

## 旋转控制头拟实台架实验系统研制

### 摘要

‘旋转控制头拟实台架实验系统’来源于胜利石油管理局课题“欠平衡压力钻井专用设备试验室建设”，该课题是欠平衡压力钻井专用设备试验室的核心。其研究目标是研制一套专用实验测试系统，用于实验、测试、分析和评价欠平衡压力钻井中专用压力控制装置（即旋转控制头）的性能，以提高该重要设备在现场钻井中的可靠性，同时为旋转控制头的自行研制提供技术支持。目前国内还没有该种实验装置，因此该课题的研究具有很好的工程应用价值。

本文从分析旋转控制头的现状、工作条件及测试要求入手，研究制定了实验系统的总体方案。根据所确定的主要技术参数，本文完成了实验台的功能设计、总体和主要零部件的详细设计。同时，运用实验研究和理论分析相结合的方法确定了实验台架的主要载荷，校核了活动横梁等主要部件的强度，开发了检测系统的配套硬件和应用软件，完成了液压系统的设计及设备选型。通过本论文的工作，研制了一套具有自主知识产权、功能完备，自动化程度高的控制头实验系统。

该实验系统能够进行压力、温度、位移、扭矩、转速、速度等参数的测量，能对现有的和正在研制的旋转防喷系统或分系统进行拟实实验

测试。该实验系统具有一套独特的压力补偿装置，可使活动横梁的载荷减轻 70%，显著降低所需储能器的体积，控制系统的压力波动系数在 5% 以内。利用亚控公司先进的 Kingview6.0 组态软件开发的监控系统，使该拟实台架实验系统具有自动采集和实时处理实验数据的能力，这项研究填补了国内在该方面的技术空白。

**关键词** 旋转控制头，台架实验装置，欠平衡钻井，系统设计，监控系统，压力补偿

## THE DEVELOPMENT OF THE SIMULATIVE PLATFORM TESTING SYSTEM FOR ROTATING CONTROL HEAD

### ABSTRACT

'The development of simulative platform testing system for the rotating control head' is the key part of the laboratory project of "the laboratory building of the expert equipment used for the underbalanced drilling". Its target is to develop a set of expert testing system, which is used for testing, analyzing, and evaluating the performance of the special pressure control equipment (which is called the rotating control head) for underbalanced drilling. The development of this system can improve the reliability of the important equipment in drilling site and offer technical support for research of rotating control head. Now, there is no expert testing system in our country, so the investigation holds great significance in oil drilling engineering.

A set of rotating control head test system has been developed successfully, which has self-determination knowledge property right, perfect function and high level of automation. The paper established the collectivity plan and confirmed the technical parameters. By analysis of rotating control head status quo, working conditions and test demands, the function, the structure of whole system and the main parts is designed, according to determined technical parameters. Through testing and theoretical analyzing, the main loads of the test frame is tested and the strength of the main parts such as the tactive transverse girder is calculated. Accordingly, the necessary hardware of testing software is developed. The hydraulic system is

designed and spare parts is chosen.

The system can test many parameters, such as pressure, temperature, displacement, torque, rotating speed and velocity. It can simulate the working condition of rotating control head of either new or being used. The system have a set of particular pressure compensation setting ,which can reduce 70% load acted on the active transverse girder and can make pressure fluctuation less than 5%. tthe detecting system can automatically collect and deal with the test data in real time based on he advanced Kingview 6.0 configuration software. The develop ment of the simulation testing system for rotating control headmake the technical inifive of this field in our country.

**KEYWORDS** rotating control head , platform test equipment , underbalanced drilling, system design, testing system, pressure redeem

# 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 2 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: 杨法东

指导教师签名: 姚振坤

日期: 2002年 5月 18日

日期: 2002年 5月 18日

# 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，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：杨德东

日期：2002年5月18日

## 第一章 绪论

### 1.1 建立旋转控制头拟实台架实验系统的必要性及意义

该课题来源于胜利石油管理局课题“欠平衡压力钻井专用设备试验室建设”，是中国石油化工集团公司“十条龙”项目“欠平衡压力钻井技术研究”课题的配套项目，该实验室于2001年被列为胜利石油管理局拟建的重点实验室之一。该课题研究的台架拟实实验装置是欠平衡压力钻井专用设备试验室的核心组成部分和最关键的实验装置。本课题的研究目标是研制一套专用实验测试系统，用于实验、测试、分析和评价欠平衡压力钻井中专用压力控制装置（即旋转控制头）的性能，以提高该重要设备现场钻井中的可靠性，同时为旋转控制头的自行研制提供技术支持。建立旋转控制头实验装置的目的和意义在于：

1、解决进口专用设备的维修、保养。旋转控制头和旋转防喷器都是安全性要求很高的设备，根据设备操作规程，都要对其进行室内性能测试和维护保养，确保设备状态良好。使用前后、设备大修后都必须对设备进行全方位检修和测试。由于现场条件的限制，这项工作无法在现场全面快速的进行。现在设备的大修期还比较短，例如，7100型控制头的核心部件轴承总成，每工作2000小时，就需要大修。目前只能送美国大修，即使请外国技术人员来国内维修，因缺乏测试手段，无法对其维修质量进行鉴定。PCWD系统每工作5000小时或一年后（不论使用时间长短），要求更换动密封等所有的密封件。由于现在国内条件所限，井口不正问题严重，导致控制头寿命下降，大修期缩短，维修问题非常突出。

2、为国产化研究提供必要的技术手段，促进欠平衡压力钻井专用设备的国产化进程。目前国内高压旋转控制头或旋转防喷器都是进口产品，其关键部件—轴承总成属国外专利产品，外国公司对其进行技术封锁。推广欠平衡压力钻井工艺所需要的大量的旋转防喷器，应通过国产化研制的渠道进行。一方面需要对进口设备的性能、机理研究透，另一方面也要对国产化产品进行性能测试，以检查国产化产品的性能是否

满足要求。这项工作也需要建立必要的实验手段以提高设备的研究水平。

现场使用已证明进口设备设计并不完全合理,存在许多缺陷,国产化研究不能完全模仿和照搬。要提高研究水平,一方面要对进口设备吃透,学习其先进的东西,另一方面必须大胆创新,搞出有自己特色的符合国内情况的设备。建立欠平衡压力钻井专用设备试验室将为促进该项工作的顺利进行创造条件。

3、解决进口设备的配件国产化替代问题。由于部件供应不及时,会造成进口设备闲置不能用,因此必须加快国产化替代的进程。

综上所述,建立控制头实验装置是非常必要的,同样是非常迫切的。建立欠平衡压力钻井专用设备试验室将有利地促进欠平衡钻井专用装备国产化研制,充分发挥进口设备的能力,促进欠平衡压力钻井技术的推广。

## 1.2 旋转控制头实验装置国内外现状综述

### 1.2.1 欠平衡压力钻井专用装备简介

#### (一)、欠平衡压力钻井技术简介

欠平衡压力钻井是指在钻井过程中钻井液的循环压力(包括液柱压力和循环回压),低于地层的孔隙压力,允许产层流体流入井眼,并循环到地面,在地面进行有效控制的一种钻井工艺。该技术具有减轻地层伤害、解决钻井复杂问题、正确评价储层、明显提高产能等优点,特别适合开发高渗透油藏、裂缝性油藏、低压或衰竭油藏、低渗透油藏及非常规油藏。欠平衡压力钻井技术被认为是当今钻井技术的一次革命。<sup>[1-4]</sup>

在常规钻井时,要求环空中的钻井液静液柱压力和循环压耗之和要大于地层的空隙压力,防止地层中的流体进入井眼发生井喷。如图 1.1 所示。

欠平衡压力钻井时,则要求井中的钻井液静液柱压力和循环压耗之和小于地层的空隙压力,让地层中的流体能够在可控制的条件下,不断进入井眼,实现边喷边钻,减少钻井液进入地层的量,从而减轻钻井液对油层的伤害,达到保护油气层,提高原油采收率的目的。如图 1.2 所示。在 20 世纪 50 年代,就已经开始研究欠平衡钻井技术。但在 90 年代以前,受当时技术水平的限制、特别是实施该技术的关键专用设备—旋转控制头不过关,这项技术发展缓慢。自 90 年代初期开始,国外在旋转控制头研



究开发方面取得了突破性进展。<sup>[5-6]</sup>如美国 Seal-Tech 公司、Williams 公司、Shaffer 公司、RBOP 公司、HYDRIL 公司等都研制开发出了旋转防喷系统<sup>[7-11]</sup>。国内外开始重新重视该技术的研究和应用, 把其作为提高油田开发效益的重要措施。该技术被认为是当今石油钻井中最具活力的一项重要技术。因此说欠平衡钻井装备的发展促进了欠平衡压力钻井工艺技术的发展。目前胜利油田等国内老油田已进入开发后期, 原始地层压力体系已被打破, 储层压力普遍下降, 甚至衰竭, 剩余油气资源主要分布在低压低渗透油藏, 采用欠平衡压力钻井技术开发这些油田, 对于保护产层、降低成本、提高采收率都具有重要意义。<sup>[12-13]</sup>

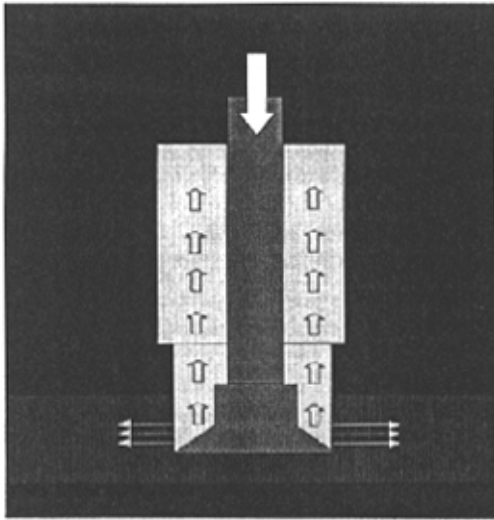


图 1.1 常规钻井示意图

Fig1.1 The sketch map of conventional drilling

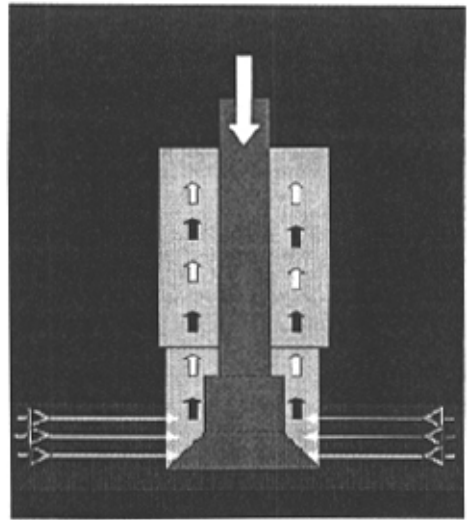


图 1.2 欠平衡钻井示意图

Fig1.2 The sketch map of the underbalanced drilling

## (二)、欠平衡压力钻井专用装备简介

实施欠平衡钻井除使用常规钻井设备外, 还要使用安全性要求非常高的专用装备<sup>[14-18]</sup>, 专用装备主要由两部分组成, 见表 1.1

### 1、井口压力控制设备的组成和作用<sup>[19-22]</sup>

一防喷器组 (如图 1.3 所示): 主要有单闸板防喷器、双闸板防喷器、万能防喷器、

旋转防喷系统，液控旁通阀。典型的欠平衡压力钻井防喷器组是由三个闸板防喷

表 1.1 欠平衡钻井专用装备

Table 1.1 The expert equipment of underbalance drilling

序号	名称	组成	作用
第一部分	井口压力控制设备	旋转防喷系统	承受、控制一定的井口压力值，确保井口安全
第二部分	地面流体处理设备	除气设备 脱油设备 清除固相设备 气体燃烧器	对返回的流体进行四相（钻井液、气、油、固相）分理，满足欠平衡钻井工艺的要求

器组成的，在盲板防喷器的下面安装了一组附加的闸板防喷器，节流和压井管汇与安装在上闸板防喷器和盲板防喷器之间的四通相连接。与四通相连的是一组双闸板防喷器，与双闸板防喷器相连的是环型防喷器，与环型防喷器相连的是欠平衡钻井最主要的专用设备即旋转防喷系统（旋转控制头、旋转防喷器，旋转导流器）。防喷器组的作用同普通钻井的作用是一样的，而旋转防喷系统的作用是密封井口环空，保证井口在带压情况下，能进行钻进、起下钻作业。

一节流管汇：与常规钻井基本一样控制箱及附件。其作用是根据工艺要求和井口压力情况，控制地层流体产出量、控制套压，或实施节流放喷。

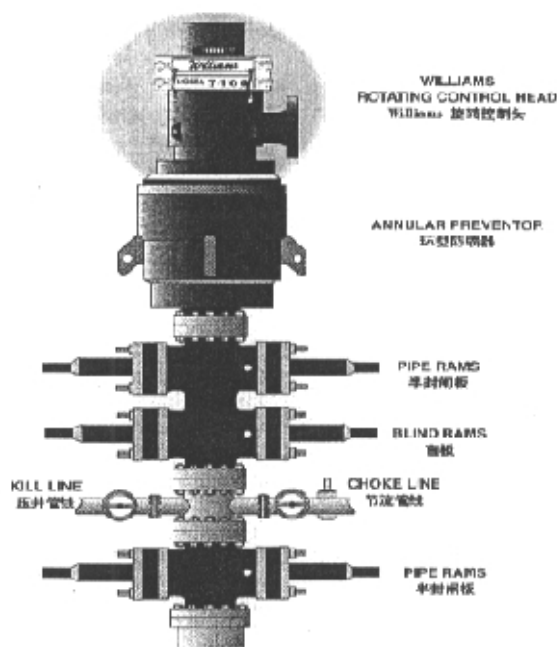


图 1.3 防喷器组示意图

Fig1.3 The sketch map of the preventer suit

一内防喷工具。主要有上、下方钻杆旋塞，投入式止回阀、箭形回压阀等。其作用是在欠平衡钻井作业时防止钻具内井喷。

一液控旁通阀。作用是快速进行欠平衡循环流程和非欠平衡循环的倒换

2、地面流体处理设备的组成：

一分离设备：包括液气分离器、振动筛、除气器、离心机、三项分离器、原油分离装置等。分离设备的作用是把井口返出的流体进行除气、脱油、清除固相。

一气体燃烧处理设备：包括自动点火装置、防回火装置、火炬等。

图 1.4 是一种典型的地面流体处理设备流程图。

(三)、旋转防喷系统介绍 [24-36]

旋转防喷系统是欠平衡压力钻井最主要的专用设备之一，无论是什么样的旋转防喷系统，也不论是哪一家生产的，其组成基本是一样的。如图 1.5 所示，一般由三部分组成：

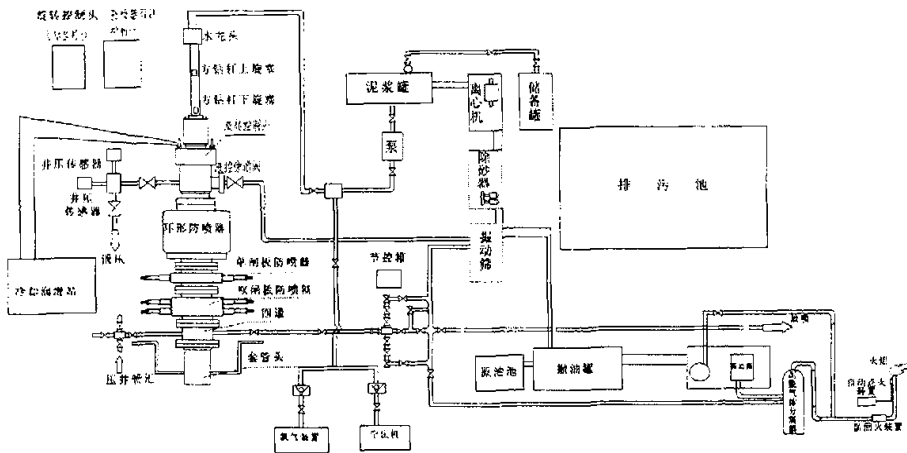


图 1.4 一种典型的地面流体处理设备流程图

Fig 1.4 The flow chart of one typical ground equipment of disposing liquid

一旋转控制头（或旋转防喷器）。安装在井口防喷器组的顶部；用于封闭钻具与井壁之间的环空。

一动力/冷却/润站点。其作用是对控制头（或 旋转防喷器）的轴承和动密封进行润滑和冷却。

一司钻控制台，放在钻台上，用于对以上两部分进行检测和控制。

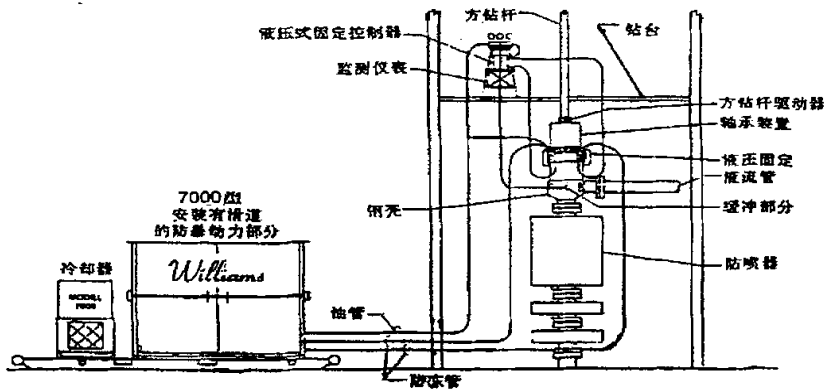


图 1.5 旋转控制头防喷系统现场安装图

Fig 1. 5 The map of site setting of the rotating control head preventer system

目前旋转防喷系统有旋转防喷器、旋转控制头防喷系统两种形式。主要区别是胶心封闭钻具与井壁之间的环空时有无外部液压源，即所谓的是主动密封还是被动密封。靠外部液压源挤压密封胶芯封闭钻具与井壁之间的环空的称为旋转防喷器 (Rotating Preventer)，靠密封胶芯与钻具之间的保持一定过盈密封钻具与井壁之间的环空的称为旋转控制头 (Rotating control head)。旋转防喷系统是欠平衡压力钻井关键的安全保障设备，属高压设备，工作条件恶劣，可靠性要求非常高。这是因为如果旋转防喷系统出现了故障，将导致无法进行欠平衡压力钻井作业，特别是在井口出现异常高压等意外情况时，因许多排险措施无法进行，将贻误排险时机，使抢救工作复杂，甚至造成恶性事故。为此操作规程规定，每使用一口井，都必须对旋转防喷系统进行全方位检修和测试。同时对其进行定期的保养，严禁设备带病工作，确保其性能达到规定的要求，保证欠平衡钻井作业的安全实施。

目前，美国和加拿大在欠平衡压力钻井装备配套开发方面居国际领先水平。有多家公司生产欠平衡压力钻井专用装备。其中，Williams 公司的系列旋转防喷系统和 Shaffer 公司的 PCWD 旋转防喷器系统是目前世界上先进的、应用最为广泛旋转防喷系统。国内重庆矿山机械厂生产了 FS-206-70、FS12-50 等旋转防喷器。表 1.2 列出了国内外主要旋转控制头的性能指标。

下面着重介绍两种典型旋转控制头防喷系统的工作原理及技术参数。

表 1-2 国内外主要旋转防喷系统的性能指标

Table 1.2 The performance targetes of many main rotating preventer system

型号	动压 MPa	静压 MPa	转速 r/min	高度 mm	润滑方式	冷却 方式	胶芯 数量
Shaffer 低压型	3.5	7.0	200	914	低压脂润滑	无	1
Shaffer 高压型	21	35	200	1244	高压油润滑	水冷	1
Williams 9000 型	3.5	7.0	100	927	低压油润滑	无	1
Williams 7000 型	10.5	21	100	1600	高压油润滑	水冷	2
Williams 7100 型	17.5	35	100	1600	高压油润滑	水冷	2
Seal-Tech 型	10.5	14	100	1447	高压油润滑	风冷	胶囊
RP-Msyste 300 型	14	21	100	1016	高压油润滑	水冷	胶囊
FS70-20 型		5.0	100	1100	低压脂润滑	无	1

### 1、Williams 公司最新型的 7100 型旋转防喷系统：

7100 型旋转防喷系统主要由旋转控制头、冷却/润滑动力装置、司钻控制台组一旋转控制头：由底座、液压夹紧装置、大直径高压密封元件、现场测试装括：井压传感器、试压塞等)、高压动密封旋转总成等组成。该部分的主要功能是在一定范围内承受井压，带压旋转钻具和带压起下钻。高压动密封旋转总成采用了上下两个胶芯双重密封结构。一般下部胶芯先于上部胶芯失效；当下部胶芯失效后，上部胶芯仍能起密封作用。因此具有双重保险作用。其结构外形如图 1.6 所示。

工作原理：高压动密封旋转总成与控制头底座之间有一个大直径高压密封元件，井口压力起辅助密封作用，高压动密封旋转总成自身是靠一个高压动密封组件实现密封的。

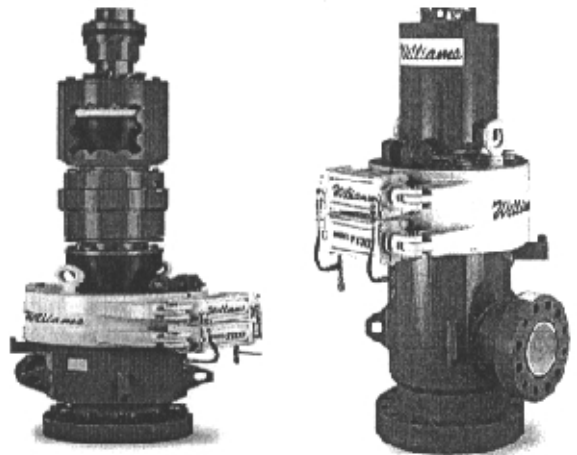


图 1.6 旋转控制头结构图

Fig1.6 The map of the rotating control head's structure

2、美国 Shaffer 公司研制的旋转防喷器 (PCWD):

主要由四部分组成: 旋转球形防器 (RSBOP)、液压控制装置 (HCU)、司钻控制盘 (DCP)、安装配件及工具。典型的 PCWD 安装方式如图 1.7 所示。RSBOP 安装在防喷器组上, 液压控制装置 (HCU) 放在靠近防喷器组附近合适的位置上, 并提供控制 RSBOP 的液压源, 用防火液压软管与 RSBOP 连接, 液压控制装置由钻台上的司钻控制盘控制。司钻控制盘一般放在钻台上便于司钻操作的地方。RSBOP 是一个球形防喷器 (见图 1.8) 用于关闭并密封井筒与钻杆 (或方钻杆) 之间的环空, 也可以关闭并封闭空井。

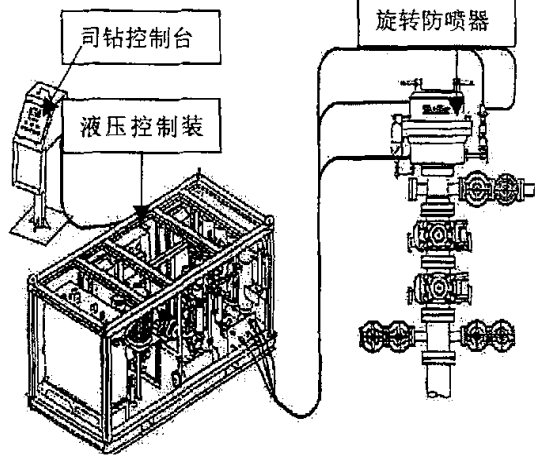


图 1.7 典型的 PCWD 安装方式  
Fig1.7 The typical setting mode of PCWD

工作原理: 通过外部液压力挤压一个特制的球形密封胶芯实现井筒与壳体、井筒与钻具之间的的密封。工作原理如图 1.9 所示。

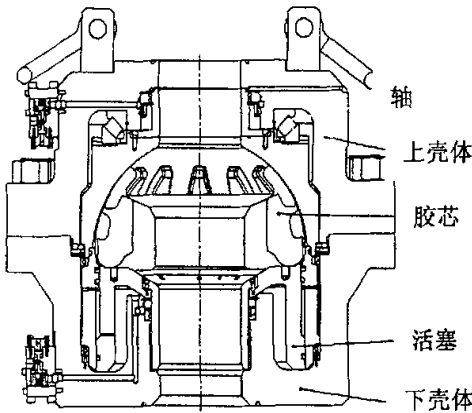


图 1.8 球形防喷器组成图  
Fig1.8 The map of the sphericity prevent

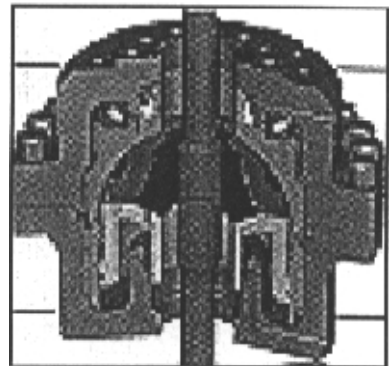


图 1.9 PCWD 防喷器工作原理图  
Fig1.9 The work truth of the PCWD prevent

90 年代后期国内才重新开始欠平衡压力钻井技术的研究, 专用装备配套研究还

刚刚起步，目前国内还没有高压欠平衡压力钻井的专用装备，全部依赖进口。目前，国内各个油田已在欠平衡压力钻井的专用装备方研究面所做了许多工作。但主要还限于使用国外设备进行施工，由于缺乏必要的实验装置，目前只能做简单的维护保养，大修工作难以开展，易损件还依赖进口。但随着对欠平衡钻井技术重要性的认识，必然会促进旋转防喷系统的研究。

### 1. 2. 2 国内外旋转控制头实验台架现状分析

国外在研制欠平衡压力钻井专用设备，特别是旋转控制头或防喷器时，都建有专用的实验设备和实验室。例如 Shaffer 公司的 PCWD 旋转防喷器实验系统可以完成静压、封零（即在当井内无钻具时，关闭井口的一种功能）和带压旋转实验，但不能做往复运动实验。实验数据的采集是人工记录的。由于该公司是一个专门生产各种防喷器的大型公司，在厂内有一个全尺寸大型井控设备实验台，其往复运动实验和胶心实验就是在该实验台上进行的。通过上述两个实验台，该公司在制造旋转防喷器时，就可以根据现场使用和厂内实验时发现的问题，及时改进，不断提高产品的性能。据了解，目前国内还没有欠平衡压力钻井专用设备实验室、和专用的完善的实验。目前国内在使用时，只能在室内进行简单的维修保养，测试工作主要是在现场进行。

#### （一）旋转防喷器系统使用前应该进行的测试项目

旋转防喷器是一种专用井控设备，按照井控设备的使用要求，在使用前必须进行以下测试。

##### 1、控制头静压实验：

包括壳体、高压动密封旋转轴承总成、润滑系统、冷却系统、小管汇、静压实验。

##### —控制头动压实验

##### —专用胶芯密封实验

##### —润滑系统测试

##### —冷却系统测试

##### —控制头液压卡箍测试

##### —司钻控制箱测试

##### —对压力测试仪器仪表进行校对。

##### 2、试压要求：

静压、动压实验要求按设备的额定压力试压，做到不刺、不漏、不渗。

## (二) 旋转控制头系统的现场测试：

### 1、控制头静压测试：

先把控制头底座装在环行防喷器上面，用 16 个 M42×3×220 螺栓固定（目前国内都是用人工紧螺栓，操作空间狭小，拆装非常困难），依次装好液控旁通阀、压力测试系统。轴承总成穿在一根钻杆上备用。在现场有两种方法对其进行试压：

方法一：将已穿好轴承总成的备用钻杆放入井中，用液压卡箍固定好轴承总成，关上最靠近控制头的一个防喷器，从控制头的压力测试管汇处用试压泵打压，进行试压。

方法二：钻杆上装好试压堵塞器，下入井内后，再接入穿好轴承总成的备用钻杆放入井中，用液压卡箍固定好轴承总成，用固井水泥车注水，上提钻具，憋压至额定压力。检查控制头壳体与环行防喷器等设备的连接处、胶芯有无泄漏。目前现场通常使用后一种方法。

2、控制头旋转实验：在没有井口压力时，使钻具转动，操作人员依靠经验，人工观察有无异常，由于驱动机构功率太大，轴承总成内的卡、磨等情况是无法判断的。根据规定，闸板防喷器关上后是不允许动的，环行防喷器只允许作短行程的往复运动，由上面的实验方法可知目前在现场是无法在带压时进行动压实验的。也无法检验胶芯在有压力时对运动中的钻具的密封性。

3、润滑系统的测试：根据控制头的设计，为了保持轴承总成内的润滑油压力始终大于井口压力，防止钻井流体进入轴承总成。规定润滑油压力始终大于井口压力一个定值。由于现场无法做动压实验，该项目也无法进行全面的检验。目前只能判断系统能否运转，但不能全面检测设备的性能是否正常。

4、冷却系统的测试：由于同样原因——轴承总成不能做动压实验，不能全面检测其工作可靠性，只能做短时的运转调试。

5、控制头液压卡箍测试：通过压力表观察系统是否正常。

## (三) 旋转控制头系统的现场测试存在的问题

1、无法按照旋转防喷系统使用前应该进行的测试项目的要求进行全面的检测，在现场的测试主要侧重于控制头与其他设备在现场连接处的密封性能。特别是由于不



具备动压实验条件，导致许多检验工作不能开展。

2、由于设备摆放相对分散，需要的测试人员多，工作强度大，很难达到实验数据在时间上的一致性。

3、旋转控制头是一种欠平衡压力钻井专用井控设备，按照井控设备的使用要求，设备使用前必须进行室内测试，否则不允许上井使用，因此其它井控设备都有专门的单位负责井控设备的检验和维修调试。但旋转防喷系统现在做不到。

4、即使在现场检测中，发现设备有问题，因现场条件限制，也无法在现场进行维修。由于控制头一旦损坏或发生故障，特别是轴承总成，将导致无法进行正常的欠平衡压力钻井施工，甚至导致严重的事故。

5、如果发生故障，不论维修还是更换设备，都将严重影响钻井队的正常的工作计划，造成严重的经济损失。例如，使用 ZJ45 钻机施工，其日费是 4—5 万元，每延误一天就将导致的直接经济损失为 4—5 万元。在国内实际施工中，曾经发生过因控制头发生故障，造成停工 6 天多情况。直接损失达 30 多万元。这也从一个侧面说明了建立控制头实验台架的必要性和重要意义。

### 1.3 研究内容和方法

#### 1.3.1 研究目标:

该项目完成后，研制出一种合理的、工作可靠的旋转防喷器实验装置。能够模拟控制头的现场工况，在室内对其进行性能测试，对专用密封胶芯进行寿命测试。其性能指标接近或达到国外同类产品九十年代后期水平，填补国内在该领域的空白。具体指标是：

- 1、旋转防喷器实验台额定静态工作压力：35 Mpa
- 2、额定动态实验压力：17.5 Mpa
- 3、实验最大旋转速度：150 r/min
- 4、实验装置最大实验压力：100Mpa

#### 1.3.2 研究内容

- 1、实验台架设计
- 2、结构受力分析及计算

- 3、液压控制系统的设计
- 4、数据采集处理、控制系统的设计
- 5、加压及保压系统的设计实验台架结构设计

#### 1. 4. 3 技术路线

在掌握旋转防喷器性能及具体技术规范后，根据现场实际工况，设备测试要求对实验台架进行功能设计、机构设计；根据实验台架与实际工况的差别、测试结果的精度、设备现场使用数据，研究测试结果修正方法。制造出样机后，通过型式试验，改进设计。

## 第二章 旋转控制头实验装置的设计

### 2.1 旋转控制头实验装置的分析与设计

#### 2.1.1 实验装置功能分析及设计

在现场应用中旋转控制头的工作方式、工作参数是不断变化的,为了全面检验其在不同条件下的性能是否符合要求,做到万无一失,实验装置必须能模拟不同的工作条件,并检测控制头的性能。

按作业方式旋转防喷器的工作条件主要有以下几类:

1、正常钻进。这是最主要的一种工作方式.期间,钻具既有旋转运动又有线形往复运动,工作压力通常不高,一般为 0-7Mpa。由于在钻井中,钻井液是循环的,加上井筒体积相对很大,井口压力相对稳定,即旋转控制头的工作压力相对稳定,只有当地层压力和钻井液性能发生明显变化时,井口压力才发生明显变化,导致旋转控制头的工作压力变化。

2、起、下钻。当需要进行换钻头、循环泥浆、处理事故进行压井、测井作业时,需要进行带压起下钻作业.这种方式的特点是:钻具线形往复运动较快,钻具不转动,井口压力较大。当井口压力超过工程设计要求时,要进行压井作业,由于此时钻头还在井底,为了防止钻头被埋,必须将钻头起离井底,此时井口压力最大。当使用井下动力钻具钻进时,工作方式同起下钻作业。

3、倒划眼。当发生砂堵、粘钻、卡钻等异常情况时,需要进行该项作业。这种方式的特点是:钻具线形往复运动较慢,钻具转动,井口压力较大。

4、静压实验。此时钻具静止不动,控制头的工作压力为其额定压力。

按钻具的驱动方式旋转防喷器的工作条件分为:

1、转盘驱动。其工作特点是转盘驱动钻具和钻头转动,需要使用方钻杆。每钻完一根钻杆(一般为 9 米)就得停止钻进,上提钻具,再接上一根钻杆后继续钻进。因此穿过控制头胶芯的钻具有圆形的钻杆、六方形的方钻杆及钻杆接头。

2、顶驱驱动。其工作特点是由位于大钩和钻柱间的顶驱装置驱动钻具和钻头转

动，不需要使用方钻杆。每钻完一根立柱（一般为 3 根钻杆，约 27 米）停止钻进，再接上一根立柱后继续钻进。穿过胶芯的钻只有圆形的钻杆及钻杆接头。

3、井下动力钻具驱动。其工作特点是井下动力钻具直接驱动钻头转动，钻具不旋转。

4、复合驱动。即上面第 3 种方式分别与第 1、2 种方式组合共同驱动钻具和钻头转动。

图 2-1 是钻机的驱动和起升系统示意图。

动力站润滑/冷却系统、液压控制系统、电器系统、仪器仪表是保证旋转防喷系统正常工作的重要保证，必须对其进行检测实验。

因为在控制头拟实实验系统中，旋转防喷系统、实验设备及需要检测记录的数据都较多，要求实时检测压力、温度、压降、位移等参数，并进行超限报警，达到检测控制的要求。由于实验压力为高压，实验时间较长，如果靠人工记录和检测，工作强度大，需要的人员多，很难达到实验数据在记录时间上的一致性，同时实验人员长时间在高压实验区工作，存在安全隐患。因此有必要建立一套自动数据采集检测控制系统。通过微型计算机在线检测系统，监测控制头及实验装置的运行参数，对于分析设备运行是否正常，是否存在事故隐患，预测故障的发展趋势都是非常行之有效的。综上所述，该实验装置应该具备以下功能：

- (1) 能模拟现场起钻、下钻、钻进、旋转等实际工况对旋转防喷器或控制头进行性能测试，进行动、静压耐压实验。能模拟不同的压力、不同转速、不同机械钻速等工况条件，检测旋转防喷器或控制头的性能变化。具备对控制头进行型式实验的能力。
- (2) 对旋转防喷器和控制头动力站进行制冷冷却系统。
- (3) 润滑系统、液压控制系统、电器系统进行测试，校对仪器、仪表。

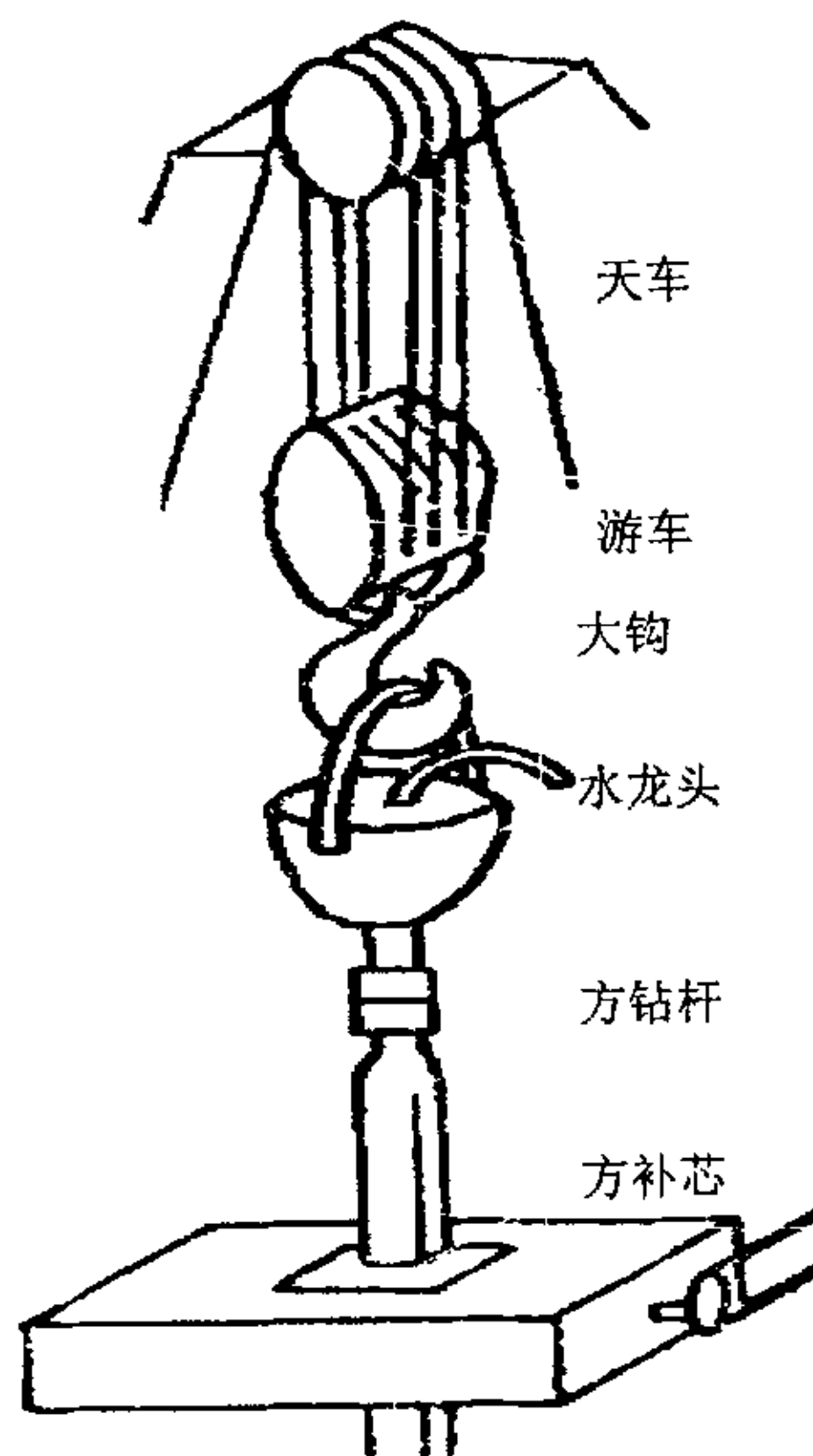


图 2.1 钻机的驱动和起升系统示意图。  
Fig2.1 The sketch map of the rig driving and lifting system

- (4) 对专用胶芯进行性能测试、检验。
- (5) 对实验数据实现自动采集和处理, 控制系统采用自动、手动并存控制。

由于目前旋转防喷器的生产厂家很多, 结构形式有多种多样, 工作参数、控制系统等附属系统也不一样, 因此本综应具备较广泛的适应性, 能对多种旋转防喷系统进行检测实验, 同时也可对系统的部件和易损件进行测试检测。因此该实验装置还应具备以下技术功能:

(1) 既可以对旋转防喷系统进行整体性能进行综合测试, 也可以对系统的某一分系统(如动力润滑站), 某一部件(如胶芯等)进行测试。

(2) 可对国内现有的进口和国产设备进行测试, 也可对现在国内正在研制的设备进行测试。

### 2. 1. 2 实验装置技术参数的确定

经过调研分析, 目前现有和正在研制的旋转控制头的最大实验静压力: 35Mpa, 最大动压力: 17.5 Mpa, 工作转速: 150 rpm。并在今后相当一段时间内能够满足欠平衡钻井的要求, 据此确定了该实验装置的主要技术参数如下:

- (1) 转防喷器实验台最大实验静压力: 35Mpa
- (2) 控制头底座最大实验压力: 70 Mpa
- (3) 最大实验动压力: 17.5 Mpa
- (4) 实验转速: 150 rpm
- (5) 试压装置最大实验压力: 100 Mpa

### 2. 1. 3 实验装置总体方案的确定

根据实验装置的功能设计, 该实验装置应该包括四大部分: 动力及传动系统、监控系统、实验台架、系统加压和补压系统。经过分析对比, 确定采用液压驱动系统、计算机数据采集处理和控制系统。在制定实验台架、实验对象的就位固定装置总体方案时, 制定了三种方案, 分别见图 2.2、图 2.3、图 2.4。通过分析对比, 最后确定选用方案三。

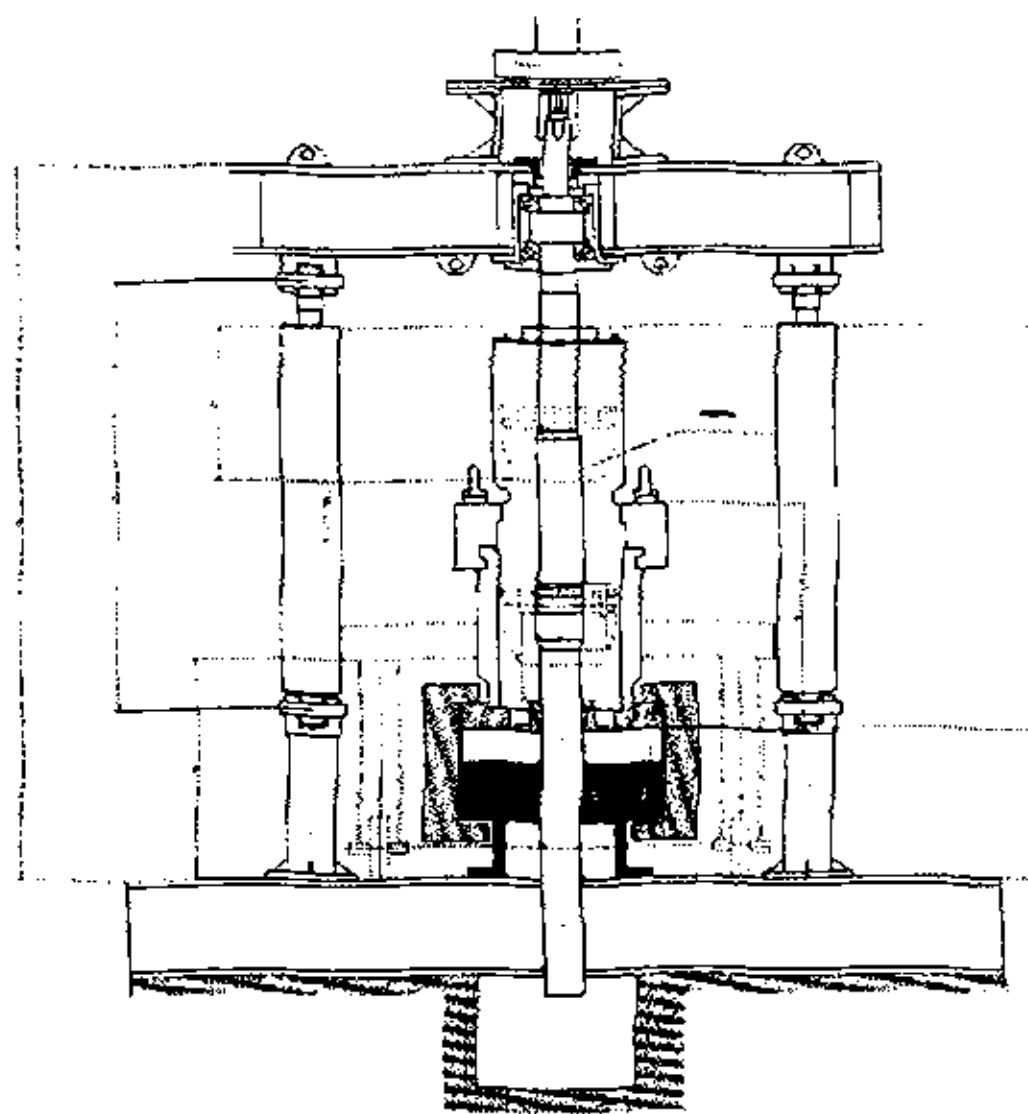


图 2.2 设计方案一  
Fig2.2 the design program 1

下面对三个方案作一简要的说明：

方案一：该方案采用储能器对实验压力的波动进行补偿，未采用其它压力补偿装置，控制头用固定盲法兰和螺栓进行就位和固定。液压马达通过皮带和皮带轮驱动实验杆转动。油缸与活动横梁通过活动铰座连接。当实验时，在专用穿胶芯装置上把实验杆穿入控制头，然后把活动横梁移开，控制头按装后，重新把活动横梁和油缸连接起来。由于活动横梁可以移开，

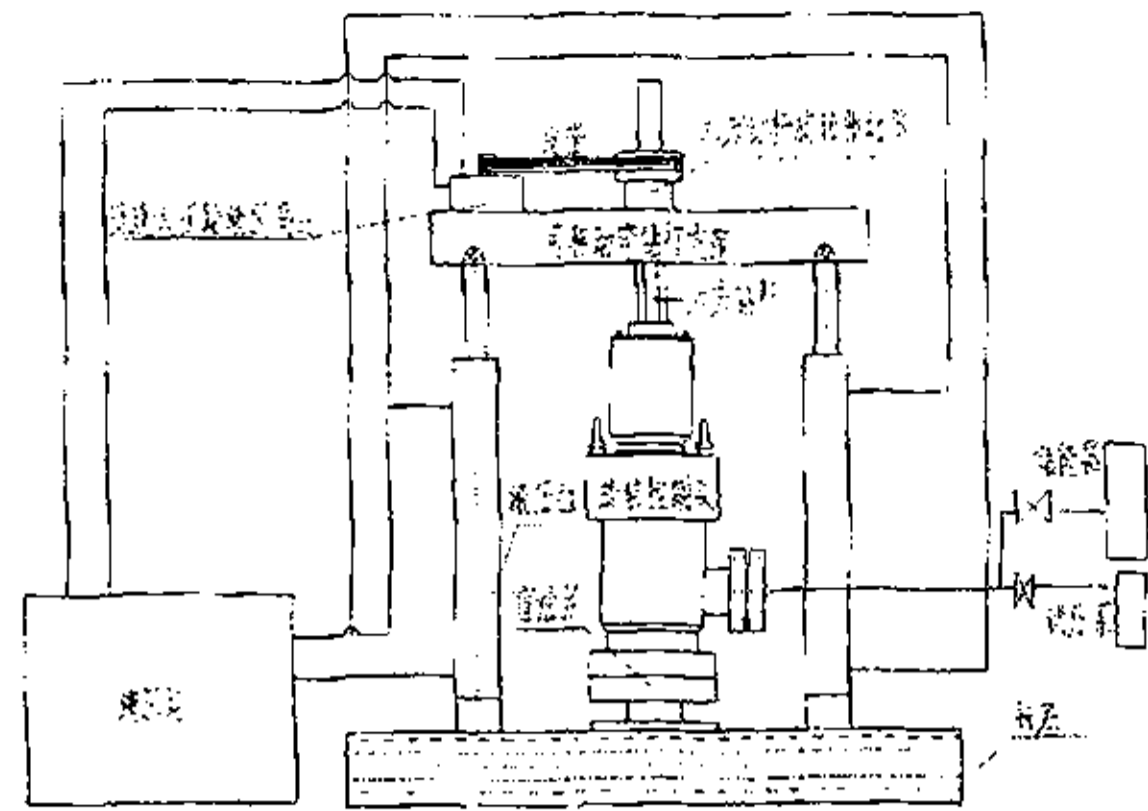


图 2.3 设计方案二

Fig2.3 The design program II

因此可以用室内行吊直接把实验对象吊至实验位置，不需专用工装。实验装置的高度能显著降低。未选用该方案的原因是，自动化低，劳动强度大、可靠性差。

方案二：采用液压控制卡箍固定实验对象，实验杆从液压控制卡箍中心穿过。实验时，仅使用控制头的下胶芯，直接采用低速大扭矩液压马达直接传动。由于活动横梁是固定的，按装实验对象时需要专用工装。在液压卡箍与实验杆之间有一动密封。其工作压力与控制头的实验压力相同。使用该方案，实验装置的高度也能显著降低。由于实验杆两头都出压力腔，实验杆承受的液压力显著降低，油缸负载小，同时实验杆运动时引起的压力腔的容积变化显著降低，因此可不使用专门的压力补偿装置，仅用储能器即可。未采用该方案的主要原因是由于采用高压旋转动密封结构，工作可靠性和使用寿命都较差。

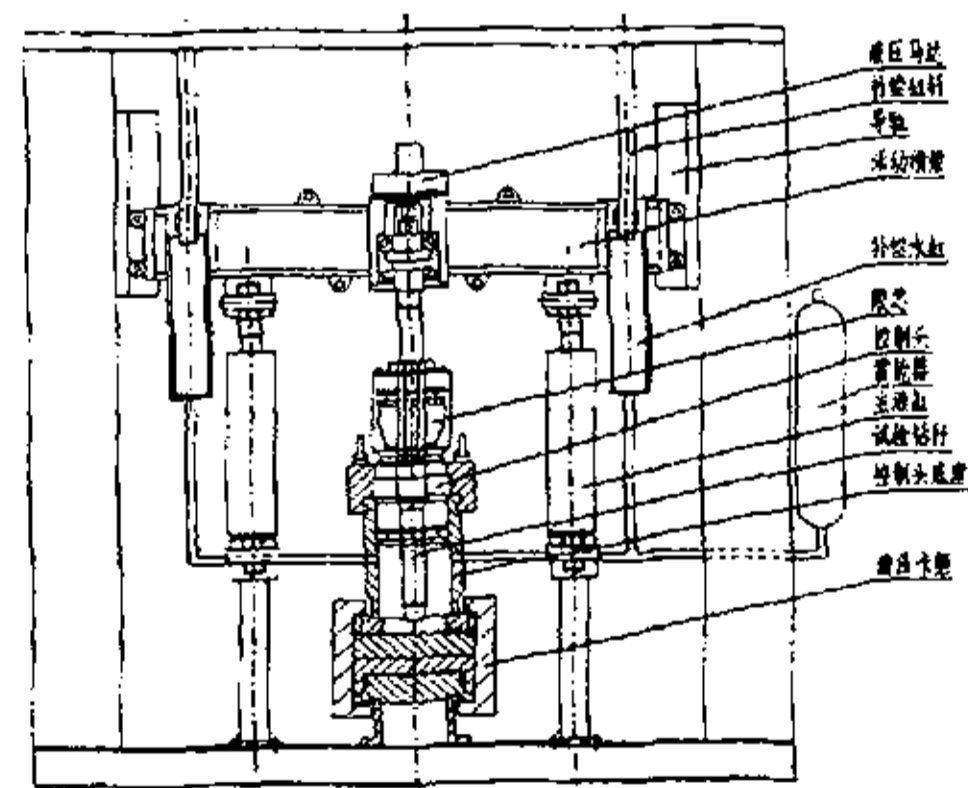


图 2.4 设计方案三

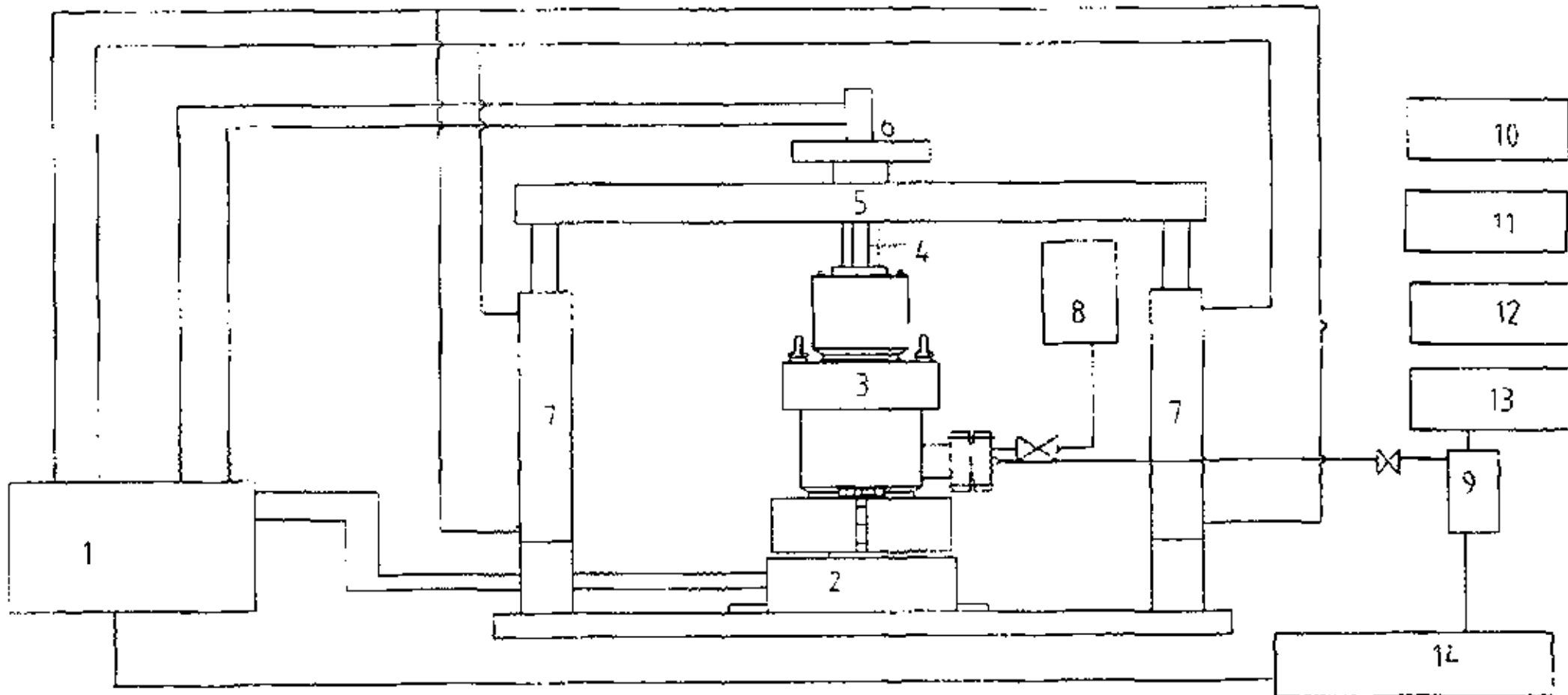
Fig2.4 The design program III

方案三：该方案与方案二的区别在于实验杆不从液压控制卡箍中心穿过，液压控制卡箍的顶部是一个盲发兰，实验时，使用控制头的上胶芯。该方案的特点是：实验台高度较高，油缸负载较大，但其克服了方案二中采用高压旋转动密封带来的工作可靠性和使用寿命都较差的问题。

## 2.2 旋转控制头实验装置的组成及工作原理

### 2.2.1 实验装置的组成:

在确定了方案后, 研究制定了旋转控制头实验装置系统流程图, 见图 2.5。



1 液压站 2 实验工装 3 旋转防喷器 4 实验杆 5 活动横梁 6 液压马达 7 液压缸  
8 储能器 9 高压气动实验泵 10 动力站 11 司钻控制箱 12 电视监控系统 13 空压机  
14、数据采集处理系统 15、综合试压装置

图 2.5 旋转控制头实验装置系统流程图

Fig2.4 The flow chart of the rotating control head testing equipment

旋转控制头台架拟实实验装置是一套完整的实验系统。其主要由以下部分组成:

1、综合试压装置: 其主要由液压控制系统, 顶缸、固定活塞、中心拉缸、弧卡、双向油缸、活动盲板等组成, 如图 2.6 所示。其工作原理是: 实验对象放在活动盲板上, 在液压力的作用下, 顶缸、固定活塞、弧卡共同作用, 把实验对象固定并卡紧。实验对象与活动盲板之间靠标准密封钢圈密封。在活动盲板上有接试压泵的加压和泄压接头。它与实验对象、实验杆共同构成一密封腔室。采用液力控制卡紧方式, 不再使用专用试压发兰, 不用像传统的防喷器实验装置那样靠螺栓固定, 自动化程度较高。其连接方式、发兰和密封钢环符合通用防喷器的标准。通过更换不同规格的活动盲板, 可以对多种不同尺寸规格的旋转防喷器及常规防喷器进行检测。

2、液压系统: 包括液压泵站、液压执行元件、控制阀、管线等, 为实验装置提供动力并实现各种运动模式。





变化,降低了因实验杆换向造成的压力波动和压力冲击。压力、速度、位移等参数用传感器输入计算机。计算机根据专用软件进行处理,并对实验过程进行控制。为了保证实验者的安全,实验装置设置了围墙,通过电视监控系统,对实验情况实时全过程监视,并进行实时录像,实现了无人化操作。

## 2.3 旋转控制头实验装置主要零部件的详细设计

### 2.3.1 变截面实验杆的设计

实验杆是控制头实验装置中的一个关键部件,其设计的合理与否将直接影响实验结果的可靠性。其必须能够模拟不同工作条件下钻具通过控制头胶芯的实际情况。在2.1.1中已说明在现场使用转盘驱动时,过胶芯的钻杆有方钻杆、钻杆、18°斜坡台阶接头、方钻杆旋塞阀等。方钻杆是一根两端带接头的截面为六方的空心钢管,钻杆是18°斜坡台阶接两端带18°斜坡台阶接的圆管。目前在欠平衡钻井中,使用的钻具通常为5"、3 1/2"两种。图2.7是 $\Phi 127\text{ mm}$ 钻杆和方钻杆杆外形尺寸。

对于控制头,一种胶芯只对应于一种钻具,因此设计了两种尺寸的实验杆。对于旋转防喷器,其封闭钻具的尺寸:0-11",因此可以与控制用一种实验杆。

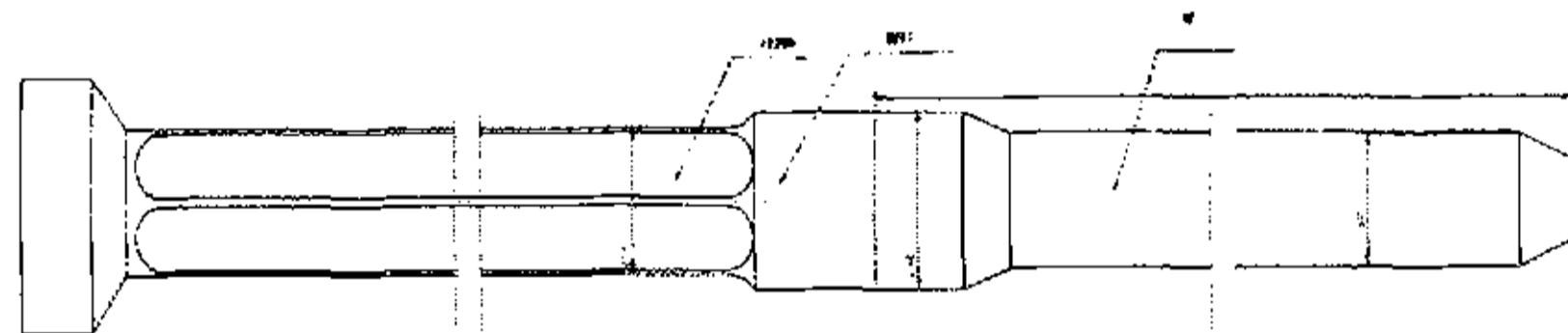


图 2.7  $\Phi 127\text{ mm}$  钻杆和方钻杆外形尺寸图

Fig2.7 The sketch map of the  $\Phi 127\text{ mm}$  drill pipe and square pipe

1、实验杆横截面积的确定:不同截面尺寸的钻具对控制头的影响也不相同,主要是影响控制头的液压力和摩擦力、影响胶芯的使用寿命。为了提高仿真度,检测在胶芯全寿命周期内,胶芯与钻具磨损对密封性的影响、与轴承总成摩擦力的变化规律,实验杆的横截面与实际钻具的完全一样。

2、实验杆长度的确定:根据本文作者的现场经验、对胶芯的失效分析及台架实验结果分析,作者认为在钻具本体过控制头时,由于距离长,截面尺寸小且不变化,控制头在该段承受的力,只随井压变化,在压力稳定时,摩擦力的大小也是稳定的,无冲击载荷。但钻具接头进出控制头时,由于承压面积的变化,导致轴承总成所受液

压力、摩擦力发生周期性变化,容易导致轴承总成的疲劳破坏。同时由于横截面积的变化导致胶芯与钻具的过盈量频繁变化,引起胶芯的疲劳破坏,并且会产生冲击载荷,特别是在带压过接头时,情况更加严重。因钻杆接头处直径最大,引起的摩擦力也最大。

总之,过接头是导致胶芯和轴承总成失效的最主要且不可避免的原因之一。因此研究钻具过接头时的运动和受力规律对研究、设计和检测旋转控制头是非常重要的。鉴于以上分析,本实验装置中设计的实验杆,除方钻杆和钻杆本体的模拟段长度与实际差别大外,其它与实际长度完全相同。通过综合考虑实验台架的尺寸、工房高度、仿真性、经济性,设计了5"、3 1/2"两种不同的实验杆,实验杆的有效长度都定为900mm。

3、穿胶芯装置设计:为了按装胶芯的需要,在实验杆的顶部设计了一个圆锥,用于代替按装胶芯使用的专用工具,实验杆起到了穿胶芯装置和实验杆的双重作用。

#### 4、三种不同结构类型实验杆的设计

(1) 图 2.8 是一种为重点研究钻杆接头,同时兼顾钻杆本体和方钻杆对旋转控制头影响规律的综合实验杆。能够模拟钻杆、方钻杆、六方钻杆、各种同规格的钻井工具。与其它实验系统配合使用,能够实现实验装置的各种功能。实验时,用其钻杆、六方钻杆段能够检验胶芯的低压密封性能。胶芯在低压时由于变形减小,胶芯的自补偿功能降低,胶芯的可使用寿命可能降低。进行低压实验,还可为探索设计胶芯的合理的过盈量提供设计依据。

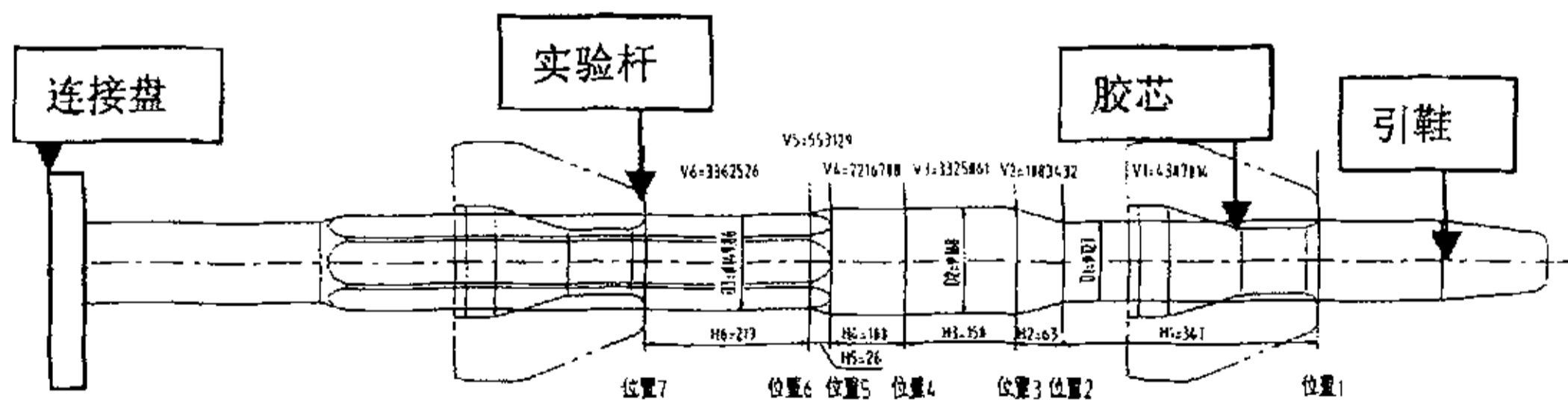


图 2.8 127 毫米实验杆

Fig2.8 The sketch map of the experiment bar I

(2) 图

2.9 是一种专门为研究井口不正对控制头影响规律的实验杆。它由两段截面相同，有一偏心距（偏心距可调）的的杆件组成。按照旋转控制头的使用要求，为了提高其工作寿命，减少专用胶芯的用量，应保证钻具与控制头同心，把钻具与控制头的横向力控制在一定范围内，但在现场使用中，由于钻机天车、转盘、井口的不同轴度很大，致使控制头受到很大的侧向力，使控制头的工作寿命显著降低，本实验杆的设计为研究侧向力对控制头的影响规律、验证设计是否合理提供了手段，为设计提供参考依据。

(3) 图 2.10 是一种专门为研究钻杆本体对控制头影响规律的实验杆。它克服了图 2.8 所示实验杆行程较短的问题。

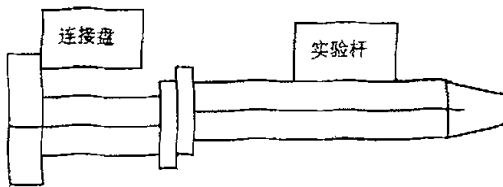


图 2.9 是 127 毫米实验杆的尺寸图 (3)  
Fig2.9 The sketch map of the  
experiment bar III

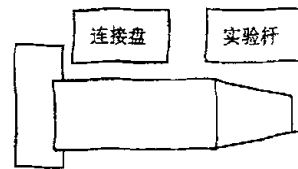


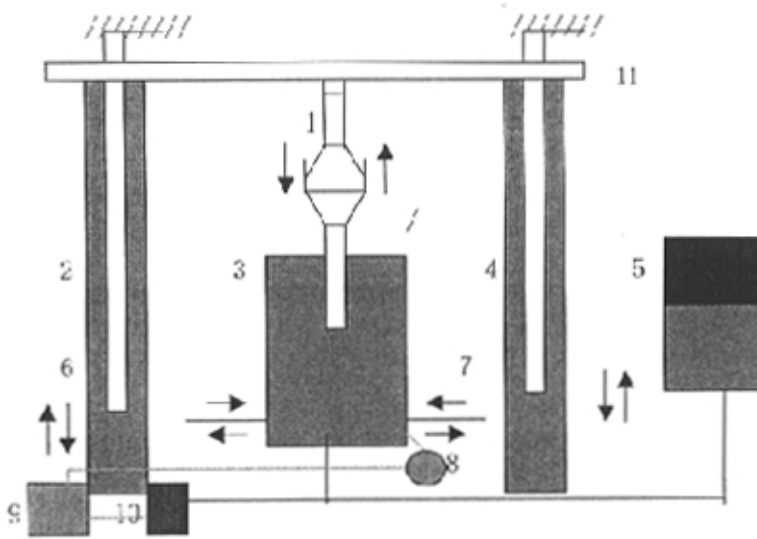
图 2.10 是 127 毫米实验杆的尺寸图 (2)  
Fig2.10 Fig2.8 The sketch map of the  
experiment bar II

### 2.3.2 压力补偿装置建模与补偿效果分析

1、压力补偿装置的组成：见图 2.11。

2、压力补偿装置工作原理：如图 2.11 所示，在该装置中补偿缸活塞杆[2、4]固定不动，补偿缸[6、7]和实验杆[1]连接在活动横梁[11]上，作动压试验时，在油缸的推动下，试验钻杆和活动横梁一起在垂直方向上作往复运动，因实验杆周期性进出控制头，引起封闭水腔[3]内的压力变化，由于水是不可压缩的，因此必须有一个缓冲装置，但由于试验钻杆引起的体积变化量很大，若单纯由储能器[5]来缓冲，所需的储能器的总容积很大。为此，我们设计了一种水体积补偿系统，以减少体积变化量，从而减少所需蓄能器的总容积。在实验中，胶芯存在变形，同时有少量的水会随实验杆和活塞杆漏出，造成压力下降，为此在系统中增加了气囊式储能器，与控制头密封腔[3]相通以减少系统压力的变化。气囊式储能器内根据实验压力的不同，预充一定压力的氮气，试压泵[10]与控制头密封腔[3]之间有一单向阀。当实验杆到达上死

点时，开启试压泵，打压至实验压力，在计算机控制下，试压泵自动达压或停止；然后油缸下行，实验杆进入控制头密封腔室的体积增加，控制头密封腔室的储液容积减少，同时因补偿缸的活塞杆固定不动，补偿缸随实验杆同步下行，补偿缸的有效容积增加。当活动横梁上移时，控制头底座中水的体积增加，补偿水缸中水的体积减少，由此达到减少体积变化量的目的。只要活塞杆的直径选择合适，减少和增加的体积可以相互抵消。在控制头上设置了一个压力传感器[8]，对压力进行实时检测，计算机[9]根据检测信号，决定是否开启试压泵进行补压。



1、实验杆 2、补偿缸活塞杆 3、控制头密封腔 4、补偿缸活塞 5、气囊式储能器  
6、补偿缸1 7、补偿缸2 8、压力传感器 9 计算机控制系统 10、试压泵 11 活动横梁

图 2.11 压力补偿装置工作原理图

Fig 2.7 The map of the work principle of the pressure redeem set

### 3 、补偿缸和活塞杆的设计

#### 1)、在单行程上，控制头密封腔中水体积的变化量的计算

如图 2.12 所示，试验杆在上死点时，胶芯底面与试验钻杆的相对位置在位置 1，试验钻杆在下死点时，胶芯底面与试验钻杆的相对位置在位置 7。以胶芯外表面作为

分界面，试验钻杆以两种方式改变水腔容积：一是随着试验钻杆下行，越过胶芯底面的试验钻杆部分引起水腔容积变化；二是试验钻杆接头或六方钻杆段经过胶芯的圆柱密封面时，把胶芯撑大，引起水腔容积变化。下面分两种情况计算水腔容积的变化。试验杆六方截面尺寸见图 2.13，胶芯尺寸见图 2.14。

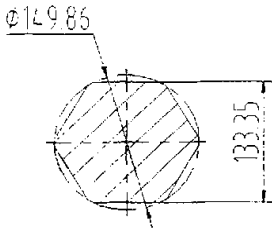


图 2.13 试验杆六方截面尺寸

Fig2.13 The map of the section size of six side experiment bar

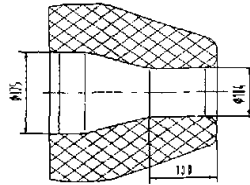


图 2.14 胶芯外形及尺寸

Fig2.14 The map of the pack

(1)、不考虑胶芯因撑大引起水腔容积变化。

将各位置之间的实验杆作为一个单元，经计算可得各单元的体积。

表 2.1 各单元的体积计算

Table 2.1 The volume calculation of the cells

段	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	单行程总体积变化
体积 $\text{dm}^3$	4.3	1.1	3.3	2.2	5.5	3.4	19.8

(2) 考虑胶芯因撑大引起水腔容积变化。

因为试验钻杆接头经过胶芯时胶芯变形的过程和计算比较复杂，为此作如下假设：胶芯的变形量等于实验杆体积的变化量，胶芯底面在位置 1 和 2 间时胶芯变形量设为“0”；胶芯底面在位置 3 和 4 处时，胶芯被接头撑大；胶芯底面在位置 5、6 和 7 处时，胶芯有所收缩，仅被六方钻杆段撑大。由此可见，胶芯在从位置 2 变化到位置 3 的过程中被撑大，在从位置 4 变化到位置 5 的过程中有所收缩。

假设一个补偿缸杆直径，以上死点作为基准位置，即位置 1 的体积变化量为 0，计算几个特殊位置点的体积变化量，取其中的最大值和最小值。最大值和最小值之差的绝对值即为该补偿缸杆直径对应的总体积变化量。计算不同补偿缸杆直径所对应的

总体积变化量,当总体积变化量最小时,此时的补偿缸杆直径即为最佳补偿缸杆直径。  
在从位置 1 到位置 2 时的体积变化量:

$$\Delta V_2 = V_1 - 2 \pi H_1 D_b^2 / 4 \quad (2-1)$$

在从位置 2 到位置 3 时,胶芯被钻杆接头撑大,胶芯的体积变化为:

$$V_2 = H_x (D_2^2 - D_1^2) / 4 \quad (2-2)$$

体积变化量为:

$$V_3 = \Delta V_2 + V_2 + V_2 - 2 \pi H_2 D_b^2 / 4 \quad (2-3)$$

在从位置 3 到位置 4 时的体积变化量:

$$\Delta V_4 = \Delta V_3 + V_3 - 2 \pi H_3 D_b^2 / 4 \quad (2-4)$$

在从位置 4 到位置 5 时,胶芯有所收缩,胶芯的体积变化为:

$$V_4' = (D_2^2 / 4 - A_f) H_x \quad (2-5)$$

体积变化量为:

$$V_5 = \Delta V_4 + V_4 - V_4' - 2 \pi H_4 D_b^2 / 4 \quad (2-6)$$

在从位置 5 到位置 6 时的体积变化量:

$$\Delta V_6 = \Delta V_5 + V_5 - 2 \pi H_5 D_b^2 / 4 \quad (2-7)$$

在从位置 6 到位置 7 时的体积变化量:

$$\Delta V_7 = \Delta V_6 + V_6 - 2 \pi H_6 D_b^2 / 4 \quad (2-8)$$

由以上计算求得:  $\Delta v_{max}$ 、 $\Delta v_{min}$ , 总体积变化量为:

$$\Delta V = |\Delta V_{max} - \Delta V_{min}| \quad (2-9)$$

改变补偿缸杆直径  $D_b$  的值,可以计算出不同补偿缸杆直径对应的总体积变化量。  
经过计算,得到不同补偿缸杆直径对应的总体积变化量见表 2.2。

## 2)、补偿缸活塞杆直径的确定及压力补偿效果的分析

如果不采用此压力补偿装置,只用气囊式储能器进行补偿,由下面的计算可看出,需要的储能器体积很大。

### (1) 储能器地容积的计算

在系统中,储能器的工作过程是:当油缸推动活动横梁带动实验杆上行时,储能器排除压力液体,进行补液,气囊中的压力降低;实验杆到达上行点时,补液完毕。当油缸推动活动横梁带动实验杆下行时,储能器吸收压力液体,进行储液,气囊中的

压力升高；实验杆到达下死点时，储液完毕。从而保持系统压力的相对稳定。储能器在系统中的主要作用是进行压力补偿，同时能够吸收因油缸换向，活动横梁的停止、起动引起的压力冲击；吸收因液压泵流量脉动引起的脉动压力。根据各种储能器的特点，选用气囊式储能器。由于储能器在系统中的主要作用是进行压力补偿，因此按下式计算储能器体积：

表 2.2 不同活塞杆直径对应的总体积变化量

Table 2.2 The total volume change opposite to vary kind of the positons

序号	补偿缸直径(mm)	总体积变化量(dm <sup>3</sup> )
2	99	2.20
3	100	2.09
4	101	1.98
5	102	1.88
6	103	1.81
7	104	1.74
8	105	1.67
9	106	1.69
10	107	1.81
11	108	1.92
12	109	2.04

$$V_0 = \nabla V \times (1/P_0)^{1/N} / [(1/P_2)^{1/N} - (1/P_1)^{1/N}] \quad (2-10)$$

$$V = V_2 - V_1 \quad (2-11)$$

式中： $V_0$ 、 $V_1$ 、 $V_2$  —— 储能器在充气状态、蓄能状态、放能状态时的容积

$P_0$ 、 $P_1$ 、 $P_2$  —— 储能器在充气状态、蓄能状态、放能状态时的绝对压力

$\Delta V$  —— 储能器的排量， $\Delta V=19.8$  (dm<sup>3</sup>)

$N$  —— 储能器中所充气体的多变指数

为了保护皮囊，一般取  $P_0=(0.8\sim 0.85)P_2$ ，此处取  $P_0=0.8P_2$ 。由于本系统储能器用于大量供应压力液，放能速度较快，可认为是一个绝热过程。储能器中充氮气，取

$N=1.4$ 。将数据代入 2-10 式可得：

$$\begin{aligned} V_0 &= 19.8 \times \left(\frac{1}{0.8p_2}\right)^{1.4} \left[ \left(\frac{1}{p_2}\right)^{1.4} - \left(\frac{1}{p_1}\right)^{1.4} \right] \\ &= 0.027 \times \left(\frac{1}{p_2}\right)^{1.4} \left[ \left(\frac{1}{p_2}\right)^{1.4} - \left(\frac{1}{p_1}\right)^{1.4} \right] \end{aligned} \quad (2-12)$$

由式看出：储能器的容积是  $P_1$ 、 $P_2$  的函数。 $P_1$ 、 $P_2$  的值是由设计者确定的，与要求的压力波动量有关。设  $P_1$  为允许的每一次实验最大压力  $P_{MAX}$ ，压力波动系数为  $C$ ，

$$P_2 = P_{MAX} (1-C) \quad (2-13)$$

表 2.3 列除了不同  $P_{MAX}$  和不同  $C$  时的  $V_0$  值。

从表 2.3 可得出以下结论：

A、在该实验装置中，如果不采用压力补偿装置，仅使用气囊式储能器，所需储能器容积很大。且随着要求的压力波动系数的降低，迅速增大。因此，实际实验中，在能够满足设备检测要求时，压力波动系数应尽可能取大值。

B、在相同压力波动系数下，不同的实验压力，所需的储能器地容积也不同。即在储能器容积确定后，实验中不同的实验压力下的压力波动系数是不同的。

C、储能器的充气压力要根据不同的实验压力和波动系数进行调整。

D、在特定的压力波动系数下，存在一个能使储能器容积最小的实验压力值。

表 2.3 储能器充气压力与实验压力波动系数、实验压力、储能器容积的关系

Table 2.3 the relationship between charging and testing pressure, the volume, coefficient of pressure undulation

C %	1			5			10		
$P_{MAX}$ (Mpa)	5	10	17.5	5	10	17.5	5	10	17.5
$P_2$	4.95	9.9	17.33	4.75	9.5	16.63	4.5	9	15.75
$V_0 m^3$	2.054	1.818	2.484	0.390	0.385	0.405	0.196	0.198	0.203
$P_0$ Mpa	3.96	7.92	13.864	3.8	7.6	13.3	3.6	7.2	12.6

## (2) 补偿缸活塞杆直径的确定



## A、不考虑胶芯因撑大引起水腔容积变化时

实验杆的截面积变化见图 2.15。由此图可知，由于实验杆是变截面的，活塞杆则是等直径的圆杆，因此补偿缸不能完全抵消实验杆引起的体积变化。当取活塞杆的截面积等于各段平均面积时，其补压效果最佳。

$$\text{即：} \quad D = [4 \times (S_1 + S_2 + S_3) / (3 \times \pi)]^{1/2} \quad (2-14)$$

式中：D——补偿缸活塞杆直径 dm

$S_1$ 、 $S_2$ 、 $S_3$ ——分别是 5" 钻杆、5 1/4" 六方钻杆、5" 钻杆接头的横截面积  $\text{dm}^2$

把  $S_1=1.27$   $S_2=1.39$   $S_3=2.20$  代入式 (2-14) 中得：D=102mm

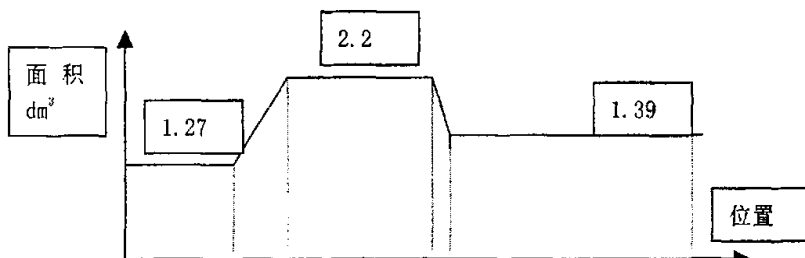


图 2-15 实验杆截面积沿长度方向变化图

Fig 2.15 The map of the section variety along the length of the experiment bar

## B、考虑胶芯因撑大引起水腔容积变化

由表 2.2 中的结果可以看到，当补偿缸杆直径为 105mm 时，总体积变化量最小，因此最佳补偿缸杆直径确定为 105mm，这样可最大限度地减少所需蓄能器的体积。

综合考虑，确定补偿缸杆直径确定为 105mm。

## 3、储能器实际容积的确定

由于胶芯的变形量与试压装置的压力腔体积相比，差别很大，同时因胶芯的变形定量计算复杂，因此在此对问题进行了简化，未考虑胶芯变形引起的容积变化。

油缸从下死点上行时，实验杆上行，试压装置的压力腔有效容积增大。增大速度为：

$$Q_1 = S \times V_1 \quad (2-15)$$

式中：S——实验杆的截面积 dm  $V_1$ ——实验杆的移动速度 dm/S

同时，补偿缸活塞杆相对实验杆下行，使试压装置的压力腔有效容积减小，减的速度为：

$$Q_2 = S V_2 \quad (2-16)$$

式中： $S_4$ ——补偿缸活塞杆的截面积  $\text{dm}^2$   $S_4=1.73$

$V_2$ ——补偿缸活塞杆的移动速度  $\text{dm}/\text{S}$ ,  $V_2=V_1$

在任意时刻压力腔有效容积的变化率：

$$\Delta Q = SV_1 - 1.73V_2 = (S - 1.73) V_1 \quad (2-17)$$

由于实验杆是变截面的，活塞杆则是等直径的圆杆，因此试压装置的压力腔有效容积始终是变化的。表 2.4 列出了在上下行程。同截面的实验杆进出胶芯时的储能器工作状态，及压力腔的容积变化。

表 2.4 说明：当上行时，过方钻杆、钻杆，补偿缸有效容积减少的多，试压腔容积增加的少，压力升高，储能器需要储液，总储液量分别为为 1.8 和 1.16。当通过钻杆接头时，补偿缸有效容积减少的少，控制头容积增加的多，储能器需要放能，放液量为  $1.18\text{dm}^3$ 。试压腔容积在单行程上的的体积变化量为  $2.26\text{dm}^3$ 。在实验杆由下死点上行到上死点时，储能器共储存液体  $1.78\text{dm}^3$ 。

当下行时：情况与上行时相反。在实验杆由上死点上行到下死点时，储能器共释放液体 1.78 升，储能器在上下行程全程中，储能器的排量 ( $\Delta V$ ) 为：3.56L。

表 2.4 不同截面的实验杆进出胶芯时的储能器工作状态、压力及容积的变化

Table 2.4 The changing of work state the volume and the pressure of the antrum when the experiment bar is in or out the pack

实验杆运动情况		$Q1[\text{dm}^3/\text{S}]$	$\Delta Q[\text{dm}^3]$	压力腔有效容积	储能器状态
上行	过钻杆	-0.53	-1.8	减小	储能
	过接头	0.47	1.18	增大	放能
	过方钻杆	-0.34	-1.16	减小	储能
	体积最大总变化			2.26	
下行	过钻杆	0.53	1.8	增大	放能
	过接头	-0.47	-1.18	减小	储能
	过方钻杆	0.34	1.16	增大	放能
	体积最大总变化			2.26	

根据课题要求，系统压力波动系数不得大于 5%，实验压力取常用的值， $P_1=10\text{Mpa}$

$P_2=(1-5\%) P_1=9.5\text{Mpa}$   $P_0=0.8P_2=7.6\text{Mpa}$  将数据代入式 2-10 中得

$$\begin{aligned}
 V_0 &= \Delta V (1/P_0)^{1/N} / [(1/P_2)^{1/N} - (1/P_1)^{1/N}] \\
 &= 0.00356 \times (1/7.6)^{1/1.4} / [(1/79.5)^{1/1.4} - (1/10)^{1/1.4}] \\
 &= 0.069 \text{m}^3
 \end{aligned}$$

因此,还必须配备一个有效容至少 69L 的气囊式储能器。综上所述,在相同条件下采用该装置,可以显著减少储能器的体积,节省气囊式储能器容积达到 316L。只有不使用该装置时所需气囊式储能器容积的 17.9%。其压力补偿效果非常明显。

### 2.3.3 综合试压装置设计

该装置是在 DSY3535 常规防喷器装置<sup>[1]</sup>的基础上,结合旋转防喷器(或控制头)的特点,经过改进后而设计的。两种试压装置的结构见图 2.16 所示。

#### 1、技术参数:

- 实验水压 35 Mpa
- 控制油压: 13 Mpa
- 最大控制油压: 16 Mpa
- 最大实验动压: 21 Mpa
- 额定压载: 800 KN
- 额定拉载: 200 KN

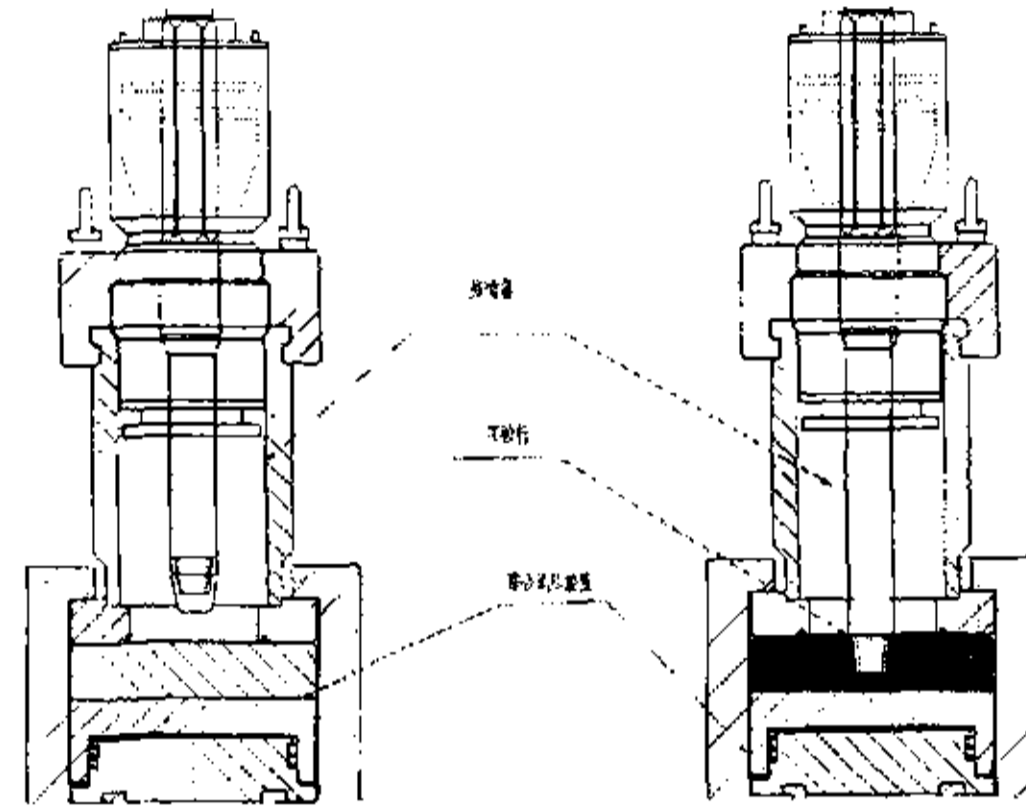


图 2.16 综合试压装置的结构图

Fig2.16 The Sketch map of the integration testing set

#### 2、综合试压装置的特点:

1)、既可承受压载也可承受拉载,从而满足了控制头动压实验的要求。液压卡箍夹紧后,液压卡箍和控制头底座联接成为一个整体。试验时,控制头底座内充满水,并且有一定的压力,试验钻杆靠胶芯进行密封。结构简图如图所示。由图 2.17 上可以看出,水压对液压卡箍有一个向下的压力,当钻杆接头过胶芯时这个力最大:

$$F = \pi D^2 P / 4 \quad (2-18)$$

式中:

D--钻杆接头直径, D=168 mm;

P--试验水压,取最大试验动压 17.5MPa。带入 2-18 式中得

$$F = \pi \times 168^2 \times 17.5 / 4 = 388 \text{ (KN)}$$

另外，试验钻杆下行时会受到胶芯的摩擦阻力，反过来，试验钻杆对胶芯有一个向下的摩擦力，这个力通过控制头和控制头底座传递到液压卡箍上。在试验水压较大时，这个力也很大。

在一般的防喷器试验中，液压卡箍只承受防喷器的重量，而在本试验台架中，液压卡箍不仅要承受防喷器的重量，还要承受水的压力和试验钻杆下行时对胶芯的摩擦力，因此，对液压卡箍的受力结构和

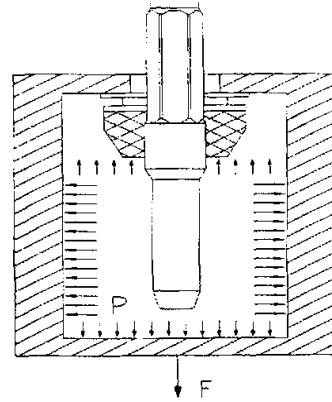


图 2.17 综合试压装置载荷图  
Fig2.16 The map of load of the integration testing set

底座进行了加强。当控制头底座中没有压力时，如果试验钻杆上行，会对胶芯有一个向上的摩擦力，特别是过钻杆头时，这个摩擦力会很大，如果这个摩擦力大于控制头、控制头底座和液压卡箍的重量之和，液压卡箍就会被提起，因此设计时把液压卡箍的底座固定到了试验台架的底座上。同时对其刚度进行了加强。

2)、增加了压力传感器。通过检测系统可对液压卡箍进行实时检测。

3)、增设了储能器，以保持控制油压的稳定，可在紧急情况下，对系统补压。

## 2.4 实验装置主要载荷计算

### 2.4.1 胶芯与实验杆间的摩擦力的分析与计算

胶芯与实验杆摩擦力是本实验装置的主要载荷之一。它直接影响到实验装置的刚度、强度。其随着实验杆的往复运动发生周期性的变化，是引起机械构件疲劳破坏的关键因素。正确确定它具有非常重要的意义。由于本实验装置中，实验杆的截面形状和现场完全一致，因此本部分的分析也适用于现场所用胶芯与钻具间摩擦力的分析。

实验杆与控制头的密封是靠其与胶芯的过盈实现的，单边过盈量一般为 12.5mm，胶芯通径小于实验杆的外径，因此钻具与胶芯之间存在很大的正压力，当实验杆上下移动时，二者之间产生摩擦力。胶芯对实验杆的摩擦力的方向与油缸的运动方向相反。是油缸的主要工作负载之一。当实验杆接头通过胶芯时，由于接头直径更大，单边过盈量达到 33mm，实验杆接头过胶芯时摩擦力最大；当打压后，由于胶芯侧面受到井内

压力的作用，限制了胶芯的变形，正压力增大，胶芯与实验杆之间的摩擦力同时随之增大，因此该力的大小随过盈量和与实验压力的变化而变化。这也是随胶芯的磨损，摩擦力降低的缘故。影响实验杆与胶芯之间的摩擦力的因素很多，各因素的影响见表 2-5。由于胶芯的变形计算非常复杂，计算方法有待与进一步研究，为此研制了一个实验台架，以测出胶芯与钻杆之间的摩擦力。

表 2.5 影响胶芯与实验杆间摩擦力的因素

Table 2.5 The factors affecting the friction between the pack and the testing bar

序号	影响因素	对摩擦力 (F) 的影响
1	实验杆的表面光洁度	表面粗糙, F 增大, 反之减小
2	实验压力	实验压力增大, F 增大,
3	材料性能	材料硬度大, 粘性小, F 减小
4	工作介质	介质润滑性好且无固相时, F 减小

#### (一)、胶芯实验台架简介

该实验台架是为对旋转控制头胶芯进行实验而研制的。其结构原理图见图 2.18 所示。胶芯实验台架的组成：

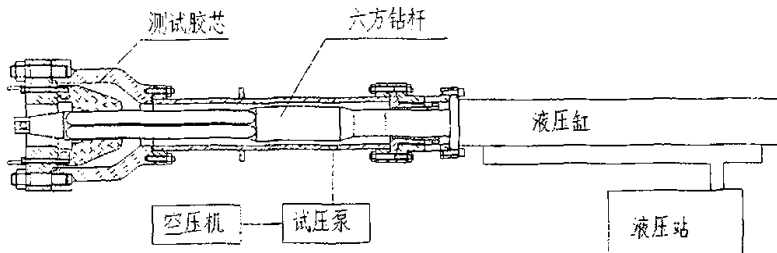


图 2.18 胶芯实验台架示意图

Fig 2.18 the sketch map of the pack testing set

- 1、实验杆。能够模拟钻杆、方钻杆、钻杆接头过胶芯的实际过程。
- 2、待测试胶芯。
- 3、实验台架本体。与胶芯、实验杆、油缸活塞杆及起密封装置构成一封闭压力腔。
- 4、液压站、油缸、储能器，共同组成实验架的动力驱动系统。

5、PLC 单片机控制系统：与行程开关、电磁阀共同控制油缸的换向及液压站的关停。能够自动记录实验杆的冲次。

6、试压泵。

7、油缸结构参数：油缸内径为 180mm，活塞杆直径为 125mm。

8、实验杆参数：方钻杆外接圆：钻杆直径 149mm，直径：127mm，接头直径：168mm。

## (二)、实验情况

1、试验目的：测量不同胶芯与钻具之间的最大摩擦力。

2、试验对象：进口、国内两个厂家生产的胶芯。

3、试验过程：采用上图 2.8 所示试验台架，将胶芯固定在台架上，用气动试压泵向密封腔内打压，模拟作用在胶芯上的井压，工作介质为清水，油缸压力、密封腔水压通过压力传感器测得。由于本实验的目的是测试最大摩擦力，为实验装置的设计提供依据，因此设定密封腔水压为 8-10 MPa，每种工况分上下两个行程进行测试。如图 2-19 所示，测试点为位置 A、B、C、D、E、F 六个点。

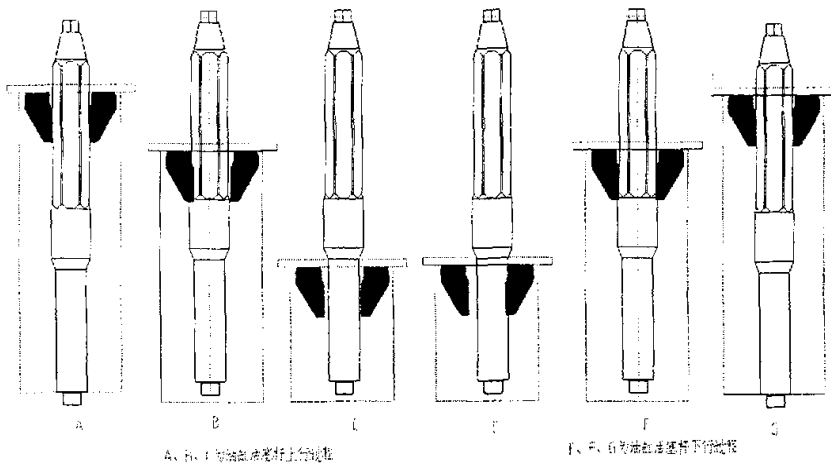


图 2.19 压力测试点位置示意图

Fig2.19 The sketch map of pressure testing position

4、实验结果处理及分析：实验结果见图 2.20。图 2.21

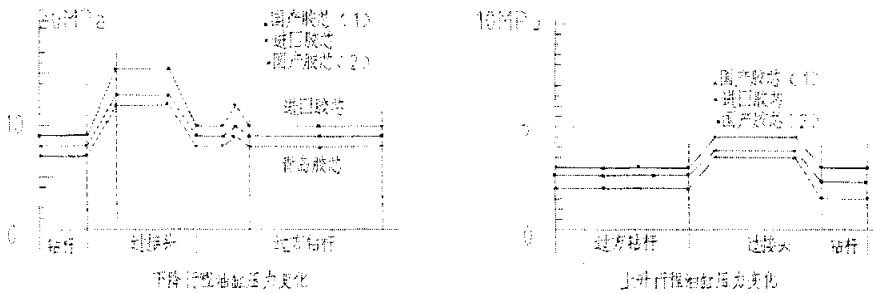


图 2.20 油缸压力变化曲线

Fig2.20 The curve of the pressure changing in the cylinder

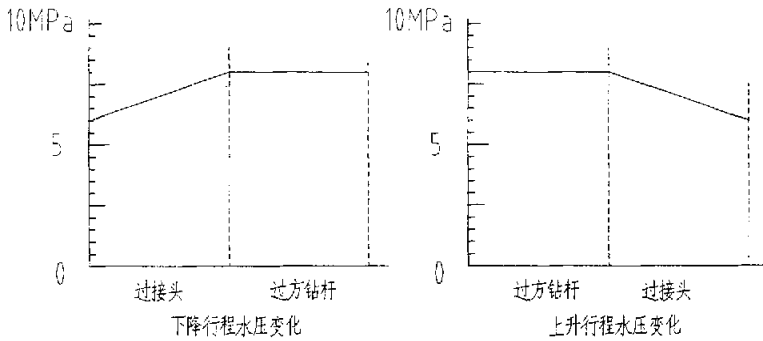


图 2.21 实验水压在油缸上下行程的变化

Fig 2.21 The curve of the water pressure changing in the cylinder

(1) 胶心在位置 C、E 时，实验杆受到胶心的摩擦力、油缸的作用力、实验杆和活塞杆重力、密封腔水压产生的作用力为零。

(2) 胶心在位置 3 时，实验杆受到胶心的摩擦力、油缸的作用力、实验杆和活塞杆重力、密封腔水压产生的作用力。

(3) 胶心在位置 7 时，实验杆受实验杆受到胶心的摩擦力、油缸的作用力、实验杆和活塞

杆重力、密封腔水压产生的作用力。

根据力平衡条件：

$$\sum Y = 0 \quad (2-19)$$

表 2.6 上行和下行过程胶芯对试验杆摩擦阻力计算

Table 2.6 The calculation of the friction between the pack and testing bar

试验接头上行过程		试验接头下行过程	
位置	摩擦阻力计算公式	位置	摩擦阻力计算公式
A	$F=F_0-f-G$	E	$F=F_0-f+G$
B	$F=F_0-f-G+F_p$	F	$F=F_0-f+G-F_p$
C	$F=F_0-f-G+F_p$	G	$F=F_0-f+G-$

表中： F——胶心与实验杆的摩擦力 kN

$F_0$ ——油缸活塞的作用力 kN

f——下部密封摩擦力 kN

$F_p$ ——水压  $P_x$  作用在环形面积 ( $A_2-A_1$ ) 上的力 kN

G——活塞杆和试验杆的重力 kN

其中： $F_0 = qA$ ，式中为油缸压力 Mpa

A 为油缸中液压油的作用面积  $m^2$

$$F_p = q_1 \Delta A$$

式中  $\Delta A$  实验杆在胶心内外的面积差  $m^2$

$f = F_x (1-C)$  KN, 取  $C=0.925$

$F_x$ -油缸的负载

$G=3kN$



把已知参数代入表 2-6 各式中即可计算出各位置处的摩擦力。

计算结果见表 2-7:

表 2.7 摩擦力实验结果

Table 2.7 The testing result of friction

实验胶芯编号	A. E 处的摩擦力 KN	B. F 处的摩擦力 KN	C. G 处的摩擦力 KN	备注
1	77.6	185.7	57.9	进口胶芯
2	77.6	167.9	52.9	国产
3	59.8	161	35.1	国产

通过上述实验得到了最大摩擦力为 185.7KN。试验测量结果与有限元计算结果<sup>[2]</sup>基本吻合。

#### 2.4.2 控制头工作力矩的测试

实际测试:因实验台尚未建好,临时作了一个简单的装置进行测试。由于旋转控制头无法直接连接液压马达,因此实验是利用旋转防喷器进行实验的。该实验装置如图 2.22 所示。液压马达用螺栓固定在防喷器上,实验杆连接在液压马达轴上,防喷器底口用盲法兰封死,用试压泵打压。该实验装置只能旋转不能往复运动。实验结果见下表 2.8:

表 2.8 控制头工作力矩测试结果

Table 2.8 The testing result of work torque of the rotating control head

转速 RPM	0			100		
	压力 MPA	0	10	17.5	0	10
力矩 N.M	970	1400	1980	1060	1590	2370

因为旋转控制头的旋转质量和结构尺寸较旋转防喷器都小,因此把由此获得的最大控制头工作力矩作为实验装置的计算力矩是可行的。控制头实验装置的工作力矩为:2370 N.M。

#### 2.4.3 液压力的计算

1) 控制头实际应用情况受力分析  
控流欠平衡钻进时井内压力关系

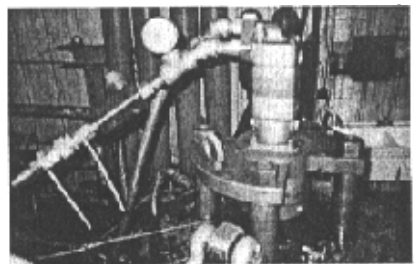


图 2.22 力矩实验装置

Fig 2.22 the map of the torque testing set

$$P_{mc} + P_c + P_q + P_a = P_p \quad (2-20)$$

$$P_a = P_p - P_{mc} - P_c - P_q \quad (2-21)$$

式中：  $P_{mc}$ —环空钻井液液柱压力 Mpa

$P_a$ —井口压力(套压) Mpa

$P_c$ —环空循环压耗 Mpa

$P_q$ —欠压值 Mpa

通过对各因素的综合分析，一般把控制流欠平衡钻进时设计的负压值控制在 0.5~3.5Mpa 之间，胜利油田控流欠平衡钻井一般推荐欠压值为 0.7Mpa。

根据国内外的一些资料<sup>[6-10]</sup>，钻进时一般控制井口回压不超过 5Mpa，最大不超过 7Mpa (1000Psi)，关井时控制头承受压力不超过 10Mpa，否则需要考虑节流压井。

在现场试压试压时，试压静压力应达到 35Mpa。

## 2) 控制头实验装实验压力的确定

a、在计算静压时，由于实验位置一定，实验杆承受的静压力是实验压力的一次函数。其最大值等于最大实验压力下的值。

$$F_p = 1/4 \times \pi D^2 q_2 \quad (2-22)$$

式中：  $D$ ——实验杆的直径

$q_2$ ——实验压力

由 (2-22) 式中得知，减小实验杆的直径是减小实验杆负载的有效途径。因此在实际试验时，用实验杆的最小直径(即 127mm)做为实验时的直径。将  $D=127$  mm,  $q_2=35$  Mpa。代入 (2-26) 式中解得： $F_{pmax} = 443.4$  (KN)

b、试动压时，由于实验位置不定，即承压面积随实验杆的移动变化，且在最大实验压力下，实验杆移到某一特定位置，实验压力对实验杆的推力达到最大值。计算结果见下表 2.9。

表 2.9 实验水压作用在实验杆上的推力

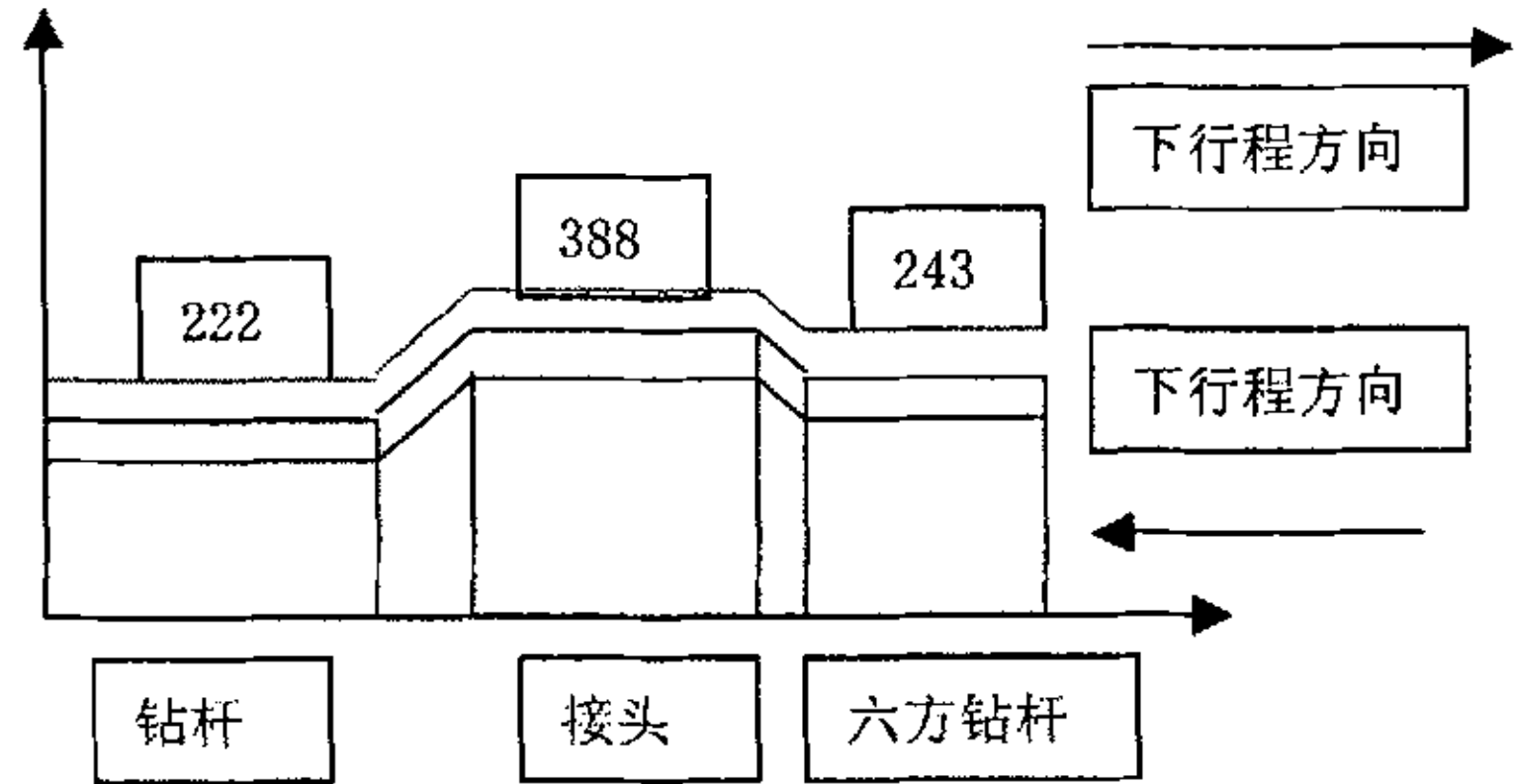
Table2.9 The thrust force of the testing water pressure acting on the bar

位置	钻杆	接头	方钻杆
承压面积 $DM^2$	1.27	2.2	1.39
推力 KN	222	385	243

上、下行程实验杆受力变化过程见。由图 2.23 和表 2.9 看出，当实验杆在接头处时，其受到的推力最大。动压实验时水压对实验杆的最大作用力为： $P_{MAX}=388.8\text{KN}$

2.4.4 补偿缸对活动横梁的作用力的分析

只有在做动压实验时，才使用补偿缸，因此补偿缸的最大工作压力为 17.5 Mpa，在实际工作状态下，补偿缸的压力是波动的，为了简化计算，此处未考虑压力波动的影响。其方向始终向下。



将  $P_{MAX}=17.5\text{ Mpa}$ ，补偿活塞杆直径代入 (2-26) 式中得单只补偿缸的作用力：

$$P=1/4 \times \pi \times 0.105^2 \times 17.5=151\text{ (KN)}。$$

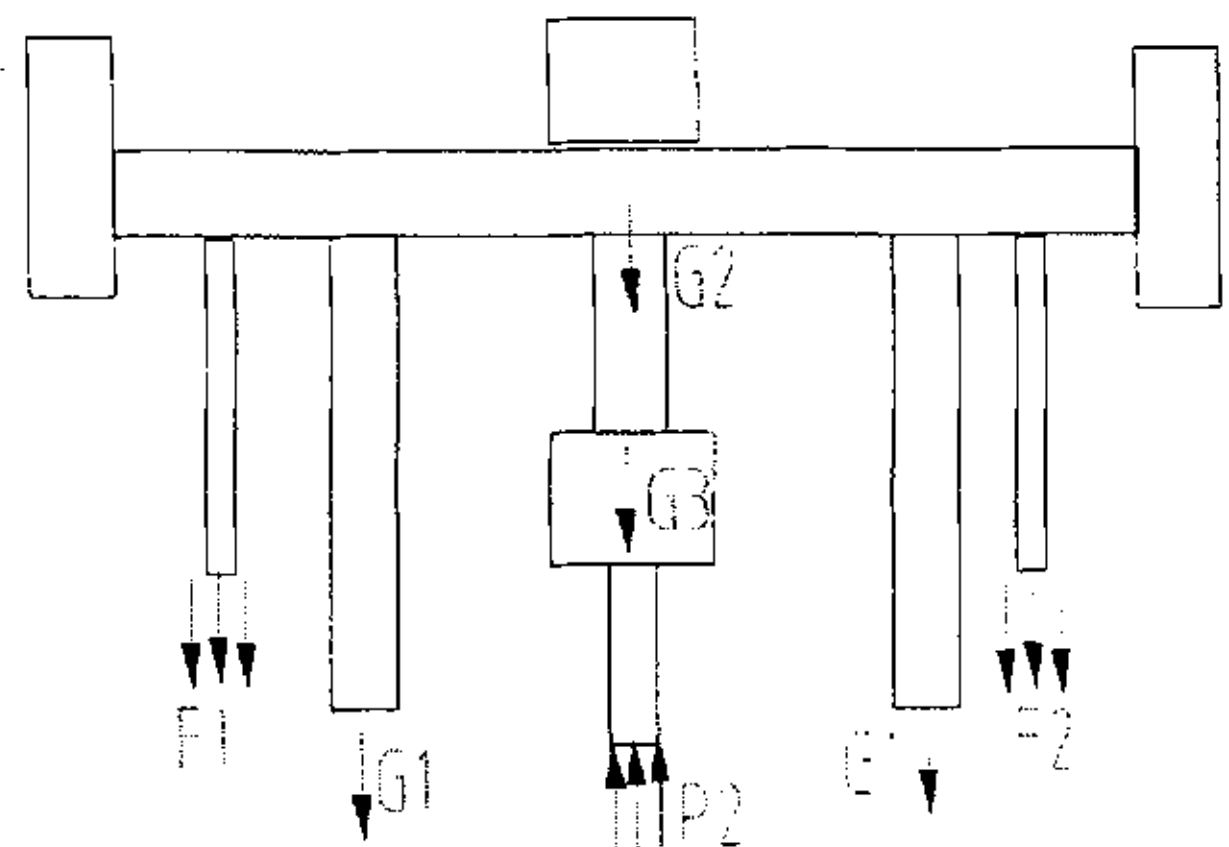
图 2.23 实验杆对横梁的作用力沿位移方向的变化图  
Fig2.23 The map of the changing of force and distanse

由于补偿缸对横梁的作用力方向与实验杆对横梁的作用力方向相反。减小了横梁上形的工作负荷。负荷由 388KN 减小到 86KN。减小了 302KN，负荷减轻率为 78%。补偿缸的设计不仅显著减小了所需储能器的体积或数量，由于是刚性补偿，补压效果好，而且，显著减轻了横梁的工作负荷，使油缸上下行时的工作油压趋于接近。

2.5 实验台架的力学建模及受力分析

2.5.1 活动横梁的力学建模及受力分析

1、在进行工件按装、静压实验时，活动横梁承受的是静载。静压实验时，主要负载包括：活动横梁的质量  $G_2$ （包括：液压马达、导向机构等附件）、实



验杆的质量  $G_3$ 、补偿缸的质量  $G_1$ 、主油缸的拉力  $F_1$ 、水压对其的推力。其

图 2.24 静压实验时活动横梁的力学模型  
Fig 2.24 the static mathematic model of the beam

力学模型见图 2.24。

2、动压实验时

在进行动压实验时，油缸每一个行程中，由于实验杆截面的变化和压力的波动，导致油缸负载的不断变化。活动横梁的负载包括：活动横梁的质量  $G_2$ 、实验杆的质量  $G_3$ 、补偿缸的质量  $G_1$ 、主油缸的拉力  $F_1$ 、实验杆承受的水压，补偿缸受到的水压，胶心与实验杆的摩擦力，油缸活塞杆与密封面间的摩擦力，补偿缸活塞杆与密封面间的摩擦力。活动横梁与立柱导向机构间的摩擦力，及立柱导向机构的推力等。此外油缸还受到惯性力。动压实验时的力学模型见图 2.25。实验杆承受的水压，补偿缸受到的水压，胶心与实验杆的摩擦力的计算及分析见 2.5。惯性力可式计算：

$$F_A = \frac{G}{g} \times \frac{\Delta v}{\Delta t} \tag{2-23}$$

式中：  $G$ —运动部件的质量 Kg  $G_2=2600\text{Kg}$

$g$ —重力加速度  $g=9.8\text{m/S}^2$

$\Delta V$ —速度变化量 m/S

$\Delta T$ ——启动或制动时间 S 此处取  $\Delta T=0.3\text{ S}$

将数据带入 2-23 式中得： $F_A=43\text{N}$ ，由于其远远小于其它力，因此可忽略不计。

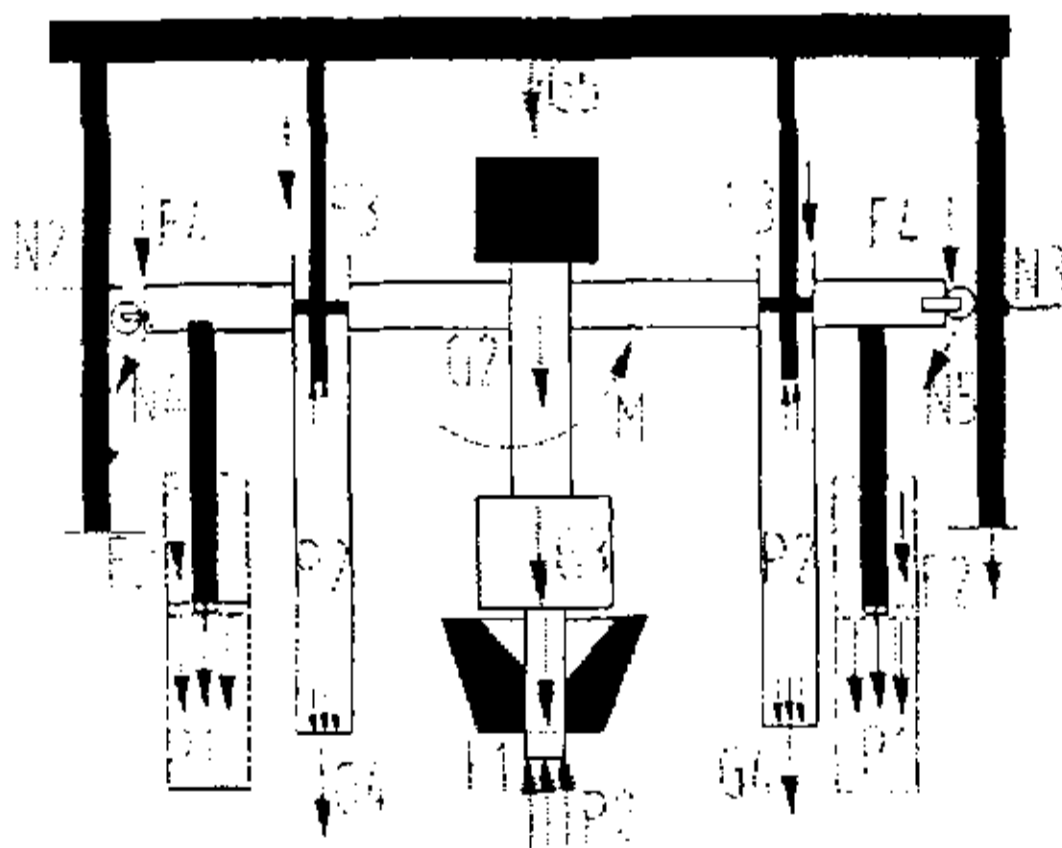


图 2.25 动压实验时活动横梁的力学模型  
Fig2.25 the dynamic mathematic model of the beam

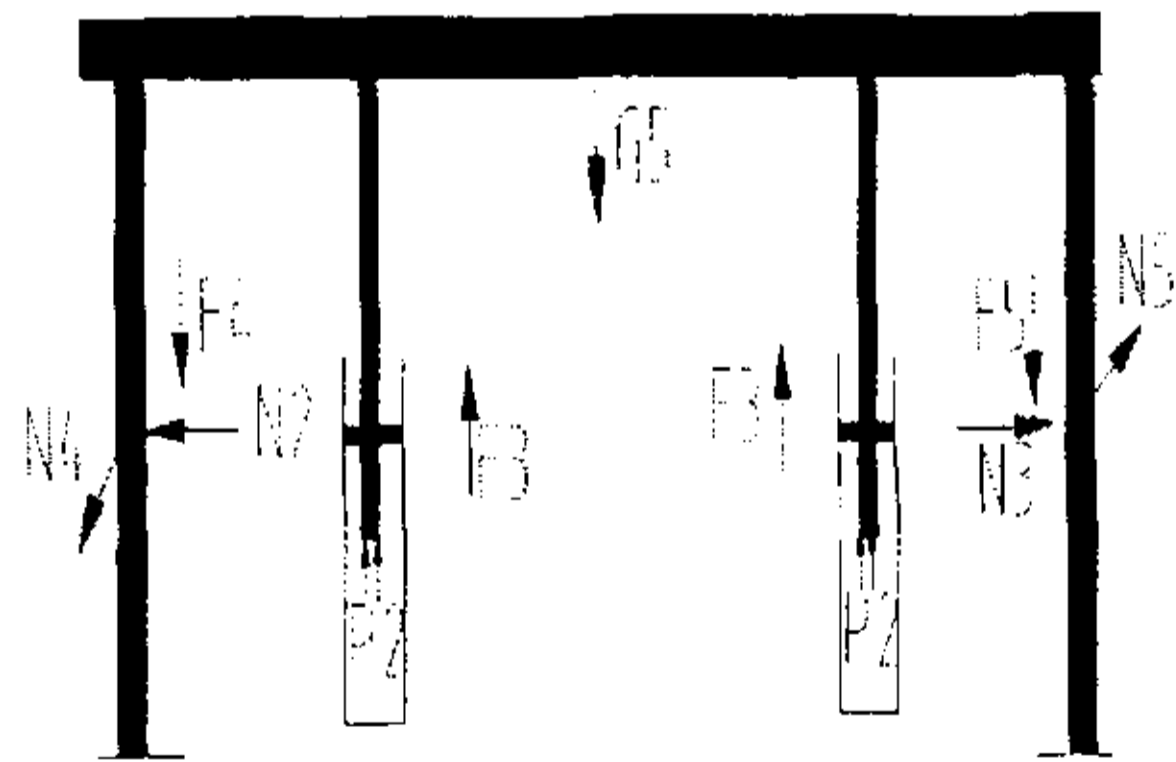


图 2-26 静压实验时立柱及上横梁的力学模型  
Fig2.26 the static mathematic model of the mast and the beam

## 2.5.2 立柱与上横梁的力学模型

图 2-26 是其在动压实验时的力学模型。它主要受到自身重量  $G_5$ 、活动横梁对其的空间推力  $N_4$  和  $N_2$  及摩擦力  $F_4$  和  $F_5$ 、补偿缸内水压对活塞杆的推力  $P_2$ 、活塞杆与补偿缸间的摩擦力  $F_3$ 。

## 2.6 主活动横梁、固定横梁、底梁等要零部件的强度计

## 2.6.1 上横梁及联接螺钉的强度计算

上横梁（图号 FPSY-01）由 Q235 板材焊接而成，其受力情况如图 2.27 (a) 所示，其中的  $P_1 = 151\text{kN}$ ，系因补偿水缸充满  $p = 17.5\text{MPa}$  的高压水时上顶力形成的，即

$$P_1 = \frac{\pi D^2}{4} p \quad (2-24)$$

$$P_1 = \frac{3.14}{4} \times 105^2 \times 17.5 = 151(\text{kN})$$

上横梁的危险截面分别在 1-1 处和 2-2 处。

## 1、1-1 截面弯曲强度计算

如图 2.26 (b) 所示的 1-1 截面，为安全和简单计，可将之简化为三个  $20 \times 280\text{mm}$  的矩形截面，抗弯截面系数：

$$W_{z1} = \frac{1}{6} b h^2 \quad (2-25)$$

将已知量带入 2-25 得：

$$W_{z1} = \frac{1}{6} \times 20 \times 280^2 \times 3 = 7.84 \times 10^5 \text{mm}^3$$

截面 1-1 处的弯矩为：  $M_1 = 87.6\text{kN} \cdot \text{m}$

工作应力：

$$\sigma_{1-1} = \frac{M_1}{W_{z1}} \quad (2-26)$$

将已知量带入 2-26 得：  $\sigma_{1-1} = \frac{87.6 \times 10^6}{7.84 \times 10^5} = 112\text{MPa}$        $\sigma_{1-1} < [\sigma] = 120\text{MPa}$

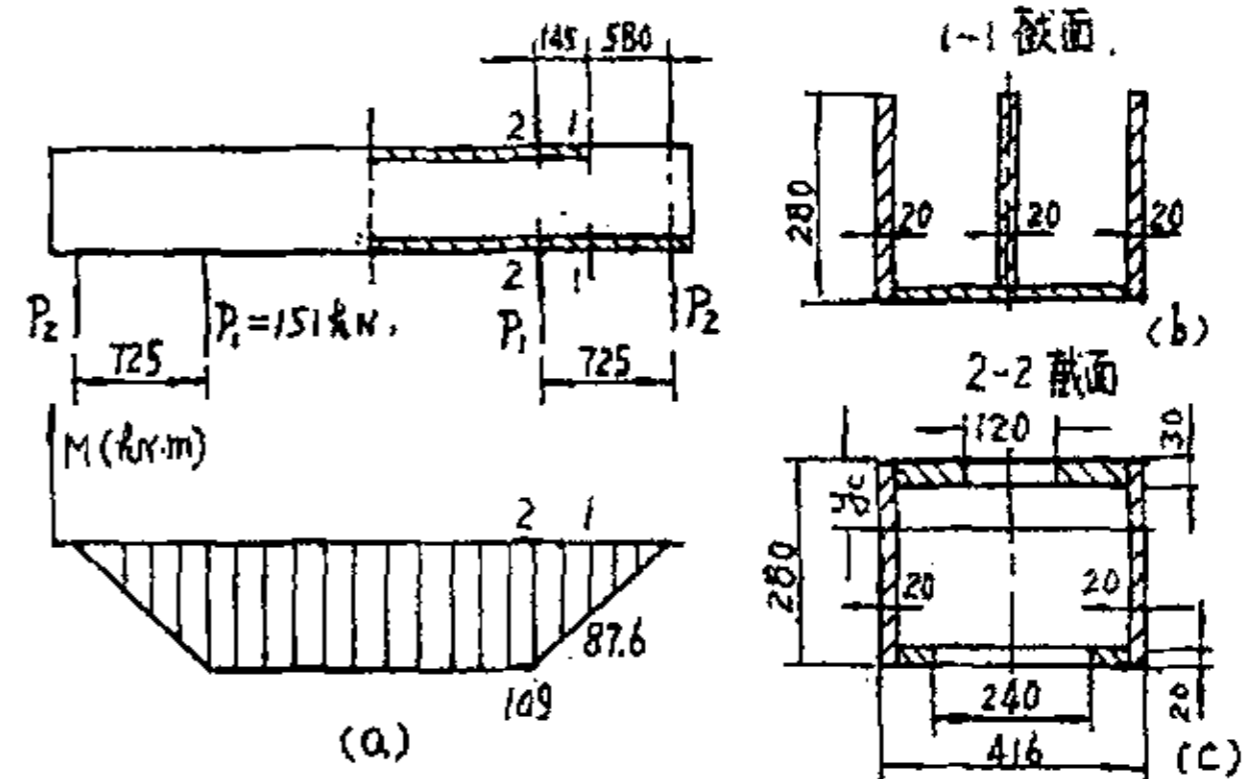


图 2.29 上横梁载荷计算图

Fig2.28 the map of the load calculation

## 2、2-2 截面弯曲强度计算

如图 2-26 (c) 所示的 2-2 截面为, 根据箱形截面形心位置的计算公式得:

$$y_c = \frac{256 \times 30 \times 15 + 136 \times 20 \times 270 + 280 \times 20 \times 140 \times 2}{256 \times 30 + 136 \times 20 + 280 \times 20 \times 2} = \frac{2417600}{21600} = 112\text{mm}$$

惯性矩:

$$\begin{aligned} I_z &= \left[ \frac{1}{12} 256 \times 30^3 + 256 \times 30 \times (112 - 15)^2 \right] + \left[ \frac{1}{12} 136 \times 20^3 + 136 \times 20 \times (270 - 112)^2 \right] \\ &+ \left[ \frac{1}{12} 20 \times 280^3 + 280 \times 20 \times (140 - 112)^2 \right] \times 2 \\ &= (0.6 \times 10^6 + 72.3 \times 10^6) + (0.1 \times 10^6 + 67.9 \times 10^6) + (36.6 \times 10^6 + 4.4 \times 10^6) \times 2 \\ &= 222.9 \times 10^6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

抗弯截面系数:

$$W_{z2} = \frac{I_z}{y_{\max}} \quad (2-27)$$

将已知量带入公式 2-27 得:

$$W_{z2} = \frac{2229 \times 10^6 \text{ mm}^4}{168} = 1.33 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

截面 2-2 的弯矩为:  $M_2 = 109 \text{ kN} \cdot \text{m}$

将已知量带入公式 2-26 得到工作应力:

$$\sigma_{2-2} = \frac{109 \times 10^6}{1.33 \times 10^6} = 82 \text{ MPa} < [\sigma] = 120 \text{ MPa}$$

以上计算说明 1-1 截面和 2-2 截面都是安全的。

## 2. 6. 2 立柱的强度、挠度和联接螺钉的强度计算

1、立柱 (图号 FPSY-02, Q235 焊接结构) 的拉弯组合变形强度计算

立柱的最薄弱面如图 2-28 所示。

截面积:

$$\begin{aligned} A &= 7507 + 260 \times 8 \times 2 + 400 \times 8 - 160 \times 10.5 \\ &= 13187 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

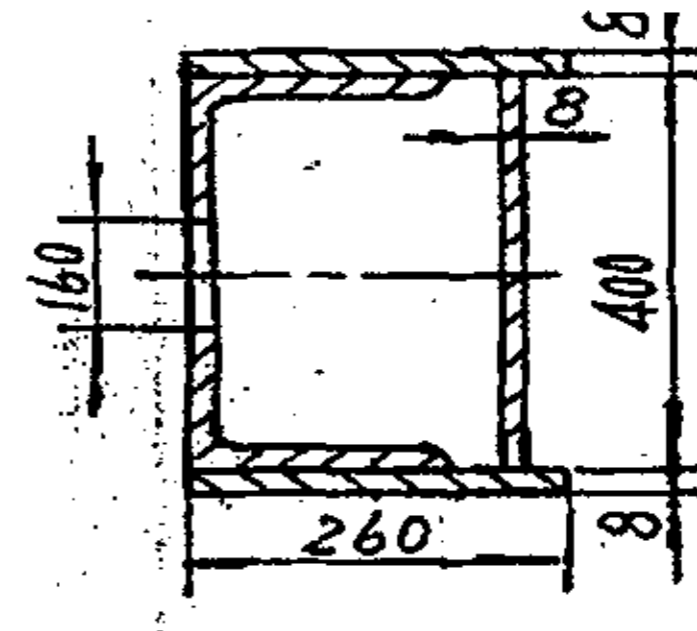


图 2.28 立柱截面图

Fig2.28 the map of the section of the mast

拉伸载荷： $P_2 = 151\text{kN}$

拉伸应力：

$$\sigma_l = \frac{P_2}{A} \quad (2-28)$$

将已知量带入公式 2-26 得：

$$\sigma_l = \frac{P_2}{A} = 151 \times 10^3 / 13187 = 11.5(\text{MPa})$$

当活动横梁处于最高处对实验杆施加额定实验转矩  $m = 3000\text{N} \cdot \text{m}$  时，可将立柱简化为如图 2-29 所示的闭口薄壁截面悬臂梁。截荷：

$$P = 3000 \times 10^3 / 2630 = 1.14 \times 10^3 \text{N}$$

截面的惯性矩：

$$I_z = \frac{1}{2} [260 \times 400^3 - 244 \times 384^3] = 23.3 \times 10^7 \text{mm}^4$$

抗弯截面系数：

$$W_z = I_z / 200 = \frac{233 \times 10^6}{200} = 1.16 \times 10^6 (\text{mm}^3)$$

危险截面 B 处的弯矩为： $M_B = 4.56\text{kN} \cdot \text{m}$

$$\text{最大弯曲应力: } \sigma_w = \frac{M_B}{W_z} = \frac{4.56 \times 10^6}{1.16 \times 10^6} = 3.93(\text{MPa})$$

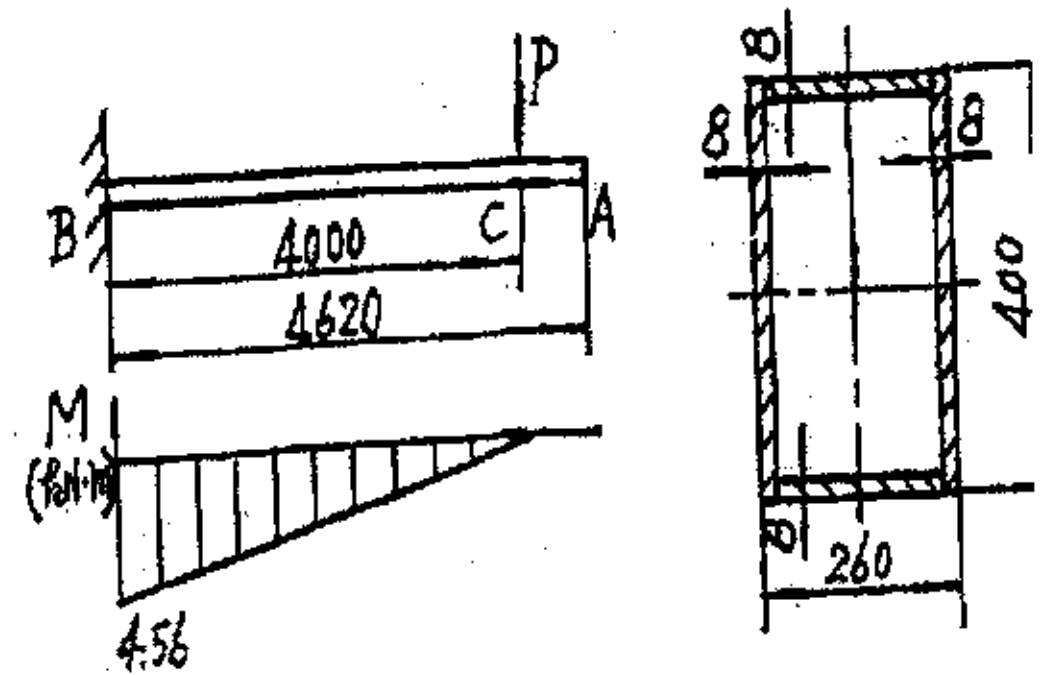


图 2.29 立柱载荷计算图

Fig2.28 the load calculation map of the mas

拉弯组合变形的合成应力：

$$\sigma = \sigma_l + \sigma_w = 15.4\text{MPa} < [\sigma] = 120\text{MPa}$$

由此可知立柱工作应力很低，强度是足够的。

## 2、立柱的挠度

立柱的材料为 Q235，弹性模量  $E = 200\text{GPa}$ ，将图 2-29 中 P 力移至自由端 A 处计算 A 处的挠度。

$$y_A = \frac{Pl^3}{3EI} \quad (2-29)$$

将已知量带入公式 2-29 得： $y_A = \frac{1.14 \times 10^3 \times 4620^3}{3 \times 200 \times 10^3 \times 23.3 \times 10^7} = 0.81(\text{mm})$

## 3、立柱和下横梁联接螺钉的强度计算

立柱和下横梁由 6 个 M24 螺钉联接, 由于载荷  $P_2$  的拉伸作用, 每个螺钉分担拉伸载荷  $P_3 = P_2/6 = 151 \times 10^3/6 = 25.2 \times 10^3 \text{ N}$ . 由于立柱弯曲引起单侧每个联接螺钉的拉伸载荷  $P_4 = P \times 4000/520 \times 3 = 1.14 \times 10^3 \times 4000/520 \times 3 = 2.92 \times 10^3 \text{ N}$ .

每个螺钉承受的全部拉伸载荷为  $P_5 = P_3 + P_4 = 28.1 \text{ kN}$ .

M24 螺钉 (性能等级 3.6 级) 保证载荷为  $64.7 \times 10^3 \text{ N}$ , 可知各螺钉均为安全的.

## 2. 6. 3 活动横梁主体的强度计算

1、活动横梁 (图号 FPSY-08-04) 为材料 Q235 的焊接结构, 承受弯曲变形, 按实验杆最大负荷 700kN, 主油缸出力 199kN, 补偿水缸下顶力 151kN, 进行强度计算, 如图 2-30 所示. 活动横梁的三个危险截面 1-1、2-2、3-3 的弯矩值, 分别为  $M_1 = 298 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 、 $M_2 = 218 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 、 $M_3 = 189.6 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , 根据公式 2-25 得其抗弯截面

系数分别为: 1-1 截面: 
$$W_{z1} = \frac{80 \times 470^2}{6} = 2.95 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

2-2 截面: 
$$W_{z2} = \frac{100 \times 400^2}{6} = 2.67 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

3-3 截面: 
$$W_{z3} = \frac{60 \times 400^2}{6} = 1.6 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

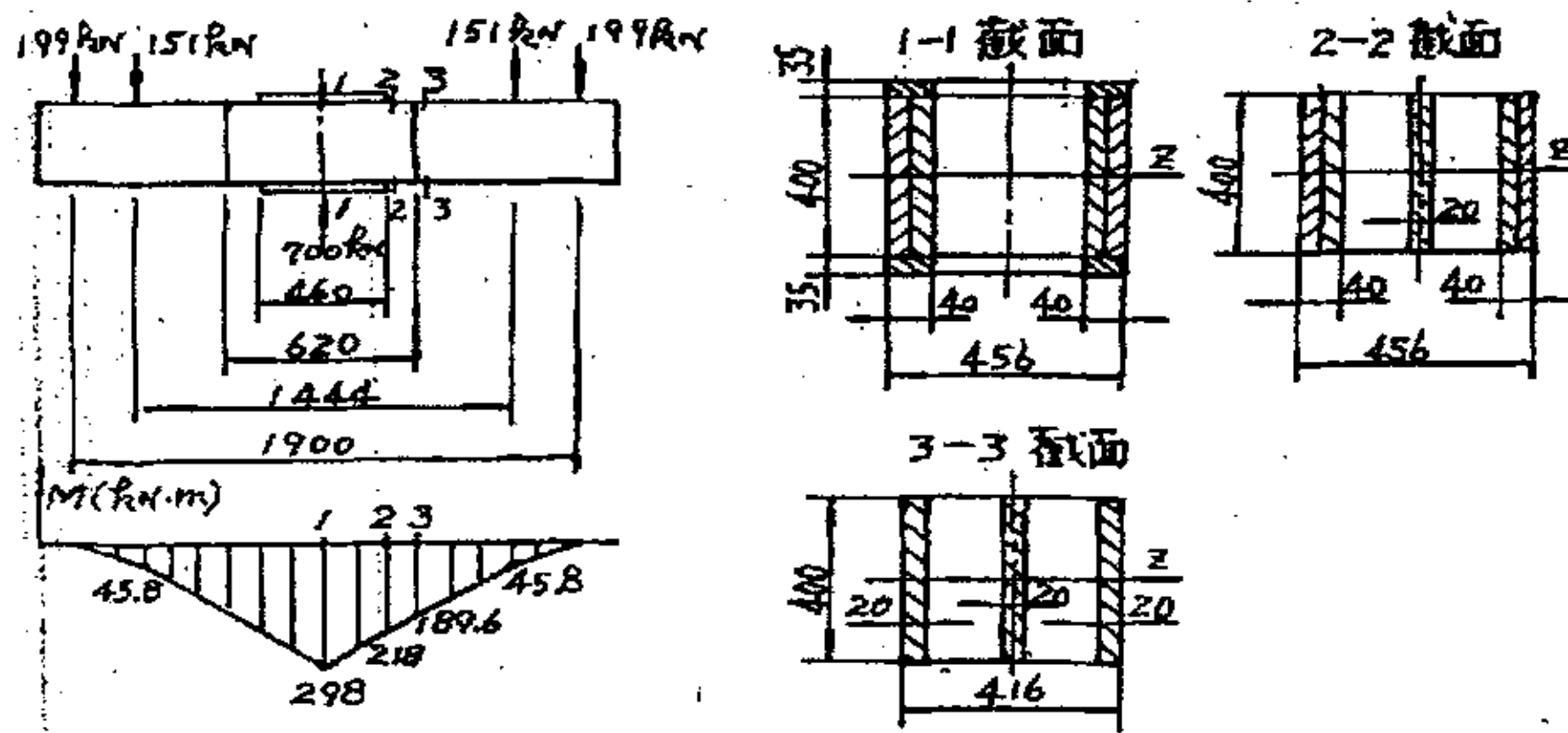


图 2.30 活动横梁载荷计算图

Fig2.30 the load calculation map of the beam

根据公式 2-26 得各截面的工作应力分别为:



$$\sigma_{1-1} = \frac{M_1}{W_{z1}} = \frac{298 \times 10^6}{2.95 \times 10^6} = 101 \text{MPa}$$

$$\sigma_{2-2} = \frac{M_2}{W_{z2}} = \frac{218 \times 10^6}{2.67 \times 10^6} = 81.6 \text{MPa}$$

$$\sigma_{3-3} = \frac{M_3}{W_{z3}} = \frac{189.6 \times 10^6}{1.6 \times 10^6} = 118.5 \text{MPa}$$

各截面的工作应力均小于许用应力  $[\sigma] = 120 \text{MPa}$ ，活动横梁强度足够。

#### 2.6.4 活动横梁的有限元法校核

横梁为厚板焊接结构，结构比较复杂，而理论计算对模型简化过多，结果与实际情况可能有较大误差，因此应对横梁进行有限元法校核计算。

有限元法本身是一种近似计算方法，计算结果的收敛性和精确度受到算法、简化模型、边界条件等多种因素影响。

本次计算使用的有限元软件是 ANSYS5.6。ANSYS 是一种有限元大型计算程序，可以进行一般结构应力、应变分析，模态和瞬态分析，非线性分析，电磁分析，热传导分析及其他一些计算功能。本次计算为静载荷计算。计算所用的单元是平面四节点单元 (plane42) 和三维八节点单元 (solid45)。

##### (一)、有限元建模

该横梁结构对称，载荷对称，如图 2-31 所示，故可对模型进行简化。取横梁的  $1/4$  部分建模，如图 2.32 所示。

横梁为一厚板焊接箱体结构，板的厚度 (20mm) 与箱体的长、宽、高 (400~1000mm) 相差很大，如果直接利用 ANSYS 提供的创建 (Create) 命令和布尔运算 (Operate) 建模并利用缺省方法 (Free) 划分单元，在焊接点——板的交点处及长板中间容易形成单元奇异，使计算结果误差很大。为精确模拟横梁受力，决定采用 ANSYS 提供的由底向上 (Bottom up) 法建模。

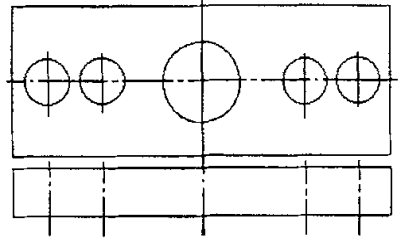


图 2.31 活动横梁载荷分布图  
Fig2.31 the load distributing map  
Of the beam

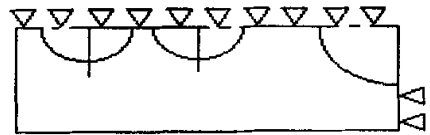


图 2.32 活动横梁建模 I  
Fig2.32 the modeling map of the beam

- 1、 根据横梁轮廓，首先对结构做必要的简化；
- 2、 根据横梁的截面，计算出截面上所有关键点坐标，利用关键点做出“面”，如图 2.33 所示；
- 3、 对每个面划分平面单元，同时注意相邻的面、边节点对齐；
- 4、 利用拖拉的方法(VEXT)将“面”形成“体”，同时平面单元转化成实体单元；在开口结构上添加上下板；

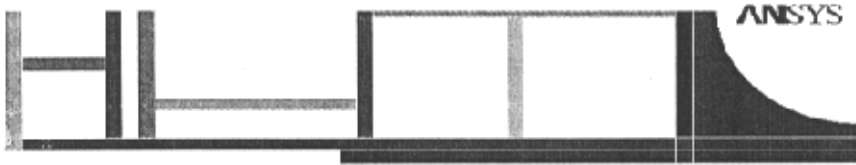


图 2.33 活动横梁建模 2

Fig2.33 the map of modeling I of the beam

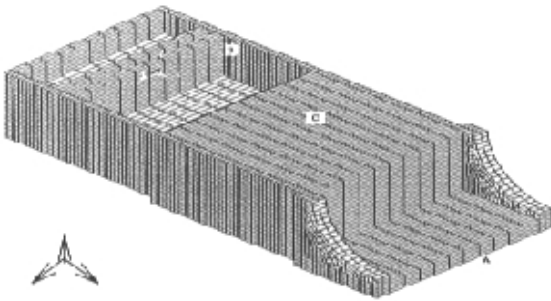


图 2.34 活动横梁模型

Fig2.34 The model of the beam

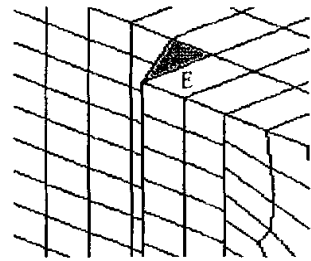


图 2.35 活动横梁的边界条件

Fig2.35The condition of the beam

- 5、 然后利用 MERGE 命令将各棱柱边界上对应的节点、关键点合并在一起，使单个的结构成为实质上的整体。

横梁模型共有个 13762 单元、17560 个节点，模型如图 2.34 所示。

#### (二)、边界条件

按照横梁实际工况取边界条件：在对称面 A 上的所有节点取 X 方向和 Z 方向的约束，在对称面 C 上的所有节点取 Y 方向约束，如图 2.35 所示。

为了使加载荷点不产生应力集中，将最大静载荷（25 吨力）平均分配到油缸和补偿缸周围的节点上（B 处）。

## (三)、模型改进

经过初步计算，发现在 D 处一横梁体与轴承套交界处出现大的应力集中，该处 X 方向的压应力达到 190Mpa，与实际情况不符，应对模型进行改进。

经分析，D 处出现应力集中的原因是有一个较大的棱角，为消除棱角，采用手工法一一由节点直接生成单元添加单元，生成的单元 E 如图 2.36 所示。

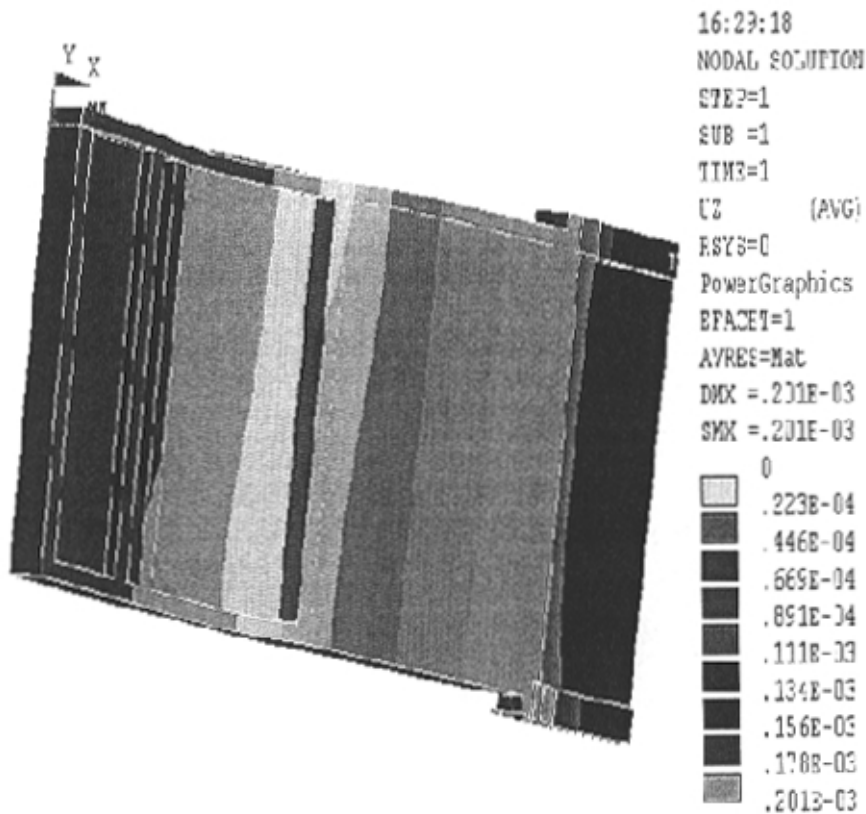


图 2.36 计算分析结果一

Fig2.36 The calculating and analysing result 1

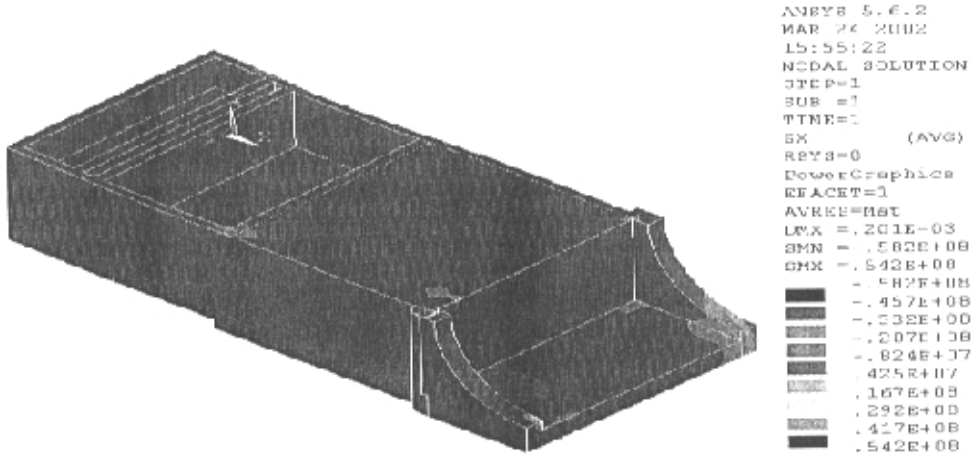


图. 37 计算分析结果三

Fig2.37 The calculating and analysing result 2

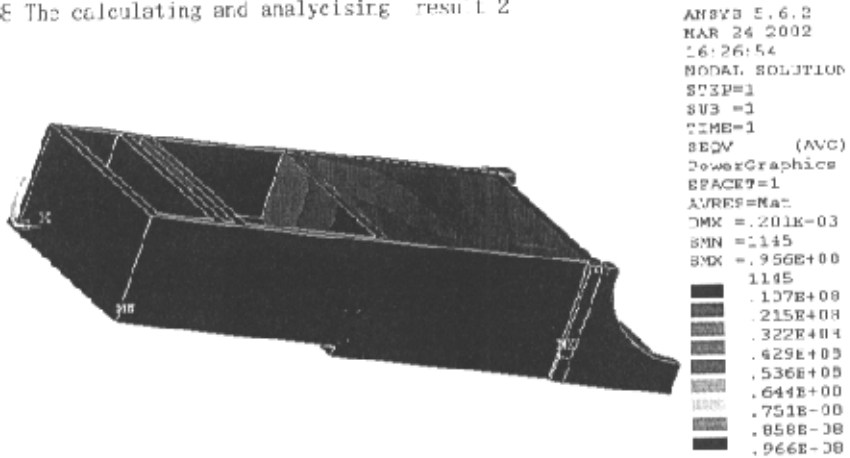


图. 38 计算分析结果三

Fig2.38 The calculating and analysing result 3

(四)、结果分析

在最大静载荷时，X 方向的最大压应力为 58.2Mpa，最大拉应力为 54.2Mpa；最大 Mises 应力为 96.6Mpa，Z 方向最大变形量 0.2mm。

### 2. 6. 5 主轴的强度计算

主轴（图号 FPSY-08-03）材料为 45 号钢，强度计算如下：

#### 1、主轴承受拉伸（或压缩）与扭转组合的强度计算

最大轴力  $N = 700\text{kN}$ ，最大扭矩  $M_n = 3000\text{N}\cdot\text{m}$ ，危险截面在主轴直径  $\phi 132\text{mm}$  处，

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{700 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 132^2} = 51.18\text{MPa}$$

如图 2-39 所示，轴向应力：

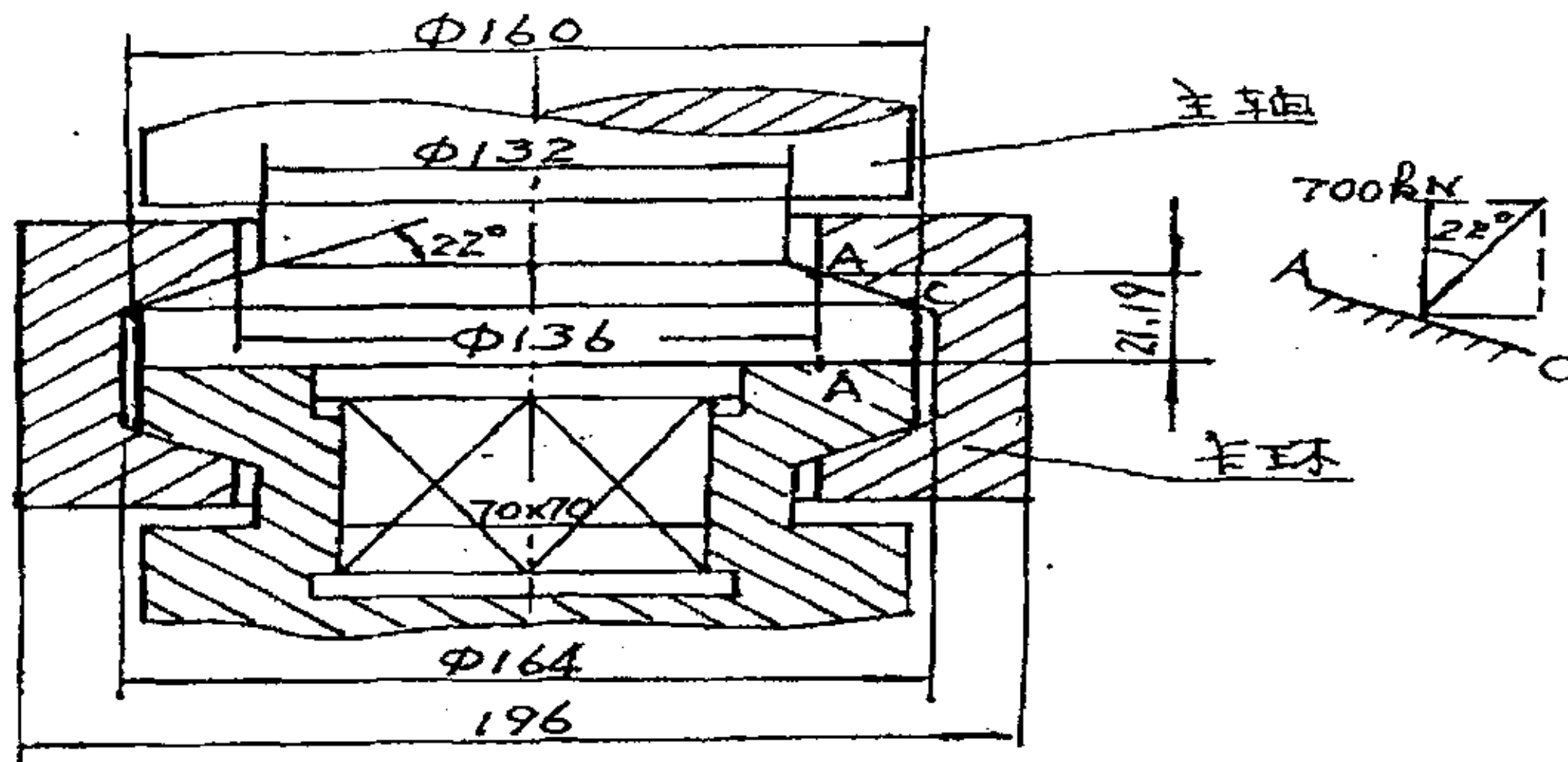


图 2.39 主轴结构及受力分析图

Fig2.39 The map of the force analyzing and structure of the main axis

$$\tau = \frac{M_n}{W_n} = \frac{3000 \times 10^3}{\frac{\pi}{16} \times 132^3} = 6.64\text{MPa}$$

剪应力：

按第三强度理论相当应力：

$$\sigma_{eq3} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{51.18^2 + 4 \times 6.64^2} = 52.9\text{MPa} < [\sigma] = 160\text{MPa}$$

#### 2、主轴下端方截面轴的扭转强度计算

最大扭矩  $M_n = 3000\text{N}\cdot\text{m}$

横截面尺寸  $b = h = 70\text{mm}$

系数  $\alpha = 0.208$

$$\text{剪应力: } \tau = \frac{M_n}{\alpha b^2 h} = \frac{3000 \times 10^3}{0.208 \times 70^3} = 42\text{MPa} < [\tau] = 120\text{MPa}$$

### 3、主轴的挤压及剪切强度计算

当主轴承受卡环拉伸时，图 2.39 中以 A-C 线段所表示的锥面上承受挤压，以 A-A 线段所表示的圆柱面上承受剪切。略去接触面间的摩擦力。

$$\text{挤压力: } P = \frac{700\text{kN}}{\cos 22^\circ}$$

$$\text{挤压面积: } A = \frac{\pi}{4} (160^2 - 136^2) / \cos 22^\circ$$

$$\text{挤压应力: } \sigma_{yy} = \frac{P}{A} = \frac{700 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} (160^2 - 136^2)} = 125.5\text{MPa} < [\sigma_{yy}] = 280\text{MPa}$$

$$\text{剪力: } Q = 700\text{kN}$$

$$\text{剪切面积: } A = \pi \times 136 \times 21.19 = 9054\text{mm}^2$$

$$\text{剪切应力: } \tau = \frac{Q}{A} = \frac{700 \times 10^3}{9054} = 77.3\text{MPa} < [\tau] = 120\text{MPa}$$

综合以上计算，主轴强度足够。

### 2.6.6 运输车体的强度计算

实验组件重约 60kN，此外运输车自重约为 7.2kN，考虑到吊车将实验组件放到运输车上时的冲击作用，取动荷系数约为 3，故取总载荷 200kN 作强度计算。车体（图号 FPSY-18-01，材料 Q235 焊接件）为一短梁，载荷作为集中力，按弯曲作近似计算。C 截面为危险截面，最大弯矩  $M = 60\text{kN} \cdot \text{m}$

$$\text{惯性矩: } I_z = \frac{100}{12} (176^3 - 96^3) + \frac{952}{12} (200^3 - 176^3) = 2.40 \times 10^8 \text{mm}^4$$

$$\text{抗弯截面系数: } W_z = \frac{I_z}{100} = 2.40 \times 10^6 \text{mm}^3$$

$$\text{工作应力: } \sigma = \frac{M}{W_z} = \frac{60 \times 10^6}{2.40 \times 10^6} = 25 \text{MPa} < [\sigma] = 120 \text{MPa}$$

运输车体强度足够。

### 2.6.7 导轨的强度计算

分析实验过程,当吊车将实验组件放置在运输车上时,导轨(图号FPSY-19-01,材料为45号及Q235)最危险,

此时,运输车的一对车轮压在支柱 I 上面的导轨,车轮压力经导轨直接传至支柱 I,导轨不承受弯曲,而运输车的另一对车轮压在支柱 I 与支柱 II 之

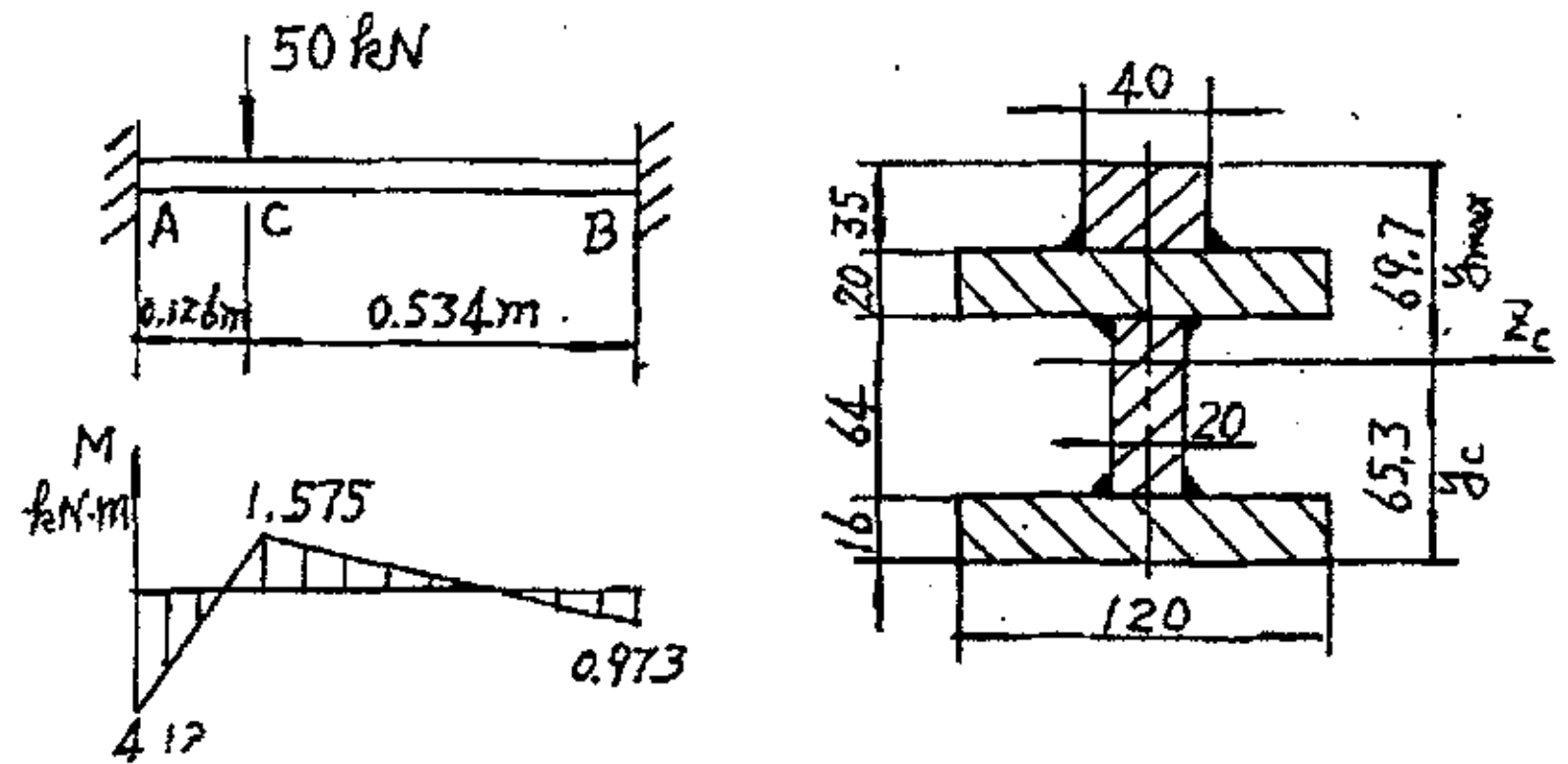


图 2.40 导轨受力分析

间悬空的导轨上,该段导轨承受弯曲,应进行强度计算.支柱 I 与支柱

Fig2.40 The force analyzing map of the orbit

II 之间的单条导轨受力如图 2-40 所示, A、B 为两个支柱提供的固定端约束, C 处承受一个车轮的压力,为总载荷的四分之一,即 50kN, A 截面处有最大弯矩  $M = 4.12 \text{kN} \cdot \text{m}$ , 导轨为焊接结构,工字形部分为 Q235 低碳钢,而  $40 \times 35 \text{mm}$  矩形部分为 45 号钢,截面的形心位置

$$y_c = \frac{16 \times 120 \times 8 + 64 \times 20 \times 48 + 20 \times 120 \times 90 + 40 \times 35 \times 117.5}{16 \times 120 + 64 \times 20 + 20 \times 120 + 40 \times 35} = 65.3 \text{mm}$$

惯性矩:

$$\begin{aligned} I_z &= \frac{120 \times 16^3}{12} + 120 \times 16 \times (65.3 - 8)^2 + \frac{20 \times 64^3}{12} + 64 \times 20 \times (65.3 - 48)^2 \\ &+ \frac{120 \times 20^3}{12} + 120 \times 20 \times (90 - 65.3)^2 + \frac{40 \times 35^3}{12} + 40 \times 35 \times (117.5 - 65.3)^2 \\ &= 12.67 \times 10^6 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

$$\text{最大拉应力: } \sigma_{l_{\max}} = \frac{MY_{\max}}{I_z} = \frac{4.12 \times 10^6 \times 69.7}{12.67 \times 10^6} = 22.7 \text{MPa} < [\sigma] = 160 \text{MPa}$$

最大压应力: 
$$\sigma_{y \max} = \frac{MY_c}{I_z} = \frac{4.12 \times 10^6 \times 65.3}{12.67 \times 10^6} = 21.2 \text{MPa} < [\sigma] = 120 \text{MPa}$$

可见导轨强度足够。

### 2.6.8 下横梁的强度计算

(图号 FPSY-20) 由 Q235 钢板焊接而成, 其结构简图与受力如图 2.41 所示, 影响其安全工作的是弯曲强度问题, 考虑到最大弯矩截面的截面尺寸及液压卡箍对该截面的增强作用, 危险截面不在最大弯矩截面, 而应在 1-1 处,

该截面的抗弯截面系数:

$$W_z = \frac{1}{6} \times 20 \times 400^2 \times 4 = 21.3 \times 10^5 \text{mm}^3$$

截面 1-1 的弯矩为: 
$$M_{1-1} = 159.3 \text{kN} \cdot \text{m}$$

工作应力: 
$$\sigma_{1-1} = \frac{M_{1-1}}{W_z} = \frac{159.3 \times 10^6}{21.3 \times 10^5} = 74.8 \text{MPa} < [\sigma] = 120 \text{MPa}$$

由此可知下横梁是安全的。

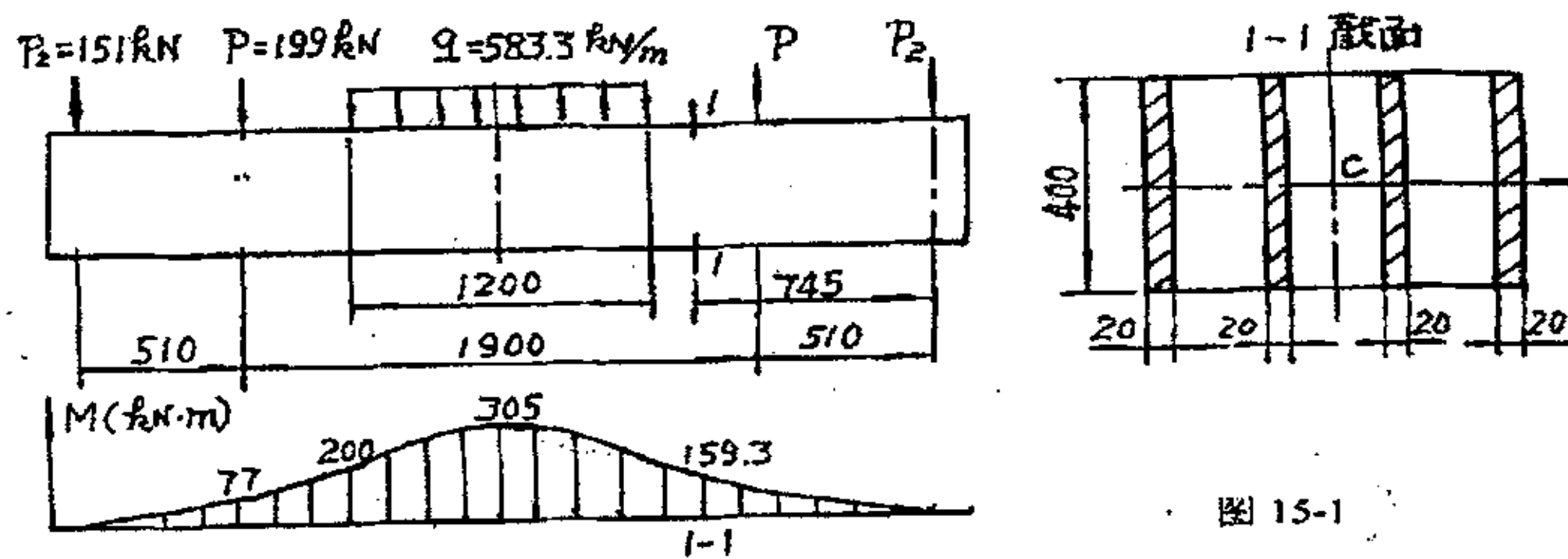


图 2.41 下横梁结构与受力简图

Fig2.41 The sketch map of the force analyzing and structure of the beam

## 2.7 小结

### (一) 完成的主要工作

1、本章对旋转控制头实验装置的功能进行了设计, 根据实验要求确定了实验装置的主要技术指标, 通过对三种实验方案的对比分析, 确定了总体方案。阐述了实验



装置的组成和工作原理。完成了三种实验杆的设计,综合试压装置等主要零部件的研究设计,绘制了图纸。研制了一套独特的压力补偿装置。

2、通过实验研究和理论计算确定了胶芯对实验杆的摩擦力、控制头工作力矩、实验水压对实验杆的作用力、补偿缸对活动横量的作用力等主要载荷。建立了活动横梁在静压和动压实验时的力学模型及上横梁、立柱的力学模型。

3、对实验装置中最重要的部件-,使用常规计算方法对

## (二) 结论

1、该实验装置具备完备的实验功能,能够对现有和正在研制的旋转放喷系统进行拟实检测。

2、研制的独特的压力补偿装置使活动横梁的上行载荷减轻了 70%,所需储能器的体积显著降低,使系统的压力波动系数可控制在 5%以内。研制的实验杆与其它系统配合能够模拟控制头的主要工作条件。

2、通过实验研究发现了胶心与实验杆的摩擦力的规律,得到了最大摩擦力为 185KN。旋转防喷器的最大工作矩为 2378N·m。

3、对活动横梁进行的有限元计算结果表明,在最大负载时,活动横梁的最大变形为 0.2mm。实验装置的主要构件的强度校核结果表明,各主要构件的强度和刚度满足要求。为采用油缸强制同步结构奠定了基础。

## 第三章 旋转控制头实验装置液压系统设计

### 3.1 液压系统方案确定

根据实验装置的总体要求，本液压系统是实验装置各运动部件的动力驱动机构。系统由泵站、执行元件、控制阀、电控箱等组成。五个执行元件应满足下列要求：

1、液压马达 1 个。由马达带动实验杆转动模拟钻具的转动。根据实验装置的功能要求，其应能够调速，能够进行正反转。由于在实际测试中，液压马达不是经常需要调速，因此从简化控制，经济性考虑宜选用手动调速的方法。

2、两个主油缸。其是实验装置的主要执行元件，由油缸的往复运动来模拟钻杆的实际运动情况，要求实现“下行-停止、检测、换向-上行-停止、检测、换向-下行”的工作循环。应能够手动调速。

3、综合试压装置的双向油缸 1 个，顶缸 1 个。双向油缸用于卡箍的关闭和打开，顶缸用于工件的就位和卡紧。这两个执行元件，采用手动操作，为了补偿系统的泄漏，系统应设置储能器。

4、工件就位用油缸 1 个。该油缸采取手动控制。

5、在系统中，各执行元件的工作压力，排量各不相同，因此应预防各执行元件之间的干扰。在各支路上设置节流和调压回路。

#### 3.1.1 油缸速度的选择

油缸必须能够模拟钻具各种运动形式下的速度。在实际中，不同的工况，钻具的速度也不同，速度一般 0.30.025mm/s。目前多数钻机的绞车是有级调速，其各档的速度见表 3.1。

由表看出下钻速度远远大于正常钻进速度。根据旋转控制头的特点，在现场要求起下钻，特别是在过接头时要稳、慢。一般要求用 I 档、II 档，速度控制 150~330mm/S，以避免胶心的过早损坏。速度的快慢对控制头的影响主要是对胶心寿命的影响和对控制头机械结构的冲击。速度的增加，还将导致液压站功率和实验装置的冲击载荷的增加。为了说明问题，假设油缸的速度设定为 150mm/S，活塞直径为 120mm，油缸直径

为 200mm，系统工作压力 (P) 为 9Mpa，则单只油缸需要的排量为：

$$Q = VA \quad (3-1)$$

式中：Q—油缸的实际排量

V—油缸的速度 m/S

A—油缸活塞的面积  $m^2$

$$Q = 150\pi \times \frac{1}{4} \times 200 = 4.71 \times 10^{-3} (m^3/s) = 283 (l/min)$$

两只主油缸需要的电机功率：
$$N = \frac{2PQ}{6 \times 10^7 \eta} \quad (3-2)$$

式中： $\eta$ —油缸效率，取为 0.9。将各数据代入 (3-2) 中得：

$$N = \frac{2 \times 9 \times 10^6 \times 283}{6 \times 10^7 \times 0.9} = 94.3 (Kw)$$

由此说明，不能完全模拟现场的速度，且由于实验杆行程较短，换向频繁，液缸速度太大将导致液缸、实验杆在换向时产生冲击。但油缸的速度不能低于钻具在正常钻进时的速度范围的最小值。

表 3.1 常用钻机的起升速度<sup>[1]</sup>

Table 3.1 The lifting speed of some type rigs

钻机型号	钻机提升速度 (mm/S)									
	I 档		II 档		III 档		IV 档		V 档	
	5*6	6*7	5*6	6*7	5*6	6*7	5*6	6*7	5*6	6*7
大庆 I、II -130	255	213	408	340	710	590	-	-	-	-
ZJ-45J	180	150	330	280	470	390	650	540	1210	1010
ZJ45	-	-	-	240	457	310	536	420	-	-

综合考虑，初选油缸速度如下：

油缸最大上行速度为：不大于 38mm/S，

最大下行速度：不大于 50mm/S。

油缸调速范围：0-50mm/S。

### 3.1.2 油缸行程及液压马达转速的确定

在现场，钻具最大活动距离 27 米，一般为 9 米，这在室内很难达到。根据主实验架和实验杆的要求：油缸行程确定为：900mm。

液压马达是模拟钻机转盘或动力水龙头驱动钻杆正反向旋转的执行元件。目前钻机的转盘转速范围为：0-320rpm，工作转速为为：0-150 rpm，旋转控制头的工作转速为：0-150 rpm，欠平衡钻进中常用转速为：0-80 rpm。为此该实验装置以旋转控制头的工作转速作为该实验装置的工作转速：0-150 rpm。

### 3.2 油缸工作负载分析

在实验时，油缸在不同的工况下，工作负载也不同。在进行工件按装、静压实验时，油缸承受的是静载，在进行动压实验时，油缸的负载包括：实验杆承受的水压，补偿缸受到的水压，胶心与实验杆的摩擦力，油缸活塞杆与密封面间的摩擦力，补偿缸活塞杆与密封面间的摩擦力、活动横梁的重量。每一个行程中，由于实验杆截面的变化，导致油缸负载的不断变化。此外油缸还受到惯性力。但根据 2.6. 中的分析，惯性力可忽略不计。

油缸在不同工况下的负载分析如下：

#### 1. 按装工件：

$$G = G_1 + G_2 \quad (3-4)$$

式中：  $G_1$ —实验工件重量  $G_1=5.8$  KN

$G_2$ —活动横梁重量  $G_2=2.6$  KN

#### 2. 静压实验时：

$$G = P_1 + G_3 + G_2 \quad (3-5)$$

式中：  $P_1 = q_1 A$  (3-6)

式中：  $q_1$ —实验水压

$A$ —实验杆的面积

实验时，为了减轻油缸负载，使用实验杆的最小实验截面（ $\Phi 127\text{mm}$ ）实验。

$$3. \text{动压实验时: } G = P_1 + P_2 + G_2 + F_1 + F_2 + F_3 \quad (3-7)$$

式中：

$F_1$ —胶心与实验杆的摩擦力

$F_2$ —油缸活塞杆与密封面间的摩擦力  $F_2 = (1 - \eta_1) G$  取  $\eta = 0.925$

$F_3$ —补偿缸活塞杆与密封面间的摩擦力  $F_3 = (1 - \eta_2) P_2$  取  $\eta = 0.925$

$P_2$ —补偿缸内的水压对活动横梁的作用力

$$P_2 = q_2 \Delta A \quad (3-8)$$

$\Delta A$ —补偿缸活塞和活塞杆的面积差

为了简化计算,假设活动横梁与立柱的摩擦力为零。将已知参数代入上列各式中得各种工况下油缸负载,见表 3.2。

表 3.2 各种工况下油缸的负载

Table 3.2 The load of the cylinder in different working condition

工况			负载组成	负载值 KN
工件吊装			G1、G2	84
静压			P1、G2	469
动压	上行	过方钻杆	$P_1$ 、 $P_2$ 、 $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ $G_2$	131.6
		过钻杆		134.9
		过接头		94.7
	下行	过方钻杆		19.8
		过钻杆		-20.1
		过接头		273

由上表数据绘制负载图,如图 3.1 所示可得出油缸的最大负载为:469 KN

实验过程中,由于油缸负载的变化引起速度的变化,但因油缸的速度很小,行程短,速度变化不大,因此可以认为在单行程上速度是均匀的,下行程速度是上行速度的 1.33 倍。

### 3.3 液压系统工作参数的确定

1、系统的工作压力。由于本实验装置中,工作负荷变化大,系统稳定性、安全性要求较高,为了提高系统的可靠性和安全性,同时实验装置对执行元件有一定的尺

寸限制。根据目前的技术水平，液压系统的工作压力选为 21-35MPa 是最经济的<sup>[2]</sup>。因此该系统宜采用低压系统。综合考虑，初步选定液压系统最高工作压力为 21Mpa，工作压力为 16Mpa。

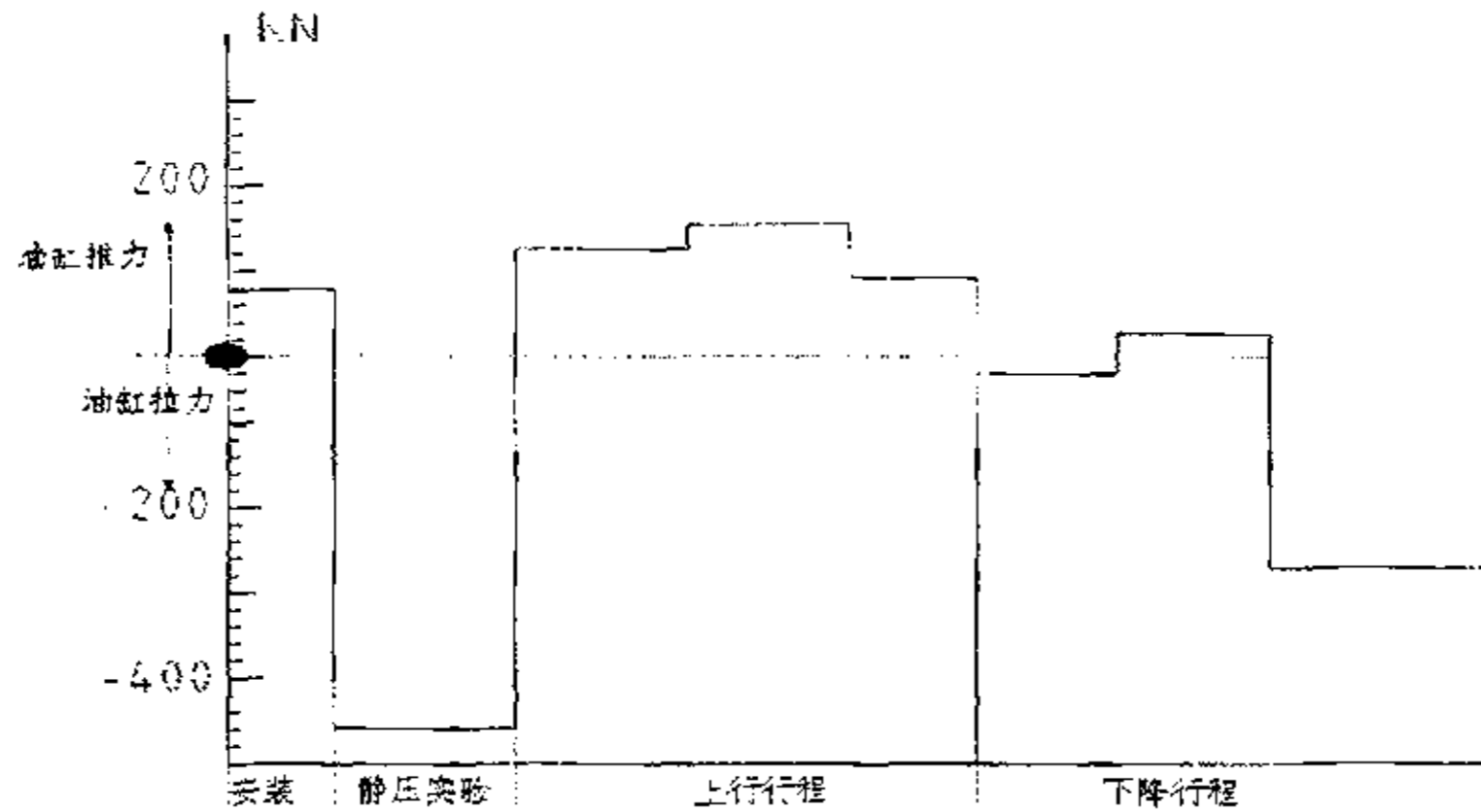


图 3.1 油缸负载图

Fig3.1 The map of the load of the cylinder

## 2、油缸面积的计算：

由油缸负载图知道，在进行静压实验时，油缸的工作负载最大，其值为 469KN，系统采用两只完全相同的油缸对称布置，因此单只油缸的负载为 233KN。

由下式可求的油缸面积：

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = F / \eta_1 \quad (3-9)$$

式中： $P_1$ —油缸进油压力 Mpa

$P_2$ —油缸回油压力 Mpa

$A_1$ —活塞面积

$A_2$ —活塞杆面积

$F$ —油缸负载

$\eta_1$ —油缸机械效率取值 0.9

此时油缸的有杆腔为工作腔，往返速比取  $I=1.33$ ， $D_1/D_2=0.5$

试静压时： $P_1=P_2$  设  $P_1=16\text{Mpa}$ ， 带入 3-9 式中得：

$$13 \times 3.14 / 4 \times [ (D^2 - (0.5D)^2 ) ] = 23.45 / 0.9$$

解得： $D_1=166\text{mm}$   $D_2=83\text{mm}$

## 3、液压马达排量的计算：

$$Q_M = 6.28 \frac{M}{\Delta P \eta_2} \quad (3-10)$$

式中：  $M$ —液压马达的负载力矩

$\Delta P$ —液压马达进出口压力差

$\mu_m$ —液压马达机械效率，活塞马达取 0.9

根据载荷分析：  $M_{\max}=3000\text{N}\cdot\text{M}$        $\Delta P_{\max}=16\text{ Mpa}$

$$\text{带入上式： } Q_M = 6.28 \frac{3000}{13 \times 10^6 \times 0.9} = 1.31 \times 10^{-3} (\text{m}^3/\text{r}) = 1.31 (\text{l}/\text{r})$$

液压马达最大排量：

$$Q_{\text{MAX}} = Q_M N_{\text{MAX}} \quad (3-11)$$

将  $N_{\max}=150\text{ rpm}$  带入公式 3-11 中得：  $Q_{\max}=1.31 \times 150=196.5\text{ (l/min)}$

#### 4、行元件工作参数的选择。

在各执行元件的油路上，都安装调压阀，调节阀的开度可得到各执行元件的所需压力，并在回路上安装溢流阀，排量由节流阀调节。各阀件的工作压力级别为 21 Mpa。

### 3.4 液压系统回路设计与液压元件选型

本系统有三组（四个）执行元件，公用一个液压站。其工作压力不同，需要的排量也不同。工作过程为，工件安装时，推车油缸工作，其余不工作。当实验开始后，油缸和马达可以同时运行也可单独运行。

#### 1、液压回路的选择

(1)、系统采用进油路节流调速回路。为了防止液压源突然消失，造成油缸、实验装置的冲击。在油缸油路电磁阀的后面按装了一个液压锁紧阀组。系统为开始循环系统。油缸按顺序依次进行上冲程和下冲程的转换，在转换时，有短暂的停止。选择了三位四通电磁换向阀。电磁换向阀的中位机能为“0”型。当处于中位时，油缸处于所进状态。

#### (2)、同步控制回路的选择

在该系统中，两个油缸共同推动活动横梁沿导轨运动，要求两个油缸应有较高的同步性。即油缸的速度、在运动中和停止似的位置处处相同。该系统活动横梁的刚度大，采用机械连接同步和节流阀同步的复合回路。因两个方向都要求同步，所以在两个油缸的进回油路上都按装了节流阀，为了减小回油阻力，与节流阀并联了一个单向阀，

在进油时，油流只能通过节流阀，回油时，单向阀导通。液压系统原理图见图 3.2。

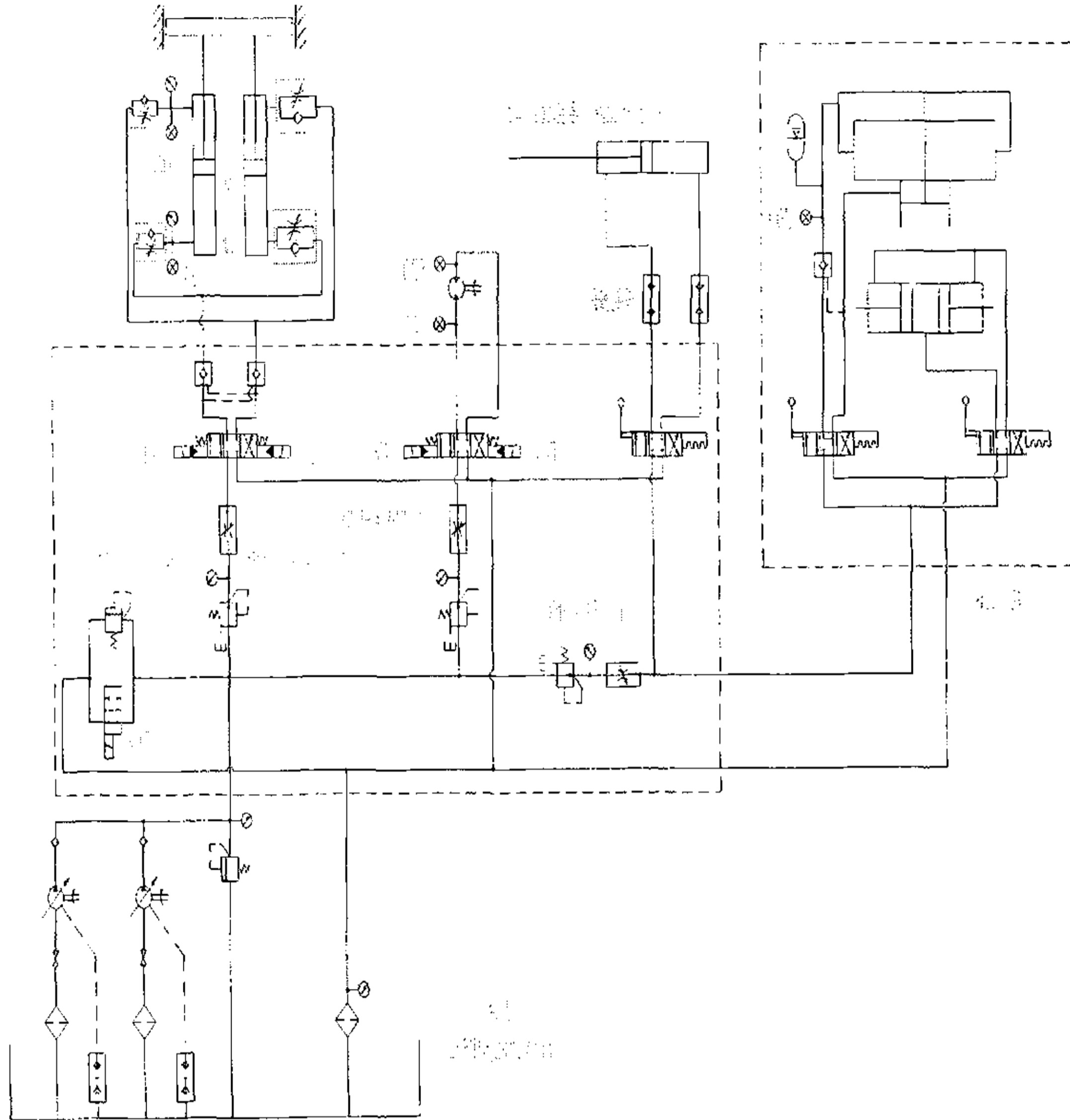


图 3.2 液压系统原理图

Fig3.2the sketch map of the hydraulic system

## 2、液压元件的选型

### 1)、油缸（图号 FPSY-10）的选型

根据负载分析，两油缸应对活动横梁施加 469KN 的载荷，因而要求油缸下行时，



每个油缸出力为 225kN。据此选用 HSG K-01-200/100-BE-ZE<sub>c</sub>-Z<sub>1</sub>-900 型油缸，单缸出力为 327kN，行程 900mm。油缸内径为 200 mm，活塞杆直径为 100 mm。

## 2)、液压马达的选型

按照控制头实验装置的技术要求，结合负载实验分析，液压马达应满足以下要求：①最大扭矩为 3000N·m，②双向低速施转，③可通过液压差值计算扭矩。经分析对比，确定选用宁波中意液压马达有限公司生产的 JMDG 型曲轴连杆式液压马达，型号为 JMDG-11-1300。该型号的技术数据为：额定扭矩 3080N·m，单位理论扭矩 206 N·m/MPa，额定压力 16MPa，最高压力 20MPa，转速范围 3-250r/min，排量 1296 ml/r。选用该型马达可方便的根据压力差计算出扭矩。

## 3)、运输车推力液压缸选

(1) 推力（拉力）计算见图（3-3），

(2) 滚动阻力矩

$$M = NK = Pr \quad (3-12)$$

$r$  —— 车轮半径，本设计取  $r = 8.5\text{cm}$

$K$  —— 滚动摩擦力臂 (cm)； $K \approx 0.05\text{cm}$

$K$  软钢与软钢之间正压力  $N$  为实验组件重 60kN

与运输车自重 7.2kN 之和，取  $N \approx 70\text{kN}$ 。带入 3-12 式中得：

$$P = \frac{NK}{r} = \frac{70 \times 0.05}{8.5} = 0.41\text{kN}$$

按设计要求，液压缸行程应取 1200mm，查阅厂家提供的产品，满足以上行程的最小油缸内径为  $\phi 50\text{mm}$ ，故选用液压缸 DG-J50C-E<sub>1</sub>E-Y<sub>3</sub> 改制，当油压为 14MPa 时，推力为 27.5kN，拉力为 18.9kN，远大于估算的运输车推（拉）力。

## 4)、液压站变量液压泵

由于在模拟旋转控制头工作过程中，液压马达和油缸的排量变化较大，因此选用了两台轴向变量柱塞泵。为了使系统紧凑，减小尺寸，简化结构，选用了 CY-Y 型油泵电机组。该机组由 CY14-1D 系列轴向柱塞泵和系列异步电动机组成机电一体化元件。其主要工作参数如下：

排量 63 ml/r      电机工作转速 1500 rpm      电机功率：37KW

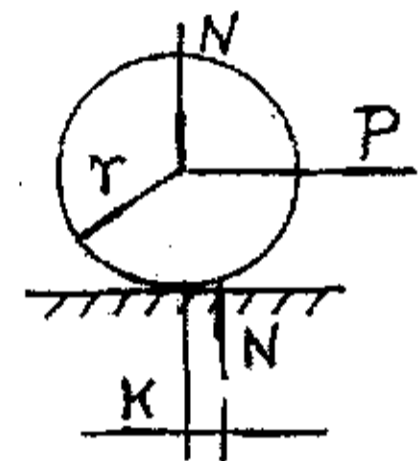


图 3.3 运输车推力计算图

Fig3.3 the force calculating map of the vehicle

最高压力：315Mpa                      额定工作压力：21Mpa

单泵： $Q=63 \times 1500=95$  (l/min)

双泵： $Q_{\max}=2 \times 97.5=190$  (l/min)

液压站可提供的最大排量： $Q_{\text{实}\max}=190 \times 0.95=180.5$  (l/min)

### 3.5 油缸同步分析与设计

#### (一)、油缸同步的设计

本系统采用了双油缸并联使用的结构。解决油缸的同步问题对于本系统的来说是至关重要的。影响油缸同步性的因素很多，包括：油缸的泄露、油缸活塞杆的摩擦力、管路阻力损失，两个油缸负载的差异，因加工按装产生的结构误差、液压油的性能等。由于油缸不同步的不可消除性，设计者的重要任务就是采取有效措施，将油缸的不同步控制在允许的一定范围内。

本系统的主要结构特点：两个油缸的间距大，载荷变化大，设计时采取了以下措施：

1、采取机械强制性同步机构，导向机构见图 3-4，采用滚轮结构以减小摩擦力，在活动横量上采用了两组导向轮，

2、采取回油管路双向同步液压回路。此回路主要用于设备按装调试用。此种同步回路的特点是：结构较简单，成本低，但系统效率低，产热多。

3、增大导向机构的刚度，增大实验杆的刚度。

4、提高装置的加工、按装精度，保证两个油缸间负载的对称性。

5、油缸及进油回油管路上的阀件、管件选择完全相同的，空间布置完全对称，减少管路损失对不同步的影响。

5、压油选择抗温性较好的 液压油。

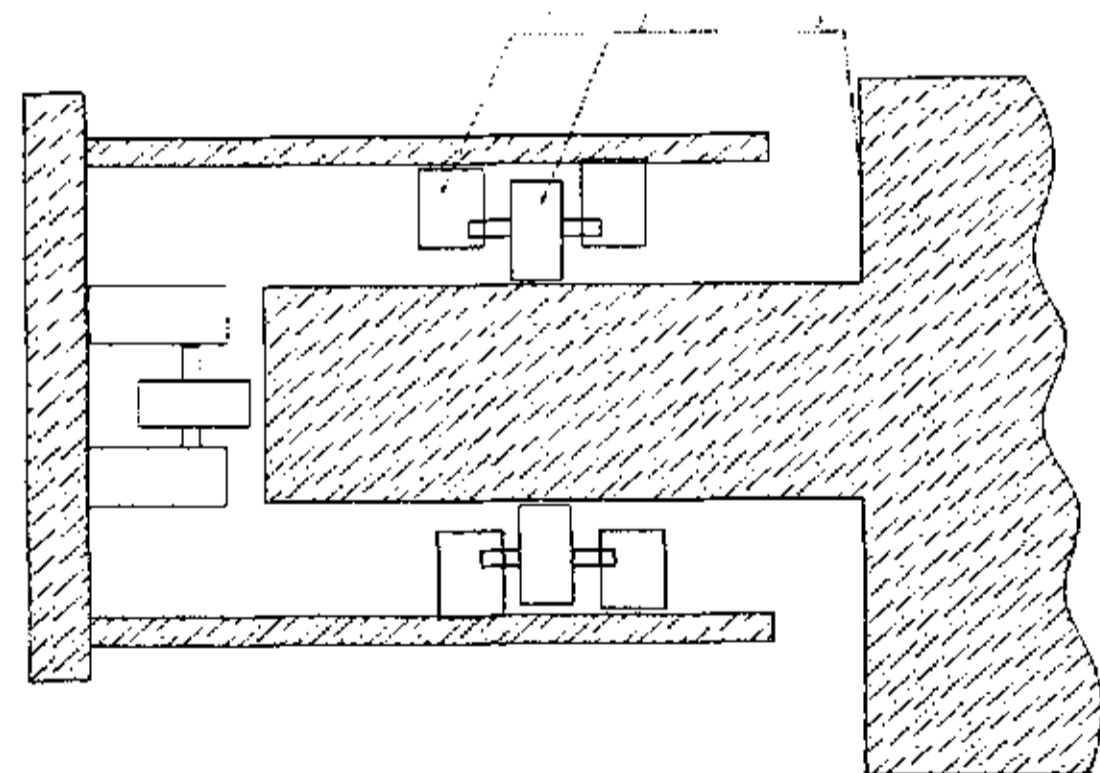


图 3.4 导向机构简图

Fig3.4 The map of the building structure

6、在控制系统中，当油缸到达上死点或下死点时，延时 1 秒，在完成对液压卡箍、实验压力检测的同时，消除在单行程上油缸的累积误差。

### (二)、油缸同步的分析：

1、由于活动横梁与导轨的间隙控制的较小，活动横梁高度较大，导轨允许的油缸的不同步量较小。由于胶心是弹性的，允许实验杆有一定的变形。

从图可看出，当油缸存在不同步时，活动横梁将会受到摩擦力和导轨对其的正压力，两个油缸的受力将产生一差，其值为  $2F$ ，摩擦力和正压力对横梁产生一个力矩，胶心对起也产生一个力矩，迫使起恢复到同步状态。因此该系统只要机械结构足够，其同步性是很好的。不同步值不大。

2、由于在当油缸到达上死点或下死点时，延时 1 秒，在该时间内系统具有足够的时间，在此处消除累计误差。这也是本系统的同步设计的成败的关键所在。

## 3.6 小结

本章分析了实验装置对液压系统的总体要求，制定了液压系统方案。本液压系统由泵站、执行元件、控制阀、电控箱等组成，共有五个执行元件。液压马达带动实验杆转动模拟钻具的转动。两个主油缸实现实验杆的往复运动。顶缸和双向油缸实现实验对象的快速定位及固定，工件定位油缸实现油缸的快速按装。

合理选择液压系统的工作参数是非常重要的。在对液压缸、液压马达进行负载实验的基础上、经过计算分析，首先确定了的最大扭矩为： $3000\text{N}\cdot\text{m}$ ，液压缸的最大负载为： $469\text{KN}$ ，然后选择了系统的工作压力为  $16\text{MPa}$ ；马达转速为  $0-150\text{rpm}$ ；主油缸的速度为  $0-50\text{mm/S}$ ，最大行程为  $900\text{mm}$ 。

根据计算分析进行了主要液压件的选型。

1、主油缸的型号： $\text{HSGK}-01-200/100-\text{BE}-\text{ZEc}-\text{Z}_1-900$ ，单缸出力为  $327\text{KN}$ ，行程  $900\text{mm}$ 。油缸内径为  $200\text{mm}$ ，活塞杆直径为  $100\text{mm}$ 。

2、液压马达型号为： $\text{JMDG}-11-1300$ 。该型号的技术数据为：额定扭矩  $3080\text{N}\cdot\text{m}$ ，单位理论扭矩  $206\text{N}\cdot\text{m}/\text{MPa}$ ，额定压力  $16\text{MPa}$ ，最高压力  $20\text{MPa}$ ，转速范围  $3-250\text{r}/\text{min}$ ，排量  $1296\text{ml}/\text{r}$ 。

3、液压泵：选用了  $\text{CY}-\text{Y}$  型油泵电机组。该机组由  $\text{CY}14-1\text{D}$  系列轴向柱塞泵和系

列异步电动机组成机电一体化元件。其主要工作参数如下：

排量 63 ml/r                      电机工作转速 1500 rpm                      电机功率：37KW  
最高压力：31.5Mpa                      额定工作压力：21Mpa

根据实验装置的功能要求，设计了节流回路，减压回路、在主油缸回路上设计了液压锁紧装置，在各个执行元件的支路上设计了减压回路以适应不同的压力要求。

保持两个主油缸的同步是本实验装置的关键之一。在采用机械强制同步的同时，采用了回油同步油路，并能实现双响同步。设计时采用了多种措施以减小影响同步性的不利因素。为了适应计算机自动控制的要求，换向阀及溢流阀采用了电磁阀。

通过分析计算，初步调试说明，该系统能够满足要求，达到了设计的目的。

## 第四章 旋转控制头实验系统的数据采集和控制系统

### 4.1 数据采集和控制系统总体方案

#### 4.1.1 总体方案设计

根据测试的需要,该系统应能够自动控制测试过程,自动采集处理数据,参数异常时自动报警、超限报警,为此需要对下列参数进行采集:实验压力、实验杆移动位移信号、油缸压力、液压马达压力、转速、综合试压装置的油缸压力信号、动力站进出口温度信号、以及动力站的润滑压力等,采集后计算机根据预定程序进行处理,判断有关参数是否正常,然后形成动态表格,根据预设实验要求进行过程控制,实现巡回显示,并存储数据,以便以后随机查询。

目前常用的控制方案主要有以下几种:

1、PC+PLC 系统。PLC 作为下位机,适合作逻辑顺序控制,但对有大量模拟量需要采集的系统,PLC 的模拟量采集模块存在成本高的不足。

2、PC+MODEL 系统。MODEL 即远端数据采集模块。其适合于分布式数据采集和控制系统,但是数据传输速率低,成本高。

3、PC+板卡系统,即在机内按装专用的板卡,与其它硬件构成系统。传输速率快,价格适中,但不适用于长距离的远端控制,对 PC 机的要求高。

数据采集处理及控制系统共同组成旋转控制头实验装置的测控系统。测控系统与整个流程相结合,为旋转控制头实验装置的实验创造了一个给定条件下的模拟环境,使得测试系统的测试结果具有真实性。采用了以工业控制机为核心的集中管理和控制方案。

根据实验装置数据采集和控制系统的要求以及现场设备的实际运行情况,经详细论证,对几种可选方案进行综合筛选,依据安全可靠,简单实用,性价比高的原则,确定了实验装置数据采集和控制系统的具体方案,采用 PC+板卡系统。整个测控系统见图 4.1。

图 4.1 中,监控操作台以工业控制机为核心,配以高分辨率显示器、打印机实现

了流程的工况实时显示、报表打印、曲线绘制、数据处理。实现了实验条件的自动控制对流程中的相关点温度、位移、压力、漏失、载荷、速度、扭矩、转速、累计转数进行检测，对实验压力、实验杆位移、电磁阀进行检测和控制，对检测参数出现的异常变化要给出报警，并具有保护功能，同时把检测控制结果实时回送到监视操作台。该系统的软件利用先进 Kingview6.0 组态软件开发。系统采用手动和自动控制并行工作方式。

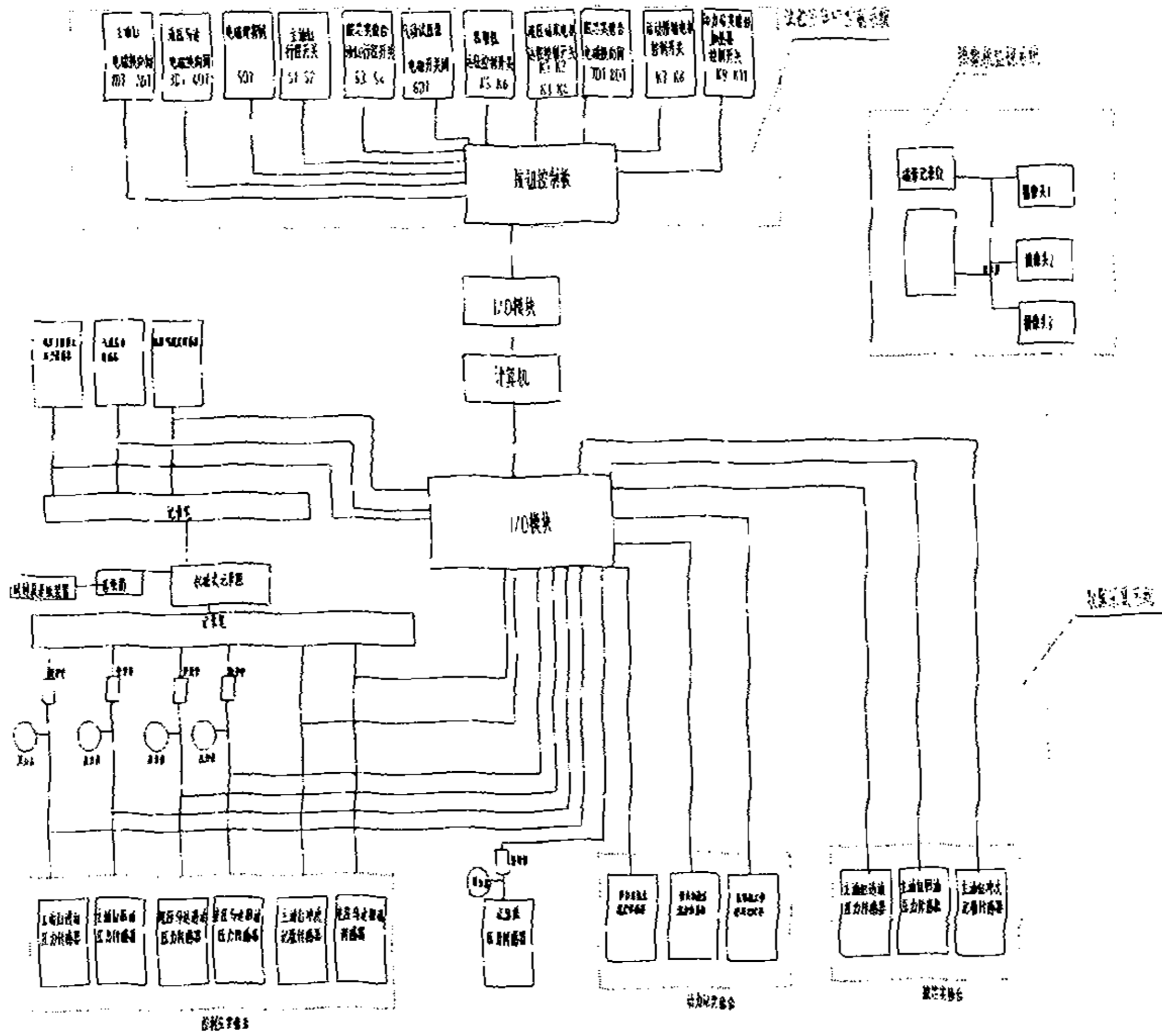


图 4.1 数据采集和控制系统流程图

Fig4.1 The sketch map of data collecting system and controlling system

#### 4.1.2 系统的硬件与软件组成

##### (一) 系统硬件的组成

本数据采集及处理系统、控制系统作为一套实验装置的配套系统,要求系统响应迅速,数据记录准确,硬件分布相对集中(不超过20米),因此适合选用PC+板卡构成的系统,使用抗干扰性能极好的可靠性高的工业控制计算机,作为中央监控装置,用高分辨率的显示器作为现场监视,信号灯蜂鸣器、作为指示报警装置,按钮开关作为控制装置,传感器电磁阀作为现场设备,通过硬件连接,系统组合,实现实验数据的采集处理、过程控制等功能。

##### 1、PC 工控机

选用康拓PCIII 933M工控机作为中央处理器,其基本配置为:INTEL PIII850处理器,带PCI/ISA插槽底板、DRAM 128M,30G硬盘。显卡在1024X768分辨率下,支持85HZ的刷新率。外设19寸ViewSonic显示器、HP打印机。

2、板卡。按功能分为信号调理模块、数字量输入输出模块、A/D板等。具体配置为:

##### 1)、数据采集卡

—IPC5488 32路A/D板,带光电隔离12位A/D转换模板。用于电压的精密测量,具有精度高,速度快抗干扰性等优点。其具体参数为:分辨率:12位;通道数:差分16路单通道采集速率:30KHZ。

—数据采集卡选康拓PCL-812PG型,具有12BitA/D采集分辨率,每秒30K采样速率,16路单端模拟量信号输入。

—IPC5386数字量输入输出板,24路双向数据传输通道。

—DI/O双8路:CMB5337 1块。

##### 2)、信号调整板

—I/V变换:CM5419-1B:通用信号调理板1块。将4-20MA的电流信号转换为1-5V电压输入信号。供A/D转换模板使用。路数32路, I/V转换精度优于0.2%。

—通用端子板:CMB5919-40 2块。

传感器直接和被测对象接触,是获取信息的第一环节,传感器的性能必然影响整

个测量系统的性能。选择传感器时，不仅要符合测量范围、测量精度，还要考虑温漂、时漂等因素。温漂、时漂是压力传感器的重要性能参数。目前常用的信号输出有电压、电流 2 种方式，电压信号需要专门的工作电源，分三线制四线制，无须进行信号处理，可直接被 A/D 板处理。但传输距离近，抗干扰性差；电流信号为 2 线制，不用专门的电源，传输距离远、抗干扰性强，但要经过信号调理后，才可接入 A/D 板处理。从系统的抗干扰性、可靠性出发，所有传感器的输入信号选为 4-20mA 电流信号。

— 压力变送器的选型：为了保证系统的测量精度和稳定性，选用了美国产钛蓝宝石压力变送器，该类型压力变送器采用了蓝宝石外延工艺制造，具有良好的精度和稳定性。在 25℃ 时精度为，0.25%，5 年累计零点时漂小于 0.2%FS，5 年累计量程时漂小于 0.2%FS。

— 温度传感器的选择：选用 DE1 数显型一体化温度变送器。其基于微处理器的先进电子技术，将信号处理电路和显示部分集成为一体。

— 位移传感器的选择：本系统选用 RPS-401A 超声物位传感器，20—30V 供电，带反极性保护。其主要参数为：测量范围：0-2M；输入电流：50mA；输出：4-20mA（正向或反向），带短路保护；工作频率：212HZ/150HZ。响应时间：16-35 毫秒。

3、现场电源：KTD24 5V/5A 24V/1A 1 台。

#### 4、手动控制系统

为了设备调试方便，以及应付计算机系统的意外故障，设计了手动控制电路，在操作台上按装有手操面板。具备状态切换动作控制声光报警指示紧急停止等控制功能。手操面板布置图见图 4.2

5、传感器：传感器明细见表 4.1。

#### (二)、系统运行软件

系统应用软件有：

- Windows98 中文操作系统平台
- Kingview6.0 亚控公司组态软件
- Advantech Driver PCL-812PG 通用型数据采集卡驱动程序

上位机使用亚控公司 Kingview6.0 组态软件。该组态软件功能全面，运行稳定可靠，操作方便灵活，扩展性好，在多个国家重点工程中应用。我们选用的组态软件是

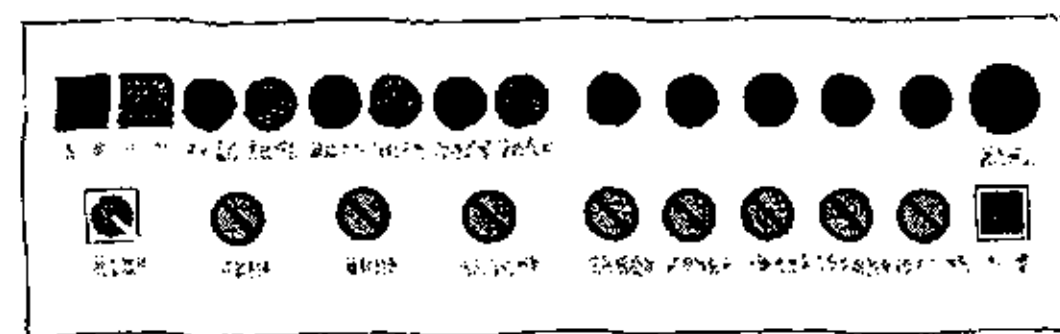


图 4.2 控制面板

Fig2.4 The map of the control plank



256 点开发环境，128 点运行环境。

表 4.1 传感器明细表

型号	型号	测量范围	数量	连接方式
B0806 钛蓝宝石压力变送器	B0806 GP 11 E N1 M5 Q1 (R=0~21MPa)	0-21MPa	11	1/2 "NPT、带 LCD 显示表
	B0806 GP 12 E N1 M5 Q1 (R=0~25MPa)	0-25MPa	1	1/2 "NPT 带 LCD 显示表
	B0806 GP 13 E N1 M5 Q1 (R=0~40MPa)	0-40MPa	4	1/2 "NPT、带 LCD 显示表
	B0806 GP 10 E N1 M5 Q1 (R=0~5 MPa)	0-5 MPa	1	1/2 "NPT、带 LCD 显示表
	B0806 GP 8 E N1 M5 Q1 (R=0~1.6MPa)	0-1.6 MPa	1	1/2 "NPT 带 LCD 显示表
	B0806 GP 16 E N1 M5 Q1 (R=0~70MPa)	0-70 MPa	1	1/2 "NPT 带 LCD 显示表
超声物位传感器	RPS-401A-80 QD	0.2-2m	2	配 4 芯快速连接插头
一体化温度变送器	DE1 (0~100) °C 21 (100) mmM2	0-100 °C	2	3/4 "NPT、带 LCD 显示表

该组态软件支持我们选用的数据采集板卡驱动程序，在工程组态时，在软件的设备库中选择设备的类型，然后按照：“设备配置向导”的提示操作，即可。

Kingview6.0 有以下几个特点：

#### A、面向用户

该组态软件直接面向用户，通过 DLL 动态数据库与其他软件交换数据，无须用户考虑设备底层的问题，如接口程序、通讯协议等，工程开发人员可以把主要精力放在人机界面、数据处理、过程控制等问题上。

#### B、工程管理。

Kingview 工程管理器的主要作用就是为用户集中管理本机上的所有组态工程。功能包括：新建、删除工程，工程重命名，搜索指定路径下的所有组态工程，修改工程属性，工程的备份、恢复，数据词典的导入导出，组态开发或运行环境的切换，画面和命令语言导入、导出功能等。

### C、画面制作系统

(1) 支持无限色和过渡色，画面逼真美观，简洁明快，立体效果明显。

(2) 系统提供 500 多个库存图形，利用具有属性定义向导的图库精灵，用户只需稍做调整，即能制作具有个性化的图形，降低了设计界面的难度，方便学习和使用，缩短开发周期；利用图库的开放性，工程人员可以生成自己的图库元素，“一次构造，随处使用”。

(3) Kingview6.0 支持按钮的多种形状和多种效果，用户可以构造漂亮、使用方便的按钮。

(4) 提供可视化动画连接向导，通过可视化图形操作，直接完成移动、旋转的动画连接定义，使画面更加逼真。

D、报警和事件系统 Kingview 分布式报警管理提供多种报警管理功能。包括：基于事件的报警、报警分组管理、报警优先级、报警过滤、新增死区和延时概念等功能。Kingview 还可以记录应用程序事件和操作员操作信息。报警和事件具有多种输出方式：文件、数据库、打印机和报警窗。

### C、报表系统

Kingview6.0 提供一套全新的、集成的内嵌式报表系统，内部提供丰富的报表函数，用户可创建多样的报表。提供报表工具条，操作简单明了，比如：日报表的组态只需用户选择需要的变量和每个变量的收集间隔时间；提供报表模板，方便用户调入其它的表格。报表能够进行组态，例如有日报表、月报表、年报表、实时报表的组态。

### E、控件

Kingview6.0 支持 Windows 标准的 Active X 控件（主要为可视控件），包括 Microsoft 提供的标准 Active X 控件和用户自制的 Active X 控件。Active X 控件的引入在很大程度上方便了用户，用户可以灵活地编制一个符合自身需要的控件，或调用一个已有的标准控件，来完成一项复杂的任务，而无须在 Kingview 中做大量的复杂

的工作。一般的 Active X 控件都具有属性、方法、事件，用户通过控件的这些属性、事件、方法来 完成工作。

#### F、OPC

全面支持 OPC 标准，开发人员可以从任何一个 OPC 服务器直接获取动态数据，并集成到 Kingview 中， OPC 节省了不同厂商的控制系统相连的工作量和费用。

G、安全系统 Kingview6.0 采用分级和分区保护的双重保护策略。新增用户组和安全区管理，999 个不同级别的权限和 64 个安全区形成双重保护，另外 Kingview 能记录程序运行中操作员的所有操作。

系统软件实现的功能有：

- 数据采集、处理、分析组态；
- 工况图形组态；
- 实时数据库生成；
- 历史数据库生成；
- 工况报表生成；
- 各类数据打印。

## 4.2 监测控制系统的功能设计

本系统实现测试过程的监控、管理。通过 I/O 驱动程序将获取数据通过组态、运行，将采集到的实验信息处理、还原，并显示。让实验人员看到生产过程的实际运行工况，同时可以将数据以直观、形象的趋势曲线、报表形式显示出来。

检测控制系统实现了如下功能：

- 1、历史曲线：支持多类型数据库；支持曲线无级放大、曲线浏览和细节查看；支持多条曲线同时显示；支持任意时间段的数据查看，实现按特定需求查询。
- 2、历史报表：可以实现各种类型的报表，从简单的报表到复杂的统计报表；实现多种统计方式：数字式、直方图、饼图等；参数可由用户直接输入，方便查询。
- 3、存盘数据：客户端输入时间查询条件，直接浏览多种数据库中的数据；数据统计；各种表格形式。
- 4、动画显示：动画显示形象逼真，响应速度快，操作简单、灵活、方便

用户权限管理：采用分层认证的方式，拥有完整的安全机制，可以充分保证运行软件时设备和信息的安全性。同时避免误操作造成的不必要的损失。

5、将实验过程中变量的每次变化精确地记录到历史数据库的功能是“监控和数据采集系统”的主要要求，历史文件中具有完整的历史数据和精确的事件顺序，使得实验人员可分析现场情况和检测异常事件，准确地了解过去发生的意外情况。对历史趋势曲线处理，采用预设置定时记录方式，可通过图形观测一段时间内实验过程状态和趋势变化。

6、历史数据文件可供在线或离线分析，同时系统软件可即时或定制打印各种图表、曲线。

### 4.3 监控系统的软件开发

由于各实验工况的设备、实验工况、采集控制的对象差别较大，为了简化画面，把系统分解成了7个较小的工程。在开机画面的主菜单上进行工程选择。7个工程如下：

- 1、 控制头动压试验
- 2、 7100 控制头静压试验
- 3、 7100 动力站试验
- 4、 胶芯试验
- 5、 PCWD 动压实验
- 6、 PCWD 静压试验
- 7、 历史数据查询

在以上7种试验工况的主画面里，均包含以下子画面：

- A、 集中数据显示
- B、 实时曲线（可打印）
- C、 报表查询（可打印）
- D、 报警记录

本文将主要介绍控制头动压试验检测软件的开发情况。

程序框图见图 4.3。

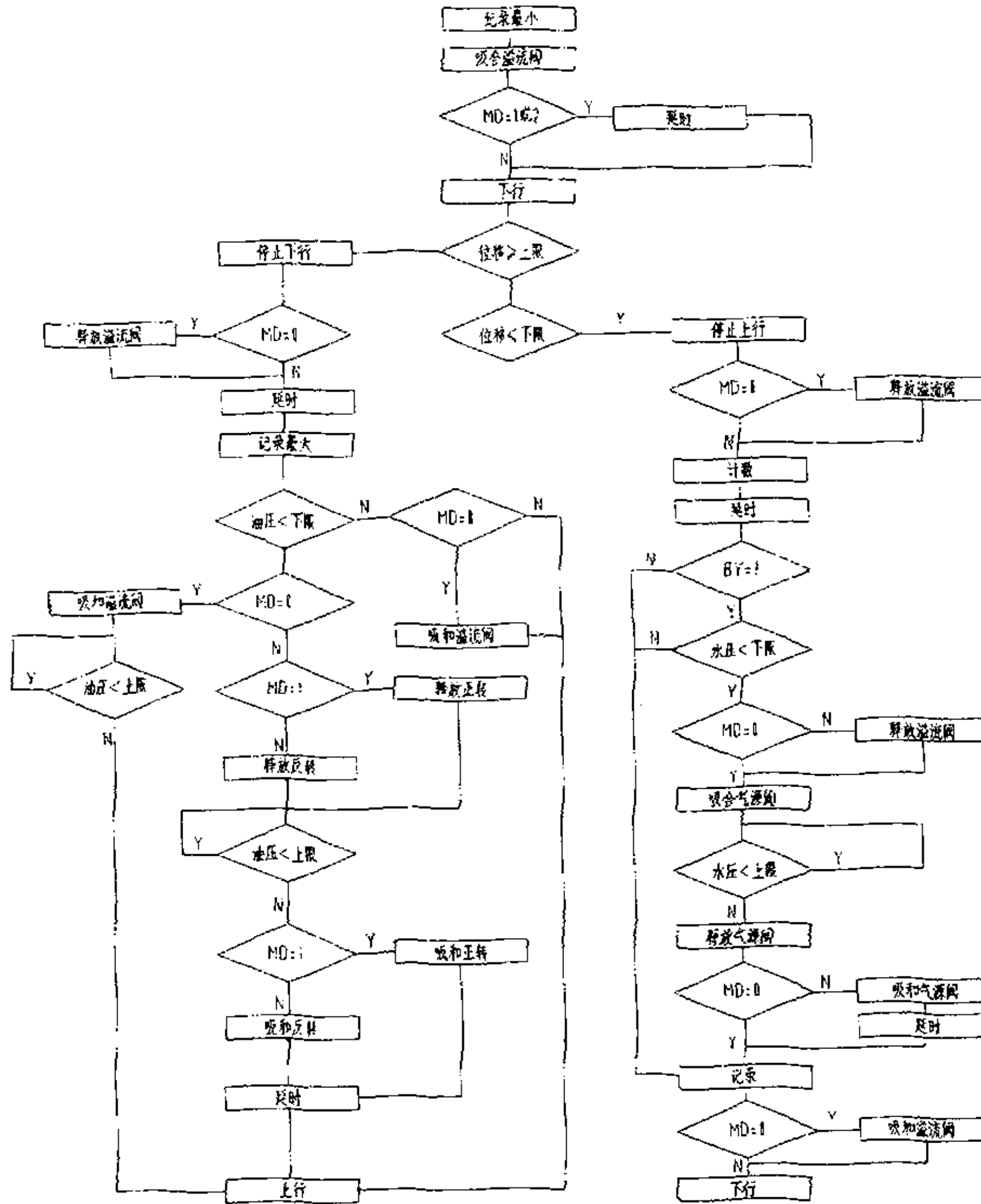


图 4.3 程序框图  
Fig4.3 The map of the program

4. 3. 1 测量参数的定

经过分析，确定了需要测量的参数。具体见表 4. 2

表 4. 2 控制头动压试验需要测量的参数

table 4. 2 the parameters needed to measure in the rotating control head dynamic test

序号	名称	信号范围 mA	测量范围 Mpa	正常工作 范围 Mpa	作用
1	主油缸进油管压力	4~20	0~21	0-16	监视油缸压力, 计算摩擦力
2	主油缸出油管压力	4~20	0~21	0-16	
3	马达进油管压力	4~20	0~21	0-16	监视马达情况, 计算马达输出功率
4	马达出油管压力	4~20	0~21	0-16	
5	实验台卡箍压力	4~20	0~21	9-14	监视顶紧缸压力, 压力低时报警
6	控制头实验水压	4~20	0~35	0-20(动压) 0-35(静压)	检测控制密封功能
7	空压机压力	4~20	0~1.2	0.5-1.2	检测气罐压力, 为是否开启压缩机提供依据
8	控制头卡箍压力 (油压)	4~20	0~25	19-23.1	检测检控箱气动泵是否正常, 卡箍油缸保压性如何
9	动力站润滑油泵压力	4~20	0~25	0.35-19.6	计算压差, 检测油泵性能
10	动力站进水管温度	4~20	0~100℃	4-15	测试制冷系统状况, 轴承发热情况
11	动力站出水管温度	4~20	0~100℃	10-60	
12	油缸行程		0-2MM	0-900MM	

#### 4. 3. 2 测试数据的自动处理功能设计

为了对实验过程及测试数据进行检测分析, 需要计算机对测得的数据进行自动判断、处理。在本系统中, 需要计算机处理的数据如下:

1、动力站进出水温差。动力站温差等于动力站进水管温度减动力站出水管温度。

$$T3=T1-T2 \quad (4-1)$$

2、试验水压与润滑油压力差。压力差等于控制头实验水压减润滑油压力。

$$\Delta P=P_1-P_2 \quad (4-2)$$

3、根据油缸压力、实验水压、几何结构参数计胶芯摩擦力。

$$\text{上行时: } F=P_1+P_2 \quad (4-3)$$

$$\text{下行时: } F=P_1-P_2 \quad (4-4)$$

4、根据油压推算液压马达的功率，转矩。

$$M=M_1 \times P$$

3、根据“冲次计数器”推算出油缸运行速度。

$$V=NS/T \quad (4-5)$$

6、根据光电开关输入信号的时间间隔来估算液压马达的转速，测定马达累计转速。

$$N=N/\Delta T. \quad (4-6)$$

7、过超声波位移传感器实现动画和实际油缸运动协调一致。

8、自动记录每次试验时间。

#### 4.3.3 报警系统边界条件的确定

总体要求：在主画面原显示内容的基础上，改变颜色或闪烁进行报警提示；只是提出报警，不中断实验，具体操作由实验者决定。具体要求如下：

- 1、实验台卡箍压力低于 12 Mpa 时，提示压力偏低；低于 9Mpa 时，报警。
- 2、动力站温差小于 20℃ 时，显示制冷系统运行不正常提示，低于 10 ℃时，报警。
- 3、控制头卡箍压力低于 19.6 Mpa 时，提示压力偏低，低于 18.2 Mpa 时，报警。
- 4、实验水压与润滑油压力差小于 50PSI 时，报警。
- 5、在行程下死点时记录实验水压，如果该压力高于 P1，报警（憋压），如果低于 P2，报警（漏失）。P1、P2 要在实验前按提示输入（P1>P2）。
- 6、 液压马达、油缸出现故障，进行报警。

#### 4.3.4 实验系统控制面板设计

1、旋转控制头计算机控制显示的主画面见图 4.4。

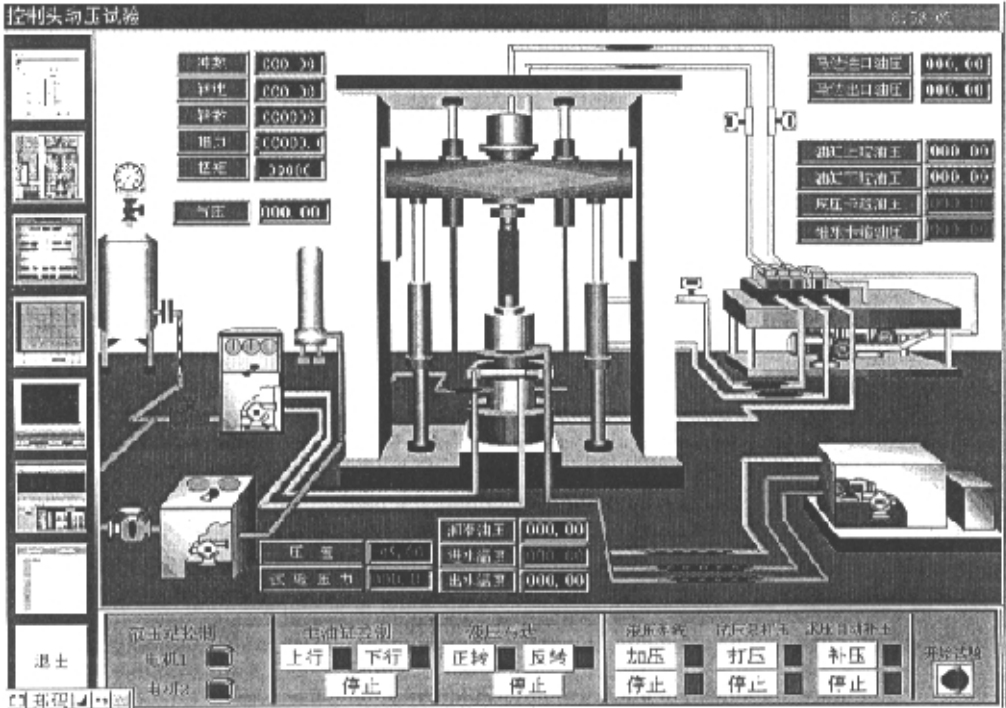


图 4.4 控制显示主画面

Fig4.3 The map of the main drawing of displaying and controlling

### 2、主画面的设计与确定

主画面包括：包括 2 个液缸、1 台液压马达、1 台液压卡箍、控制头、动力站、试压泵、气罐（或压缩机）、司钻控制箱。液缸的运动、液压马达的旋转、试压泵、司钻控制箱的气动往复泵设动画，当开始试验时，控制头中的压力水变成红色，表示在进行压力实验。

### 4. 3. 5 数据采集和控制关系的设计

1、主油缸：由液缸上行电磁阀及下行电磁阀控制，做上下往复运动，上行到位、下行到位的换向由位移传感器控制，在液缸下行到位后，“冲次计数器”（工控



机内部计数器)累进加1。

2、液压马达:受马达正转电磁阀及马达反转电磁阀控制其正转、反转,旋转的同时随液缸上下往复运动。液压马达的转速及转数由光电开关来采样,每转一周光电开关向工控机输入一个信号,工控机内部“旋转计数器”累计加1,并由光电开关输入信号的时间间隔来估算液压马达的转速。

3、液压卡箍:只装一个压力传感器,用于监视液压卡箍的工作压力是否正常,异常时,进行报警。

4、试压泵:用于给试压设备加压。根据实验水压设定值(在实验开始前由对话框输入)通过气源电磁阀的通断来控制,实验水压通过控制台上的实验压力传感器输录计算机。

6、空压机:空压机的开停由气罐上的气源压力传感器通过继电器控制。气源压力达到设定值后,自动停机,压力低于0.5MPa时,自动启动。

7、液压站:有2个电机,工作时,可能用一个电机,也可能用二个电机,因此系统具有选择功能。实验开始,先选择开几个电机,关闭电磁卸荷阀,通过继电器控制所选择的电机自动空载启动,开始实验。实验结束或遇到特殊情况时,先断开电磁卸荷阀,再停泵。

8、液压系统卸压由电磁溢流阀控制。

#### 4.3.6 实验数据的分析与处理

1、屏幕实时显示实验参数:实验水压、油缸(实验台、胶芯实验台油缸)压力、控制头卡箍压力,实验台卡箍压力、气压、温度、动力站润滑油泵压力、液压马达压力、转速、功率、累计转数、动力站冷却系统温差、胶芯摩擦力、实验水压与润滑油压的差值、累计冲次等。

2、屏幕实时显示实验曲线:实验水压-时间、油缸压力-时间曲线、液压马达压力曲线。

3、在屏幕实时显示实验参数的同时,自动生成实验报表。报表应列出的参数:实验水压、油缸压力、控制头卡箍压力、实验台卡箍压力、气压、动力站冷却系统温度、动力站冷却系统温差、动力站润滑油泵压力、液压马达压力、转速、功率、累计转数、试验杆推力、实验水压与润滑油压的差值、控制头实验台累计冲次、油

缸速度。

4、可以进行历史数据查询。退出“7100 控制头动压试验”，返回第一级菜单，进入“历史数据查询”对过去的实验数据进行查询。

6、可以按提示完成输出实验报表、实验曲线等试验报告。

#### 4.4 系统的功能与特点

##### 4.4.1 系统调试及运行

###### (一) 系统调试

在系统调试中,利用软硬件的模块化功能,我们采用循序渐进的分步调试方法。

— 首先撇开计算机控制系统,对电气控制部分进行调试,将控制柜面板上“手动/自动”转换开关打到“手动”位置,先测试各设备手动启停按钮是否正常,再由操作人员按实验步骤手动启动和停止实验装置运行。

— 传感器信号调试。传感器信号直接影响到监测精度,因此,我们对其进行了仔细的标定,并经计算机进行线性化处理和补偿,使 13 路传感器信号经计算机采集后的精度为 1%左右。

— 工控机调试。软硬件在实验室均经过初步调试,其中有模拟信号采集、开关量输入输出信号调试以及 D S 1820 数字温度采集卡同工控机的通信,软件亦按上面所述模块化结构编制完成。硬件主要是加装一台供压力传感器的+12V 电源,软件则是完成采集显示和报警模块的采集数据修正、补偿等程序修改,由于采用了模块化结构,调试方便快捷。由于该系统主要是模拟量采集和开关量控制,能很好地完成要求的监测控制任务。

###### (二) 系统运行

当主机的 Microsoft Windows 98 操作系统被引导,系统将自动调入实验组软件工程模板,列出所有实验项目供操作人员选择(即控制头动压试验、控制头静压试验、动力站试验、PCWD 动压试验、PCWD 静压试验、胶芯试验台试验、节流管汇试验),选择实验项目后,进入实验监控画面,显示主流程图。主流程图是实验运行的全景图,是操作人员及时了解实验运行概况和进行各种操作的基本界面。它包括试验参数设定、集中数据显示、实时曲线、报表查询、报警记录等子画面以及系统菜单弹出菜单、运行时间、设备状态、手动控制、运行统计。

#### 4. 4. 2 系统操作模式

控制系统可实现三种操作模式，即集中手动模式，计算机手动模式以及计算机程控模式，系统的操作模式优先级从高到低依次为集中手动模式、计算机手动模式、计算机程控模式。

##### 1、集中手动模式

集中手动控制适用于系统调试或紧急事件（如控制主机死机或发生故障）处理，提高了系统可靠性和实用性。在操作台上设置了手控面板，安装有控制按钮、指示灯、蜂鸣器等器件，与显示器、监控系统一起构成了功能完善的系统，方便监视控制。“手动/自动”的切换由控制面板上的切换开关通过继电器来实现。在“手动控制”时，屏蔽计算机的操作保留显示功能，在操作台手动操作的同时，动作、数值变化等信息都可以实时显示在显示器上，方便设备调试。

在手动控制状态，可以控制“液压站 1、2 号电机”、“液压站电磁卸荷阀”来建立或消除系统压力，控制相应的电磁阀实现主油缸、胶芯油缸的上行、下行、停止动作；液压马达正向旋转、停止、反向旋转

“气源电磁阀控制” 旋钮： 控制气源电磁阀的吸合及释放；

##### 2、计算机手动模式

当系统处于计算机手动模式时（即在 CRT 上用鼠标操作），需将 CRT 上的系统控制方式按钮切换至手动方式，同时对于电机，需将 CRT 上电机相应的检修开关切换至运行位置。

##### 3、计算机程控模式

计算机程控模式是最高级的控制模式，在此工作模式下，系统的所有设备都处于自动工作方式，不需要运行人员的干预。当运行人员将 CRT 上的系统控制方式按钮切换至程控方式时，系统即按照预先设定好的程序进行自动控制。

#### 4. 4. 3 系统的报警、联锁和保护

1、当所有模拟量信号越限时、定义报警的开关量动作时或发生系统故障时，系统将自动实现报警，配合 CRT 画面上的动画形象，发出多媒体语音报警，提醒运行人员注意。所有的历史报警都以文件形式保存在硬盘上，因此本系统具备完善的多功能报警及记录，可方便地进行查询

2、设置有“紧急停止”按钮：控制紧急情况的停机，当此按钮按下，液压站电机、各电磁阀全部停电，试压泵停止工作，中止试验运行；在手动/自动控制时均可操作。

## 4.5 小结

### （一）主要工作

1、本文分析提出了系统的总体要求，制定了总体方案。通过对比分析 PC+PLC；PC+MODEL；PC+板卡三种系统的特点，确定采用 PLC+板卡控制方案。完成了硬件配套研究，使用亚控公司先进的 Kingview6.0 组态软件进行系统软件的开发。

### （二）结论

1、本系统采用了系统集成的概念和方法对系统的硬件、操作系统和开发工具整和设计，不是从非标准做起。

2、选用了抗干扰性好、工作可靠的康拓工控机作为主控制器，从系统的抗干扰性、可靠性出发，所有传感器的输入信号选为 4-20MA 电流信号。选用了美国先进的钛蓝宝石压力变送器，该类型压力变送器采用了蓝宝石外延工艺制造，具有良好的精度和稳定性。在 25℃时精度为，0.25%，5 年累计零点时漂小于 0.2%FS，5 年累计量程时漂小于 0.2%FS。

3、Kingview6.0 组态软件组态软件功能全面，运行稳定可靠，操作方便灵活，扩展性好。通过该系统设计的应用软件，实现了对实验装置和实验对象的实验数据的自动采集处理，实现了实验工况的自动控制及对流程中的相关点温度、位移、压力、漏失、载荷、速度、扭矩、转速、累计转数进行检测。

4、具备了完善的控制功能，能够实现集中手动模式计算机手动模式和计算机程控模式，提高了系统应付突发性故障，保证系统按全运行，根据需要灵活选择控制方式的能力。

5、主流程图是实验运行的全景图，使操作人员可及时了解实验运行概况并进行各种操作。动画显示形象逼真，响应速度快，操作简单、灵活、方便。

6、具备完善的报警及记录功能，查询方便。当所有模拟量信号越限时、定义报警的开关量动作时或发生系统故障时，系统将自动实现报警，配合 CRT 画面上的动画

形象，发出多媒体语音报警，提醒运行人员注意。所有的历史报警都以文件形式保存在硬盘上。

7、以旋转控制头动压实验为例，详细该系统软件的研制过程。

## 参考文献

- [1] 徐云英. 实用钻井工程. 中国石油天然气总公司情报研究所
- [2] Underbalanced Completions , SPE 30684
- [3] 罗世英, 孟英峰, 李允. 欠平衡钻井的应用前景. 天然气工业, 1999, 19(4), 55~58
- [4] 罗平亚, 孟英峰. 低压欠平衡钻井. 西南石油学院学报, 1998, 20(3), 38~44
- [5] 张东海, 席继强, 贾建明. 国外钻井技术发展现状. 断块油气田, 2000, 7(5), 64~68
- [6] 陈会年, 张国龙, 梁何生. 国内外欠平衡钻井工艺技术现状. 西部探矿工程, 2000, 63(2), 72~74.7
- [7] History and Development of a Rotating Blowout Preventer, SPE 23913
- [8] 康晓雷. 浅谈旋转控制头的发展趋势及应用. 钻采工艺, 2000, 23(4), 59~62
- [9] 康晓雷. 浅谈旋转控制头的应用及发展趋势. 石油机械, 2000, 28(6), 56~60
- [10] 单正明, 李永和, 吴忠良. 旋转控制头的性能分析及其发展. 石油钻探技术, 1998, 26(4), 33~34
- [11] 赵卫红, 邹枫. 旋转控制头在负压钻井中的应用. 石油钻探技术, 1999, 27(2), 40~41
- [12] 郑明学. 商 741-平 1 井欠平衡压力钻井技术. 石油钻探技术, 2000, 28(5), 15~17
- [13] 刘红, 李耀庭. 可控负压边喷边钻技术. 断块油气田, 1997, 4(1), 48~51
- [14] 王桂文, 王德良. 负压钻井技术在中原油田的应用. 断块油气田, 1997, 4(4), 46~49
- [15] 魏明扬. 四川气田钻井装备工具仪器发展方向. 钻采工艺, 1998, 21(1), 38~41
- [16] 杨云霞, 潘华, 曹雪洪. 负压钻井技术的发展与应用. 石油钻探技术, 1998, 26(4), 45~50
- [17] 谢鹏明. 负压钻井的关键问题. 国外油田工程, 1997 (9), 26~27
- [18] New Applications for Underbalanced Drilling Equipment. SPE 37639
- [19] 孙振纯, 王守谦, 徐明辉. 井控设备. 石油工业出版社, 1997.
- [20] 孙振纯, 夏跃泉, 徐明辉. 井控技术. 石油工业出版社, 1997.
- [21] 和传健, 马淑梅. 欠平衡钻井井控考虑事项. 钻采工艺, 1999, 22(4), 13~16
- [22] 陈雅溪, 向兴华, 于占江. 国外边喷边钻技术发展. 钻采工艺, 2000, 23(5), 8~14
- [22] 美国专利 “ROTATING BLOWOUT PREVENTER”, 专利号: 5662181
- [22] Williams公司7100旋转防喷系统操作使用说明书 (英文版)

- [22] Shaffer公司PCWD旋转防喷器操作使用说明书(英文版)
- [23] Underblanced Drilling Manual American Gas Research Institue, 1997
- [24] Development and Application of an Underblanced Drilling Simulator IADC/SPE39303
- [25] Underblanced Drilling: A Process Control Methodology Petroleum Engineer International  
Sept. 1998
- [26] Underblanced Drilling in Canada J.P.T. Sept. 1997
- [27] Dynamic Simulator for Underblanced Drilling OMC97 Organization 1997
- [28] Well Control Considerations for Underblanced Drilling SPE38584
- [29] The Successful Use of Underblanced Drilling Technique Hart Petroleum Engineer International  
Apr. 1997
- [30] 孙均道, 田景玉, 贾锁红. 负压钻井技术的发展与应用. 探矿工程, 1999 (294~298)
- [31] 杲传良, 都振川, 张明昌. 胜利油田钻井新技术的应用及效果. 石油钻探技术. 2000, 28(3),  
4~6
- [32] Todd R. Thomsa. 欠平衡钻井技术的进展有利于消除早期疑难问题. 国外油田工程, 2000 (6),  
26~29
- [33] Underblanced Drilling Surface Control System. Canadian SPE/CIM/CANMET Paper No.  
HWC94-20.
- [34] 胡辛禾. 国外欠平衡钻井技术与装备现状. 石油机械. 2001, 29(2), 55~57
- [35] 赵春楷. 欠平衡钻井技术的改进(一). 国外油田工程, 2000 (9), 17~19
- [36] Rotating Preventers : Technology for Better Well Control, World Oil, 1992
- [37] Underblanced Drilling: A Process Control Methodology, Petroleum Engineer International, 1998.9
- [38] Underblanced Drilling in Canada, J.P.T. 1997.9
- [39] Well Control Considerations for Underblanced Drilling. SPE38584
- [40] 孙荣华, 张达, 赵秀凤. 胜利油田欠平衡钻井技术. 2000, 钻采工艺. 23(2), 5~7
- [41] 何卫滨. 流体欠平衡压力控制. 钻采工艺. 24(2), 2001, 7~10
- [42] 丁云杰. 欠平衡钻井技术在冷七2井应用的效果. 钻采工艺. 2001, 24(2), 77~79
- [43] 任中启. 欠平衡钻井技术的应用. 石油钻采工艺. 2000, 22(3), 33~36
- [44] 苗树富, 邓国岩. 欠平衡钻井技术在板深7井的应用. 钻采工艺. 2000, 23(2), 73~75

- [45] 马金山, 牛坤科, 王文林. 板深 8 井欠平衡钻井体会. 钻采工艺. 2000, 23(4), 90~91
- [46] 詹永麒 液压传动 上海交通大学出版社 2000.06
- [47] 机械设计手册编写组 机械设计手册 机械工业出版社 1993.8
- [48] 管忠范 液压传动系统 机械工业出版社 1981
- [49] 甄守元等 钻井技术手册 1987
- [50] 北京亚控科技发展有限公司 组态王 6.0 使用手册
- [51] 张永生 实时控制系统软件设计原理及应用 国防工业出版社 1998. 12
- [52] 赵望达等 工控计算机在空压机组检测控制系统的应用 2000 年第四期
- [53] 赵丕华 钻井参数软件系统设计 石油仪器第 14 卷第 5 期
- [54] 魏建平等 矿井通风安全实验装置检测控制系统研制 焦作工学院学报第 19 卷第 2 期  
2000. 03
- [55] 罗次申 动力机械测试技术 上海交通大学出版社 2001. 06
- [56] 高长发 山西天脊煤化公司锅炉的 DCS 控制系统



## 第五章 结论

### 5.1 完成的主要工作

本文在研究了大量文献的基础上,从理论分析、实验研究、理论计算和设计等方面对旋转控制头台架拟实实验装置进行了研究。主要进行了以下工作:

1、本文从分析旋转控制头的现状、工作条件及测试要求入手,进行了实验装置的功能设计研究,通过对三种实验方案的对比分析,确定了总体实验方案和技术参数。

2、阐述了实验装置的组成和工作原理。完成了实验装置的总体设计和三种实验杆、加压及补压系统、综合试压装置等主要零部件的详细研究设计,技术图纸绘制。

3、通过实验研究和理论计算确定了胶芯对实验杆的摩擦力,控制头工作力矩、实验水压对实验杆的作用力、补偿缸对活动横梁的作用力等主要载荷。建立了活动横梁在静压和动压实验时的力学模型及上横梁、立柱的力学模型。

4、对实验装置中的主要机械结构使用常规理论方法进行了强度校核,利用有限元法对活动横梁进行了校核。

5、本文制定了实验数据采集处理控制系统的总体方案。通过对比分析 PC+PLC; PC+MODEL; PC+板卡三种控制系统的特点,确定采用 PLC+板卡控制方案。完成了硬件配套研究,使用亚控公司先进的 Kingview6.0 组态软件开发出了一套了实验数据采集处理、控制系统软件。

6、完成了实验装置液压系统的总体设计及配套选型。

### 5.2 结论及主要创新点

1. 本文对旋转防喷系统的室内全方位拟实测试进行了国内首次全面的分析研究。

设计了一种具有自主知识产权的、功能完备,使用范围广、自动化程度高的控制头实验系统。本实验装置具有良好的拟实性。能够模拟现场的实际工况,对现有和

正在研制的旋转放喷系统或分系统进行实验。填补了国内在该领域的技术空白。

2、在该实验系统开发中，研制了一套独特的压力补偿装置，使活动横梁的载荷减轻了 70%，所需储能器的体积显著降低，使系统的压力波动系数可控制在 5%以内。

3、该实验系统利用台架的机械强度高、刚度大的特点，在采用机械强制同步的同时，采用了回油同步油路，能够实现双向同步，使该系统具有很高的同步性。

5、该实验装置达到了预定的技术指标如：最大实验静压力：35Mpa；最大实验动压力：17.5Mpa；实验转速：150 rpm；试压装置最大实验压力：100Mpa，等。

6、使用亚控公司先进的 Kingview6.0 组态软件开发了该实验装置的系统程序。实现了对实验装置和实验对象的实验数据的自动采集和处理，实现了实验工况的自动控制及对流程中的相关参数温度、位移、压力、速度、扭矩、转速、累计转数的检测。该软件系统能够实现集中手动模式、计算机手动模式和计算机程控模式，提高了实验装置的应付突发性故障能力，确保系统安全运行。该软件还具备完善的报警及记录功能，其主流程图动画显示形象逼真，响应速度快，操作简单、灵活、方便，操作人员可及时了解实验运行概况并进行各种操作。

### 5.3 工作展望

本论文所完成的工作由于时间的限制，仅仅是完成了设计计算、设备的加工、厂内分系统调试工作，设备的按装、联试工作有待于进一步完成。

本文的研究目标是实验系统的设计，没有涉及到旋转控制头的故障诊断分析、早期故障预报技术，这些技术的研究开发将能够把旋转控制头的测试水平提高到一个更高的水平，显著提高设备的使用可靠性，因此今后应加快该方面的研究。

## 致谢

我首先要感谢导师姚振强教授和胜利石油管理局钻井院张慧峰高工三年来在生活和学方面对我的关心和教导，从两位导师身上学到了很多专业知识和社会知识。姚老师渊博的学识、科学的思维方法和严谨认真的治学态度给我留下了深刻的印象，使我收益非浅。张院长对我的论文给予了细心指导。

在论文完成期间，我得到了我单位领导和同事们的谅解和大力支持，特别是王岩鹏、李毅两位同事，对我论文的完成给予了大力的支持和帮助，在此表示衷心的感谢。

## 攻读工程硕士期间发表的学术论文

1. 杨德京 对欠平衡压力钻井装备配套技术研究的几点认识黑鲁石油学会机械分会 2001 年度年会上发表
2. 杨德京 “旋转防喷器实验装置的研究”。山东石油学会机械分会 2002 年度年会上发表