

学校代码: 10289
分 类 号: TH39
密 级: 公开
学 号: 199020060



江苏科技大学

硕 士 学 位 论 文

(全日制专业学位)

多回收模式无人收放系统及关键控制技术的研究

研 究 生 姓 名 郑博文 导 师 姓 名 卢道华

申请学位类别 工程硕士 学位授予单位 江苏科技大学

学 科 专 业 机械工程 论文提交日期 2022 年 4 月 25 日

研 究 方 向 机电系统控制及自动化 论文答辩日期 2022 年 5 月 26 日

答辩委员会主席 方喜峰 评 阅 人 盲审

盲审

2022 年 5 月 26 日

分类号: TH39
密 级: 公 开
学 号: 199020060

工程硕士学位论文

多回收模式无人收放系统及关键 控制技术的研究

学生姓名 郑博文

指导教师 卢道华教授

江苏科技大学

二〇二二年五月

The Thesis Submitted in Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering

Research on the multi-recovery modes unmanned
recovery and release system and its key control
technology

Submitted by

Name Zheng Bowen

Supervised by

Professor Name Lu Daohua

Jiangsu University of Science and Technology

May,2022

江苏科技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，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：

年 月 日

摘要

21 世纪,无人潜水器已然成为探索海洋资源的重要装备之一,而可靠的船载收放系统将会大大提升无人潜水器在海上的作业效率,同时对其安全性也有保障。目前船载收放系统已经广泛普及,但是大多却仍然存在收放对象过于单一、作业耗费过多人力、人工水下作业存在安全隐患等问题。因此本文开展对多回收模式无人收放系统及其关键控制技术的研究,对于船载无人潜水器收放技术的发展具有重要意义。

本文从总体设计、原理分析、建模、仿真和试验等五个方面,对多回收模式无人收放系统及其关键控制技术进行了研究。

首先,综合典型收放方式的优缺点、收放目标的选择以及海上作业受风浪影响等方面考虑,对多回收模式无人收放系统进行总体设计,并对其用于提供稳定对接机构和主要承载功能的主动波浪补偿装置进行设计分析;

其次,设计水下回收笼、辅助作业机械手和动力回收装置等三种收放作业搭接装置,配合主动波浪补偿装置实现收放系统的多回收模式作业,并分别对结构组成、无人化作业的控制方案以及收放作业流程进行设计分析;

再次,为了保障三种收放搭接装置在收放作业过程中的稳定性和安全性,对收放系统的主动波浪补偿装置进行建模分析,求解出各补偿机构的运动补偿量,并分别建立横、纵摇和升沉补偿系统的数学模型,为控制系统仿真提供理论基础;

然后,对常规 PID、前馈 PID 以及 AR 预测等算法进行研究,并将算法进行整合改进,形成了基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略。并在 Simulink 中分别搭建横、纵摇和升沉补偿系统的仿真模型,对不同控制策略下补偿系统的控制性能进行比对分析;

最后,设计搭建试验系统,以陆地模拟试验的方式,对主动波浪补偿装置的补偿性能进行研究分析。

仿真与试验结果表明,本文所研究的控制策略适用于无人收放系统的主动波浪补偿装置,同时改进的控制算法对其补偿系统的控制性能有较大提升,可以为搭接的收放装置提供安全、可靠的支撑平台,为多回收模式无人收放作业的稳定可行性提供了重要保障。

关键词 无人收放系统;多回收模式;主动波浪补偿;基于前馈的 AR 预测 PID;模拟试验

Abstract

In the 21st century, unmanned underwater vehicle has become one of the most important equipment for exploring marine resources. And the shipborne reliable recovery and release system will greatly enhance the efficiency of the unmanned underwater vehicle 's operation at sea, while also ensuring its safety. Nowadays, the shipborne recovery and release system is widely available. However, there still remains many problems mostly, such as the recovery and release of the object is too single, the operation consumes too much manpower, and there are safety hazards in manual underwater operations. Therefore, the research on unmanned recovery and release system with multi-recovery modes and its key control technology is of great significance to the development of shipborne unmanned submersible retrieval technology.

In this thesis, the unmanned recovery and release system with multiple recovery modes and its key control technologies are studied from five aspects, including overall design, principle analysis, modeling, simulation and experimentation.

Firstly, to synthesize the advantages and disadvantages of typical recovery and release modes, the objectives of recovery as collected and the influence of wind and waves on offshore operations, etc. Considering the overall design of an unmanned recovery and release system with multi-recovery modes and design analysis of its active wave compensation device used to provide a stable docking mechanism and main load-bearing function.

Secondly, to design three kinds of lapped recovery and release operation devices, such as underwater recovery cage, auxiliary operation manipulator and power recovery device, to realize the multi-recovery modes operation of the recovery and release system with active wave compensation device, and to design and analyze the structure composition, control scheme of unmanned operation, recovery and release operation flow respectively.

Again, in order to guarantee the stability and safety of the three kinds of devices in the process of recovery and release operation, the active wave compensation device is modeled and analyzed, the motion compensation amount of each compensation mechanism is solved, and the mathematical models of the rolling, pitching and heaving compensation systems are established respectively to provide the theoretical basis for the control system simulation.

Then, the conventional PID, feed-forward PID and AR prediction algorithms are

researched, and the algorithms are integrated and improved to form a feed-forward based AR prediction PID control strategy. And the simulation models of rolling, pitching and heaving compensation systems are built in Simulink respectively, and the control performance of the compensation system under different control strategies is compared and analyzed.

Finally, an experiment system is designed and built to research and analyze the compensation performance of the active wave compensation device by making simulation experiments on land.

AS the simulation and experiment results showing, the control strategies researched in this thesis is applicable to the active wave compensation device of the unmanned recovery and release system, while the improved control algorithm has greatly improved the control performance of its compensation system, which can provide a safe and reliable support platform for the lapped recovery and release device, and provides an important guarantee for the stable feasibility of the unmanned recovery and release operation of the multi-recovery modes.

Keywords Unmanned recovery and release system; Multi-recovery modes; Active wave compensation; Feed-forward based AR predictive PID; Simulation experiment

目 录

摘要	1
Abstract	III
第 1 章 绪论	1
1.1 课题研究的背景及意义	1
1.2 收放系统的研究现状和发展趋势	2
1.2.1 国外研究现状	2
1.2.2 国内研究现状	4
1.2.3 发展趋势	5
1.3 本文的主要研究内容	5
第 2 章 无人收放系统主动波浪补偿装置的分析与设计	7
2.1 引言	7
2.2 收放方式的分析与收放目标选择	7
2.2.1 典型的收放方式	7
2.2.2 几种典型收放方式对比	10
2.2.3 收放目标的选择	10
2.3 收放系统的总体设计	12
2.4 收放系统主动波浪补偿装置结构设计及关键技术分析	13
2.4.1 主动波浪补偿装置组成	13
2.4.2 主动波浪补偿装置的结构功能原理分析	14
2.4.3 主动波浪补偿装置液压工作原理分析	15
2.4.4 主动波浪补偿装置控制系统原理分析	16
2.5 多回收模式下主动波浪补偿装置的作业原理分析	17
2.6 本章小结	19
第 3 章 多回收模式无人化收放作业装置的设计分析	21
3.1 引言	21
3.2 水下回收笼	21
3.2.1 水下回收笼的结构原理	21
3.2.2 水下回收笼的控制方案设计	22
3.2.3 水下回收笼的回收作业流程	23
3.3 辅助作业机械手	24
3.3.1 辅助作业机械手的结构原理	24
3.3.2 辅助作业机械手的控制方案设计	25
3.3.3 辅助作业机械手收放作业流程	28
3.4 动力回收装置	29
3.4.1 动力回收装置的结构原理	30
3.4.2 动力回收装置的控制方案设计	30
3.4.3 动力回收装置的回收作业流程	33
3.5 本章小结	34

第 4 章 无人收放系统主动波浪补偿装置的建模分析	35
4.1 引言	35
4.2 主动波浪补偿装置运动学建模	35
4.2.1 坐标系建立	35
4.2.2 运动学反解	37
4.3 主动波浪补偿系统建模	40
4.3.1 纵摇补偿系统建模	40
4.3.2 升沉补偿系统建模	44
4.3.3 横摇补偿系统建模	46
4.4 本章小结	48
第 5 章 无人收放系统主动波浪补偿装置的控制策略研究与仿真	49
5.1 引言	49
5.2 PID 控制	49
5.3 前馈 PID 控制	51
5.4 改进的 AR 预测控制	52
5.4.1 AR 预测模型	52
5.4.2 基于前馈的 AR 预测 PID 控制	55
5.5 基于 Matlab/Simulink 的控制系统仿真	55
5.5.1 仿真参数确定	55
5.5.2 纵摇波浪补偿控制系统仿真	57
5.5.3 横摇波浪补偿控制系统仿真	59
5.5.4 升沉波浪补偿控制系统仿真	62
5.6 本章小结	64
第 6 章 无人收放系统主动波浪补偿装置的补偿性能试验研究	65
6.1 引言	65
6.2 控制系统硬件设计	65
6.2.1 硬件选型	65
6.2.2 硬件电路设计	70
6.3 控制系统软件设计	71
6.4 三自由度海浪模拟摇摆台	72
6.5 试验方法及结果分析	74
6.5.1 横纵摇补偿试验	74
6.5.2 升沉补偿试验	78
6.6 本章小结	81
总结与展望	83
参考文献	85
攻读学位期间所获成果与参研项目	89
致谢	91

Content

Abstract(Chinese)	1
Abstract(English)	III
Chapter 1 Introduction	1
1.1 Background and significance of the research	1
1.2 Research status and development trend of recovery and release system	2
1.2.1 Status of foreign research	2
1.2.2 Status of domestic research	4
1.2.3 Development Trends.....	5
1.3 The main research contents of this paper	5
Chapter 2 Analysis and design of active wave compensation device for unmanned recovery and release system	7
2.1 Introduction	7
2.2 Analysis of recovery and release methods and selection of targets.....	7
2.2.1 Typical recovery and release methods.....	7
2.2.2 Comparison of several typical recovery and release methods	10
2.2.3 Selection of targets	10
2.3 Overall design of the recovery and release system	12
2.4 Structural design and key technology analysis of active wave compensation device for recovery and release system	13
2.4.1 Active wave compensation device composition.....	13
2.4.2 Analysis of the structure function principle of active wave compensation device	14
2.4.3 Analysis of hydraulic working principle of active wave compensation device	15
2.4.4 Principle analysis of control system of active wave compensation device	16
2.5 Analysis of the operating principle of active wave compensation device in multi-recovery modes.....	17
2.6 Summary	19
Chapter 3 Design and analysis of unmanned recovery and release operation device with multi-recovery modes	21
3.1 Introduction	21
3.2 Underwater recovery cage.....	21
3.2.1 Structure principle of underwater recovery cage	21
3.2.2 Control scheme design of underwater recovery cage.....	22
3.2.3 Recovery operation process of underwater recovery cage	23
3.3 Auxiliary operation robots.....	24
3.3.1 Structure principle of Auxiliary operation manipulator	24
3.3.2 Control scheme design of Auxiliary operation manipulator	25
3.3.3 Recovery and release operation process of Auxiliary operation manipulator	28
3.4 Powered recovery device.....	29
3.4.1 Structure principle of powered recovery device.....	30

3.4.2 Control scheme design of powered recovery device	30
3.4.3 Recovery operation process of powered recovery device	33
3.5 Summary	34
Chapter 4 Modeling and analysis of active wave compensation device for unmanned recovery and release system.....	35
4.1 Introduction	35
4.2 Kinematic modeling of active wave compensation device	35
4.2.1 Establishment of the coordinate system	35
4.2.2 Inverse solution of kinematics.....	37
4.3 Modeling of active wave compensation system.....	40
4.3.1 Modeling of pitching compensation system.....	40
4.3.2 Modeling of heaving compensation system	44
4.3.3 Modeling of rolling compensation system	46
4.4 Summary	48
Chapter 5 Research and simulation on control strategy of active wave compensation device for unmanned recovery and release system.....	49
5.1 Introduction	49
5.2 PID control strategies	49
5.3 Feed-forward PID control strategy	51
5.4 Improved AR predictive control strategy	52
5.4.1 AR prediction model	52
5.4.2 Feed-forward based AR predictive PID control strategy	55
5.5 Control system simulation based on Matlab / Simulink.....	55
5.5.1 Determine the simulation parameters.....	55
5.5.2 Simulation of pitch wave compensation control system	57
5.5.3 Simulation of roll wave compensation control system	59
5.5.4 Simulation of heave wave compensation control system.....	62
5.6 Summary	64
Chapter 6 Experimental research on compensation performance of active wave compensation device for unmanned recovery and release system	65
6.1 Introduction	65
6.2 Hardware design of control system	65
6.2.1 Hardware selection	65
6.2.2 The design of hardware	70
6.3 Software design of control system	71
6.4 Three degrees of freedom wave simulation swing platform	72
6.5 Experiment method and result analysis.....	74
6.5.1 Rolling and pitching compensation experiment	74
6.5.2 Heaving compensation experiment	78
6.6 Summary	81
Summary and forecast	83

Reference	85
Achievements and research projects during graduate study	89
Acknowledgement	91

第1章 绪论

1.1 课题研究的背景及意义

21 世纪是人类大跨步发展的新世纪,随着全世界各国经济突飞猛进的发展和世界人口总数逐年地增加,为了谋求更好的生存条件和更广阔的发展空间,人类越来越重视海洋资源的开发和利用^[1]。因此,世界大部分国家都为各自的海洋事业的发展进行更加深入的研究和探索。

作为新世纪开展海洋探测与作业的重要工具,无人潜水器成为世界海洋装备的重点发展方向之一^[2],其作为载体,通过搭载一系列专业的海洋探测装置,可以为人类在海上资源的探测和采集等方面辅以帮助^[3]。各国对无人潜水器的研发力度不断增加,使无人潜水器处于高速发展的阶段^[4],尤其在水雷对抗、海上拦截和反潜战等军事领域的需求和应用潜力更是日益增加^[5-6]。保障无人潜水器安全可靠的收放作业,是无人潜水器顺利实施相关任务的一项重要指标^[7]。因此,拥有可靠的收放系统将成为该指标的重要依托,将会大大提升无人潜水器等海洋装备在海上的作业效率,并为其安全作业提供保障。目前,国内外对于收放系统的研究均已达到较为成熟的阶段,并且广泛应用于海上作业中,但是仍然存在收放目标不能多样化、需要耗费较多人力等问题。这样就导致收放的目标往往十分地单一,对于不同类型的无人潜水器往往需要多种收放系统,同时操作人员的大量使用也增加了成本的消耗。因此,研制出具有多回收模式的船载无人收放系统,将成为目前相关领域的迫切需求和研究重点。

同时,由于对无人潜水器的收放作业大多需要在海上进行,海上情况复杂多样。作业母船往往会因为受到海浪、海风和洋流的综合作用,而使船体本身的横摇、纵摇、艏摇和升沉等姿态发生变化,特别在高海况的情况下,这种影响尤为明显,将会直接影响收放作业的实施,甚至在较大的惯性作用下,会发生收放目标与操作人员、母船相碰撞等危险,不仅延长了作业时间,增加作业成本,同时又对财产及人身安全造成了极大的威胁^[8]。因此,波浪补偿技术将成为解决此问题的关键性技术手段,波浪补偿系统是以日益频繁的海上作业、复杂多样的作业环境为背景而研产出的一种作业系统,保证海上工作时不受波浪的影响^[9],降低海上作业的风险。

研制出可适用于多种类无人潜水器收放作业、作业过程无人化、带有主动波浪补偿功能的收放系统,已然成为了当下国家发展海洋事业的迫切需要。研究设计主动波浪补偿装置,为收放作业提供安全稳定的作业平台;研究设计多种可搭接使用的收放作业装置,制定相应的无人化控制方案和收放作业流程,实现在多种回收模式下对不

同类型的无人潜水器完成无人化收放作业；研究收放系统波浪补偿装置的控制策略，保证主动波浪补偿系统的快速响应和稳定性，将大大提升海上收放作业的效率和安全保证。这不仅可以促进我国海洋事业的发展，同时对高集成化无人潜水器收放系统的研究具有重要意义。

1.2 收放系统的研究现状和发展趋势

1.2.1 国外研究现状

无人潜水器的收放技术是将其快速、高效、安全地布放到水面以及回收母船的技术^[10]，美国等西方国家在该技术的研究占据着领跑地位，在海况适应能力和航速等方面均领先于国内相关水平^[11]。

国外的舰船上最常采用回转式、A 架式和伸缩式等三种结构装置实现吊放式收放作业^[12]。其中，德国的 Global Davit 公司基于经典的回转式结构，开发了一种吊艇架式收放系统^[13]，如图 1.1 所示。该系统采用电力驱动绞车动作的方式，搭配使用离心制动器，适合对轻型的无人潜水器进行收放；美国 5G 海洋国际公司为了开发出适用于执行多种无人收放任务的综合性平台，保证收放系统同时满足自动收放和船舶补给的功能，正在基于现有吊艇架技术进行改装研究^[14-15]；挪威 Vest Davit 公司研制了一种可调节双吊点间距的 A 架式收放系统^[16]，在原有电液系统的基础上，添加了调平系统，有效提升了作业过程中的稳定性；此外，该公司还开发出了伸缩式吊艇架^[17]，该吊艇架可以适应不同负载根据吊放负载等参数信息对动力驱动装置类型进行选择，在此基础上，可以有根据地选择补偿绞车、限位开关等部件的型号，有效的扩大了可收放目标的范围，配合使用自主研发的减震器，实际作业中能够达到很好的缓冲效果。



图 1.1 Global Davit 公司吊艇架式收放系统

Fig.1.1 Global Davit's davit rack-mounted recovery and release system

美国物理科学公司开发了一种通用型艏滑道收放系统^[18],可在 15~20kn 的航速下,对多种类型的无人潜水器进行收放操作,通过在滑道上布置特殊的弹性皮带,降低母船水中作业阻力的同时,还可以对收放目标起到一定的缓冲保护作用;荷兰的 Marine Systems 公司和德国的 Global Davit 公司携手并进,共同研产出可在 4 级海况下保证作业安全的艏滑道式无人潜水器收放系统^[19],该系统的关键组成有控制单元、起落架式坡道和拖曳机构;法国研产出搭载艏部双滑道式收放系统的 OPV90 型近海巡逻舰^[20],也成为该系统成功应用的经典实例。

意大利的 M.E.P.公司是世界著名的特种辅助装备制造商,其生产的辅助装备大量应用于军舰、海洋钻井平台等海洋设备中,在波浪补偿技术和被动减摆技术的双重加持下,该公司研制的收放装置^[21]可在较高海况下顺利完成作业任务;英国的 Caley Ocean System Ltd 公司^[22]采用油缸、蓄能器组合使用的方式同样实现了波浪补偿和被动减摆技术,生产出的艇载收放装置同样可以在恶劣海况下执行作业任务,同时该装置的作业性能在世界处于领先地位。

日本川崎重工基于“飞机着落于基地”的原理,研制出了 marine-bird 型 AUV^[23]和 水下对接平台,利用水声引导技术保证 AUV 可以缓慢调整姿态并靠近对接平台。AUV 通过自身集成的捕捉臂与平台捕捉装置搭接成功后,调节姿态至能够完全锁止在平台上,随即可进行能源补充、传输数据资料等流程,完成回收作业,该回收系统也于 2003 年顺利通过海试验证。

博士力士乐公司致力于研究和开发传动控制技术,通过应用二次调节技术,自主研发了可用于无人潜水器收放作业的 RAHCS 系统,如图 1.2 所示。该系统采用速度和恒张力补偿的方式来应对母船因海浪引起的升沉运动的影响,系统的补偿精度高,实际作业的响应速度快。

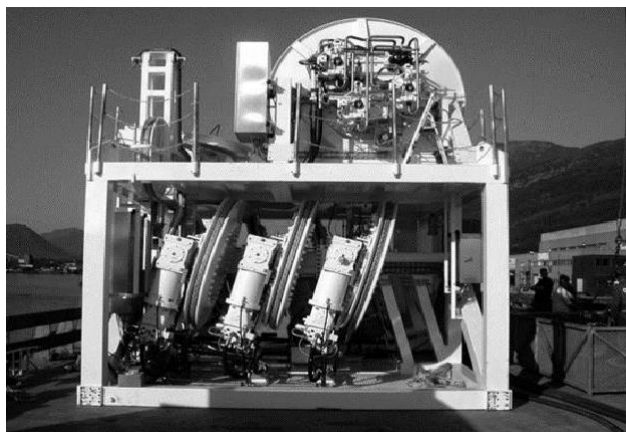


图 1.2 博世力士乐公司 RAHCS 系统

Fig.1.2 Bosch Rexroth's RAHCS system

1.2.2 国内研究现状

国内对无人潜水器收放系统的研究相比西方发达国家较晚，大多数情况仍然采用传统的吊放式收放系统执行无人潜水器的收放作业^[24]。

20 世纪九十年代，中国科学院沈阳自动化研究所研制出了我国首个 1000 米级的 AUV，并命名为“探索者”，在国内引起极大的轰动。随之诞生的还有一套专用的水下对接回收系统^[25]，AUV 通过水下摄像头探测的方式驶入回收装置，靠液压机构实现锁止，再通过吊放的方式实现回收。遗憾的是，由于当时的技术有限，只能选用通过人工观察的手段判断回收装置锁止的时机，因此定位的精度不高，为回收作业带来了不小的困扰。

90 年代末期，“向阳红 09 号”科考船上搭载了由国家海洋局为其研制出的 A 形架收放系统^[26]，该系统的 A 形架机构和操控台均安装在船尾甲板上，通过配置在 A 形架横梁下方的吊钩对目标进行吊放，机构的高约 3.5 米，额定负载为 25 吨，由于该系统没有集成波浪补偿系统，因此只能在海况较低的情况下进行作业。

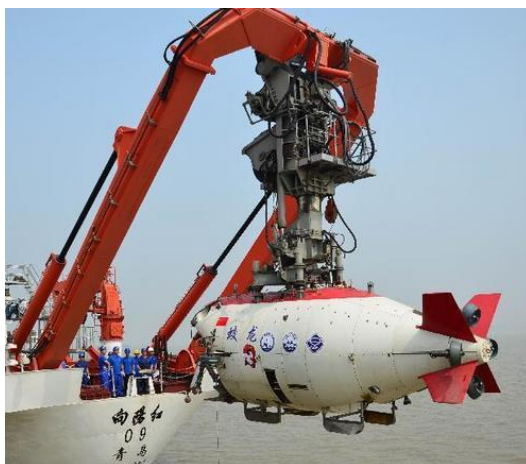


图 1.3 “向阳红 09 号”A 形架收放系统

Fig.1.3 "Xiangyanghong No. 09" A-frame recovery and release system

哈尔滨工程大学曾针对扁平型 AUV 提出过一种自主回收方法^[27]：通过在水下平台上设置一处平面对接位置，控制扁平型 AUV 接近对接位置上部，然后落坐在平台上，完成 AUV 的对接和回收工作。

上海交通大学水下工程研究所研制的升沉补偿绞车，可储备 4000m 直径规格为 40mm 的脐带缆，通过配合船载 A 形架等装置的使用，可以组成用于水下机器人作业的收放系统。该系统主要用于收放水下脐带缆，兼具恒张力和升沉补偿的功能，升沉补偿幅度为 1.5m，最大的提升速度可达 60m/min^[28]。

“科学号”科考船于 2014 年 4 月 8 日首航，其船尾和侧舷各搭载一个 A 形架，用于对相关科考设备进行回收和布放。船尾部的 A 形架通过安装止荡装置，可以防止设

备吊放时产生晃动，A形架两侧还布置有伸缩折臂吊，用于对浮标等水面作业设备的打捞和起吊；侧舷的A形架主要用于收放“发现号”ROV。

1.2.3 发展趋势

无人潜水器收放系统的性能将直接影响收放作业的效果，根据当前已有收放系统存在的问题，可以明确无人潜水器收放系统的发展趋势如下：

（1）收放系统布局合理

收放系统在保证作业能力的同时，也要保证其布局的合理性。通过对收放系统的装置结构进行合理的设计，可以减少执行作业任务所占用的母船空间，将有限的资源进行合理分配。

（2）收放作业的多样化和无人化

目前收放系统最大的通病就在于可收放的目标种类过于单一，单个系统不能很好的对多种类型的无人潜水器进行收放作业，多个系统同时执行作业又会大量占用母船空间，并消耗大量的人力和物力。因此，可以考虑设计增添模块化的收放作业装置，针对不同类型和状况的目标选取合适的作业装置，采用人工操作和无人化作业的控制思想对其控制系统进行分析设计。由此，既实现了可收放目标的多样性，又降低了作业成本，同时还减少了人员的使用，一举多得。

（3）具备良好的波浪补偿性能

由于海上情况复杂多样，变化无穷，因此，波浪补偿技术无疑是收放系统所必备的关键技术。为了保证搭接的作业装置在执行收放作业的过程中，保持有较高的稳定性、高效性和安全性，收放系统波浪补偿装置的波浪补偿系统就需要同时具备响应速度快、补偿精度高和适应更大载荷的能力，也就需要对补偿系统的结构设计、数据采集和控制算法等方面有更加深入的研究和探索。

1.3 本文的主要研究内容

为了保证无人潜水器收放系统具有多种模式无人收放作业的能力，同时保证整个海上作业过程的安全性，本文将以国内先进且具有代表性的无人潜水器为收放目标，设计一种具有多回收模式的无人收放系统，并对其关键技术控制策略展开研究，主要的研究内容如下：

（1）收放系统总体设计及其波浪补偿装置的分析。通过对比几种经典收放方式的优点和不足，依据所选收放目标，对收放系统进行总体设计，并对其主动波浪补偿装置的结构组成、工作原理、控制系统进行设计分析，以及在搭载不同收放作业装置下

的作业原理进行设计分析。

(2) 多回收模式无人化作业搭接装置的分析设计。考虑收放目标的类型和实际作业情况,设计水下回收笼、辅助作业机械手和动力回收装置等三种收放作业搭接装置。对上述三种搭接装置的结构原理、包含无人化作业模式的控制方案进行设计分析,并制定搭载不同收放装置下收放系统的海上作业流程。

(3) 收放系统主动波浪补偿装置的模型建立。为了保证搭接的收放作业装置在海上作业时,能够平稳、安全地执行作业任务,保证其对接机构的稳定将是重中之重,因此,就需要对收放系统主动波浪补偿装置的控制系统进行研究。首先,对收放系统的主动波浪补偿装置进行运动学建模,确定当母船姿态变化时各补偿机构所需执行的动作补偿量;随后,建立主动波浪补偿装置横、纵摇和升沉三个自由度的补偿系统的数学模型,为后续对其控制系统的研究提供理论基础。

(4) 收放系统主动波浪补偿装置的控制策略研究。对常规 PID 控制策略、前馈 PID 控制策略以及 AR 预测控制策略等控制策略进行研究,并对 AR 预测算法进行改进。然后将主动波浪补偿装置中各补偿系统模型在不同控制策略下进行仿真,并对结果进行对比分析。

(5) 收放系统主动波浪补偿装置的补偿性能试验研究。对相关软件和硬件进行选型,搭建试验系统,制定陆上模拟试验方案,通过对相关数据进行采集,分析出不同控制策略对实际补偿系统性能的影响。

第2章 无人收放系统主动波浪补偿装置的分析与设计

2.1 引言

本章通过结合典型收放方式和所选取收放目标的特点，对多回收模式无人收放系统进行总体设计。首先确定收放系统主动波浪补偿装置的结构，并对其工作原理、控制系统等进行分析设计，随后，对三种搭接的收放作业装置进行简要设计描述，并对主动波浪补偿装置配合不同搭接装置的作业原理进行设计分析，为后续搭接装置的设计及相关研究提供基础。

2.2 收放方式的分析与收放目标选择

2.2.1 典型的收放方式

早在20世纪70年代，我国就已经对无人潜水器的回收布放系统展开了研究工作。随着时间的发展，无人潜水器的技术不断提高，相关领域工作人员对其收放作业高效性和安全性的要求也逐渐提高。下面将列举几种典型的收放方式。

2.2.1.1 水面吊放式收放方式

水面吊放的方式是最早对无人潜水器实施收放作业的方式^[29]。水面吊放方式可以分为单臂式和门架式。

单臂式收放系统是一种结构形式最简单的无人潜水器收放系统，可以针对某种无人潜水器的收放作业来专门设计收放系统结构。目前，该种形式的收放系统已广泛应用于多种类无人潜水器的收放作业，具有结构简单、设计周期短、制造成本低、操作简单和节省母船空间等优点。但是由于单臂结构本身的缺陷，导致其存在负载能力较低和功能太过单一等短板，并且在执行收放作业过程中，需要采用人工解挂钩的操作方式，尤其在高海况下，作业人员的安全将得不到保障。



图 2.1 单臂式收放系统

Fig.2.1 Single-arm recovery and release system

门架式收放系统同样已经广泛用于多种类无人潜水器的收放作业，与单臂式收放系统相比较而言，同样具有操作简便的优点。除此之外，由于门架式收放系统的结构更复杂，因此其结构强度更高，可承受负载能力更强、作业的可靠性更高，并且收放系统机构所占用空间与收放目标在甲板上的布置空间重合，充分利用母船甲板的作业空间^[30]。

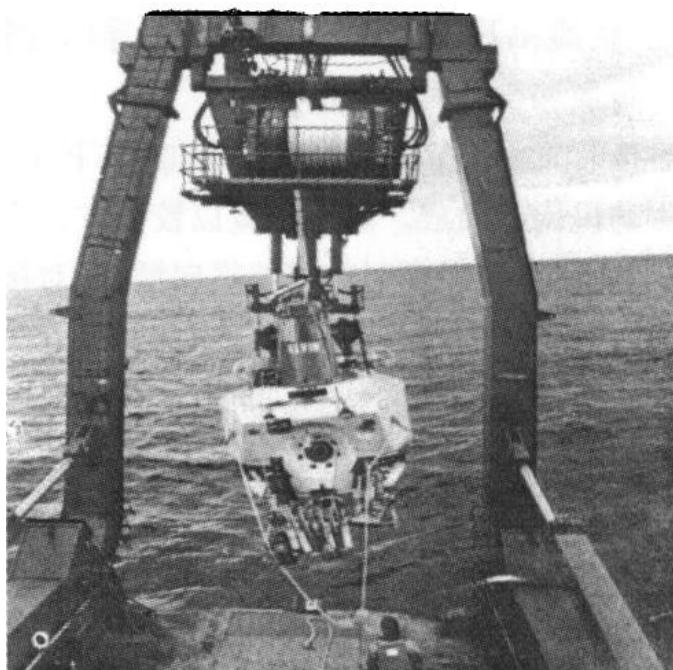


图 2.2 门架式收放系统

Fig.2.2 Portal-frame recovery and release system

2.2.1.2 艏滑道式收放方式

与水面吊放式收放系统相比，艏滑道式收放系统是一种新型的船载无人潜水器收

放系统^[31]，主要分为单滑道收放系统和双滑道收放系统^[32-33]，多用于对多个无人潜水器和水面艇的连续收放作业任务中。该收放系统具有安全性高、可靠性强和操作简单等优点，可以解决高海况下水面吊放式收放系统作业速度慢的问题，对整体收放作业的工作效率有极大的提升。



图 2.3 艉滑道式收放系统

Fig.2.3 Stern slide type recovery and release system

2.2.1.3 坞舱式收放方式

坞舱式收放技术的开发主要为了建立无人潜水器的快速收放系统，该收放系统包括托架式和滑道式，具有可收放目标多样化，收放作业成功率极高的特点，但是却存在占用母船空间过大的缺点。



图 2.4 坞舱式收放系统

Fig.2.4 Dock-type recovery and release system

2.2.2 几种典型收放方式对比

根据上述收放方式的作业特点，可列各收放方式的优缺点对比如表 2.1 所示。

表 2.1 各收放系统优缺点对比表

Table 2.1 Comparison table of the advantages and disadvantages of each recovery and release system

收放方式	系统配置	占用空间	横纵摇影响	适应海况	作业方式
水面吊放式	伸缩吊机、牵引绳索等	母船舷侧或艉部开口，占用空间较大	横向伸展度要大，防止碰撞；脱挂钩有难度	中低	人工脱挂钩
	门架、牵引绳索等	较小		中高	
艉滑道式	滑道及阻拦缓冲系统	母船艉部开口，双滑道式开口较大	对准及进入滑道有难度	中高	人工遥控
坞舱式	托架、绞车或滑道、阻拦缓冲系统	大型坞舱	较小	高	人工遥控

经过上述对比，可以看出，水面吊放式收放系统占用母船的空间最小，并且具有从低到高级海况下作业的能力，因此首选水面吊放式的收放系统。由于在单臂式的负载能力以及在高海况下的作业能力远不及门架式系统，因此门架式收放系统的通用性更强。

2.2.3 收放目标的选择

本文选择部分国内先进且具有代表性的无人潜水器作为收放目标，包括有沈阳自动化研究所的“海翼”系列滑翔机(Glider)、“潜龙”系列无人水下机器人(AUV)和天津大学的“海燕”Glider，分别如图 2.5、图 2.6 和图 2.7 所示。



图 2.5 “海翼”1000Glider 实物图

Fig.2.5 physical map of "Sea Wing" 1000 Glider



图 2.6 “潜龙”一号 AUV 实物图

Fig.2.6 Physical map of "Qianlong" No. 1 AUV



图 2.7 “海燕”Glider 实物图

Fig.2.7 Physical map of " Sea Swallow " Glider

选用为作业目标的 Glider 型号及相关参数如表 2.2 所示:

表 2.2 不同 Glider 型号及相关参数^[34]

Table 2.2 specific model and related parameters of glider

型号	长度	主体直径	翼展	重量
“海燕”	1.8 米	0.3 米	1.2 米	70 千克
“海翼”1000	2 米	0.22 米	1.2 米	65 千克
“海翼”7000	3.29 米	0.3 米	1.5 米	140 千克

选用为作业目标的“潜龙”系列 AUV 相关参数如表 2.3 所示。

表 2.3 “潜龙”系列 AUV 相关参数

Table 2.3 specific models and related parameters of AUV

型号	长度	主体直径	艇身宽度	艇身高度	翼展	重量
“潜龙”一号	4.6 米	0.8 米	/	/	/	1500 千克
“潜龙”二号	3.5 米	/	0.55 米	1.5 米	1.5 米	1500 千克
“潜龙”三号	3.5 米	/	0.55 米	1.5 米	1.5 米	1500 千克

2.3 收放系统的总体设计

如表 2.1 所述, 门架式收放系统相对比于其他收放系统有很大的作业优势, 但是常规的门架式收放系统仍然存在着很大的缺点: 在收放作业时, 需要采用人工脱挂钩的方式, 蛙人在水中的操作难度大, 作业过程会消耗大量的时间, 影响收放作业的整体效率; 另外在中高海况下, 蛙人在水中进行脱挂钩作业更加困难, 并伴随有很大的安全隐患。因此, 在收放作业中, 蛙人执行水中脱挂钩的方式需要优化或者取缔。

由上述分析, 考虑以带有波浪补偿功能的门架式装置为收放系统的主要承载装置。波浪补偿技术按照工作原理的不同可分为主动波浪补偿技术(AHC)和被动波浪补偿技术(PHC)^[35]。被动波浪补偿系统一般主要由蓄能器、补偿油缸和吊放钢缆等组件构成, 在工作时基本不会对系统能量产生消耗, 常用于对较重负载低精度补偿的场景^[36]; 主动波浪补偿系统中包含有特殊设计的控制系统, 通过介入传感器对执行机构的相关信息(液压缸的伸缩位移、液压绞车的转动速度等)进行采集, 控制系统经过实时对采集到的信号处理计算, 对执行机构施加连续变化的控制信号, 直到系统输入与传感器反馈的偏差降到最低, 从而达到更高精度的波浪补偿效果。主动波浪补偿技术所具有的补偿精度高、适应性强等特点, 使得其在无人潜水器收放作业方面有很广泛的应用。综上所述, 为了保证门架装置在复杂海况下波浪补偿的性能, 对其采用主动波浪补偿的控制技术, 组成收放系统主动波浪补偿装置。

根据上一小节所列收放目标的种类与关键参数, 同时考虑收放目标作业状况和实际海况等因素, 设计多种可与主动波浪补偿装置搭接的模块化收放作业装置, 对不同目标进行收放作业。在实际作业时, 根据实际情况选择合适的收放作业装置, 为了保障其在海上作业的稳定性和安全性, 由收放系统的主动波浪补偿装置作为吊装支承并提供稳定的对接机构。

主动波浪补偿装置通过搭接多种收放作业装置, 组合成具有多回收模式的收放系统, 保证了收放系统可收放目标的多样性, 同时也保证了作业的安全实施。通过可搭接的收放作业装置的使用, 可以完全取消蛙人在水中执行脱挂钩作业的环节, 消除操作人员人身的安全风险。同时, 考虑在收放作业装置的控制系统中加入智能化无人控制技术, 设计人工遥操作和自主作业的控制方案, 在实际作业人员充足的情况下, 选用遥操作模式, 可以保障收放作业的可靠执行; 在作业人员紧缺的情况下, 选用自主作业模式, 实现收放作业的无人化。

2.4 收放系统主动波浪补偿装置结构设计及关键技术分析

2.4.1 主动波浪补偿装置组成

无人收放系统的主动波浪补偿装置采用门架式机构，主要包括有底座、一级变幅油缸、二级变幅油缸、连杆机构、门架基本臂、伸缩臂、伸缩油缸、防横摆绞车、头部机构总成、控制柜和液压站等，如图 2.8 所示。

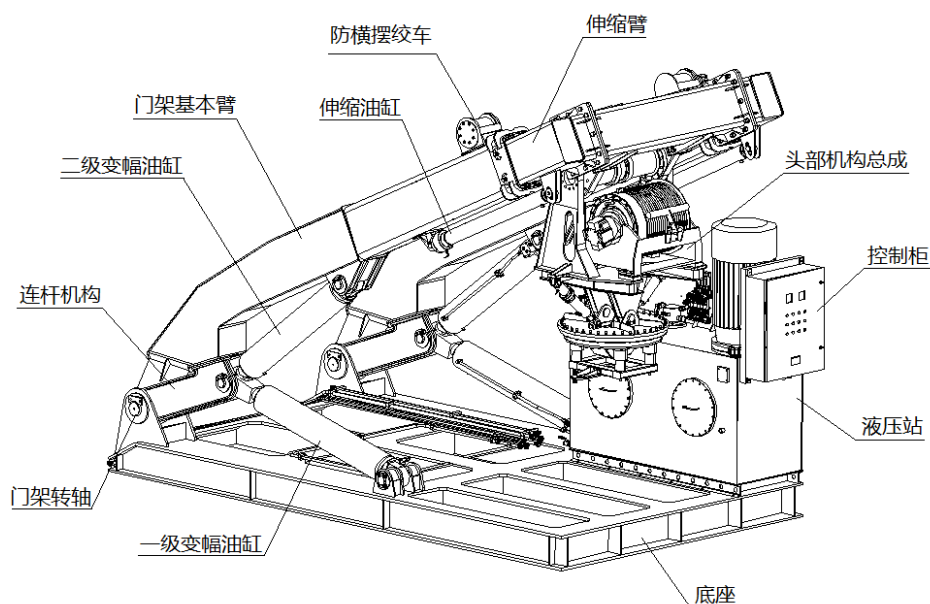


图 2.8 多回收模式无人收放系统主动波浪补偿装置结构示意图

Fig.2.8 Schematic diagram of the structure of the wave compensation device of the multi-recovery mode unmanned recovery and release system

其中，底座作为门架的整体支承，焊接在母船甲板上；液压站主要由油箱、液压泵、电动机、等液压源装置构成；控制柜内部包含有收放系统的供电开关、监测仪表、主控制器、遥控器收发盒等电气元件；头部机构总成主要由摆动油缸、转接头支架、主绞车、防摆油缸、回转支承、回转马达、复合缓冲器和缓冲架等组成，如图 2.9 所示。

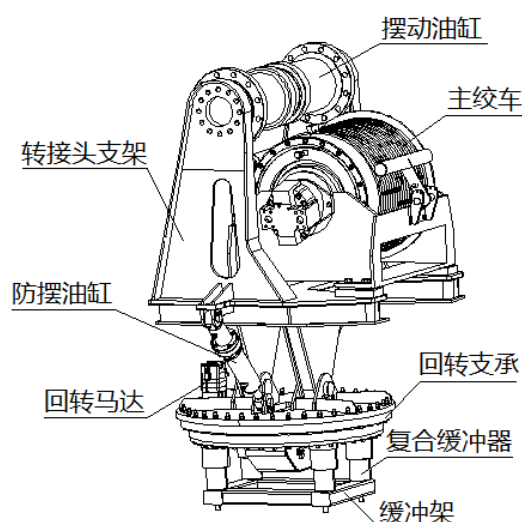


图 2.9 主动波浪补偿装置头部机构总成示意图

Fig.2.9 Schematic diagram of the head mechanism assembly of the active wave compensation device

2.4.2 主动波浪补偿装置的结构功能原理分析

底座是收放系统主动波浪补偿装置的重要承载装置，上平面负责搭载液压站、控制柜、门架基本臂等机构，并可作为收放目标的暂时存放区；下平面通过焊接的方式与母船甲板连接，实现在船上对整体装置的固定。

门架基本臂是吊放和转运作业的主要承载部分，以铰接的方式与底座相连接。通过绕门架转轴动作，可以完成门架基本臂的内外翻转动作，实现对收放目标的展出和收回，根据所选择的收放目标，考虑需要搭接的收放作业装置，门架两侧臂间距设计为 2.0m。

伸缩臂在伸缩油缸的驱动下可以调节门架臂的总长，用来调整吊装的高度，伸缩油缸内部安置有位置传感器，可以采集伸缩油缸的伸缩位移，来实现门架水平方向的补偿功能，与门架两侧臂考虑因素相同，并同时考虑可以实现大范围作业空间的调节，设计门架臂最长可达 5.7m。

门架基本臂在实际使用过程中需要进行大幅度的内外翻转，同时在门架伸缩臂伸长、存在吊放目标的情况下，实现门架基本臂的翻转需要提供较大的力矩。综合上述情况，考虑应用两级变幅油缸实现门架的变幅功能。其中，一级变幅油缸的两端分别连接在门架底座和连杆机构上，油缸在伸长时，推动连杆机构绕门架转轴转动，进而推动门架基本臂的转动，实现一级变幅功能；二级变幅油缸的两端分别连接在连杆机构和门架基本臂上，在一级变幅油缸伸长到最大行程后，通过控制二级变幅油缸的伸长，继续改变门架基本臂的幅度。在两组变幅油缸的综合动作下，实现门架的变幅功能，门架综合变幅最大角度为 158° 。

防横摆绞车位于门架基本臂的外侧，其卷筒上缠绕有钢丝绳，在作业需要的时候分别挂接在搭接装置或收放目标的辅助吊耳上，同时提供一个较小的恒张力，当作业过程中产生的母船摇晃以及风浪时，可有效缓解收放目标（或搭接装置）横向往复摆动的幅度，从而提高作业的安全性。

头部机构总成通过摆动油缸底座与门架伸缩臂末端的转动支架连接，通过摆动油缸的转动，可以调节头部机构总成的姿态；主绞车安装在转接头支架上，通过液压马达驱动卷筒转动，带动主绞车卷筒绳索动作，实现对收放目标（或搭接装置）的起升和吊放，同时卷筒的另一端安装有编码器，用于读取卷筒的实时转动速度，实现对吊放速度的检测。

回转支承位于头部机构总成的下方，可以通过一组防摆油缸的伸缩调节姿态，回转马达用于驱动回转支承内部的齿轮机构动作，实现对转盘的转动控制。转盘的下方还设置有缓冲架，通过可调阻尼的复合缓冲器连接，实现对收放目标（或搭接装置）吊耳进入头部机构吊头的缓冲保护功能。另外，缓冲架还可以用于特定搭接装置的连接结构，用于拓展收放系统的收放作业模式。

2.4.3 主动波浪补偿装置液压工作原理分析

主动波浪补偿装置的液压系统的执行元件主要包括有液压主绞车、一级变幅油缸、二级变幅油缸、伸缩臂油缸、摆动油缸、防横摆油缸、回转马达。为了保障在收放作业过程中合理控制设备实际功率、提升工作效率，动力系统采用单电机搭配双联变量泵的控制方案。

当主动波浪补偿装置在普通模式下工作时，为了保证波浪补偿整体的动作效率，液压主绞车、一级变幅油缸、二级变幅油缸以及门架伸缩油缸使用串联泵中的大排量泵作为动力源，串联泵中的小排量泵为其他液压机构提供动力。

当主动波浪补偿装置在波浪补偿模式下工作时，液压主绞车、摆动油缸、防摆油缸以及伸缩油缸均为波浪补偿执行机构。由于在高海况下进行补偿运动时，升沉补偿机构的需求功率相比而言要远高于其他补偿机构，因此单独使用大排量泵作为动力源；横、纵补偿机构相比而言需求功率较小，因此考虑与其他液压执行机构共用串联泵中的小排量泵。

根据实际需要考虑，在作业过程中，对于变幅油缸、伸缩油缸、回转支承转盘的响应效率和控制精度的需求不是特别高，因此以上液压机构执行动作均由电液比例多路阀控制实现。

该无人收放系统所要执行的作业任务，最大工作海况可达 5-6 级，因此为了保证在该海况下多种潜水器收放作业的安全性和可靠性，需要主动波浪补偿装置对母船受

风浪影响产生的横、纵摇和升沉姿态变化进行主动波浪补偿,从而实现尽可能减小由于母船姿态变化对收放作业带来的不良影响。下面将对横、纵摇和升沉补偿的工作原理进行设计分析:

(1) 横、纵摇补偿

横、纵摇补偿主要是针对主动波浪补偿装置的头部机构和回转支承姿态变化进行补偿,所对应的执行机构分别为一对摆动油缸和一对防摆油缸,考虑分别使用一个比例伺服阀进行控制,以保证其控制精度和响应效率。由于回转支承与转接头支架为刚性连接,所以在回转支承的上平面安装双轴倾角传感器,即可实现准确测量门架头部机构和回转支承的姿态变化。母船的实时横、纵摇姿态值通过甲板上的姿态传感器采集获取,传送给门架装置主控制器,经过主控制器的运算,对两个比例伺服阀分别输出对应的控制信号。比例伺服阀在采集到信号的变化后,控制阀内主阀芯的运动,进而实现对摆动油缸和防摆油缸运动方向和速度的控制,同时倾角传感器由于回转支承的姿态变化向主控制器反馈测量信息,从而实现了对门架装置横、纵摇补偿的闭环控制。

(2) 升沉补偿

升沉补偿主要针对液压主绞车的吊放目标进行补偿,主绞车的动作通过比例伺服阀驱动安装于绞车卷筒一端的液压马达实现,绞车卷筒的另一端安装有测量编码器,用于测量绞车卷筒实时转速。升沉补偿功能开启时,安装在甲板上的姿态传感器将采集到的母船升沉运动信号传送给主控制器,主控制器经过对数据的解算,向比例伺服阀输出控制信号。比例伺服阀根据采集到的信号,控制阀内主阀芯的运动方向和位移大小,进而实现对液压主绞车马达的流量和方向的控制,从而实现对绞车卷筒转动方向和转速的控制。绞车卷筒转动的同时,测量编码器不停地向主控制器输出测量的转动速度值,从而形成了对升沉补偿的闭环控制。

2.4.4 主动波浪补偿装置控制系统原理分析

波浪补偿装置的控制系统主要包括主控制器、液压站电机、液压阀块、无线遥控器、姿态传感器、倾角传感器、上位机等。

液压站电机的主电路以及控制电路集成在电控柜中,按动电控柜面板上的启停按钮或者通过主控制器输出给控制电路的控制信号,可以实现液压站电机的启停功能。

无线遥控器上集成有多根操作手柄和丰富的按钮,可以操控实现收放系统装置的基本功能;同时遥控器上集成有显示屏,可以方便操控人员实时获取相关参数信息。在实际作业中,无线遥控器可以代替液压手操杆控制执行各机构的动作,同时由于采用无线传输的方式,可以让操控人员有充足的活动空间,得以在多角度观察各机构的

实际动作，既保证了操作的灵活便利性也保证了操作人员的安全。

姿态传感器安装于母船甲板上，用于实时采集母船的姿态信息；倾角传感器安装于门架回转支承的上平面，用于测量回转支承当前的偏转角度。

上位机为工业级触摸显示屏，安装在专用的控制台上，通过信号线缆与主控制器相应的通信端口连接实现通信，用于实现对波浪补偿装置头部机构横、纵摇值以及吊放升沉速度等实时曲线的显示，方便读取和存储测量数据。

主控制器安装于电控柜中，配备有丰富接口。主控制器通过向对应的数字量输出点位输出信号实现对继电器衔铁的动作控制，进而实现对液压站电机启停的控制；主控制器与无线遥控器采用 CanOpen 总线协议实现信息交互；主控制器通过相应模拟量输出通道的电流值变化给电液比例阀施加控制信号，进而实现相应液压执行机构的方向和速度；由于一般的比例伺服阀都配置有传感器接口，因此主控制器可以通过与液压绞车的比例伺服阀通信，来获取液压绞车卷筒编码器的信息，以节省主控制器的通信端口。

波浪补偿装置的控制系统框图如图 2.10 所示。

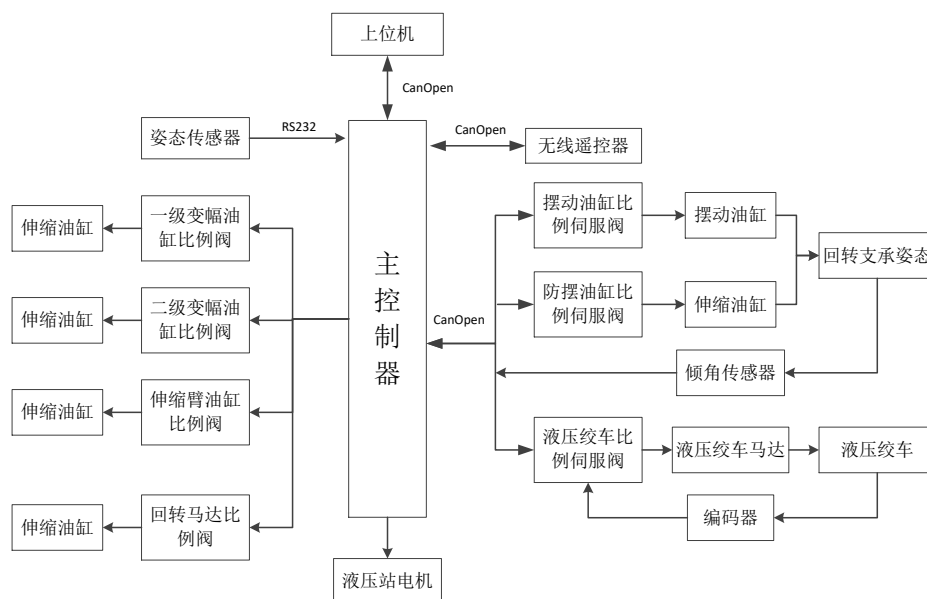


图 2.10 主动波浪补偿装置控制系统框图

Fig.2.10 Block diagram of the control system of the active wave compensation device

2.5 多回收模式下主动波浪补偿装置的作业原理分析

本文所设计的无人收放系统，可以根据被收放目标的类型以及实际作业状况，选用搭接不同的作业装置实现多种回收模式，完成相应的收放作业。

考虑设计的收放作业装置为三种，分别为水下回收笼、辅助作业机械手以及动力

回收装置。对于可以正常作业的 AUV，在高海况下，海面波浪较大，为保证回收作业的安全性，选用水下回收笼对 AUV 进行水下收放作业；在低海况下，海面波浪较小，为了减轻搭接装置对主动波浪补偿装置所产生的吊重负载，考虑搭接辅助机械手，实现对 AUV 的脱挂钩，配合操作液压绞车绳索对目标进行吊放，辅助完成收放作业；对于 glider 的收放和失去动力 AUV 的回收选用动力回收装置实施作业；主动波浪补偿装置通过搭接上述三种作业装置，即可实现对不同无人潜水器的收放作业，以满足使用需求。

水下回收笼为刚性连接式搭接装置，底座与主动波浪补偿装置回转支承的缓冲架下平面连接。水下回收笼的图像采集系统根据回收目标在图像中的位置，计算回收笼所需转动角度，传送给收放系统主控制器，进而控制回转马达驱动回转支承动作，实现横向角度调节。主动波浪补偿装置为其提供支承，同时由于母船甲板的横、纵摇姿态变化，回收笼无法保持稳定姿态，影响作业效果，因此在回收引导阶段，需要开启主动波浪补偿装置的横、纵摇补偿功能，稳定回收笼的姿态，提升作业效率。

辅助机械手同样为刚性连接式搭接装置，也通过底座与回转支承缓冲架的下平面连接。通过控制回转支承动作，带动缓冲架做回转运动，用于调整辅助机械手底座中心位置。辅助机械手在作业时，由于母船受风浪影响引起的横、纵摇晃动，会引起辅助机械手的底座发生姿态变化，导致末端夹爪产生较大的位置变化，将会极大地影响解/挂钩操作的效率。因此，辅助机械手需在主动波浪补偿装置开启横、纵摇补偿功能的状态下使用，通过横、纵摇补偿机构的动作，可以使机械手的底座维持原有姿态，便于执行相关操作。同时，辅助机械手在夹取液压绞车吊钩的状态下，不得开启主动波浪补偿装置的升沉补偿功能，防止由于补偿量过大而引发对机械手的划伤甚至损坏，而导致收放作业的失败。

动力回收装置为吊放式搭接装置，通过起吊环与主动波浪补偿装置的绞车绳索连接，由绞车卷筒的转动实现提升和下放。由于在吊放过程中，母船甲板会因风浪影响产生姿态变化，因此在进行吊放作业时，开启收放系统波浪补偿装置的升沉补偿功能以及摆动油缸机构执行的补偿功能（视波浪补偿装置在母船甲板上的安装位置，摆动油缸或将执行横摇补偿，或将执行纵摇补偿功能），将极大地提升动力回收装置实际作业中的稳定性和安全性。

上述三种可搭接作业装置的结构原理、控制方案和具体收放作业流程的设计分析将在后续章节进行详细分析。

2.6 本章小结

本章主要对多回收模式的无人收放系统的主动波浪补偿装置进行分析和设计。首先,通过对几种典型的收放方式的对比,以及对收放目标的选择,对收放系统进行总体设计,并确定用于提供稳定对接机构和主要承载功能的主动波浪补偿装置的结构类型;随后,对主动波浪补偿装置的结构组成、工作原理和控制系统进行设计分析;最后,通过设计三种可与主动波浪补偿装置搭接的收放作业装置,实现收放系统的多种回收模式,并对各种模式下主动波浪补偿装置的作业原理进行分析。本章为后文对三种收放作业装置的结构原理、控制方案以及作业流程的制定提供了研究基础。

第3章 多回收模式无人化收放作业装置的设计分析

3.1 引言

为了对本文所选用的收放目标进行收放作业，考虑收放目标的类型和实际作业情况，本章设计三种收放作业装置实现多回收模式无人化收放作业，分别对应用场景进行分析、对结构原理和控制方案等方面进行设计，并制定相应的收放作业流程。

3.2 水下回收笼

在海上风浪较大的情况下，不利于对本文所选的 AUV 收放目标进行水面回收作业，针对于此情况，设计一种以水下对接方式进行作业的水下回收笼。该水面收放笼主要由横梁、吊接底座、伸缩连杆、加强筋、夹爪、水下电推杆、缓冲垫、换能器、相机安装槽和水下辅助光源等组成，如图 3.1 所示。

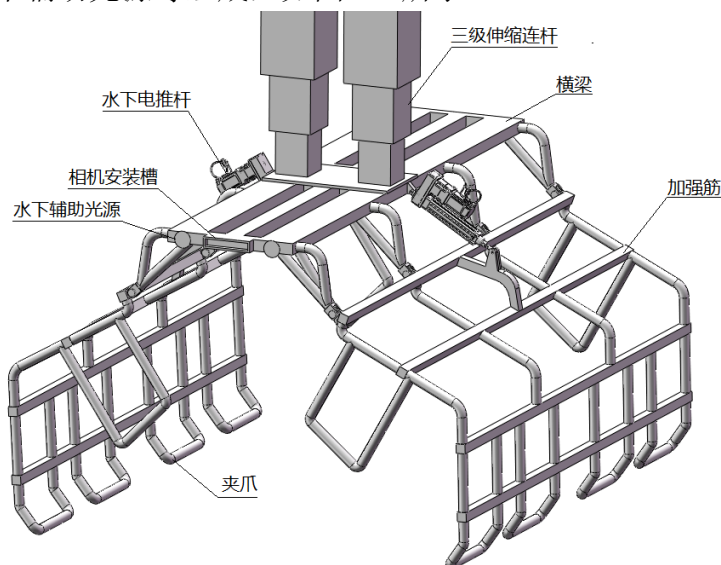


图 3.1 水下回收笼结构示意图

Fig.3.1 Schematic diagram of the structure of the underwater recovery cage

3.2.1 水下回收笼的结构原理

根据收放系统波浪补偿装置和选为回收目标的 AUV 尺寸，设计水下回收笼的外形尺寸为：长 5.0 米、宽 1.6 米、最大开口宽度 2.5 米。水下回收笼通过吊接底座与主

动波浪补偿装置的缓冲架底面连接,实现从母船甲板向舷外的吊放;横梁与三级伸缩连杆为水下回收笼的主要承载装置,伸缩连杆由阀控液压缸驱动实现伸缩动作,可以将水下回收笼吊入/吊离水中,以及调整水下作业深度;水下回收笼的左右两侧分别装有夹爪,由空心铝合金管和铝合金加强筋焊接而成,用于减轻笼体自身重量;回收笼的左右两侧分别配有水下电推杆,电推杆的首末两端分别与夹爪和横梁相连,通过两只电推缸的同步伸缩动作,实现回收笼的张开和夹紧;换能器安置于横梁下侧,通过与搭载在 AUV 上的应答器联合使用,实现对 AUV 的远距离引导;相机安装槽用于安装图像采集相机。

3.2.2 水下回收笼的控制方案设计

水下回收笼的控制系统主要由主控制器、上位机、水下电推杆、液压组件、脐带缆、水声通信换能器、图像采集装置等组成。主控制器选用工控机,安装于母船甲板上,用于图像采集处理、与主动波浪补偿装置通信、控制水下电推杆和液压组件的动作;上位机用于启停水下回收笼的回收作业和显示水下图像信息;液压组件的动力能源装置安装于母船甲板上;图像采集装置分为双目相机和单目相机,双目相机安装于回收笼的横梁前端,用于采集水下图像信息,确定航行至回收笼附近 AUV 的三维空间坐标,单目相机安装于横梁下侧,用于回收笼内的图像采集;水下通信换能器、图像采集装置和水下电推杆等通过脐带缆进行供电和信息传输。

针对图像采集装置在水下的成像条件差,存在噪声大,对比度低,边缘模糊且存在颜色偏差等缺陷,设计采用卡尔曼滤波法,对图像进行增强处理,并基于双边滤波器的原理对图像颜色进行校正,同时将滤波和图像颜色校正方法进行多尺度融合,达到对图像精确识别的目的。

水下回收笼的回收作业为无人化作业,主动波浪补偿装置将水下回收笼吊放至水中后,即可通过上位机的控制开始执行回收作业。待回收的 AUV 通过应答器与回收笼的换能器建立水声通信,引导 AUV 按照规划的路径向水下回收笼航行;当双目相机识别到 AUV 后,主控制器的图像处理系统对左右两只相机采集的图像进行预处理、双目极线校正、特征提取等操作,并解算出 AUV 当前与水下回收笼开口的角度及水深差值;主控制器同时向伸缩连杆的阀块和收放系统主动波浪补偿装置的控制器发送控制信号,分别驱动伸缩连杆的液压缸和主动波浪补偿装置的回转支承动作,调整回收笼在水下的姿态,并通过图像识别反馈形成视觉伺服控制,直至 AUV 能够完全驶入回收笼捕获空间;当回收笼内单目相机识别到 AUV 完全进入回收空间后,主控制器控制回收笼两只夹爪夹紧,将 AUV 捕捉;待夹爪完全夹紧后,主控制器控制伸缩连杆收缩,将回收笼与 AUV 吊离水面,完成 AUV 的水下回收作业,后续通过主动波浪

补偿装置并将其吊至母船甲板。无人回收笼的控制系统框图如图 3.2 所示。

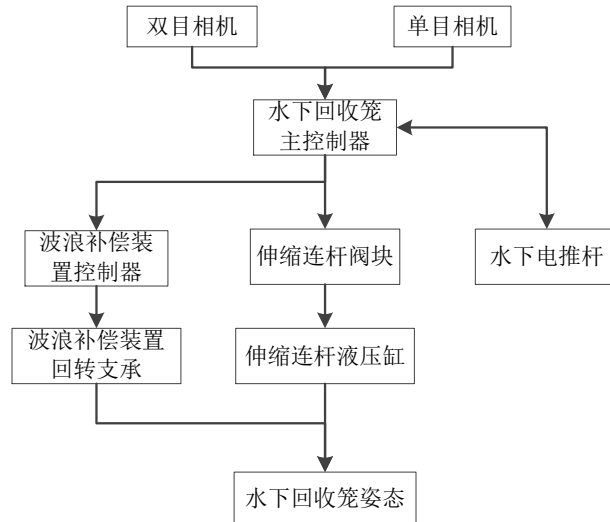


图 3.2 水下回收笼控制系统框图

Fig.3.2 Block diagram of the control system of the underwater recovery cage

3.2.3 水下回收笼的回收作业流程

水下回收笼的回收作业流程如图 3.3 所示。

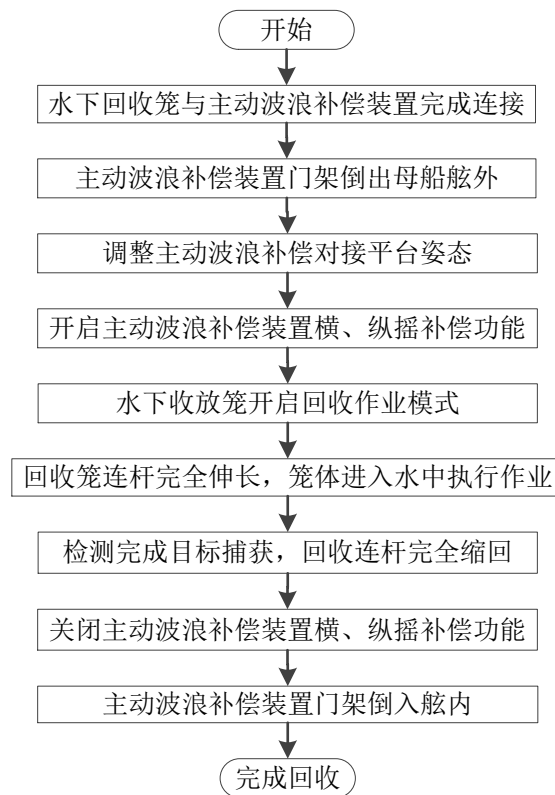


图 3.3 水下回收笼回收作业流程图

Fig.3.3 Flow chart of recovery operation of the underwater recovery cage

水下回收笼回收作业示意图如图 3.4 所示。

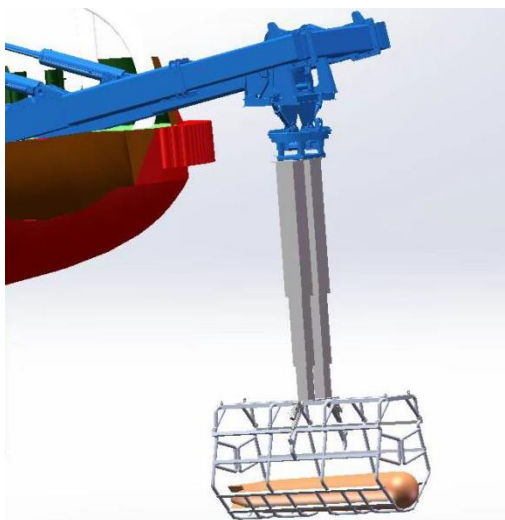


图 3.4 水下回收笼回收作业示意图

Fig.3.4 Schematic diagram of recovery operation of the underwater recovery cage

3.3 辅助作业机械手

在低海况下，海面波浪较小，为了将回收作业过程简单化，并减小水下回收笼对主动波浪补偿装置的负载影响，考虑设计一种机械手作为辅助作业装置，实现对 AUV 的脱挂钩，配合液压绞车绳索对目标的吊放，辅助完成收放作业；考虑该机构在实际应用中需要有较大的运动空间、末端执行机构需要有较大的灵活度，因此，该机械臂设计为六自由度串联机构，运动关节包括腰关节、肩关节、肘关节、前臂关节、腕关节和末端夹爪，如图 3.5 所示。

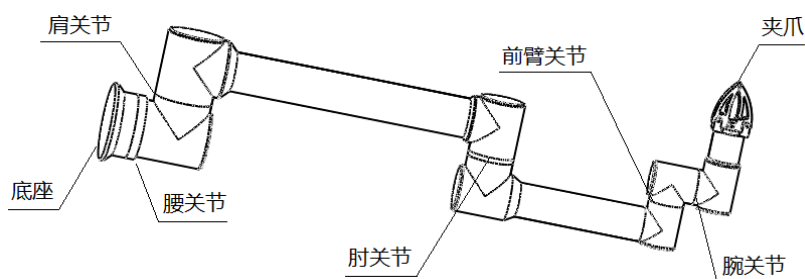


图 3.5 辅助作业机械手结构示意图

Fig.3.5 Schematic diagram of the auxiliary operation manipulator

3.3.1 辅助作业机械手的结构原理

根据主动波浪补偿装置的尺寸，设计辅助机械手的臂展长度为 1.5 米，由于机械手仅需执行接/挂钩操作，因此最大工作负载设定为 20kg。机械手的底座通过法兰，与

主动波浪补偿装置的缓冲架连接；机械手中间的五个自由度关节通过旋转动作，可以改变机械手末端机构的空间位置及姿态；机械手的机构末端为夹爪，执行挂钩的夹取、释放操作。

辅助作业机械手的各个关节及夹爪处都有独立的电机进行驱动控制，由于需要在海上作业，因此对其的防水性和抗腐蚀性有较高要求，防护等级需要达到 IP68，因此设计机械手的运动关节连接处采用动密封连接、机械手的外表面采用防腐处理并喷涂防腐涂层，以保证辅助作业机械手在海上作业的可靠性。机械手外壳采用铝合金材质，在保证其各段刚体较高强度的基础上，减轻质量，降低作业时电机的负载。

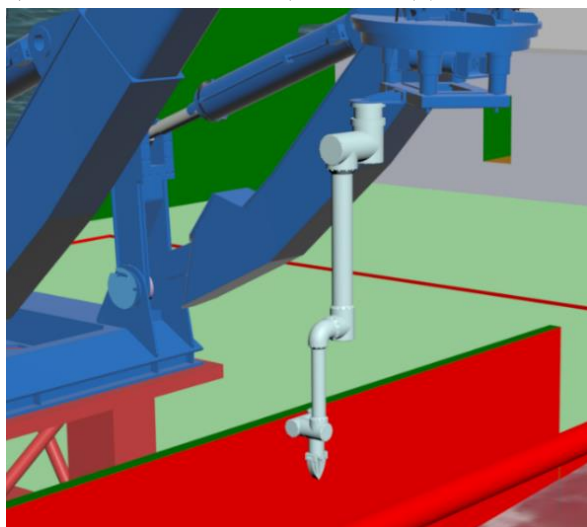


图 3.6 辅助作业机械手安装示意图

Fig.3.6 Schematic diagram of the installation of auxiliary operation manipulator

3.3.2 辅助作业机械手的控制方案设计

3.3.2.1 遥操作模式

为了使辅助作业机械臂各个关节的动作达到精准控制，全部选用伺服电机作为动力驱动装置，以编码器作为测量反馈装置。

通过控制方式选择按钮，将遥操作模式指令传送给机械手的运动控制器，接受到该指令后，运动控制器开启遥操作模式。操作人员通过辅助机械手的遥控装置，输入每个关节的期望转动角度值，主控制器在对角度值信息进行采集后，向对应的伺服驱动器发送控制信号，驱动伺服电机动作，并实现对机械手各个关节的转动角度以及末端夹爪松紧动作的控制。遥操作模式下，是以人工操作的方式实现机械手的功能，执行相应任务，该模式下，辅助机械手各关节的控制系统框图，如图 3.7 所示。

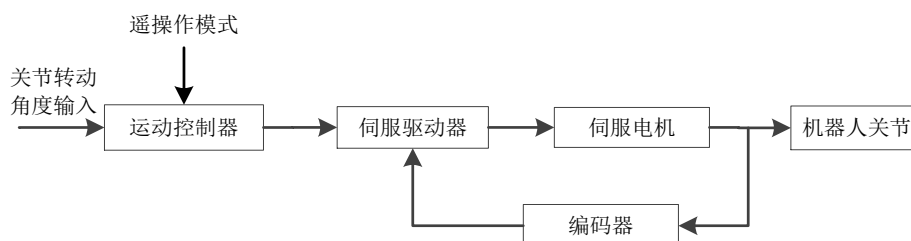


图 3.7 辅助作业机械手遥操作控制系统框图

Fig.3.7 Block diagram of the remote operation control system of the auxiliary operation manipulator

3.3.2.2 无人化作业模式

在辅助作业机械手的控制系统中，通过引入图像测量装置和图像处理系统，即可组成视觉伺服控制系统，可以实现辅助机械手的无人化作业。

本节所设计的图像测量装置选用双目相机，为了同时保证图像采集视野的广阔性和定位追踪的高精度性，采取手眼式的安装方式，将相机固定在机械臂末端适当的位置^[37]。

相机在工作时，首先会对图像采集的频率进行确定，在尽可能减小处理器工作量的基础上满足目标获取的实时性；左右相机在作业时，分别采集包含有目标的图像信息，将采集的三维信息转换到二维图像平面上；采用高斯滤波法和小波分析法对采集的图像进行预处理，解决由于线缆过长、电磁设备干扰、图像传感器在拍摄时亮度不均、图像传感器长期作业温度过高等因素引起图像产生噪声，并采用偏振去噪法，即在相机镜头前端加装偏振片，可以辅助提升图像采集的质量，利于目标识别；根据左右图像中被测目标的颜色、几何等特征，将被测物分离出来，用不变矩特征将被测物进行框选，用改进的目标跟踪算法（KCF 算法）对被测进行实时跟踪；首先，对左右相机获取的图像进行双目极线校正，使得左右图像的被测目标在同一水平线上；再采用 BM 算法对左右图像进行立体匹配，获取图像的深度图像，其每一个像素中都包含有被测目标三维坐标信息。双目相机图像处理原理如图 3.8 所示。

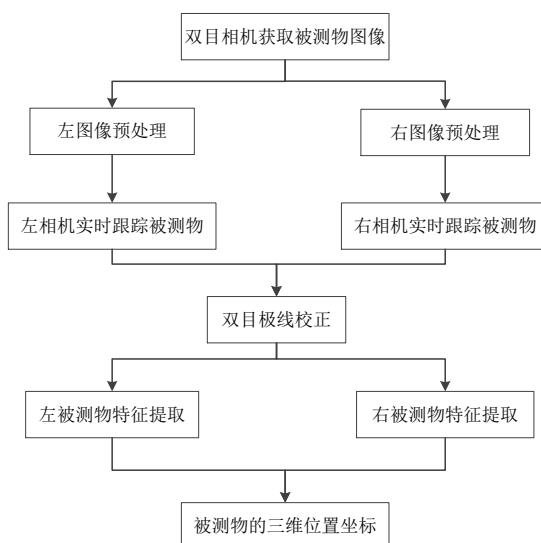


图 3.8 双目相机图像处理流程图

Fig.3.8 Flow chart of binocular camera image processing

通过控制方式选择按钮，将无人化作业模式指令传送给机械手的运动控制器，接收到该指令后，运动控制器开启无人化作业模式，无法通过机械手的遥控装置对其进行控制。在该作业模式开启后，图像处理系统将解算后的三维坐标信息发送给机械手的运动控制器中，运动控制器通过程序中的运动学反解算法，求得机械手各关节所需转动的角度，控制各关节伺服驱动器驱动伺服电机动作，并以编码器采集的信息作为反馈，实现控制闭环，完成对机械手各关节机构的运动控制，最终实现对作业目标的脱挂钩的智能化无人控制。无人化作业模式下，辅助作业机械手的控制系统框图如图 3.9 所示。

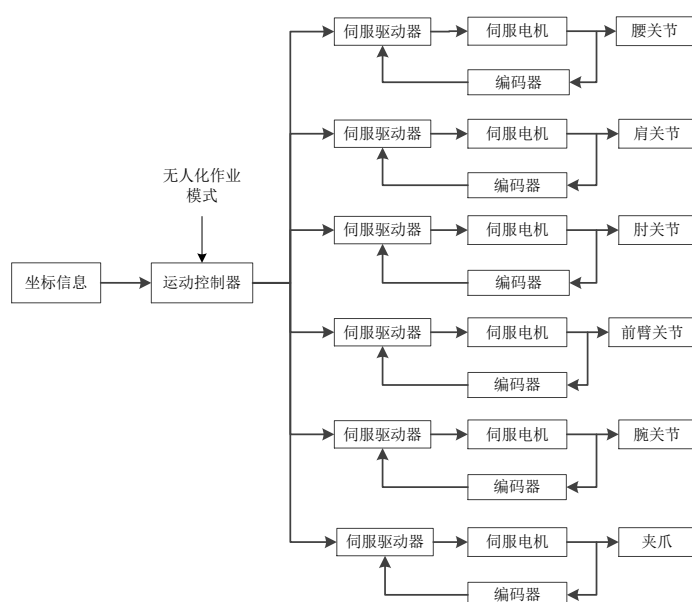


图 3.9 辅助作业机械手无人化控制系统框图

Fig.3.9 Block diagram of the unmanned control system of the auxiliary operation manipulator

3.3.3 辅助作业机械手收放作业流程

辅助作业机械手的布放作业流程如图 3.10 所示。



图 3.10 辅助作业机械手布放作业流程图

Fig.3.10 Flow chart of the release operation of the auxiliary operation manipulator

辅助作业机械手的回收作业流程如图 3.11 所示。

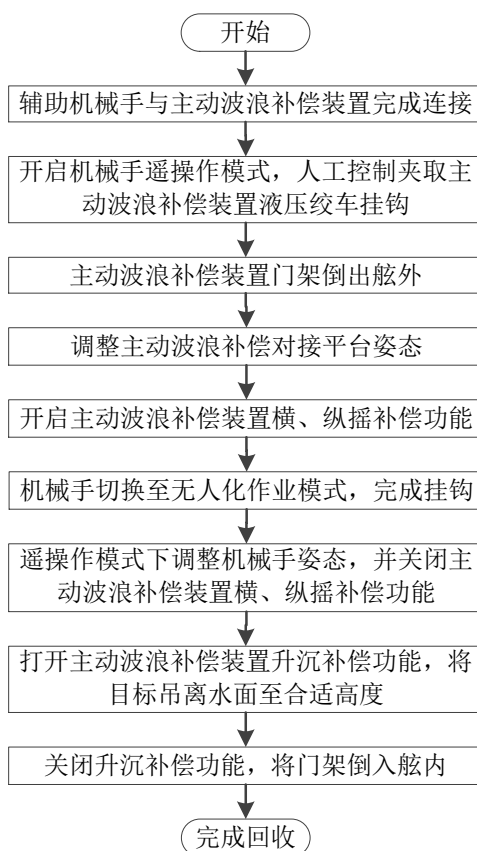


图 3.11 辅助作业机械手回收作业流程图

Fig.3.11 Flow chart of the recovery operation of the auxiliary operation manipulator

辅助作业机械臂的作业示意图如图 3.12 所示。

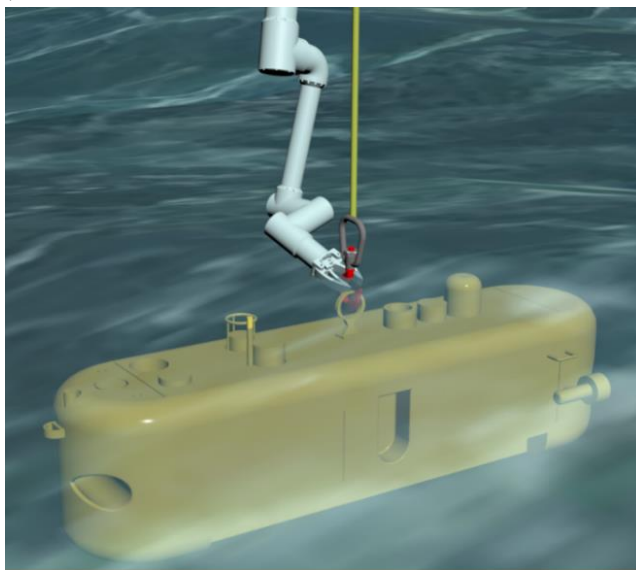


图 3.12 辅助作业机械手作业示意图

Fig.3.12 Schematic diagram of the operation of the auxiliary operation manipulator

3.4 动力回收装置

由于 Glider 在海水中受海浪影响大，在海水中无法控制其实现自主回收，与之情况相同，AUV 在海水中也会存在由于失去动力而无法继续作业的隐患。在对上述目标执行回收作业时，往往需要作业母船向其靠近时，利用甲板的水面吊放装置对其执行起吊操作，而 Glider 和失去动力的 AUV 在水流和波浪的作用下，无法稳定于当前的位置，对回收工作造成困扰，极大地降低了回收作业的效率。因此，针对于该作业背景，设计一种可以远程遥控或无人自主作业的动力回收装置进行作业。该动力回收装置主要包括主吊臂、吊环、拱形支撑梁、回收网、浮筒、控制舱、主/侧推进器、可替换连杆、配重筒和相机支架，如图 3.13 所示。

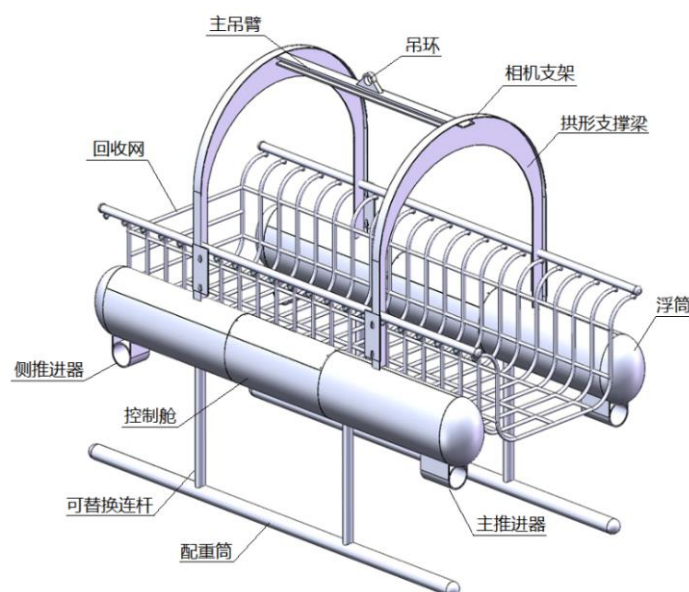


图 3.13 动力回收装置结构示意图

Fig.3.13 Schematic diagram of the structure of the powered recovery device

3.4.1 动力回收装置的结构原理

根据主动波浪补偿装置以及回收目标的尺寸，设计动力回收装置的外形尺寸为：长 4.0 米、宽 1.8 米、高 2.5 米；考虑减轻主动波浪补偿装置的吊放负载，设计选用铝合金作为动力回收装置的加工材料，用于减轻回收装置的总质量。主吊臂为动力回收装置的主要吊装承载机构，通过上方的吊环与主动波浪补偿装置的液压绞车绳索连接，实现吊放作业；主吊臂的两端各有一根拱形支撑梁，用于挂载回收网以及连接装置左右两侧的浮筒；回收网用于承载回收目标；浮筒的中间舱段为控制舱，用于放置回收装置的控制系统电气设备，浮筒下侧的前后两端分别配置有推进器安装套筒，通过搭载主/侧推进器实现回收装置的动力控制；浮筒下通过安装可替换连杆和配重筒，调节动力回收装置的重心高度，实现调整动力回收装置在水中的自浮高度，使其能够适用于不同质量目标的回收作业；相机支架位于拱形支撑梁上，用于安置图像采集装置。

3.4.2 动力回收装置的控制方案设计

动力回收装置采用独立于主动波浪补偿装置的控制系统，主要包括主站控制系统和艇载控制系统。

主站控制系统主要由远程遥控系统和电源组成，远程遥控系统主要包括：无线传输装置，用于建立与艇载控制系统之间的通信，实现对动力回收装置的远程控制；回收装置电力系统开关，用于控制回收装置艇载控制系统的电源通断；模式选择按钮，用于选择动力回收装置的作业控制模式；遥控手柄，用于控制动力回收装置的动作方向和航行速度；控制器，用于采集按钮、手柄等信息，通过无线传输装置传送主站控

制指令和接受图像信息；图像显示器，用于显示主控制器接受的图像信息，方便操作人员观察实时作业情况。

艇载控制系统主要包括：无线传输装置，用于与主站控制系统之间保持通信，实现信息交互；偏航角传感器，用于实时测量动力回收装置当前在水中的姿态；单目相机，用于对预置在回收目标的人工标识码进行采集，实现目标定位功能；推进器，为动力回收装置提供水中航行和姿态调节的动力；GPS 定位装置，用于实时测量动力回收装置的经纬度信息；主控制器，选用集成有图像处理系统的高度集成化工控机，实现采集模块信号、图像处理、控制调整推进器的转动速度和方向等功能，同时也避免了占据动力回收装置控制舱过多空间。

3.4.2.1 远程遥控模式

在远程遥控模式下，通过人工遥控的方式，控制动力回收装置对回收目标进行回收。在采集到无线传输装置的远程遥控模式指令后，艇载控制系统开启远程遥控模式，艇载控制器根据主站控制器采集的遥控手柄指令，控制主/侧推进器的转动，并将读取偏航角传感器的角度值，与接收到的偏转角度值对比，通过控制侧推的转动速度和方向，不断地调整动力回收装置的姿态，形成对动力回收装置航行角度的闭环控制。艇载控制器通过无线传输装置，将单目相机采集的图像信息传输给主站控制器，并通过图像显示器显示，辅助操作人员远程遥控作业。远程遥控模式下动力回收装置的控制系統框图如图 3.14 所示。

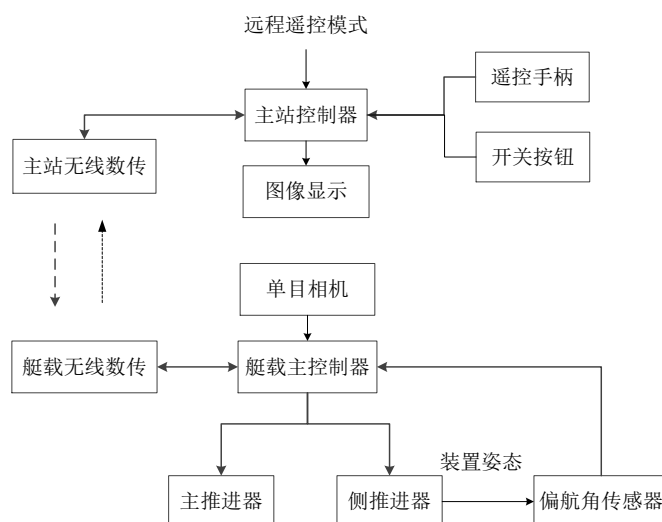


图 3.14 动力回收装置控制系统框图

Fig.3.14 Schematic diagram of the control system of the powered recovery device

3.4.2.2 无人自主作业模式

在动力回收装置的控制系统中,通过引用图像处理系统,即可实现视觉伺服控制,实现动力回收装置执行自主回收作业的功能;通过引用 GPS 导航系统,还可实现动力回收装置的自主返航功能。通过增添上述两种系统,即可实现动力回收装置的无人化作业。为了保证动力回收装置无人化作业的顺利进行,要求在母船距离回收目标 20 米以内,方可启用该功能,以防止视觉定位花费过长时间,而影响整体的回收作业效率。

在动力回收装置的自主回收作业阶段,通过单目相机进行图像采集,当识别到预置在回收目标头部的人工标识码后,艇载控制器图像处理系统解算出当前动力回收装置所需转动的角度和航行的距离后,控制主/侧推进器转动,从而驱动动力回收装置向回收目标航行。在航行期间,图像处理系统实时解算目标位置,改变推进器的转速和方向,调整动力回收装置的姿态,实现视觉伺服控制,最终将回收目标收进回收装置的回收网中。动力回收装置自主回收作业的控制逻辑框图如图 3.15 所示。

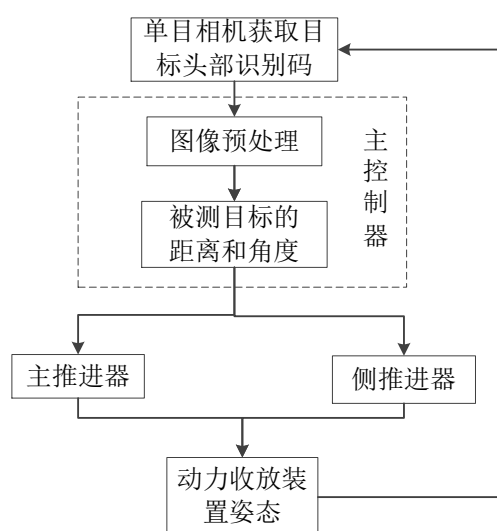


图 3.15 动力回收装置自主回收控制逻辑框图

Fig.3.15 Logic block diagram of autonomous recovery control of the powered recovery device

在完成目标的回收作业后,动力回收装置自动执行自主返航作业。在执行回收作业前,动力回收装置被吊放至水中时,主控制器会对控制系统刚上电时的 GPS 定位信息进行采集和记录。在动力回收装置开始执行自主返航作业时,主控制器会根据当前采集的 GPS 定位信息,实时做出路径规划,控制推进器的动作,驱动回收装置驶向母船舷侧的初始位置,最后由主动波浪补偿装置起吊至母船甲板,完成整个回收作业流程。

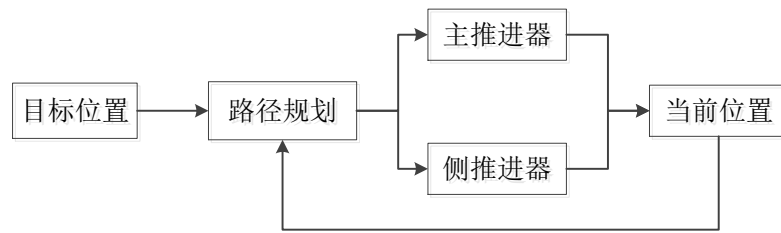


图 3.16 动力回收装置自主返航控制逻辑框图

Fig.3.16 Logic block diagram of the autonomous return control of the powered recovery device

3.4.3 动力回收装置的回收作业流程

辅助作业机械手的回收作业流程如图 3.17 所示。

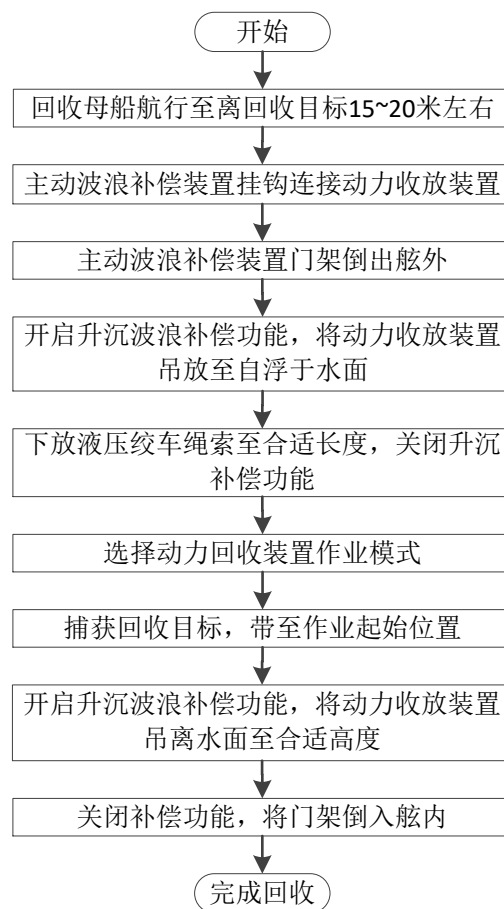


图 3.17 动力回收装置回收作业流程图

Fig.3.17 Flow chart of recovery operation of the powered recovery device

动力回收装置作业示意图如图 3.18 所示。

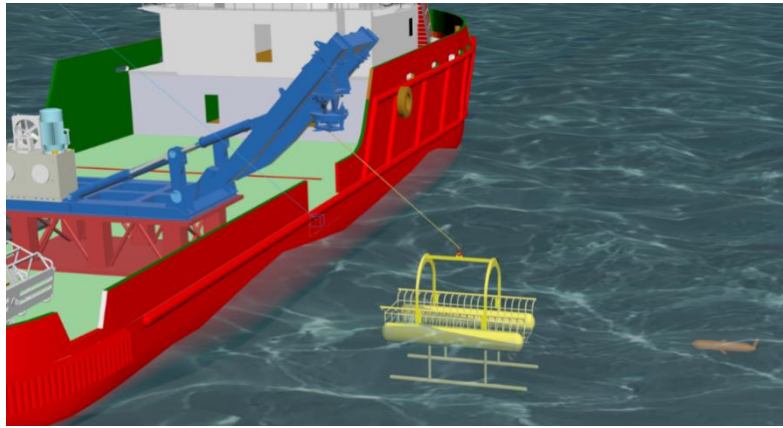


图 3.18 动力回收装置作业示意图

Fig.3.18 Schematic diagram of the operation of the powered recovery device

3.5 本章小结

本章节主要对水下回收笼、辅助作业机械手和动力回收笼等三种收放作业搭接装置的结构和控制方案进行设计，并结合收放系统的主动波浪补偿装置，制定相应的收放作业流程。在收放作业流程中，引出了收放系统的主动波浪补偿装置的功能和作用，为后文对其波浪补偿性能的研究提供依据。

第4章 无人收放系统主动波浪补偿装置的建模分析

4.1 引言

为了保证上一章节所设计的三种收放作业装置能够安全、可靠的执行作业任务，需要为其提供稳定的对接机构，因此，对收放系统主动波浪补偿装置的补偿性能研究尤为重要。本章将对收放系统主动波浪补偿装置进行运动学建模，对其运动学特性进行研究分析，并分别建立横、纵摇和升沉补偿控制系统的数学模型，研究控制系统特性，为后续研究提供相关研究基础。

4.2 主动波浪补偿装置运动学建模

海洋环境变化莫测，在海况恶劣的情况下，船舶会在海浪的影响下产生多自由度运动。一般而言，我们将海面上运动的船舶视为一个刚体，刚体在空间上有六个自由度。对船舶而言，六个自由度运动分别为：横摇（roll）、纵摇（pitch）、升沉（heave）、艏摇（yaw）、横荡（sway）及纵荡（surge）^[38]。横、纵摇和升沉运动所产生的干扰力对船体的动力定位影响很小，但是会使吊装目标产生较大的摆动；横、纵荡和艏摇运动所产生的干扰力对船体动力定位影响较大，但是吊装目标产生的摆动较小^[39]。目前，收放作业用船舶都配置有优良的动力定位系统，因此，本文将主要对收放系统主动波浪补偿装置的横摇、纵摇以及升沉补偿功能进行研究。

4.2.1 坐标系建立

船舶运动姿态传感器安置于母船甲板的中心位置，主动波浪补偿装置通过底座焊接在母船甲板后方，并靠近一侧船舷。在进行收放工作时，将主动波浪补偿装置的门架机构向母船的舷外倒出，当门架总成的各机构动作到指定作业位置后，视作业模式启用主动波浪补偿装置的补偿功能。横摇补偿开启时，通过控制横摆油缸的伸缩动作，不断调整缓冲架底面的姿态；纵摇补偿开启时，通过控制摆动油缸的摆动角度，不断调整头部机构的姿态；升沉补偿开启时，通过控制液压绞车，不断调整吊放目标在竖直方向上的速度。依据所制定的收放系统作业规范，在波浪补偿功能开启的状态下，主动波浪补偿装置的非补偿机构禁止执行动作。

在忽略门架伸长臂两根伸缩油缸同步误差的情况下,可以将该装置视为能够绕门架转轴转动的吊臂,简化模型如图 4.1 所示。

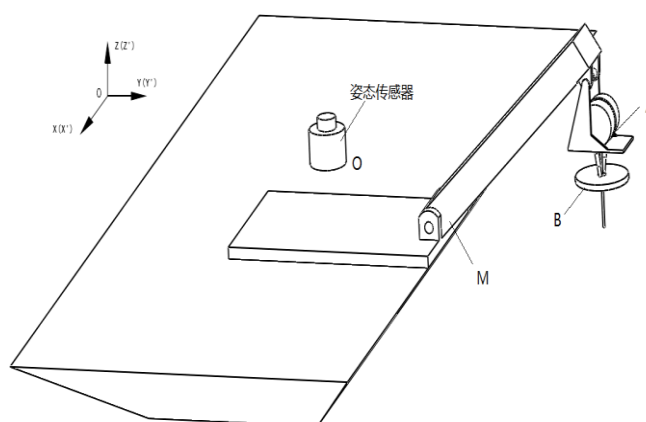


图 4.1 主动波浪补偿装置简化模型示意图

Fig.4.1 Schematic diagram of simplified model of the active wave compensation device

波浪补偿系统为获得船用吊装点的位置和速度而进行的运动坐标变换是通过坐标系之间的关系确定的^[40]。在图 4.1 中,根据笛卡尔坐标系原则建立静坐标系 $OXYZ$ 和动坐标系 $O'X'Y'Z'$, O 点固定于运动姿态传感器底部的中心处,静坐标系与地球坐标系保持相对平衡,动坐标系固定于收放系统的吊装装置上。在船舶处于初始不动的状态下,所述的静坐标系与动坐标系重合;而在船舶处于运动状态下,站在地球坐标系角度来看,静坐标系保持不动,动坐标系三个坐标轴随着船舶的变化而变化。即绕 X 轴旋转表示横摇运动,绕 Y 轴旋转表示纵摇运动,沿着 Z 轴的垂向移动表示升沉运动。

由于主动波浪补偿装置在母船甲板上的位置固定,因此当船舶处于静止状态时,可以将门架转轴的几何中心表示为静坐标系下的固定点 M ,坐标为 $(X_M \ Y_M \ Z_M)$ 。本系统的吊装点为液压绞车卷筒与绳索的切点,由于收放系统在每一次作业时,门架上各机构动作的姿态视具体情况而定,吊装点的位置并不固定。因此,假设在准备开启主动波浪补偿功能时,门架伸缩臂与门架底座的夹角大小为 θ ,门架当前总臂长为 L ,转接吊头平面与母船甲板平行,吊装点与摆动油缸转轴轴心所在直线的距离为 L' ,如图 4.2 所示。则吊装点在静坐标系下的坐标可以用 M 的坐标表示为 $(X_M \ Y_M + L\cos\theta \ Z_M + L\sin\theta - L')$ 。

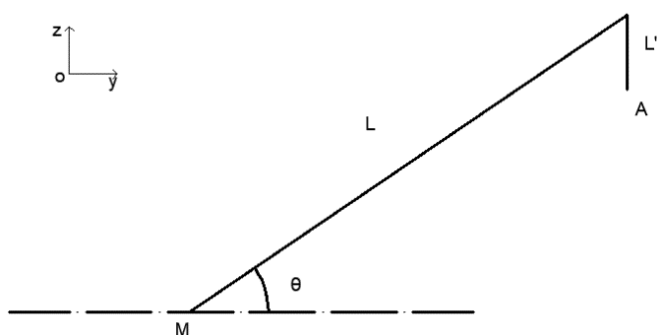


图 4.2 吊装点初始位置示意图

Fig.4.2 Schematic diagram of the initial position of the hoisting point

为了计算过程的方便，我们假定吊装点位于静坐标系下的 A 点处，坐标表示为 $(X_A \ Y_A \ Z_A)$ ，经过船舶的姿态变换，变换为静坐标系的 A' 点，坐标表示为 $(X_{A'} \ Y_{A'} \ Z_{A'})$ 。

4.2.2 运动学反解

运动学反解是在明确被控对象位姿的条件下，对执行机构的动作变量进行求解的过程。

已知横摇角为 α ，纵摇角为 β ，升沉位移为 h ，在空间坐标变换中，静坐标系与动坐标系之间存在一个变换关系。

当船舶的横摇姿态发生变化时，动坐标系 $OX'Y'Z'$ 相当于以静坐标系 $OXYZ$ 的 OX 为轴，转动了 α 的角度，其变换矩阵 R_X 为：

$$R_X = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

同理，可以求得当发生纵摇变化时，变换矩阵 R_Y 为：

$$R_Y = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

当发生升沉变化时，沿 OZ 轴平移的齐次变换矩阵 R_Z 为：

$$R_Z = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & h \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

为了便于进行坐标变换，使坐标的平移变换与旋转变换统一变成变换矩阵与原坐标矩阵相乘的形式。为了便于求解，将坐标表示成齐次形式，并且增加一维，即可将横、纵摇的变换矩阵换写为：

$$R'_X = \begin{bmatrix} R'_X & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$$R'_Y = \begin{bmatrix} R'_Y & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

由式(4.3)、式(4.4)和式(4.5)，可得综合姿态转换矩阵 R 为：

$$R = R'_X * R'_Y * R'_Z = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \alpha * \sin \beta & \cos \alpha * \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta * \sin \alpha & \cos \alpha \cos \beta & h \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

令 $R_A = [X_A \ Y_A \ Z_A \ 1]^T$ ， $R_{A'} = [X_{A'} \ Y_{A'} \ Z_{A'} \ 1]^T$ ，则可得：

$$R_{A'} = R * R_A = \begin{bmatrix} X_A \cos \beta + Y_A \sin \alpha * \sin \beta + Z_A \cos \alpha * \sin \beta \\ Y_A \cos \alpha - Z_A \sin \alpha \\ -X_A \sin \beta + Y_A \sin \alpha * \cos \beta + Z_A \cos \alpha \cos \beta + h \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

由式(4.6)和式(4.7)可得：

$$H = Z_{A'} - Z_A = -X_A \sin \beta + Y_A \sin \alpha * \cos \beta + (Z_A \cos \alpha \cos \beta - 1) + h \quad (4.8)$$

将式 中 A' 点的坐标值用 M 点坐标表示，可以写成：

$$H = -X_M \sin \beta + (Y_M + L \cos \theta) \sin \alpha * \cos \beta + [(Z_M + L \sin \theta - L) \cos \alpha \cos \beta - 1] + h \quad (4.9)$$

式中， H 为在船舶的运动姿态改变的状态下，液压绞车上吊装点所需要补偿的升沉位移。

对于安装于转接吊头对接平台的搭接装置来说，只需要摆动油缸驱动头部机构转动 β 、横摆油缸控制转接吊头转动 α ，即可对搭接装置的底座 B 进行补偿，使其保持原有姿态。

对于液压绞车的吊装点来说,纵摇补偿机构不会对其姿态产生影响,因此,系统的纵摇补偿不会对该吊装点的升沉补偿产生影响。但是横摇补偿机构在进行补偿时,会改变液压绞车的姿态,影响吊装点位的空间位置,进而会对升沉补偿产生影响,下面将对这种情况进行详细分析。

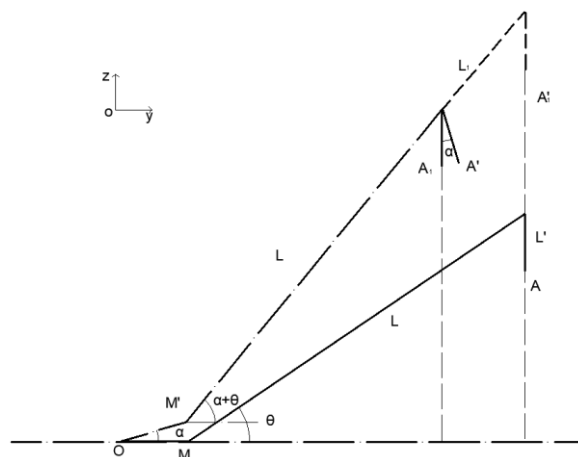


图 4.3 吊装点横摇补偿示意图

Fig.4.3 Schematic diagram of roll compensation at hoisting point

如图 4.3 所示,在船舶发生横摇变化后,点 M 绕点 O 转动 α 到点 M' ,产生的升沉位移为 $Y_M \sin \alpha$,横摇补偿机构相对应地补偿了 α ,吊装点的位置从 A' 点转动到 A_1 点,由此产生的综合升沉位移量为:

$$H_\alpha = L'(1 - \cos \alpha) + Y_M \sin \alpha \quad (4.10)$$

同时,为了补偿在水平方向产生的位移,需要门架伸缩臂的伸长量为:

$$L_1 = \{L[\cos \theta - \cos(\alpha + \theta)] + Y_M(1 - \cos \alpha)\} / \cos(\alpha + \theta) \quad (4.11)$$

此时吊装点由 A_1 点移动到 A_1' 点,由此而产生的升沉位移量为:

$$H_q = L_1 \sin(\alpha + \theta) \quad (4.12)$$

由于阀块、伸缩缸等液压装置以及所设定的液压系统压力的限制,门架伸缩臂并不能较快速的响应,相对而言是一个缓慢补偿的过程,因此考虑用一种方法来计算门架伸缩臂伸缩带来的升沉补偿影响。假定在开启系统波浪补偿那一时刻,门架伸缩臂的总伸长为 L_s ,随着执行补偿动作,门架伸缩臂的实时总伸长为 L_t ,那么补偿过程中伸缩臂的实时伸缩量为 L_t' ,从而实时产生的升沉位移量为:

$$H_q' = L_t' \sin(\alpha + \theta) \quad (4.13)$$

综上所述结果可知,实际所需的升沉补偿量 $U = H + H_\alpha + H_q'$,由于 H_α 中的影响系数 $(1 - \cos \alpha)$ 很小,且 L' 作为装置固有尺寸对于整体而言本身就较小,因此可以将 H_α 写成 $H_\alpha = Y_M \sin \alpha$ 。

由于本收放系统在补偿方案制定中, 选用速度补偿作为实现升沉补偿的方法, 因此, 需要对 U 作微分处理, 即可得升沉速度补偿量为:

$$V = \frac{dU}{dt} = -X_M \omega_\alpha \cos \beta + (Y_M + L \cos \theta)(\omega_\alpha \cos \alpha \cos \beta - \omega_\beta \sin \alpha \sin \beta) + Y_M \sin \alpha + (Z_M + L \sin \theta - \dot{L})(\omega_\alpha \sin \alpha \cos \beta + \omega_\beta \cos \alpha \sin \beta) + v_{L_1} \sin(\alpha + \theta) + L_1 \dot{\omega}_\alpha \cos(\alpha + \theta) + v_h \quad (4.14)$$

式中, ω_α ——母船横摇角速度; ω_β ——母船纵摇角速度; v_{L_1} ——伸缩臂实时伸缩速度; v_h ——母船升沉速度。

4.3 主动波浪补偿系统建模

主动波浪补偿系统建模是进行控制系统仿真至关重要的环节, 是研究控制系统静态特性和动态特性的基础, 通过对各补偿机构的计算分析, 可以建立相应的控制系统模型, 为主动波浪补偿控制系统的设计、仿真和算法研究建立基础条件。

由于该收放系统对于横、纵摇以及升沉主动波浪补偿的需求较高, 因此, 本节将主要对纵摇补偿系统、横摇补偿系统和升沉补偿系统进行研究。

4.3.1 纵摇补偿系统建模

纵摇补偿系统的控制框图如图 4.4 所示。其中, 给定角度为运动学建模得到的对接平台期望角度值; 控制器用于船舶姿态信号采集和发生模拟量控制信号; 伺服放大器用于将控制器的发生信号放大并驱动比例伺服阀动作; 比例伺服阀控制横摆油缸动作, 实现对波浪补偿装置对接平台的姿态调整; 倾角传感器作为对接平台姿态检测装置, 向控制器反馈实际角度信息。

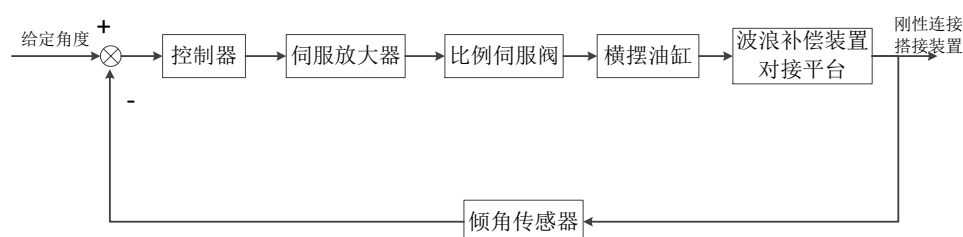


图 4.4 纵摇补偿系统控制框图

Fig.4.4 Control block diagram of pitch compensation system

4.3.1.1 伺服放大器数学模型

伺服放大器在接收到控制器的电压信号后, 将其放大并转换为电流信号, 实现对

伺服阀线圈电磁铁的磁力控制,进而控制伺服阀阀芯的动作。由于伺服放大器的频带很宽,要远远高于整个液压系统的固有频率,动态特性所带来的影响也可以忽略不计,因此,伺服放大器的传递函数可以近似为:

$$\frac{I}{E_g} = K_a \quad (4.15)$$

式中: I ——伺服放大器输出电流; E_g ——伺服放大器输入电压信号; K_a ——伺服放大器与线圈电路增益系数。

4.3.1.2 比例伺服阀数学模型

由于所设计的补偿机构的液压固有频率较大,因此两级电液比例伺服阀的传递函数可以近似的用二阶振荡环节描述,可得传递函数为:

$$\frac{Q}{I} = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v}s + 1} \quad (4.16)$$

式中: Q ——伺服阀出油口流量; K_v ——伺服阀放大系数; ω_v ——伺服阀固有频率; ζ_v ——伺服阀阻尼比。

4.3.1.3 液压缸数学模型

(1) 伺服阀的线性流量方程^[41~42]

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (4.17)$$

式中: Q_L ——负载流量; $K_q = c_d \omega \sqrt{1/\rho(p_s - p_L)}$ ——伺服阀流量增益系数; $K_c = c_d \omega x_v \sqrt{1/\rho(p_s - p_L)}/2(p_s - p_L)$ ——伺服阀流量压力系数。

(2) 液压缸连续性方程

在对液压缸内的流量连续性方程的分析中,需要满足如下假设条件:(a)所有液压缸的管道粗而短,忽略摩擦损失、流体质量等所带来的影响;(b)液压油的油温和体积的弹性模量均视为常量,且缸内压力处处相等;(c)所有缸的泄漏均视为层流流动。

液压缸内可压缩流体的连续性方程可写为:

$$\sum Q_{\lambda} - \sum Q_{\text{出}} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (4.18)$$

式中: V ——所取流体体积; $\sum Q_{\lambda}$ ——流出控制体流量; $\sum Q_{\text{出}}$ ——流入控制体流量; β ——液体体积弹性模量。

设液压缸的进油腔和回油腔的容积分别为

$$V_1 = V_{01} + Ay \quad (4.19)$$

$$V_2 = V_{02} - Ay \quad (4.20)$$

式中: V_1 ——进油腔容积; V_2 ——回油腔容积; V_{01} ——进油腔初始容积; V_{02} ——回油腔初始容积; A ——活塞有效面积; y ——活塞位移。

将可压缩流体的连续性方程(式 4.18)应用于液压缸的进油腔和回油腔, 并且考虑到液压缸内和缸外的泄漏, 可得两腔内的可压缩流体的连续性方程分别为:

$$Q_1 - C_{ic}(p_1 - p_2) - C_{ec}p_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (4.21)$$

$$C_{ic}(p_1 - p_2) - C_{ec}p_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} \quad (4.22)$$

式中: C_{ic} ——液压缸缸内泄漏系数; C_{ec} ——液压缸缸外泄漏系数; β_e ——液压油弹性模量。

对液压缸的油腔容积微分, 并联立式(4.21)和式(4.22), 可得

$$Q_1 + Q_2 = 2C_{ic}(p_1 - p_2) + C_{ec}(p_1 - p_2) + 2A \frac{dy}{dt} + \frac{V_{01}}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} - \frac{A}{\beta_e} y \left(\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (4.23)$$

考虑设 $V_{01} = V_{02} = V_0 = V_t / 2$, 并考虑到 $|Ay| = V_0$, $p_1 + p_2 = p_s = \text{常数}$, 则有 $dp_1/dt + dp_2/dt = d(p_1 + p_2)/dt = 0$, 即可得到液压缸的流量连续性方程:

$$\frac{Q_1 + Q_2}{2} = Q_L = A \frac{dy}{dt} + C_{ic}p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (4.24)$$

式中: $C_{ic} = C_{ic} + C_{ec} / 2$ ——液压缸总泄漏系数; V_t ——伺服阀至液压缸双腔内总容积。

(3) 动力机构平衡方程

根据牛顿定律, 忽略缸体运动的滑动摩擦力、以及作用在液压缸上的非线性负载和液压油质量的影响, 可得:

$$F_g = A(p_1 - p_2) = Ap_L = m \frac{d^2y}{dt^2} + B_c \frac{dy}{dt} + Ky + F \quad (4.25)$$

式中: m ——活塞及负载重质量; B_c ——粘性阻尼系数; K ——负载弹簧刚度;

F ——负载产生的干扰力; F_g ——液压推动力。

式(4.17)、(4.24)、(4.25)即为该阀控液压缸的动力机构基本方程。

(4) 阀控液压缸动力机构传递函数

将式(4.17)、(4.24)、(4.25)进行拉普拉斯变换, 可得:

$$Q_L = K_q X_v - K_c P_L \quad (4.26)$$

$$Q_L = A s Y + (C_{tc} + \frac{V_t}{4\beta_e} s) p_L \quad (4.27)$$

$$p_L = \frac{1}{A} (m s^2 + B_c s + K) Y + \frac{1}{A} F \quad (4.28)$$

由上述式(4.26)、(4.27)、(4.28)可得到该阀控液压缸动力机构的传递函数。由于该动力机构为线性, 因此可以运动自动控制理论中的叠加原理, 可以得到以阀芯位移 X_v 和外部负载 F 为输入, 液压缸的位移 Y 为输出的传递函数:

$$Y = \frac{\frac{K_q}{A} X_v - \frac{1}{A^2} (K_c + C_{tc} + \frac{V_t}{4\beta_e} s) F}{\frac{V_t m}{4\beta_e A^2} s^3 + [\frac{m(K_c + C_{tc})}{A^2} + \frac{B_c V_t}{4\beta_e A^2}] s^2 + [1 + \frac{B_c (K_c + C_{tc})}{A^2} + \frac{V_t K}{4\beta_e A^2}] s + \frac{K(K_c + C_{tc})}{A^2}} \quad (4.29)$$

假设认定该动力系统中无弹性负载, 即 $K=0$, 并且考虑到式(4.29)中 $A^2/(K_c + C_{tc})$ 是由于液压油泄漏产生的阻尼系数, 要远大于阻尼系数 B_c , 因此 $B_c(K_c + C_{tc})/A^2 \approx 0$ 。液压缸固有频率为:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{K_h}{m}} = \sqrt{\frac{4\beta_e A^2}{V_t m}} \quad (4.30)$$

液压缸阻尼比为:

$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A} \sqrt{\frac{\beta_e m}{V_t}} + \frac{B_c}{4A} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m}} \quad (4.31)$$

由于粘性系数 B_c 的值很小, 因此液压缸阻尼比可近似为:

$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A} \sqrt{\frac{\beta_e m}{V_t}} \quad (4.32)$$

液压缸总流量压力系数为:

$$K_{ce} = K_c + C_{tc} \quad (4.33)$$

联立式(4.30)、(4.31)、(4.32)和(4.33)可将式(4.29)化简为:

$$Y = \frac{\frac{K_q}{A} X_v - \frac{1}{A^2} (K_{ce} + \frac{V_t}{4\beta_e} s) F}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (4.34)$$

由上式(4.34)，假定负载产生的干扰力 $F = 0$ ，可得阀芯位移 X_v 对液压缸位移 Y 的传递函数为：

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{A}}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (4.35)$$

4.3.1.4 纵摇补偿控制系统数学模型

由伺服放大器、比例伺服阀和液压缸与负载的传递函数，可以绘制出纵摇补偿机构控制系统数学模型框图如图 4.5 所示。

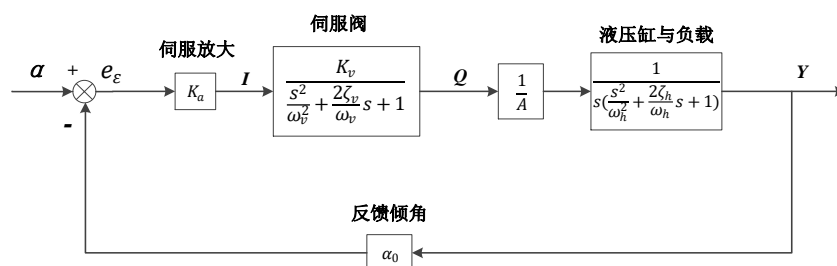


图 4.5 纵摇补偿控制系统数学模型框图

Fig.4.5 Block diagram of mathematical model of pitch compensation control system

4.3.2 升沉补偿系统建模

升沉补偿系统的控制框图如图 4.6 所示。其中，目标速度为运动学建模得到的门架绞车绳索期望的收放速度值；控制器用于船舶升沉速度信号采集和发生模拟量控制信号；伺服放大器用于将控制器的发生信号放大并驱动比例伺服阀动作；比例伺服阀控制液压马达动作，进而对液压主绞车控制，实现对吊放目标起升/下放的控制，编码器作为液压绞车卷筒转速的测量装置，向控制器反馈实际收放目标的升沉速度值。

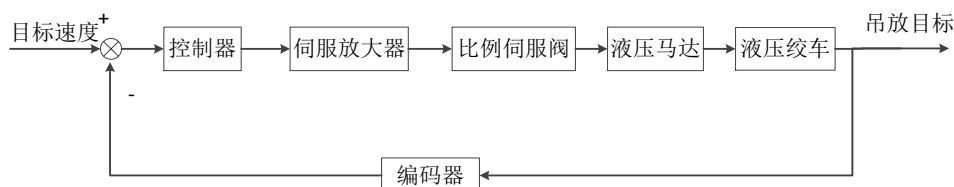


图 4.6 升沉补偿系统控制框图

Fig.4.6 Control block diagram of heave compensation system

由于在上一小节中已经建立出伺服放大器和比例伺服阀的数学模型,因此本小节仅对液压马达及负载的数学模型进行分析计算。

4.3.2.1 液压马达数学模型

(1) 液压马达连续性方程

同式(4.21)和(4.22),可以算得液压马达进油腔和回油腔的液压缸内可压缩流体的连续性方程,以及负载流量的连续性方程,经过拉普拉斯变换后可得:

$$Q_L = D_m s \theta_m + (C_{im} + \frac{V_m}{4\beta_e} s) P_L \quad (4.36)$$

式中: D_m ——液压马达的理论排量; θ_m ——液压马达轴的转角; C_{im} ——液压马达总泄漏系数; V_m ——伺服阀至液压马达双腔内总容积。

(2) 力矩平衡方程

根据牛顿定律,可以得到液压马达活动机构与负载的力矩平衡方程,经过拉普拉斯变换后可得:

$$T_s = D_m P_L = (Js^2 + B_m s + G) \theta_m + T_L \quad (4.37)$$

式中: T_s ——液压马达的理论扭矩; J ——液压马达轴上总惯量; B_m ——粘性阻尼系数; G ——负载的扭转弹簧刚度; T_L ——液压马达轴上负载产生的干扰力矩。

(3) 阀控液压马达传递函数

联立式(4.26)、(4.36)和(4.37),以液压马达的输出角为输出变量,可得:

$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} X_v - \frac{1}{D_m^2} (K_c + C_{im} + \frac{V_m}{4\beta_e} s) T_L}{\frac{V_m J}{4\beta_e D_m^2} s^3 + [\frac{J(K_c + C_{im})}{D_m^2} + \frac{B_m V_m}{4\beta_e D_m^2}] s^2 + [1 + \frac{B_m(K_c + C_{im})}{D_m^2} + \frac{V_m G}{4\beta_e D_m^2}] s + \frac{G(K_c + C_{im})}{D_m^2}} \quad (4.38)$$

假设认定该动力系统中无弹性负载,即 $G=0$,并且考虑到阻尼系数 D_m^2/K_{ce} 远大于 B_m ,因此 $B_m K_{ce}/D_m^2 \approx 0$ 。

液压马达固有频率为:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{K_h}{J}} = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_m J}} \quad (4.39)$$

液压马达阻尼比为:

$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J}{V_m}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_m}{\beta_e J}} \quad (4.40)$$

由于粘性系数 B_m 的值很小，因此液压马达的阻尼比可近似为：

$$\zeta_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J}{V_m}} \quad (4.41)$$

液压缸总流量压力系数为：

$$K_{ce} = K_c + C_{tm} \quad (4.42)$$

对式(4.38)中的 θ_m 对时间 t 进行微分，并联立式(4.39)、(4.40)、(4.41)和(4.42)，假定负载干扰力矩 $T_L = 0$ ，可得到以阀芯位移 X_v 对液压马达轴转角速度 $\dot{\theta}_m$ 的传递函数为：

$$\frac{\dot{\theta}_m}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{D_m}}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1)} \quad (4.43)$$

4.3.2.2 升沉补偿控制系统数学模型

由伺服放大器、比例伺服阀和液压缸与负载的传递函数，可以绘制出纵摇补偿机构控制系统数学模型框图如图 4.7 所示。

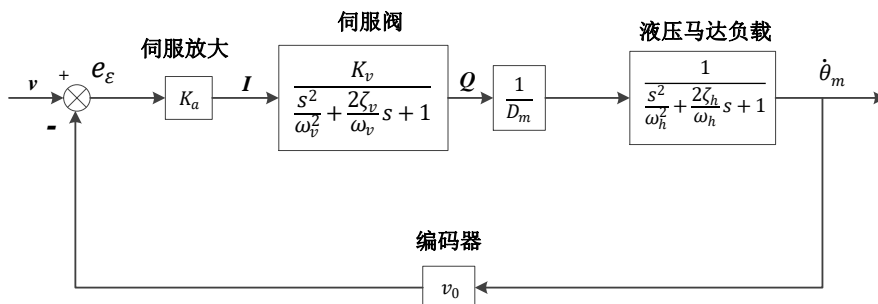


图 4.7 升沉补偿控制系统数学模型框图

Fig.4.7 Block diagram of mathematical model of heave compensation control system

4.3.3 横摇补偿系统建模

横摇补偿系统的控制框图如图 4.8 所示。其中，目标角度为运动学建模得到的波浪补偿装置头部机构期望的摆动角度值；比例伺服阀控制液压回转油缸动作，实现波浪补偿装置头部机构的姿态调整，倾角传感器同样作为头部机构对接平台姿态检测装置，向控制器反馈实际横摇角度信息。

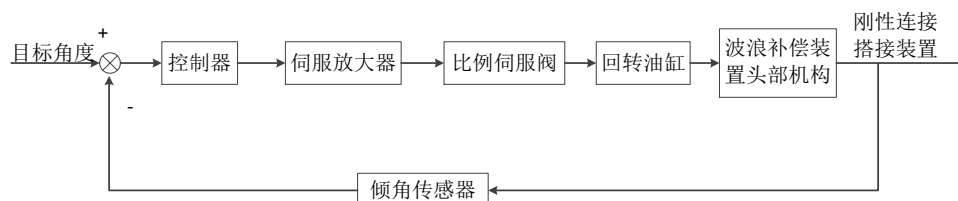


图 4.8 横摇补偿系统控制框图

Fig.4.8 Control block diagram of roll compensation system

同上一小节说明内容，本小节仅对横摆油缸及负载的数学模型进行分析计算。

4.3.3.1 摆动油缸数学模型

(1) 摆动油缸流量方程^[43]

$$Q_L = AsY + (C_{ic} + \frac{V_t}{4\beta_e} s)p_L$$

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2 - 2d_0^2)$$

$$Y = \frac{d}{2}\theta \tan \lambda$$
(4.44)

式中： d ——螺杆大径； d_0 ——活塞导杆直径； θ ——油缸摆动角； λ ——螺旋升角。

(2) 摆动油缸连续性方程

$$Ap_L = ms^2Y + B_c sY + F$$
(4.45)

(3) 摆动油缸输出转矩与轴向力方程

$$T = \frac{Fd_2}{2} \tan(\lambda - \rho)$$
(4.46)

式中： ρ ——螺旋副的摩擦角； d_2 ——螺杆中径。

(4) 摆动油缸力矩平衡方程

$$T = (J_t s^2 + B_m s + G)\theta_m + T_L$$
(4.47)

式中： J_t ——摆动油缸轴上总惯量。

由于该动力系统为大惯量比例控制系统，无弹性负载，即 $G=0$ ，并且假定负载干扰力矩 $T_L=0$ 。联立式(4.44)、(4.45)、(4.46)和式(4.47)，可得摆动油缸数学模型框图如图 4.9 所示。

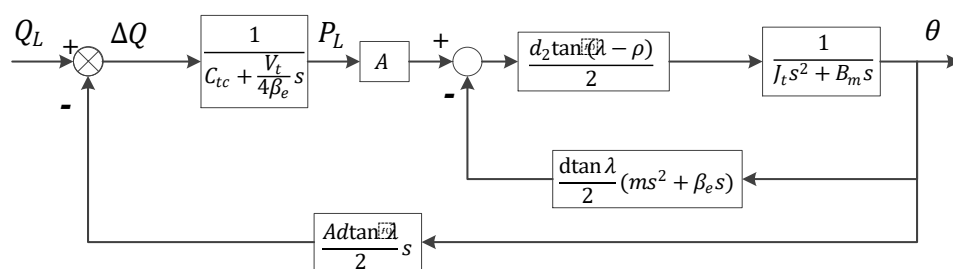


图 4.9 摆动油缸数学模型框图

Fig.4.9 Block diagram of mathematical model of swing cylinder

4.3.3.2 横摇补偿控制系统数学模型

由伺服放大器、比例伺服阀和摆动油缸的传递函数，可以绘制出横摇补偿机构控制系统数学模型框图如图 4.10 所示。

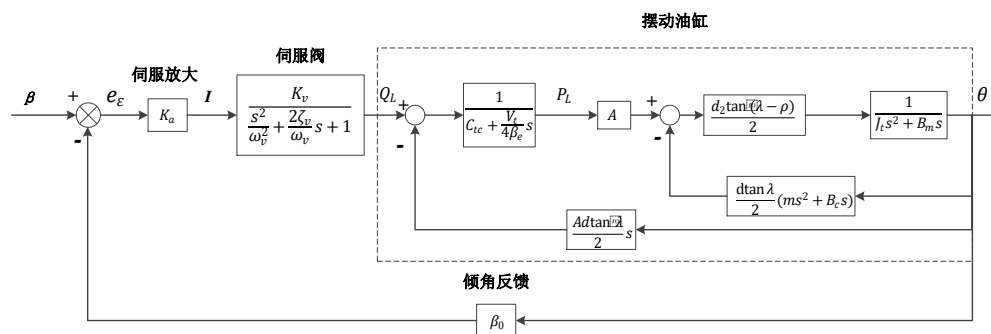


图 4.10 横摇补偿控制系统数学模型框图

Fig.4.10 Block diagram of mathematical model of roll compensation control system

4.4 本章小结

为了给所搭接的收放作业装置在海上提供安全、稳定的对接机构，本章主要对收放系统主动波浪补偿装置进行运动学建模和控制系统建模。根据收放系统中各波浪补偿机构的工作原理，解算出母船在横、纵摇和升沉等姿态变化时，主动波浪补偿装置吊装点位所对应的补偿关系。同时绘制了横、纵摇和升沉补偿系统的控制原理框图，确定各补偿系统中阀组和液压执行机构的传递函数，建立各补偿系统的控制系统数学模型，为后续章节进行控制系统的仿真分析提供理论基础。

第5章 无人收放系统主动波浪补偿装置的控制策略研究与仿真

5.1 引言

主动波浪补偿装置作为本文中无人收放系统的关键部分，其能否在复杂的海况下快速响应和稳定执行也是整个收放作业过程的重中之重。因此，为了使主动波浪补偿装置的补偿机构能够有较高的响应和较好的鲁棒性，需要对其控制系统进行着重研究。本章选用常规 PID 控制算法、前馈 PID 控制算法，并在 AR 预测 PID 控制算法的基础上改进，行成基于前馈的 AR 预测 PID 控制算法。通过应用 Matlab/Simulink 对补偿系统进行建模仿真，对比分析来找出最优控制算法，确定各主动波浪补偿系统最佳控制方案。

5.2 PID 控制

PID 控制是针对系统输入与实际输出之间的偏差，对其进行比例、积分和微分的综合控制^[44]。PID 控制是最早发展起来的控制算法之一，其在控制系统应用中具有结构简单、可靠性强和鲁棒性好的优点^[45]。因此在工业的生产过程中，自 PID 控制算法产生以来，其一直是应用最为普遍、最为成熟的控制算法^[46-47]。PID 控制算法的系统原理图如图 5.1 所示。系统由 PID 控制器和被控对象组成。

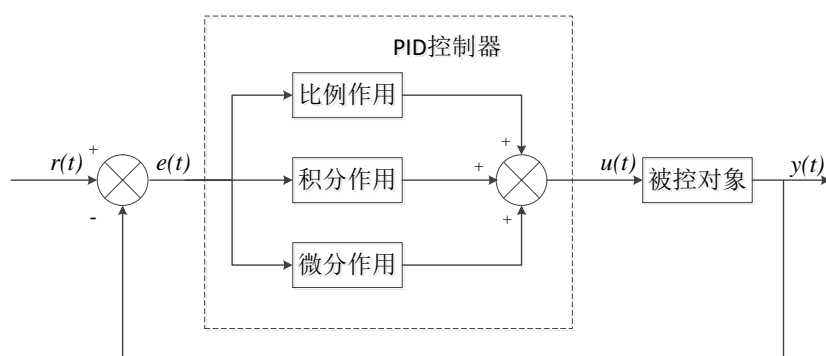


图 5.1 PID 控制系统原理图

Fig.5.1 Schematic diagram of PID control system

如图 5.1 中所示，PID 控制器为线性控制器，系统的输入为 $r(t)$ ，实际输出为 $y(t)$ ，两者之间的差值即构成控制系统的偏差：

$$e(t) = y(t) - r(t) \quad (5.1)$$

PID 算法的控制规律可以描述为:

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + \frac{T_d e(t)}{dt} \right] \quad (5.2)$$

式中: K_p ——比例系数; T_i ——积分时间常数; T_d ——微分时间常数。

PID 控制器中三个校正环节的作用如下:

(1) 比例环节: 将控制系统的偏差 $e(t)$ 以指定的比例反应出来, 控制器立即对系统产生的偏差进行控制, 来减小偏差。

(2) 积分环节: 主要用于消除系统中的残余偏差, 提高无差度。积分时间常数决定了积分环节的作用强度, 积分时间常数越小, 积分环节的作用就越强, 反之则越弱。

(3) 微分环节: 用于反应系统偏差的变化速率, 调节系统误差的微分输出, 当误差发生突变时, 能够及时产生控制; 并且可以在系统中引入及时有效的修正信号, 以防止偏差信号变得太大, 进而加快了系统的响应速度, 减少调节时间。

将上述三个环节组合, 发挥各自的优势, 即可实现对系统控制性能的优化提升。

由于计算机控制应用的是采样控制方式, 其控制量由采样时刻的偏差计算得来, 因此需要对积分项和微分项执行离散化处理。设定连续时间 t 由一系列的采样时刻点 kT 表示, 用和式替换积分项、增量替换微分项, 可做近似变换如下:

$$t \approx kT \quad (5.3)$$

$$\int_0^t e(t) dt \approx T \sum_{j=0}^k e(jT) = T \sum_{j=0}^k e(j) \quad (5.4)$$

$$\frac{de(t)}{dt} \approx \frac{e(kT) - e[(k-1)T]}{T} = \frac{e(k) - e[(k-1)]}{T} \quad (5.5)$$

将 $e(kT)$ 简化为 $e(k)$, 可以得到离散的 PID 表达式如下:

$$\begin{aligned} u(k) &= k_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \\ &= k_p e(k) + k_i \sum_{j=0}^k e(j) + k_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \end{aligned} \quad (5.6)$$

式中: $k_i = k_p T / T_i$ ——积分系数; $k_d = k_p T_d$ ——微分系数。

由于控制器每一次的输出 $u(k)$ 都会直接与系统执行的位置相对应, 因此式(5.6)也叫做位置式 PID 控制算法。但是, 该算法会不断地对 $e(k)$ 进行累加, 一旦计算机出现故障, 则会导致控制器的输出 $u(k)$ 产生大幅变化, 进而造成系统执行机构的大幅度动作, 在实际生产过程中甚至会造成安全隐患。因此, 实际中往往采用增量式 PID 控制

算法作为替代,其原理在于将控制的增量 $\Delta u(k)$ 作为控制器的输出。根据递推原理,由式(5.6)可得:

$$u(k-1) = k_p e(k-1) + k_i \sum_{j=0}^{k-1} e(j) + k_d [e(k-1) - e(k-2)] \quad (5.7)$$

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1) \quad (5.8)$$

$$\Delta u(k) = k_p [e(k-1) - e(k-2)] + k_i e(k) + k_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \quad (5.9)$$

式(5.9)即为增量式 PID 控制算法,相比较于位置式 PID 控制算法,它拥有误动作时影响小、计算机故障时维持原值和更好的控制效果等优点。

5.3 前馈 PID 控制

对于以液压驱动的主动波浪补偿系统,采用常规的 PID 控制算法难以同时实现其液压执行机构快速、精确和稳定的运动。而前馈控制算法可以提升系统的跟踪性能,基于复合控制的思想,将前馈控制与 PID 控制相结合,形成前馈 PID 控制算法,不仅不会影响系统的稳态精度,还可以使系统更快、更精确的响应^[48],前馈 PID 控制系统原理图如图 5.2 所示。

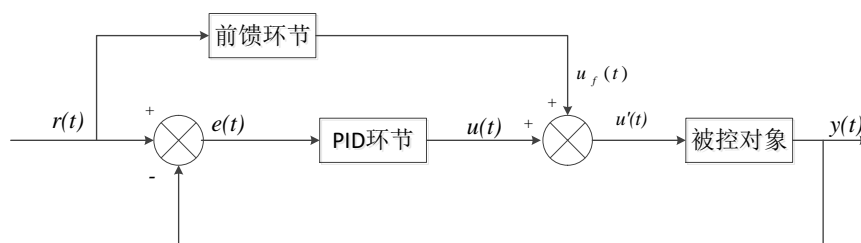


图 5.2 前馈 PID 控制系统原理图

Fig.5.2 Schematic diagram of feed-forward PID control system

前馈环节是对系统的理论目标值进行一阶微分和二阶微分,获得速度前馈和加速度前馈的线性组合。假设经过前馈环节的输出量为 $u_f(t)$,PID 环节输出量为 $u(t)$,前馈 PID 的总输出量为 $u'(t)$,那么可得:

$$\begin{cases} u_f(t) = k_1 \frac{dr(t)}{dt} + k_2 \frac{d^2 r(t)}{dt^2} \\ u'(t) = u(t) + u_f(t) \end{cases} \quad (5.10)$$

式(5.10)即为前馈 PID 的控制规律,可以有效地解决因控制滞后而造成的系统响应延迟问题。

时间序列法可以对船舶的波浪载荷进行预报，提前获取船舶在海上作业时的运动趋势。时间序列法在控制领域上获得了较为广泛的应用，可以优化系统的性能，与其他算法综合使用，可以有效的弥补传统控制方法的缺陷^[49]。AR 预测模型便是常用的时间序列模型之一，本节将对 AR 预测模型进行分析，并将 AR 预测算法与前馈 PID 控制算法进行整合来进一步提升系统性能。

5.4.1.1 AR 模型

$$x(k) = a_1 x(k-1) + a_2 x(k-2) + \dots + a_n x(k-n) + \xi(k) \quad (5.11)$$

AR 模型在应用过程中主要存在三个约束性条件:

- (1) $a_n \neq 0$ ，确保模型的最高阶次为 n ；
- (2) 模型残差 $\xi(k)$ 是服从正态分布的随机变量组， $E(\xi(k))=0$ ， $Var(\xi(k))=\delta_\xi^2$ ，即 $\xi(k): NID(0, \delta_\xi^2)$ ；
- (3) $E(x(s), \xi(k))=0$ ， $\forall s < k$ ，表示模型的历史事件序列数据不会对随机干扰量造成影响。

为了确保模型的预测精度维持稳定状态,应扩大历史时间序列数据的选取范围,即在令 $N > 2n$ 的前提下,进行建模。分别令 $k = n+1, n+2, \dots, N$, 由式(5.11)可得:

$$\left\{ \begin{array}{l} x(n+1) = a_1 x(n) + a_2 x(n-1) + L + a_n x(1) + \xi(n+1) \\ x(n+2) = a_1 x(n+1) + a_2 x(n) + L + a_n x(2) + \xi(n+2) \\ \quad \quad \quad \mathbf{M} \\ x(N) = a_1 x(N-1) + a_2 x(N-2) + L + a_n x(N-n) + \xi(N) \end{array} \right. \quad (5.12)$$

$$Y_N = X_N A_N + \varepsilon \quad (5.13)$$

式中, $Y_N = [x(n+1), x(n+2), \dots, x(N)]^T$, $A_N = [a_1, a_2, \dots, a_n]^T$,

$$\varepsilon = [\xi(n+1), \xi(n+2), \dots, \xi(N)]^T, \quad X_N = \begin{bmatrix} x(n) & x(n-1) & \dots & x(1) \\ x(n+1) & x(n) & \dots & x(2) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x(N-1) & x(N-2) & \dots & x(N-n) \end{bmatrix}$$

5.4.1.2 优化 AR 预测模型的确定

预测模型的阶数 n 和模型参数 $\{a_n\}$ 是确定优化 AR 模型的关键参数，而模型阶数的取值对模型参数的估值有着约束作用，即不同的 n 对应着不同的 $\{a_n\}$ 估值，因此需要先确定阶数 n ，再对 $\{a_n\}$ 进行估值，即可确定所需的优化模型。

(1) 确定模型阶数 n

相关研究表明，模型的预测精度随模型阶数的提高而提高，而模型的计算量也随之增加，导致模型的响应速度也随之下落，综上因素，考虑确定优化模型的阶数 n 。1973 年，日本学者赤弘治提出了 AIC (Akaike Information Criterion) 准则，并且是确定模型阶数 n 的最常用方法，它是基于已知观测时序中历史数据中最大信息量的定阶准则，适用于 AR 预测模型阶数的确定和校验，其计算公式为：

$$AIC(n) = \ln \delta_\xi^2(N) + \frac{2n}{N} \quad (5.14)$$

式中： $\delta_\xi^2(N)$ ——模型残差方差； N ——时间序列数据个数。

由于 $AIC(n)$ 是关于 n 的函数，且模型残差 $\xi(k)$ 服从正态分布，因此， $\ln \delta_\xi^2(N)$ 会随着 n 的增大而减小， $2n/N$ 随之增大：随着 n 的增大，在初始阶段， $\ln \delta_\xi^2(N)$ 的减小量要大于 $2n/N$ 的增大量，导致 $AIC(n)$ 的值呈递减状态；但是一定会存在当 $n = n'$ 时， $\ln \delta_\xi^2(N)$ 的减小量要小于 $2n/N$ 的增大量，使 $AIC(n)$ 的值呈递增状态，此时 $AIC(n') = \min\{AIC(n)\}$ ，即可确定优化后的预测模型的阶数为 n' ，优化后的预测模型为 $AR(n')$ 。

(2) 预测模型参数估计

在上一步确定了预测模型的阶数 n 后，采用最小二乘法对模型参数 $\{a_n\}$ 进行估计，并可得正规方程为：

$$(X_N^T X_N) \hat{A}_N = X_N^T Y_N \quad (5.15)$$

若 $X_N^T X_N$ 可逆，则自回归参数估计可以表示为：

$$\hat{A}_N = [\hat{a}_1, \hat{a}_2, \dots, \hat{a}_n]^T = (X_N^T X_N)^{-1} X_N^T Y_N \quad (5.16)$$

模型残差方差 $\delta_\xi^2(N)$ 的估值可以表示为

$$\hat{\delta}_\xi^2(N) = \frac{1}{N-n} \sum_{k=n+1}^N \hat{\xi}(N)^2 = \frac{\hat{\varepsilon}^T \hat{\varepsilon}}{N-n} = \frac{(Y_N - X_N \hat{A}_N)^T (Y_N - X_N \hat{A}_N)}{N-n} \quad (5.17)$$

(3) 基于 AR 模型的多步预测算法

采用最佳预测原理实现时间序列预测：当船舶运动的时刻为 t 时，对其未来运动的第 m 步取值进行预测，预测值用 $\hat{x}(t+m)$ 表示，则第 m 步的最优预测值等于在 t 时刻对 $x(t+m)$ 的数学期望，表示为：

$$\hat{x}(t+m) = E[x(t+m)] \quad (5.18)$$

在确定优化后的预测模型 $AR(n')$ 后，当 $m=1$ 时，将已知历史时间序列 $x(j)(j=1,2,L,N,N>2n)$ 中 $\{x(N-n+1),x(N-n+2),L,x(N)\}$ 等 n 个数据作为输入，将向前一步的预测值记为 $\hat{x}(N+1)$ ，根据式(5.18)可得：

$$\begin{aligned} \hat{x}(N+1) &= E[x(N+1)] \\ &= E[a_1x(N)+a_2x(N-1)+L+a_nx(N-n+1)+\xi(N+1)] \\ &= a_1x(N)+a_2x(N-1)+L+a_nx(N-n+1) \\ &= \sum_{i=1}^n a_i x(N-i+1) \end{aligned} \quad (5.19)$$

同样地，当取 $m=2$ 时，向前一步的预测值为 $\hat{x}(N+1)$ ，将已知历史时间序列 $x(j)$ 中 $\{x(N-n+2),x(N-n+3),L,x(N)\}$ 等 $n-1$ 个数据作为输入，可得向前两步的预测值为：

$$\begin{aligned} \hat{x}(N+2) &= E[x(N+2)] \\ &= E[a_1x(N+1)+a_2x(N)+L+a_nx(N-n+2)+\xi(N+2)] \\ &= a_1E[x(N+1)]+a_2x(N)+L+a_nx(N-n+2) \\ &= a_1\hat{x}(N+1)+\sum_{i=2}^n a_i x(N-i+1) \end{aligned} \quad (5.20)$$

以此类推，当对船舶运动的未来 m 步预测时，存在如下情况：

当 $m \leq n$ 时，已知前 $m-1$ 步的预测值为 $\{\hat{x}(N+1),\hat{x}(N+2),L,\hat{x}(N+m-1)\}$ ，将历史时间序列数据中 $\{x(N-n+m),x(N-n+m+1),L,x(N)\}$ 等 $n-m+1$ 个数据作为输入，可得向前 m 步的预测值为：

$$\hat{x}(N+m) = E[x(N+m)] = \sum_{i=1}^{m-1} a_i \hat{x}(N+i) + \sum_{i=m}^n a_i x(N-i+1) \quad (5.21)$$

当 $m > n$ 时，将前 n 步的预测值 $\{\hat{x}(N+1),\hat{x}(N+2),L,\hat{x}(N+n)\}$ 等 n 个数据作为输入，可得向前 m 步的预测值为：

$$\hat{x}(N+m) = E[x(N+m)] = \sum_{i=1}^n a_i \hat{x}(N+i) \quad (5.22)$$

由上计算结果，可得基于 AR 的多步预测模型为：

$$\hat{x}(N+m) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n a_i x(N-i+1) & (m=1) \\ \sum_{i=1}^{m-1} a_i \hat{x}(N+i) + \sum_{i=m}^n a_i x(N-i+1) & (1 < m < n) \\ \sum_{i=1}^n a_i \hat{x}(N+1) & (m > n) \end{cases} \quad (5.23)$$

5.4.2 基于前馈的 AR 预测 PID 控制

结合 AR 预测模型、前馈算法和 PID 算法各自的特点，将三者组合起来，形成一种基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略，其控制结构图如图 5.3 所示。

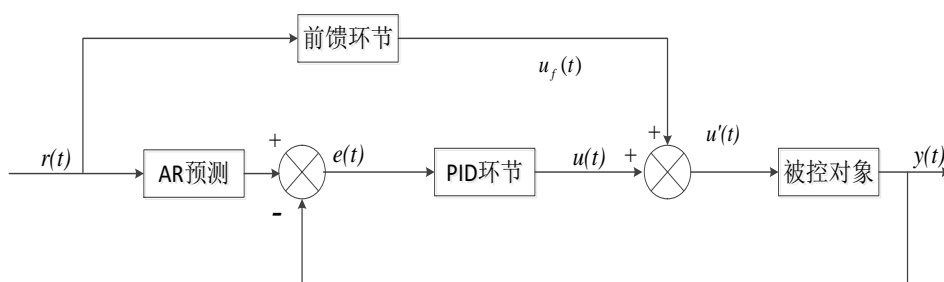


图 5.3 基于前馈的 AR 预测 PID 控制系统原理图

Fig.5.3 Schematic diagram of feed-forward based AR predictive PID control system

5.5 基于 Matlab/Simulink 的控制系统仿真

5.5.1 仿真参数确定

主动波浪补偿状态下，液压执行机构最大的负载压力 $p_{Lm} = 2.5 \times 10^7 \text{ Pa}$ ，最大负载流量 $Q_{Lm} = 140 \text{ L/min}$ ，根据系统所需最大的负载压力，可以计算供油压力为：

$$p_s = \frac{3}{2} p_{Lm} = \frac{3}{2} \times 2.5 \times 10^7 = 3.75 \times 10^7 \text{ Pa}$$

考虑到比例伺服阀的压力等级，确定系统供油压力 $p_s = 3 \times 10^7 \text{ Pa}$ ，由此可以计算伺服阀的阀压降（最大负载时）：

$$\Delta p_v = p_s - p_{Lm} = 3.75 \times 10^7 - 3 \times 10^7 = 7.5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

根据伺服阀选型样本规定阀压降 $\Delta p_{vs} = 1.05 \times 10^7 \text{ Pa}$ ，折算得到负载流量：

$$Q_{Ls} = Q_{Lm} \sqrt{\frac{\Delta p_{vs}}{\Delta p_v}} = 140 \sqrt{\frac{1.05 \times 10^7}{7.5 \times 10^6}} = 165.65 \text{ L/min}$$

根据计算得到的阀压降 $\Delta p_v = 7.5 \times 10^6 \text{ Pa}$ 、折算负载流量 $Q_{Ls} = 165.65 \text{ L/min}$ ，确定选

用伊顿 KBH2-05 系列比例伺服阀，根据样本文件得知，比例伺服阀固有频率 $\omega_v = 48\text{rad/s}$ ，阻尼系数 $\zeta_v = 0.6$ ，选用控制电流 $i_m = 20\text{mA}$ ，由算得的折算负载流量，可以计算比例伺服阀的空载流量：

$$Q_0 = Q_{Ls} \sqrt{\frac{p_s}{\Delta p_{vs}}} = 165.65 \sqrt{\frac{3 \times 10^7}{1.05 \times 10^7}} = 280.00\text{L/min} = 4.67 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$$

比例伺服阀增益系数为：

$$K_v = \frac{Q_0}{i_m} = \frac{4.67 \times 10^{-3}}{0.02} = 0.23(\text{m}^3/\text{s})/\text{gA}$$

由此可得比例伺服阀传递函数为：

$$\frac{Q}{i} = \frac{0.23}{\frac{s^2}{48^2} + \frac{1.2}{48}s + 1}$$

该收放系统选用 46#液压油，横纵摇补偿功能开启时工作压力为 10MPa，对应的液压油弹性模量^[51] $\beta_e = 1.412 \times 10^9 \text{Pa}$ ；升沉补偿功能开启时工作压力为 25MPa，对应的液压油弹性模量 $\beta_e = 1.538 \times 10^9 \text{Pa}$ 。通过查阅伺服放大器的资料得知放大系数 $K_a = 2 \times 10^{-3} \text{A/V}$ ，依据液压缸和回转油缸的产品手册及相关技术资料，可以得到横纵摇补偿系统其他参数，如表 5.1 所示。

表 5.1 横纵摇补偿系统参数表

Table 5.1 Parameter table of roll and the pitch compensation system

指标	参数值
液压缸活塞有效面积 A	$5.272 \times 10^{-3} \text{m}^2$
液压缸泄漏系数 C_{tc}	$8.87 \times 10^{-11} \text{m}^5/(\text{N} \cdot \text{s})$
横纵摇补偿液压油弹性模量 β_e	$1.412 \times 10^9 \text{Pa}$
横纵摇补偿负载质量 m	$5.0 \times 10^2 \text{kg}$
伺服阀至液压缸双腔内总容积 V_t	$5 \times 10^{-3} \text{m}^3$
摆动油缸螺旋升角 λ	46°
摆动油缸当量摩擦角 ρ	5°
摆动油缸螺杆大径 d	0.1605m
摆动油缸螺杆中径 d_2	0.1557m
摆动油缸导杆直径 d_0	0.127m
摆动油缸内径 D	0.2413m
摆动油缸活塞有效面积 A	0.033m^2
摆动油缸活塞位移粘性阻尼系数 B_c	$0.15 \text{N}/(\text{m/s})$

摆动油缸负载输出轴粘性阻尼系数 B_m	$0.3\text{N}\cdot\text{m}(\text{rad/s})$
摆动油缸总泄漏系数 C_{tc}	$2\times 10^{-9}\text{m}^5/(\text{N}\cdot\text{S})$
伺服阀到摆动油缸总容积 V_t	$8.0\times 10^{-3}\text{m}^3$

由表中已有参数可以计算得到：液压缸的固有频率 $\omega_h = 250.6\text{rad/s}$ ；液压缸阻尼系数 $\zeta_h = 0.2$ ；摆动油缸轴上总惯量 $J_t = 500\text{kgm}^2$ 。

依据液压马达和液压绞车等产品手册，可以得到升沉补偿系统其他关键参数，如表 5.2 所示。

表 5.2 升沉补偿系统参数表

Table 5.2 Parameter table of the heave compensation system

指标	参数值
液压马达泄漏系数 C_{tc}	$7.22\times 10^{-13}\text{m}^5/(\text{N}\cdot\text{S})$
液压马达理论排量 D_m	$1.6\times 10^{-4}\text{m}^3/\text{rad}$
伺服阀至液压马达腔内总容积 V_t	$1.2\times 10^{-3}\text{m}^3$
升沉补偿负载质量 m	$5.0\times 10^3\text{kg}$
液压绞车卷筒直径 d	$5.75\times 10^{-1}\text{m}$
绞车绳索直径 d_0	$2.0\times 10^{-2}\text{m}$

由表中已有参数可以计算得到：液压马达固有频率 $\omega_h = 95\text{rad/s}$ ；液压马达阻尼系数 $\zeta_h = 0.2$ 。

5.5.2 纵摇波浪补偿控制系统仿真

5.5.2.1 纵摇补偿控制系统 Simulink 仿真模型

依据图 4.5 中的数学模型框图和 5.5.1 中所得参数，可以确定纵摇波浪补偿控制系统仿真模型，在 Simulink 中对其进行搭建，首先搭建该系统的常规 PID 模型，如图 5.4 所示。其中 PID Controller 为 Simulink 自带 PID 控制器；Gain 为各环节增益系数；Transfer Fcn 为各环节传递函数；Scope 为信号示波器。

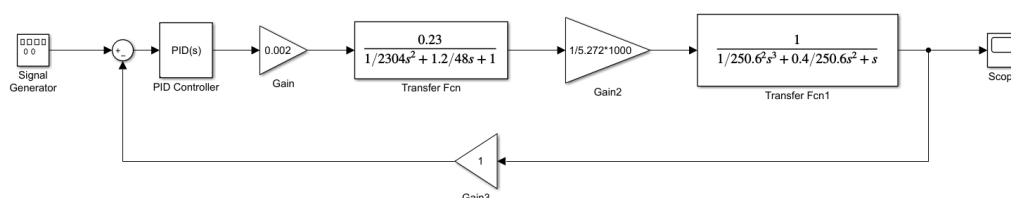


图 5.4 纵摇补偿系统常规 PID 模型

Fig.5.4 Conventional PID model for the pitch compensation system

然后建立该系统的前馈 PID 模型，如图 5.5 所示。其中 Subsystem 是 Simulink 中的子系统模块，在其中写入了前馈模型，与 PID 控制器联立应用构建前馈 PID 模型。

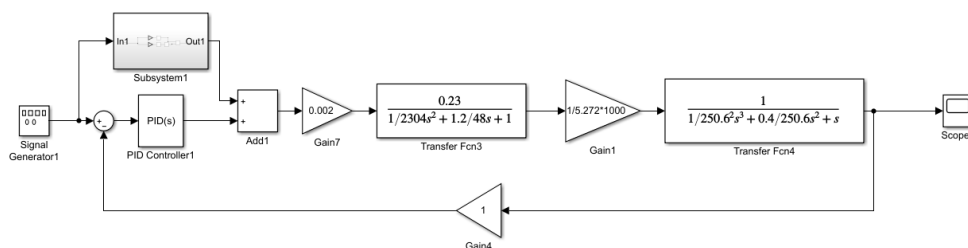


图 5.5 纵摇补偿系统前馈 PID 模型

Fig.5.5 Feed-forward PID model for the pitch compensation system

最后建立该系统基于前馈的 AR 预测 PID 模型, 如图 5.6 所示。其中 MATLAB Function 为 AR 预测模型部分, 通过 C 语言将其写入 MATLAB 功能块中便于调用, 其与前馈模型和 PID 模型联立应用构成控制算法模型。

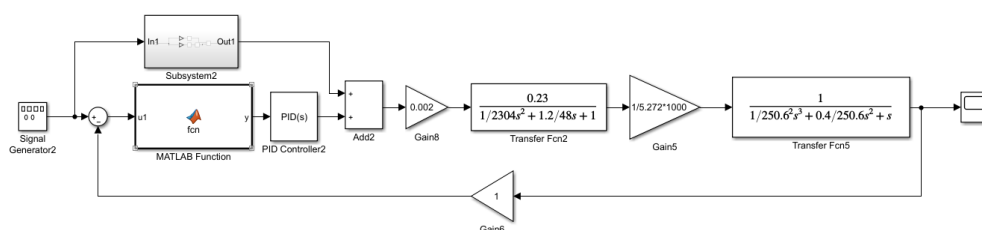


图 5.6 纵摇补偿系统基于前馈的 AR 预测 PID 模型

Fig.5.6 Feed-forward based AR predictive PID model for the pitch compensation system

5.5.2.2 纵摇补偿控制系统仿真与分析

由于 AR 预测模型无法对阶跃信号进行预测, 因此在阶跃信号输入的情况下, 仅做纵摇补偿系统在常规 PID 算法和前馈 PID 算法下的仿真, 横摇和升沉补偿系统同理。

①单位阶跃信号输入

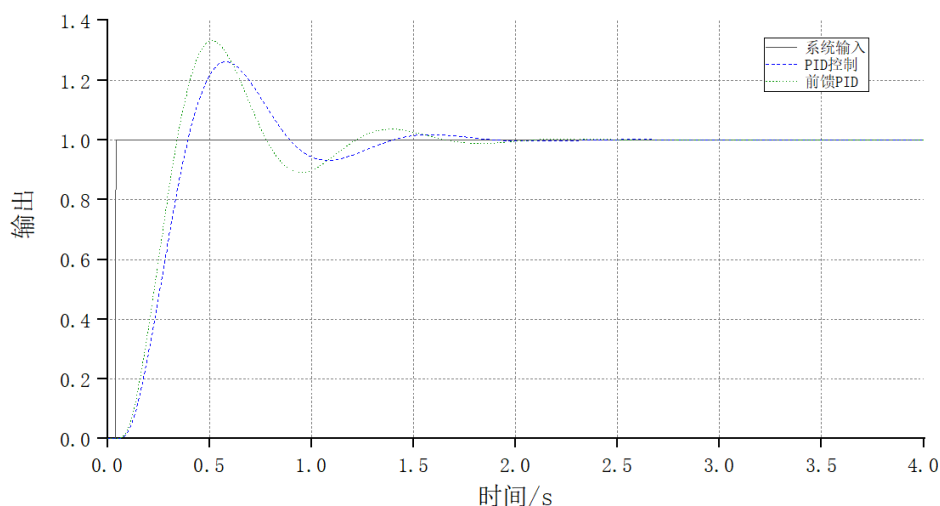


图 5.7 纵摇补偿系统单位阶跃响应仿真结果

Fig.5.7 Simulation results of unit step response of the pitch compensation system

图 5.7 为在单位阶跃信号 (0.2s 发生) 作为输入的条件下, 纵摇补偿系统的响应曲

线,可知:在常规 PID 控制方案下,系统输出的峰值时间 $t_p=0.6\text{s}$ 、超调量 $\sigma\%=26\%$ 、过渡时间 t_s (允许误差取 $\pm 5\%$) $=1.5\text{s}$;在前馈 PID 控制方案下,系统输出的峰值时间 $t_p=0.5\text{s}$ 、超调量 $\sigma\%=33\%$ 、过渡时间 $t_s=1.4\text{s}$ 。经过对比上述所得参数可知:在前馈 PID 控制方案下,相比于常规 PID 控制,系统的响应速度更快,符合期望,但是超调量却有所增加。下一步,将会引入基于前馈的 AR 预测 PID 控制算法,对正弦信号输入的结果进行分析对比,寻找该系统控制算法的最优解。

②正弦信号输入

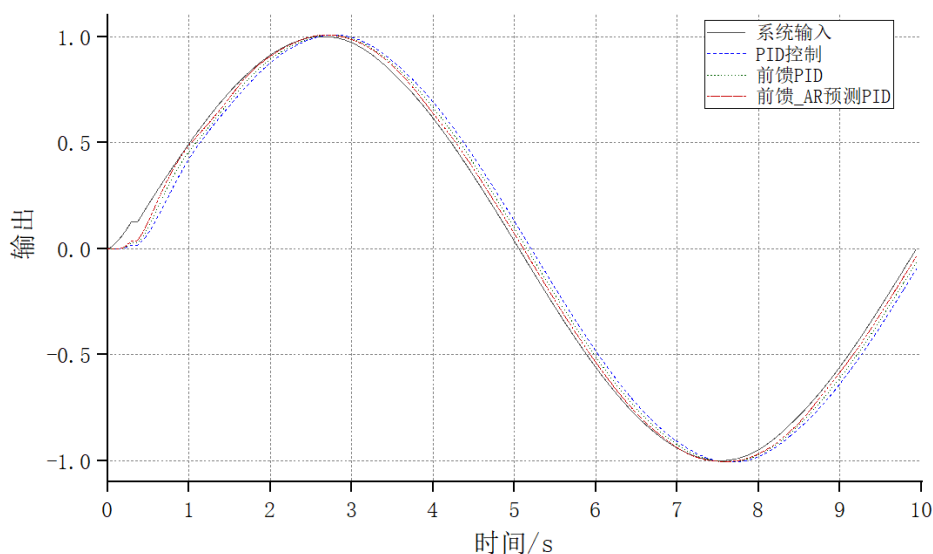


图 5.8 纵摇补偿系统正弦跟踪响应仿真结果

Fig.5.8 Simulation results of the sinusoidal tracking response of the pitch compensation system

图 5.8 为在正弦信号 (幅值为 1、周期为 10s) 作为输入的条件下,纵摇补偿系统的响应曲线,可以看出:在前馈 PID 算法下,系统的响应速度要快于常规 PID 控制算法,跟随误差也要小于常规 PID 控制算法;而在基于前馈的 AR 预测 PID 控制算法下,系统的响应速度和跟随误差要更优于前馈 PID 算法。经过对比分析,可以确定,在纵摇补偿系统中,基于前馈的 AR 预测 PID 控制方案在响应速度和跟随误差方面相比于其他两种控制方案有了较好的提升。

5.5.3 横摇波浪补偿控制系统仿真

5.5.3.1 横摇补偿控制系统 Simulink 仿真模型

依据图 4.10 中的数学模型框图和 5.5.1 中所得参数,可以确定横摇波浪补偿控制系统仿真模型,在 Simulink 中搭建该系统的常规 PID、前馈 PID 和基于前馈的 AR 预测 PID 模型,分别如图 5.9、图 5.10 和图 5.11 所示。

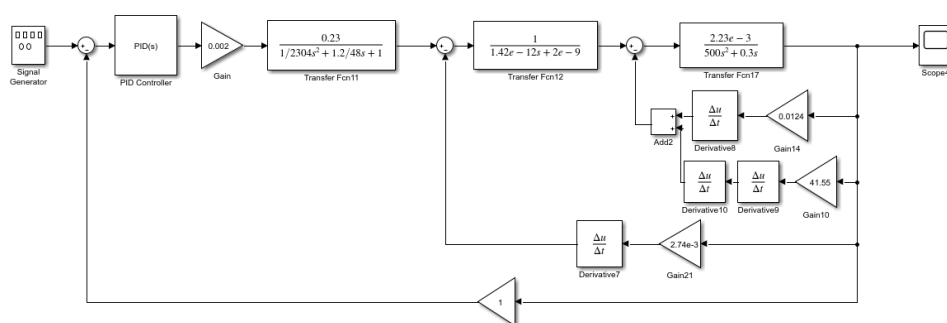


图 5.9 横摇补偿系统常规 PID 模型

Fig.5.9 Conventional PID model for the roll compensation system

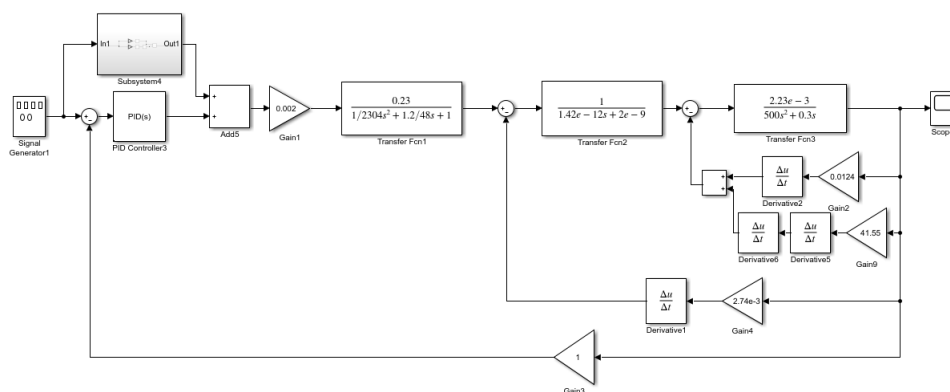


图 5.10 横摇补偿系统前馈 PID 模型

Fig.5.10 Feedforward PID model for the roll compensation system

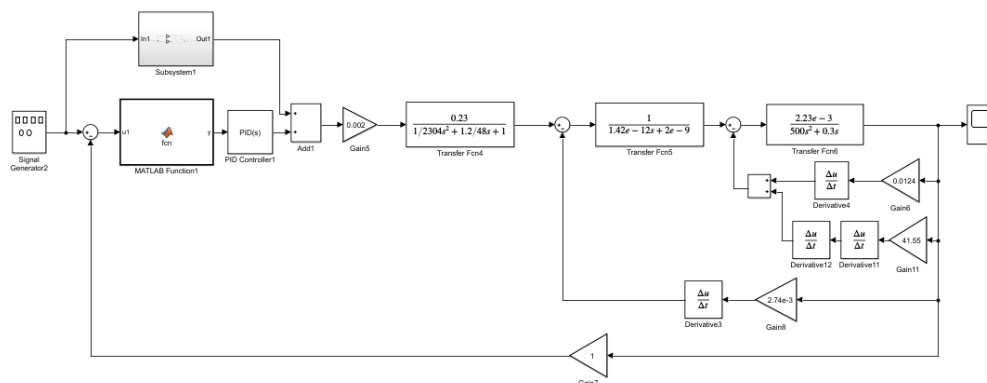


图 5.11 横摇补偿系统基于前馈的 AR 预测 PID 模型

Fig.5.11 Feed-forward based AR predictive PID model for the roll compensation system

5.5.3.2 横摇补偿控制系统仿真与分析

①单位阶跃信号输入

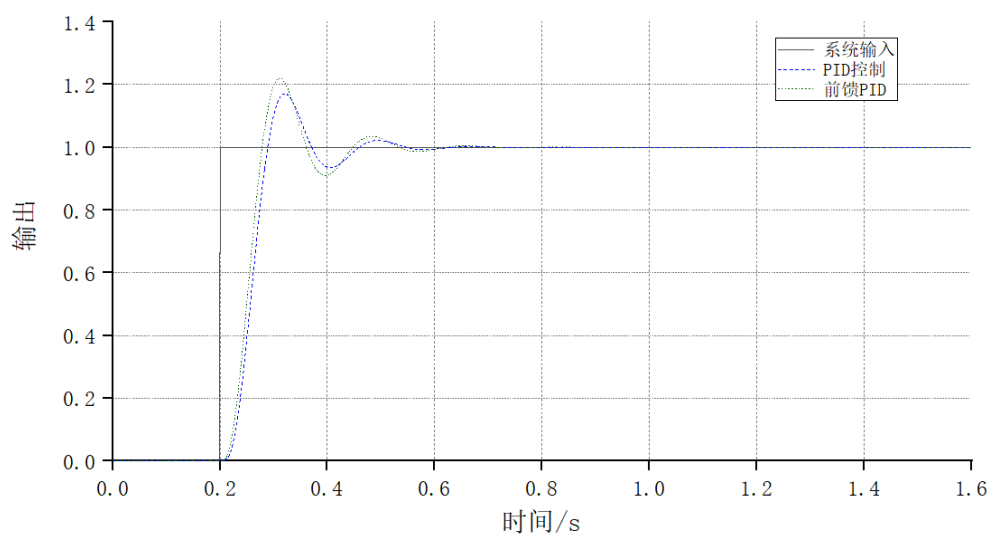


图 5.12 横摇补偿系统单位阶跃响应仿真结果

Fig.5.12 Simulation results of the unit step response of the roll compensation system

图 5.12 为在单位阶跃信号 (0.2s 发生) 作为输入的条件下, 横摇补偿系统的响应曲线, 可知: 在常规 PID 控制方案下, 系统输出的峰值时间 $t_p=0.32\text{s}$ 、超调量 $\sigma\%=17\%$ 、过渡时间 t_s (允许误差取 $\pm 5\%$) $=0.48\text{s}$; 在前馈 PID 控制方案下, 系统输出的峰值时间 $t_p=0.31\text{s}$ 、超调量 $\sigma\%=22\%$ 、过渡时间 $t_s=0.49\text{s}$ 。经过对比上述所得参数可知: 在横摇补偿系统中, 在前馈 PID 控制方案下, 相比于常规 PID 控制, 系统的响应速度仍然更快, 超调量仍有所增加。

② 正弦信号输入

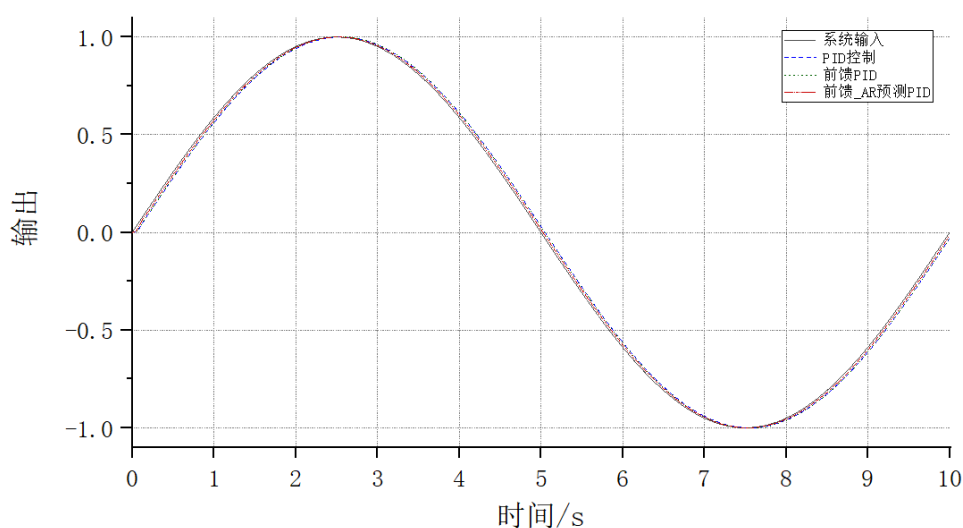


图 5.13 横摇补偿系统正弦跟踪响应仿真结果

Fig.5.13 Simulation results of the sinusoidal tracking response of the roll compensation system

图 5.13 为在正弦信号 (幅值为 1、周期为 10s) 作为输入的条件下, 横摇补偿系统

的响应曲线，可以看出：对于横摇补偿系统，三种控制方案均能对系统输入进行快速的响应，但是在基于前馈的 AR 预测 PID 控制方案下，无论是在响应时间还是在跟随误差方面都要略优于其他两种控制方案。

5.5.4 升沉波浪补偿控制系统仿真

5.5.4.1 升沉补偿控制系统 Simulink 仿真模型

依据图 4.7 中的数学模型框图和 5.5.1 中所得参数，可以确定升沉波浪补偿控制系统仿真模型，分别搭建该系统的常规 PID、前馈 PID 和基于前馈的 AR 预测 PID 模型，如图 5.14、图 5.15 和图 5.16 所示。

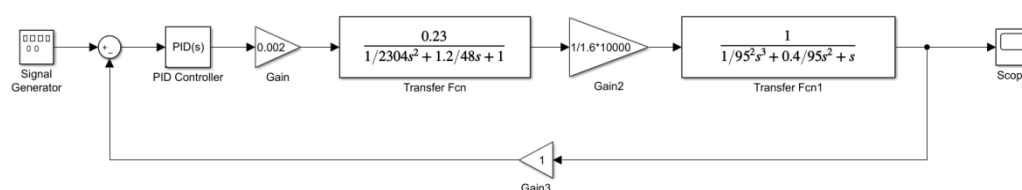


图 5.14 升沉补偿系统 PID 控制模型

Fig.5.14 PID control model for the heave compensation system

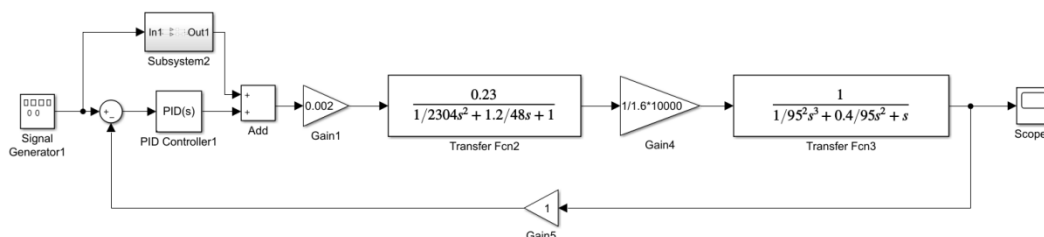


图 5.15 升沉补偿系统前馈 PID 控制模型

Fig.5.15 Feedforward PID control model for the heave compensation system

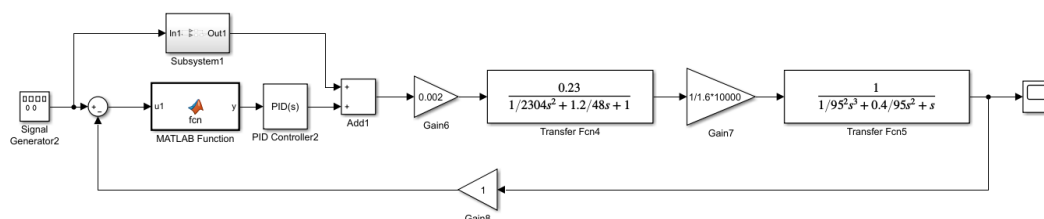


图 5.16 升沉补偿系统基于前馈的 AR 预测 PID 模型

Fig.5.16 Feed-forward based AR predictive PID model for the heave compensation system

5.5.4.2 升沉补偿控制系统仿真与分析

①单位阶跃信号输入

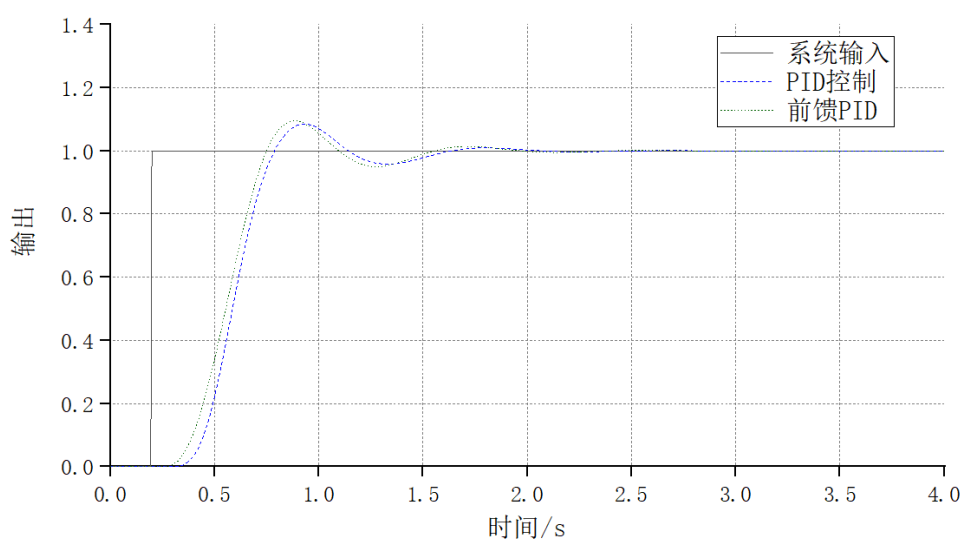


图 5.17 升沉补偿系统单位阶跃响应仿真结果

Fig.5.17 Simulation results of unit step response of the heave compensation system

图 5.17 为在单位阶跃信号 (0.2s 发生) 作为输入的条件下, 升沉补偿系统的响应曲线, 可知: 在常规 PID 控制方案下, 系统输出的峰值时间 $t_p=0.9\text{s}$ 、超调量 $\sigma\%=9\%$ 、过渡时间 t_s (允许误差取 $\pm 5\%$) $=1.3\text{s}$; 在前馈 PID 控制方案下, 系统输出的峰值时间 $t_p=0.8\text{s}$ 、超调量 $\sigma\%=10\%$ 、过渡时间 $t_s=1.7\text{s}$ 。经过对比上述所得参数可知: 在升沉补偿系统中, 相对比与常规 PID 控制算法, 系统在前馈 PID 控制方案下, 响应速度略快, 超调量有少许增加。系统在阶跃信号输入下, 前馈 PID 控制算法要优于常规 PID 控制。

② 正弦信号输入

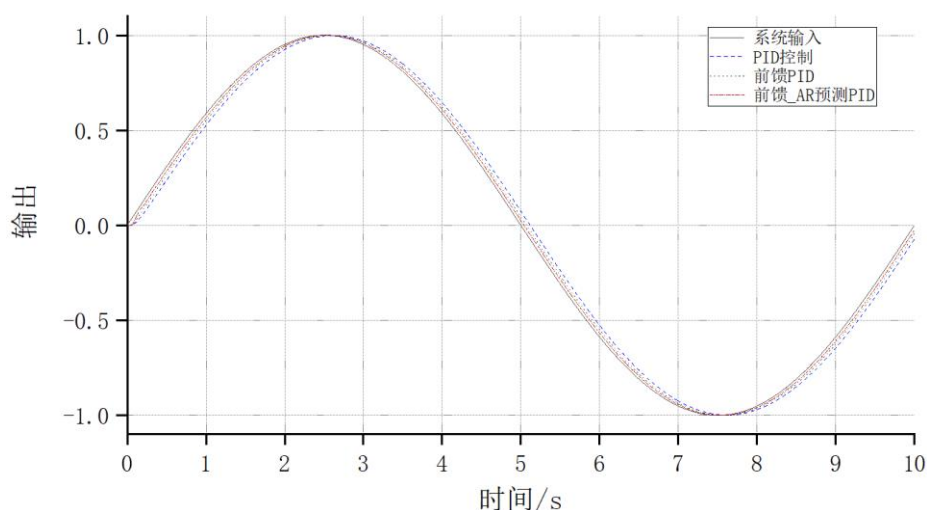


图 5.18 升沉补偿系统正弦跟踪响应仿真结果

Fig.5.18 Simulation results of sinusoidal tracking response of the heave compensation system

图 5.18 为在正弦信号 (幅值为 1、周期为 10s) 作为输入的条件下, 升沉补偿系统的响应曲线, 可以看出: 在前馈 PID 控制下, 系统的响应速度略优于常规 PID 控制算

法，而在基于前馈的 AR 预测 PID 控制下，系统的响应速度相对于前馈 PID 控制下仍有所提升；在跟随误差方面，基于前馈的 AR 预测 PID 控制误差最小。经过对比分析，可以确定，对于升沉补偿系统，基于前馈的 AR 预测 PID 控制方案可以实现系统更快的响应和更好的自适应性。

5.6 本章小结

本章在前一章节搭建好各控制系统数学模型的基础上，对其进行仿真分析。首先对常规 PID 控制和前馈 PID 控制进行原理性描述，并作为两种控制策略；然后对 AR 预测模型进行介绍，并将其与 PID 和前馈算法整合成基于前馈的 AR 预测 PID 控制，作为第三种控制策略；最后通过 MATLAB 中的 Simulink 仿真工具，分别对横、纵摇和升沉补偿系统进行三种控制策略下的仿真，并对所得曲线进行分析。经过对仿真曲线的解读和对比可知，在基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下，三个补偿系统不论是在系统响应速度、还是在跟随误差方面，相对比于其他两种控制策略下均有所提升，尤其在横摇补偿系统中，控制性能的提升尤为明显，该策略更加适用于本章节中所研究的主动波浪补偿装置的控制系统。

第6章 无人收放系统主动波浪补偿装置的补偿性能试验研究

6.1 引言

本章主要针对收放系统主动波浪补偿装置的实际补偿性能进行试验研究，主要包括控制系统硬件设计、软件系统设计、试验装置及系统搭建，数据结果分析等几个方面。

6.2 控制系统硬件设计

6.2.1 硬件选型

由第二章节对收放系统主动波浪补偿装置的控制系统原理分析设计，可对其中的补偿系统用关键硬件进行选型。

6.2.1.1 主控制器

据第二章设计的控制系统框图可知，在本文设计的收放系统中，关键电气元件均选用 CanOpen 通讯协议进行信息交互，因此在选型上要求主控制器集成或支持扩展 CanOpen 通讯模块。

EATON 公司的 HFX 系列控制器是一款基于 CAN 通讯的可编程逻辑控制器，可以作为核心部件，与其他基于 CAN 通讯的设备共同组建完善的控制系统，并配有不同输入/输出点位数量的型号供用户选择。该系列控制器采用标准化的 IEC 61131-3 编程环境，编程软件基于 CODESYS 软件开发平台的二次开发，其设计的初衷可在恶劣环境下稳定运行，防护等级可达 IP67，满足海上作业的要求。

本文所设计的控制系统，需要对收放系统主动波浪补偿装置的系统急停、泵站启停、两级变幅油缸、伸缩油缸、防摆绞车、液压马达等多个输出点位进行控制；还需要对回转机构的左、右限位和伸缩油缸的传感器信息进行采集。根据上述需求，选用的主控制器型号为 HFX-48m，其供电电压为直流 24V，包括有：8 个同时支持高低电平输出的 4A 通道和 16 个仅支持高电平输出的 2A 通道，以上 24 个输出通道均支持 PWM 开环/闭环控制；16 个模拟量输入通道；三个 CAN 通讯端口；电源指示、故障指示、可编程指示等三个信号指示灯。其外观如图 6.1。



图 6.1 EATON 公司 HFX-48m 型控制器

Fig.6.1 EATON HFX-48m controller

6.2.1.2 姿态传感器及数据转换设备

作为船舶甲板姿态的重要测量装置，姿态传感器的精度和工作稳定性将直接影响控制系统的输入，因此对姿态传感器的选择格外重要。

本系统中选择的姿态传感器为康世博格公司生产的第五代 MRU3 型运动参考单元，该传感器专为海上装备测量使用，内部为三轴 MEMS 传感器，可用于实时测量船舶运动的六个自由度姿态变化数据。该传感器横、纵摇角度的测量范围为 $\pm 45^\circ$ ，静、动态精度均为 0.08° ；升沉速度测量精度为 0.01m/s ；与计算机通过以太网连接实现参数配置和信息读取；支持 MRU normal format、NMEA Proprietary、SMCC、ATLAS 等十九种专业数据格式；可以通过以太网、RS232、RS422 等通讯方式传输数据。计算机与 MRU3 的接线示意图如图 6.2 所示，数据输出格式配置界面如图 6.3 所示。



图 6.2 计算机配置 MRU3 接线示意图

Fig.6.2 Diagram of the wiring of the computer configuration MRU3

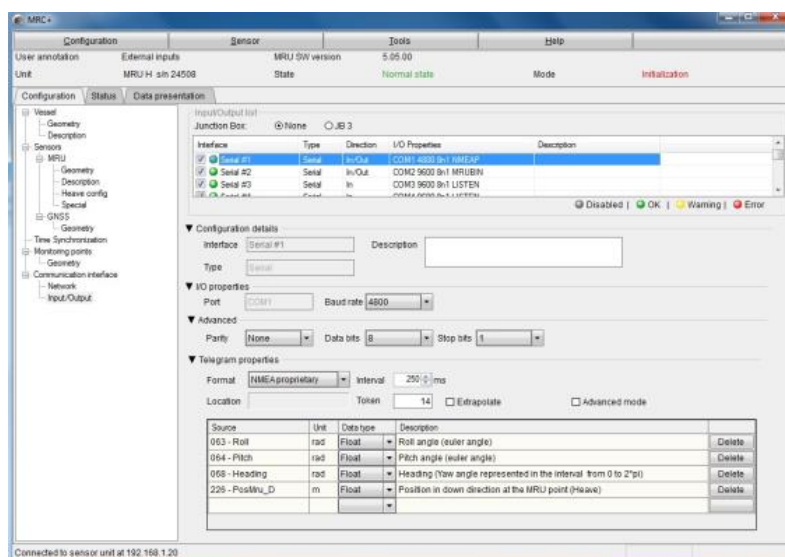


图 6.3 MRU3 数据输出格式配置界面

Fig.6.3 Configuration screen for MRU3's data output format

由于 MRU3 不支持 CanOpen 通信协议，因此需要中间转换设备，将姿态测量信息通过 CanOpen 的方式传输给主控制器。由于本收放系统为了方便观察海上作业相关数据，因此考虑应用上位机实现该功能，为了减少现场走线以及出于经济考虑，选用一体化控制器实现该功能。经过对比，选用 EATON 公司的 XV 系列控制器，如图 6.4 所示。该系列控制器集成有 RS232 接口、CAN 通讯接口，满足 MRU3 的数据转换需求，同时该控制器上集成有触摸显示屏，内部包含有上位机界面编程系统，可以实现人机交互的功能。



图 6.4 EATON XV 系列控制器

Fig.6.4 EATON XV series controller

6.2.1.3 比例伺服阀

根据上一章节对伺服阀的选型，本试验系统选用 EATON 公司的 KBH2-05 型两级

比例伺服阀，如图 6.5 所示。

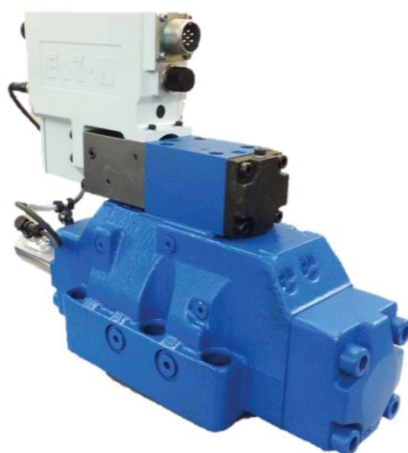


图 6.5 EATON KBH2-05 型比例伺服阀

Fig.6.5 EATON KBH2-05 proportional servo valve

该型号的比例伺服阀的供电电压为直流 24V；配有一公一母两个 CanOpen 通信接头，分别用于与控制器之间交互信息和用户配置参数；配有 SSI 传感器信号接口，用于对测量编码器的供电和信息读取。该比例伺服阀可根据实际需要选主阀芯位移开环控制、速度闭环控制、位置闭环控制、复合控制等控制方式。该伺服阀主阀芯的响应速度为 24ms（0%~100%，100%~0%），防护等级为 IP67，可抵御海上风浪的冲击。

6.2.1.4 测量编码器

根据所选比例伺服阀得知，伺服阀本身集成有 SSI 接口，考虑充分利用现有资源的原则，测量编码器也选用 SSI 接口形式，同时，由于本系统升沉补偿采用速度补偿的方式，对测量装置的精度也有较高的要求。综上，选用亨士乐公司生产的 AC58 系列 1213EK.72SGB 型绝对值式编码器用于对液压绞车吊放速度的测量，如图 6.6 所示。该测量编码器的数据形式为二进制格雷码；分辨率为 12 位（4096）多圈+13 位（8192）单圈；连续最高转速可达 10000rpm；采用直流 10~30V 供电方式；防护等级为 IP67，满足海上作业使用需求。



图 6.6 亨士乐 AC58 系列 SSI 接口型编码器

Fig.6.6 Hengstler AC58 series SSI interface type encoder

6.2.1.5 倾角传感器

根据主控制器所支持的通讯协议,选择北微公司生产的 BWM425 型双轴倾角传感器,作为收放系统横纵摇波浪补偿机构姿态的测量装置,如图 6.7 所示。该倾角传感器支持 CanOpen 通讯协议;供电电压为直流 9~35V;量程为 $\pm 88^\circ$;最高精度为 0.01° ;防护等级为 IP67,满足海上作业使用需求。

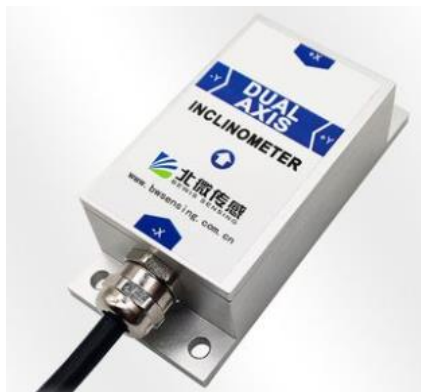


图 6.7 北微 BWM425 型双轴倾角传感器

Fig.6.7 Bwsensing BWM425 dual-axis tilt angle sensor

6.2.1.6 实时仿真机

针对于上一章所研究的控制策略,本章节所选用的主控制器无法通过程序语言编写的功能将控制算法实现,因此考虑使用 Matlab 软件与仿真机联合应用的方式解决这个问题。本控制系统选用北京灵思创奇公司生产的 Matlab/Simulink 仿真控制平台,该平台的执行单元为嵌入式工控机,CPU 采用 Intel Core i5 双核处理器,主频 2.7GHz;硬盘采用 320G SATA 硬盘;内存规格为 4G DDR3 SDRAM;通过自身集成的模拟量输入/输出通道与主控制器进行信息交互。实时仿真机如图 6.8 所示。



图 6.8 Links-Box-02 型实时仿真机

Fig.6.8 Links-Box-02 real-time simulator

6.2.1.7 无线遥控装置

为了方便试验现场的操作,选用无线遥控装置实现系统急停、液压泵站启停、主动波浪补偿装置各机构的动作控制等功能。根据选用主控制器所支持的通讯协议,以及所需控制点位数量及操作方式,从北京 Kstech 公司制定支持 CanOpen 协议的无线遥控装置。该遥控装置由无线信号收发盒和无线遥控器组成:无线信号收发盒用于与主控制器通讯、接收无线遥控器的指令,供电电压为直流 24V;无线遥控器上集成有预置不同功能的按钮及摇杆,方便操作人员执行相应操作,通过专用的可充电锂电池板供电。无线遥控器如图 6.9 所示。



图 6.9 Kstech 无线遥控器

Fig.6.9 Kstech wireless remote controller

6.2.2 硬件电路设计

根据上一小节对主动波浪补偿装置控制系统硬件的选型、所选用接口形式、通讯协议等,可以绘制电气原理图如图 6.10 所示。

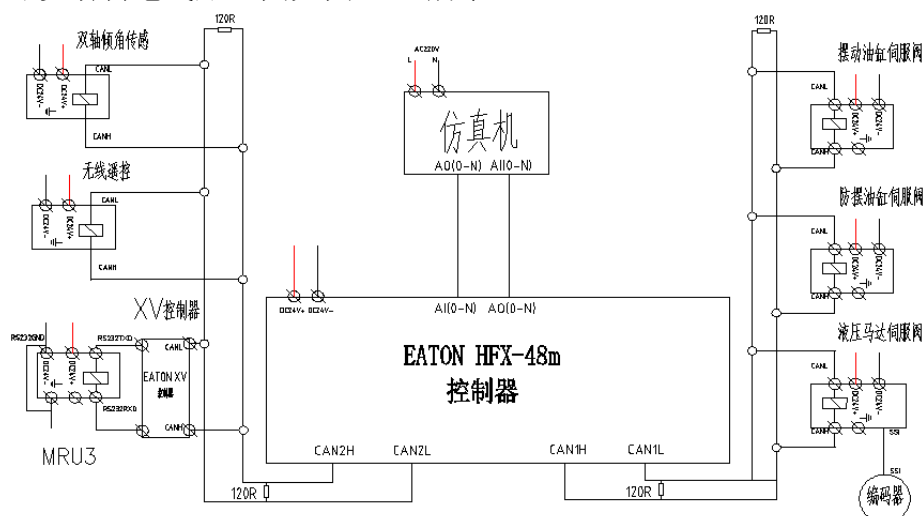


图 6.10 控制系统电气原理图

Fig.6.10 Electrical schematic diagram of the control system

其中,仿真机与 HFX48M 控制器通过多个模拟量输入输出通道进行信息交互;编码器的测量值通过比例伺服阀读取,并传送给主控制器。

6.3 控制系统软件设计

本章节试验主控的软件开发平台为 Pro-FX Control 1.3,它专用于 EATON 公司 HFX 系列控制器编程通信,基于 Codesys 平台开发的专用软件产品。该软件平台支持梯形图、顺序流程图、ST 文本等六种常用编程语言,用户可以根据需要选择合适的语言进行逻辑程序的编写。

仿真机的运行系统为 VxWorks,通过它自身集成的 RT-Coder 组件,可以将 Matlab/Simulink 中的搭建的模型自动转化成系统目标代码。通过主控制器和仿真机的模拟量通道,将补偿执行机构的目标动作值和实际动作值等信息进行传输,实现对补偿系统不同控制策略的闭环控制。

本章试验的控制系统软件主要可以分为:主控部分、通讯部分、执行机构动作解算部分和控制算法部分。主控部分为控制系统的主程序,用于调用底层库文件、子程序和功能块等,整合各部分功能;通讯部分主要包括主控制器与 CAN 设备之间的通讯和姿态传感器的串口报文采集;可以通过在主控制器程序中利用 ST 语言编写程序,对 CAN 通讯底层文件进行调用、对 CAN 报文进行读取/发送处理,也可以通过在 Pro-FX Control 中为主控制器配置 CAN 设备的 EDS 文件,实现信息交换;执行机构的解算部分为主控制器中的反解程序,通过 ST 语言将前面章节所求的解算公式编写为程序段,在系统运行时,即可自动将各机构的执行量进行实时解算处理;控制算法部分通过实时仿真机运行实现。控制系统的主流程如图 6.11 所示。

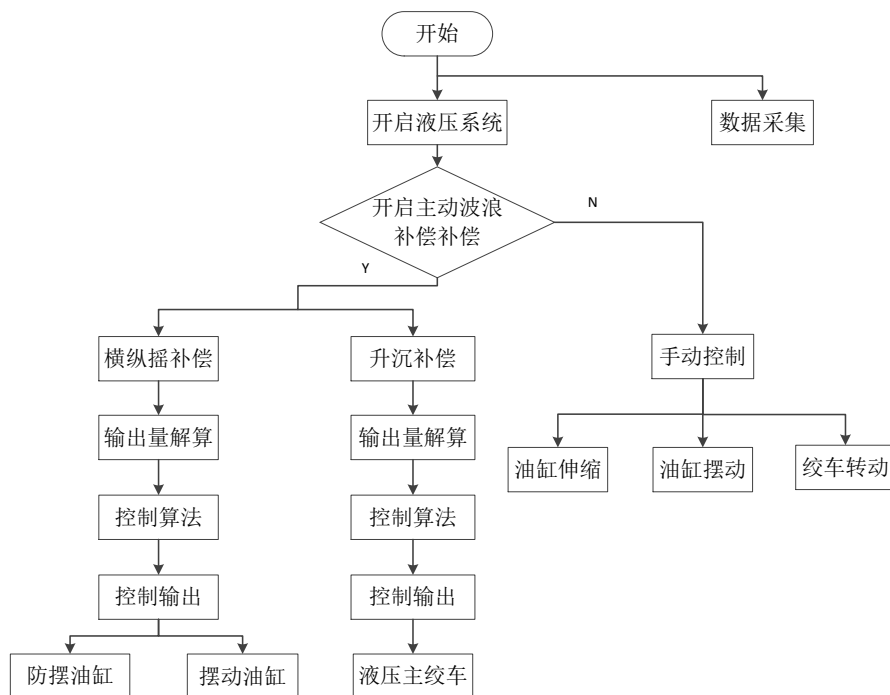


图 6.11 控制系统主流程图

Fig.6.11 Main flow chart of the control system

6.4 三自由度海浪模拟摇摆台

海浪模拟摇摆台是一种用于陆上模拟海上甲板姿态的试验装置，为三自由度并联装置，由三根液压缸实现上平台的姿态模拟动作。该试验装置的模拟动作通过上位机输入动作指令，由控制器控制伺服阀驱动液压缸实现。三自由度海浪模拟摇摆台实物如图 6.12 所示。



图 6.12 三自由度海浪模拟摇摆台

Fig.6.12 Three-degree-of-freedom wave simulation swing platform

该模拟摇摆台具有承载能力大、稳定性高等优点，能够模拟一定海况下船舶甲板的姿态运动，是本章进行收放系统补偿装置试验的关键试验装置，详细参数如表 6.1 所示。

表 6.1 三自由度海浪模拟摇摆台技术参数

Table 6.1 Technical parameters of the three-degree-of-freedom wave simulation swing platform

技术指标	参数
最大升沉位移	2m
最大升沉速度	1.8m/s
最大摇摆角度	25°
最大摇摆角速度	30°/s
最大负载	3T

该模拟摇摆台采用 MOOG 公司的主控制器和伺服阀实现运动控制，控制器内部搭配有 MACS（基于 Codesys）平台，用于控制程序编写，外部接有威纶通的触摸屏，用于实现相关人员控制摇摆台动作和获得实时信息反馈等功能。三自由度海浪模拟摇摆台的触控界面如图 6.13 所示。



图 6.13 三自由度海浪模拟摇摆台触控界面

Fig.6.13 The touchable interface of the 3-DOF wave simulation rocking table

6.5 试验方法及结果分析

6.5.1 横纵摇补偿试验

6.5.1.1 试验方法

首先，将收放系统主动波浪补偿装置安装在三自由度海浪模拟摇摆台的上平面；然后，控制摇摆台的三根液压缸同时伸长 1000mm；随后，开启主动波浪补偿装置的液压系统，在准备工作就绪后，开启主动波浪补偿装置的横、纵摇波浪补偿功能；接着，分别给定海浪模拟摇摆台横摇、纵摇角度的频率和幅值，使其上平面模拟甲板姿态变化，使横、纵摇补偿机构按照控制系统发出的控制信号执行动作；最后，通过上位机导出系统输入输出曲线，并进行对比分析。



图 6.14 横纵摇补偿试验现场图

Fig.6.14 Field diagram of roll and pitch compensation experiment

6.5.1.2 横摇补偿试验结果分析

对三自由度海浪模拟摇摆台输入横摇幅值为 15° 、频率为 0.15Hz 的正弦信号，使上平台模拟海浪下甲板的横摇姿态变化，观察系统的响应效果及数据曲线，其中蓝色数据曲线表示横摇目标值(roll_target)，红色数据曲线表示横摇实际值(roll_actual)。

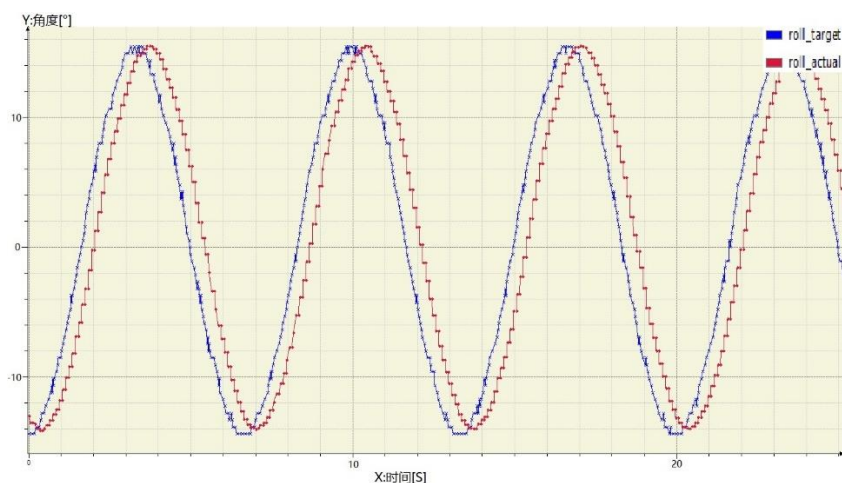


图 6.15 常规 PID 控制策略下横摇补偿试验曲线

Fig.6.15 Experimental curve of roll compensation under conventional PID control strategy

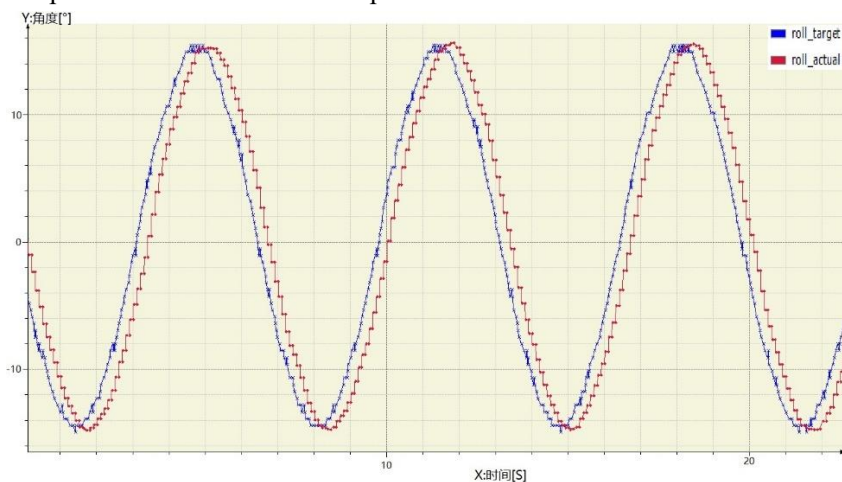


图 6.16 前馈 PID 控制策略下横摇补偿试验曲线

Fig.6.16 Experimental curve of roll compensation under feed-forward PID control strategy

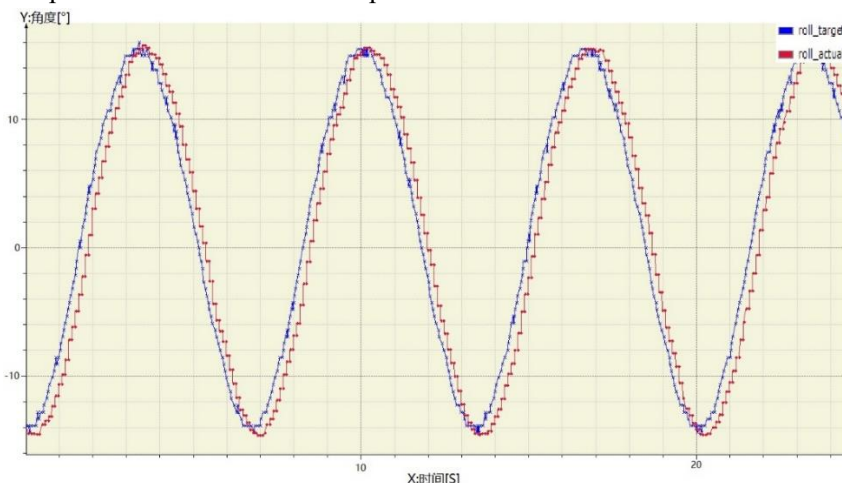


图 6.17 基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下横摇补偿试验曲线

Fig.6.17 Experimental curve of roll compensation under feed-forward based AR predictive PID control strategy

由图 6.15、图 6.16 所示的横摇补偿试验曲线可以分析知：

在常规 PID 控制策略下，横摇补偿机构的响应速度在 300ms~400ms 之间，在响应曲线到达幅值时，误差范围为 0%~2.86%；在前馈 PID 控制策略下，横摇补偿机构的响应速度在 200ms~300ms 之间，在响应曲线到达幅值时，误差范围为 0%~1.43%。可见，在前馈 PID 控制策略下，相比于常规 PID 控制策略，横摇补偿机构的响应速度更快，幅值误差更小。

由图 6.17 所示横摇补偿试验曲线可以分析知：

在基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下，横摇机构的响应速度在 200ms 之内，在响应曲线到达幅值时，除了在时间坐标为 7s 时的幅值误差为 1.27%，其余时间的幅值误差均小于 1%。可见在基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下，与其他两种控制策略相比，系统的响应速度更快，跟随的幅值误差更小，更适用于横摇补偿系统。

6.5.1.3 纵摇补偿试验结果分析

对三自由度海浪模拟摇摆台输入纵摇幅值为 15° 、频率为 0.2Hz 的正弦信号，使上平台模拟海浪下甲板的纵摇姿态变化，观察系统的响应效果及数据曲线，其中蓝色数据曲线表示纵摇目标值(pitch_target)，红色数据曲线表示纵摇实际值(pitch_actual)。

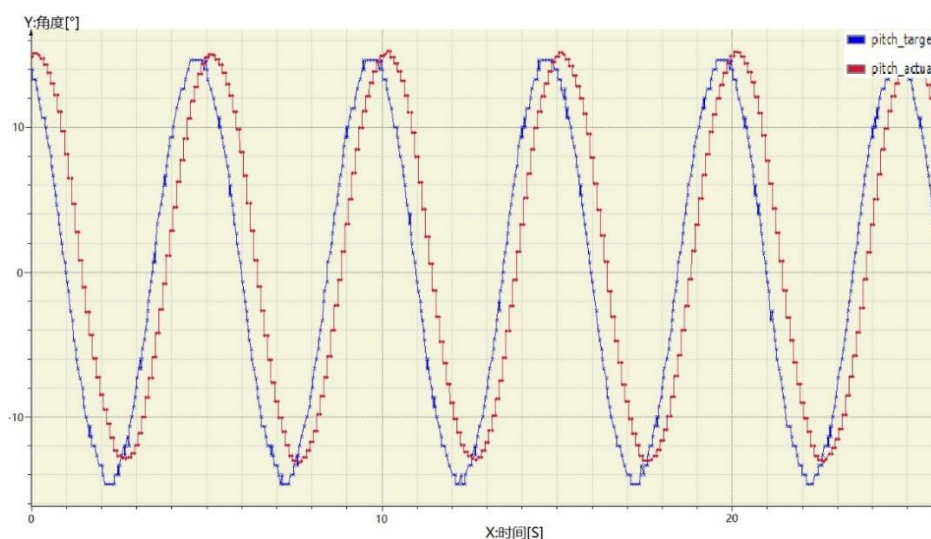


图 6.18 常规 PID 控制策略下纵摇补偿试验曲线

Fig.6.18 Experimental curve of pitch compensation under conventional PID control strategy

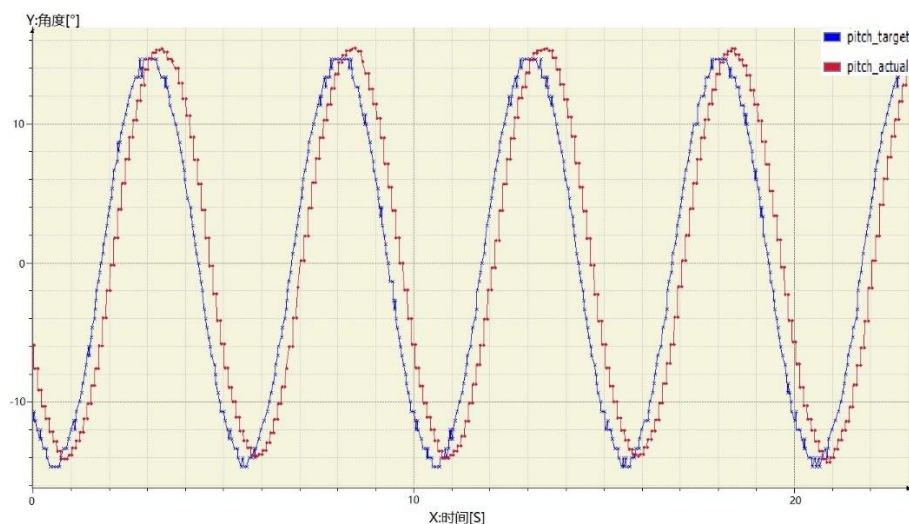


图 6.19 前馈 PID 控制策略下纵摇补偿试验曲线

Fig.6.19 Experimental curve of pitch compensation under feed-forward PID control strategy

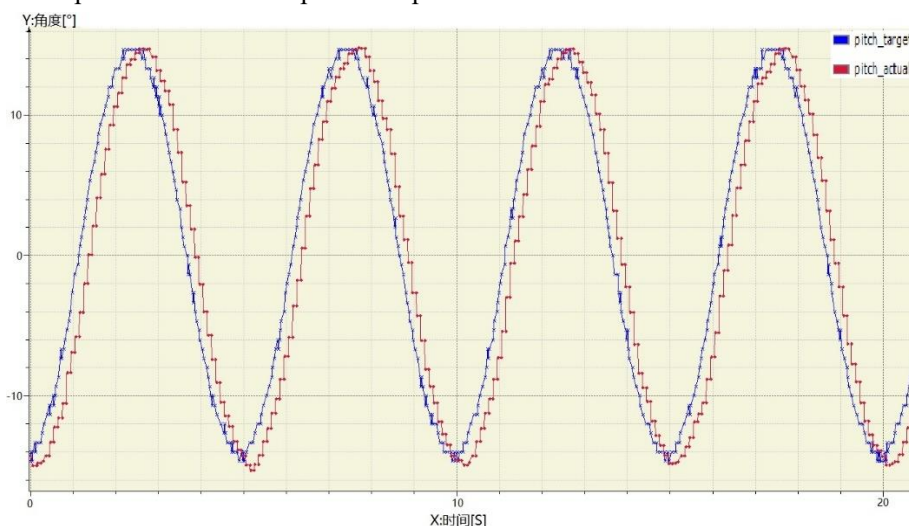


图 6.20 基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下纵摇补偿试验曲线

Fig.6.20 Experimental curve of pitch compensation under feed-forward based AR predictive PID control strategy

由图 6.18、图 6.19 所示的纵摇补偿试验曲线可以分析知：

在常规 PID 控制策略下，纵摇补偿机构的响应速度在 370ms~440ms 之间，在响应曲线到达幅值时，误差范围为 3.03%~13.33%；在前馈 PID 控制策略下，横摇补偿机构的响应速度在 267ms~333ms 之间，在响应曲线到达幅值时，误差范围为 3.64%~6.06%。可见，在前馈 PID 控制策略下，相比于常规 PID 控制策略，横摇补偿机构的响应速度有所提升，跟随的幅值误差整体也有明显的减小。

由图 6.20 所示纵摇补偿试验曲线可以分析知：

在基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下，纵摇机构的响应速度在 190ms~286ms 之间，在响应曲线到达幅值时，除了在时间坐标为 6.2s 时的幅值误差为 6.67%，其余幅

值误差均小于 3.33%。对纵摇补偿系统而言,采用基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略,系统的响应速度有较为明显的提升,在跟随的幅值误差方面,仅有一次结果要略大于前馈 PID 控制策略,但是综合来看,整体的控制效果还是更胜一筹。

6.5.2 升沉补偿试验

6.5.2.1 试验方法

该收放系统需要满足在 5~6 级海况下作业,而试验所用的三自由度海浪模拟摇摆台由于技术限制,无法模拟出该海况下的甲板升沉运动。因此,为了试验升沉补偿系统的性能,采用一种新的模拟试验方法进行试验:

首先,搭建升沉海浪模拟装置,该装置主要由系统支架、液压绞车、钢丝绳、负载、测量编码器、液压系统和绞车手动操作装置,并将其安装在三自由度海浪模拟摇摆台旁边,以便观察升沉补偿性能的实际效果。

随后,将主动波浪补偿装置安装于三自由度海浪模拟摇摆台上平面,并将主动波浪补偿装置各机构展开至合适的工作位置,该步骤是为了增加升沉补偿装置提升负载的可试验行程,以便于长时间进行往复式升沉补偿试验,便于试验的开展,并且长时间试验也有利于对系统的稳定性进行检测。

然后,搭建升沉补偿试验的控制系统,由于更换了海浪模拟装置,因此将由升沉海浪模拟装置的测量编码器代替姿态传感器使用。测量编码器选用支持 CanOpen 通讯协议的绝对值编码器,将采集的数据传送给收放系统主控制器;主控制器经过解算处理,将其作为系统输入传送给仿真机。该试验方案下的控制系统框图如图 6.21 所示。

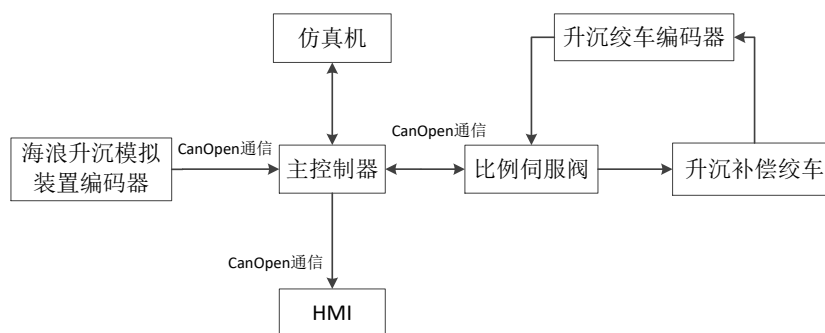


图 6.21 升沉补偿试验控制系统框图

Fig.6.21 Block diagram of the control system of heave compensation experiment

最后,开启收放系统升沉补偿功能,由操作人员推拉升沉海浪模拟装置的液压手操杆,对液压绞车负载进行提升或下放,模拟 5~6 级海况下的甲板升沉姿态变化,进行升沉补偿试验,并对试验曲线进行对比分析。



图 6.22 升沉补偿试验现场图

Fig.6.22 Field diagram of heave compensation experiment

6.5.2.2 升沉补偿试验结果分析

操纵模拟海浪升沉装置液压手推杆，控制绞车负载以升沉速度幅值不低于 120m/min（即 2000mm/s）动作，观察系统的响应效果和试验数据曲线。

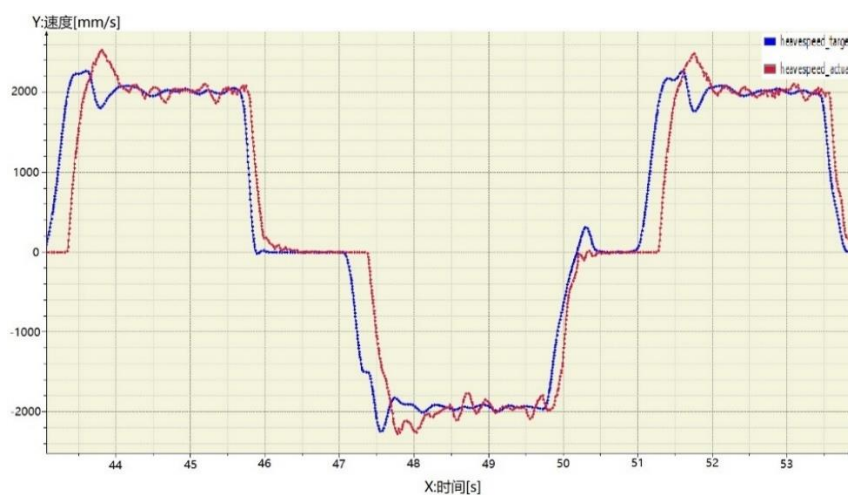


图 6.23 常规 PID 控制策略下升沉补偿试验曲线

Fig.6.23 Experimental curve of heave compensation under conventional PID control strategy



图 6.24 前馈 PID 控制策略下升沉补偿试验曲线

Fig.6.24 Experimental curve of heave compensation under feed-forward PID control strategy

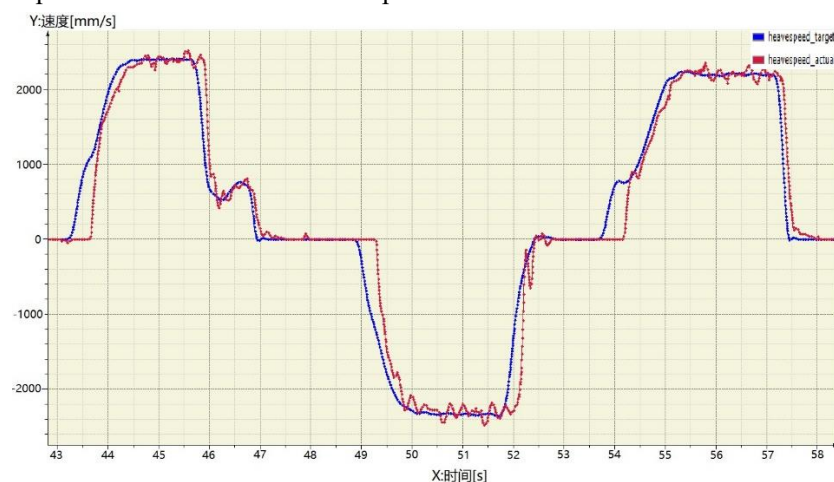


图 6.25 基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下升沉补偿试验曲线

Fig.6.25 Experimental curve of heave compensation under feed-forward based AR predictive PID control strategy

由图 6.23、图 6.24 和图 6.25 可以看出,在三种控制策略下,系统的响应在输入从“0”值开始变化时,都会有 200~300ms 的滞后,这是由于升沉补偿系统中液压绞车制动器的影响所带来的结果。

经过对试验数据的分析比较,可知:

在前馈 PID 控制策略下,相比于常规 PID 控制策略,系统的响应有略微的提升,同时在系统响应到达幅值时,误差也相对增加,与仿真对比结果相近。

在基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略下,可以看出,在液压绞车制动器过“0”值松开抱闸后,系统的响应能较快地跟随系统输入,并且在到达幅值时,系统的误差很小。对比于常规 PID 控制策略和前馈 PID 控制策略,系统在响应速度有明显的提升、响应误差有明显的减小。

由上分析可知,基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略对升沉补偿系统而言,是合适

且成功的控制策略。

6.6 本章小结

本章为主动波浪补偿装置补偿性能的试验研究。针对所做试验，完成了对控制系统软硬件的设计；对横纵摇补偿和升沉补偿试验分别搭建了相应的试验系统，制定试验流程，并完成相关试验内容。通过对最后试验的结果对比分析可知，相比于传统控制算法，本文提出的改进算法更适用于本章试验的控制系统，系统响应更快，补偿精度更高。

总结与展望

论文总结

可靠的船载收放系统将会大大提升无人潜水器在海上的作业效率，同时为其提供安全保障。目前船用收放系统已经广泛普及，但是却仍然存在大多收放对象过于单一、作业耗费过多人力、人工水下作业存在安全隐患等问题。针对上述问题，本文对多回收模式无人收放系统进行了分析设计，并对其关键控制技术进行了研究，主要完成的工作总结如下：

（1）对收放系统的国内外现状进行分析研究，总结现存收放系统的不足，提出对拥有多回收模式的、兼具主动波浪补偿功能的无人收放系统开展研究的重要意义。

（2）根据所选的收放作业目标，对多回收模式无人收放系统进行总体设计，并对起主要承载作用的主动波浪补偿装置展开分析设计，包括结构组成、液压工作原理、控制系统方案、多回收模式作业原理等。

（3）设计水下回收笼、辅助作业机械手和动力收放装置等三种可搭接的收放作业装置，分别对结构原理、包含无人化作业的控制方案进行分析设计，并制定收放系统采用不同搭接装置下的作业流程，实现了多回收模式无人收放作业。

（4）完成了对收放系统主动波浪补偿装置的运动学建模，求解出该装置在横、纵摇及升沉补偿状态下，各补偿系统执行机构的运动补偿量，并搭建了各补偿系统的数学模型。

（5）对常规 PID、前馈 PID 以及时间序列法中的 AR 预测算法进行了研究，并将算法进行整合改进，形成了基于前馈的 AR 预测 PID 控制策略，并利用 Matlab 中的 Simulink 工具分别对三个补偿系统进行了不同控制策略下的仿真，最终，验证得出本文所提出的改进算法对补偿系统的性能起到了较好的优化作用。

（6）针对收放系统主动波浪补偿装置的补偿性能试验，搭建了样机试验系统；基于已有的三自由度海浪模拟摇摆台和升沉海浪模拟摇摆台，制定了陆上试验的方案，最终完成了在模拟 5~6 级海况下的横、纵摇和升沉补偿的性能试验，并验证了控制策略的可行性，为该收放系统能够在海上执行作业任务提供了可靠的依据。

工作展望

本文主要从收放系统的总体设计、多种收放作业装置的设计以及主动波浪补偿装置的原理、建模、仿真、控制策略、试验验证等方面，对多回收模式无人收放系统及其关键控制技术进行了研究。虽然取得了部分成果，但是由于个人能力及条件限制，研究过程中发现的可改进之处尚未实施，现总结展望如下：

（1）收放装置的控制方案试验研究。本文所设计的三种收放装置，仅仅对其结构原理和无人化控制方案展开了分析设计，后续可针对本文所提供的设计思路，对其进行样机研制并开展相关的试验，对收放装置的无人化控制方案的可行性进行验证。

（2）姿态传感器的信号处理方法。本文在试验时，并未对船舶姿态传感器的传输信息进行过多处理，为了保证在实际海上作业时，所测得的船舶甲板姿态数据更加精准，后续可以根据惯性导航技术，对信号处理算法方面展开深入研究，将会提升实际作业的波浪补偿效果。

（3）样机液压绞车结构的改进。由于该收放系统主动波浪补偿装置的额定作业载荷较大，出于安全考虑，样机的液压绞车安装有液压抱闸机构，其最初制定的抱闸功能触发条件导致绞车在每次换向时都会产生 200~300ms 的滞后，影响了升沉补偿的性能。因此，后续可以将液压抱闸系统进行改进，即当波浪补偿功能开启时，利用阀控使抱闸机构一直处于打开状态，将会进一步提升补偿效果。

（4）横纵摇补偿系统的带载试验。本文在对横纵摇补偿系统的性能试验验证时，未在末端机构添加额外负载，后续需要在搭载不同质量负载的情况下对补偿性能进行充分验证。

参考文献

- [1] 张浩立,邓志勇,罗友高.潜水器布放回收系统发展与现状[J].舰船科学技术,2012,34(04):3-6+46.
- [2] 吴有生,赵羿羽,郎舒妍,等.智能无人潜水器技术发展研究[J].中国工程科学,2022,22(06):26-31.
- [3] T Xu, R Sutton, S Sharma. A multi-sensor data fusion navigation system for an unmanned surface vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2007, 221(4):167-182.
- [4] 徐青,彭路瑶,邓秭珞,等.国外现代驱逐舰和护卫舰[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2017.
- [5] 李家良.水面无人艇发展与应用[J].火力与指挥控制,2012,37(6):203-207.
- [6] 朱炜,张磊.现代水面无人艇技术[J].造船技术,2017(2):1-6.
- [7] 桑巍,佟寅.载人潜水器布放回收系统分析与研究[J].船舶,2017,28(S1):76-81.
- [8] Maczyński A. Wojciech S. Stabilization of Load's Position in Offshore Cranes[J].Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering,2012,2(5):1-10.
- [9] 陈循,尚建忠.一种新型主动式波浪补偿系统的原理及数学建模[J].国防科技大学学报,2007,(03):118-122.
- [10] 张晓东,刘世亮,刘宇,等.无人水面艇收放技术发展趋势探讨[J].中国舰船研究,2018,13(06):50-57.
- [11] 宋磊.国外无人水面艇未来发展及关键技术[J].军事文摘,2015(7):26-28.
- [12] PER T, TOBIAS P. Launch and recovery systems for unmanned vehicles onboard ships [EB/OL].[2018-04-17].<http://www.marin.nl/web/News/News-items/LAURAJIPlaunches.htm>.
- [13] Pivot davit systems [EB/OL].[2018-04-17].<https://www.global-davit.de/products/rescue-boat-handling/pivot-davit-systems/>.
- [14] 5G Marine custom engineers products[EB/OL].[2018-04-17].<http://5gmarine.com/artificial-intelligence/>.
- [15] ROBERT M, OLIN J. Marine payload handling craft and system: US, 20060191457 A1[P/O L].[2018-04-17].<http://patft.uspto.gov/netacgi/nph-Parser?Sect1=PTO2&Sect2=HITOFF&p=1&u=%2Fnethtml%2FPTO%2Fsearch-bool.html&r=1&f=G&l=50&col=AND&d=PTXT&s1=7506606.PN.&OS=PN/7506606&RS=PN/7506606>.
- [16] Two point davit-HN davit[EB/OL].[2018-04-17].<https://www.vestdavit.no/product/two-point-davit-hn-type/>.
- [17] Unmanned systems [EB/OL].[2018-04-17].<https://www.vestdavit.no/mission-ease-unmanned-systems/>.

- [18] Robust, automated, stern launch and recovery system for USVs and manned RHIB-type vessels[EB/OL].[2018-04-17].http://www.navysbir.com/11_2/193.htm.
- [19] FRC & RHIB launch and recovery system(LARS)[EB/OL].[2018-04-17].<http://tbv.eu/frc-rhiblaunch-and-recovery-system-lars/>.
- [20] Kership unveils new OPVs[EB/OL].[2018-04-17].<http://en.meretmarine.com/kership-unveils-newopvs/156888>.
- [21] 史洪宇.工作艇收放装置关键技术及控制策略研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2014.
- [22] 江东.船舶起重机液压升沉补偿系统的设计与仿真研究[D].大连:大连海事大学,2018.
- [23] Kawasaki T, Noguchi T, Fukasawa T, et al. Development of AUV" Marine-Bird" with Underwater Docking and Recharging System [C]//Proceedings of the 3rd International Workshop on Scientific Use Submarine Cables and Related Technologies New York NY,USA:IEEE,2003,166-170.
- [24] 王雪峰,吕汝信.水下航行体位置指示及打捞、回收新技术研究[J].船舶工程,2002(4):52-55.
- [25] 于开洋,徐凤开.“探索者”号无缆水下航行器水下回收系统的设计与应用[J].机器人,1996,18(3):179-184.
- [26] 彭曼.A 支架系统结构设计研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2012.
- [27] 王智学.AUV 回收时的运动控制方法研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2006.
- [28] 杨凯.水下机器人收放系统机械结构设计及分析[D].杭州:杭州电子科技大学,2015.
- [29] 潘光,黄明明,宋保维,等.AUV 回收技术现状及发展趋势[J].鱼雷技术,2008,16(06):10-14.
- [30] 刘相春.A 形架式潜水器收放系统设计研究[J].船舶,2007,(5):52-57.
- [31] 金迎村,张建平,李祥宁.尾滑道式船载小艇收放系统的研发及应[J].船舶工程,2005,(06):45-48.
- [32] Littoral Combat Ship(LCS) launch and retrieval system[EB/OL].[2018-04-17].<http://www.michigan-aerospace.com/experience/earth/>.
- [33] Robust, automated, stern launch and recovery system for USVs and manned RHIB-type vessels [EB/OL].[2018-04-17].http://www.navysbir.com/11_2/193.Htm.
- [34] 仲纪松,适用于无人潜水器收放的主动波浪补偿装置关键技术研究[D].镇江:江苏科技大学,2021.
- [35] 周亚辉,徐小鹏,彭俊威,等.海洋吊机主动波浪补偿技术及国产化建议[J].石油机械,2016,44(10):80-83.
- [36] 王哲骏,谢金辉,高剑,等.波浪补偿技术现状和发展趋势[J].舰船科学技术,2014,36(11):1-7.
- [37] 朱佳佳,海上无人潜器收放装置辅助作业机械手[D].镇江:江苏科技大学,2021.
- [38] 李殿璞.船舶运动与建模[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,1999.
- [39] 黄勇.主动式波浪补偿吊机控制系统关键技术研究[D].江苏科技大学,2019.
- [40] 宁献良.船用起重机主动式波浪补偿系统关键技术研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2017.

- [41] 吴振顺.液压控制系统[M].北京:高等教育出版社,2008.
- [42] 常同立.液压控制系统[M].北京:清华大学出版社,2014.
- [43] 黄焯高,生祥.比例阀控螺旋摆动油缸系统建模与仿真[J].煤矿机械,2015,36(12):248-250.
- [44] HN Koivo. Practical PID Control[M]. Advances in Industrial Control,2006.
- [45] Astrom K J, Hang C C, Nichols N B. Optimun setting for automatic controllers[J]. Transaction of ASME,1942,64:759-768.
- [46] Stuart Bennett. The past of PID controller[J]. Annual Reviews in Control,2001,25:43-53.
- [47] Ho W K, Hang C C, Cao L S. Tuning of PID controller based on gain and phase margin specification[J]. Automatic,1995,31(3):497-502.
- [48] 李春林.波浪补偿平台测控系统关键技术研究[D].镇江:江苏科技大学,2017.
- [49] 尹倩.基于时间序列的船舶推进装置温度预测[D].大连:大连海事大学,2020.
- [50] 周裕力.基于船舶运动模拟和预报的垂直装填系统仿真研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2019.
- [51] 崔英伟,孙坤,刘振兴. 油液体积弹性模量的测量[J].液压气动与密封,2012,32(03):17-19.

攻读学位期间所获成果与参研项目

1. 申报的专利

- [1] 第二作者.用于清理水面油污和漂浮物的清污船、清污控制系统及清污控制方法.申请号:CN202110952280.6(实质审查中)
- [2] 第四作者.一种船用起重机升沉补偿系统、补偿方法及操作方法.申请号:CN202110509922.5(实质审查中)
- [3] 第二作者.一种船用收放系统主动波浪补偿性能的陆上试验方法.申请号:CN202210222530.5(已受理)

2. 参与的项目

- [1] 江苏省科技厅重点研发计划——水面水下多用途无人航行器人工智能动力技术与制造.
- [2] 国家海洋经济创新发展示范项目——海上波浪补偿栈桥设备系统.
- [3] 横向项目——锚机台架试验中心监控系统.
- [4] 国家重点研发计划——船用无人潜水器收放系统.
- [5] 横向项目——3kN*12m 海上补给船用半主动波浪补偿折臂吊机.

致谢

时光荏苒，日月如梭，三年的时光转瞬即逝，研究生的学习生涯也即将结束，值此之际，谨向在我的学习生活中给予指导和关心的老师、同学、家人和朋友们致以衷心的感谢。

感谢我的导师卢道华教授，在近三年的研究生学习阶段，给予我在学业上的耐心指导，以及生活上的极大关心，每个重要阶段，卢老师都会引导我走向正确的前进道路。卢老师对科研工作的严谨态度以及对教育工作和蔼可亲的态度是我学习的榜样。在此论文完成之际，向卢老师表示我内心深深的敬意和衷心的感谢。

感谢王佳副教授对我的指导和帮助，在参与课题组的一些项目过程中，每当我在现场遇到一些难以解决的问题，王老师总能引导我向正确的方向思考并解决问题，使我积累了丰富的实战经验。在此，向王老师致以深深的谢意。

感谢课题组团队已经毕业的师兄师姐、各位同门和师弟师妹们，感谢他们对我学习和生活上的帮助。

感谢我的父母，感谢他们多年的养育教育之恩，在我曾极度迷茫的时候，是他们一直在背后默默地鼓励我、支持我，把我从低谷中拉出来，这么多年以来，他们的支持是我学习和生活的最大动力。而如今，我的求学生涯也即将告一段落，我也定当不负他们的期望，在未来的道路上披荆斩棘、勇往直前。

最后，感谢一路走来支持我、帮助我的家人、兄弟和朋友们。