{(\nabla \alpha)_f}{|(\nabla \alpha)_f + \delta|}\quad (16)$$

其中， δ 是稳定因子：

$$\delta = \frac{1 \times 10^{-8}}{\left(\frac{\sum_{i=1}^N V_i}{N}\right)^{1/3}}\quad (17)$$

其中， N 为网格单元的总数量。

在等式 (11) 中左边前两项表示传统 VOF 的输运项，第三项是附加的人工压缩项。由于 $(1-\alpha)\alpha$ 项的存在，压缩项仅仅作用在自由界面上。 \mathbf{U}_r 为压缩界面的速度场。单元表面的速度场可以通过界面区域的最大速度值来计算：

$$\mathbf{U}_{r,f} = n_f \min\left\{C_\alpha \frac{|\phi|}{|S_f|}, \max\left(\frac{|\phi|}{|S_f|}\right)\right\}\quad (18)$$

其中， ϕ 是单元表面的体积流量，其中包括来源于 PISO 算法的网格速度流量； C_α 是压缩系数，表示流体的可压缩性，若 $C_\alpha=0$ ，则对自由面不产生任何影响；若 $C_\alpha=1$ 则产生守恒的压缩。

2.2.2 控制方程离散化

方程离散，顾名思义就是将表达物理意义的控制方程离散成可以进行 CFD 计算的代数方程组。代数方程组将在计算网格单元的物理量储存位置处被计算机求解，我们把求得的该解的值作为对原始控制方程解的近似。

对于任意一个广义变量 ϕ ，下面结合一个瞬态对流-扩散问题来说明有限体积法的离散过程。这里举的是一个简单的二维例子，在液舱晃荡问题的两相流数值模拟中，由于问题本身比较复杂，输运方程也会变得更加复杂，当然我们也会继续引进新的解决办法。这里我们首先写出该问题输运方程的一般形式：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S(\phi) \quad (19)$$

在上式(19)中, ρ 是密度、 ϕ 为广义变量、 \vec{u} 是速度矢量、 Γ 是广义扩散系数、 S 是 ϕ 的函数、也是广义源项。在方程(19)中, 等号左边第一项是时间导数项(也可以被称为瞬态项), 表示单位体积内 ϕ 的变化率; 等号左边第二项为对流项, 表示单位体积内 ϕ 的通量; 方程右边的第一项是扩散项, 该项表示的是粘性耗散而引起的 ϕ 的输运率; 右边第二项是源项, 它表示的是单位体积内广义变量 ϕ 的产生率。此处, 在动量方程中存在的压力梯度项, 我们把它放到了广义源项 S 中。

我们以二维计算域为例, 将该控制方程的整个计算域划分计算网格得到下图 2-4。接下来我们就结合图 2-4, 将标准的输运方程(19)式进行基于有限体积法的离散。

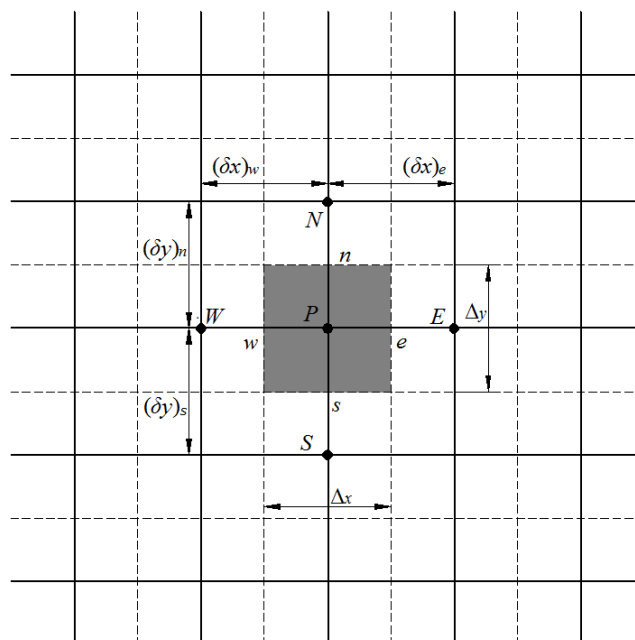


图 2-4 输运方程一般形式的有限体积法计算网格

Fig. 2-4 A finite volume method for computing transport equations

有限体积法的离散过程首先是在对方程(19)在一个控制体积 P 内进行时间 $t \rightarrow t + \Delta t$ 的积分, 如下式所示:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \nabla \cdot (\rho\vec{u}\phi) dV dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) dV dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} S dV dt \quad (20)$$

接下来我们一般通过高斯定理将体积分转化为面积分, 然后对上式的各项用不同的插值格式进行计算。

下面我们依次对时间导数项、对流项、扩散项和源项进行插值计算。

(1) 时间导数项。我们假定可以用节点 P 处变量 ϕ 的值 ϕ_P 来表示整个计算单元 P 上变量 ϕ 的值，而且由于控制体积足够小、计算时间步长足够小，在时间段 t 到 t+ Δt 上密度 ρ 保持为常量。这样方程 (20) 中的左边第一项瞬态项转化为：

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV dt = \int_{\Delta V} \left[\int_t^{t+\Delta t} \rho \frac{\partial\phi}{\partial t} dt \right] dV = \rho(\phi_P - \phi_P^t) \Delta V \quad (21)$$

在上式中， ϕ_P 表示的是当下时刻即 t+ Δt 时刻 ϕ 的值。

(2) 对流项。我们根据高斯散度定理，将该项由体积分表示形式转变为面积分的形式，可得下式，其中的 A 表示控制体积交界面处的面积：

$$\begin{aligned} & \int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \nabla \cdot (\rho \bar{u} \phi) dV dt \\ &= \int_t^{t+\Delta t} [(\rho u \phi A)_e - (\rho u \phi A)_w + (\rho v \phi A)_n - (\rho v \phi A)_s] dt \\ &= \int_t^{t+\Delta t} [(\rho u)_e A_e \phi_e - (\rho u)_w A_w \phi_w + (\rho v)_n A_n \phi_n - (\rho v)_s A_s \phi_s] dt \end{aligned} \quad (22)$$

(3) 扩散项。方法同对流项，我们仍然采用高斯散度定理将该项的形式转化为面积分，对于控制体边界面上的任意物理量 ϕ 的值，我们通过中心差分格式对其进行离散处理。对扩散项的处理如下式：

$$\begin{aligned} & \int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV dt \\ &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} A \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} A \right)_w + \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} A \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} A \right)_s \right] dt \\ &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\Gamma_e A_e \frac{\phi_E - \phi_P}{(\delta x)_e} - \Gamma_w A_w \frac{\phi_P - \phi_W}{(\delta x)_w} + \Gamma_n A_n \frac{\phi_N - \phi_P}{(\delta y)_n} - \Gamma_s A_s \frac{\phi_P - \phi_S}{(\delta y)_s} \right] dt \end{aligned} \quad (23)$$

(4) 源项。源项的处理中我们采用的是局部线性化的方法，即当未知量在极小的范围内变动时，我们假设源项 S 可以用该未知量的线性函数来表示，如下式：

$$S = S_C + S_P \phi_P \quad (24)$$

其中， S_C 为常数， S_P 是 S 曲线在 P 点处的斜率。

将(24)式代入(20)式等号右边第二项（源项），得下式：

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{\Delta V} S dV dt = \int_t^{t+\Delta t} (S_C + S_P \phi_P) \int_{\Delta V} dV dt = \int_t^{t+\Delta t} (S_C \Delta V + S_P \phi_P \Delta V) dt \quad (25)$$

在对方程(20)中的四项依次进行处理后，最后我们对除时间导数项的其余三项都进行隐式时域积分，将标准输运方程(19)式写成下式的形式：

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + b \quad (26)$$

上式中的各个系数由引入离散格式的具体形式决定。至此，我们就通过有限体积法得到了标准输运方程的离散方程形式。

2.2.3 速度与压力耦合求解

对 NS 方程对流项离散化后可知，速度与压力相互耦合，给方程组求解带来困难，通常解法分为两种：同步式解法；分离式解法。本课题中采用分离式解法——PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)算法。PISO 算法是分离式解法的一种，在求解非定常问题时具有很强的优势。其中 PISO 的意思是压力的隐式算子分割算法。接下来我们就介绍本文求解压力速度耦合方程的所采用的 PISO 算法。

1986 年 Issa^[46]所提出的 PISO 算法最早针对的是非定常可压流动的计算，后来该算法在定常问题的计算中也得到了广泛的应用。PISO 算法包括一个预测步和两个修正步，具体讲就是首先使用预估压力值对速度进行求解，然后完成第一步修正，接着进行第二步修正以便同时满足连续方程和动量方程，即整个算法过程为“预测—第一步修正—第二步修正”。经过两次修正后得到的压力值和速度值继续作为初始条件代入下一时刻的计算。PISO 算法具体实现过程如下：

- (1) 速度预测。假定压力(或利用上一时间步压力计算值)，隐式求解运动方程，得到速度预测值 u^* ；
- (2) 压力求解。利用 u^* 求解连续方程，得到压力值 p^* ；
- (3) 速度校正。利用 p^* 再求解运动方程，但改为显式求解（即相邻网格采用 u^* ），得到 u^{**} ，称为速度校正。然后回到第（2）步，迭代求解，直至计算到允许的迭代公差，通常 3-5 次就可以得到精确的解。

（上面的“*”代表是中间时间步，我们划分的若干时间段，分别用*、**、***来表示。）

PISO 算法需要求解两次求解压力修正方程，虽然涉及较多的计算，但由于收敛速度快，因此反而提高了计算效率。特别是对于液舱晃荡问题这种瞬态问题，PISO 算法相对 SIMPLE 算法或 SIMPLEC 算法更加具有优势。

PISO 算法计算流程图如下图所示。

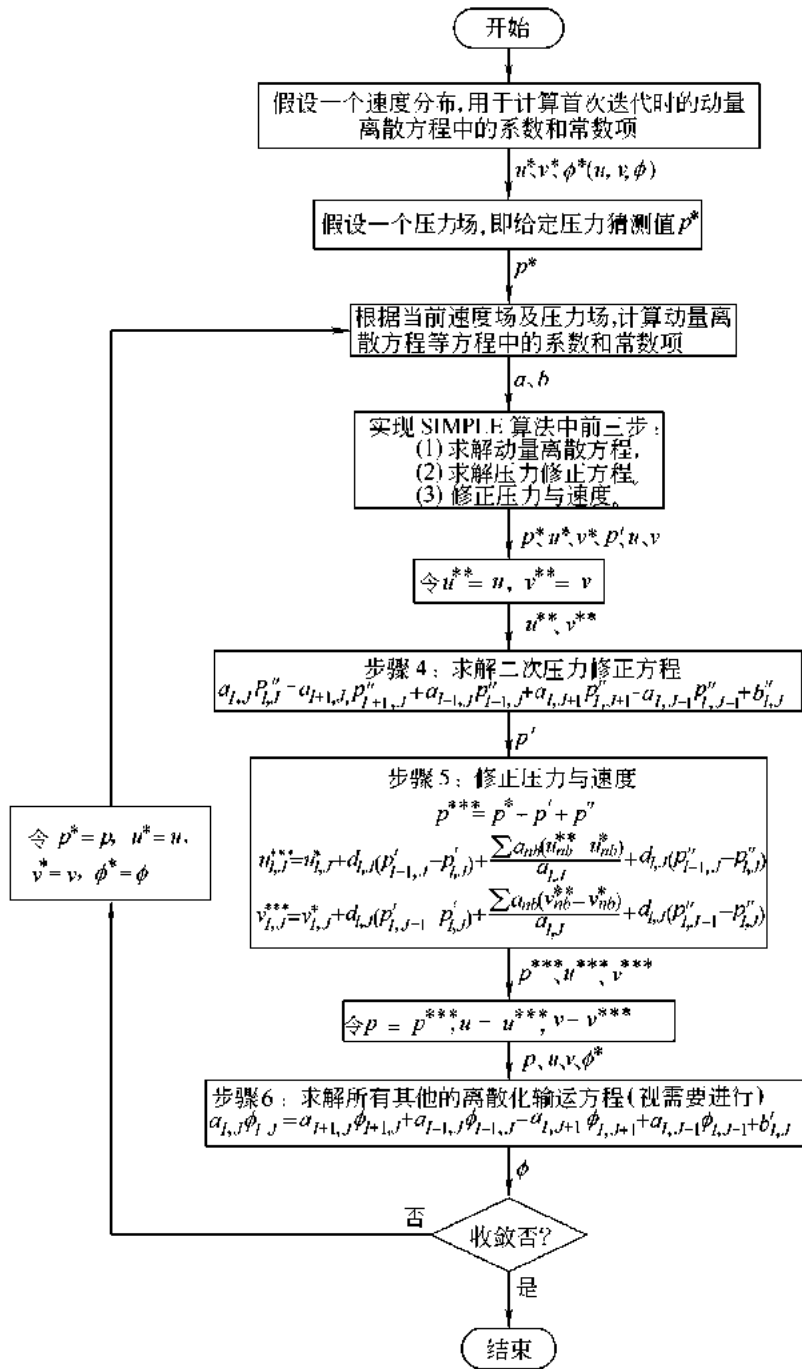


图 2-5 PISO 算法计算流程图

Fig. 2-5 Calculation flow chart of PISO algorithm

2.3 浮体静力和动态响应分析

浮式储油罐在波浪、海流和风的作用下，呈现六个自由度的运动模式，静力和动态响应分析在整个数值模拟过程中极为重要。

2.3.1 六自由度运动方程

浮式储油罐在海洋环境中工作，受到风、浪、流等多种海况荷载的影响，其运动形态类似于船舶运动中的纵荡(Surge)、横荡(Sway)、垂荡(Heave)、横摇(Roll)、纵摇(Pitch)、艏摇(Yaw)共 6 个自由度的运动。数值模拟过程中，求解浮式储油罐六自由度运动是主要数值计算之一，可以直观反映浮式储油罐在风、浪、流作用下的运动响应

在本课题中，求解六自由度运动时，将运动方程建立在固结于重心的局部坐标系上，局部坐标系随重心运动，而外部载荷的计算及运动定义则在全局坐标系即大地坐标系中进行^[47,48]。因此，在数值模拟过程中将会进行两个坐标系中力、速度、和加速度等矢量的坐标转换。

在大地坐标系中，六自由度即三个方向的线位移与三个方向的转动可由下式表示：

$$\vec{\eta} = (\vec{\eta}_1 + \vec{\eta}_2) = (x, y, z, \phi, \theta, \psi) \quad (27)$$

其中： x, y, z 分别对应浮式储油罐的纵荡、横荡与垂荡位移， ϕ, θ, ψ 分别对应横摇、纵摇与艏摇的运动角位移。

在局部坐标系中，对应的三个方向位移速度及三个方向速度可由下式表示：

$$\vec{v} = (\vec{v}_1 + \vec{v}_2) = (u, v, w, p, q, r) \quad (28)$$

其中： u, v, w 分别对应浮式储油罐纵荡、横荡与垂荡位移速度， p, q, r 分别对应横摇、纵摇与艏摇运动角速度。

大地坐标系和局部坐标系存在一定的转换关系，其线位移与线速度以及角位移与角速度的关系可以表示如下：

$$\begin{cases} \dot{\vec{\eta}}_1 = J_1 \vec{v}_1, & \vec{v}_1 = J_1^{-1} \dot{\vec{\eta}}_1 \\ \dot{\vec{\eta}}_2 = J_2 \vec{v}_2, & \vec{v}_2 = J_2^{-1} \dot{\vec{\eta}}_2 \end{cases} \quad (29)$$

其中： J_1 表示线速度从局部坐标系至大地坐标系的转换矩阵，此矩阵可用于力、线速度及线位移等常规矢量的转换，如下所示：

$$J_1 = \begin{bmatrix} \cos\theta\cos\psi & -\cos\phi\sin\psi + \sin\phi\sin\theta\cos\psi & \sin\theta\sin\psi + \cos\phi\sin\theta\cos\psi \\ \cos\theta\sin\psi & \cos\phi\cos\psi + \sin\phi\sin\theta\sin\psi & -\sin\phi\cos\psi + \cos\phi\sin\theta\sin\psi \\ -\sin\theta & \sin\phi\cos\theta & \cos\phi\cos\theta \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$J_1^{-1} = J_1^T \quad (31)$$

J_2 表示角位移与角速度从局部坐标系至大地坐标的转换矩阵，如下所示：

$$J_2 = \begin{bmatrix} 1 & \sin\phi\tan\theta & \cos\phi\tan\theta \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ 0 & \sin\phi/\cos\theta & \cos\phi/\cos\theta \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$J_2^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin\theta \\ 0 & \cos\phi & \cos\theta\sin\phi \\ 0 & -\sin\phi & \cos\theta\cos\phi \end{bmatrix} \quad (33)$$

基于以上所定义的坐标系，建立浮体六自由度运动方程如下所示：

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{X}{m} + vr - wq + x_g(q^2 + r^2) - y_g(pq - \dot{r}) - z_g(pr + \dot{q}) \\ \dot{v} = \frac{Y}{m} + wp - ur + y_g(r^2 + p^2) - z_g(qr - \dot{p}) - x_g(qp + \dot{r}) \\ \dot{w} = \frac{Z}{m} + uq - vp + z_g(p^2 + q^2) - x_g(rp - \dot{q}) - y_g(rp + \dot{p}) \\ \dot{p} = \frac{1}{I_x} \{K - (I_z - I_y)qr - m[y_g(\dot{w} - uq + vp) - z_g(\dot{v} - wp + ur)]\} \\ \dot{q} = \frac{1}{I_y} \{M - (I_x - I_z)rp - m[z_g(\dot{u} - vr + wq) - x_g(\dot{w} - uq + vp)]\} \\ \dot{r} = \frac{1}{I_z} \{N - (I_y - I_x)pq - m[x_g(\dot{v} - wp + ur) - y_g(\dot{u} - vr + wq)]\} \end{cases} \quad (34)$$

其中： x_g 、 y_g 、 z_g 分别是物体重心在运动坐标系中的坐标值； X 、 Y 、 Z 、 K 、 M 、 N 分别表示物体在运动坐标系中所受到的力与力矩，可以从数值计算过程中获得。 I_x 、 I_y 、 I_z 分别表示浮式储油罐在运动坐标系中关于 X 、 Y 、 Z 轴的转动惯量，可由下列式子直接计算求得：

$$\begin{cases} I_x = I_{xcg} + m(y_g^2 + z_g^2) \\ I_y = I_{ycg} + m(x_g^2 + z_g^2) \\ I_z = I_{zcg} + m(x_g^2 + y_g^2) \end{cases} \quad (35)$$

其中： I_{xcg} 、 I_{ycg} 、 I_{zcg} 浮式储油罐绕重心的转动惯量在各方向上的分量，是浮式储油罐自身特性，直接获得。

2.3.2 静力分析

静力分析是动态响应分析的基础，静力分析一般有两个目标：

- 1) 在重力、浮力、流体阻力等条件下确定系统的平衡状态；

2) 为动态响应分析提供初始状态：一般情况下，静态平衡位置是动态响应分析最好的初始状态。

静态分析是由一系列的迭代过程实现的：在计算的开始阶段，系统的初始位置是由数据定义的。之后在假定端部固定的条件下，计算系统内每条系泊链的平衡位置，并输出平衡荷载；之后将输出的平衡荷载作用于浮筒上，计算出一个新的平衡位置。这个过程不断的重复迭代，直到每个自由体上的平衡荷载为零或达到指定的误差范围内。

本课题中静态分析采用悬链线法计算锚链的平衡位置，此种方法忽略了锚链本身及其端部弯曲和扭转刚度的影响，也忽略了锚链本身和其他对象相互接触作用力的影响，但它可以模拟包括自重、浮力、轴向弹性、流阻和海床触地和摩擦的影响。对于本课题来说，模拟精度已经足够。

2.3.3 动态响应分析

动态响应分析有两种方法，频域分析和时域分析。频域分析与时域分析是对模拟信号的两个考察面。时域是以时间轴为坐标表示动态信号的关系；频域是把信号变为以频率轴为坐标表示出来。两者比较而言，时域的表达较为形象直观，频域则更为简练，剖析问题更为深刻和方便。

1) 频域动态分析：频域分析是线性的；频域分析时，对于任何非线性的元素都采用线性化的方法进行近似处理。

频域分析采用用户定义的波谱作为输入载荷。频域求解器使用静态分析的结果，生成波面高度和系统响应的线性传递函数；之后这些线性传递函数用来计算离散化波谱每个频率对应的系统响应。由于频域分析的随机性，其输出结果主要是统计数据 and 谱密度。由于系统的静态状态定义，频域分析不适合于分析时变过程。

2) 时域动态分析：时域动态分析是完全非线性的，质量、阻尼、刚度、载荷等都可以在每个时间步长精确模拟，同时可以考虑瞬时和随时间变化的几何形状。

时域动态分析方法可以使用隐式和显式两种求解方法。这两种求解均使用数值时间步长算法来解决时域的运动方程，动态模拟采用静态分析作为其初始状态。对于时域分析，输出的主要结果是响应变量的时间历程。

对于时域运动相应分析，其运动方程如下：

$$M(p,a) + C(p,v) + K(p) = F(p,v,t) \quad (36)$$

上式中, $M(p,a)$ 为系统惯性荷载, $C(p,v)$ 为系统阻尼荷载; $K(p)$ 为系统刚度荷载; $F(p,v,t)$ 为外部荷载; p, v, a 分别为位置、速度和加速度向量, t 为模拟时间。

隐式求解和显式求解均会重新计算系统在每一个时间步长的几何形状, 所以模拟充分考虑了所有的几何非线性, 包括波浪载荷和接触载荷的空间变化。

显式求解是对时间进行差分, 不存在迭代和收敛问题, 最小时间步取决于最小单元的尺寸。求解时间长度取决于最小单元尺寸, 因此求解划分网格时要慎重。

隐式求解采用牛顿迭代法, 因此迭代过程能否收敛是求解过程中的一个关键问题, 如果求解过程不收敛那么就无法得到求解结果。

从计算效率而言, 隐式需要解线性方程组, 但时间步可以较大, 而对于显式, 当我们使用集中质量矩阵时, 不需求解线性方程组, 但时间步通常较小。具体采用何种方式更有效率视系统特性而定, 本论文采用隐式方法求解。

频域分析相较于时域分析, 其效率有着非常显著的提高, 但是, 由于其系统的线性和时间不变性限制, 频域分析方法在使用上有着更多的限制。为了精确分析储油罐即系泊系统的响应, 本课题选用时域动态响应分析过程。

2.3.4 Ochi 的极大值估算理论

系统的动态模拟采用时域模拟, 鉴于时域模拟计算工作量大, 占用存储空间大, 模拟时间长。为了减少模拟存储空间, 采用 Ochi 的极大值估算理论。Ochi 的极大值估算理论简述如下:

如果响应峰值为瑞雷分布, 则响应为稳态高斯过程。基于稳态高斯过程假设, 在时间 T 内, 最可能最大值为:

$$\text{Max} = \mu + \sigma\sqrt{2\ln(n)} \quad (37)$$

其中: μ 、 σ 、 $n=T/T_z$, T_z , 分别为 T 时段内响应的平均值、方差与峰值个数, 跨零周期。

在该时段内, 概率 $\alpha(0 \leq \alpha \leq 1)$ 的最大值可表示为:

$$\text{Max}_\alpha = \mu + \sigma\sqrt{2\ln\left(\frac{-n}{\ln(1-\alpha)}\right)} \quad (38)$$

本文 α 取千分之一。

2.3.5 浮体稳性分析

浮体稳性分为完整稳性和破舱稳性, 稳性对于浮式结构物的安全性有非常重要的影响, 也是浮式结构物最基本的性能之一。

2.3.5.1 完整稳性

完整稳性是指浮式结构物完整状态时受到外力作用发生倾斜但不至于倾覆，且当外力作用完全消失之后，浮式结构物仍能回复到原来平衡位置的能力。对于海上浮式结构物，由于其各个方向尺度比较接近，因此一般不像船舶一样只校核横向稳性，而是需要考虑在不同风向时的稳性。由于本课题研究对象为圆筒形浮式储油罐，各个方向尺寸均匀对称，因此只要选取一个方向进行校核即可。浮式结构物完整稳性校核一般需要考察侧倾力矩、复原力臂和进水角。

根据 ABS MODU 2008^[49]的规定，浮式结构物应能够满足在 100kn (51.5m/s) 风速时的完整稳性衡准要求。该要求为：至第二交点角或进水角（二者取其小者）处复原力矩曲线下的面积，至少应比至同一限定角处风压侧倾力矩下面积大 40%；且复原力矩曲线从正浮至第二交点的所有角度范围之内，均应为正值。

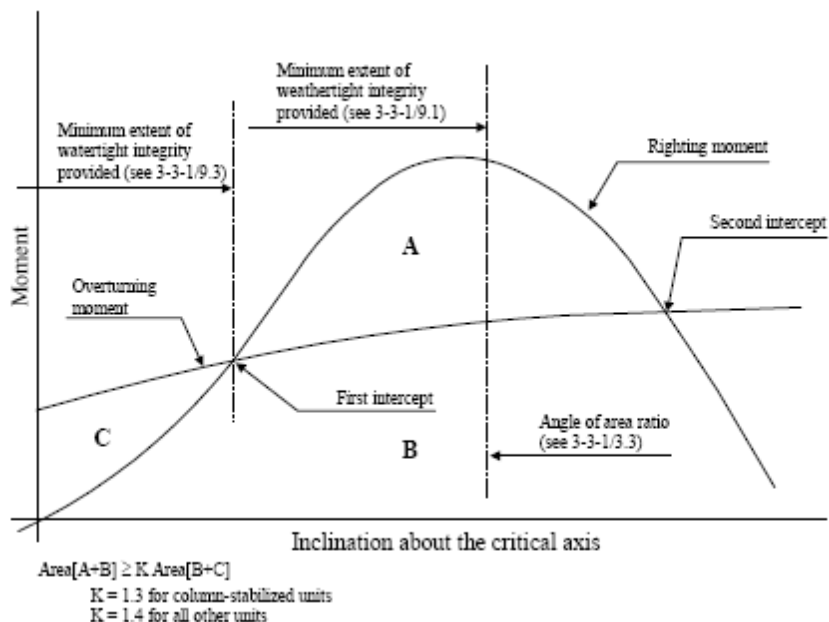


图 2-6 浮式结构物完整稳性衡准

Fig. 2-6 Intact Stability Curve

2.3.5.2 破舱稳性

破舱稳性是指浮式结构物的一舱或数舱进水后，仍能满足一定的浮态和稳性要求。由于海上浮式结构物不能像船舶一样在恶劣环境条件到来之前迅速躲避，因此破舱稳性是衡量其安全性的最重要的指标之一。

根据 ABS MODU 2008^[46]的规定，浮式结构物应能够满足在 50kn (25.8m/s) 风速时的破舱稳性衡准要求。即破舱后的平台在 50kn 的风倾力矩之下，考虑下沉、纵倾和横倾的综合影响之后，最终水线可保持在可能发生继续进水的任何开口的边缘之下。

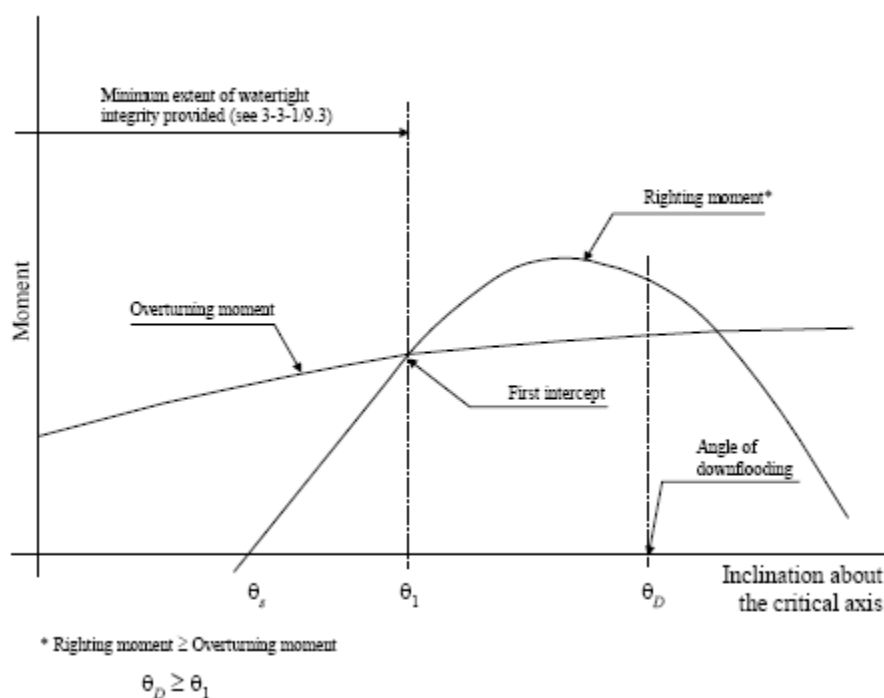


图 2-7 浮式结构物破舱稳性衡准

Fig. 2-7 Damage Stability Curve

2.4 系泊锚链分析方法

2.4.1 悬链线方程

悬链线最大的特点是拥有最小势能^[50,51]，也即在所有经过两个指定点的长度相同的曲线中，悬链线拥有最小势能（重心最低）。典型的悬链线线形图如下：

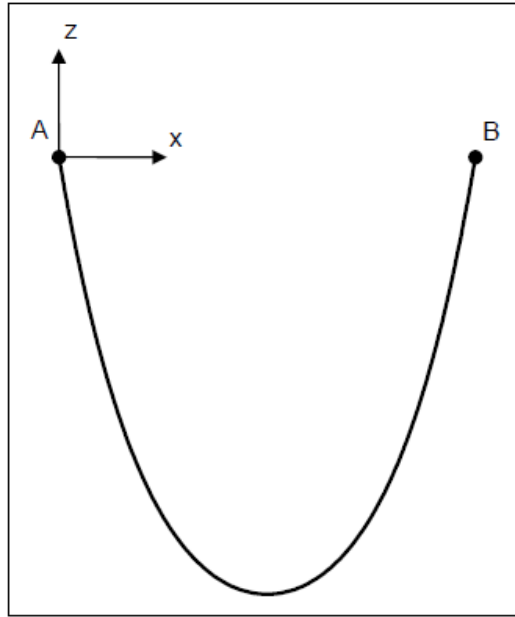


图 2-8 悬链线线型图

Fig. 2-8 Catenary Shape

悬链线方程如下：

$$x = \frac{Th_a}{w} \left[\sinh^{-1}\left(\frac{TV_a + wS}{Th_a}\right) - \sinh^{-1}\left(\frac{TV_a}{Th_a}\right) \right] \quad (39)$$

$$z = \frac{Th_a}{w} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{TV_a + wS}{Th_a}\right)^2} - \sqrt{1 + \left(\frac{TV_a}{Th_a}\right)^2} \right] \quad (40)$$

上式中， s 是从端点 A 的弧长， w 是线缆单位长度重量， Th_a 和 TV_a 分别为端点处 A 张力的水平和垂直分量。

上述悬链线方程假定线缆是非弹性的，因此不存在轴向拉伸。为了考虑轴向刚度的影响，引入线缆轴向刚度系数 K ，将上述悬链线方程修正如下：

$$x = \frac{Th_a}{w} \left[\sinh^{-1}\left(\frac{TV_a + wS}{Th_a}\right) - \sinh^{-1}\left(\frac{TV_a}{Th_a}\right) \right] + \frac{Th_a s}{K} \quad (41)$$

$$z = \frac{Th_a}{w} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{TV_a + wS}{Th_a}\right)^2} - \sqrt{1 + \left(\frac{TV_a}{Th_a}\right)^2} \right] + \frac{TV_a s}{K} + \frac{wS^2}{2K} \quad (42)$$

2.4.2 动力分析方法

系泊系统的数值研究方法有很多，按照对系泊链建立的运动控制方程不同，可分为：静力分析方法、动力分析方法。同时又可根据计算方法不同，静力分析

方法中又可分为：弹簧模型法、悬链线方程法、分段外推法；动力分析方法中又可分为：集中质量法、有限单元法等。在本课题研究过程中，采用了动力分析方法中的集中质量法 LMM(Lumped Mass Method)。

集中质量法^[52]的优点：

- 1) 该模型可用于大位移情况，而不仅仅局限于系缆在平衡位置附近的微小运动的计算。因为在建模过程中没有采用任何建立在小位移运动的假设前提下的线性化措施；
- 2) 载荷包括系泊缆的自重、浮力、流体拖曳力和惯性力，在分段外推法中并没有考虑惯性力，这是静力分析与动力分析的最重要的区别；
- 3) 该模型可以计算非均匀系缆的动力响应。包括任何具有子系统的情况，例如：在缆上某点处附有悬挂物或浮体；
- 4) 该模型考虑了系缆在交替的张紧—松弛状态下的轴向双线性刚度；

在集中质量法中，如下图所示，一条系泊链被离散为一组共 $N+1$ 个节点，整条链锁的质量集中分布在这些节点上，相邻节点之间由无质量的弹簧即链锁元连接，共 N 段，此离散模型也因此称为弹簧-质点模型(Spring-Mass Model)。

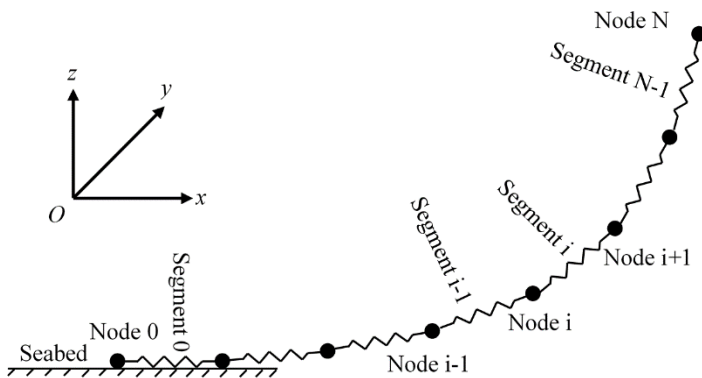


图 2-9 集中质量法链锁离散示意图

Fig. 2-9 Chain Discrete Diagram for Concentrated Mass Method

本课题中，分段长度内的系泊锚链的质量、体积和水动力特性被分配到一个节点上去，然后用一系列的弹簧、阻尼器来模拟锚链的轴向、弯曲和扭转刚度以及相应的阻尼特性；节点之间由无质量的锁链元连接。

锚链简化模型具体如下图所示：

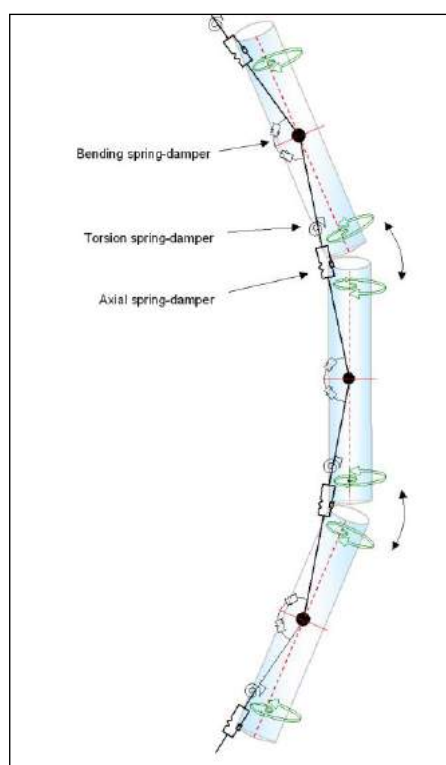


图 2-10 系泊锚链离散模型

Fig. 2-10 Discrete Model for Mooring Chain

本课题采用 Orcaflex 软件求解悬链线方程，2006 年，Ying Min Low 等^[53]采用集中质量法，通过理论分析结果验证了 Orcaflex 在求解悬链线静力、频域和完全非线性时域问题上的可靠性。

2.4.3 系泊链流场力求解

链锁受力主要受到流场力的外部载荷，在本课题中，链锁所受流场力的计算采用莫里森（Morison）公式。介绍如下。

在莫里森（Morison）公式中，将立柱在流场中所受力分解为两部分，即拖曳力项与惯性力项的叠加，拖曳力项表示立柱由于流场流动速度所受到的力，惯性力为流场加速度所造成的力。莫里森（Morison）公式中拖曳力项由下式表示：

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A U |U| \quad (43)$$

其中： C_D 表示阻力系数， ρ 表示流体密度， A 表示单位柱高垂直于波向的投影面积， U 表示波速，因为所受流场力来回往复有正负，所以在式中添加绝对值以区分。

在莫里森（Morison）公式中，惯性力与单位柱高的体积与波速加速度乘积成正比即下式所示：

$$F_A = C_M \rho V_0 \frac{du}{dt} \quad (44)$$

其中： C_M 表示惯性系数； V_0 表示单位柱高体积，可令 $m_0 = C_M \rho V_0$ ， m_0 称为附加质量；其他参数如(2-24)式所述。

集中质量法中，对链锁的流场力先在单独链锁元上计算，再平均分配到整个节点上。

首先，针对单独链锁元求解链锁元的流场力。建立如下图 2-11 所示坐标系，原点位于节点 i ，切向用 ξ 表示，方向指向节点 $i+1$ ，法向分别用 η 和 ζ 表示。

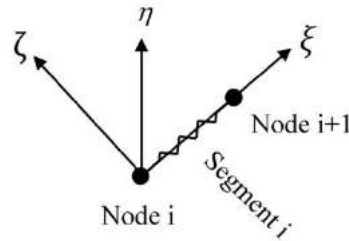


图 2-11 链锁元坐标系

Fig. 2-11 Chain Element Coordination

流体阻力项即拖曳力项 \vec{f}_{Di} 通常被分为切向与法向两部分，在计算过程中，三维情况下，流体首先计算出沿切向即坐标系中 ξ 方向的流体阻力，再分别沿法向 η 和 ζ 分解，三个分量计算公式表示如下：

$$\begin{cases} (f_{Di})_{\xi} = \frac{1}{2} \rho_w C_{DT} \pi d_i |(\vec{u}_i)_{\xi}| (\vec{u}_i)_{\xi} \\ (f_{Di})_{\eta} = \frac{1}{2} \rho_w C_{DN} d_i \sqrt{(\vec{u}_i)_{\eta}^2 + (\vec{u}_i)_{\zeta}^2} (\vec{u}_i)_{\eta} \\ (f_{Di})_{\zeta} = \frac{1}{2} \rho_w C_{DN} d_i \sqrt{(\vec{u}_i)_{\eta}^2 + (\vec{u}_i)_{\zeta}^2} (\vec{u}_i)_{\zeta} \end{cases} \quad (45)$$

其中： ρ_w 表示流体密度； C_{DT} 表示链锁元切向阻力系数； C_{DN} 表示链锁元法向阻力系数； d_i 表示系泊链直径； \vec{u}_i 表示流体对与链锁元的相对速度。

流体惯性力项 \vec{f}_{Ai} 可由如下式所示，附加质量矩阵乘以流体对于链锁元的相对加速度得到：

$$\vec{f}_{Ai} = \mathbf{M}_{ai}\vec{a}_i \quad (46)$$

其中： \mathbf{M}_{ai} 表示链锁元附加质量矩阵； \vec{a}_i 表示流体相对于链锁元节点的加速度。

因为当链锁元沿着切向 ξ 方向运动时，流体惯性力并无惯性质量影响，所以 \mathbf{M}_{ai} 可表示如下：

$$\mathbf{M}_{ai} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{ai} & 0 \\ 0 & 0 & m_{ai} \end{bmatrix} \quad (47)$$

其中： m_{ai} 表示各链锁元的附加质量，其值 $m_{ai} = \rho_w C_M l_i \sigma_i$ ， ρ_w 表示流体密度， C_M 表示系泊链的附加质量系数， l_i 表示链锁元长度， σ_i 表示链锁元的截面积。

基于已知链锁元所受流场力的基础上，可以建立节点动力学平衡方程。对节点受力分析，如图 2-12 所示。

由此可建立如下动力学平衡方程：

$$M_i \vec{a}_i = \vec{F}_{Ti} - \vec{F}_{T_{i-1}} + \vec{F}_{Di} + \vec{F}_{Ai} - \vec{W}_i \quad (48)$$

其中： M_i 表示节点Node*i*质量； \vec{a}_i 表示节点Node*i*加速度； \vec{F}_{Ti} 、 $\vec{F}_{T_{i-1}}$ 分别表示与节点Node*i*所连接的链锁元产生的张力； \vec{F}_{Di} 、 \vec{F}_{Ai} 分别相邻链锁元分配给节点Node*i*的流体阻力与惯性力； \vec{W}_i 为节点Node*i*重力。

依次求解即可得到整个系泊链的形状与张力

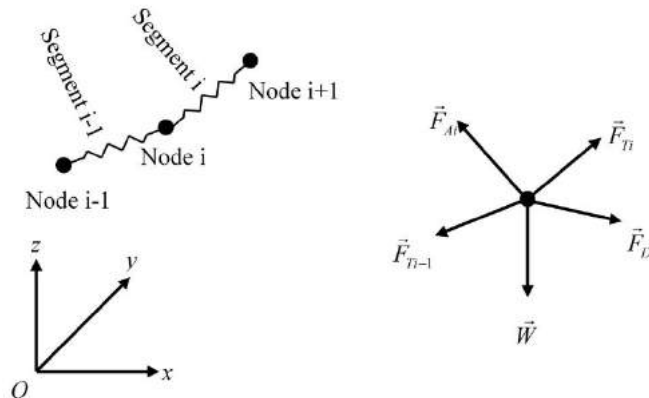


图 2-12 节点受力分析图

Fig. 2-12 Joint Stress Analysis Diagram

2.4.4 系泊链数值模拟过程

本课题采用集中质量法数值模拟时，基于 2.4.3 中建立的节点的动力学方程，在已知 n 、 $n-1$ 、 $n-2$ 时刻整根系泊链的形状以及张力等信息， $n+1$ 时刻系泊链上任一节点 i 的节点加速度 \vec{a}_i^{n+1} 与速度 \vec{v}_i^{n+1} 可采用 Houblot 格式离散求得，求解迭代后即可求解得到 $n+1$ 时刻的系泊链的形状以及张力。

综上所述，在实际计算过程中，数值模拟开始的数个时间步长内，首先通过调用求解器中分段外推法求得这几个时刻的系泊链形状与张力，再使用集中质量法计算。

2.5 本章小结

综合之前几节所述，将浮式储油罐数值模拟载荷和分析方法总结如下：

- 1) 环境载荷：波浪采用 JONSWAP 谱，不规则波；流采用定常流，风采用 NPD 风谱；
- 2) 动力响应分析方法：时程分析（隐式算法）。

浮式储油罐系泊系统计算流程总结如下：

- 1) 读取初始条件、边界条件、波浪信息，初始化整个计算域
- 2) 集中质量法计算该时刻系泊链张力及形状，并将其作为外力加载到浮式储油罐上
- 3) 计算浮式储油罐该时刻的速度及加速度，解得下一时刻浮式储油罐位移及系泊链边界条件

重复(2)、(3)步骤即可得到整个数值模拟过程的结果。

第三章 溢油回收储存系统方案研究

3.1 整体方案

本文 1.2 节对于各类海上储油方式进行了阐述和对比分析，从分析的结果来看，钢制浮式储油罐是一种非常便捷、可靠、成本低的解决方案。因为钢材作为一种最常见的材料，具有加工制造迅速简便，施工安装资源丰富、经验成熟、可以在短期内投入使用等特点，在海洋工程中获得了广泛的使用；同时，钢质储油罐可以根据实际泄露量调整体积，并利用置于水面以上的软管进行原油外输，可以非常容易满足原油外输的需求。因此本文采用钢质浮式储油罐作为海洋溢油回收的储存装置。

溢油回收储存系统包含浮式储油罐及其系泊系统两个组成部分。溢油回收浮式储油罐及其系泊系统方案的设计，是一个相互制约的过程：浮式储油罐的结构模型，直接影响其系泊系统的性能；而系泊系统的特性，如系泊反力等反过来直接影响储油罐的结构方案。本章根据我国渤海广泛适用的水深条件，设定研究水深为 28 米，根据工程经验采用六链锚泊的方案进行储油罐结构模型的研究和验证，通过储油罐作业状态下的结构强度、吊装可行性和稳性三个方面研究确定储油罐的结构方案，并将以此作为第 4 章浮式储油罐系泊系统静力和动力特性研究的基础。

3.2 浮式储油罐结构模型

根据既往案例的研究，假设油气泄露量为 $5\text{m}^3/\text{天}$ ，考虑穿梭油轮 10 天往返运输一次，同时考虑潜在恶劣天气对于穿梭油轮的影响，储油罐储存容量按照 14 天考虑。则储油罐的储油空间约为 70m^3 ，本文以此为基础展开研究。后续工程实际应根据项目油气泄露的具体情况，评估储油罐容量。

为了保证浮式储油罐具备足够的浮力，必须布置封闭的浮力舱。研究方案将浮式储油罐分为内层圆筒空间和外层环形空间两层，为了保证储油罐整体稳定性，将浮力空间布置在外层环形空间。即：内筒为溢油回收存储空间；外层环形空间为浮力空间，为整个浮式储油罐提供足够的浮力。

考虑储油罐使用和安全需求，储油罐上应布置导航灯，通气孔，围栏，外输管道、锚链固定装置等一系列附属设施。但在本文分析中，为了简化研究过程，将所有的附属构件等效成重量加载在结构模型中。

则六链锚泊情况下，浮式储油罐的结构示意图如下所示：

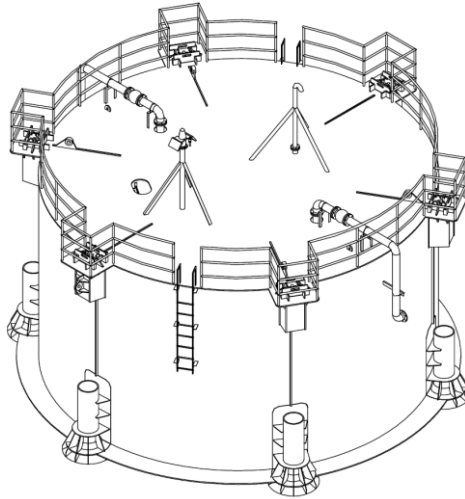


图 3-1 浮式储油罐三维视图

Fig. 3-1 3-D View for Oil Storage Buoy

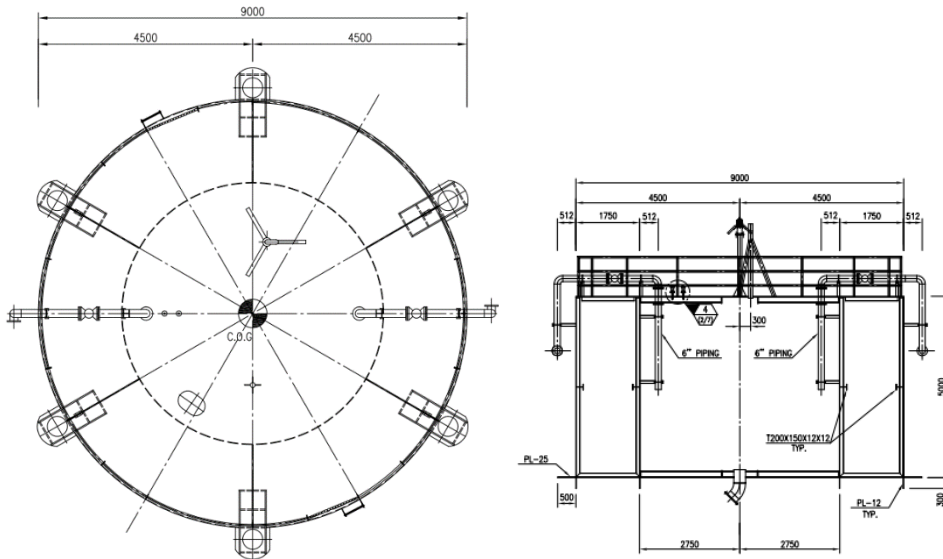


图 3-2 浮式储油罐平面图&立面图

Fig. 3-2 Plan and Elevation for Oil Storage Buoy

具体浮式储油罐的尺寸如下表所示：

表 3-1 储油罐尺寸表
Table 3-1 Oil Storage Buoy Dimension

外筒直径	9m
内筒直径	5.5m
水线面面积	39.86m ²
浮筒高度	5m
内筒高度	5m
吃水	3.16m
分舱	根据锚链布置方案确定
内筒容积	75.06m ³
外筒容积	199.29m ³

3.3 浮式储油罐及系泊系统研究技术路线

浮式储油罐的结构模型和系泊方案，是相互制约、相互影响的，两者的设计是一个迭代调整的过程，直至结构方案和系泊方案都臻于合理。具体技术路线图如下：

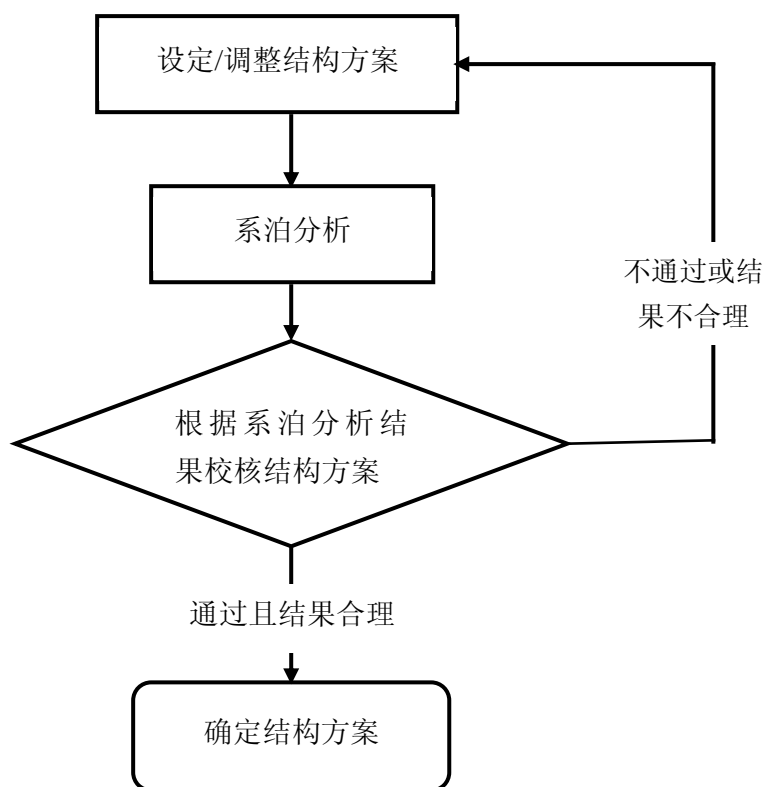


图 3-3 溢油回收储存系统方案设计流程图

Fig. 3-3 Work Flow for Leaked Oil Recovery Storage System Design

3.4 浮式储油罐及其系泊系统分析模型

实际溢油回收系统的方案如图 1-13 所示，鉴于本文仅针对其中的浮式储油系统进行分析，因此将研究模型进行了简化，不考虑外输船舶、收集罩、输送软管等设备，仅考虑浮式储油罐及其系泊系统。

3.4.1 系统模型图

本课题研究计算系统模型由两部分组成：浮式储油罐和系泊锚链，系统模型示意图如下所示：

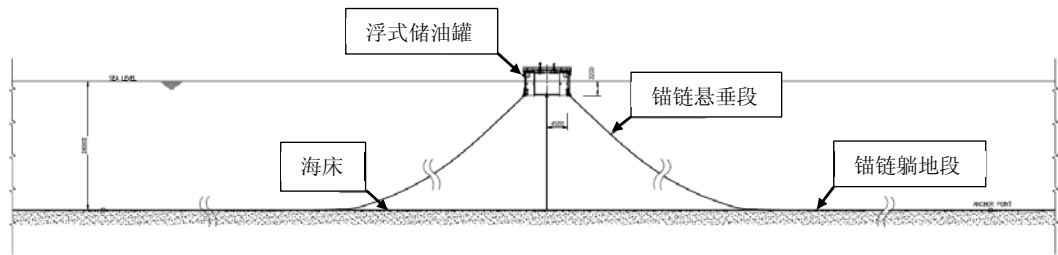
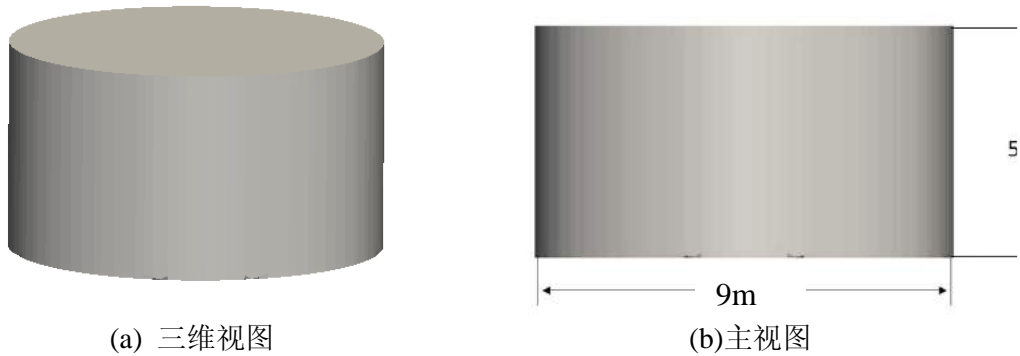


图 3-4 浮式储油罐及其系泊系统模型图

Fig. 3-4 Oil Storage Buoy and Mooring system

3.4.2 浮式储油罐模型

浮式储油罐为圆筒形结构，外径为 9.0 米，罐体高度为 5.0 米；模型如下图所示：



(a) 三维视图

(b) 主视图

图 3-5 浮式储油罐示意图

Fig. 3-5 Oil Storage Buoy

3.4.3 锚链模型

锚链选择 2inchR4 无档锚链与 3inchR3 有档锚链。该锚链方案配置是基于以下考虑：

1) 为保证锚链在储油罐动态运动中锚链仍有一段躺地，确保锚不受上拔力，故躺地段选用较重的有档锚链。

2) 悬垂段为了减少储油桶的垂向载荷，选择较轻的高强度无档锚链。

两种锚链的属性如下表 3-2 和 3-3 所示：

表 3-2 锚链属性表
Table 3-2 The Property of Mooring Chain

内容	悬垂段	躺地段
直径	2inch(50.8mm)	3inch(76.2mm)
等级	R4(DNV/NVR4)	R3(DNV/NVR3)
干重	52kg/m	127kg/m
湿重	45.3kg/m	111kg/m
最小破断力	144tonnes	440tonnes
长度	视预张力与水深而定	140m
类型	无档	有档

表 3-3 锚链力学属性表
Table 3-3. The Mechanical Property of Mooring Chain

Offshore Mooring Chain							
Grade	Yield Point (N/mm ² , min)	Tensile Strength (N/mm ² , min)	Elongation (%,min)	Reduction Of Area (%,min)	Impact Test (V-notch)		
					Test Temperature (°C)	Impact(J.min)	
						Base Part	Weld Part
ABS/RQ3 DNV/NVR3	410	690	17	50	0	60	50
					-20	40	30
ABS/RQ4 DNV/NVR4	580	860	12	50	-20	50	36

单根锚链示意图如下所示:

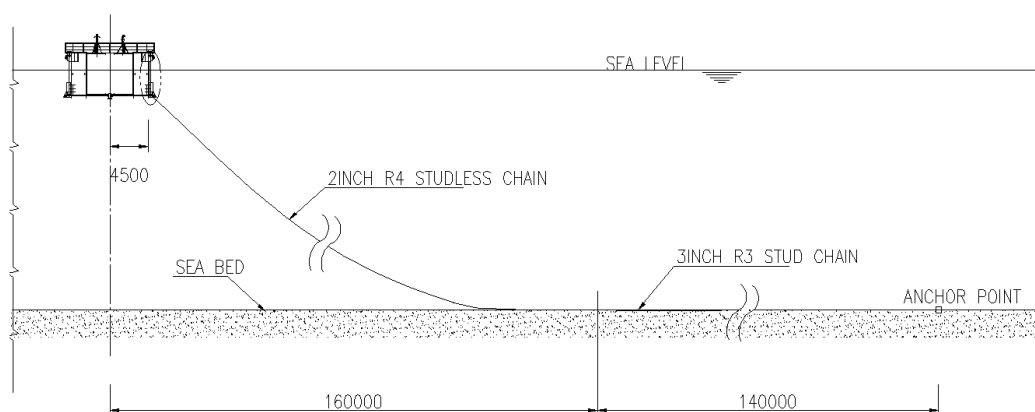


图 3-6 系泊链示意图

Fig. 3-6 Mooring Line

3.4.4 设计环境条件选取

溢油回收作为海上临时作业工作，通常采用一年一遇的海况作为作业工况的海况设计基础条件，十年一遇的海况作为生存工况的海况设计基础条件。本文采用渤海海域（非冰期）典型海况作为设计条件，具体海况基础数据如下表所示：

表 3-4 海况基础数据
Table 3-4 Metocean Data

参数		一年一遇	十年一遇
有义波高	Hs(m)	3.3	4.9
谱峰周期	Tp(s)	7.7	9.3
流速	(m/s)	0.9	1.0
1 小时风速	(m/s)	17.0	22.0

波浪载荷是对储油罐性能影响最为显著的载荷，结合第二章波谱选择理论基础，本文选取模拟波浪信息表如下所示：

表 3-5 波浪信息表
Table 3-5 Wave Information

Parameter	Value
Wave Train Name	Wave1
Wave Type	JONSWAP
Number of Components	219
Seed	12345
Hs (m)	4.9
Tz (s)	7.0679
T1 (s)	7.6216
Parameters	Partially Specified
Gamma	2.51
Alpha	0.012
Sigma1	0.07
Sigma2	0.09
fm (Hz)	0.1075
Tp (s)	9.3
Frequency Spectrum Discretisation Method	Equal energy
Min. rel. freq.	0.5
Max. rel. freq.	10.0
Max. component freq. range (Hz)	0.05
Spectral Moments:	
m0	1.5009
m1	0.1969
m2	0.0297
m3	0.0057
m4	0.0016
Bandwidth (epsilon)	0.7965

风谱信息如下表所示:

表 3-6 风谱信息表
Table 3-6 Wind Components at Global Origin

Parameter	Value
Spectrum	NPD Spectrum
Number of Components	1000
Ref. Mean Speed (m/s)	22.0
Mean Speed at Elevation (m/s)	22.0
Elevation (m)	~

3.4.5 系泊系统初步分析结果

本文第四章为系泊系统特性研究，将详细介绍浮式储油罐系泊系统研究所采用的设计输入条件、分析方法和计算结果，为了避免重复，本章对于系泊系统的分析过程不做赘述，仅仅提取浮式储油罐系泊系统的静力和动态响应分析的结果作为本章的研究基础。浮式储油罐系泊系统分析结果如下表所示，具体分析内容见第四章。

需要说明的是，由于锚泊系统的存在，浮式储油罐的浮力并不等于其重力，而是同时通过重力和锚泊垂向力来平衡。

表 3-7 系泊系统静力分析结果-锚链受力结果

Table 3-7 Static Analysis Results for Mooring System – Mooring Chain Tension Froce

锚链水平力 (单根, kN)	锚链垂向力 (单根, kN)	锚链垂向力 (合力, kN)	锚链与水平面夹 角 (°)
135.7	56.9	341.31	22.75

表 3-8 系泊系统动态响应分析结果-锚链受力结果

Table 3-8 Dynamic Analysis Results for Mooring System – Mooring Chain Tension Froce

水深 (m)	角度	锚链受力结果 (kN)	
		最可能最大值	千分之一最大值
28 (m)	0°	482.00	599.70
	30°	411.03	501.86

3.5 浮式储油罐作业状态强度分析

3.5.1 浮式储油罐有限元模型和边界条件

以六链锚泊为例，典型浮式储油罐有限元模型及内部加强筋布置如下所示：

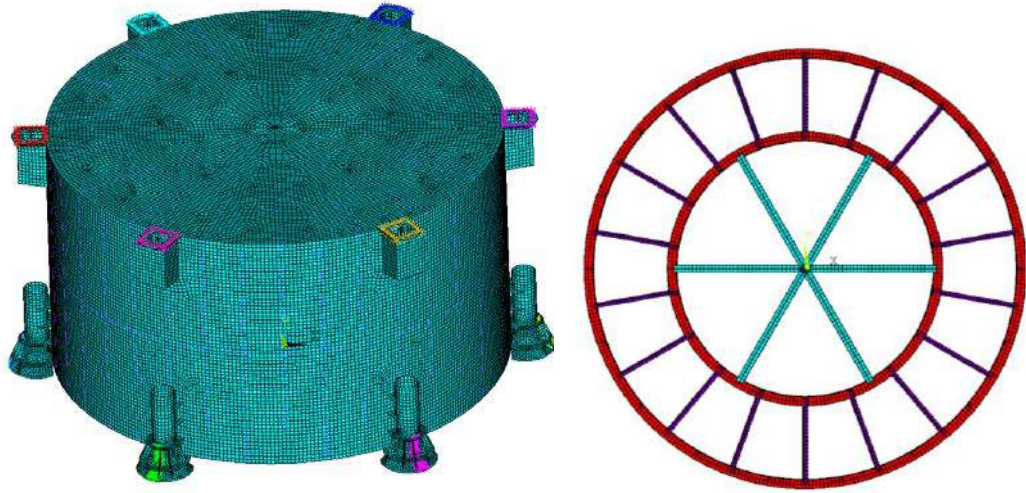


图 3-7 储油罐有限元模型及内部加强筋示意图

Fig. 3-7 Oil Storage Buoy FEA Model and Internal Stiffener Arrangement

浮式储油罐有限元模型的边界条件如下图所示：

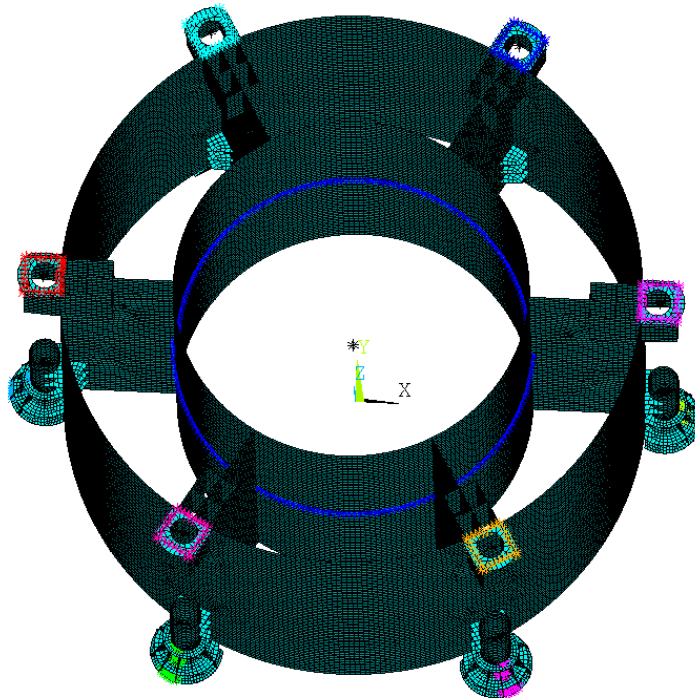


图 3-8 储油罐有限元模型边界条件

Fig. 3-8 Boundary Condition for Oil Storage Buoy

3.5.2 浮式储油罐载荷条件

浮式储油罐结构方案设计过程中考虑了下述荷载：

- (1) 外部海水压力
- (2) 内部储油舱压力
- (3) 波浪载荷
- (4) 系泊锚链作用力

浮式储油罐在外部海水压力、内部储油舱压力和内外压与波浪荷载组合的荷载分布示意图如下所示：

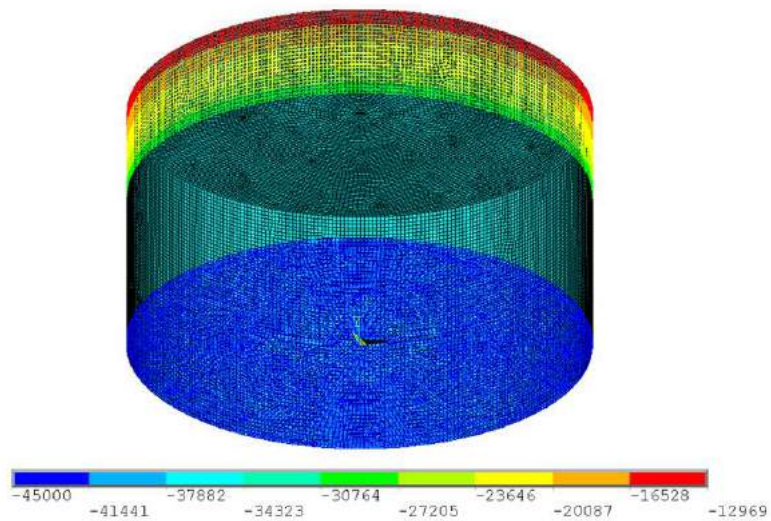


图 3-9 储油罐外部海水压力分布图

Fig. 3-9 Sea pressure distribution (outer cylindrical shell)

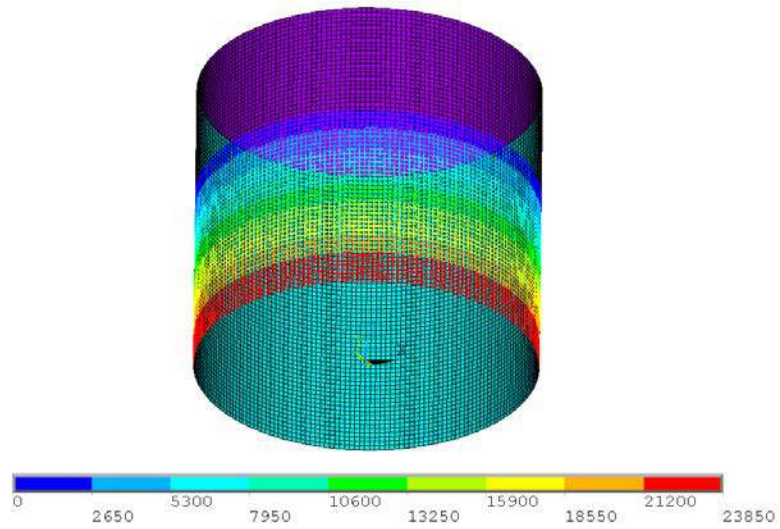


图 3-10 储油罐内部油舱压力分布图

Fig. 3-10 Oil pressure distribution (Inner cylindrical shell)

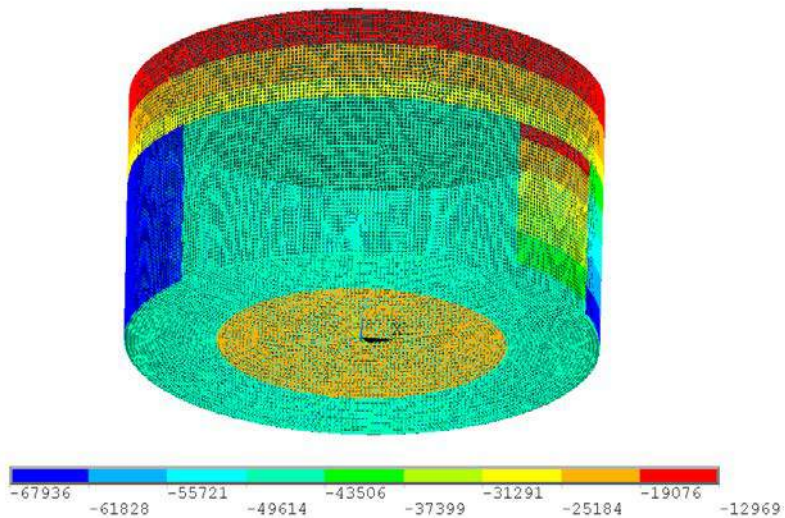


图 3-11 储油罐内外压和环境载荷组合分布图

Fig. 3-11 Pressure distribution combine wave loads and sea pressure

3.5.3 浮式储油罐有限元分析结果

浮式储油罐有限元分析结果如下图所示，其中各工况组合下最大应力为 $280\text{MPa} < 319.5\text{MPa}$ ，校核结果符合规范要求。

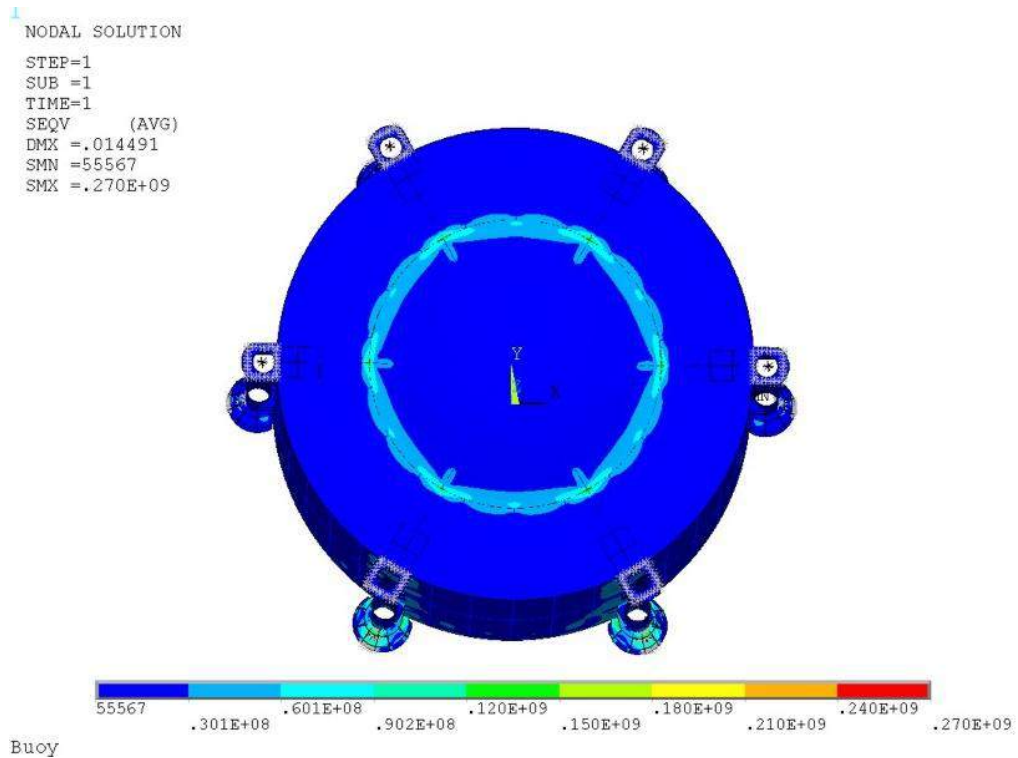


图 3-12 储油罐有限元分析结果

Fig. 3-12 FEA Analysis Results for Oil Storage Buoy

3.6 浮式储油罐安装分析

浮式储油罐在建造场地建造完毕之后，可以采用干拖（置于驳船上）和湿拖（直接放置于水中）两种方式运送到作业场地，考虑到本设计方案浮式储油罐体积较小，重量较轻，本文中采用干拖方案运送到作业地点，并采用吊装的方式下水安装。同时，考虑到浮式储油罐回收过程中，储油空间可能存在一定的回收原油，因此，本节针对储油罐结构模型在吊装安装（储油空间空置）和回收（油舱存有 60%原油）的两种情况下的吊装强度进行分析。

3.6.1 吊装模型

浮式储油罐采用常规吊装方案，设置一个吊点，吊点处固定，吊点与储油罐之间通过 4 根吊索相连。

浮式储油罐在吊装的过程中，考虑储油空间空置/非空置两种状态，因此，储油罐吊装过程中主要考虑的荷载有：

- 1) 储油罐及附属构件的自重；
- 2) 原油自重；

3) 原油对储油罐内筒罐壁的压力。
吊装分析的有限元模型如下图所示：

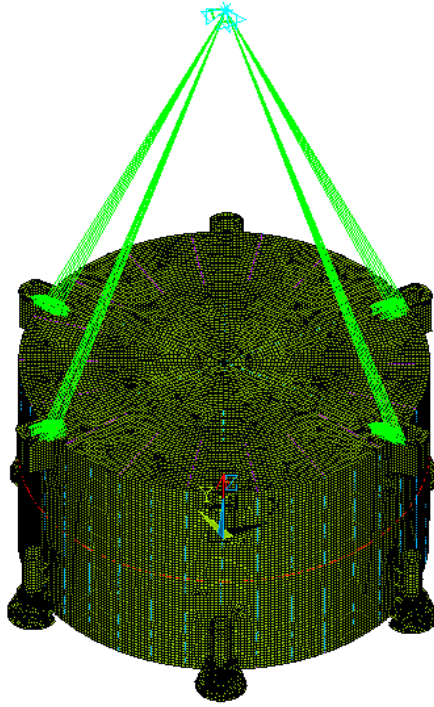


图 3-13 储油罐吊装分析模型

Fig. 3-13 Lifting FEA Analysis Model for Oil Storage Buoy

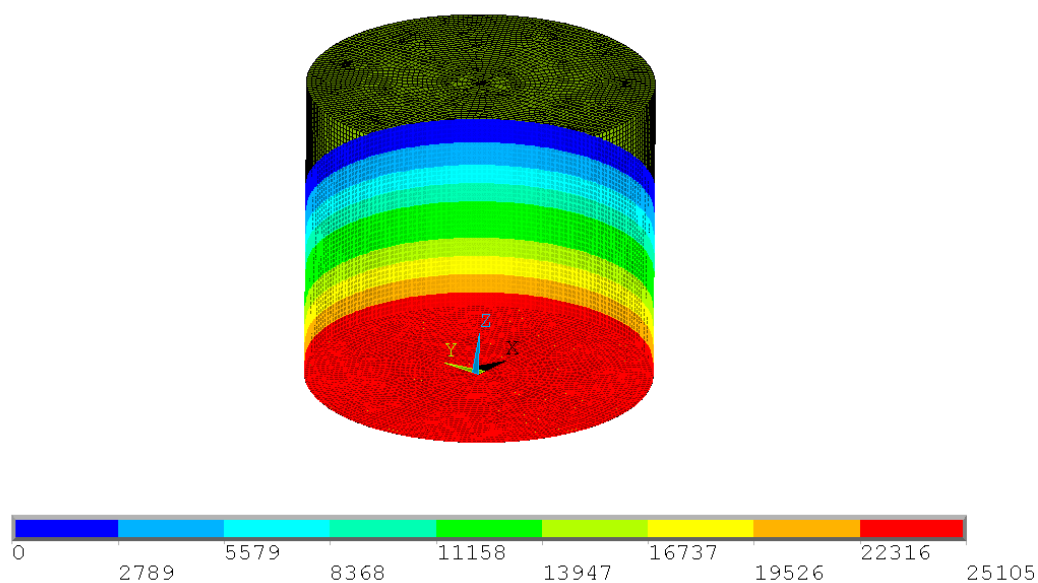


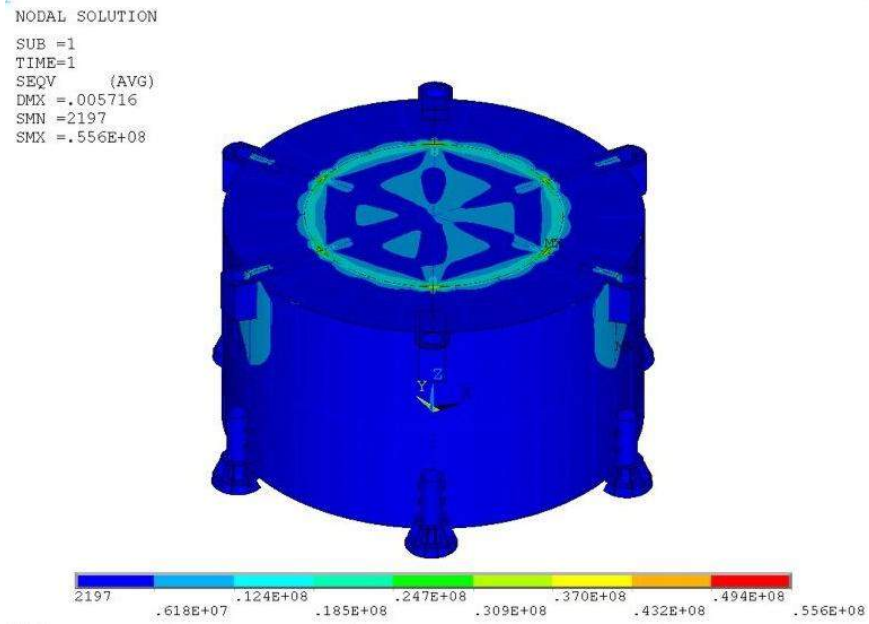
图 3-14 储油罐内筒罐壁压力分布图

Fig. 3-14 Pressure Distribution on Inner Cylindrical Shell

3.6.2 吊装分析结果

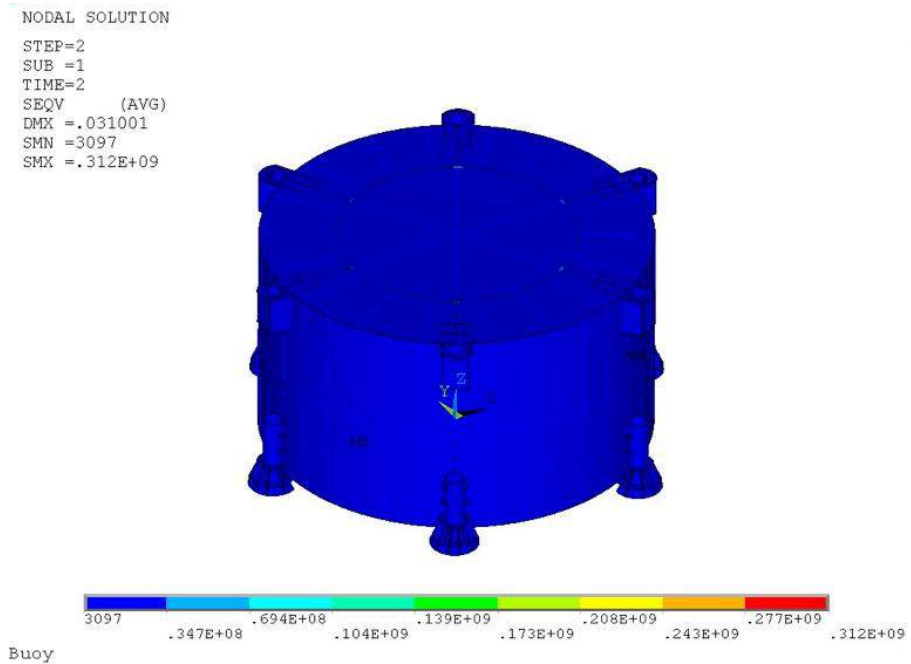
有限元分析结果如下所示，结果显示，该结构模型满足吊装工况结构强度要求。

- 1) 吊装安装（储油舱空置）状态下，最大应力为 $55.6\text{MPa} < 319.5\text{MPa}$ ，符合规范要求；
- 2) 吊装回收（储油舱 60%存油）状态下，最大应力为 $312\text{MPa} < 319.5\text{MPa}$ ，符合规范要求。



a 储油罐吊装安装工况

a. FEA Analysis Results for Lifting Installation Condiiton



b 储油罐回收工况

b. FEA Analysis Results for Lifting Retrivel Condiiton

图 3-15 吊装分析结果

Fig. 3-15 Lifting FEA Analysis Results

3.7 浮式储油罐稳性研究

本文采用 Orcaflex 软件对于浮式储油罐的完整稳性和破舱稳性进行了分析。分别校核了 100kn 风速下的完整稳性衡准要求和 50kn 风速下的破舱稳性衡准要求。

为了校核浮式储油罐的完整稳性和破舱稳性，需要将浮式储油罐的浮力空间进行分舱。鉴于本章采用的 6 链锚泊的方案，因此，将浮力空间分为 6 个舱，具体分舱编号示意图如下所示：

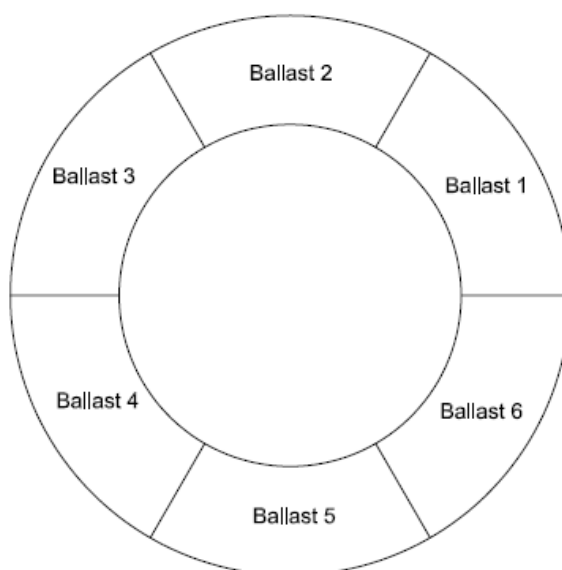


图 3-16 浮式储油罐分舱图

Fig. 3-16 Buoy ballast tank information

3.7.1 完整稳性

根据 ABS MODU2008 的规定，浮式储油罐需要满足 100kn 风速下的完整稳性衡准要求。本文采用 Orcaflex 软件对于浮式储油罐的完整稳性进行了分析，其分析结果曲线见下图：

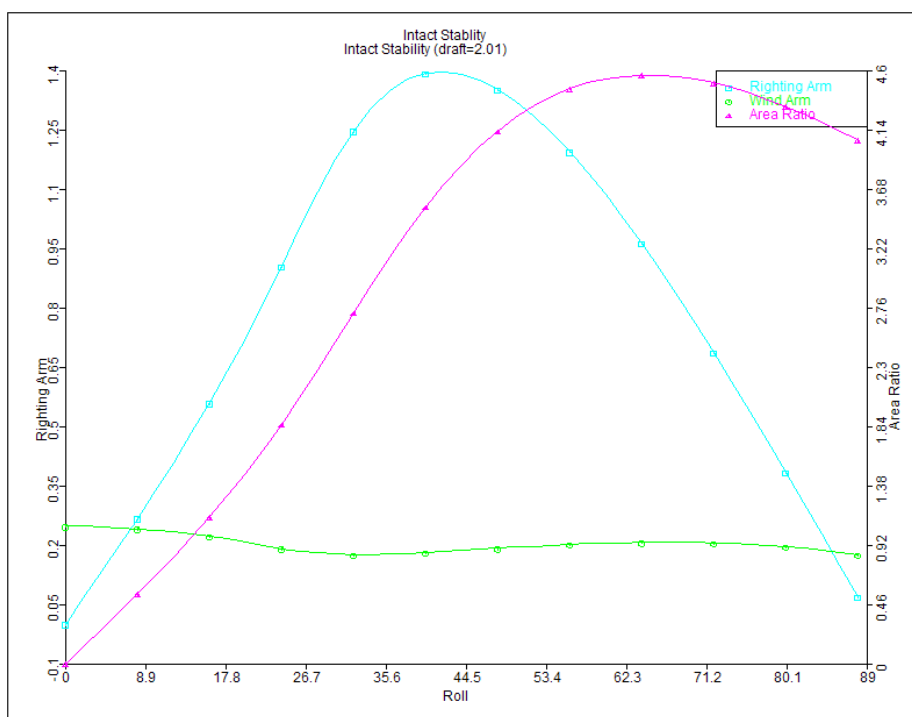


图 3-17 完整稳性分析结果

Fig. 3-17 Intact Stability Analysis Results

将完整稳性计算结果数据整理如下表所示：

表 3-9 破舱稳性校核
Table 3-9 Damage stability check results

	稳性衡准要求	校核标准	计算结果	校核结果
ABS	完整面积比	>1.4	4.6	OK
ABS	GM	>0	1.89	OK

由上述表格可以看出，完整面积比为 4.6，大于规范要求的 1.4；GM 为 1.89，大于规范要求的 0；因此，浮式储油罐的完整稳性满足要求。

3.7.2 破舱稳性

根据 ABS MODU2008 的规定，浮式储油罐需要满足 50kn 风速下的破舱稳性衡准要求。本文采用 Orcaflex 软件对于浮式储油罐的破舱稳性进行了分析，因为储油罐各个方向对称，因此假定发生破损的为 ballast 1，其分析结果曲线见下图：

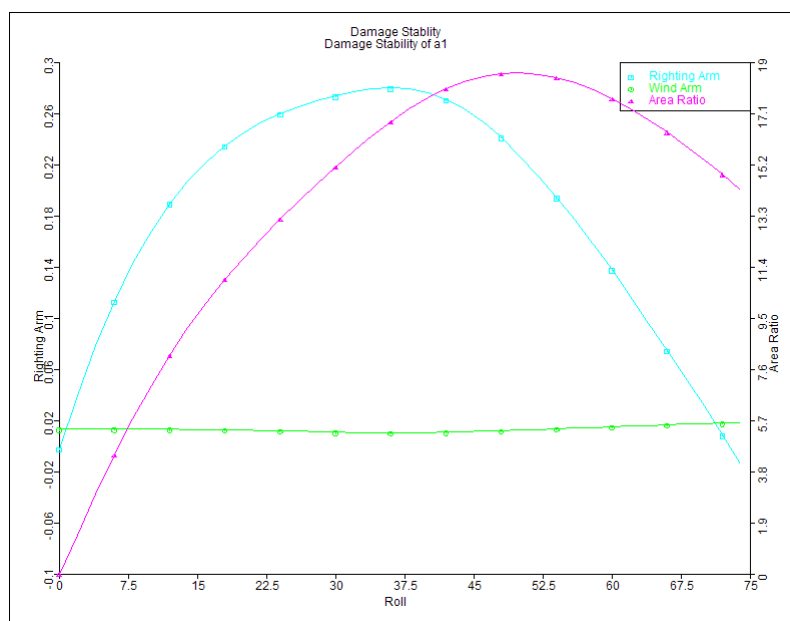


图 3-18 破舱稳性分析结果

Fig. 3-18 Damage Stability Analysis Results

将破舱稳性计算结果数据整理如下表所示：

表 3 - 10 破舱稳性校核
Table 3-10 Damage stability check results

破舱编号	吃水(m)	GM(m)	面积比	校核结果
1	2.46	1.49	19	OK

由上述表格可以看出，破舱状态下，储油罐吃水为 2.46 米；GM 为 1.49 米，面积比为 19，因此，浮式储油罐的破舱稳性满足要求。

3.8 本章小结

本章主要目的在于确定溢油回收储存系统的整体方案，也即浮式储油罐的结构方案和系泊系统方案，鉴于第 4 章将针对系泊系统特性进行详细的研究，因此本章主要研究目的为确定储油罐的结构方案，本章设定在六链锚泊和 28 米水深的前提下开展工作。

本章首先根据溢油回收储存系统的要求，对于储油罐的结构方案进行了初步设计，浮式储油罐由内外两层组成，内筒为溢油回收存储空间；外层环形空间为浮力空间，为整个浮式储油罐提供足够的浮力。

其次，对于浮式储油罐在役作业工况和安装工况的结构强度展开了分析，并对浮式储油罐的完整稳性和破舱稳性展开了分析，分析结果表明，浮式储油罐的强度和稳性均满足要求。

因此可以得出结论，本课题设计的浮式储油罐方案合理、技术可行，可以作为进一步系泊系统特性研究的基础。研究确定的浮式储油罐外筒直径为 9 米，内筒直径为 5.5 米，储油罐高度为 5 米；主要结构钢板厚度为 25mm，次要结构钢板厚度为 16mm，适当考虑加强筋及附属结构重量，估算储油罐总重量为 85 吨。

第四章 系泊系统特性研究

本章以第三章分析确定的浮式储油罐的结构模型为基础，根据拟定目标海域的水深特点，结合常见的系泊形式，分别对三个水深的三种系泊布置方案进行了考察。初步确定了锚链的选材，并在此基础上分析研究了不同系泊布置的系泊静力特性，根据分析的结果确定出六根锚链的布置方案；其后结合具体海况条件，对三个水深的系泊系统进行了详细的动态分析，进一步深入研究该系泊方案的动态特性。

4.1 锚泊系统布置

本文在方案优选阶段共计算了3种锚泊系统布置方式，锚泊系统分别由4根锚链、6根锚链和8根锚链组成，锚泊系统计算域与布置图分别如图4-1、图4-2和图4-3所示。各方案锚链均为对称布置，若以每两根锚链为一组，第一种锚泊系统每组锚链之间夹角为 90° ，第二种锚泊系统每组锚链之间夹角为 60° ，第三种锚泊系统每组锚链之间夹角为 45° 。

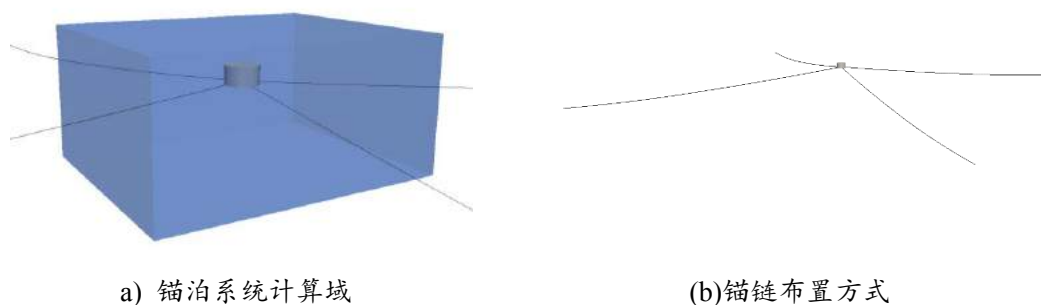
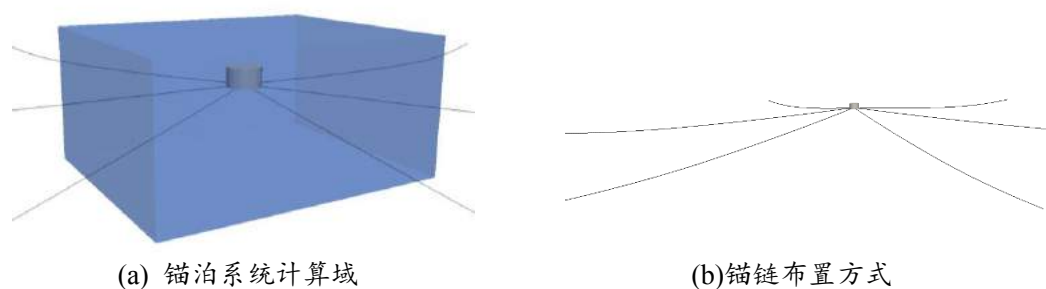


图 4-1 四链锚泊系统示意图

Fig. 4-1 4-Chain Mooring Model

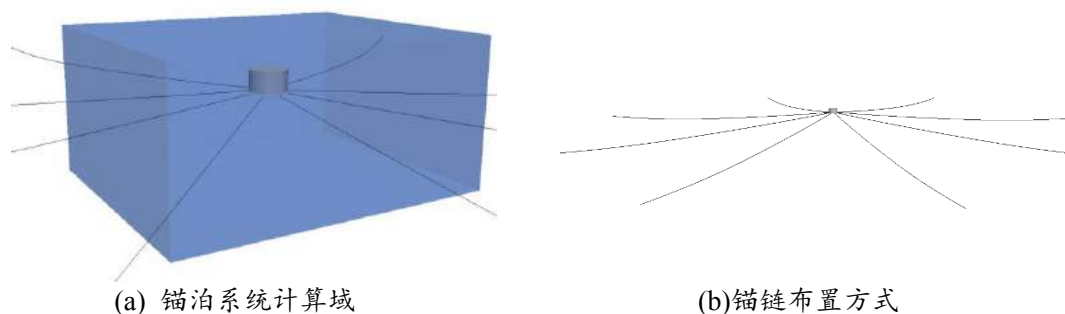


(a) 锚泊系统计算域

(b) 锚链布置方式

图 4-2 六链锚泊系统示意图

Fig. 4-2 6-Chain Mooring Model



(a) 锚泊系统计算域

(b) 锚链布置方式

图 4-3 八链锚泊系统示意图

Fig. 4-3 8-Chain Mooring Model

4.2 不同水深下浮式储油罐系泊系统静力特性

结合我国东海海域环境特点,为了研究不同水深下各种系泊锚链形式对浮式储油罐动力响应的影响,本文将上述三种系泊形式分别应用到 28m、60m 和 100m 水深的工况当中,浮式储油罐模型和波浪条件不变。锚链与储油罐的系泊滑轮位于储油罐底部(储油罐标高 0 处),系泊半径为 300 米。

4.2.1 系泊系统静力分析结果

为了便于统一对比,锚链在与储油罐连接处的预张力统一为 15 吨力。并将上述工况整理如下表:

表 4-1 分析模型总表
Table 4-1 Analysis Model Summary

编号	水深(m)	系泊锚链数	悬垂段长度(m)	
			2inchStudless	3inch Studlink
1	28	4	160.1	140
2	28	6	160.1	140
3	28	8	160.1	140
4	60	4	169.0	140
5	60	6	169.0	140
6	60	8	169.0	140
7	100	4	186.4	140
8	100	6	186.4	140
9	100	8	186.4	140

表 4-2 系泊系统静力分析结果汇总
Table 4-2 Static Analysis Results for Mooring Chain

编号	锚链水平力 (单根, kN)	锚链垂向力 (单 根, kN)	锚链垂向力 (合力, kN)	锚链与水平面夹 角 (°)
1	135.7	56.9	227.54	22.75
2	135.7	56.9	341.31	22.75
3	135.7	56.9	455.08	22.75
4	120.2	84.7	338.92	35.17
5	120.2	84.7	508.38	35.17
6	120.2	84.7	677.84	35.17
7	100.0	107.7	430.81	47.11
8	100.0	107.7	646.21	47.11
9	100.0	107.7	861.62	47.11

首先, 分析锚链与水平面的夹角、单根锚链水平力的变化情况, 为了更直观表达上表中的数值结果, 将单根锚链水平力及单根锚链与水平面的夹角绘制如下图所示:

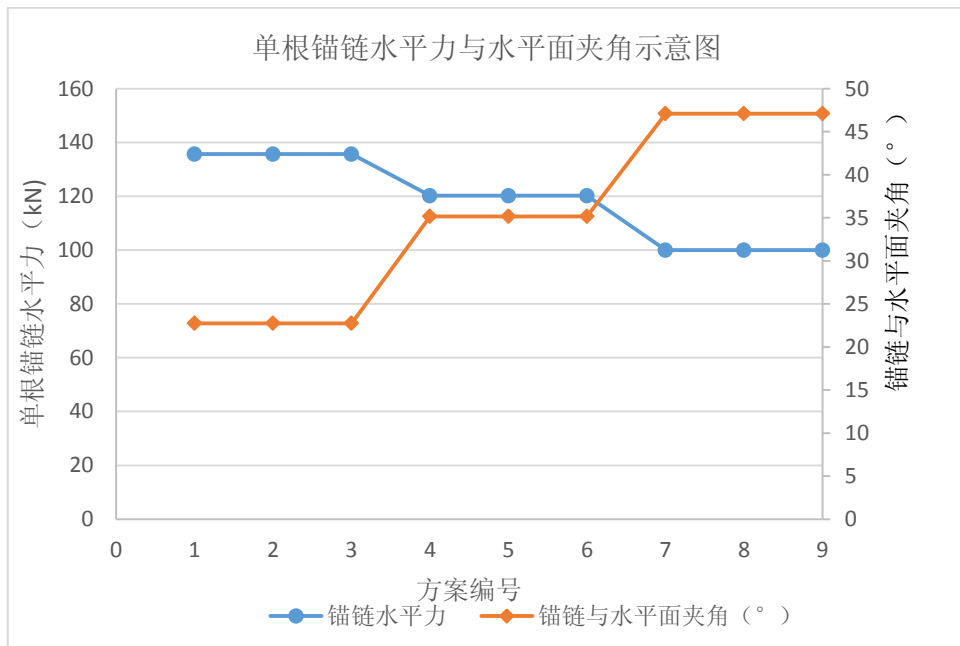


图 4-4 单根锚链水平力与角度变化趋势图

Fig. 4-4 8-Chain Mooring Model

从上图可以看出，对同一水深的三种锚链布置方案来说，在初始预张力相同的静平衡状态下：

- 1) 单根锚链与水平面的夹角是一致的，这是因为锚链与水平面的夹角仅取决于水深、系泊半径和初始预张力；
- 2) 单根锚链的水平力是一致的，这是因为静平衡状态下锚链受力仅取决于初始预张力、水深、系统重力与浮力；

对不同水深的三种锚链布置方案来说，在初始预张力相同的静平衡状态下：

- 1) 水深变大，单根锚链与水平面的夹角变大，原因在于系泊半径不变的情况下，水深的增大将引起系泊链与水平面夹角增大；
- 2) 单根锚链的水平力减小，这是因为锚链与水平面夹角的增大引起锚链力水平分量的减小。

其次，分析单根锚链的垂向力及锚链垂向力合力的变化，为了直观表达相关结果变化，绘制变化曲线如下图 4-5 和图 4-6 所示。

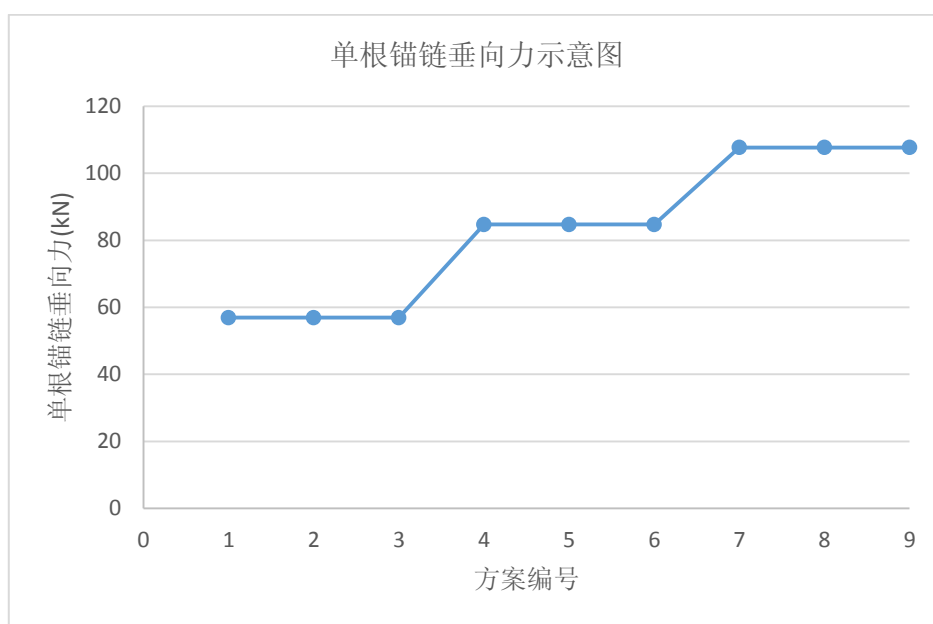


图 4-5 单根锚链垂向力趋势图

Fig. 4-5 Vertical Load for Single Mooring Chain

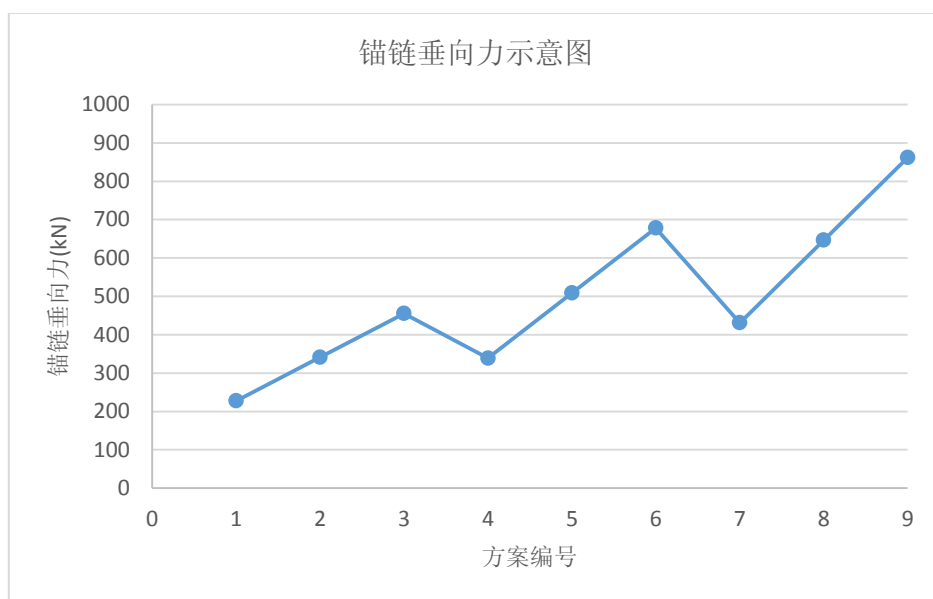


图 4-6 锚链垂向力（合力）编号趋势图

Fig. 4-6 Vertical Load for Single Mooring Chain

从上图中可以看出，水深相同的情况下：

- 1) 单根锚链的垂向力相同，这是因为静平衡状态下锚链受力仅取决于初始预张力，系统重力与浮力；
- 2) 锚链的垂向力合力随系泊锚链根数的增加等比增大，但是因为锚

链的垂向力直接关系到储油罐系泊的有效荷载，垂向力增加意味着系泊有效荷载减小，因此，锚链根数的增加对整个系泊系统不是有利因素。

水深不同的情况下，随着水深的增加：

- 1) 单根锚链力的垂向力增加；
- 2) 多根锚链的垂向力合力也在增加，这是由于系泊半径不变的情况下，水深增大引起锚链与水平面夹角增大造成的。

4.2.2 锚链根数对储油罐定位能力的影响

在本课题中，为了考察不同根数锚链对浮式储油罐整体定位能力的影响，做如下两个方面的考察，并依据考察结果来判断不同根数锚链系泊方案的系统稳健性。

- 1) 同一水深下，如果有一根锚链失效，储油罐在水平面上偏离静平衡位置的大小，以此考察系泊系统的稳健性；
- 2) 在水平面上系泊系统的系泊刚度，依此考察系泊系统定位能力。

在工程实践中，由于各种各样的偶然因素，工程设施往往面临着各种各样的风险因素的影响，从而导致意外事故的发生。保证工程设施在意外发生之后，能够保有一定的自持能力，不造成灾难性的后果，甚至能够维持正常的生产运营，是工程方案设计中必须要考虑的因素。针对此问题，通常的做法是赋予工程设施一定的设计冗余度：即在个别构件失效的前提下考察工程设施的响应后果。基于此，本文针对一根锚链失效的情形下各系泊方案的系统性能进行分析。

以水深为 28m 的三种系泊方式为例，对于四链、六链和八链锚泊的方案分别去掉一根 0 度线上的锚链，经过分析可得储油罐的静态偏移与静态张力变化见下表：

表 4-3 静态偏移与静态张力变化表
Table 4-3 Static Offset and Static Tension Force Summary

锚链根数	水平偏移 (m)	张力最大值 (kN)	张力最大值 /预张力
4	8.24	156.4	1.064
6	0.968	194.3	1.322
8	0.59	186.7	1.270

根据上表中的分析结果汇总，可以看出：

- 1) 4 根锚链布置方案：如果有一根锚链断裂，在新的平衡位置处，三根锚链的受力变化不大，张力最大值仅仅增大 6.4%，这对锚链本身受

力是比较有利的。同时也可以观察到对于此方案，一根锚链断裂之后储油罐的水平偏移较大，达到 8.24 米，在实际工程中很容易把连接的收油软管拉坏，造成整个溢油回收系统不能正常运作，甚至造成溢油二次污染事故，而这种情况是绝对不能允许发生的。

2) 6 根和 8 根锚链的布置方案：如果有一根锚链断裂，在新的平衡位置处，锚链张力最大值分别增加 32%和 27%，虽然增加幅度较大，但是仍然在规范的设计裕量之内（规范规定平衡状态下，锚链张力的安全系数为 2.0）；也可以观察到即使有一根锚链破断，储油罐的水平偏移所受影响不大，其最大偏移量小于 1 米。

因此，为了保证溢油回收系统的整体可靠性，保证有一根锚链失效时系统具有足够的安全性，可以排除 4 根锚链的布置方案。接下来再考察 6 根与 8 根锚链布置方案的水平刚度，考察锚链根数增加对于水平刚度的影响程度。

在静态模型下，水平偏移浮式储油罐，可以得到相应的力和对应的位移，两者相除可以得到其对应水平刚度，两组布置方案的水平刚度分析结果如下表所示：

表 4-4 水平刚度表
Table 4-4 Horizontal Stiffness

6 链锚泊			8 链锚泊		
dx (m)	F (kN)	F/dx (kN/m)	dx' (m)	F' (kN)	F'/dx' (kN/m)
0.4759	116.87	245.58	0.5365	176.57	329.12
0.9369	244.55	261.02	0.8293	283.50	341.86
1.2888	367.75	285.34	1.1582	422.02	364.38
1.6748	556.15	332.07	1.6273	695.62	427.47
2.0348	787.92	387.22	1.7563	793.73	451.93
2.3739	1054.53	444.22	2.0488	1056.38	515.61

为了更加直观表示两种锚链布置下水平刚度的变化，绘制水平刚度曲线如下图所示：

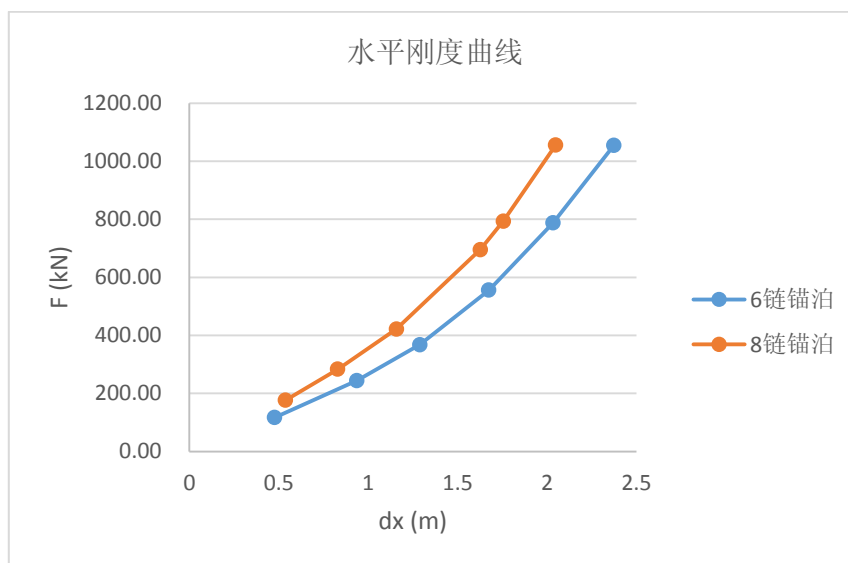


图 4-7 系泊水平刚度曲线

Fig. 4-7 Horizontal Stiffness Curve

从两种方案的系泊水平刚度曲线可以看出，随着浮式储油罐水平偏移量的增加，所需的水平力也在增加，并且增加的更快；8 根锚链布置方式的水平刚度总体要高于 6 根锚链的布置方案，约高 30%；但整体来说，6 根与 8 根锚链布置方案的水平刚度区别不大，一般情况下，六链锚泊应该已经可以满足工程设施的设计要求。

4.2.3 系泊方案成本分析

为了获得更为准确的锚链成本数据，本文对锚链的工程造价进行了估算，以便对该系泊系统的经济投资有一个初步的概念。

4.2.3.1 锚链采购成本

根据 API 规范（API RP 2SK 7.4.1），结合分析所得的锚链张力，计算锚链的设计破断力，并选择锚链规格。如下表所示。

表 4-5 锚链张力限值和安全系数
Table 4-5 Tension Limits and Safety Factors

	Analysis Method	Tension Limit (Percent of MBS)	Equivalent Factor of Safety
Intact	Quasi-Static	50	2.0
Intact	Dynamic	60	1.67

根据上述规范要求，计算所得系泊链设计破断负荷如下表 4 所示：

表 4-6 不同水深工况下的锚链设计破断负荷
Table 4-6 Design Breaking Force Summary

水深 (m)	设计破断荷载(kN)
28	599/0.6=1000
60	526/0.6=877
100	464/0.6=773

根据上述锚链设计破断荷载 (MBL)，锚链尺寸选择如下表所示：

表 4-7 不同水深工况下的锚链尺寸选择
Table 4-7 Size Selection for Mooring Chain

水深 (m)	锚链尺寸(mm)
28	34
60	30
100	28

虽然按破断力选的锚链比分析模拟时采用的锚链尺寸更小，锚链的系泊特性会有轻微的改变。但是，本文以系泊系统的静力和动力反应特性研究为目标，前几章已经对系泊系统的特性做了深入研究，加之目海洋工程锚链中，2 英寸的锚链已经是较小的锚链，尺寸更小的锚链比较少见，故不再缩小锚链尺寸重新计算。

表 4-8 锚链采购成本
Table 4-8 Procurement Cost for Mooring Chain

水深(m)	六链锚泊	八链锚泊	成本对比 八链/六链
	锚链造价 (万元)	锚链造价 (万元)	
28	1100	1450	1.318
60	1120	1500	1.339
100	1160	1550	1.336

4.2.3.2 锚链安装成本

对于海洋中的结构物，影响其造价的不仅仅是其结构物本身的造价，海上安装成本更是占据了总成本相当大的比重，因此，本文对于各种系泊方案的安装成本也进行了分析，具体数据见下表：

对于三种不同水深的系泊方案，虽然其锚链长度有一定区别，但其安装机具和安装时间几乎一致，因此安装成本没有区别。但对于八链锚泊，由于其需要增加两根锚链的安装，因此其安装成本有所增加，具体见下表估算数据。

表 4-9 锚链安装成本
Table 4-9 Installation Cost for Mooring Chain

水深(m)	六链锚泊	八链锚泊	成本对比
	锚链安装成本 (万元)	锚链安装成本 (万元)	八链/六链
28	1400	1700	1.214
60	1400	1700	1.214
100	1400	1700	1.214

4.2.3.3 锚链总成本

结合锚链的材料制作成本和安装成本，各种不同系泊方案的锚链总造价如下表所示：

表 4-10 锚链总成本
Table 4-10 Total Cost for Mooring Chain

水深(m)	六链锚泊	八链锚泊	成本对比
	锚链总成本 (万元)	锚链总成本 (万元)	八链/六链
28	2500	3150	1.260
60	2520	3200	1.270
100	2560	3250	1.270

4.2.3.4 本章小结

本节结合计算分析成果，根据工程设计情况，对锚链系统的采购成本和安装成本进行了估算，并给出了锚链的总成本。

从分析结果可以看出，由于本课题研究的三种水深相对都较浅，因此由水深造成的单根锚链长度的区别对最终造价的影响很小；在本课题水深条件下，采用不同系泊方案的总成本区别主要在于锚链数量，锚链数量不仅仅直接影响到材料的采购价格，也直接影响到系统的安装成本，八链锚泊的方案较之六链锚泊的方案，成本将增加 25%以上；因此，6 链锚泊方案的经济性相对更优。

4.2.4 系泊方案确定

从本节系泊系统静力特性分析可以看出，4 根锚链的布置方案由于破断后浮式储油罐的水平偏移过大，整个系统稳健性不足，带来潜在的安全隐患，因此不适宜选用。而 6 根和 8 根锚链的布置方案，破断后浮式储油罐的水平偏移幅度量级一致，系泊系统水平刚度曲线也比较接近，但由于 8 锚链系泊方案的垂向载荷较大，为了确保储油罐的有效载荷，6 锚链的系泊布置方案较优。进而，考虑到 8 链锚泊带来的成本增加，从节省工程建设费用的角度出发，选用 6 根锚链布置的方案最为适宜。故本课题以后章节针对 6 根锚链系泊布置方案展开分析。

4.3 系泊系统动力响应特性研究

结合中国渤海海域海况条件，并结合海上收油作业的操作要求，选十年一遇海况进行分析，选取如下计算输入。

表 4-11 设计输入数据表
Table 4-11 Design Input

主尺度		区域 1 (28m 水深)	区域 2 (60m 水深)	区域 3 (100m 水深)
水深	(m)	28	60	100
波浪 (JONSWAP 谱)	Hs(m)	4.9	4.9	4.9
	Tp(S)	9.3	9.3	9.3
	γ	2.51	2.51	2.51
海流	(m/s)	1	1	1
风	(m/s)	22	22	22
环境荷载方向 1		0°	0°	0°
环境荷载方向 2		30°	30°	30°

其中系泊布置方案和环境荷载方向定义如下图所示：

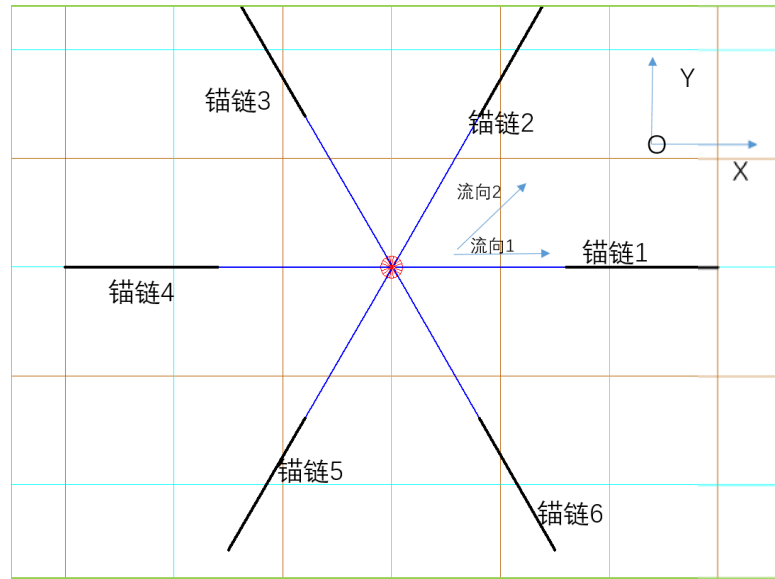


图 4-8 系泊布置方案与环境载荷方向定义示意图

Fig. 4-8 Horizontal Stiffness Curve

因此最终的计算工况如下表所示：

表 4-12 分析工况表
Table 4-12 Analysis Cases Summary

水深 (m)	流向 1	流向 2
28	01	02
60	03	04
100	05	06

4.3.1 动态模拟参数设定

系统的动态模拟采用时域模拟，鉴于时域模拟计算工作量大，占用存储空间大，模拟时间长。为了减少模拟存储空间，基于 Ochi 的极大值估算理论，每个工况模拟物理时间 2100 秒，取 100-2000 秒的模拟结果进行数据处理。对这段时间内关心的物理量进行瑞雷分布估算，并估算 3 小时千分之一最大值，作为该工况的最大值。

波浪采用 Jonswap 谱模拟，对应的波浪谱如下图所示。

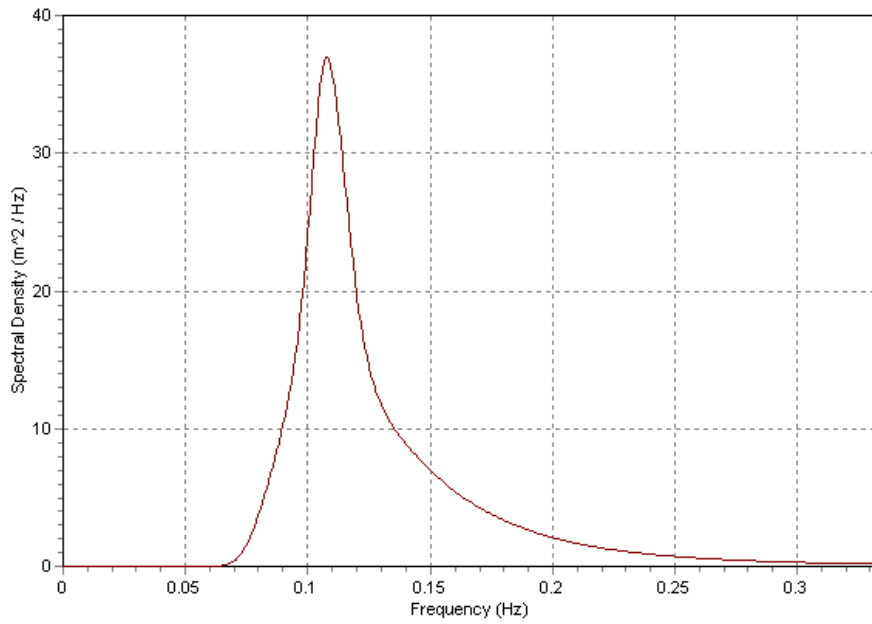


图 4-9 波浪谱示意图

Fig. 4-9 Jonswap Spectrum

波浪模拟基于波浪谱求出叠加波面的波幅，通过随机相位进行叠加，下图为某一模拟工况下的波面时间历程曲线（截取 0-1000）。

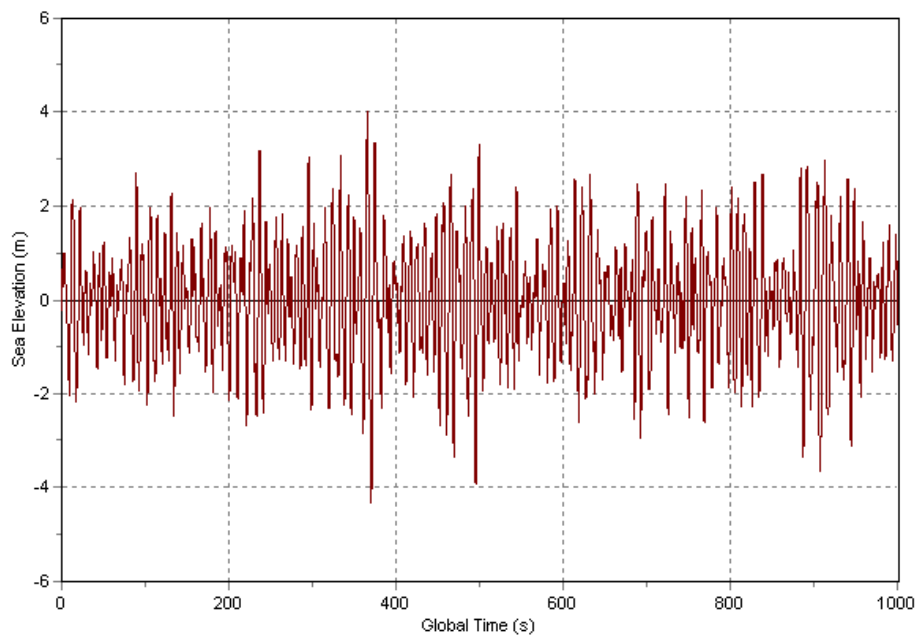


图 4-10 波面时历曲线

Fig. 4-10 Time History Curve for Sea Elevation

流采用定常流进行模拟。

风以 1 小时平均风速为基准，采用 NPD 风谱。下图为风谱图。

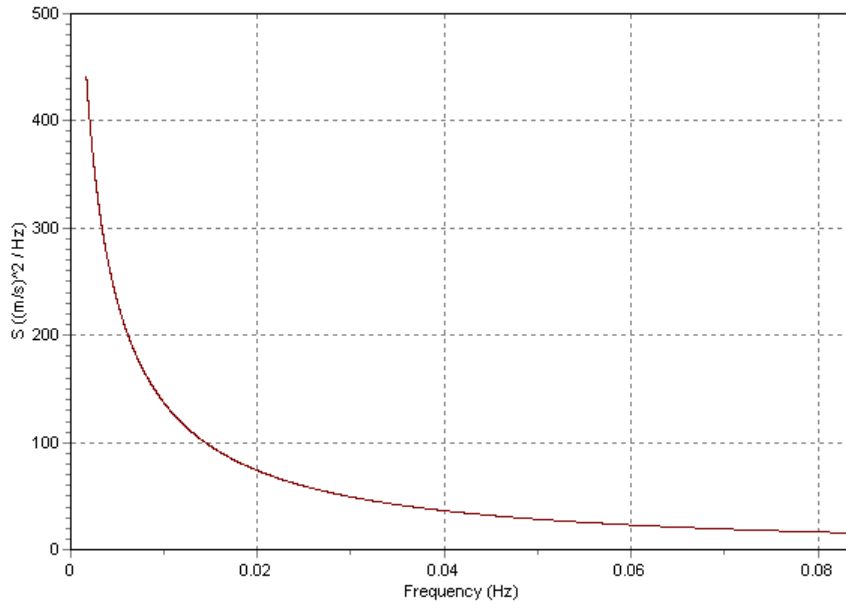


图 4-11 风谱示意图

Fig. 4-11 Wind NPD Spectrum

4.3.2 动态响应分析结果

4.3.2.1 工况 01： 28m 水深 0°环境条件

该工况下，平台偏移沿 x 轴方向，锚链力最大的锚链编号是 4 号。

在 100-2000 秒计算数据基础上，基于瑞雷分布推算出三小时最可能最大值与千分之一的结果。

表 4-13 分析结果汇总表-工况 01
Table 4-13. Analysis Results Summary – Case 01

水深 (m)	最可能最大值	千分之一最大值
水平偏移结果 (m)	2.11	2.84
锚链受力结果 (kN)	482.00	599.70

平台水平运动与锚链张力时历曲线如下图所示。

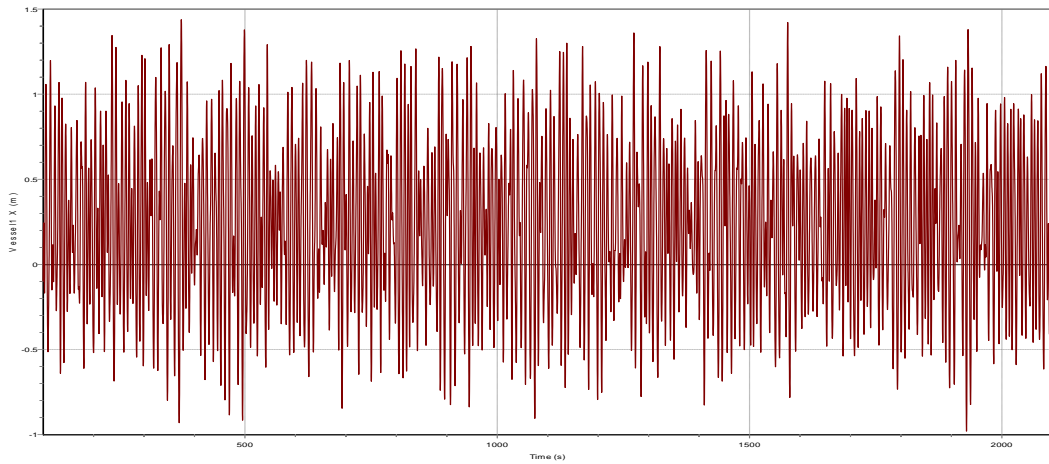


图 4-12 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 01

Fig. 4-12 Time history curve for Buoy Motion: X-direction - Case 01

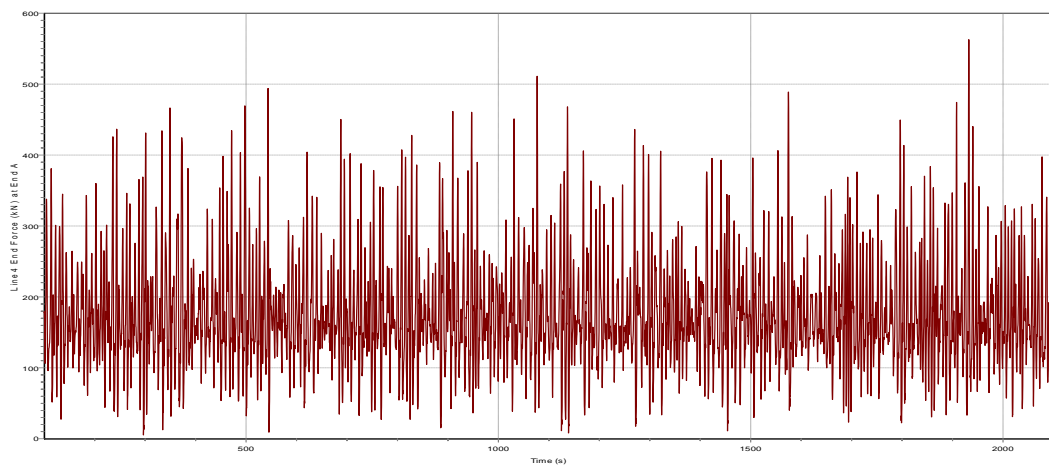


图 4-13 平锚链 4 拉力时历曲线-工况 01

Fig. 4-13 Time History Curve for Tension force of Mooring line 4 - Case 01

4.3.2.2 工况 02: 28m 水深 30°环境条件

该工况下，平台偏移沿 x 轴方向，锚链力最大的锚链编号是 5 号。

在 100-2000 秒计算数据基础上，基于瑞雷分布推算出三小时最可能最大值与千分之一的结果。

表 4-14 分析结果汇总表-工况 02
Table 4-14 Analysis Results Summary – Case 02

水深 (m)	最可能最大值	千分之一最大值
水平偏移结果 (m)	2.09	2.82
锚链受力结果 (kN)	411.03	501.86

平台水平运动与锚链张力时历曲线见下图。

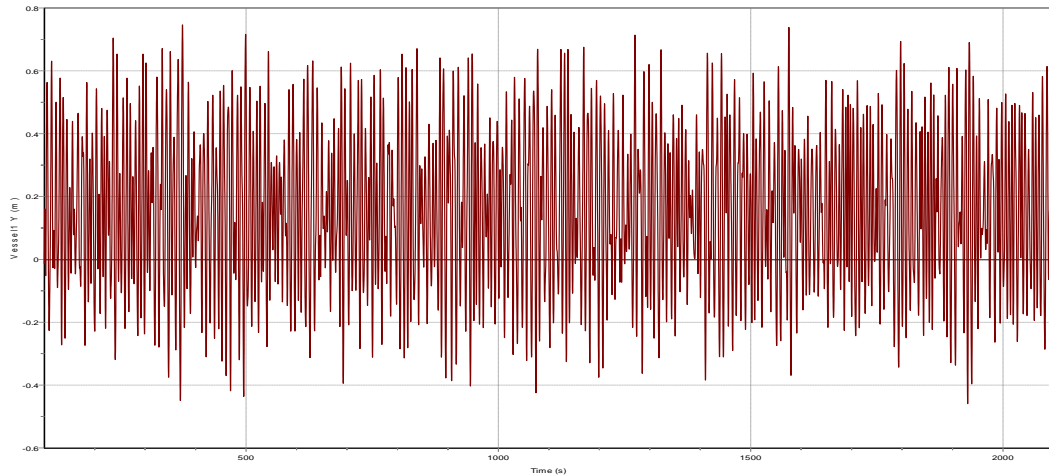


图 4-14 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 02

Fig. 4-14 Time history curve for Buoy Motion: X-direction - Case 02

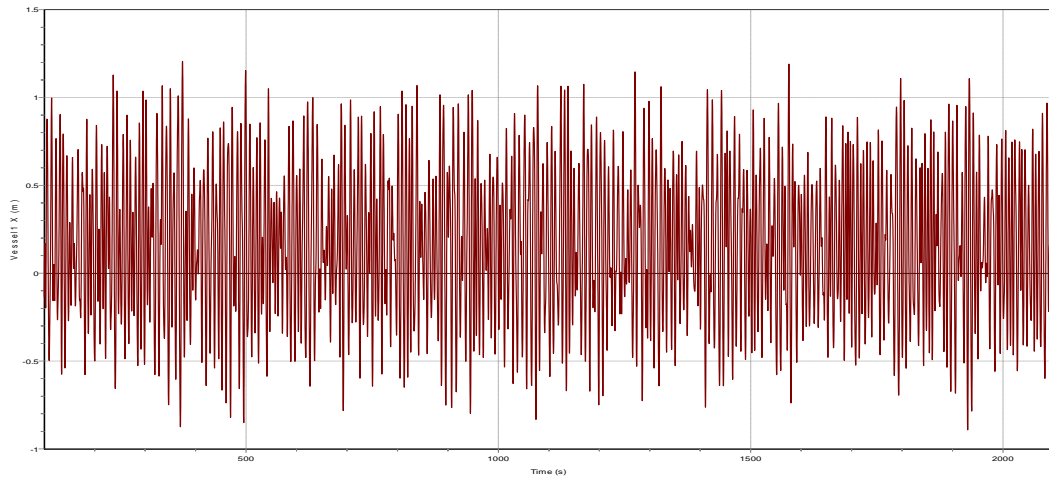


图 4-15 平台水平运动 Y 方向时历曲线-工况 02

Fig. 4-15 Time history curve for Buoy Motion: Y-direction - Case 02

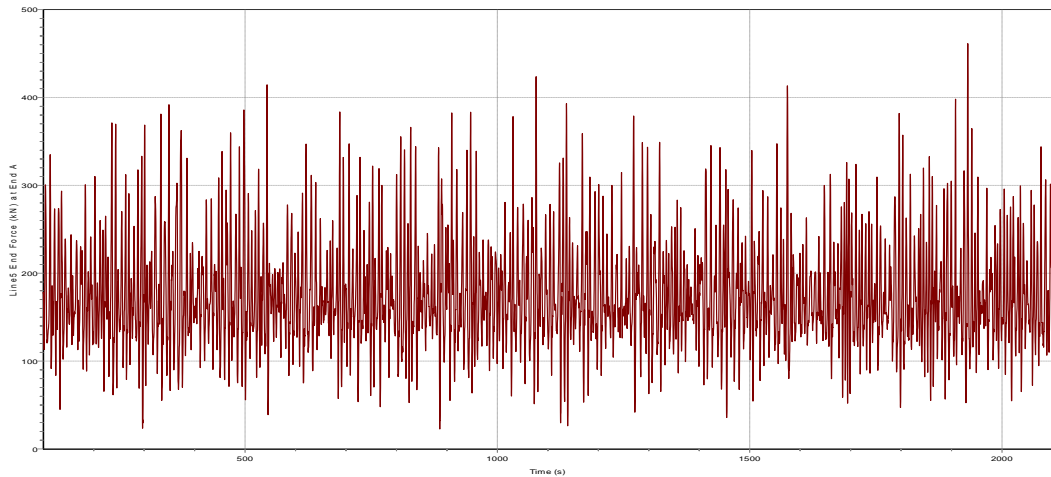


图 4-16 锚链 5 拉力时历曲线-工况 02

Fig. 4-16 Time History Curve for Tension force of Mooring line 5 - Case 02

4.3.2.3 工况 03: 60m 水深 0°环境条件

该工况下，平台偏移沿 x 轴方向，锚链力最大的锚链编号是 4 号。

在 100-2000 秒计算数据基础上，基于瑞雷分布推算出三小时最可能最大值与千分之一的结果。

表 4 - 15 分析结果汇总表-工况 03
Table 4-15 Analysis Results Summary – Case 03

水深 (m)	最可能最大值	千分之一最大值
水平偏移结果 (m)	3.92	5.18
锚链受力结果 (kN)	428.97	526.00

平台水平运动与锚链张力时历曲线如下图所示。

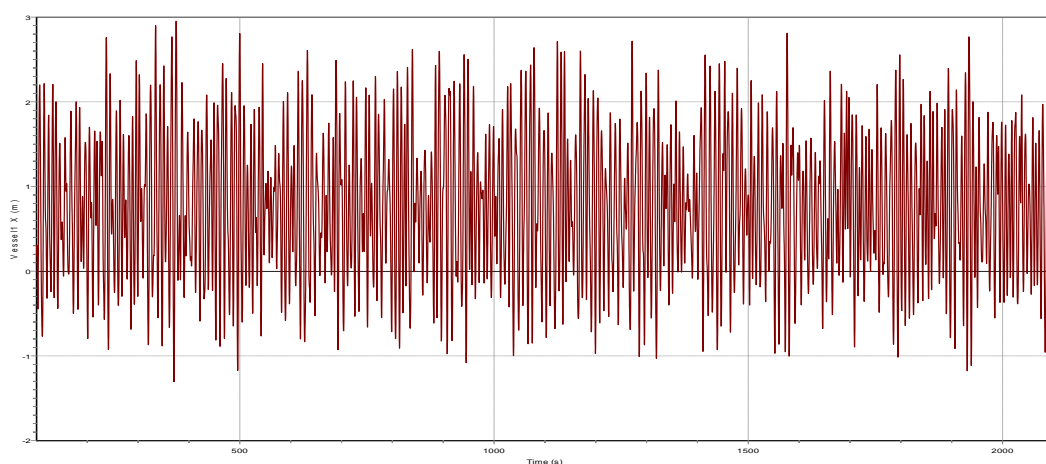


图 4-17 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 03

Fig. 4-17 Time history curve for Buoy Motion: X-direction - Case 03

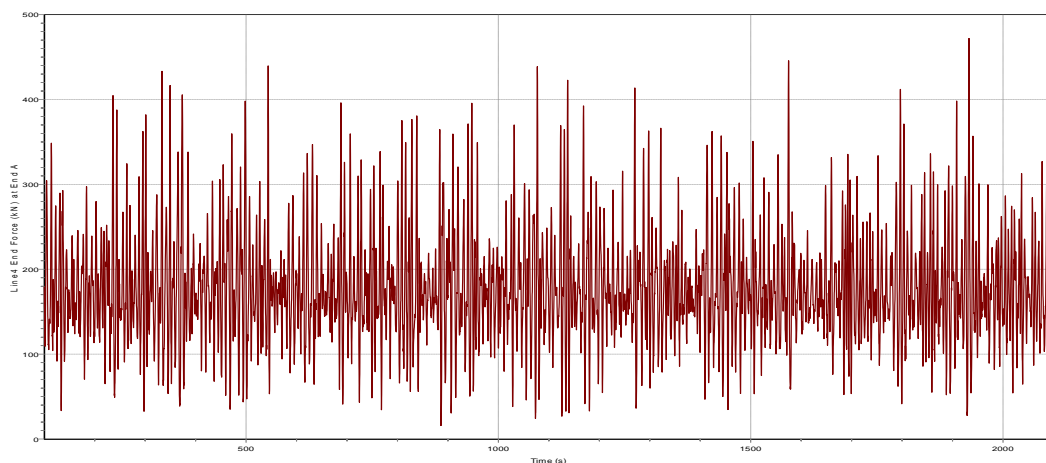


图 4-18 锚链 4 拉力时历曲线-工况 03

Fig. 4-18 Time History Curve for Tension force of Mooring line 4 - Case 03

4.3.2.4 工况 04: 60m 水深 30°环境条件

该工况下，平台偏移沿 x 轴方向，锚链力最大的锚链编号是 5 号。

在 100-2000 秒计算数据基础上，基于瑞雷分布推算出三小时最可能最大值与千分之一的结果。

表 4-16 分析结果汇总表-工况 04
Table 4-16 Analysis Results Summary – Case 04

水深 (m)	最可能最大值	千分之一最大值
水平偏移结果 (m)	3.87	5.11
锚链受力结果 (kN)	368.11	442.74

平台水平运动与锚链张力时历曲线如下图所示。

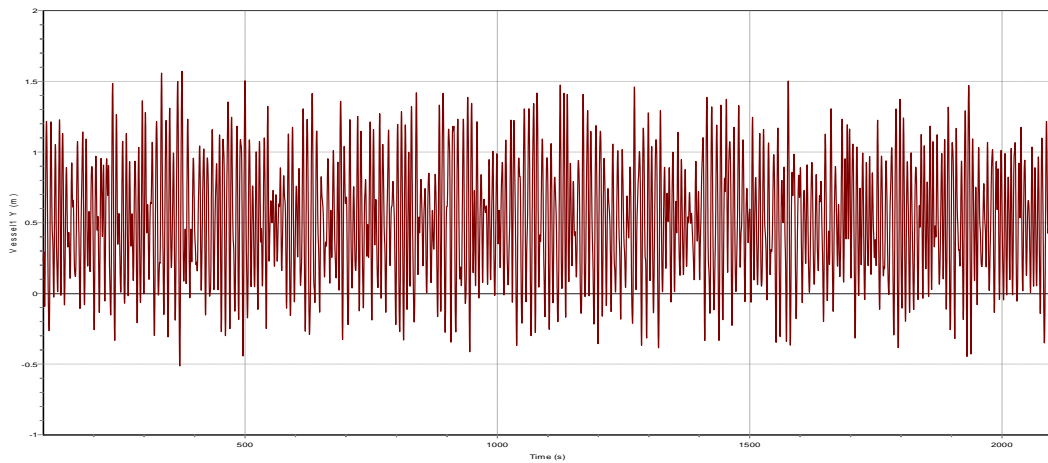


图 4-19 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 04

Fig. 4-19 Time history curve for Buoy Motion: X-direction - Case 04

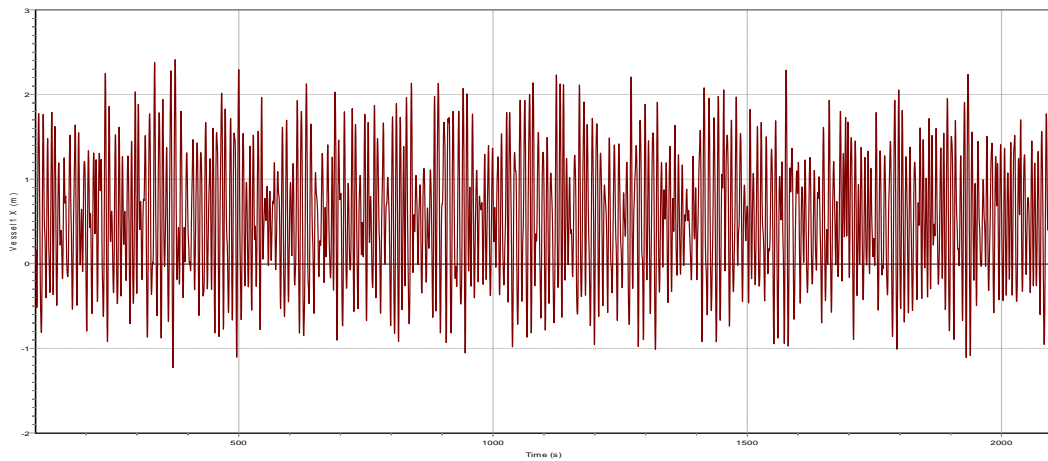


图 4-20 平台水平运动 Y 方向时历曲线-工况 04

Fig. 4-20 Time history curve for Buoy Motion: Y-direction - Case 04

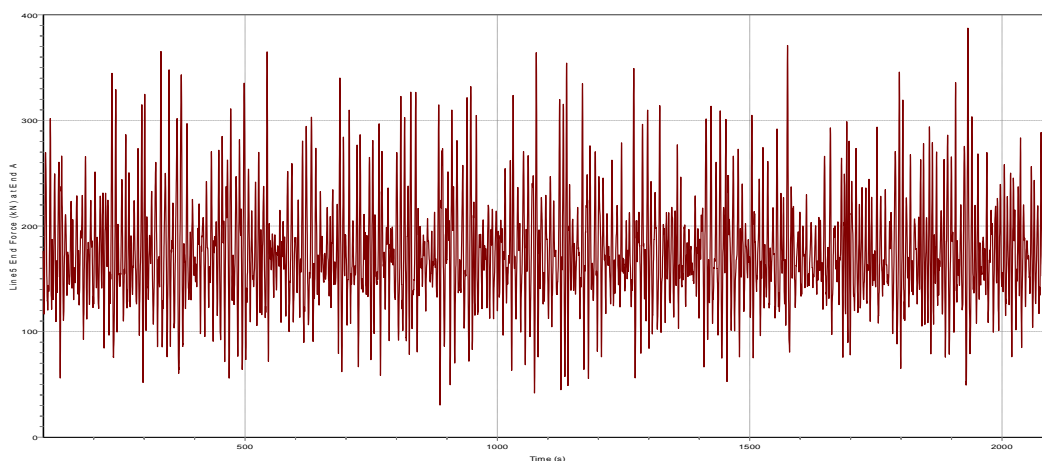


图 4-21 锚链 5 拉力时历曲线-工况 04

Fig. 4-21 Time History Curve for Tension force of Mooring line 5 - Case 04

4.3.2.5 工况 05: 100m 水深 0°环境条件

该工况下，平台偏移沿 x 轴方向，锚链力最大的锚链编号是 4 号。

在 100-2000 秒计算数据基础上，基于瑞雷分布推算出三小时最可能最大值与千分之一的结果。

表 4 - 17 分析结果汇总表-工况 05
Table 4-17 Analysis Results Summary – Case 05

水深 (m)	最可能最大值	千分之一最大值
水平偏移结果 (m)	6.53	8.37
锚链受力结果 (kN)	385.23	464.30

平台水平运动与锚链张力时历曲线如下图所示。

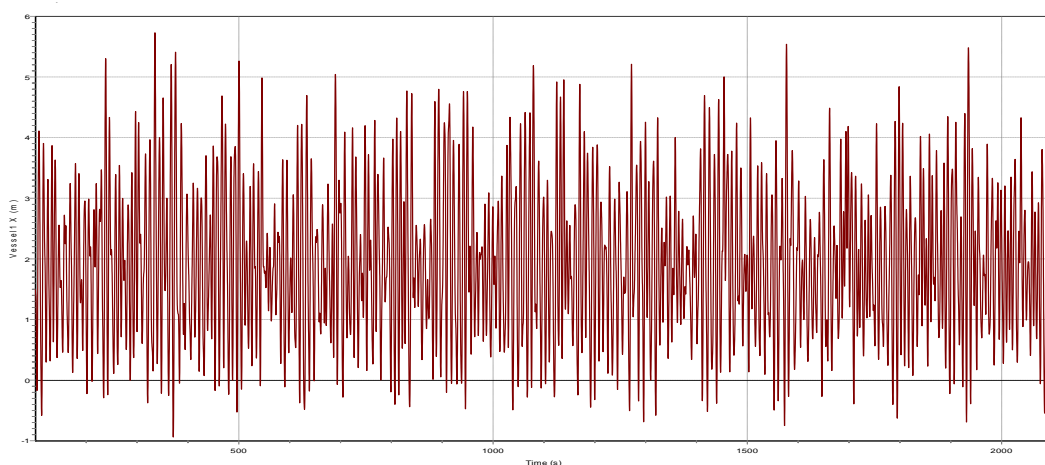


图 4-22 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 05

Fig. 4-22 Time history curve for Buoy Motion: X-direction - Case 05

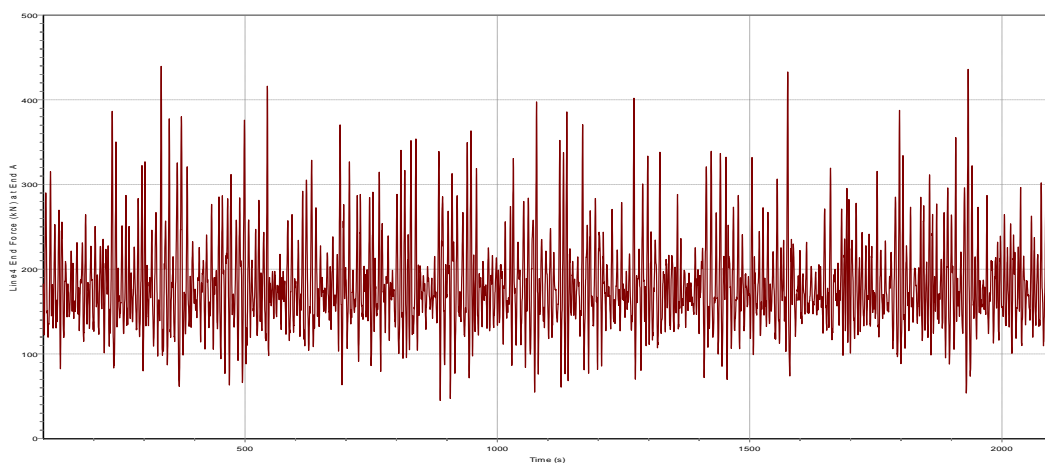


图 4-23 锚链 4 拉力时历曲线-工况 05

Fig. 4-23 Time History Curve for Tension force of Mooring line 4 - Case 05

4.3.2.6 工况 06: 100m 水深 30°环境条件

该工况下，平台偏移沿 x 轴方向，锚链力最大的锚链编号是 5 号。

在 100-2000 秒计算数据基础上，基于瑞雷分布推算出三小时最可能最大值与千分之一的结果。

表 4-18 分析结果汇总表-工况 06
Table 4-18 Analysis Results Summary – Case 06

水深 (m)	最可能最大值	千分之一最大值
水平偏移结果 (m)	6.46	8.29
锚链受力结果 (kN)	335.00	395.73

平台水平运动与锚链张力时历曲线如下图所示。

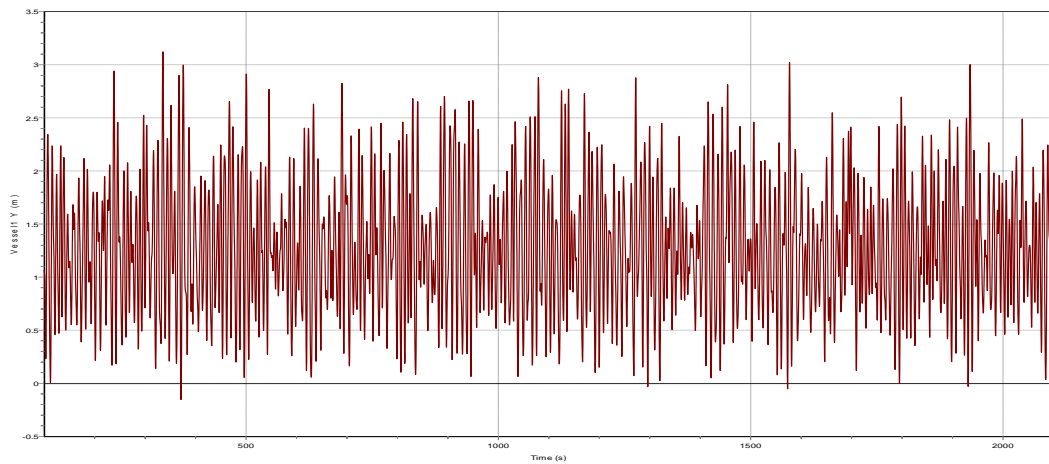


图 4-24 平台水平运动 x 方向时历曲线-工况 06

Fig. 4-24 Time history curve for Buoy Motion: X-direction - Case 06

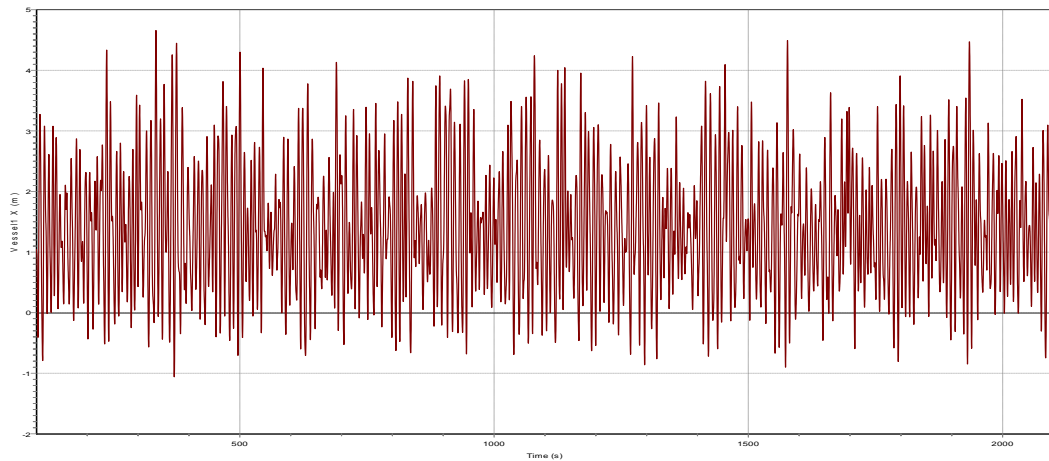


图 4-25 平台水平运动 Y 方向时历曲线-工况 06

Fig. 4-25 Time history curve for Buoy Motion: Y-direction - Case 06

4.3.3 系泊动态特性

将上一小节六个工况的计算结果进行整理汇总，具体如下表所示：

表 4-19 分析结果汇总表-水平偏移结果
Table 4-19 Analysis Results Summary - Horizontal Offset

水深 (m)	角度	水平偏移结果 (m)		水平偏移结果/水深	
		最可能 最大值	千分之一 最大值	最可能 最大值	千分之一 最大值
28 (m)	0°	2.11	2.84	1/13.3	1/9.9
	30°	2.09	2.82	1/13.4	1/9.9
60 (m)	0°	3.92	5.18	1/15.3	1/11.6
	30°	3.87	5.11	1/15.5	1/11.7
100 (m)	0°	6.53	8.37	1/15.3	1/11.9
	30°	6.46	8.29	1/15.5	1/12.1

分析上述水平偏移结果的汇总表，可以得出下述结论：

- 1) 在水深相同的情况下，环境荷载角度的变化对于水平偏移结果最可能最大值及千分之一最大值的影响不大，差异均在 1%以内。
分析其原因在于六链锚泊的情况下，系泊锚链间夹角相对较小，因此环境荷载方向的变化对于水平偏移结果影响不敏感。
- 2) 在水深不同的情况下，随着水深的增加，水平偏移计算结果增加；在当前计算水深范围之内，水平偏移结果增加的量级与水深增加的量级相当。
分析其原因在于：随着水深的增加，预张力相同的情况下，锚链水平力分量减小，系泊系统水平刚度降低，因而对于水平位移的限制能力降低。
- 3) 在水深不同的情况下，随着水深的增加，水平偏移量与水深的比值变小。
分析其原因在于：在同样的预张力下，水深越小，锚链上端与水平线的夹角越小，因而水平刚度越大，动态反应力也越大。虽然水平偏移的幅值绝对值较小，但是较浅水水系泊方案的水平偏移幅值与水深的比值通常大于较大水水系泊方案。这也是浅水水系泊系统固有的特征，也是导致浅水水系泊同时满足张力与定位要求的困难的原因所在。

表 4-20 分析结果汇总表-锚链受力结果
Table 4-20 Analysis Results Summary – Mooring Chain Tension Froce

水深 (m)	角度	锚链受力结果 (kN)	
		最可能最大值	千分之一最大值
28 (m)	0°	482.00	599.70
	30°	411.03	501.86
	锚链受力比 0°/30°	17.3%	19.6%
60 (m)	0°	428.97	526.00
	30°	368.11	442.74
	锚链受力比 0°/30°	16.5%	18.8%
100 (m)	0°	385.23	464.30
	30°	335.00	395.73
	锚链受力比 0°/30°	15.0%	17.3%

分析上述锚链受力结果汇总表，可以得出如下结论：

- 1) 结合 4.2 节，系泊锚链静平衡状态下受力约为 147kN，则动态响应分析锚链受力结果为静平衡状态下的 2.3-3.3 倍，可见环境荷载是影响锚链受力的最主要因素。
- 2) 在水深相同的情况下，环境荷载角度的变化带来的锚链受力结果变化较大，约为 15%~20%；
分析其原因在于：环境荷载方向为 0°时，恰好与某一根锚链的方向一致，因此，这一根锚链将会承受相对较大的荷载；当环境荷载与锚链布置方向不同时，则环境荷载由多根锚链相对更为均匀的分担，因此，当环境荷载与锚链布置方向相同时，锚链的受力结果要大于环境荷载与锚链布置方向不同的工况。
- 3) 在水深不同的情况下，随着水深的增大，系泊锚链受力减小。
其原因与水平偏移的变化规律相似，都是因为水深越浅，锚链上端与水平线的夹角越小，因而水平刚度越大，动态反应力也越大。

4.4 本章小结

本章首先根据拟定目标海域的水深特点，结合常见的系泊形式，分别对三个水深的三种布置进行了考察。初步确定了锚链的选材，并在此基础上分析研究了不同系泊布置的系泊静力特性，锚链根数对于储油罐定位能力的影响及不同系泊

方案的成本分析,分析的结果表明六根锚链的布置方案在系统稳健性、定位能力、有效系泊载荷、经济性等方面综合较优,应该予以选用。

其次针对确定的六锚链布置进行了详细的动态分析研究。详细考察了各个工况下储油罐的水平偏移、锚链最大张力等特性。从动态响应分析结果可以看出储油罐的六链系泊系统有如下特点:在同样的环境条件、同样的预张力下:水深越浅,锚链受力越大,水平偏移量与水深比也越大;这是因为水深越浅,锚链上端与水平线的夹角越小,因而水平刚度越大,响应的动态反应力越大。虽然水平偏移的幅值绝对值较小,但是较浅水深的系泊方案的水平偏移幅值与水深的比值通常大于较大水深的系泊方案;这是浅水系泊系统固有的特征,也是导致浅水系泊同时满足张力与定位要求的困难的原因所在,这也是后续该方案应用于工程实践时,需要重点考虑的问题。

总体而言,六链锚泊的系泊方案适用于浅水钢质浮式储油罐的系泊和定位要求,可以作为海上溢油应急回收储存系统的系泊方案。

第五章 总结与展望

5.1 全文总结

伴随着海上石油产业的蓬勃发展，海上溢油事故在海洋石油生产、运输和储存等各个环节不断发生，由此带来了非常严重的环境污染问题。目前在所有各类对于海洋环境的污染问题中，海洋石油带来的污染是后果最为严重、处理起来最为复杂的问题之一。如何对溢油进行回收、储存是现今广泛研究的课题，具备非常重要的现实意义。

本课题首先根据溢油回收储存系统的要求，考察了各种海上储油方案，对比了各种储油方案的优缺点和适用性，最终提出简易钢质浮式储油罐作为海底溢油回收的储存方案，并论证了其在海上溢油回收储存方面良好的适用性，可以作为本文研究的基础方案。之后，本文从储油罐结构方案和系泊系统两个方面论证了浮式储油罐及其系泊系统的技术可行性，并根据其系泊特性推荐了较优的方案：

1. 结构方案：对浮式储油罐在役和安装工况的结构强度、完整稳性和破舱稳性展开了分析，验证了结构方案的合理性，并将此结构方案作为进一步系泊系统动力响应特性研究的基础；
2. 系泊系统：采用静力和时域响应的分析方法，研究不同系泊方式对于储油罐静力和运动响应的影响，从而探求系泊系统的特性；系泊系统静力和动态响应分析结果表明，六链锚泊方案具备相对较优的定位能力、系统稳健性、经济性等。

本课题第一章中首先介绍了本文的研究背景和现实意义，明确了本文的研究对象——海上溢油回收储存系统，接下来对常规海上储油方式进行了论证，对比其优劣势之后提出了简易钢质浮式储油罐的储存方案，并对其系泊系统的研究现状进行了分析，最终总结陈述了本文的主要工作。

本课题第二章中介绍了数值模拟所用到的理论基础。首先介绍了环境荷载的选取，包含波浪谱和风谱的选择理论和依据；接下来介绍了粘性流体运动数学模型，包含自由液面的处理，控制方程的离散化及流场的求解流程；之后介绍了浮式储油罐的静力和动力响应分析方法，包含六自由度运动方程、动态响应分析方法、Ochi 的极大值估算理论和浮体稳性分析相关内容；最后介绍了系泊链的动态响应的分析方法，包含悬链线方程、动力分析方法、流场力求解和数值模拟过程。

第三章主要目的在于确定溢油回收储存系统方案,即浮式储油罐的结构方案,本章假定六链锚泊和 28 米水深的前提下开展工作:首先根据溢油回收储存系统的要求,对于储油罐的结构方案进行了初步设计,浮式储油罐由内外两层组成,内筒为溢油回收存储空间;外层环形空间为浮力空间,为整个浮式储油罐提供足够的浮力;其次对于浮式储油罐在役工况和安装工况的结构强度展开了分析,并对浮式储油罐的完整稳性和破舱稳性展开了分析,分析结果表明,浮式储油罐的强度和稳性均满足要求。由此可以得出结论,本课题设计的浮式储油罐方案合理、技术可行,可以作为进一步系泊系统特性研究的基础。

第四章首先根据拟定目标海域的水深特点,结合常见的系泊形式,分别对三个水深的三种布置进行了考察。初步确定了锚链的选材,并在此基础上分析研究了不同系泊布置的系泊静力特性,锚链根数对于储油罐定位能力的影响及不同系泊方案的成本分析,根据分析的结果确定出六根锚链的布置方案较优;其次针对确定的六锚链布置进行了详细的动态分析研究。详细考察了各个工况下储油罐的水平偏移、锚链最大张力等特性。同时,对不同水深下分析结果的趋势成因进行了分析,并指出浅水系泊系统设计困难的技术源头所在。主要结论如下:

(1) 四链锚泊布置方案由于破断后偏移过大,整个系统稳健性不足,不适宜选用。六链和八链锚泊布置方案,破断后偏移幅度量级一致,刚度曲线也比较接近,由于 8 锚链的垂向载荷较大,为了确保储油罐的有效载荷,6 锚链的布置较优。进而,从节省工程建设费用的角度出发,选用 6 根锚链布置的方案最为适宜。

(2) 动态分析分析结果显示,储油罐的系泊系统有如下特点:在同样环境载荷条件、同样预张力下:水深越浅,锚链受力越大,水平偏移量与水深比也越大。

(3) 浅水系泊系统的设计难点在于:在同样预张力下,水深小,锚链上端与水平线的夹角越小,故而水平刚度越大,动态反应力也越大。虽然水平偏移的幅值绝对值较小,但是较浅水深系泊方案的水平偏移幅值与水深的比值通常大于较大水深的系泊方案,浅水系泊要同时满足锚链力与定位要求的难度通常大于深水系泊。

全文论证结果表明,采用六链散布式悬链线系泊系统的钢制浮式储油罐方案在海上溢油回收方面具有良好的适用性和技术可行性,可以作为海上溢油回收的储存方案,成为海底溢油事故应急预案的一个组成部分,指导我国海上溢油事故发生之后的处理回收。

5.2 研究展望

虽然本文围绕海上溢油回收储存系统方案及其系泊特性做了一些工作，但是海上溢油回收这部分还有很多值得研究的问题需要去探索。本文的工作仅仅涵盖了海上溢油回收储存系统的部分工作，对于该系统的其他组成部分及储存系统本身，还有大量的工作需要去做。这里做出一些展望，以供后来人进行参考。

1、溢油扩散特性分析：海底原油泄露的时候，油品的性质和溢油时的物理条件如温度、压力等直接影响到溢油的扩散特性；如何能够进行溢油扩散特性的模拟，设计出更为合理的集油罩形式，使得溢油收集回收的效率更高，是后续需要加以关注的问题。

2. 浮式储油罐外输漂浮软管：外输漂浮软管是本溢油回收系统的一个重要组成部分，是溢油外输的唯一通道。一般漂浮软管为橡胶复合输油管，由橡胶层，钢骨架层，加强层及漂浮层组成，国内对此类管线的生产、设计、建造以及理论分析尚处于不成熟阶段，因此需要给予关注。

3. 对于储油罐及其系泊系统，本课题仅仅考虑了该系统在波浪、海流和风荷载作用下的相应，对于我国渤海海域冬季冰期的冰荷载没有考虑。相较于波浪荷载，浮式储油罐由于其受荷面积较大，往往需要承受大于波浪力的冰荷载，同时，破碎冰带来的冰激振动问题也可能带来相对较为严重的后果。有必要在今后的研究中给予关注，或探索更佳的储油方式。

参考文献

- [1] 陈同海, 中国石油化工集团公司年鉴, 2005 年版[M, 北京, 中国石化出版社, 2005, pp12-17
- [2] 高清军. 多种海况下的水下溢油数值模拟[硕士论文]. 大连: 大连海事大学, 2008
- [3] 王耀华. 海上溢油的归宿和形态研究[硕士论文]. 大连: 大连海事大学, 2010
- [4] 赵文芳. 海上溢油污染的危害与防治措施[J]. 安全, 健康和环境, 2006, 6 (9): pp25-26
- [5] 潘航波, 孙永明. 浮筒式浮油回收装置[J]. 科技传播, 2012 (10): pp130-131
- [6] 李迅科等. 深水钻井井喷失控水下应急封井回收系统[J]. 海洋工程装备与技术, 2014 (3): pp25-26
- [7] 苏尚文等, 水下应急封井装置技术研究进展与建议[J], 石油矿场机械, 2014, 43 (4): pp96-101
- [8] Helix. Helix Fast Response System. Helix Fast Response System Brochure, 2010
- [9] 余萍, 冯玉华. 水下储油方式[J]. 油气田地面工程, 2007, (3): pp18
- [10] 韩长青. 水下储油罐设计[硕士论文]. 青岛: 中国石油大学, 2011
- [11] 徐松森等. 油水隔离置换水下储油技术探讨[J]. 船海工程, Aug. 2008, pp62-64
- [12] 初新杰等. 水下漏油收集与暂存装置. 中国, 201220040337.1[P]. 2012-02-08
- [13] 初新杰等. 一种水下漏油软体收集罩. 中国, 201220040339.0[P]. 2012-02-08
- [14] 初新杰等. 自吸式水下漏油集储装置. 中国, 201220040344.1[P]. 2012-02-08
- [15] 左建立. 系泊浮筒设计与响应特性研究[硕士论文]. 天津: 天津大学, 2005
- [16] 唐友刚等. 深海系泊系统动力特性研究进展[J]. 海洋工程, 2008 (2): pp120-121
- [17] 董华洋. 浮箱-水平板式浮防波堤水动力特性研究[博士论文]. 大连: 大连理工大学, 2009
- [18] Pangalila, F. V. and Martin, J. P.. A method of estimating line tensions and motions of a semi-submersible based on empirical data and model basis results[C]. OTC, 1969, 2: pp90-96
- [19] Gault, A. J. and Cox, W. R.. Method for predicting geometry and loading distribution in an anchor chain from a single point mooring buoy to a buried anchorage[C]. OTC, 1973, 1: pp309-318

- [20] 肖越, 王言英. 浮体锚泊系统计算分析[J]. 大连理工大学学报, 2005(9):pp652-653
- [21] 缪馥星等. 多锚链系泊浮体的稳定性评估[J]. 中国海洋浮式储油罐, 2012(8):pp1-2
- [22] 陈徐均等. 柔性连接多浮体在不规则波中运动的预报方法[J]. 水动力学研究与进展. 2000(12): pp444-445
- [23] 侯勇等. 矩形浮式防波堤运动特性和锚链力试验研究[J]. 中国海洋浮式储油罐. 2009(12): pp1-2
- [24] Erik Byholt Hanssen, Coupled Analysis of a Moored Sevan Hull by the use of OrcaFlex[硕士论文]. NTNU - Norwegian University of Science and Technology - Department of Marine Technology, Spring 2013
- [25] Hongjian Cao, Xuyang Wang, Yuanchuan Liu and Decheng Wan*, Numerical Prediction of Wave Loading on a Floating Platform Coupled with a Mooring System. Proceedings of the Twenty-third (2013) International Offshore and Polar Engineering. Anchorage, Alaska, USA, June 30–July 5, 2013, pp. 582-589
- [26] Yuanchuan Liu and Decheng Wan, Motion Response Analysis of a Semi-Submersible Platform with Catenary Mooring Systems, Proceedings of the Eighth International Workshop on Ship Hydrodynamics, September 23-25, 2013, Seoul, Korea, Paper No. IWSH2013-P3B-2
- [27] Yuanchuan Liu and Decheng Wan, Numerical Simulation of Motion Response of an Offshore Observation Platform in Waves, Journal of Marine Science and Application, 2013, Vol. 12, No. 1, pp. 89-97
- [28] 刘远传, 万德成, 锚泊浮式码头在波浪上的运动响应计算, 第二十五届全国水动力学研讨会暨第十二届全国水动力学学术会议文集, 2013年9月22日-25日, 舟山, pp. 306-312
- [29] 王建华, 万德成, 南海浮式码头与系泊系统动力耦合分析, 水动力学研究与进展, 2015年3月, 第30卷, 第2期, pp.180-186
- [30] Yuanchuan Liu, Yao Peng and Decheng Wan, Numerical Investigation on Interaction Between a Semi-Submersible Platform and its Mooring System, Proceedings of the ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2015, May 31-June 5, 2015, St. John's, Newfoundland, Canada, Paper No. OMAE2015-412948
- [31] 郑艳娜, 波浪与浮式结构物相互作用的研究[博士论文]. 大连: 大连理工大学, 2006

- [32] Carl Trygve Stansberg 等, Challenges in Wave Force Modelling for Mooring Design in High Seas [C]. OTC-25944-MS, 2015
- [33] Young Chan 等, Gulfstar – VIM and Mooring Chain Fatigue [C]. OTC_26051-MS, 2015
- [34] 姜宗玉等, 深水半潜式平台系泊系统时域研究[J]. 中国海洋平台. 2006 年 02 月, 34-41
- [35] Yao Peng, Decheng Wan, Numerical Study of Two Different Types of Semi-Submersible Platforms with Mooring Systems in the Sea, Proceedings of the 12th International Conference on Hydrodynamics(ICHHD2016), September 18-23, 2016, Egmond aan Zee, The Netherlands. ICHHD2016 Tracking Number 81
- [36] Xiaotong Zhang, Yao Peng, Decheng Wan, Coupling Response of a Semi-submersible Platform with Its Mooring System, Proceedings of the Second Conference of Global Chinese Scholars on Hydrodynamics, Nov. 11-14, 2016, Wuxi, China, pp. 461-468
- [37] 庄园, 赵伟文, 万德成, 应用重叠网格方法的单点系泊 FPSO 在波浪下的运动响应, 第四届全国船舶与海洋工程 CFD 专题研讨会论文集, 镇江, 2016 年 10 月 28-30 日, pp.37-46
- [38] Yongyan Wu 等. Hull, Mooring and Riser Concept Selection for Deepwater Field Development in Offshore Northwest Australia[C]. OTC-26097-MS, 2016
- [39] Xavier Schut 等. Mooring Optimization in Time Domain Using Harmony Search[C]. OTC-26978-MS, 2016
- [40] B.Albisu 等. New Grades of High Strength Steel for Offshore Mooring Chains; R5s(1100MPa) an R6(1200MPa) [C]. OTC-27024-MS, 2016
- [41] Fredrik Eframsson 等, Disconnectable Turret Mooring System for Arctic Drilling[C]. OTC-27071-MS, 2016
- [42] DNV-RP-C205, Environmental Conditions and Environmental Loads[M]. April 2014
- [43] API RECOMMENDED PRACTICE 2SK Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures[M]. THIRD EDITION, OCTOBER 2005
- [44] Hongjian Cao and Decheng Wan, RANS-VOF Solver for Solitary Wave Run-up on a Circular Cylinder, China Ocean Engineering, 2015, Vol. 29, No.2, pp. 183-196
- [45] Chi Yang, Fuxin Huang, Lijue Wang and Decheng Wan, Numerical Simulation of Highly Nonlinear Steady and Unsteady Free Surface Flows, Journal of Hydrodynamics, Vol.23, No.6, 2011, pp.683-696

- [46] ISSA R. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operatorsplitting[J]. Journal of computational physics, 1986, 62(1):40–65
- [47] CARRICA P, WILSON R, NOACK R, et al. Ship motions using single-phase level set with dynamic overset grids[J]. Computers & fluids, 2007, 36(9):1415–1433
- [48] CARRICA P, CASTRO A, STERN F. Self-propulsion computations using a speed controller and a discretized propeller with dynamic overset grids[J]. Journal of marine science and technology, 2010, 15(4):316–330
- [49] ABS. MODU[M], 2008
- [50] 包建平. 悬链线式系泊系统测量技术研究 with 实测分析[硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2014 年 5 月
- [51] 张永涛. 基于悬链线理论的缆建模和仿真研究[硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2013 年 3 月
- [52] 程楠. 集中质量法在深海系泊冲击张力计算中的应用研究[硕士学位论文]. 天津大学, 2008, 5
- [53] Ying Min Low and Robin Langley, Dynamic analysis of a flexible hanging riser in the time and frequency domain[C], OMAE2006-92171, University of Cambridge, UK,

致 谢

光阴荏苒，岁月如梭。在论文即将完稿之际，意味着我的工程硕士学习生活已经接近尾声，也意味着我在专业上又获得了新的成长和进步。回首往事，脑海中掠过许许多多美好的回忆，心中感慨万千。在此，我要向我的老师、家人、同学和朋友表示感谢，是你们让我的学业得以顺利完成，谢谢你们！

首先要感谢的是我的导师万德成教授。万老师渊博的学识，严谨求实的治学态度，精益求精的科研要求，极具亲和力的人格魅力都深深地让我折服。万老师在课题上给了我很多的指导：无论是研究方向的选择还是论文的每一稿修改意见，万老师都付出了很多的精力，帮助我正确认识问题，并找到下一步研究的方向。真的非常感谢万老师在这两年时间对我的悉心指导和谆谆教诲！

感谢我的企业导师唐谦博士对我的指导。唐谦博士作为我的企业导师，从课题伊始就给了我很多的意见与建议，对我的问题耐心解答，帮助我的课题得以顺利完成。

感谢跟我同一级的徐恒和常婷婷。你们给我留下了很多难忘的记忆。我们一起上课，一起讨论课题，一起分享生活中的点点滴滴，从你们身上我学到了很多。很高兴读书期间能够收获你们这么好的朋友。

感谢端木玉、刘晓义、夏可、艾勇、刘正浩、程萍等同门对我学习和生活的帮助，希望你们能做出成绩，一切顺利！

感谢我的先生，在我一边工作一边读书的同时，给了我很多的支持和鼓励，让我没有后顾之忧，可以有更多的时间和精力投入到学习和工作中去，辛苦你了，感谢！

最后，我要感谢我的父母和妹妹，是你们对我一直以来默默的支持，才让我有勇气顺利完成学业。

攻读硕士学位期间已发表或录用的论文

- [1] 许莲, 万德成. 不同水深和锚链布置形式下的浮式储油罐动力响应数值模拟[J]. 江苏科技大学学报, 2017 年已录用