

摘要

随着先进控制理论和电力电子技术的发展,变频调速技术的性能变得日益优异,其应用范围也越来越广。在液压传动中应用变频调速技术可以减少系统中液压元件的数量,使液压系统的结构变得简单,工作可靠,而且更加节能。目前变频液压技术在电梯、液压提升机械、机床、注塑机等许多机械装备中有着广泛的潜在应用。本课题对新型变频闭式液压动力系统进行了部分元件的选型和结构设计,搭建了实验系统的数据采集和控制部分并利用 AMESim 仿真软件对所设计的系统进行了开环工作方式和闭环 PID 控制时的仿真研究,结果表明采用 PID 控制时,系统具有良好的动态特性和稳态特性。

论文的整体结构如下:

第一章,综述了国内外变频液压技术的发展历程,研究现状和应用领域。简要介绍了课题的研究意义和研究内容。

第二章,对变频闭式液压动力单元的动力元件和执行元件进行了选型和搭建;建立了整个系统的数据采集部分;使用 C 语言编写了系统的控制程序。

第三章,建立了变频闭式液压动力系统的数学模型,使用 AMESim 软件对对整个系统进行了建模与仿真研究,选择并确定了仿真模型中的参数。并进行了实验验证。

第四章,本章对油田中常用的游梁式抽油机和液压抽油机的工作原理进行了简单的介绍,对二者的特性进行了对比;设计了一种用于油田可移动式车载抽油装置的液压系统,对该系统的工作状况和性能作了详细的分析;对整个液压系统搭建了仿真模型,仿真结果表明该液压系统能够达到预期的抽油工况要求。

第五章,对本论文所做的研究工作进行了总结,并对未来的研究工作进行了展望。

关键词:变频调速,闭式回路,AMESim 仿真,PID 控制,液压抽油机

Abstract

With the development of the advanced control technique and power electronics and electronics, variable frequency speed control technology has become more and more outstanding and has been used in more and more abroad field. Using variable frequency technology in hydraulic driven system can help reduce the hydraulic component, make the structure of the hydraulic system be simple, reliable worked, what's more, the whole system will be more energy-saving. Now the variable frequency hydraulic technology has an extensive potential application in many kinds of equipments such as hydraulic elevator, hydraulic elevating mechanism, machine tool and injection machine. In this paper, some components of the variable frequency closed circuit system are chosen, the installation structure of them in the system is designed. Also, the data-collected and control output system of the experimental system is built. To develop research on the system, the model of the whole system is founded in AMESim, a kind of simulation software. Then the simulation research on the openloop and close loop PID controlled system is carried out. The result suggests that when uses close loop PID control mode, the whole system will have well static and dynamic characteristic.

The main research contents are as follows.

In chapter 1, the development course, research actuality and application field of variable frequency hydraulic technology home and abroad are summarized. The main research subjects are summarized in the paper.

In chapter 2, the power component and actuate component of the variable frequency closed hydraulic system are designed and built; The data-collect system is also built to carry out experiments on the system; the software of the control system is written in turbo C.

In chapter 3, mathematic models of the variable frequency hydraulic power unit are built, simulation models are also set up using AMESim. The values of model's parameters are selected and determined, and the simulation research is carried out. The results are verified by Experimental Research.

In chapter 4, the application of the frequency conversion and close circuit hydraulic system in hydraulic oil pumping unit. According to design and application research, the characteristics of the hydraulic oil pumping unit are improved by using the system above. The installed power and energy consumption are reduced, and the structure of the application system is simplified.

In chapter 5, some conclusions are given and some new views are put forward in the future.

Keywords: variable frequency speed control, closed circuit, AMESim simulation, PID control, hydraulic oil pumping equipment

学号 20408096

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 浙江大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名: 邵文彬 签字日期: 2006 年 10 月 8 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 浙江大学 有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权 浙江大学 可以将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、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名: 邵文彬

导师签名: 邵文彬

签字日期: 2006 年 10 月 8 日

签字日期: 2006 年 10 月 8 日

学位论文作者毕业后去向:

工作单位:

电话:

通讯地址:

邮编:

第一章 绪论

【摘要】本章综述了国内外变频液压技术的发展历程,研究现状和应用领域。简要介绍了课题的研究意义和研究内容。

1.1 电机变频调速技术概述

1.1.1 交流变频调速技术的发展

交流异步电机结构简单、价格便宜、工作可靠、维护工作量小,因此在人们的生产活动中得到了广泛的应用。围绕如何提高异步电动机的调速性能,人们一直在进行着不懈的探索和研究,以希望在许多场合下能够用可调速的交流异步电动机来代替直流电动机^[1]。变频调速技术交流变频调速理论最初诞生于 20 世纪 20 年代,但在之后的很长一段时期内都没有取得实际应用上的突破。经历了 20 世纪 70 年代中期的第 2 次石油危机之后,人们充分认识到了节能工作的重要性,并进一步重视和加强了对交流调速技术的研究开发工作。而在同时期内电力电子技术、微电子技术、计算机应用技术以及电机理论的发展,为变频驱动技术的发展提供了很好的支撑条件。到了 80 年代,变频器已经产品化,性能也不断提高,并开始被应用于工业各部门。进入 90 年代,由于新型电力电子器件如 IGBT、IGCT 等的发展及性能的提高、微型处理器技术(如 DSP)的发展,以及先进控制理论(如磁场定向矢量控制、直接转矩控制)在变频器中的应用等原因,使变频器在诸如调速范围、驱动能力、调速精度、动态响应、输出性能、功率因数、运行效率及使用方便性等方面大大超过了其它常规交流调速方式,变频调速技术取得了显著的成就并日臻成熟。目前,交流变频调速系统的性能已经可以和直流调速系统相媲美,再加上交流电机固有的优点,更适用于直流调速系统无法比拟的场合,如高速化、大容量的旋转机械^[2]。交流变频调速已在钢铁、冶金、矿山、石油、化工、医药、纺织、机械、电力、轻工、建材、造纸、印刷等等传统工业的改造和发展中得到了广泛的应用,取得了巨大的经济效益和社会效益^{[3][4]}。

1.1.2 变频调速技术的基本原理及方式

三相交流异步电机的转速为^[5]:

$$n_p = n_1(1-s) = 60f(1-s)/m_p \quad (1-1)$$

式中 f —异步电机的电源频率, Hz;

s —电机的转差率;

m_p —电机的极对数;

n_1 —异步电机定子磁场的旋转速度, 也称为异步电机的同步转速, rpm;

n_p —异步电机轴的实际转速, rpm。

由式可以看出, 要想改变异步电机的实际转速, 可以从改变电源频率、改变转差率、改变电机极对数这几个方面来入手。而变频调速正是以改变电机的电源频率作为根本出发点的。

但是, 简单地调整电源频率并不能够满足对异步电动机调速控制的需要, 因为从三相异步电动机定子电路的电压平衡关系可知:

$$U_1 \approx E_1 = 4.44 f_1 W_1 k_{r1} \phi_m \quad (1-2)$$

式中, E_1 为异步电动机定子电动势;

在异步电机定子电压 U_1 不变的情况下, 电机的主磁通近似与 f_1 成反比而改变。而一般在设计电机时, 为充分利用铁芯材料, 都把磁通数值选为接近磁路饱和值。因此, 电源频率 f_1 降低时, 不相应降低电压, 虽然可以实现调速, 但是同时磁路将出现饱和, 励磁电流明显增大, 将使电机负载能力降低, 功率因数变坏, 铁损增加, 电机过热。反之如果频率增加而电压不变, 则磁通减少, 会导致电动机允许输出转矩下降, 使电机利用率降低, 若负载转矩不变, 电机将出现过流的危险。因此, 为了得到比较满意的转矩特性, 应该使得变频器的输出电压频率和输出电压幅值同时得到控制, 并基本保持 $\frac{U}{f} = \text{恒定}$, 从而变频器将固定电压、

固定频率的交流电变换为可调电压、可调频率的交流电^[6]。

在此基础上的转差频率控制方式, 是在进行 $U/f = \text{恒定}$ 控制的基础上, 通过获取异步电动机的实际转速, 经计算而得实际转速对应的电源频率, 并且根据希望得到的对应于某一转差频率的转矩, 调节通用变频器的输出频率就可以使异步电动机具有某一所需的转差频率, 从而得到异步电动机所需输出转矩。

前述两种控制方式基本上解决了异步电动机平滑调速的问题。但是系统在稳定性、启动及低速时转矩动态响应等方面的性能尚不能令人满意^[7]。矢量控制方式是将异步电动机的定子电流矢量分解为产生磁场的励磁电流分量(标量)和产生转矩的转矩电流分量(标量), 并同时控制两分量的幅值和相位, 即控制定子电流

矢量，以达到在实现电机平稳调速基础上有效的对电机输出转矩进行控制的目的。

还有一种控制方式是直接转矩控制方式，这种控制方式不采用旋转坐标变换，而简单地通过检测电动机定子电压和电流，借助瞬时空间矢量理论计算出电动机磁链和转矩，并根据与给定值比较所得差值，实现磁链和转矩的直接控制^[8]。

1.2 液压控制方式概述

在实际应用中的液压传动控制系统中，大部分是需要对执行机构的速度进行控制的，可以说调速回路是液压系统的核心。液压系统的调速方式很多，但是总体而言可以分为两大类：节流调速回路和容积调速回路。实际应用中的大部分都是这两种形式的调速回路以及由它们衍生出来的系统^[9]。下面对这两种调速方式分别予以介绍。

1.2.1 节流调速

节流调速回路主要是通过改变回路中流量控制阀的通流截面积的大小来控制流入或流出执行元件的流量，泵输出的多余流量则通过溢流阀流回油箱，转变为热量。这种调速回路的关键是液压控制阀，执行机构的位移速度转速等关键量都是通过控制油液通过控制阀的流量来完成的。这种调速方式的特点是响应速度快，精度高，但是由于泵的输出流量固定，当系统在低速状态下运行时多余的流量通过溢流阀溢流，同时调速时油液经过节流口时会产生节流损耗，因此整个液压系统的效率较低，由能耗产生的热量会使油液的温度上升，适用于小功率液压系统和速度变化范围不大的场合。

1.2.2 容积调速

实现容积调速一般有两种方法：变排量容积调速和变转速容积调速。

变排量容积调速是通过改变回路中变量泵或变量马达的排量来调节执行元件速度。在这种回路中，液压泵输出的油液直接进入执行元件，没有溢流损失和节流损失，而且工作压力随负载变化而变化，效率高，发热少，但是这种调速方式需要有一套比较复杂的变排量控制机构，对传动介质要求较高，抗油液污染能力差，而且调速范围有限，变量机构的响应速度慢，不适合用做快速系统，一般用于大功率慢速系统。

变转速方式的容积调速技术就是改变驱动液压泵的电动机的转速来改变泵

的输出流量。对于电动机的调速方式,目前最常用是变频调速技术,这也是性能最为优秀的一种电机调速方式。相对于其他的调速方式而言,变频调速液压技术节能效果更为显著,而且由于减小了溢流损失,使得液压系统温升减小。同时由于变频器还具有过流、过载、电动机过热、过压及欠压、超速及失速等保护功能,使得电动机的启动电流大为减小,从而延长了电机的寿命^[10-12]。

1.3 变频液压技术研究概况与应用现状

液压动力传动以其传动平稳,元件布置灵活,易于实现无级调速,功率体积比大等优良特性在许多领域获得了广泛的应用,但是液压动力传动的能量利用率不高,整机系统的效率较低,在进入90年代以后,随着世界各国在环境保护,如能耗、噪声、泄漏等控制方面日益严格的要求,节能已经成为电液系统的主要研究方向和研究重点之一。而电气传动具有噪音小、污染低、能耗低、无需二次能量转换等优点。但是,目前电气传动还存在着一些不足之处,例如无法实现集中控制,很难实现高精度的控制等。随着电力电子技术和制造技术的发展,交流变频调速技术已取得了日新月异的进步。电机变频调速技术依靠改变供电电源的频率就可实现对执行机构的速度调节,电机始终处在高效率的工作状态。变频调速技术对液压技术来说,既是挑战,也是机遇,关键在于液压技术如何利用变频技术的优势为己所用,取长补短,才会有更大的发展空间。在传统的液压调速技术存在着或者效率低下,或者结构复杂的情况下,考虑将电机变频调速技术用于液压系统,即变转速液压控制技术,通过控制普通异步电机的转速,由此带动定量泵,通过改变电机的转速而使泵的流量发生变化,以达到容积式控制的效果。可以克服液压系统的一些缺点^[13,14],如简化液压回路,减少液压系统的能量损失,提高系统效率,降低噪声等。其中最重要的是减少液压系统的能量损失,提高整个系统的效率。

1.3.1 研究概况

Helduser, S.等人在1996、2001年和Neubert, Th.等人在2000年均对变频电机驱动定量泵系统和普通电机驱动变量泵系统的效率进行了对比研究^[15,16,17],图1-1所示的结果表明在中等负载时变频驱动系统比普通变量泵系统的效率要高;在无载时变频驱动的电机输入功率很小,而普通变量泵系统的电机输入功率达额定功率的90%;但在满负载时,两者的效率很接近。

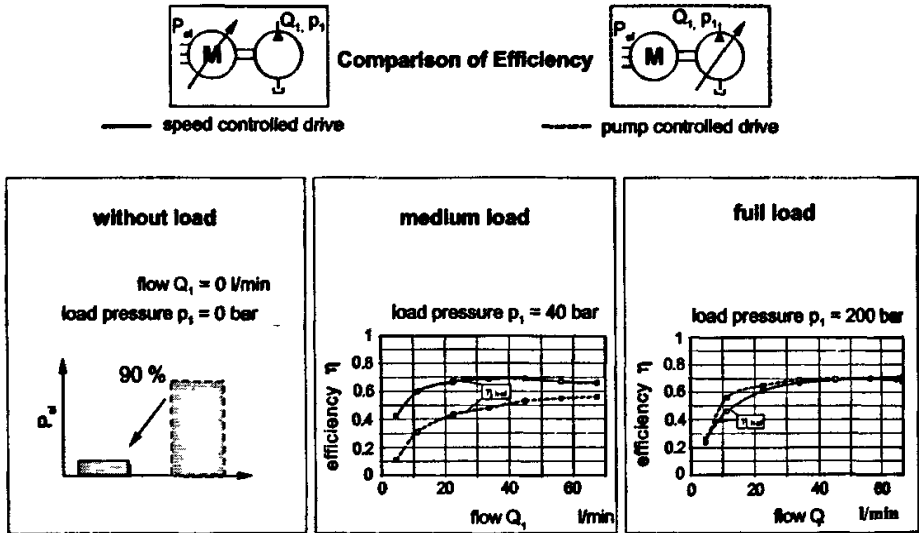


图1-1 变频驱动定量泵系统和普通变量泵系统的效率对比

文献^[18]论述了在汽车的液压转向系统中采用变转速驱动是一种理想的节能途径。文献^[19]中对轿车中使用的变转速容积控制和阀控的两种系统作了充分的对比分析，得出的结论是变转速容积控制较阀控系统更加节能。图 1-2 是这种电液转向原理图。图中的电机—泵单元可以运行在四象限，系统中低压侧配置的蓄能器可以防止由于软管的挠性产生的气穴现象。

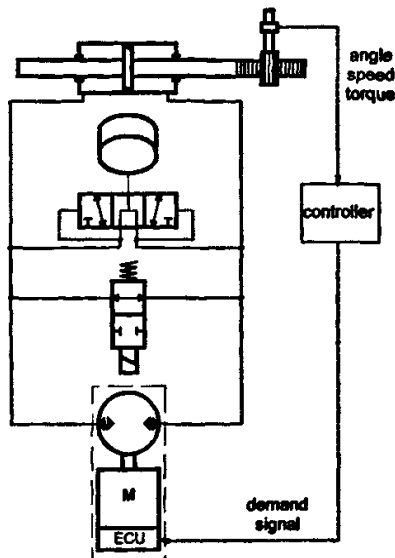


图 1-2 电液转向原理 (文献^[84])

文献^[20]对飞机中用变频驱动液压泵进行了实验研究，实验表明，采用变频驱动具有明显的节能效果。文献^{[21][22]}论述了变频驱动液压技术在飞机中的应用。

采用变频驱动的斜盘角度可以过零的柱塞泵/马达，当其工作在变量泵状态时，可以为液压系统提供动力；而当其工作在变量马达状态时，这时电机处于异步发电状态，机械能经马达转换成电能，电能经整流和逆变之后返回给飞机上的机载电源。采用变频驱动液压技术具有较显著的节能效果，并且能够解决未来飞机向高压大功率方向发展所带来的无效功率的增大以及由此引起的系统发热问题，压力脉动与流固耦合等问题，将是未来飞机液压能源驱动技术的主流^[41]。

1.3.2 应用现状

日本三菱公司从 1984 年就开始着手研究变频驱动液压电梯，其于 1986 年申请的美国专利^[24]开创了变频驱动技术用于液压电梯的先河，提出了通过检测电机转速，将实测转速与给定转速进行比较，利用转速差值信号作为变频器的控制信号，变频器输出不同频率的电信号来实现对电机和泵转速的调节，从而调节液压系统的流量。20 世纪 90 年代初，三菱公司率先将这种变频驱动的液压电梯推向市场^[25]。到 90 年代末，瑞士 Beringer 公司^[26,27,28]和德国 Leistritz AG 公司^[29,30]都推出了自己的变频驱动液压电梯产品。

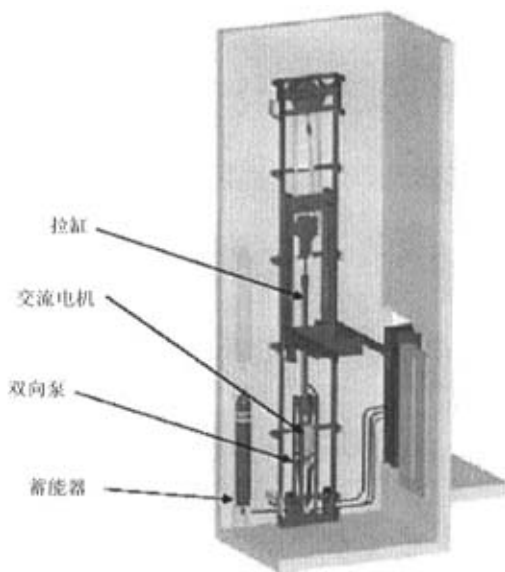


图 1-3 应用闭式回路的 BERIPAC 变频液压电梯结构图

除了在液压电梯上应用以外，变频驱动液压技术还在飞机、注塑机、液压转向系统、制砖厂等获得应用。在注塑机中，由于注塑机的液压系统工作在变压力、变流量连续循环不间断工作，普通液压驱动的注塑机的总效率不足 25%。由于注塑机的合模和开模机构的速度变化在一个动作循环中的波动较大，而且是双向往

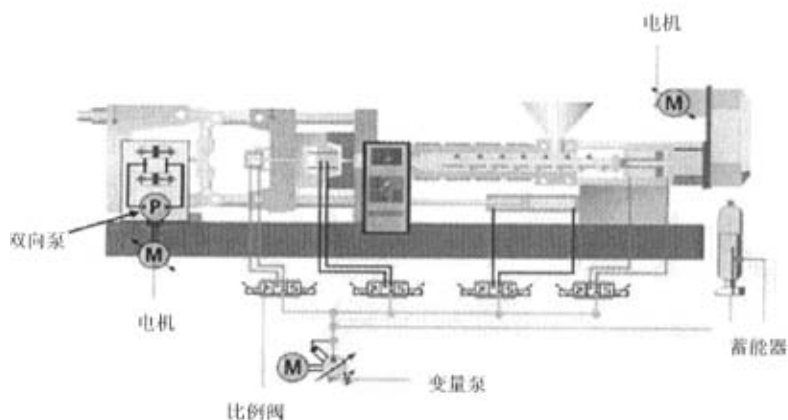


图 1-4 应用变频闭式回路的注塑机系统

复运动，将变频闭式回路应用用在注塑机的锁合模和开模机构上，可以大大提高注塑机的运行效率，节约大量的电能，并提高注塑精度^[31]。图 1-4 是 Demag Ergotech 注塑机公司的应用变频闭式回路的注塑机产品的系统原理图。

国内变频驱动液压技术的研究是和液压电梯的研究密不可分的，是随着液压电梯研究的进展而得到发展的。浙江大学流体传动及控制国家重点实验室的杨华勇教授带领的课题组在液压电梯领域应用变频液压技术已经进行了十多年的研究，使我国变频液压电梯控制系统的研究处于世界领先地位，推动了我国变频驱动液压技术的发展^{[32][33][34][35][36][37]}。电梯组的林建杰博士根据液压电梯技术的发展趋势，提出并设计了一种闭式回路结构的节能型液压电梯系统，如图 1-5 所示^[38]。这种新型的液压电梯系统经过实验验证，达到了以下性能指标：

- 1) 系统的效率高、能耗低；
- 2) 用油少；
- 3) 结构简单；
- 4) 液压系统体积小；
- 5) 控制性能良好；
- 6) 降低装机功率；

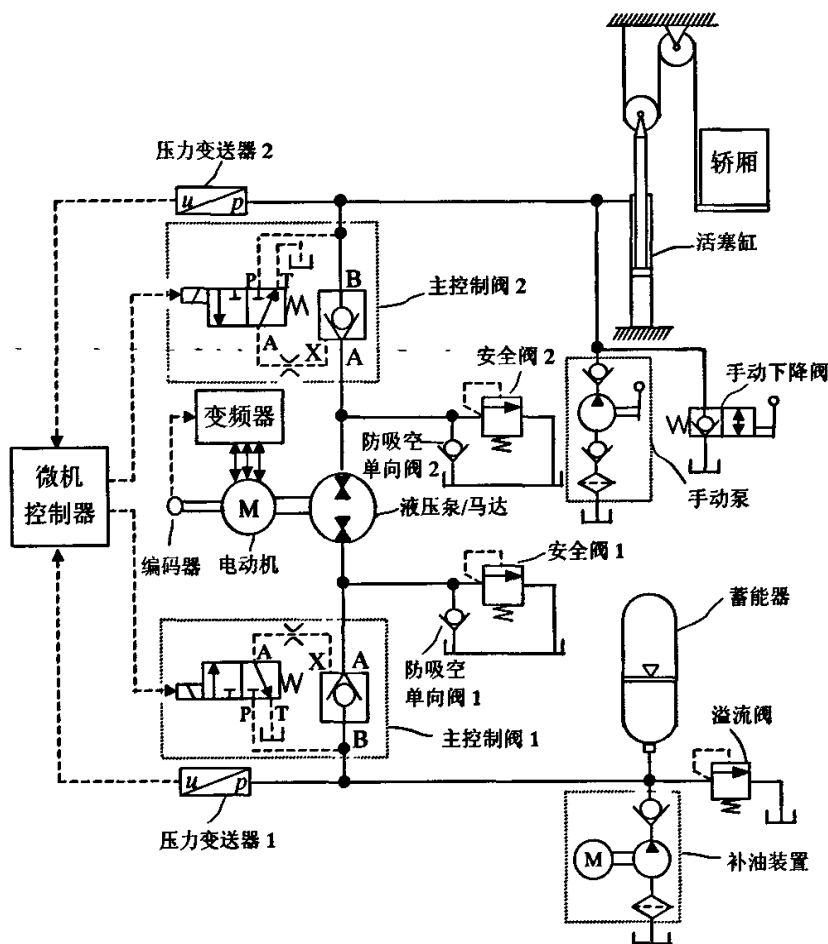


图 1-5 闭式回路结构的节能型液压电梯系统原理图

在该系统中，电梯轿厢满载向上运行的过程中，活塞缸侧的液压油压力高于蓄能器侧液压油的压力，电动机工作在电磁驱动状态并带动液压泵/马达正向转动，向活塞缸输出液压油使电梯正常上行。此工况下液压泵/马达工作于泵工况，主电动机和蓄能器共同向液压泵提供动力，克服电梯总载荷的阻力，实现电梯的上行；轿厢空载向上运行的过程中，由于活塞缸侧的液压油压力低于蓄能器侧液压油的压力，液压泵/马达工作于马达工况，也就是说蓄能器向液压马达提供动力，克服主电动机和电梯总载荷的阻力，实现电梯的上行；轿厢空载向下运行的过程中，活塞缸侧的液压油压力低于蓄能器侧液压油的压力电动机工作在电磁驱动状态并带动液压泵马达反向转动，活塞缸内的液压油输出到蓄能器中，使电梯正常下行。此工况下液压泵/马达工作于泵工况，主电动机和电梯总载荷共同向液压泵提供动力，克服蓄能器的阻力，实现电梯的下行；电梯轿厢满载向下运行的过程中活塞缸侧的液压油压力高于蓄能器侧液压油的压力，电动机工作在回馈制动状态并使液压泵/马达反向转动。液压泵/马达工作于马达工况，电梯总载荷向液压马达提供动力，克服主电动机和蓄能器的阻力，实现电梯的下行。

如上所述,此系统中的主电机和主泵,都存在着四象限工作的概念,对于电机来说,传统意义上认为一三象限是电动状态,二四象限是发电状态。而泵的四象限指的是该泵不仅能够作为泵用,而且能够作为马达用,并且在作为泵和作为马达时都能够实现正反转;为了与电机的四象限工作相对应,把泵/马达作泵工况时定义为工作在一三象限,而将其被负载拖动作马达工况时定义为工作在二四象限。系统中的变频器具有能够处理再生电能的功能,当电动机被负载拖动而长时间处于发电状态时,能够将生成的电能回馈到电网中或者通过制动电阻以热能的方式消耗掉。

1.4 课题研究意义及主要研究内容

1.4.1 课题研究的意义

节能是液压技术发展的主要目标和趋势之一,而如前所述,变频液压技术有许多优点并且发展迅速。开发和研究出性能良好,结构简单,节能和降低系统装机功率,应用范围广的变频液压动力单元,不仅具有理论意义,还具有重要市场价值。

1.4.2 本文的主要研究内容

本文主要针对变频闭式液压动力单元进行下列研究工作:

1) 进一步完善变频闭式液压动力单元系统的方案设计和进行负载回路的选择,在课题组已经毕业的黄方平硕士所做工作的基础上^[49],完成变频闭式液压动力单元系统实验台的最终搭建。

2) 建立变频闭式液压动力单元的数学模型,采用 AMESim 仿真软件建立整个变频闭式系统的仿真模型,针对系统模型选择和确定系统的各变量参数。

3) 对系统进行开环和闭环 PID 控制算法的仿真研究,主要针对系统速度控制特性进行研究,用以确定适合于变频闭式液压动力系统的控制方法,并进行实验验证。

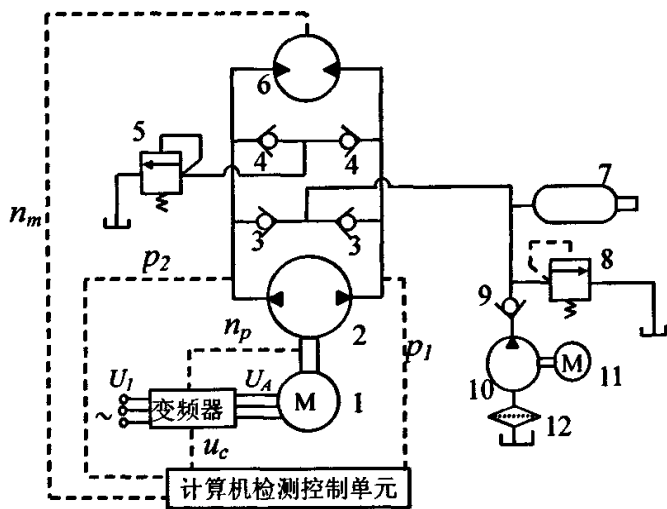
4) 对该系统在液压抽油机中的应用进行工程应用研究,并给出具体工程应用设计实例和在工程应用中的优缺点,通过工程设计和应用表明变频闭式液压动力系统能简化系统,降低装机功率和系统能耗,实现可靠运行。

第二章 变频闭式液压动力系统设计

【摘要】本章对变频闭式液压动力单元的动力元件和执行元件进行了选型和搭建；建立了整个系统的数据采集部分；使用 C 语言编写了系统的控制程序。

2.1 变频闭式液压动力系统的系统设计和元件选型

2.1.1 系统的液压结构方案原理设计^{[42][43][44]}



1. 主电机 2. 外啮合双向齿轮泵 3. 补油单向阀 4. 溢流单向阀 5. 安全阀
6. 双向液压马达 7. 蓄能器 8. 溢流阀 9. 单向阀 10. 补油泵 11. 补油电机 12. 滤油器

图 2-1 本课题系统结构原理图

该系统的液压回路分为主回路和补油回路两部分。在主油路中，动力元件采用定量液压泵 2，执行元件采用定量液压马达 6，油泵和油马达都可以双向运转。油泵的吸油腔直接从油马达的排油腔吸入油液，油泵的压力油输出腔通过管道直接和油马达的吸油腔相连，没有经过任何换向阀或者节流口。当需要改变油马达的转向时，由控制系统向变频器发出一个与电机当前运转方向相反的正反转的信号，变频器自动地改变供给主电机 1 的三相电源的相序，使得电机换向运转。这个时候，油泵从上一个工作状况下的系统压力油容腔吸入油液，向系统原来的低压容腔输出压力油，由于这一过程是伴随着油泵的转动而逐步实现的，不存在高压油腔与低压油腔之间的瞬时切换，因而整个液压系统在换向中所受到的冲击载荷较小。需要对液压马达的转速进行调节时，如果变频器工作在闭环工作方式下

(存在电机速度反馈), 计算机监测控制系统向变频器输出由马达轴折算到电机轴上的所期望的电机转速的模拟信号, 只要变频器的输出电流没有达到其最大允许值, 变频器将控制电机按照给定速度运行而与负载大小无关, 油泵向油马达输出期望的流量, 这样就可以实现执行元件的精确调速。如果在马达的转速较高时实现减速或者制动, 由于电机轴的实际转速大小超过了变频器供给电机的一定频率的电源所产生的旋转磁场的转速大小, 则电机处在被负载拖动的状态即再生制动工作状态, 而电机和泵可以双向运转, 因而整个系统具备了四象限运行的能力。主回路中的两个单向阀 4 和一个溢流阀 5 (用作安全阀) 可以实现系统任意一腔的压力过载保护。相对于其他系统而言, 变频闭式液压回路中没有换向阀, 没有节流调速阀, 液压元件比较少, 因而整个系统显得比较简洁, 由各种液压控制元件引起的油液泄漏也比较少, 这些都为其在实际应用中能够可靠的运行提供了有力的保障。

虽然闭式系统工作时的泄漏比较少, 但是油泵和油马达处产生的外泄漏如果不能得到及时的补充, 油液周而复始的封闭运行, 会使主泵的吸油条件变差。在系统对主液压回路设置补油回路, 补油回路中补油泵出口通过两个单向阀 3 分别与主油路的两腔连通, 补油泵出口处的溢流阀 8 用作限压阀, 用以设定补油压力。在补油泵工作时, 除了向主回路补充油液以外, 还附带向补油泵出口的蓄能器充油, 蓄能器在补油回路工作时可以起到吸收补油泵出口处的压力脉动的作用, 其充油压力同样的由限压阀 8 设置。在补油泵停止工作时, 蓄能器可以向主油路的低压腔提供少量的油液, 以补偿主油路运行过程中产生的泄漏, 由于蓄能器向泵的吸油口提供了一定的低压压力油, 主泵 2 的吸油条件得以改善, 减少了气蚀等现象发生的可能性。此外, 补油装置中还可以在蓄能器出口处加装压力继电器, 当补油压力低到一定值时, 自动启动补油电机 12 带动补油泵工作, 在实际搭建的实验系统中并没有安装压力继电器, 而是通过安装在回路中的压力传感器或者压力表监测到系统压力值偏低时, 再进行补油操作。

该系统的主要特点是:

(1) 由于采用了闭式液压回路, 执行机构换向不需要换向阀及换向回路, 液压元件明显减少, 使系统变得简单, 动作较灵敏。

(2) 采用补油回路可以设定主回路低压腔的压力, 改善主泵的吸油性能, 避免了吸空现象, 减少振动, 降低噪声。如果采用压力油箱的方案, 可以进一步取消补油回路, 使整个系统更加简单。

(3) 系统中的主电机和油泵都浸在油箱中的油液内, 不仅使得电机运转时易于冷却, 而且减小了系统运行过程中由动力元件产生的噪声。此外, 这种方案还减小了整个系统所需要的安装空间, 使得整个泵站结构紧凑, 单位体积的功率密度较大。

(4)采用变转速液压调速技术,使电机和液压泵在负载所需流量较小的时候可以工作在较低的转速,不需要一直工作在较高的转速,不仅减少了能量损失,而且能延长电机和油泵的使用寿命。

(5)在大中功率系统中,由于流量较大,传统阀控系统中各种阀的阀芯尺寸大,惯性大,响应变慢,而变频液压动力单元并不存在此类问题,具有传动效率高、节省能源等特点^[45],此外,还具有回收能量的可能性。

(6)该动力单元的执行元件可以是双向液压马达,也可以是单出杆液压缸、双出杆液压缸、以及复合缸如单出杆双作用对称液压缸等,可根据实际系统要求选用动力单元的功率和执行元件,适应面广。

2.1.2 变频闭式动力单元动力元件和执行元件的搭建及其他各元件的选择

2.1.2.1 主泵的选择

系统设计指标要求,最大流量 $Q_1=50\text{ L/min}$,最大工作压力 $p_1=14\text{ MPa}$,选择意大利马祖奇公司生产的外啮合双向齿轮泵,马祖奇公司是世界上最大的齿轮泵及齿轮马达的生产厂家之一,其产品广泛应用于裁断机、弯管机、木工机械、纺织机械、制鞋机械、通用机床、自动化生产线、工程机械、机器人、轻工机械、堆高机、升降机及其他各领域液压机械和工程项目^[46]。泵的型号为:ALP2-R-40-CO-E1,该泵的壳体和前后端盖均采用铝合金制造,体积小,重量轻,强度较高,耐冲击,运转时噪音也较小,使用寿命长。其最高转速为 $n_1=2800\text{ r/min}$,额定转速 1500 rev/min ,按照系统最大流量时主泵工作在 2000 r/min 的实际转速,并且考虑到容积效率 $\eta_{v1}=0.95$,可初算出泵的排量为:

$$q_1 = \frac{Q_1}{n_1 \eta_{v1}} = \frac{50 \times 10^3}{2000 \times 0.95} = 26.3 \text{ ml/r} \quad (2-1)$$

泵的排量选定为 28.2 ml/rev ,主泵选择额定压力为 14 MPa ,系统实际的流量为

$$Q_n = nq = 32.3 \times 10^{-3} \times 1800 = 58.14 \text{ L/min} \quad (2-2)$$

泵的容积效率为 $\eta_{v1}=0.95$,则系统的泄漏流量为

$$Q_{\text{漏}} = Q_n(1 - \eta_{v1}) = 58.14 \times 0.05 = 2.91 \text{ L/min} \quad (2-3)$$

2.1.2.2 电动机的选择:

按照主电机的功率和液压泵的输入功率相匹配的原则,假设主泵的总效率为 $\eta_1 = 0.95$, 则可以计算出主电机的功率为:

$$N = p_1 \cdot Q_1 / \eta_1 = 14.28 \text{ kW} \quad (2-4)$$

由系统的总体要求和电机的功率系列,选择电机的额定功率为 14.7 kW (20 马力),考虑到结构的紧凑性及散热条件,选择 Leroy-somer 公司的浸油式电机,型号为 Y160S1-2QD2^[47]。该电机是两极电机,额定转速可达 2883r/min,使用时浸没于油液中,借助液压油对电机进行冷却。这种电机具有较高的起动转矩和较低的起动电流,起动性能良好。由于是双出轴式电机,可以在电机轴上油泵的另一侧安装检测速度的光电编码器,为电机工作在闭环矢量工作方式下提供了可能。另外,此电机还接有热敏电阻,通过两根信号线连接到变频器的外部输入端子上。在正常运行时,热敏电阻的阻值很小,变频器认为这两根信号线之间是接通的,当电机运行过程中温度超过一定值时,热敏电阻的阻值将变得很大,变频器内部的监测模块检测到这一信号以后,将切断变频器输出给电动机的电源实现停车,以保护电动机的可靠运行。如果不希望使用温度保护功能,热敏电阻的这两根信号线也可以不输入给变频器,而直接将变频器的两个输入端子用信号线短接。

2.1.2.3 变频器的选择:

通用变频器的选择包括通用变频器的型式选择和容量选择两个方面,选择的**原则是:首先其功能特性能保证可靠的实现工艺要求,其次是获得较好的性能价格比。对于要求精度高,动态性能好,响应速度快的生产机械,应采用矢量控制或者直接转矩控制型通用变频器。根据电机功率 15KW,选择英国 CT 公司的统一变频器,这是一种通用型交流变频器,型号为 UNI3401,适用于感应电机及伺服电机,并留有一定的额定电流余量。通过配置,此变频器可以有四种工作方式^[48],分别是开环方式、闭环矢量方式、闭环伺服方式和再生方式。开环方式允许在没有电机轴端速度反馈的情况下变频器控制电机运转,但是此时电机的转速易受负载变化的影响;在本试验系统中,为了达到更好的控制性能,选择了闭环矢量方式作为变频器的工作状态。在闭环矢量方式下工作时,通过设置参数,还可以使变频器工作在端子运行方式(输入外部模拟信号控制变频器)和键盘运行方式(通过变频器自身的键盘输入给定信号),使得操作者在实验中能够很方便的调试变频器和进行故障分析排除。

2.1.2.4 马达的选择

系统的最大流量为 58.14 L/min，选择榆次永昌液压件厂生产的 CM - FM 型系列齿轮马达，该系列齿轮马达最高转速为 2400 r/min，额定转速为 1800 r/min，则马达的排量为：

$$q_m = Q_{\max} / n_m = 58.14 \times 10^3 / 2400 = 24.22 \text{ mL/r} \quad (2-5)$$

选取马达的型号为：CM-FM25-FL，其排量 $q_m = 25.36 \text{ mL/rev}$ ，其技术参数如表 2-1：

型 号	排量 (ml/r)	额定压 力 (MPa)	额定转 速 (r/min)	扭 矩(Nm)			最 高 转 速(r/min)	最 低 转 速(r/min)
				6.3MPa	10MPa	14MPa		
CM-FM25-FL	25.36	14	1800	21.2	33.6	45	2400	120

表 2-1 马达的性能参数表

表中最高转速 2400r/min 为马达使用中短暂时间内所允许达到的最高值，每次持续时间不得超过三分钟，马达的泄漏油口需要单独配管，且泄油阻力不得大于 0.03MPa，马达入口处油液过滤精度不低于 50 μ m。

2.1.2.5 马达负载的模拟及马达轴光电编码器的选择与安装

在实验室条件下模拟恒定负载比较困难，在实际的试验台中在马达输出轴上安装一根较长的轴，其直径 45mm，此轴与光电编码器连接，由于其具有一定的转动惯量，这样马达在加速和减速的动态过程中，由马达轴上的转动惯量和马达旋转的角加速度便产生了一个转矩，如果加速度恒定的话，则由转动惯量产生的转矩也为恒定值，但是不足之处是由其产生的动态转矩太小，且当马达作匀速运转的时候并无负载力矩的作用。

实验系统中的马达安装在一个支架上，设计了一根联结轴，由马达伸出轴通过半圆头平键驱动连接轴。轴的中部开了一个 M6 的螺纹孔，用一个内六角螺钉将此轴与套在此轴外面的铝合金套轴固定在一起，通过紧定螺钉实现铝合金套轴和光电编码器之间的传动。连接轴的另一端设计了一个轴肩，此轴肩的平面在重力的作用下压紧在止推轴承的动圈上，由此止推轴承来承受联结轴重量所引起的轴向力^[51]。推力球轴承的定圈安装在一个与之有配合关系的垫块内，以此限制连接轴底端的径向挠度。由于轴向力已经被平衡，因此铝合金套轴与光电编码器之间的三个紧定螺钉产生的顶紧力能够很好的带动光电编码器旋转空心轴，整个马达的安装结构示意图如图 2-2 所示。

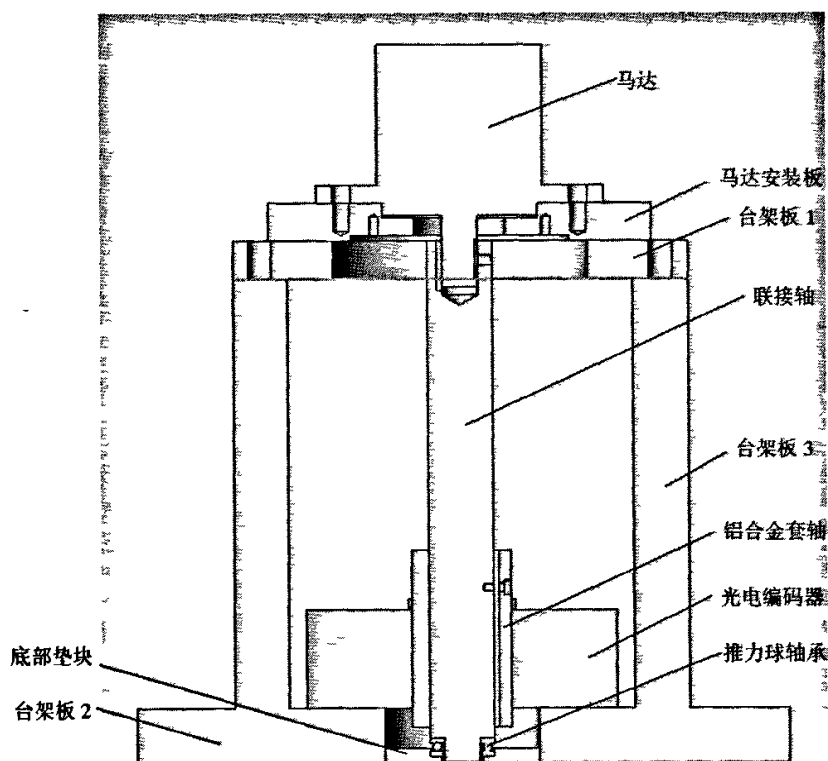


图 2-2 马达安装结构示意图

2.1.2.6 补油装置的设计

在闭式液压回路中，补油装置是不可缺少的，这是因为系统实际使用的某些液压元件总会产生一定的泄漏，例如本系统中使用的双向泵和双向马达在实际运转过程中总会有一部分的外泄漏流量产生，这部分泄漏流量分别通过泵和马达的外泄油口流回油箱；当主电动机的转速跟随控制信号作加速或减速运动而导致主油路两腔压力超过主油路安全阀所设定的压力值时，主油路中多余的流量也会通过溢流阀进入油箱；此外，集成阀块与各液压元件的接头处以及泵和马达的进出油口如果密封的不理想也会或多或少的产生一点泄漏。由于以上这几部分泄漏流量的存在，导致主回路中的油量不断减少，如果油量得不到及时补充，会导致主泵的吸空，且将增大液压系统的噪声。这就决定了必须在系统中设置补油装置，以弥补主油路油液的不减少。

补油装置主要组成元件有补油电机、补油泵、单向阀、溢流阀、滤油器。

补油电机和补油泵的选择：在补油过程中，由补油电机带动补油泵向主回路中充油，为了避免补油电机补油泵工作时产生较大的噪声，补油电机的额定转速

不必要选的很高，而如果补油电机的额定转速选得较低的话，将会使得补油泵的容积效率降低很多，综合考虑，最终选择了四极电动机，将 1500r/min 作为补油电机的同步转速，补油电机的性能参数表如表 2-2 所示^[52]。补油电机和补油泵安装在油箱的盖板上，拆装都比较省事。

型号	额定功率 (kw)	转速 (r/min)	电流 (A)	效率 (%)	功率因素 cosØ	转动惯量 (kg m ²)	重量 kg
Y802-4	0.75	1390	2.01	74.5	0.76	0.0021	18

表 2-2 补油电机的性能参数表

补油泵的选择：

补油量大小主要取决于油泵和油马达的泄漏量之和，油泵和马达的泄漏量都可以通过容积效率计算获得，在 10MPa 压力等级下，泵的容积效率按照 97% 计算，马达的容积效率按照 95% 计算，取

$$q_{nw} = q_{N1} \times 3\% + q_{N2} \times 5\% = 5.15L/min$$

由于电动机滑差的存在以及补油泵容积效率的影响，必须适当加大补油泵的排量，同时为了快速高效的补油也需要适当加大补油泵的排量大小，本系统最终选择了上海机床厂生产的 GPA 系列内啮合齿轮（性能参数如表 2-6^[53]），型号为 GPA1-2-E-20-R-63，排量为 2.8ml/rev，容积效率可以达到 90%，其在同步转速下的补油泵的输出流量为：

$$q=1500\text{rev/min} \times 90\% \times 3\text{ml/rev}=4.023\text{L/min} \tag{2-6}$$

产品 型号	排 量 (mL/r)	最高转速 (r/min)	最低转速 (r/min)	压力 (MPa)	过滤精度 (μ m)	驱动功率 (kW)	生产厂家
GPA1-2	2.8	3000	800	10	25	0.9	上海机床厂

表 2-3 补油泵的性能参数表

2.1.2.7 系统的总体结构

主回路中单向阀、安全阀、蓄能器的选取和集成阀块的设计见资料^[49]，主电机和主泵采用浸油式安置，在油箱侧壁上开孔，将电机的转速采集到安置在油箱外壁上的光电编码器，补油电机和补油泵安装在油箱盖板上，整个系统的实物如图 2-3 所示。

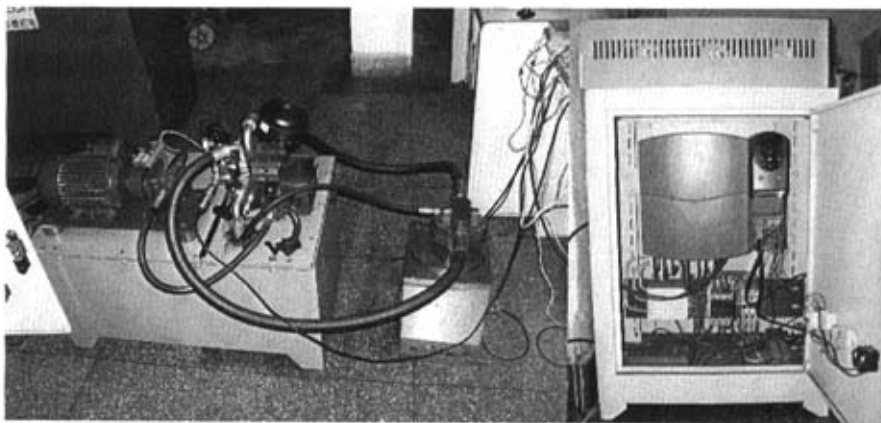


图 2-3 变频闭式动力系统的实物图

2.2 计算机检测控制系统的建立

2.2.1 计算机检测控制系统设计的总体要求

根据系统要求，计算机检测控制系统应该具有以下功能：

1) 检测油泵两腔压力值和转速信号

在闭式液压系统中，主油路分为两个压力容腔，并且这两个压力容腔经常会在高压和低压之间进行切换，为此需要对两个压力容腔的压力值进行检测，由采集到的油泵两腔压力信号可以基本上反映出整个液压系统的主油路工作状态。

2) 采集油泵的转速信号

油泵和主电机同轴刚性连接，油泵的转速也就是电机的转速，变频器工作在闭环矢量工作方式下，需要获取电机的转速以在电机和变频器之间形成一个小速度闭环系统以更加精准的控制电机按照给定的速度运行，电机的转速信号无需引入计算机监测控制系统，当然，在需要的时候也可以将其引入检测控制系统，以更好的监测系统动力元件工作状态。

3) 采集油马达的转速信号

在搭建的实验系统中，油马达是执行元件，马达的转速是系统的控制对象。对于开环控制，需要检测出马达的转速信号以和事先人为所设定的信号做对比以评价整个控制系统性能的好坏；而对于闭环控制，则需要引入马达的转速作为反馈信号与给定信号相加后得到偏差信号再通过一定的算法处理后输出控制信号

给变频器，使变频器带动电机按照一定的规律运行。

4) 向变频器发出转向控制信号

通过对变频器的参数选择，可以使得变频器工作在外部模拟输入方式下，此时，变频器正反转和地之间的通断信号要由外部的继电器信号控制，计算机控制系统要能够输出继电器开关信号以给出变频器的正反转信号。

5) 向变频器发出转速控制信号

变频器工作在外部模拟信号控制方式时，其模拟输入端可以接受 0~10V，0~20mA，4~20mA 的电流信号，变频器根据接受到的电信号的大小可以控制电机工作在相应的转速下，计算机控制系统要能够按照给定规律输出控制变频器运行的电信号。

6) 发出控制补油电机通断的信号

380V 三相电源经过空气开关和接触器引入补油电机，补油电机的启停由接触器直接控制，该接触器由电磁继电器控制，计算机控制系统需具备对电磁继电器进行通断控制的能力。

2.2.2 外围信号及其特性分析^{[54][55][56][57]}

1) 主泵两腔压力信号

系统中使用的压力传感器的型号为 BYQ 压力变送器，这是一种压阻式压力变送器^[54]，其敏感芯片利用半导体材料的压阻效应，在硅基片上，用集成电路工艺技术扩散四个等值应变电阻组成惠斯登电桥，使形变与桥阻变化形成一一对应关系，集成信号放大转换线路将敏感芯片比例关系初始信号按照国际标准放大处理转换，输出工业标准信号，直接与 DDZ-III(II)型仪表相配套使用或与计算机联网工作。其输出的信号有三种形式可选：分别为 4~20mADC 两线制、0~5VDC 三线制、0~10mADC 三线制，考虑到该实验系统中的变频器在运行中会不断地向空间发射出高频电磁波，选取电流信号作为压力传感器的输出信号，可以使得压力传感器采集到的压力信号在传送到计算机的过程中不容易被干扰，而且由信号线电阻而导致的信号损失相对较小。压力传感器的信号线使用屏蔽线并且单端接地，可以进一步地减小干扰信号的影响。

输入信号：流体（气体或液体）压力

输出信号：4-20mA 两线制

精度等级：0.3 级（包括线性、迟滞、重复性）

稳定性: $< \pm 0.2\%$ (量程/年)

电源电压: $24\text{VDC} \pm 5\%$

过载: 标准量程 150%

使用温度: $-30 \sim +80^\circ\text{C}$

2) 主电机的转速信号

光电编码器选择的是长春第一光学有限公司的 ZLF-12-200BM-C50D 型增量式光电编码器, 为其供电的电源电压为 5VDC , 输出方式是长线驱动器式输出, 其输出波形如图 2-3 所示。光栅盘每转一转发出 2000 个脉冲信号, 发出的脉冲电压信号高电平为 $3.5\text{V} \sim 5\text{V}$, 低电平为 $0\text{V} \sim 0.5\text{V}$, 编码器发出的信号直接反馈给变频器上的一个 D 形 15 孔的 RS422 接口, 无需送给计算机;

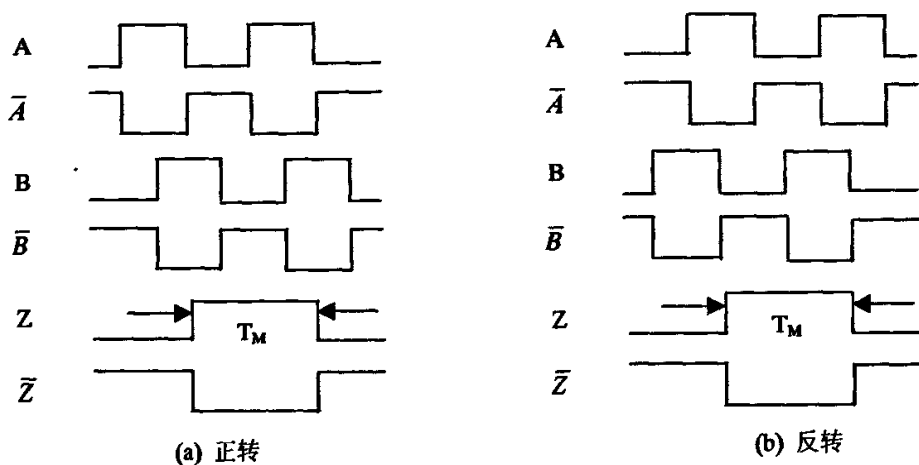


图 2-3 长线驱动器输出波形

3) 马达的转速信号

检测马达转速的光电编码器为长春三峰传感技术有限公司生产的型号为 PKT170 的增量式光电编码器, 该编码器也为长线驱动式输出, 输出波形与主电机光编输出波形一致。供电电压 5VDC , 最大电流 150mA , 每转输出的脉冲个数为 512 个。

4) 变频器转速的控制信号

变频器可以运行在端子方式和键盘方式下, 通过变频器的键盘将 0 号菜单的 #0.05 参数设置为 4, 则变频器运行在键盘方式下, 可以由键盘手动给出或者点动变频器控制电机的转速; 若将此参数设置为 1, 则电机转速由外部的远程模拟信号给出, 变频器允许输入的模拟信号有 $0 \sim 20\text{mA}$, $4 \sim 20\text{mA}$, 或 $0 \sim 10\text{V}$ 。本实验系统由于采用的数据采集卡的 D/A 输出可以直接给出 $0 \sim 10\text{V}$ 的电压信号, 因

此采用 0~10V 的模拟电压信号作为输出给变频器的转速控制信号。变频器模拟电压接受端子上的输入阻抗约 50 欧姆。

5) 变频器的转向控制信号

变频器转向控制信号的性质是继电器通断信号, 未接通时阻抗大于 200M Ω , 接通时阻抗小于 0.3 Ω 。

另外, 可以将变频器的输出端子 9、10 上的转矩和转速信号通过信号线输出, 以直接监控系统中电机的运行状态。当变频器工作在闭环矢量的时候, 其输出转速为电机轴端光电编码器直接反馈给变频器的速度信号。

2.2.3 计算机及数据采集卡

控制系统对实时性要求比较高。实时性一方面是指在系统正常运行时, 要求计算机有较强的控制能力, 能够在一个采样周期内完成规定的控制任务; 另一方面就是系统发生异常时, 要能尽快地进行处理。此外, 在计算机控制系统中, 这些控制及处理经常都是采用中断方式进行的, 所以, 完善的中断系统是决定系统能否灵活进行控制的关键。

由于是在实验室中对系统的性能进行测试, 选择普通的 IBM 兼容 PC 机作为实验中使用的控制计算机, 该计算机组装容易, 可靠性好, 实时性强, 操作方便, 有良好的人机界面, 而且可以存储实验时获得的数据, 以便于在实验后进行分析与研究。在形成产品后可以选用 PLC 或者单片机等适合于工业应用的计算机。

数据采集卡^{[58][59]}采用 ADClone 公司的 ACL-812PG 的数据采集卡和 ACL-725 继电器输出及光电隔离型数字输入卡。ACL-812PG 数据采集卡包括 16 路的 12 位精度 A/D 采样、两路 12 位精度的 D/A 输出、16 路通道的数字量 (0-1) 输出、16 路通道的数字量 (0-1) 输入、3 路通道 6 种编程模式的 8253C 计数器、一个中断源 (IRQ3~IRQ15 可选)。ACL-725 包括 8 个独立的光电隔离数字量输入通道和 8 个独立的继电器输出通道。这两块数据采集卡功能比较齐全, A/D 采样速度可达到 100k Hz, 12 位的精度足以满足实验研究的需要, 实际使用过程中性能良好。采用了这两块数据采集卡, 使整个系统完全成为程序控制, 在编程中实现起动、停止等操作, 由计算机和数据采集卡实现的监控系统硬件功能框图如图 2-4 所示。

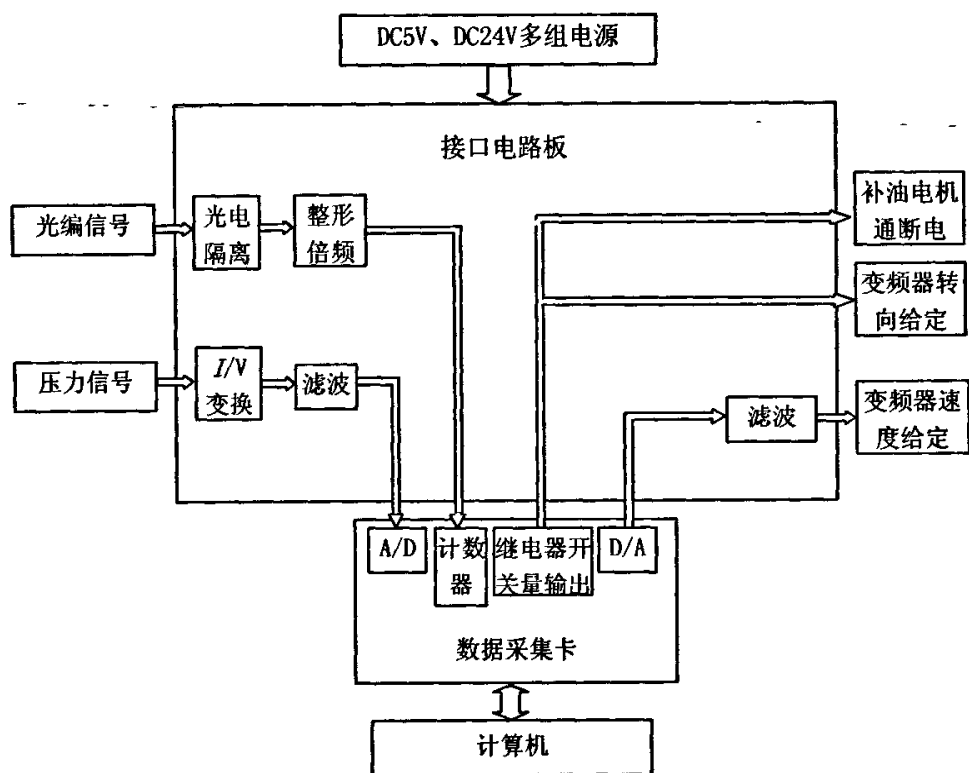


图2-4 监控系统硬件功能框图

2.2.4 信号调理电路部分

压力信号的采集:

通过一个RC滤波电路将压力传感器输出的4~20mA的标准电流信号转换为1~5V的电压信号,送入数据采集卡ACL812的模拟输入AI口,通过调节电位计的阻值可以对812模入口上的电压值进行准确的标定。

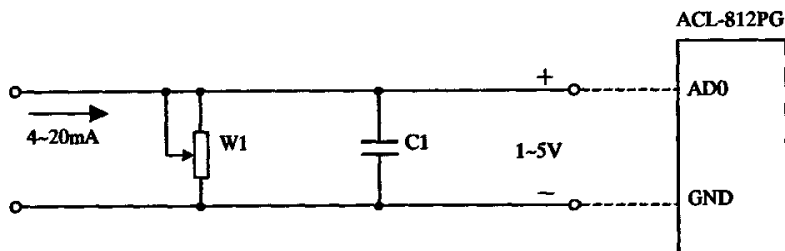


图 2-5 压力信号转换、滤波电路

马达轴上的光电编码器输出的信号是相差 90 度的两相脉冲信号，为了提高精度和滤去噪音信号，在信号接口板上采用了一个鉴相滤波电路，在提高信号的精度和信噪比，经过该转换电路变换以后输出到数据采集卡 812 的 CN5 的计数器 Intel 8253，由于光电编码器每转一转发出 1024 个脉冲，则在程序中通过定时的读计数器的数值再经过相应的计算便可以求得对应的马达转速。如图 2-6 是这部分电路的原理图；

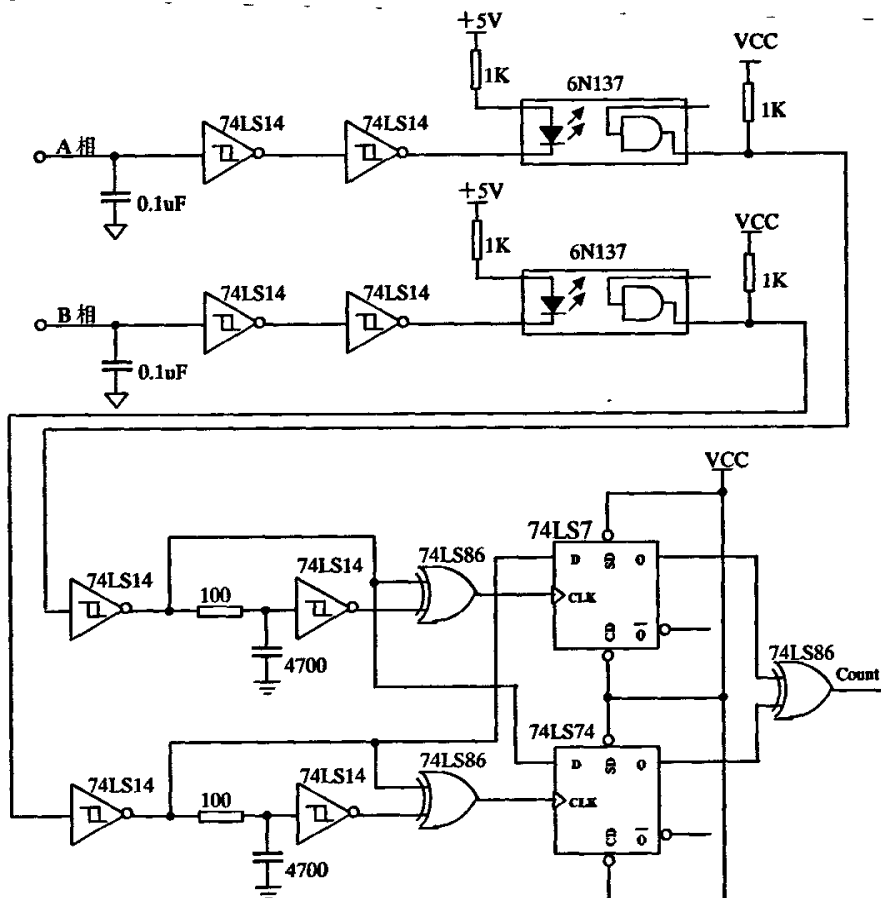


图 2-6 马达转速信号整形、隔离、滤波电路

控制补油电机通断的信号：

380V 的交流电源经过手动开关和接触器的闭合的触点给补油电动机供电，实现实验中的补油操作。接触器的三对常开触点通过电磁继电器控制，电磁继电器的线包采用 24V 的直流电源，触点采用 220V 的交流电源，两电源各自独立，相互绝缘，耐压可达千伏以上。当电磁继电器的电磁铁线圈得电时，吸合两组常开触点，使得直接控制补油电机启停的交流接触器的电磁铁线圈得电，于是，补油电机的定子与三相交流电源接通，开始进行补油操作。由于在本系统中对从控

制信号发出到开始进行补油操作的时间并不严格要求，补油次数也不是很频繁，因此电磁继电器完全可以满足本实验系统的工作要求。控制补油电机通断的电路如图 2-7 所示：

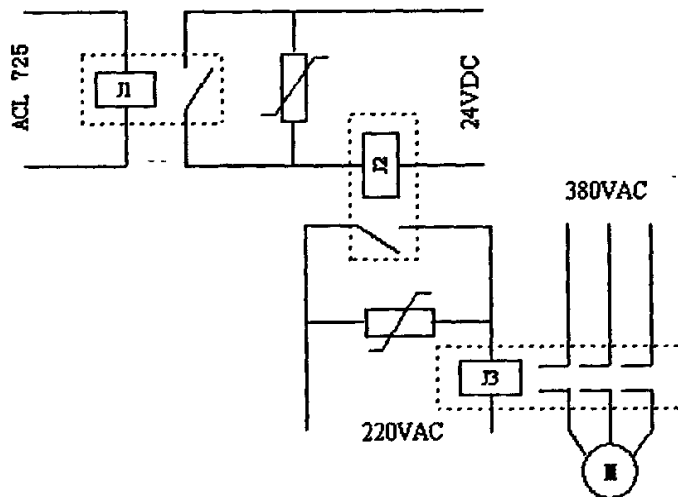


图 2-7 补油电机通断的电气原理图

变频器的转向控制和转速控制电路：

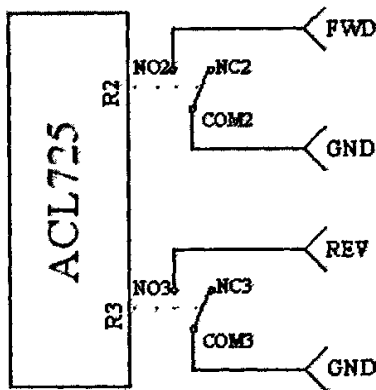


图 2-8 变频器转向控制电路图

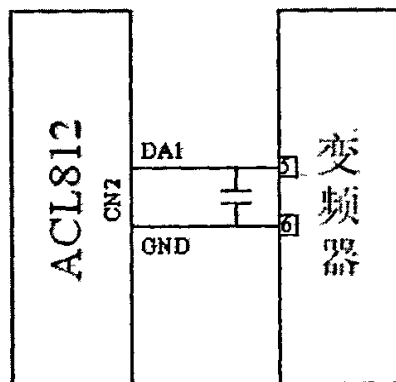


图 2-9 变频器转速控制原理图

变频器的正反转控制由 ACL725 的继电器开关输出给出，如图 2-8 所示。在运行中，只要在程序中通过向寄存器中写入相应的控制字节就可以使得继电器开关的常开触点与公共端闭合，实现电机的正反转。在电机停止运行之前，将寄存器清零，使得常开触点与公共端断开，常闭触点与公共端吸合，断开变频器的正转、反转与地之间的连通，以保证电机不会误动作。图 2-9 给出了变频器转速控制的原理图，变频器运行在外部端子控制方式下的模拟电压控制信号由数据采集卡 ACL812 的 DA 模拟输出端口直接给出，通过屏蔽线引入变频器的外部模拟 /

频率给定输入端子 5 和 6，在变频器的端子 5 和 6 之间并联了一个 0.1 μ F 的电容以滤除高频干扰信号。

2.2.5 软件系统

由于 c 语言简洁方便、可读性好、具有结构化的控制语句，语法限制不太严格，程序可移植性好，更重要的是，c 语言允许直接访问物理地址，能进行位操作，能实现汇编语言的大部分功能，可以直接对硬件进行操作，因此，采用 TurboC 作为本实验系统的程序语言^[6]，整个实验系统的软件流程框图如图 2-10 所示：

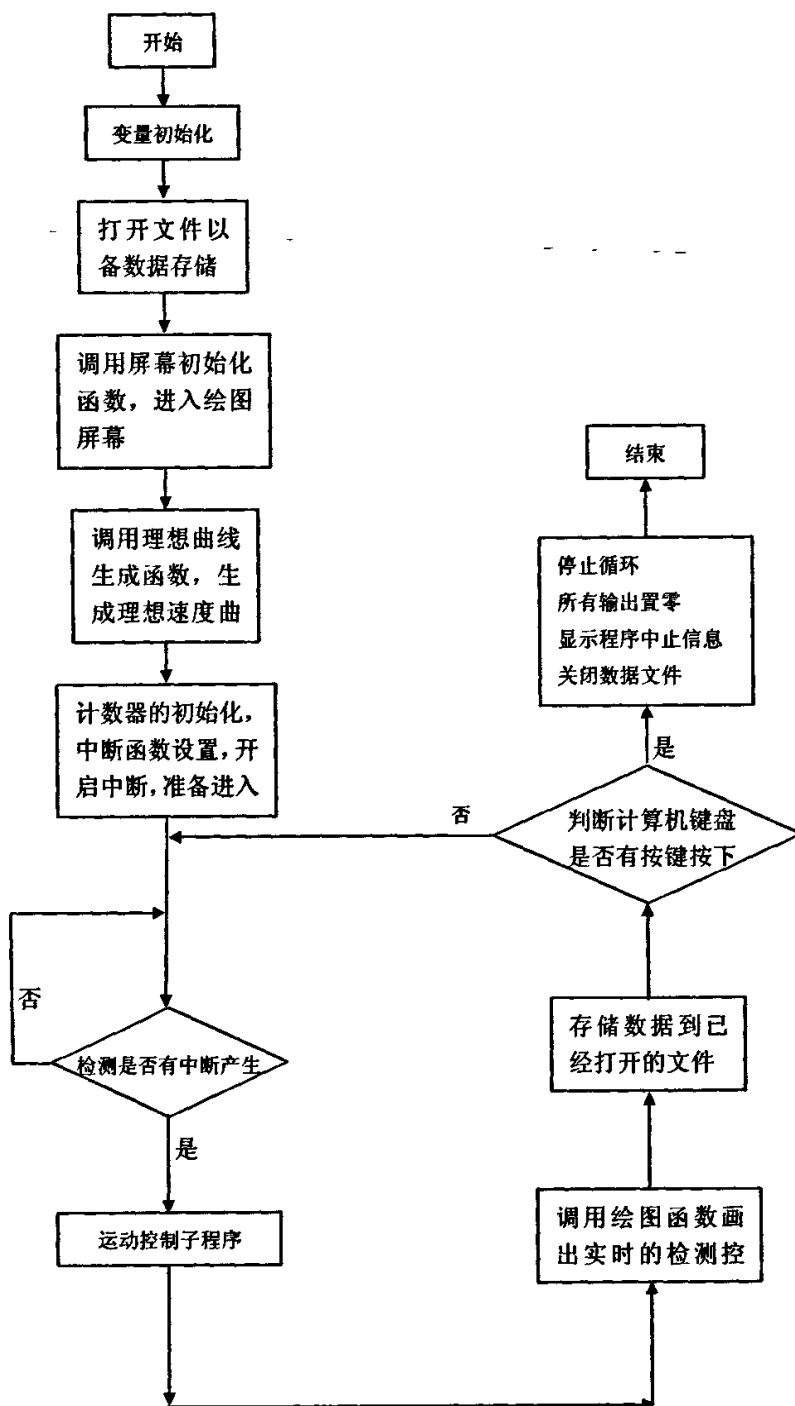


图 2-10 计算机检测控制软件程序流程图

2.2.5.1 中断的调用和采样时间的选择:

整个程序运行过程中要定时进行数据采集,需要使用到中断技术中的时钟中断来实现。中断有两种:硬中断和软中断。计算机的系统定时器使用的是时钟硬中断,中断号为 8,系统初始化时将时钟中断频率设为 18.2Hz。这个中断周而复始的进行着,它对应的中断服务程序的作用除了进行日时钟计数和磁盘驱动器超时检测外,还进行中断号为 1c 的软中断调用,其默认频率也是 18.2Hz,它只有一条返回指令,不作什么事情。我们可以利用这个空余的中断号为 1c 的软中断调用来实现我们所需要的定时中断^[62]。

增大采样周期对系统的稳定不利,减小采样周期有利于系统的稳定。但 A/D 转换需要有一定的时间来完成,如果在 A/D 转换结束之前就读取转换数据,就会得到错误的结果。在触发 A/D 转换开始后,执行一段程序以便延时,该段程序执行的时间应稍大于 A/D 芯片的转换时间。综合考虑到控制系统的品质特性和软件中数据采集程序的执行时间,将控制系统的采样时间定为 15ms,即每隔 15ms 进行一次数据采集和处理。计算机系统的定时器输入频率为 1.193180MHz,来自于系统晶体振荡器,经过 65535 分频,产生一个 18.2Hz 的时钟频率,通过减小分频数即可获得较高频率的时钟。15ms (66.7Hz) 的时钟频率,由分频数=最高频率/要求时钟频率,得到

分频数=1193180Hz/66.7Hz=17898。

具体实现通过对主板上的 8253 定时器芯片操作而实现。8253 的控制字寄存器的地址是 0x43, c 程序中对 8253 芯片设置控制模式的语句为 `outportb(0x43,0x36)`, 其控制字的格式如下:

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0
SC1	SC0	RW1	RW0	M2	M1	M0	BCD

表 2-3 8253 控制字的格式

控制字的含义:

控制字	SC1:0	SC0:0	RW1:1	RW0:1	M2:0	M1:1	M0:1	BCD:0
含义	选中计数器 0		先读 / 写低 8 位字节,再读 / 写高 8 位字节		8253 的工作方式为 mode3			二进制计数

表 2-4 8253 控制字的含义

在这里 0x36 (00110110) 的具体含义是:选择计数器 0; 计数器的操作方式是先读/写计数器的低字节,后读/写高字节;计数方式是方式 3,即方波发生器;采用二进制计数。再用语句 `outportb(0x40,0xEA);outportb(0x40,0x45);`向 8253 的计数器 0 写入分频值 0x45EA(17898),在设置好系统定时器后,新的中断服务程序每 15ms 执行一次, A/D 采样周期为 15ms。

2.2.5.2 屏幕的绘图与参数的实时显示

在主程序中需要调用屏幕绘图函数,来实时的显示系统运行过程中的参数情况,以便于实验人员对系统运行情况进行检测和控制。

turbo C 提供了非常丰富的图形函数,所有图形函数的原型均在 `graphics.h` 中,使用图形函数时要有显示器图形驱动程序*.BGI,同时将集成开发环境 Options/Linker 中的 Graphics lib 选为 on,才能保证正确使用图形函数。不同的适配器有不同的图形分辨率。即使是同一适配器,在不同模式下也有不同的分辨率。在未设置图形模式之前,微机系统默认屏幕为文本模式(80列25行字符模式),此时所有图形模式均不能工作,因此,在屏幕绘图之前,必须根据适配器种类将显示器设置成为某种图形模式,设置屏幕为图形模式,可分别用下列函数进行图形初始化和退出图形状态:

```
void far initgraph(int far *gdriver, int far *gmode, char *path);  
void far closegraph(void);
```

其中 `gdriver` 和 `gmode` 分别表示图形驱动器和模式, `path` 是指图形驱动程序所在的目录路径。图形驱动程序由 turbo C 出版商提供,文件扩展名为.BGI。根据不同的图形适配器有不同的图形驱动程序,例如对于 VGA 图形适配器,就调用驱动程序 VGA.BGI。

进入图形界面后,是按照像元(组成图形的最小单位)来定义坐标的,对于 VGA 模式,它的最高分辨率为 640×480 ,就是说整个屏幕相当于有 640×480 个像元,以左上角为原点(0,0)建立一个平面直角坐标系,右下角坐标为(643,479),水平方向从左到右为 x 轴正向,垂直方向从上倒下为 y 轴正向,我们的图形显示程序就是要让这 640×480 个像素点中的一部分显示出来,以实现绘图功能。通过语句 `putpixel (int x, int y, int color)` 将系统中的参数值和时间值组成的实数对所对应到显示器屏幕直角坐标系上的点绘出,由于是每隔 15ms 绘出一个点,其精度足够模拟出实时曲线。

2.2.5.3 数据文件的存储

为了便于在实验结束以后对实验中出现的情况进行分析研究,需要将实验中得到的所有数据保存到硬盘上。在使用 c 语言打开一个文本文件之后,通过语句 `fprintf(fp,%-5.31f,data[i])` 将每一次采样中所得到的数据写入文本文件,每次采样中写入文件的最后一个数据以换行的格式写入,这样在最终的文件中的每一行的数据就是每次采样周期内的数据。实验结束时,保存数据并关闭文件。

第三章 变频闭式液压动力系统仿真与实验研究

【摘要】本章建立了变频闭式液压动力系统的数学模型，使用 AMESim 软件对对整个系统进行了建模与仿真研究，并进行了实验研究，仿真和实验结果表明变频闭式液压动力系统的执行元件的速度控制特性良好，满足实际应用的要求。

3.1 变频闭式液压动力系统各环节数学模型的建立^{[2][3]}

3.1.1 矢量控制的原理

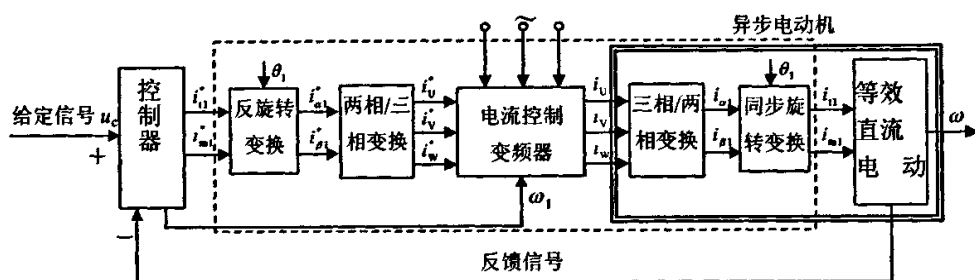


图 3-1 矢量控制系统的构想

异步电机的矢量控制是建立在动态数学模型基础上的，其基本控制思想是模拟直流电动机的控制方式。对于直流电机，其励磁电流和电枢电流可以独立进行控制，磁通由励磁电流产生，主磁通建立以后，负载转矩发生变化时，只要调节电枢电流就可以调节电磁转矩，从而获得良好的动态特性。据此，将交流电动机的物理模型通过坐标变换等效地变换成类似于直流电动机的模式，如图 3-1 所示。根据坐标变换的设想，把异步电动机的定子中的三相坐标系下的交流电流通过三相/两相变换变换到两相静止绕组的交流电流，再通过按转子磁场定向的旋转变换，由数学变换将其变换到同步旋转坐标系下两相旋转绕组中的直流电流。这样就把定子电流矢量分解为产生磁场的分量和产生转矩的分量，这两个分量的方向相互垂直，之间没有耦合关系，对这两个分量分别加以控制，就可以实现磁通和转矩的快速调节，获得理想的动态性能。

3.1.2 矢量控制方式下变频器—异步电机环节的数学模型的建立^[8]

在矢量控制方式下，由变频器带动电机启动，假设有固定负载作用于电动机轴上，考虑到电机轴上转动惯量较小，忽略电机的动态转矩，且变频器的输出频率分辨率和输出精度足够高，在额定转速以下的调速过程都可以近似的看作恒转矩调速。本课题选用的变频器为英国 CT 公司的统一变频器，这是一种通用型交

流变频器,适用于感应电机及伺服电机。通过配置,此变频器可以在开环方式、闭环矢量方式、闭环伺服方式和再生方式四种方式之一。在实验中,选择的工作方式是闭环矢量方式,通过在电机轴端加装增量式旋转光电编码器,将电机轴实际转速反馈给变频器,变频器和电机组成一个小的闭环系统,在变频器的内部专门有一个菜单为电机的速度环控制,此速度环内用到了PID控制,其P、I、D各参数由变频器内部的参数给定并可调。当这几个参数设定的较好时,电机的实际速度输出能够快速而准确的跟随变频器的给定,可以认为变频器的端子或者键盘输入值与实际值之间基本上没有偏差。对于电机来说,其输入端为变频器所输出的定子三相电压,输出端为转速和电磁转矩,其中所包含的主要环节有:

三相电压向两相电压变换环节,两相电压向定子励磁电流分量和定子转矩电流分量变换环节,以及模拟等效直流电动机环节,以下给出在矢量控制方式下变频器和电机环节数学模型的建立:

加在变频器外部端子上的模拟电压控制信号与电机的定子磁场的旋转速度 n_1 之间的关系为:

$$n_1 = K_{uf} u_c \quad (3-1)$$

u_c ——变频器的输入控制电压;

K_{uf} ——变频器增益系数;

由于同步转速与实际转速之间转差角频率的存在,电机的实际转速即电机轴端光电编码器的反馈转速 n 与给定转速 n_1 之间的关系为:

$$n = n_1 - \frac{L_m}{T_2 \psi'_M} i_T^2 \quad (3-2)$$

而变频器向电机输出的电磁转矩的大小为:

$$T_e = m_p \frac{L_m}{L_r} \psi'_M i_T^2 \quad (3-3)$$

m_p ——电机的磁极对数;

L_m ——电机励磁电感(定子转子之间的互感);

L_r ——电机转子侧自感系数(转子电感, $L_r = L_m + l_2$, l_2 为转子漏电感);

i_T^2 ——定子电流的转矩分量(有功分量);

ψ'_M ——转子磁链;

ψ'_M 可由下式得到:

$$\psi'_M = \frac{L_m}{1 + T_2 s} i_M^s \quad (3-4)$$

T_2 ——电机转子回路时间常数, $T_2 = L_r / r_2$;

r_2 ——电机转子侧电阻;

i_M^s ——定子电流的励磁分量;

s ——微分算子;

其中定转子之间互感即励磁电感、转子电感、电阻均可由变频器离线自整定得到。

将式(3-3)带入式(3-2), 可得:

$$n = n_1 - \frac{L_r}{n_p T_2 \psi'_M} T_e \quad (3-5)$$

3.1.3 异步电机环节的数学模型的建立

对于电机环节, 电机输出轴上的力矩方程为:

$$J_1 \cdot \frac{dn_p}{dt} = T_e - q_p \cdot (P_p - P_1) \cdot \eta_{mp} - B_m \cdot n_p \quad (3-6)$$

式中,

J_1 ——折算到电机轴上的转动惯量大小, 经估算, 取为 $0.0055 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$;

n_p ——泵的实际转速, rev/min ;

q_p ——泵的排量, ml/rev ;

P_p ——泵的高压腔的压力, MPa ;

P_1 ——泵的低压腔的压力, MPa ;

B_m ——电机轴上的粘性阻尼系数, $0.1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/r}$;

T_e ——变频器向电机输出的电磁转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

3.1.4 泵马达环节的数学模型的建立

实验中使用的双向泵为意大利马祖奇外啮合高压齿轮泵。其工作时的泄漏主要分为内泄漏和外泄漏两部分。由于泵的吸、压油腔之间存在压力差，而齿轮端面与前后盖板之间存在端面间隙、齿顶圆与泵体内圆之间存在径向间隙，轮齿啮合处存在啮合间隙，因此必然存在缝隙流动，即泄漏。泄漏量的大小与间隙的三次方成正比，与压力油的粘度成反比，与压力差的一次方成正比。忽略由油液的可压缩性所引起的流量变化，则整个闭式油路的流量关系可以用图 3-2 表示。泵的容积效率为 95%，内泄漏的主要途径是相啮合的轮齿处发生的从泵高压腔向低压腔的泄漏，这一部分的体积并不影响整个闭式油路封闭容腔的容积。外泄漏的主要途径是由于轮齿和端盖之间缝隙的存在通过泵和马达的外泄漏油口向油箱产生的泄漏流量。从图中可以看出，由于泵和马达都存在着外泄漏，因此整个闭式油路的容油腔中的油液体积是不断减少的，随着泄漏的进行，高压腔和低压腔的压力值都会下降。在外泄漏进行的过程中，蓄能器会向低压腔输出一定的流量以补充泄漏。

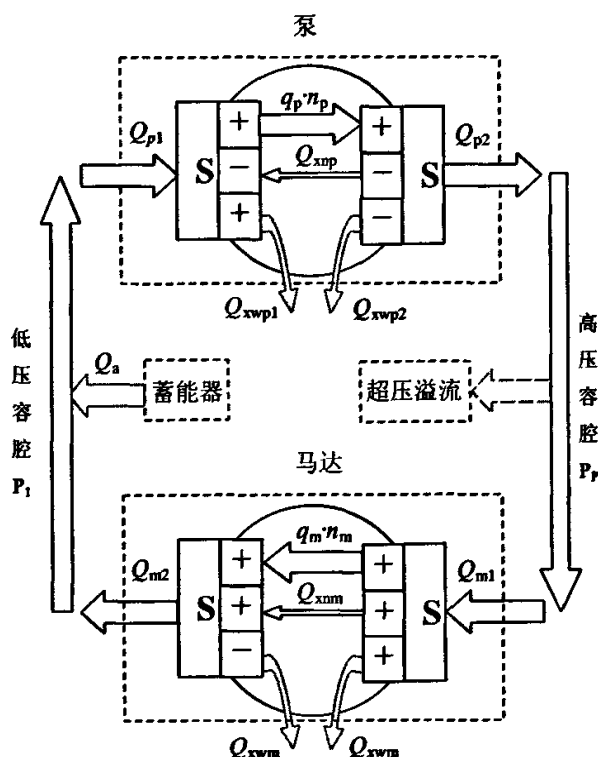


图 3-2 闭式系统的各部分流量关系示意图

3.1.4.1 泵环节^[63]

泄漏不影响其主要容积损失,为简化分析,只考虑与泵出口压力有关的油液泄漏和油压缩性的影响,因此,泵进出口处的流量方程为:

$$Q_{p2} = q_p \cdot n_p - Q_{xnp} - Q_{xwp2} \quad (3-7)$$

$$Q_{p1} = q_p \cdot n_p - Q_{xnp} + Q_{xwp1} \quad (3-8)$$

其中: Q_{p2} ——泵高压腔出口的实际流量, l/min ;

Q_{p1} ——泵低压腔入口的实际流量, l/min ;

q_p ——泵的排量, 取为 $28.2ml/rev$;

n_p ——泵的实际转速, rev/min ;

Q_{xnp} ——主液压泵产生的内泄漏流量(从泵的高压油口泄漏到低压油口的流量, 不影响闭式油路中液压油的容积)。

$$Q_{xnp} = c_{xnp} \cdot \frac{V_p}{v \cdot \rho} \cdot (P_p - P_1) = K_{xnp} \cdot (P_p - P_1) \quad (3-9)$$

式(3-17)中:

c_{xnp} ——主泵的层流内泄漏系数;

ρ ——液压油的密度;

v ——闭式油路中液压油的运动粘度;

P_p ——主泵排油腔压力值, MPa;

P_1 ——主泵吸油腔压力值, MPa;

K_{xnp} ——主泵内泄漏流量系数, $K_{xnp} = (c_{xnp} \cdot q_p) / (\rho \cdot v)$ 。

Q_{xwp} ——主液压泵产生的总的外泄漏流量, l/min ;

$$Q_{xwp} = Q_{xwp1} + Q_{xwp2} \quad (3-10)$$

Q_{xwp1} ——主液压泵吸油腔油口处产生的外泄漏流量, l/min ;

Q_{xwp2} ——主液压泵排油腔油口处产生的外泄漏流量, l/min ;

$$Q_{xwp1} = K_{xwp} \cdot P_1 \quad (3-11)$$

$$Q_{xwp2} = K_{xwp} \cdot P_p \quad (3-12)$$

K_{xwp} ——主液压泵外泄漏流量系数。

由上述公式可得泵的进出口实际流量方程为：

$$Q_{p2} = q_p \cdot n_p - K_{xwp}(P_p - P_1) - K_{xwp} \cdot P_p \quad (3-13)$$

$$Q_{p1} = q_p \cdot n_p - K_{xwp}(P_p - P_1) + K_{xwp} \cdot P_1 \quad (3-14)$$

3.1.4.2 马达环节

实验中使用的马达为榆次液压件厂生产的齿轮马达 CM-F_M25-FL，采用与泵相同的分析和简化方法，可得马达处的流量关系：

$$Q_{m1} = q_m \cdot n_m + Q_{xnm} + Q_{xwm1} \quad (3-15)$$

$$Q_{m2} = q_m \cdot n_m + Q_{xnm} - Q_{xwm2} \quad (3-16)$$

其中：

Q_{m2} ——马达吸油腔的实际流量，l/min；

Q_{m1} ——马达排油腔的实际流量，l/min；

q_m ——马达的排量，25.3ml/rev；

n_m ——马达的实际转速，rev/min；

Q_{xnm} ——马达产生的内泄漏流量(从马达的高压油口泄漏到低压油口的流量，不影响闭式油路中液压油的容积)。

$$Q_{xnm} = c_{xnm} \cdot \frac{V_p}{v \cdot \rho} \cdot (P_p - P_1) = K_{xnm} \cdot (P_p - P_1) \quad (3-17)$$

式(3-26)中：

c_{xnm} ——马达的层流内泄漏系数；

P_p ——马达排油腔压力值，MPa；

P_1 ——马达吸油腔压力值，MPa；

K_{xnm} ——马达内泄漏流量系数， $K_{xnm} = (c_{xnm} \cdot q_p) / (\rho \cdot v)$ 。

Q_{xwm} ——马达处产生的总的外泄漏流量，l/min；

$$Q_{xwm} = Q_{xwm1} + Q_{xwm2} \quad (3-18)$$

Q_{xwm1} ——马达吸油腔油口处产生的外泄漏流量，l/min；

Q_{xwm2} ——马达排油腔油口处产生的外泄漏流量，l/min；

$$Q_{xwm1} = K_{xwm} \cdot P_1 \quad (3-19)$$

$$Q_{xwm2} = K_{xwm} \cdot P_p \quad (3-20)$$

K_{xwm} ——马达外泄漏流量系数。

由上述公式可得马达的进出口实际流量方程为：

$$Q_{m1} = q_m \cdot n_m + K_{xwm}(P_p - P_1) + K_{xwm} \cdot P_p \quad (3-21)$$

$$Q_{m2} = q_m \cdot n_m + K_{xwm}(P_p - P_1) - K_{xwm} \cdot P_1 \quad (3-22)$$

在本实验系统中，将整个闭式系统划分为两个压力容腔：主泵的排油腔经液压管路一直到液压马达的吸油腔看作一个压力容腔，液压马达的排油腔直到主泵的吸油腔看作一个压力容腔，分别对这两个压力容腔，列出其流量连续性方程：

$$\frac{V_m}{\beta_e} \cdot \frac{dP_p}{dt} = Q_{p2} - Q_{m1} \quad (3-23)$$

$$\frac{V_m}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} = Q_{m2} - Q_{p1} + Q_a \quad (3-24)$$

其中：

V_m ——泵到马达之间压力容腔的总容积，根据系统所选用的管路长度和直径，可以得到 $V_m = 4.253 \times 10^{-4} m^3$ （泵的出口到马达的入口的管道长度约为 1.5m，管道的内径为 $d=19mm$ ）；

β_e ——为封闭容腔内的有效体积弹性模量，根据手册，选取为 $0.9 \times 10^9 Pa$ ；

Q_a ——蓄能器向低压腔提供的流量，计算公式见节 3.1.5。

将关系式(3-13)，(3-14)，(3-21)，(3-22)代入(3-23)，(3-24)可得到：

$$\frac{V_m}{\beta_e} \cdot \frac{dP_p}{dt} = q_p \cdot n_p - q_m \cdot n_m - (K_{xmp} + K_{xnm}) \cdot (P_p - P_1) - (K_{xwp} + K_{xwm}) \cdot P_p \quad (3-25)$$

$$\frac{V_m}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} = q_m \cdot n_m - q_p \cdot n_p + (K_{xmp} + K_{xnm}) \cdot (P_p - P_1) - (K_{xwp} + K_{xwm}) \cdot P_1 + Q_a \quad (3-26)$$

马达轴上的力矩平衡方程为：

$$J_m \cdot \frac{dn_m}{dt} = q_m \cdot P_p \cdot \eta_{mm} - B_m \cdot n_m - T_m \quad (3-27)$$

其中：

J_m ——折算到马达轴上的转动惯量，为马达轴、联接轴以及负载转动惯量之

和, 在实验中, 总的转动惯量为 $0.002\text{Kg}\cdot\text{m}^2$;

B_m ——马达转轴阻尼系数, 根据资料, 取 $B_m = 0.01(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad})$;

η_{mm} ——马达的机械效率, 马达轴上的机械损失主要包括轴和轴承及轴封的摩擦损失, 各零件间因相对运动而产生的摩擦损失以及水力摩擦损失。根据经验取 $\eta_{mm} = 0.91$;

T_m ——为马达轴上的负载转矩, 由加载系统产生, 在本实验系统中 T_m 主要为马达转轴与其支撑轴承之间的滚动摩擦所引起的转矩以及光电编码器的空心轴和主体之间的摩擦转矩; 经估算可取 T_m 为 $0.03\text{N}\cdot\text{m}$;

3.1.5 蓄能器环节的数学模型的建立

整个泵控马达系统在运行过程中, 随着主泵和马达运转过程中泄露到油箱中的泄漏流量的产生, 使得油泵出口的流量渐渐变得略小于油马达进口处的流量, 这时闭式油路的低压腔的压力值对时间的变化率为负值, 低压腔压力值减小, 于是蓄能器中的油液便在皮囊内气体的压力作用下进入系统的低压腔, 补偿油泵和油马达的部分外泄漏流量, 值得指出的是, 由蓄能器提供的流量只能减弱系统外泄漏流量的影响, 而并不能够完全补偿。将蓄能器发挥作用看作是一个缓慢的过程, 则可以认为蓄能器中的油液压力值始终与蓄能器皮囊内的气体压力值相等。蓄能器的充气压力为 p_A , 容积为 V_A , $p_A=0.5\text{MPa}$, $V_A=1\text{L}$; 在补油电机向蓄

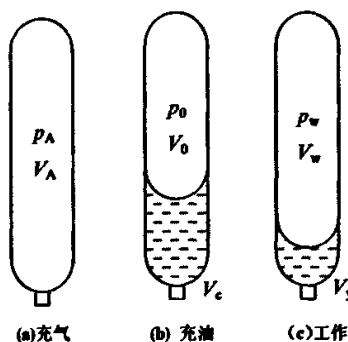


图 3-3 蓄能器的工作状态示意图

能器及主回路补油完毕后, 蓄能器内油液的初始压力值 p_0 为补油回路溢流阀所调定的压力值。选择 $p_0=1.5\text{MPa}$, 算出 $V_0=0.33\text{L}$; 闭式系统的低压腔回路压力 p_1 的

初始值为 0.2MPa, 蓄能器出口单向阀的开启压力为 0.04MPa, 开启后的正向压力损失也为 0.04MPa, 则蓄能器工作时的气体压力 p_w 与系统低压腔的压力 p_1 之间的关系为:

$$p_w = p_1 + 0.04 \quad (3-28)$$

蓄能器皮囊内的气体体积从充油到工作的变化量 ΔV , 则有:

$$const = p_A \cdot V_A^n = p_w \cdot V_w^n = (p_1 + 0.04) \cdot (0.33 + \int_0^t Q_A \cdot dt)^n \quad (3-29)$$

由于蓄能器补充泄漏油液的整个过程比较缓慢, 将式中的气体多变指数 n 取为 1。

3.2 变频闭式液压动力系统开环模型与仿真

3.2.1 仿真软件介绍^[64]

AMESim(Advanced Modeling Enviroment for Simulation of engineering systems)作为一个非常优秀的仿真设计软件, 是法国 IMAGINE 公司于 1995 年推出的基于键合图的液压/机械系统建模、仿真及动力学分析软件。经过不断的完善与接口扩展, 至今已升级到 AMESim 4.2.1 版本。其为流体、机械、控制、热学、电磁等工程系统提供了一个较完善的综合仿真环境及灵活的解决方案。

AMESim 为用户提供了一个时域仿真建模环境, 可使用已有模型或建立新的子模型元件, 来构建优化设计所需的实际原型, 采用易于识别的标准 ISO 图标和简单直观的多端口框图, 方便用户建立复杂系统及用户所需的特定应用实例, 可修改模型和仿真参数进行稳态及动态仿真、绘制曲线并分析仿真结果, 界面比较友好、操作方便。在建模过程中, 需依次完成草图模式、子模型模式、参数模式和运行模式四部。其中草图模式是建模的核心部分, 在这一步中, 应仔细考虑部件功能, 并将系统实际元件按功能分成各个部分, 再用 AMESim 模型库中提供的功能模块加以表示, 连接相应油路, 再设置子模型参数, 就可以对系统进行仿真分析^{[65][66][67]}。

3.2.2 系统开环仿真模型的建立

根据液压系统原理, 建立了闭式回路液压系统的仿真模型如图 3-4 所示, 图中马达的转动惯量取为 $0.002 \text{Kg} \cdot \text{m}^2$, 考虑到摩擦转矩, 设置马达轴上的负载转

矩为 0.03Nm 。

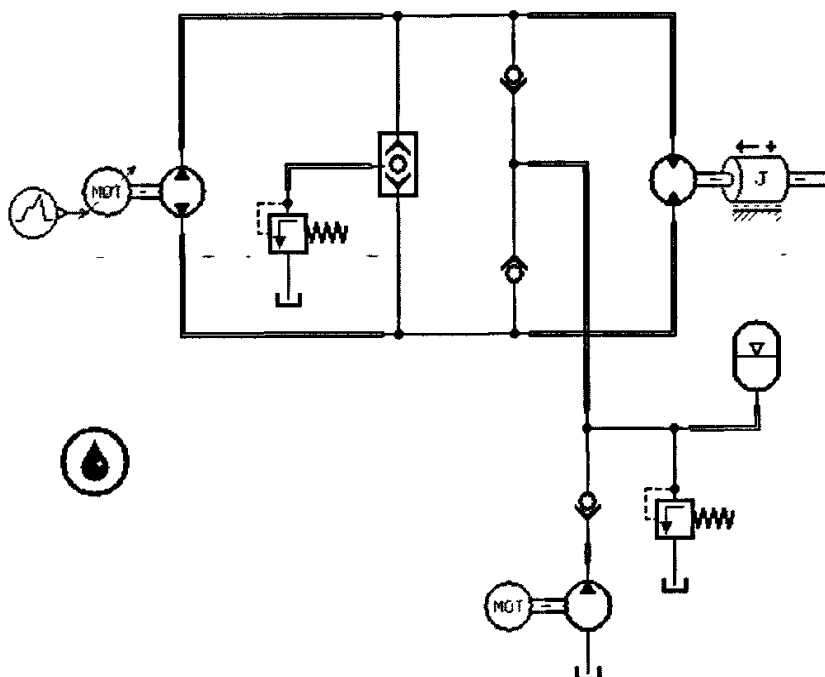


图 3-4 系统的开环仿真模型

3.2.3 初始补油的系统特性

在主泵不工作时,启动补油泵按照 1390r/min 的转速向主回路进行充油操作,补油压力由补油溢流阀调定,将此值设定为 1MPa ,可以得到主回路两腔的压力曲线如图 3-5 所示:

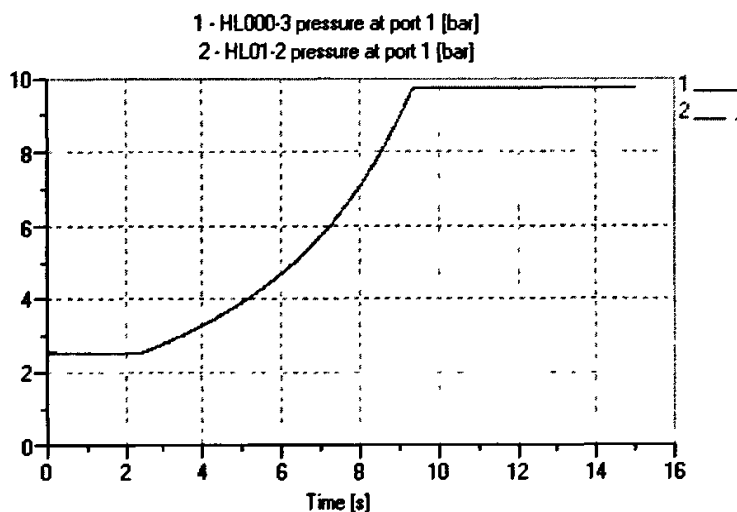


图 3-5 补油时主回路两腔的油液压力

补油时蓄能器皮囊内气体压力的变化曲线如图 3-6 所示:

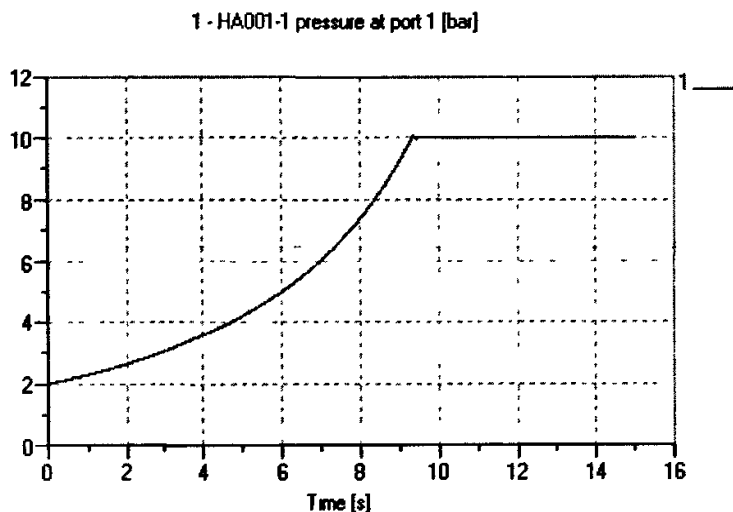


图 3-6 补油时蓄能器内的气体压力

从仿真结果可知,补油操作进行 10s 后系统的状态参数基本上可以稳定下来,但是在实际实验中,由于系统中的单向阀和溢流阀的开启动作需要一定时间,而且管路中可能混有一定的空气,需要适当的延长补油时间使得管路中混入的空气能够在持续的补油中从管接头处释放到管路外的大气中,所以在实验中可以将补油时间适当延长,定为 1min,以使主回路得到充分补油。

3.2.4 系统的开环特性

3.2.4.1 系统的开环阶跃响应

为了获得整个系统的动态性能指标和稳态性能指标,需要考察系统的时间响应。对控制系统施加一个阶跃信号来模拟实际中马达启动的情况,将马达的期望转速定为 1000r/min,考虑到油泵和油马达的排量之比以及回路中的泄漏,向变频器电机发出一个相对应的阶跃信号,可以得到马达的转速阶跃响应曲线如图 3-7 所示:

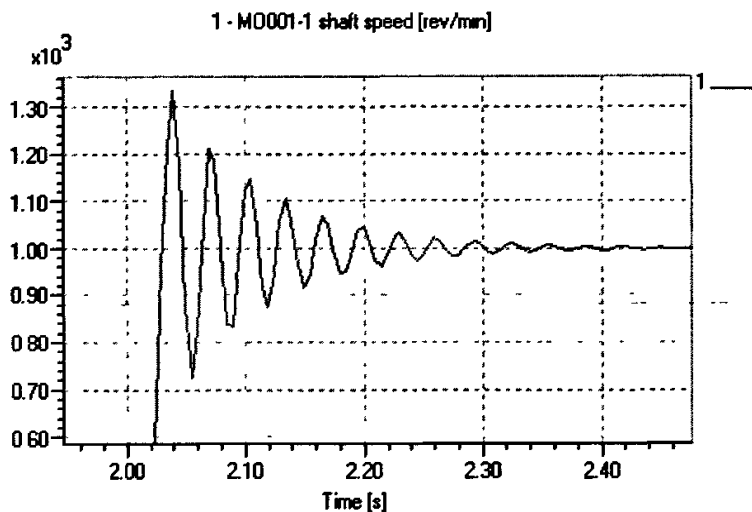


图 3-7 马达的转速阶跃响应

从图中可以看出,阶跃响应下马达的上升时间约 0.2s 左右,调节时间约为 0.4s,这两个指标反映出马达的响应速度是比较快的,这是由于马达轴上的转动惯量较小的缘故。在启动时转速的波动范围较大,最大超调量达到 35%,但转速达到稳定以后其稳定值等于系统输入值的确定函数即期望转速 1000r/min,没有稳态误差,这说明系统稳定工作状态下的控制精度是比较好的。可以通过仿真证明,液压马达轴上的转动惯量越大,马达的响应速度越慢,振荡频率越慢,调节时间越长。

在向系统输入一个控制阶跃信号时,液压系统的主回路两腔也即液压马达的进油腔和排油腔的压力响应情况如图 3-8 所示,图中曲线 1 为马达的进油腔,曲线 1 为马达的排油腔。从图中可以看出,油泵刚开始启动时,电机带动泵的转轴将油液从泵的吸入口打入泵的出口,此时泵的吸入腔压力减小,泵的出口腔压力增大,如图中所示。当泵打出的高压油经过执行元件回到系统的低压腔以后,系统低压腔的压力上升。从总体上来看,在启动时低压腔的压力脉动的波形是跟随高压腔的压力波形的,滞后的时间主要取决于系统中流量的大小、管道的内径以及管道的总长度,由仿真结果可以知道系统中低压腔的压力脉动比高压腔的压力脉动约迟滞 0.02s 左右。系统的两腔油液压力从开始响应到最终稳定大约需要 0.5s 的时间,是比较迅速的。

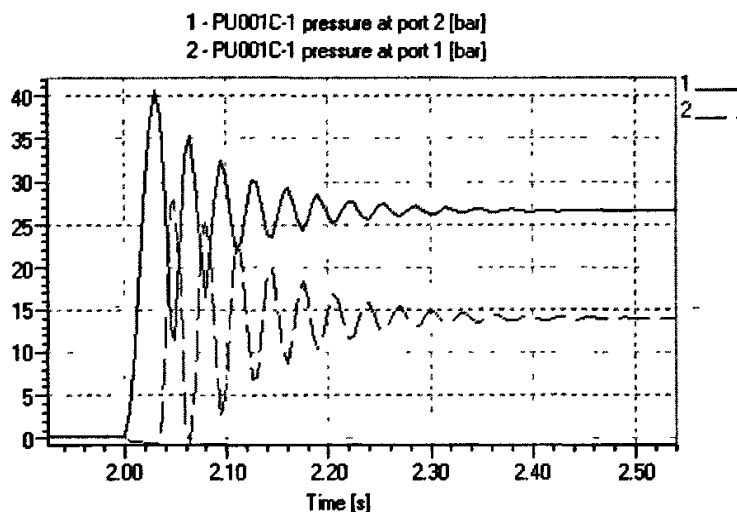


图 3-8 马达启动时主回路两腔的压力变化

3.2.4.2 系统的开环换向特性

由于系统中的动力元件和执行元件都可以双向运转,以满足四象限工作的需要,为此需要考察系统中执行元件换向时的情况。在马达转速稳定于 1000r/min 的速度时,由控制系统发出一个指令,希望能够使马达的速度迅速从正向运转 1000r/min 变到反向运转 1000r/min,即变到-1000r/min。这时马达的换向压力和速度仿真曲线分别如图 3-9 和 3-10 所示:

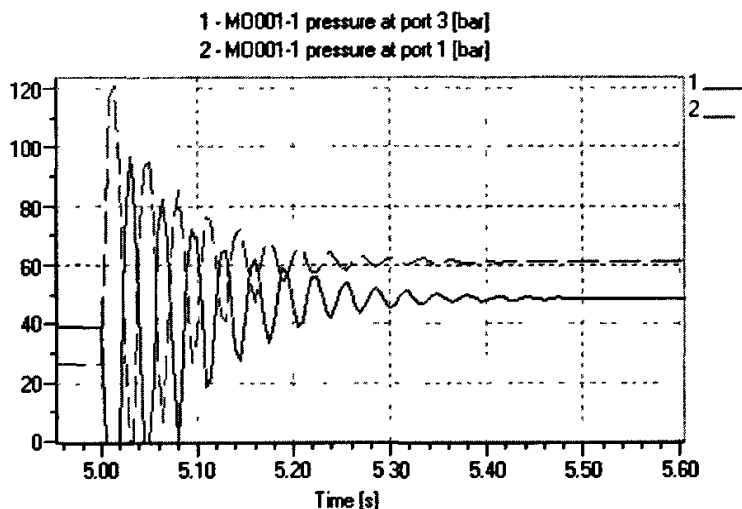


图 3-9 开环时马达换向的主回路两腔压力曲线

换向时候的压力波动比阶跃响应的波动范围要大,换向前的系统高压腔压力

在换向时迅速减小，低压腔压力在换向时迅速增大，但是都有较大的超调量。

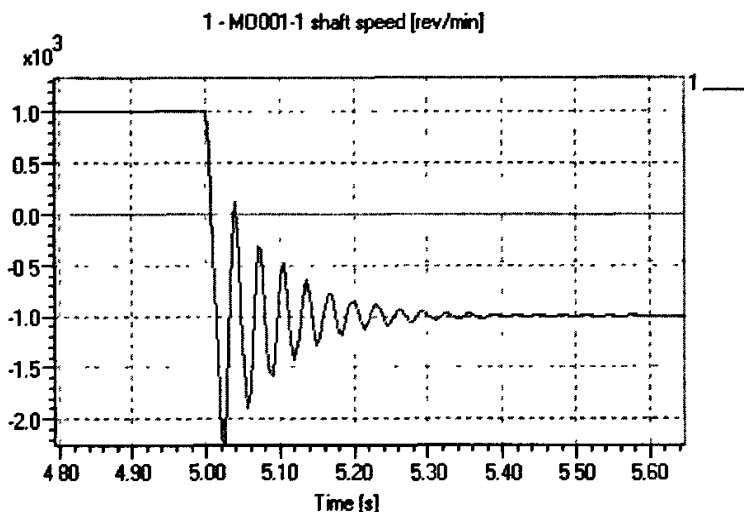


图 3-9 开环时马达换向的速度曲线

图中可知，当马达转速从正向 1000r/min 切换到反向 1000r/min 时，速度的超调量很大，已经达到 100%，甚至越过了横坐标轴，在震荡数次以后，经过约 0.4s 可以达到稳定。

3.2.4.2 系统开环四象限运行特性

在 AMESim 里的 plot manager 里，用户可以利用仿真得到的曲线数据自己构造新的曲线，以考察用户感兴趣的变量之间的关系。利用马达换向时候的仿真结果，构建出马达进出口的压差和流经马达的流量之间的曲线图如图 3-10 所示。

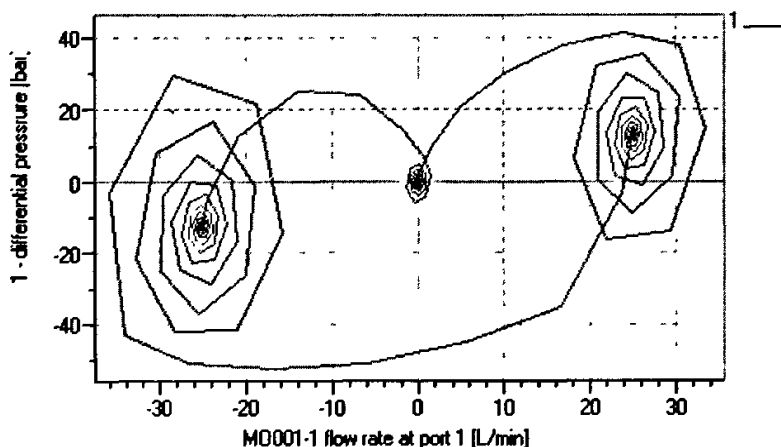


图 3-10 开环换向时马达的压差流量曲线

由图 3-10 中可知,在整个换向过程中由液压马达进出油口的压差和流经马达的流量这两个数所组成的实数对在压差流量平面直角坐标系中的分布覆盖了坐标系的所有四个象限,这意味着系统可以工作在四个象限,具备四象限工作能力。图中的整条曲线有三个收敛中心点,分别位于原点、第一象限内的点(25,12)、第三象限内的点(-25,-12)。原点对应了马达静止时的情况、第一象限曲线收敛点对应了马达正向运转稳定在 1000rev/min 的情况,第三象限曲线收敛点对应了马达反向运转稳定在 1000rev/min 这三种工况。当马达换向时,图中曲线对应的工作点会很快的从第一象限收敛点经第一象限、第四象限、跳至第三象限,在最终稳定在第三象限之前还会数次穿越第二象限。实际上,当马达换向时,首先,变频器接收到反转信号以后,将拖动电机在正转情况下速度快速减小到零,此时由于液压马达的转速响应要滞后于电机的转速响应,并且由于惯性的作用,马达的转速在电机转速减小到零的过程中会比电机的转速高出不少,这样,对于液压系统的主回路来说,原来的高压腔由于油泵打出的流量急剧减小,而液压马达吸走的流量减小的量并没有油泵打出的流量减小的量多,该容腔的油液压力将减小;而对于系统主回路的低压腔来说,液压马达排出的流量并没有被油泵充分吸走,因而其压力值会升高。由于马达在换向之前处于运动平衡状态时,其吸油腔与排油腔压力之差所提供的动力正好可以克服摩擦转矩和恒定负载转矩,现在吸油腔与排油腔压力值之差减小,因而液压马达的转速会减小,当两腔压力之差减小到零以后,此时的马达相当于是于在负载的转动惯量的作用下转动,可以看作是工作于泵的工况,向其排油腔打出液压油,马达轴上的转动惯量越大,马达的减速时间越长,其工作于泵工况的时间也越长。

在仿真模型中,还构建了电机转速和电磁转矩之间的关系如图 3-11 所示。此图所反映出的工作情况基本上与图 3-10 相类似,所不同的是图 3-10 中马达在稳定在曲线收敛工作点之前其流量和两腔压差都在不停的变化,逼向一二象限的稳定工作点,而图 3-11 中由于仿真模型中认为变频器对电机的速度控制能力很强,所以仿真结果中电机的转速没有波动,只有转矩在变化,对应于坐标系中是两条平行于纵轴的竖线,第三象限的竖线比第一象限的竖线要长,说明了换向时的转矩波动比启动时候的转矩波动要大,从第一象限到第三象限的曲线反映了系统的瞬态工作过程。

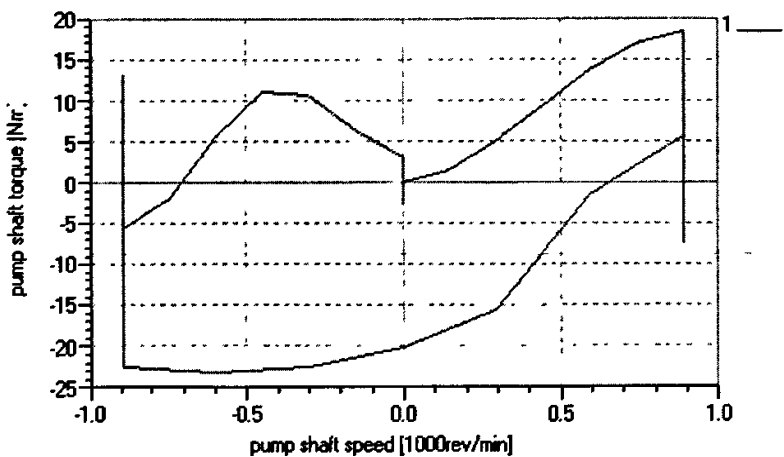


图 3-11 泵(电机)转轴上的转矩转速曲线

3.3 变频闭式液压动力系统的 PID 闭环控制仿真

3.3.1 PID 控制的基本原理

PID 控制是工业中最常用的一种调节方法。在 90% 以上的工业控制系统中采用了传统的 PID 控制策略，这是因为 PID 控制策略有以下优点^{[68][69][70]}：

- ①技术成熟；②结构简单，在线控制实时性好；③不依赖精确的数学模型；④软件系统灵活易修改完善，控制效果令人满意。本节将 PID 调节器作为控制器来调节控制变频闭式液压动力系统，使系统的动态品质得到改善。

在常规数字 PID 控制中常采用增量式的 PID 控制算法。其控制系统原理框图如图 3-1 所示：

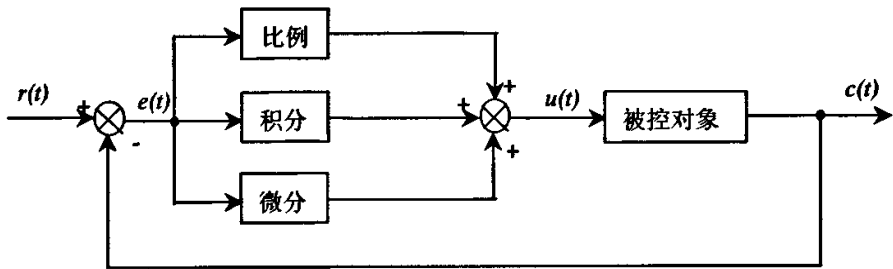


图 3-12 控制系统原理框图

PID 控制器是一种线性控制器，它根据给定值 $r(t)$ 与实际输出值 $c(t)$ 构成控制偏

差:

$$e(t)=r(t)-c(t) \quad (3-37)$$

其控制规律:

$$u(t)=K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(t) dt + \frac{T_D dt}{dt} \right] \quad (3-38)$$

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 控制器的各校正环节对系统性能的影响分别如下^[98]:

1) 比例环节: 能够即时成比例的反映控制系统的偏差信号 $e(t)$, 偏差一旦产生, 控制器立即产生控制作用, 以减少偏差。其作用为:

(1) 对动态特性的影响

加大 K_P 会使系统的动作灵敏, 速度加快; 但 K_P 偏大, 则使振荡次数增多, 调节时间加长; 当 K_P 太大时, 系统会趋于不稳定; 若 K_P 太小, 又会使系统的动作缓慢。

(2) 对稳态特性的影响

加大 K_P , 在系统稳定的情况下, 可以减小稳态误差, 提高控制精度, 但却不能完全消除稳态误差。

2) 积分环节: 主要用于消除静差, 提高系统的无差度。积分作用的强弱取决于积分时间常数 T_I , T_I 越大, 积分作用越弱, 反之则越强。

(1) 对动态性能的影响

T_I 偏小, 则系统振荡次数较多; 当 T_I 太小时, 系统将不稳定; 若 T_I 太大, 则对系统性能的影响减少; 当 T_I 合适时, 过渡过程的特性比较理想。

(2) 对稳态误差的影响

积分控制能消除系统的稳态误差, 提高控制系统的控制精度; 但若 T_I 太大, 则使积分作用太弱, 反而不能减小稳态误差。

3) 微分环节: 能反映偏差信号的变化趋势, 并能在偏差信号值变得太大之前, 在系统中引入一个有效的早期修正信号, 从而加快系统的动作速度减小调节时间。

微分控制可以改善动态特性, 如超调量减小, 调节时间缩短, 允许加大比例控制, 使稳态误差减小, 提高控制精度。当 T_D 偏大时, 超调量较大, 调节时间较长; 当 T_D 偏小时, 超调量也较大, 调节时间也较长; 只有 T_D 合适时, 才可以得到比较满意的过渡过程。

3.3.2 PID 控制模型的建立

在系统开环仿真模型的基础上, 搭建了系统闭环 PID 控制方式下的仿真模型如图 3-11 所示。与开环仿真模型相比, 闭环 PID 控制的仿真模型增加了检测

液压马达转速的转速传感器模块, PID 控制模块, 一个速度反馈环上的增益模块和一个信号相加点的模块。由于油泵和油马达的排量不一样, 在同一流量下油泵和油马达的转速也不一样, 其比值等于油泵和油马达的排量的比值的反比。在通过给定电机(油泵)转速来控制油马达的转速的情况下, 如果直接将油马达的转速信号作为负反馈与设定信号相加, 显然是不合理的。正确的做法应该是将马达的转速信号采集到以后, 乘以一个系数, 使得马达的实际转速乘以该系数之后, 按照相等的流量关系折算成此时相应的油泵转速, 把二者相乘的乘积作为最终的速度反馈信号。负反馈信号与给定值在信号的相加点处相加后, 把得到的偏差信号输入到 PID 模块, PID 模块对偏差信号处理后输出控制电机转速的速度信号, 调节 PID 控制器模块中的 k_p 、 k_i 、 k_d , 可以得到较理想的系统输出。

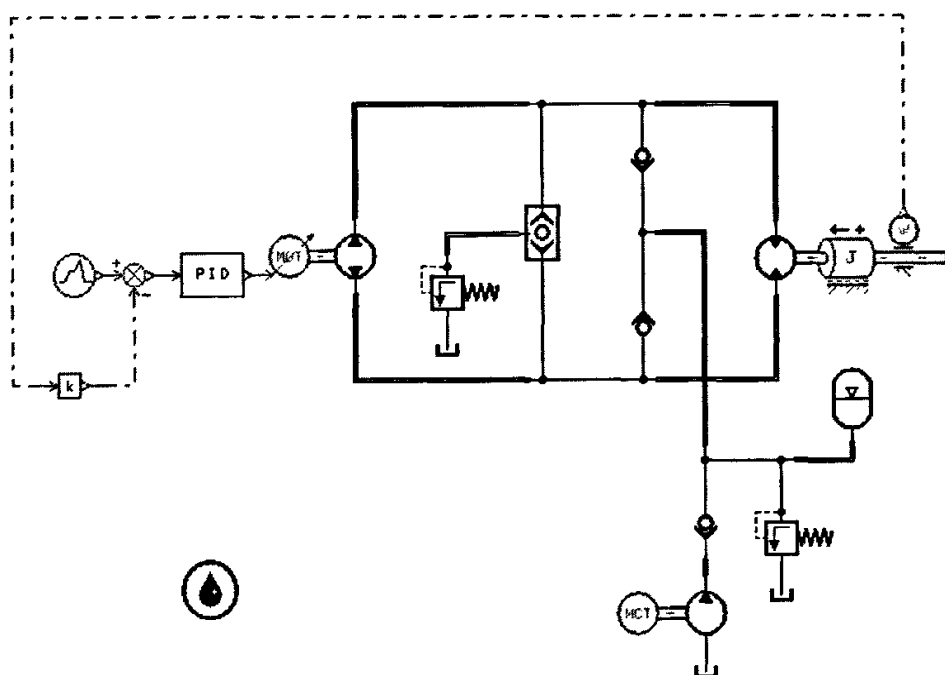


图 3-13 闭环 PID 控制的系统 amesim 仿真模型

3.3.3 系统的闭环 PID 控制特性

在 2s 的时候给系统加上一个转速的阶跃信号, 得出马达的转速响应特性曲线如图 3-14 所示。仿真模型中 PID 参数设置为 $P=450$ 、 $I=60$ 、 $D=0.005$, 从图中可以看出, 由于马达轴上的转动惯量设置得比较小, 整个系统的响应速度是很快的, 与图 3-7 相比较, 马达转速的最大超调量约 10% 左右, 波动范围也比开环情况下显著减小。系统输出在 0.3s 左右便可以稳定下来, 由于 PID 参数中的积分增益设定的较为合理, 使得稳态输出基本上稳定在期望转速 1000r/min 上, 没有

稳态误差。由开环情况下的阶跃输入系统响应和闭环情况下的阶跃输入系统响应结果的对比可知 PID 控制在提高闭式系统的响应快速性和减小超调量方面效果显著。

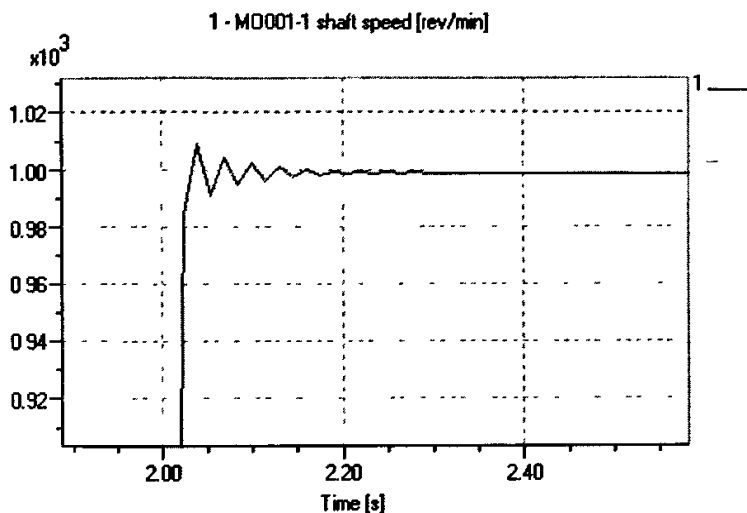


图 3-14 闭环 PID 控制下马达的转速阶跃响应

设置系统的 PID 控制参数 $k_p=800, k_i=50, k_d=0.001$, 在马达以 1000r/min 正向运转时, 发出控制指令使其反向运转至 1000r/min, 得到马达换向时的速度曲线如图 3-13 所示,。与阶跃情况下相类似, 系统的响应时间较小, 约为 0.1 秒, 最大超调量约为 30%, 比开环换向时大大减小, 但在调节时间的指标上并没有显著改善。在 0.5 秒以后, 马达转速基本稳定在设定值上, 控制精度较高, 效果较好。

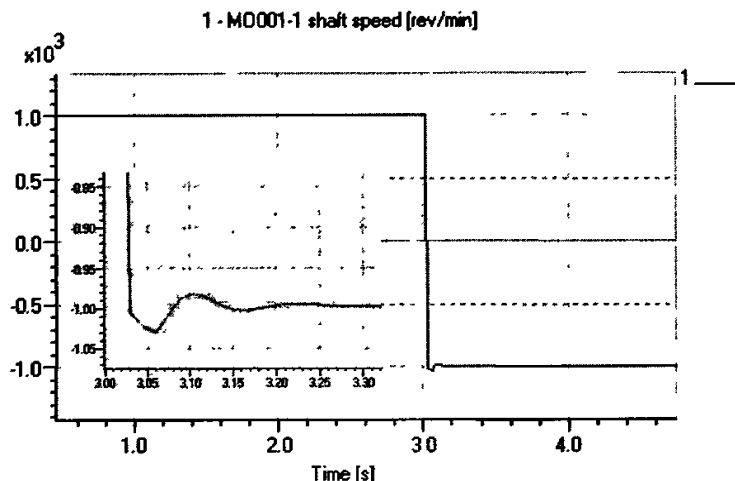


图 3-15 闭环 PID 控制换向时马达的转速响应

对比系统开环和闭环下的仿真结果, 可以知道变频闭式泵控马达系统的速度

控制特性是良好的,尤其是闭环PID控制系统,在控制参数设置合理的时候,速度控制性能十分优良,无论是开始启动、正常运行还是运行时候换向,作为执行元件的液压马达的速度都能够比较好的追踪理想曲线,动态性能指标合格,稳态性能完全能够满足实际中的使用要求。

3.4 变频闭式液压动力系统的实验研究

通过压力传感器将回路中的压力信号采集到计算机里,计算机采集到的数据是二进制数,需要将这些二进制数转换为实际压力值,转换公式为:

$$P_x = P_0 + (P_m - P_0) \frac{D_x - D_0}{D_m - D_0} \quad (3-30)$$

实验中使用的压力传感器的量程下限值 P_0 为 0MPa,上限值 P_m 为 5MPa,输出电流 4~20mA 经过转换电路转换为 1~5V 的电压信号输出给数据采集卡,数据采集卡的输入电压范围为 -5V~5V,对应了 12 位 A/D 采样的二进制数 0~4096, D_0 为 P_0 所对应的二进制所表示的 A/D 采样值 2457.6, D_m 为 P_m 所对应的二进制所表示的 A/D 采样值 4096,当数据采集卡中采集到的二进制数为 D_0 时,系统中实际的压力值 P_x 可以由式 3-30 得出。

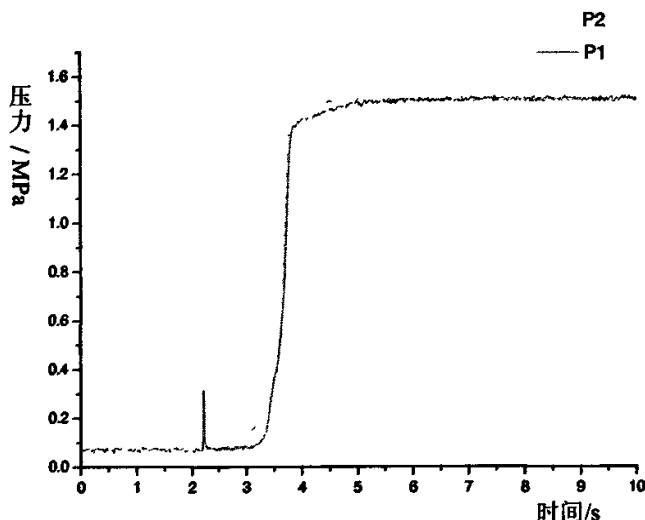


图 3-16 初始补油时主回路两腔压力的实验曲线

实验开始前启动补油电机从油箱中吸油,将补油泵出口的溢流阀压力调定为 1.5MPa,补油泵出口的压力油顶开单向阀向主回路中补油,使得主回路中油液的压力值最终稳定在补油泵出口的溢流阀所调定的压力值上,稳定后补油泵打出

的流量大部分都从溢流阀溢流掉了,得到的实验曲线如图 3-16 所示。从图 2-1 的液压系统原理图中可以看出,系统的结构为对称式结构,因此理论上补油时主回路两腔的压力曲线应该一致,图 3-5 的仿真结果也反映出了这一点。但是在图 3-16 的实验曲线中补油开始时的 P1 腔压力曲线出现了一个尖峰值,这是由于搭建的系统中补油泵出口的单向阀是自制的,直接在集成阀块上开了一个阶梯孔,通过弹簧将钢球顶在阶梯孔台肩的锥面上,由于加工造成的差异以及弹簧刚度的不同,造成补油泵通向 P1 腔的单向阀的动作相对于通向 P2 腔的单向阀更为灵敏,补油一开始 P1 腔单向阀就开始动作,压力油迅速充入 P1 腔,而此后通往另一腔的单向阀开始开启,补油泵出口处的压力容腔体积迅速增大,原来 P1 腔的压力值迅速减小,于是安装在该容腔的压力传感器检测到一个尖峰值。通过对比图 3-5 和图 3-16,发现实验中的从补油开始到主回路两腔压力稳定所用时间比仿真中的时间明显较短,这主要是由于仿真中补油操作前认为管道中没有油液,相当于实际中系统搭建好的第一次补油,而实验中补油前主回路的容腔中已经有油液所致。

在补油泵向主回路中充油的过程中,由计算机监测控制系统向变频器的外部输入端子发出 3V 的控制电压阶跃信号,并闭合变频器的正转和地之间的触点,变频器将拖动电机按照控制电压给定的速度运转,油泵打出的压力油驱动液压马达运转。得到主回路两腔压力曲线和马达的转速响应曲线分别如图 3-17 和图 3-18 所示。

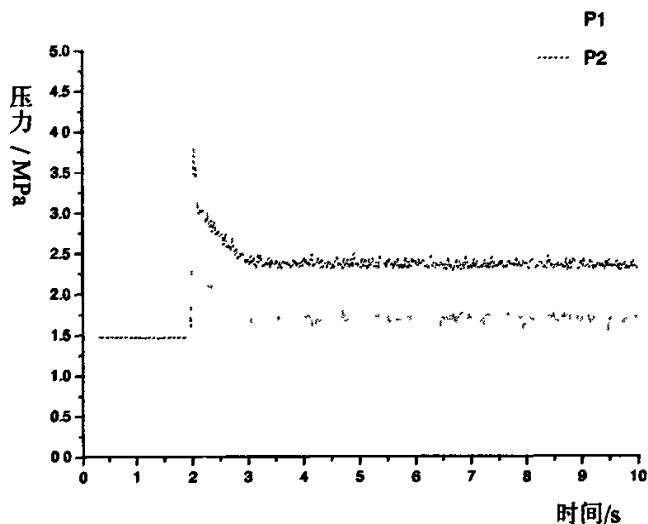


图 3-17 控制电压为 3V 时的主回路两腔压力曲线

在图 3-17 中,当主泵开始启动的时候,主泵吸油腔的压力会有一个小幅的波动,这是由于泵吸油腔的压力原来是稳定在补油溢流阀的调定值上,主泵启动时开始吸油时,原来的平衡状态被打破,补油泵出口的压力油会向低压腔造成一

个小的冲击，但是由于油泵在吸油，低压腔的压力在一个峰值之后会快速下降。泵排油腔的压力上升到一定程度时，马达开始转动，使得泵排油腔的油液通过马达后流到泵的吸油腔，引起系统低压腔压力上升。此后，主回路的高压腔和低压腔的压力值将趋于稳定，没有出现仿真曲线图 3-8 中的振荡，这主要是由于实验系统中的液压软管内壁的摩擦作用和集成阀块的管路对压力波动的缓冲作用造成的。

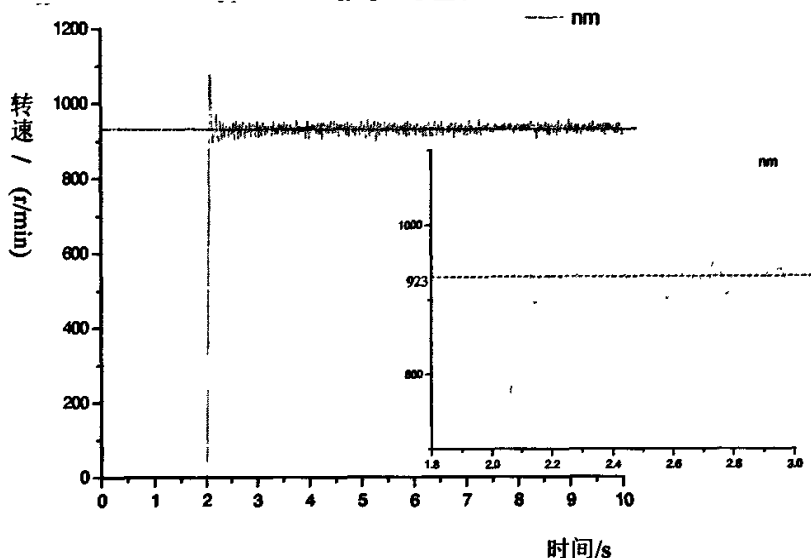


图 3-18 输出控制电压为 3V 时的马达转速曲线

实验系统中使用的双向泵效率较高，其容积效率可以达到 97%，油马达的容积效率约 95%，油泵的排量为 28.2ml/rev，油马达的排量为 25.36ml/rev，则当控制电压为 3V 的时候，电机的转速应该是 900r/min，在考虑容积效率以后计算得到的马达转速应为：

$$900\text{rev/min} \times \frac{28.2\text{ml/rev} \times 97\% \times 95\%}{25.36\text{ml/rev}} = 923\text{rev/min}$$

在图 3-18 中，马达转速在 0.1s 处达到最大值 1080rev/min 左右，最大超调量比仿真曲线图 3-7 中要小很多，第一次超调以后迅速进入[923-30, 923+30]的转速区间范围内，相当于波动范围在 3%以内，验证了液压马达作为变频闭式动力系统的执行元件的时候其速度控制特性是良好的。

实验中还验证了在补油电机不工作时，液压马达的转速特性明显差于补油电机启动时液压马达的转速特性。在实验中，还可以在不同的负载下测出液压马达的实际转速与理论转速之间的比值以评价泄漏对于转速的影响，通过向变频器输出控制补偿电压以提高液压马达的变负载速度控制精度。

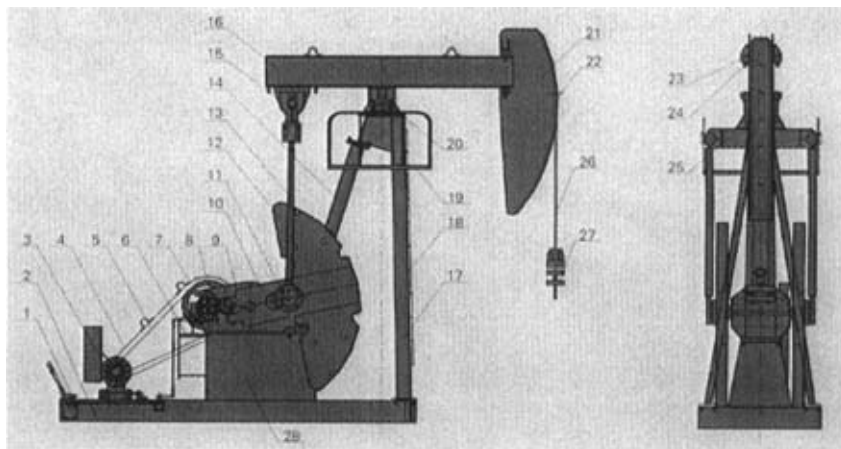
第四章 变频闭式回路的应用研究——应用变频闭式回路的移动式抽油装置的液压系统的设计

【摘要】本章对油田中常用的游梁式抽油机和液压抽油机的工作原理进行了简单的介绍，对二者的特性进行了对比；设计了一种用于油田可移动式车载抽油装置的液压系统，对该系统的工作状况和性能作了详细的分析；对整个液压系统搭建了仿真模型，仿真结果表明该液压系统能够达到预期的抽油工况要求。

4.1 油田抽油机的介绍

4.1.1 游梁式抽油机的概述

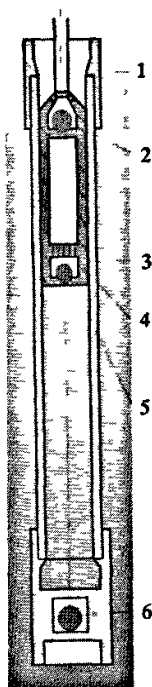
抽油机和抽油杆、抽油泵是将石油从地下开采到地面的采油设备，在世界各油田得到广泛应用。目前应用最广泛的抽油机是常规游梁式机械抽油机，如图4-1所示。其工作原理是：在抽油过程中，电动机通过皮带带动向减速箱输入转矩，减速箱的输出轴带动曲柄连杆机构使游梁上下摆动，通过悬绳器带动抽油杆和抽油泵（其结构简图见图4-2）往复上下运作实现将原油从油井抽汲到地面。



- 1、刹车装置 2、底座 3、电动机 4、皮带护罩 5、皮带 6、筒体小平台 7、减速器皮带轮
8、安全刹车装置 9、减速器 10、曲柄 11、曲柄销 12、曲柄平衡块 13、连杆 14、后支架
15、尾轴承座 16、油梁 17、前支架 18、梯子 19、支架平台 20、中轴承座 21、驴头
22、钢丝绳护圈 23、钢丝绳驴头连接板 24、销轴 25、横梁 26、吊绳 27、悬绳器 28、筒体

图4-1 常规游梁式抽油机结构简图

当抽油机工作时，驴头悬点上作用的负载是变化的。工作分为两个冲程，抽油机上冲程时，驴头悬点需提起抽油杆柱和液柱，在下冲程时，抽油机杆柱在自



1、接箍 2、上出油阀
3、泵筒 4、柱塞
5、下出油阀 6、进油阀

图 4-2 抽油泵的结构简图

身重力的作用下便可以下落,在抽油机未进行平衡的条件下,上冲程电动机要付出很大的能量,这时电动机处于电动状态。下冲程中抽油杆对电动机做功,使电动机处于发电的运行状态,这样上、下冲程的负载极度不均匀,将严重地影响抽油机的四连杆机构、减速箱和电动机的效率和寿命,恶化抽油杆的工作条件,增加它的断裂次数^{[68][69]}。为了消除这些缺点,一般在抽油机的游梁尾部或曲柄上或两处都加上了平衡重,如图4-1所示。这样一来,在悬点下冲程时,要把平衡重从低处抬到高处,增加平衡重的位能。为了抬高平衡配重,除了依靠抽油杆柱下落所释放的位能外,还要电动机付出部分能量。在上冲程时,平衡重由高处下落,把下冲程时储存的位能释放出来,帮助电动机提升抽油杆和液柱,减少了电动机在上冲程时所需给出的能量。目前使用较多的游梁式抽油机,都采用了加平衡配重的工作方式,因此在抽油机的一个工作循环中,有一个电动运行状态和一个发电运行状态。当平衡配重调节较好时,其发电运行状态的时间和产生的能量都较小^{[70][71]}。

游梁式抽油机具有结构简单、耐磨可靠、维修方便等特点。但是从实际使用中的情况来看,游梁式抽油机也存在着以下的一些缺点^{[72][76][78]}。

1、在油田中运行的游梁式抽油机普遍存在“大马拉小车”的现象,出现这种现象的原因是有其合理性的。首先,抽油机启动时都是带载启动,惯性矩较大,启动时又总在连杆机构的上下死点处启动,油田在选配电机时为了启动顺利,不影响生产,一般都会按最大扭矩选配电机,而抽油机启动后正常工作时平均转矩与最大扭矩相比又较低,所以电机输入功率仅有额定功率的三分之一,这是造成“大马拉小车”的主要原因。其次,油田在选配电机时考虑油井工况异常,如砂卡结蜡时,不致因启动困难烧毁电动机,当油井负荷因修井等原因负荷变大时不频繁更换电动机,而人为的又增大了裕量,加剧“大马拉小车”这一现象。“大马拉小车”现象是抽油机耗能的主要原因。低负荷运转不仅造成电机效率低、功率因数低,而且周期性的负荷波动,使电机转速波动,增加了电机的损耗。

2、游梁式抽油机普遍存在着耗电大、日产量偏低等问题。据统计,电能消耗在原油成本中所占的比例已经超过了20%。随着我国油气田开发的进展,开发油藏的类型越来越复杂,高粘度油井、高含水量油井显著增多,投入开采的储油

层深度及挂泵深度也不断增加,为保证生产,不得不加大减速箱的扭矩和抽油机的高度,使得抽油机整机笨重,大马拉小车的情况更为严重,机械抽油机体积增大,相应地增大了电动机的功率,增加了能耗,加大了设备投资与生产成本。因此,抽油机采油系统的节能降耗是石油开采过程节能的重点,为实现抽油机节能,必须克服“大马拉小车”现象所带来的负面影响,使电机处于经济运行状态。对于石油企业降低采油成本、提高经济效益具有十分重要的意义。

3、游梁抽油机上的减速箱结构复杂,占地面积比较大,安装和移动不便,而且效率不高。另外曲柄平衡块在旋转过程中对人身安全有一定的危害,在一些油田就曾经发生过抽油机运行过程中平衡块造成的人员伤亡事故。

4、参数调整不方便,不适用于长冲程井况。

4.1.2 液压抽油机的原理及概述

液压抽油机是利用液压传动方式把原动机的高速旋转运动通过油缸使其变为抽油杆的垂直往复运动,从而带动井下抽油泵工作,如图 4-3 所示。液压抽油机的种类有很多种,但从总体来说,液压抽油机大多具有如下优点:

1. 容易实现大冲程、低冲次,且冲程和冲次可以无级调节。长冲程有利于减少抽油杆弹性变所引起的冲程损失,提高抽油泵的充满系数;低冲次可以延长抽油泵阀和抽油杆的使用寿命;减少抽油杆载荷的脉动次数。

2. 在泵排量一定的条件下,液压抽油机还可以减轻抽油杆的工作载荷,降低所产生的应力,对大载荷适应性强,可满足深井、稠油井开采的要求,可以扩大有杆泵抽油设备的使用范围。

3. 结构紧凑,体积小,重量轻,约是游梁抽油机的十分之一,因而其移运、安装及调试都比较方便,特别适合于山区、沼泽、滩涂等地区油井的抽油作业。

4. 效率高,节能效果显著。有杆抽油系统的总效率主要取决于电动机的效率、抽油机的效率、抽油泵的效率和下冲程抽油杆重力势能的回收利用程度等因素。尽管液压抽油机本身的效率与游梁抽油机相近,但可以通过使电动机在高效区工作,充分回收利用下冲程抽油杆的重力势能,提高抽油泵的充满系数和效率。因此,使用液压抽油机的抽油系统的总效率比使用游梁抽油机的明显要高。由于全国在用游梁式抽油机数量巨大,按每台功率 25kW、一年工作 300 天计算,若系统总效率提高 1%,则每年至少可节电几千万 kW·h。

5. 在设计、制造上可采用较多的液压标准元件,大大地缩短了液压抽油机的研制周期,而且易于在液压回路中实现过载保护和因抽油杆断脱等失载时的停机功能。

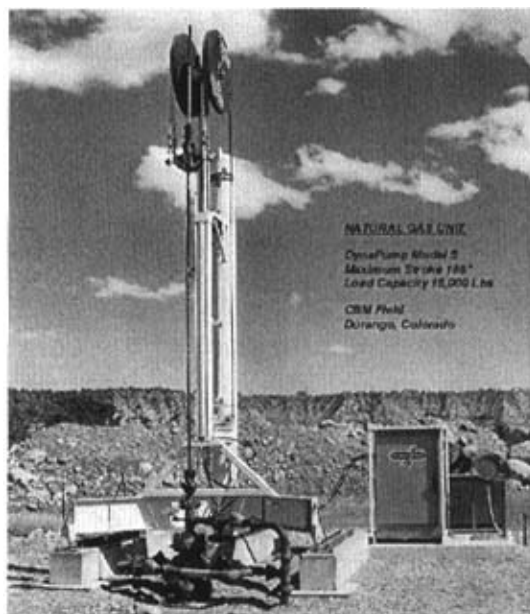


图 4-3 dynapump 公司的液压抽油机

4.2 应用变频闭式回路的液压抽油机的设计

4.2.1 系统的设计目标和设计参数

为了适应勘探开发试采油的需要,需要设计一种移动试油抽油装置,该装置具有机动性、高适应性、多功能性、工艺技术简单性,而且成本低。油井下完有杆泵后,该装置可以代替抽油机实现短期抽吸原油。同时应用先进控制技术实现工作状态动态监控与全自动调整。为便于搬迁采用车载式(无车头),同时采用体积小、动力高、控制方便的液压系统作为动力和控制机构。

其设计目标是:

1. 可实现长冲程抽汲;
2. 可以动态监测工作状态,实现全自动调整工作参数;
3. 实现液压平衡,减轻重量;
4. 具有过载保护功能;
5. 搬迁方便、快捷;
6. 既适应高产又适应低产、低液面、特种油品等;
7. 可随机测试示功图,环空液面

其主要设计参数如下:

- 1) 上行时负荷 14t、下行时负荷 5t;
- 2) 行程 5m;

- 3) 最大冲次 5 次/min;
- 4) 全天候野外作业, $-30^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$, 连续工作 3 个月以上。

4.2.2 移动式试油装置液压系统的设计:

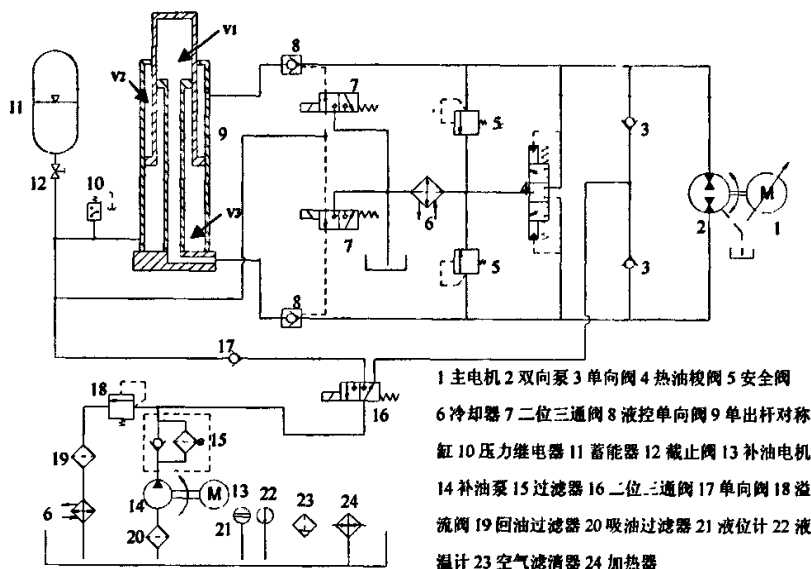


图 4-4 应用变频闭式回路的抽油机的液压系统图

结合变频闭式回路的特点与油田抽油机的运行环境, 设计了一种专门应用于抽油装置的液压系统如图 4-4 所示。

在该系统中, 为了降低装机功率, 同时使液压抽油装置运行更加平稳, 使用了配置蓄能器的单出杆液压缸, 此单出杆对称液压缸有三个压力油容腔 V1、V2、V3, 活塞杆的作用面积分别为 A、B、C, 在上冲程时 (抽油泵排油), 抽油杆和提升液柱自重引起的负荷作用在活塞杆上, 此负荷被液压缸 V3 腔的蓄能器提供的压力油作用在环形面积 B 上平衡掉一部分之后, 由电机正转带动主泵向液压缸 V1 腔供油克服 V2 腔的背压作用后来提供上行动力。在下冲程时 (抽油泵充油), 电机反转带动主泵向液压缸的 V2 腔泵油, 此压力油作用于活塞杆的环形面积 B 上形成的压力在克服 V3 腔蓄能器提供的平衡力和液压缸 V1 腔低压油作用力以后, 与由抽油杆自重引起的载荷相平衡, 使得抽油杆稳定下行。通过分析上下冲程的载荷作用情况可以看出, 蓄能器在这里起到了液压配重的作用, 蓄能器平衡掉的载荷相当于上冲程载荷和下冲程载荷的等差中项, 而需要电机做功拖动的载荷重量相当于这个等差数列的公差。在忽略蓄能器内气体压力波动的情况时, 无论是上冲程还是下冲程, 电机的输出功率基本上保持在一个恒定值上。

如图所示, 抽油装置的主回路为闭式回路, 在全天候长期无间断的工作状况下, 液压系统中油液的冷却和过滤都是很大的问题。油泵和油缸的效率损失将不

下, 液压系统中油液的冷却和过滤都是很大的问题。油泵和油缸的效率损失将不断的转化为热量, 而闭式系统中的油液是在一个相对封闭的容腔内周而复始的运行的, 并不能够利用油箱的散热作用对油液进行冷却, 于是系统的温度会逐渐升高。由于油液是反复的双向流动, 如果在主回路中像正常情况一样设置过滤装置, 则油液在向着一个方向流动时, 过滤器在油液流动力的作用下将杂质颗粒附在滤网上, 当油液流动方向改变时, 杂质颗粒又被重新冲入液压系统, 起不到过滤的作用; 而如果设置一个由四个单向阀组成的桥式回路, 确实可以起到双向过滤油液的作用, 但是增大了回路的阻力, 增加了液压系统的复杂性, 也不足取。

综合考虑, 最终在系统中设置了一个换油梭阀, 换油梭阀的两个控制油口分别接在回路的高低腔, 阀芯在高压控制油的作用下发生移动, 使得阀的出口与低压腔相通, 换油梭阀与补油电机共同工作, 补油泵在补油电机的驱动下将油液强制补入回路的低压腔, 通过设定补油溢流阀的压力确定主回路低压腔的压力值, 补入的油液在补充泄漏量以后多余的油液通过换油梭阀经过滤装置过滤以后流回油箱, 借助油箱的散热作用进行散热和沉淀杂质, 一方面降低了液压系统的工作温度, 另一方面对主回路中的油液进行了更新, 减缓了油液的氧化变质速度, 延长了液压油的使用寿命和抽油机的平均无故障运行时间。

液压缸两腔的进油端设置的液压锁可以避免突然断电时液压缸活塞杆在负载的作用下被拖动而导致速度飞升, 造成危险情况。液压锁的控制油源由蓄能器提供, 这样就不需要单独用一个小泵为液控单向阀提供压力油, 减少了系统元件的使用, 降低了成本。

补油电机在系统中的作用有以下三种:

- 1、系统中各液压元件安装好以后, 向主回路的两腔初始充油、排出空气, 此时二位二通电磁换向阀 1 得电;
- 2、向蓄能器腔充油, 此时补油泵出口处的二位二通电磁换向阀得电, 蓄能器出口处的手动截止阀处于打开状态;
- 3、在整个系统运行过程中, 向主回路充入油箱中的凉油, 以置换出主回路中的热油, 此时二位二通电磁换向阀 16 得电; 当然, 如果系统中的油液温度不是很高时, 补油电机可以不启动, 以节省电能;

4.2.2.1 移动式试油装置液压系统各参数的设计计算

1、负载分析

液压缸活塞杆上行带动抽油杆向上运动时抽油杆上的负荷 m_1 为 14t, 向下运动时抽油杆上的负荷 m_2 为 5t, 由于采用了动滑轮结构, 则油缸的活塞杆上所承受的载荷在上行和下行时分别为 28t 和 10t。

2、确定主要参数

初选液压缸的工作压力：考虑到结构尺寸和整个液压系统的使用工况，选择液压缸的工作压力为 16MPa，系统回油背压为 1.5MPa。液压缸从外到内的三个套筒分别为 I、II、III，套筒外径和内径的结构尺寸定为：

$$D_1=200\text{mm}, d_1=164\text{mm}, D_2=130\text{mm}, d_2=100\text{mm}, D_3=90\text{mm}, d_3=68\text{mm}$$

$$A_1=31416\text{mm}^2, A_1'=21124\text{mm}^2, A_2=13273\text{mm}^2, A_2'=7854\text{mm}^2$$

$$A_3=6362\text{mm}^2, A_3'=3632\text{mm}^2$$

由于 $A_1' \cdot A_2 = A_2'$ ，因此流入液压缸和流出液压缸的流量相等。

由液压缸工作原理图，有：

$$p_1 \frac{\pi}{4} d_2^2 - p_2 \frac{\pi}{4} d_2^2 = 4.5 \times 2 \times 9.8 \frac{1}{\eta_i} = 104.5 \text{KN}$$

$$\Rightarrow (p_1 - p_2) \frac{\pi}{4} d_2^2 = 104.5 \text{KN}$$

$$p_1 - p_2 = 13.3 \text{MPa}$$

则系统所需要的理论流量

$$Q = v \cdot A_2' = \frac{0.425 \times 10 \text{dm}}{\frac{1}{60} \text{min}} \times 7854 \times 10^{-4} \text{dm}^2 = 200.27 \text{L/min}$$

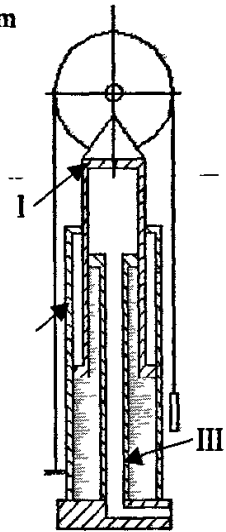


图 4-5 对称油缸

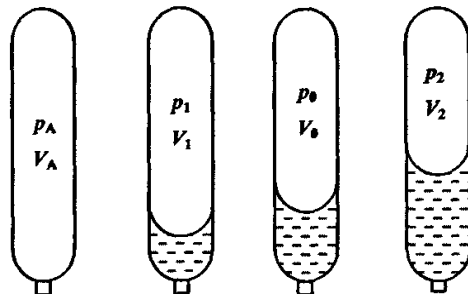
3、蓄能器的规格

蓄能器的参数的确定与电机运行时的功率波动以及装机功率的确定之间有着必然的联系。为了最大程度的减少电动机运行时的最大功率，将活塞杆处于行程中点时的状态设置为蓄能器恰好平衡掉上下行抽油杆载荷之差 9.5t 重量时的状态，此时蓄能器提供的平衡力

$$F = 9.5 \times 2 \times 10^3 \times 9.8 \text{N} = 186200 \text{N}$$

设此时蓄能器提供的压力为 p_0 ，则

$$p_0 = \frac{F}{A_1' - A_2'} = \frac{186200}{21124 - 7854} = 13.9 \text{MPa}$$



(a) 充气 (b) 上行终点 (c) 行程中点 (d) 下行终点

图 4-6 蓄能器工作状态图

从状态(c)到状态(b)，蓄能器皮囊内气体体积的减少量等于油缸中接蓄能器

腔内油液体积的增加量:

$$V_1 - V_0 = \frac{h}{2} \cdot (A_1' - A_2') = \frac{25}{2} dm \times 1.3273 dm^2 = 16.6L$$

同样, 从状态(c)到状态(d), 蓄能器皮囊内气体体积的减少量

$$V_1 - V_0 = \frac{h}{2} \cdot (A_1' - A_2') = \frac{25}{2} dm \times 1.3273 dm^2 = 16.6L$$

在经过初步计算以后, 选择的蓄能器产品公称压力 20MPa, 公称容量 240L。

由于在实际运行过程中, 蓄能器的皮囊处于不停的膨胀和压缩状态, 认为皮囊内的气体在绝热条件下工作, 气体多变指数取为 1.4, 由气体定律有:

$$p_A V_A^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = p_0 V_0^n = const$$

经多次试取, 最终将蓄能器的充气压力 p_A 取为 10MPa, 而 $V_A=240L$, $p_0=13.9MPa$, 可以计算出 $V_0=189.7L$, 于是

$$V_1 = V_0 + 16.6L = 206.3L$$

$$V_2 = V_0 - 16.6L = 173.1L$$

进而带入气体定律公式, 计算得出

$$p_1 = 12.36MPa, p_2 = 15.8MPa$$

p_1 为蓄能器最低工作压力, 此时蓄能器的皮囊膨胀到最大, 蓄能器中皮囊外的油液体积占蓄能器公称容量的比值为:

$$\frac{V_A - V_1}{V_A} = \frac{240 - 206.3}{240} \times 100\% = 14\% > 10\%$$

说明了抽油机运行的过程中, 当蓄能器的皮囊膨胀到最大体积时, 由于具有一定的安全裕度, 皮囊不会碰撞到蓄能器的进油阀口, 可以保证蓄能器的正常运行。蓄能器内气体的预充压力与最低工作压力及最高工作压力的比值分别为:

$$\frac{p_A}{p_1} = 0.81, \frac{p_A}{p_2} = 0.63, \frac{V_1}{V_A} = 0.86, \frac{V_2}{V_A} = 0.72$$

这些比值所反映出蓄能器的工作状况较好, 可实现较长时间的可靠工作。

4、电机装机功率的确定:

在本液压系统中, 蓄能器的充气压力和活塞杆的速度曲线的设定都会影响电机功率的最终确定, 将蓄能器所平衡的抽油杆上的负荷取为 9.5t, 则由电动机驱动的抽油杆上的载荷相当于 4.5t。于是初算电机提供给负载的理论功率为:

$$W_1 = 4.5 \times 2 \times 9.8 \times 0.85 \times 0.5 = 37.485KW$$

由前面的计算可知, 每个工作循环内蓄能器内气体压力的变化范围实际上是 $[p_1, p_2]$, 结合本文后面 4.2.3.1 节中所提到的速度曲线的设置, 确定活塞杆上行时的匀速速度为 $v_1=0.455m/s$, 下行时的匀速速度为 $v_2=0.41m/s$,

在上冲程起点时, 蓄能器内气体压力 $p_A=15.8MPa$, 此时电机提供的功率为:

$$W_1 = [2m_1 \cdot g - p_2 \cdot (A_1' - A_2')] \cdot v_1$$

$$= 29.44 \text{KW}$$

在上冲程终点时, 蓄能器内气体压力 $p_1=12.36\text{MPa}$, 此时电机提供的功率为:

$$W_2 = [2m_1 \cdot g - p_1 \cdot (A_1' - A_2')] \cdot v_1$$

$$= 50.2 \text{KW}$$

在下冲程起点时, 蓄能器内气体压力 $p_1=12.36\text{MPa}$, 此时电机提供的功率为:

$$W_3 = [p_1 \cdot (A_1' - A_2') - 2m_2 \cdot g] \cdot v_2$$

$$= 27.1 \text{KW}$$

在下冲程终点时, 蓄能器内气体压力 $p_2=15.8\text{MPa}$, 此时电机提供的功率为:

$$W_4 = [p_2 \cdot (A_1' - A_2') - 2m_2 \cdot g] \cdot v_2$$

$$= 45.8 \text{KW}$$

上冲程中电机输出功率的波动范围在 $[29.44\text{KW}, 50.2\text{KW}]$, 下冲程中电机输出功率的波动范围在 $[27.1\text{KW}, 45.8\text{KW}]$, 在整个动作循环中电机的最大输出功率 W_1 为 50.2KW , 考虑到液压泵的效率、液压缸的效率、以及滑轮组等机械装置的效率, 确定系统的总效率 $\eta=0.73$, 则电机装机功率为:

$$W = \frac{W_1}{\eta} = 68.8 \text{KW}$$

5、液压泵的选取

系统的工作压力 15MPa , 流量 200.27L/min , 考虑压力损失为 1MPa , 则泵出口压力 $P_p = P_1 + \Delta P = 16\text{MPa}$

泵的额定压力可取 $P_p \geq 1.25P_p = 20\text{MPa}$

泵的流量 $q_p = 1.1Q = 1.1 \times 200.27 = 220.297\text{L/min}$

6、补油泵的选取

补油压力取为 1.5MPa , 补油流量取为系统流量的 20% , 则有补油泵的流量 q 为

$$q = 0.2 \times 200.27\text{L/min} \times 1.1 = 44.06 \text{L/min}$$

7、补油电机的选择

$$W = pq = 1.5 \times 40.05 \div 60 = 1.0 \text{KW}$$

8、初选管径

设软管的横截面积为 A , 按照软管允许流速 $v \leq 6\text{m/s}$ 计算

$$\text{有 } A \geq \frac{q_p}{v} = \frac{220.3 \times 10^6 \text{ mm}^3}{60 \text{ s} \times 6000 \text{ mm/s}} = 611.9 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 27.9 \text{ mm}$$

9、油箱的有效容积与液压泵的额定流量 q_p 的关系:

$$V = \xi q_p$$

本系统为闭式系统, 直接从油箱中吸油的是补油泵, 因而 q_p 取为补油流量; 对于高压系统, ξ 的取值一般为 10~12, 取 $\xi=10$, 有 $V=10 \times 30.04=300.4 \text{ L}$, 考虑到系统中液压缸及油路的容油体积, 将油箱体积适当放大至 $V=380 \text{ L}$, 设计时取长宽高为 $950 \text{ mm} \times 800 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$

10、主油路的发热与温升计算

1) 主油路的发热量

系统的发热功率即为系统的损失功率:

$$P_i = L \cdot \Delta P (1 - \eta) / 60$$

式中, L 为系统的流量, L/min ;

ΔP 为系统的工作压差, MPa ;

P_i 为系统的总发热功率, kW ;

η 为系统的总效率。

2) 主油路通过冷热油交换散发的热量

补油流量 l 与系统的流量 L 的关系: $l=KL$, K 一般在 0.15~0.25

每秒钟补入的凉油吸收的热量就是系统的散热功率:

$$\theta = l \rho C_p \Delta t / 60 = KL \rho C_p \Delta t / 60$$

θ 为系统散热功率, kW ;

Δt 为系统补入的凉油与系统内热油温差;

ρ 为液压油容重, kg/L , 取 0.85;

C_p 为液压油比热容, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, 取 2.15。

3) 系统的油温与油箱油温的关系

由 $P_t = \theta$, 可得:

$$\Delta t = \Delta P (1 - \eta) / K \rho C_p \quad (^\circ\text{C})$$

系统内油温与油箱油温之差 Δt 主要取决于系统的工作压力, 即系统的负荷。

取 $\eta=0.7$, $\Delta P=16.4 \text{ MPa}$, $K=0.2$, 算得 $\Delta t=13.5^\circ\text{C}$

也就是说, 如果系统允许的最高工作温度为 80°C , 油箱中的油温不能超过 66.5°C 。

4.2.2.2 移动式试油装置液压系统主要元件的选型^{[66][67][73]}

名称	型号	数量	厂家
蓄能器	NXQA-80/20-L-A, 整套式	3 只	奉化市朝日液压有限公司 奉化液压件二厂
双向泵	4*R190 高压齿轮泵	1 只	马祖奇齿轮泵公司
热油梭阀	7/8DELTA 系列的 DG-PSS-00	1 只	英德康 (DP) 自动化控制设 备有限公司
单向阀	S 型	3 只	上海立新液压件厂
液控单向阀	SV30	2 只	上海立新液压件厂
二位三通阀	锥阀形式	3 只	奉化市豪兴液压件厂
溢流阀	RF 型列直动式溢流阀 RF-G/T02-30	3 只	涌镇实业股份有限公司
液位液温计	YWZ-400	1 只	黎明液压有限公司
温度传感器	pt100	1 只	浙江余姚温度仪表厂
空气滤清器	EF ₁ -25 型液压空气滤清 器	1 只	黎明液压有限公司
补油泵入口过滤器	ISV20-40×80MC 管路吸 油过滤器	1 只	黎明液压有限公司
泵出口的过滤器	PLF-H30×10FP 压力管 路过滤器	1 只	黎明液压有限公司
回油过滤器	SGF-H30×10F-C 双筒高 压过滤器	1 只	黎明液压有限公司
冷却器	GLC1-0.6 A 管式油冷却 器	1 只	黎明液压有限公司
主电机	QAPB 系列电机, 70KW	1 只	ABB 公司
补油电机	Y132S2-2	1 只	江苏贝得电机股份有限公 司
补油泵	PB11-R-K6F 齿轮泵	1 只	涌镇实业股份有限公司
电加热器	HRY 型护套式电加热器	1 只	姜堰市鑫昌机械配件厂

4.3 抽油机在可移动车身上的初步结构设计

为满足抽油机的可移动性,抽油机的整套系统全部安置在专用车底盘上,平时工作时无车头,需要搬迁移动时由车头拖动。液压缸安装在两块厚的钢板之间,在两块钢板之间的两端分别有一个垫块和两个小千斤顶,在移动搬迁时油缸卧式安置,其重量主要由钢板之间的垫块和销轴承担。在抽油时两块支撑钢板之间的千斤顶动作,将油缸缓缓顶起,油缸在接近竖直位置时,其底端的安装法兰与车底盘最后面的一个用于安装油缸的垫块慢慢接触,油缸完全顶到竖直位置以后,用安装螺栓将油缸从底部的安装法兰固定好,再装好钢丝绳下完抽油泵即可以开始进行抽油动作。

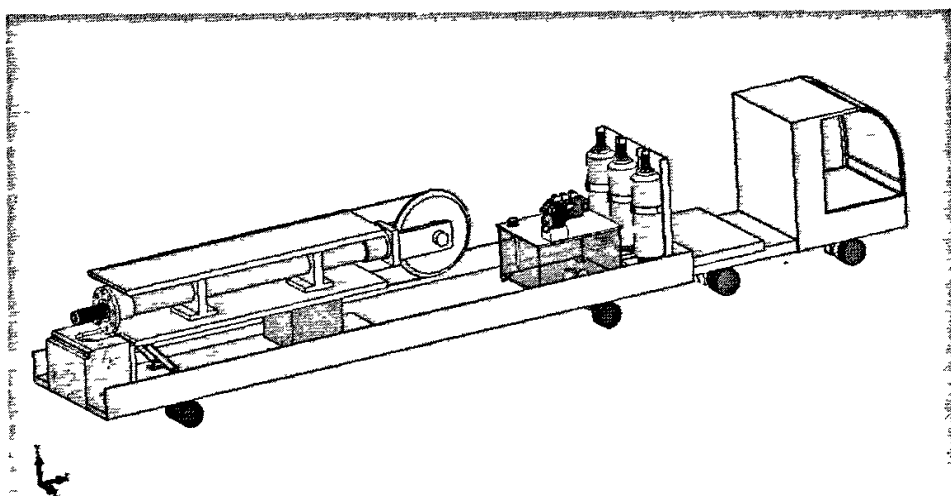


图 4-7 移动式车载抽油装置的总体布局

使用 solidworks 软件对整个液压系统中所用到的主要部件进行了三维造型,并对其在可移动车身装置上的布置做了初步的设计,如图 4-7 所示。

4.4 应用闭式回路的液压抽油机性能分析:

4.4.1 运行状况分析

上冲程的时候,电机做功和蓄能器释放的能量之和等于满载抽油杆(含原油)的重力势能的增加。在上冲程时,油泵打出的压力油和蓄能器的内的压力油克服背压后一起推动活塞杆向上运行,对于电机轴来说,系统高压腔的压力油和低压腔一侧的油液在油泵转轴上造成的合力矩为负载转矩,变频器供给电机的三相电源所提供的转矩为电磁转矩。上行启动的时候,电磁转矩大于负载转矩且与负载转矩方向相反,电机带动油泵加速运转,按照给定的速度曲线上升至最大速度时,变频器供给电机的电磁转矩值减小至与负载转矩相平衡,由于蓄能器的压力逐渐减小使得主回路高压腔一侧的压力逐渐增大,因此电磁转矩也随之增大;上行接

近终点时,可以由无接触行程开关发出信号变频器降低电机的转速,或者直接由变频器内部设置好的速度曲线对于油泵来说,这时候变频器降低供给电机的三相电源的频率,使之对应的同步转速低于电机的实际转速,于是电机转子绕组切割旋转磁场的方向与原来的情况相反,于是磁场力在电机轴上所引起的电磁转矩改变方向,电机转速降低,而活塞杆具有惯性,由活塞杆上冲所引起的上腔的流动油液并不能够及时充分地被油泵吸走,同时下腔油液供给不足,引起油泵转轴上的反向负载力矩减小,正向负载力矩增大,且这两个力矩的合力矩与转速方向相反且减小,事实上,在减速的过程中,电动机工作在发电状态,制动的动能被转化成了电能,这部分电能超过变频器内部的电容所能吸收的部分将被接在变频器上的制动电阻所消耗。

在下冲程时,电机所做的功和空载抽油杆减少的重力势能被储存在蓄能器里,这时的运行情况与上行时类似。运行至下行启动的时候,作用在电机转轴上的电磁转矩大于油液产生的负载合力矩,抽油杆的速度达到最大值时,变频器向电机输出的电磁转矩与负载合力矩相等,抽油杆匀速运行,将近下行终点时,变频器减小输出给电机的供电频率,实现电机的发电反馈制动。

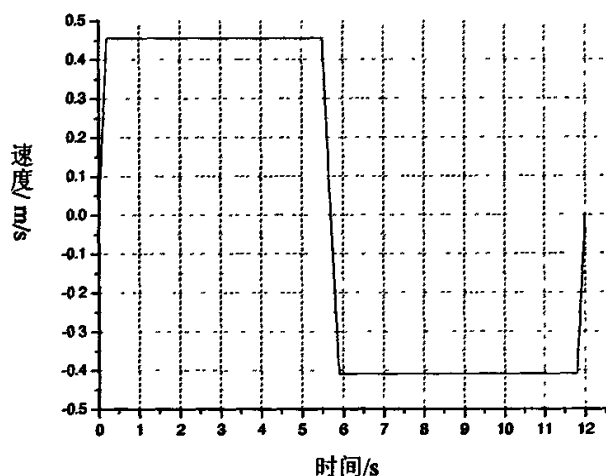


图 4-8 液压缸活塞杆给定速度曲线图

根据系统的设计要求,综合考虑系统运行中电机功率的波动以及采油工艺的要求,设置抽油机上下行的速度曲线如图 4-8 所示。图中所示为在一个冲次的周期时间 12s 内的上行和下行速度曲线,上行加速时间段为 $[0, 0.2s]$,最大速度为 $0.45m/s$,匀速时间段为 $[0.2s, 5.5s]$,减速时间段为 $[5.5s, 5.7s]$;下行时加速时间段为 $[5.7s, 5.9s]$,最大速度为 $0.410m/s$,匀速时间段为 $[5.9s, 11.8s]$,减速时间段为 $[11.8s, 12s]$ 。将此速度曲线的上行段和下行段分别对时间积分,可以计算出活塞杆上行和下行的位移均为 $2.5m$ (对应了抽油杆的冲程 $5m$),上行加

速和减速段的加速度的数值大小均为 2.275m/s^2 , 下行加速和减速段的加速度数值大小均为 2.05m/s^2 。从图中可以看出, 与传统游梁式抽油机的速度曲线呈正弦规律变化不同, 这种抽油机的速度曲线可以设置为“梯形曲线”, 悬点运动时, 仅换向前后一段时间速度有变化, 而大部分时间为匀速运动, 其运动特性优于游梁抽油机。有利于改善抽油机的工作条件, 降低抽油机动载荷, 减小抽油杆的弹性变形, 延长抽油杆的使用寿命。此外, 将上冲程的平均速度设置得稍快一点, 有利于减少抽油过程中抽油泵里原油的泄漏损失, 下冲程的平均速度设置得稍慢一点, 有利于提高抽油泵的充满系数, 增大抽油机的抽油效率。在冲次一定的情况下, 可以增加原油的产量^[79]。

4.4.2 安全性能分析

当发生井下卡泵或者负荷超限等情况时, 油泵向油缸高压工作腔供油的压力值超过了正常运行时的压力范围, 主回路中的安全阀开启实现过载保护。与此同时, 安装在油路中的压力传感器在一定的时间内持续检测到系统超限压力, 会将其反馈给检测控制系统, 控制器发出指令使电机平稳停止运行。

当发生抽油杆或者钢丝绳断裂的情况时, 油路中的压力传感器检测到突然减小的高压腔油液压力, 通过软件中的程序判别这一危险情况, 由控制器发出控制液控单向阀的二位二通阀的电磁铁断电信号, 使液压锁关闭, 避免出现液压缸冲顶或坠底的事故。而由于负载突然失去, 电机会出现迅速加速旋转的情况, 在很短的时间内其运行的实际速度将超过变频器内部菜单参数设置的最高速度门限值, 此时变频器会自动跳脱, 且禁止向电机输出电流, 直到故障排除后重新复位变频器, 变频器才会重新工作。

正常情况下, 液压缸的活塞杆按照设定好的速度曲线运行, 是不会出现超行程情况的。活塞杆的上下行程接近终点都装有行程开关, 在由于意外情况导致超行程情况发生时, 由行程开关发出的讯号向变频器发出反转信号, 使得活塞杆向相反方向运动。

当油箱中的油液温度超过最大允许温度值时, 温度传感器采集到该信号送给控制器, 由控制器控制变频器带动电机平稳停车。

可通过变频器设置电动机的最大工作电流、空载电流和最高工作温度等参数, 根据电动机工作电流的大小判断抽油机的工况。当电动机工作电流超过额定电流和最高工作温度超过额定工作温度时停抽油机工作, 从而保护电动机。当抽油机电机工作电流小于空载电流, 认为抽油机空载, 可停止抽油机工作, 等待原油聚集。根据所设定的停机时间, 抽油机停止工作一段时制系统自动启动抽油机, 从而实现抽油机停机节能^[74]。

4.4.3 优点分析

整套抽油系统布置在可移动车身上,移动方便;采用液压缸和动滑轮的组合结构可以降低活塞杆的运动速度,延长密封元件的使用寿命;与驴头式抽油机相比,抽油杆与油管的同心度更好,可以减少管杆之间的磨损;采用蓄能器作为液压配重,减小了装机功率并使得系统运行更加平稳;效率更高,单位电能消耗情况下的原油开采量更高;安全保护功能齐全;易于实现根据井下油况调节冲程、冲次等参数,可以满足长冲程低冲次的抽油要求;可以实现长时间可靠的工作。

4.5 液压系统的仿真分析

图 4-4 中的液压系统中的非对称单出杆液压缸和热油梭阀不是标准元件,并不能够从 AMESim 模型库中直接调用,需要利用 AMESim 提供的一个 HCD (Hydraulic Component Design)标准仿真模型库中的元件自己搭建,该库中几乎包含了液压系统中所有的元件,设计者可以建立自己需要的液压元件,AMESim 的 HCD 库如图 4-9 所示^[64]。

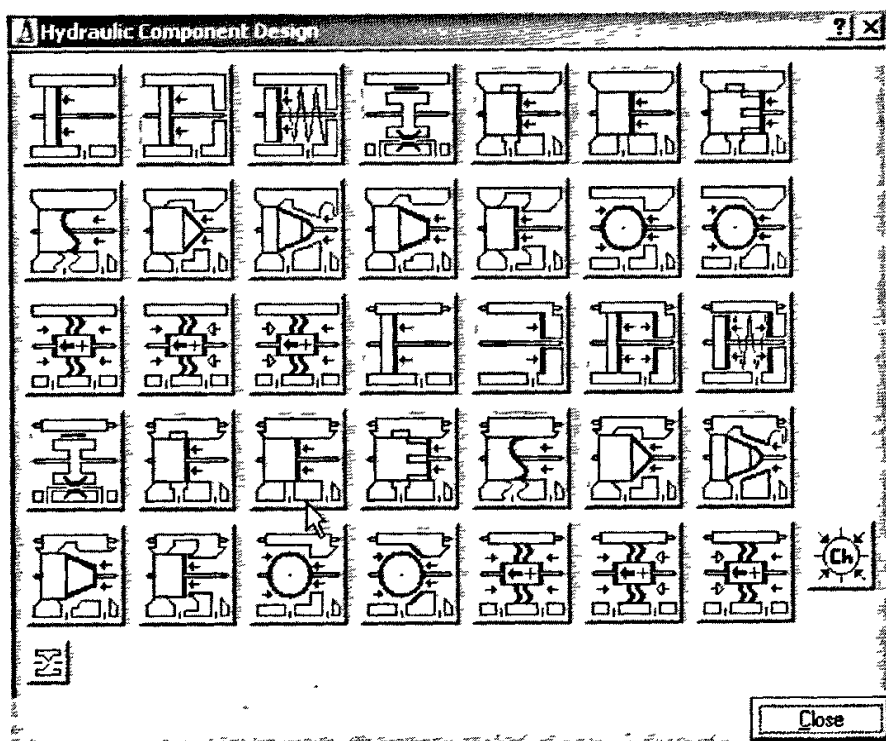


图 4-9 AMESim 的 HCD 库界面

对于单出杆对称液压缸有三个油口,分别接回路中的高压腔、低压腔和蓄能器腔,利用标准元件库搭建的单出杆对称液压缸的模型如图4-10所示,依据设计

的情况，设置图中左侧活塞的直径为100mm,活塞杆的直径为0mm；中间活塞的直径为164mm,活塞杆的直径为100mm；右侧活塞的直径为164mm,活塞杆的直径为130mm；在此模型中没有考虑内泄漏和外泄漏对缸的性能的影响；

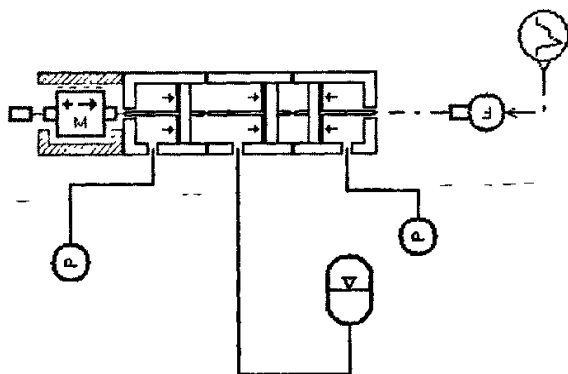


图 4-10 单出杆对称液压缸的 HCD 模型

系统中使用的热油梭阀，其结构如图 4-11 所示，两个进油口 1 和 3 分别接收闭式系统的压力反馈信号。其中一个油路的压力升高，推动滑阀结构的阀芯移动，将低压端的热油液通过油口 2 引入油箱。这种工作方式使工作过的热油一部分进入油箱散热冷却，不再参与补油。当系统高压腔与低压腔压力出现反向时，阀芯反向移动，同样维持这样的热交换。根据阀的工作原理，搭建该阀的 HCD 模型如图 4-12 所示。

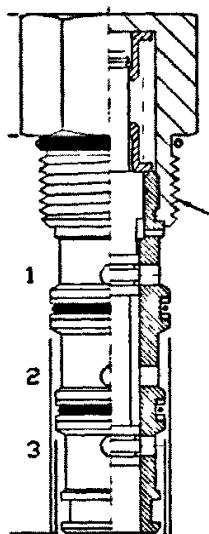


图 4-11 热油梭阀的结构

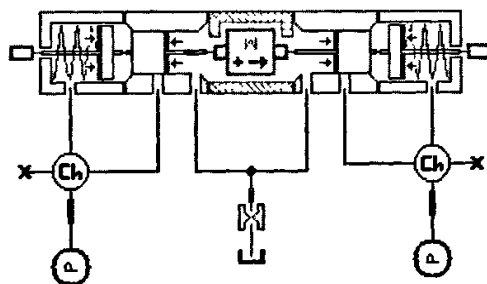


图 4-12 热油梭阀的 HCD 仿真模型

搭建了两个非标准元件的 HCD 模型以后，对液压抽油机的整个液压系统搭建了 AMESim 仿真模型如图 4-13 所示。对整个系统中的局部进行了简化，液控

单向阀的供油油源用一个理想的压力油源代替。

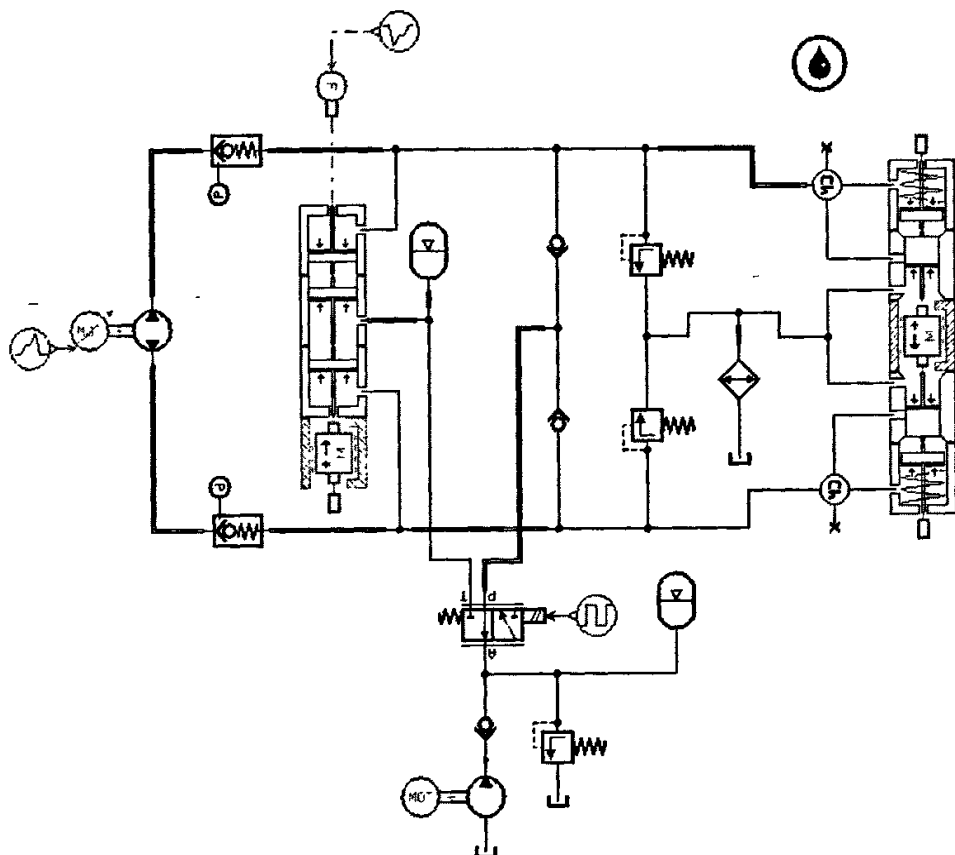


图 4-13 应用变频闭式回路的液压抽油机的仿真模型

运行仿真，可以得到单出杆对称液压缸活塞杆的速度曲线如图 4-14 所示，从图中可以看出，活塞杆的速度能够比较良好的跟踪由设定好的电机速度曲线所折算得到的活塞杆期望速度曲线。

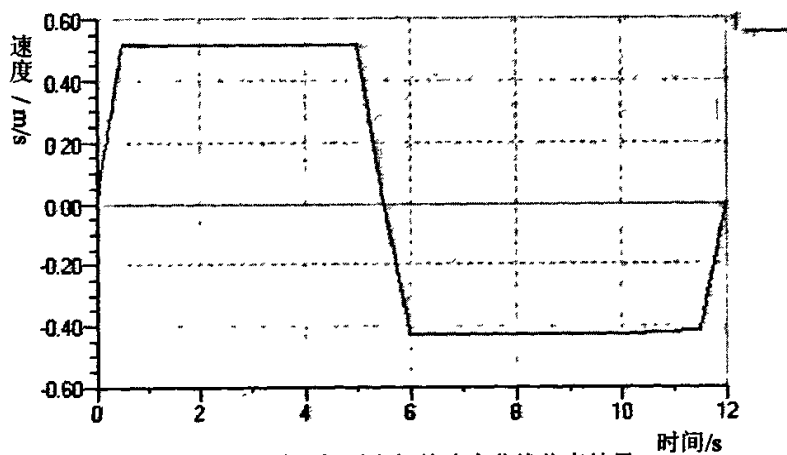


图 4-14 液压缸活塞杆的速度曲线仿真结果

4.6 存在的问题及展望

抽油机的工作环境比较恶劣,在沙漠地区昼夜温差可达到几十度,长时间不分昼夜的不间断工作,此外中,这都对液压系统长时间连续工作的可靠性提出了很大的考验^{[80][81]}。

4.6.1 对驱动油缸的要求

驱动油缸是液压抽油机的关键部件之一,在设计、制造中对驱动油缸有如下要求:

1. 驱动油缸长期在露天工况下作业,在我国地理条件下应能适应 $-30^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ 的温差;
2. 要注意因行程长产生的振动和压杆稳定性问题;
3. 往复运动频率和运动速度高,应尽可能减少液压油缸的泄漏,尤其是活塞杆动密封处的外泄漏,一旦出现泄漏应能导回油箱,从而保持整机的洁净;
4. 易损件寿命要长,连续换向 1×10^6 次而不须更换密封件。其次,它应能连续运行半年以上才允许在油田修井时停机检修。正常运行中,一般只许在几小时内完成更换易损件,并限制次数,否则将直接影响产油量;
5. 在油缸运行过程中应有类似防护罩之类的装置罩在油缸上,以避免雨水和风沙灰尘通过油缸侵蚀到液压系统中。

4.6.2 对变频器的要求

在变频器工作时,流过变频器的电流是很大的,变频器产生的热量也是比较大的,不能忽视其发热所产生的影响。变频器的故障率随温度升高而成指数的上升,使用寿命随温度升高而成指数的下降。此外,使用环境的海拔高度如果在1000m以上,海拔高度的增加对散热和绝缘性能都有影响。

变频器的控制程序应该可以根据油田的井下实际情况实时调节上下冲程的速度,达到实际抽油时,不更改每分钟的抽油次数,但增加每次抽油时的采油量,以提高抽油机的产量。

4.6.3 钢丝绳和蓄能器的寿命

整机中全部元件都应能承受在井下设备发生意外故障(例如抽油杆断裂)时产生的巨大震动和惯性载荷,需要对钢丝绳和定滑轮机架的具体形式进行选择并开展有限元分析;蓄能器在连续充放油条件下的工作寿命也需要进一步的开展调查研究。

第五章 总结与展望

5.1 论文总结

本文的开始对于变频液压调速技术的原理和发展历程进行了简要的介绍,对变频液压技术的国内外研究现状作了较详细的描述,列举了变频液压技术和变频闭式回路在实际中的主要工程应用。简要介绍了课题的研究意义在于开发出性能良好的变频闭式动力单元并推向市场,主要研究内容是针对采用液压马达作为变频闭式动力单元的执行元件的情况,开展对于液压马达速度控制性能的一系列研究。

本文对变频闭式液压动力单元的动力元件和执行元件进行了选型和搭建,在主回路中采用双向泵作为变频闭式系统的动力元件,双向液压马达作为系统的执行元件,减少了液压元件的数量,使得整个系统结构紧凑,节能降耗。建立了整个系统的数据采集部分,使用 C 语言编写了系统的控制程序;

建立了变频闭式液压动力系统的数学模型,使用 AMESim 软件对对整个系统进行了建模与仿真研究,并进行了实验研究,仿真和实验结果表明变频闭式液压动力系统的执行元件的速度控制特性良好,可以满足实际应用的要求;对油田中常用的游梁式抽油机和液压抽油机的工作原理进行了简单的介绍,对二者的特性进行了对比;设计了一种用于油田可移动式车载抽油装置的液压系统,对该系统的工作状况和性能作了详细的分析;对整个液压系统搭建了仿真模型,仿真结果表明该液压系统能够达到预期的抽油工况要求。

5.2 工作展望

课题在以下方面需作进一步的研究和完善:

- (1) 以单出杆非对称液压缸和单出杆对称液压缸作为执行元件开展实验研究,针对液压缸的位置或者速度控制特性,考虑适当的智能算法以改善特性;
- (2) 在抽油机中应用变频闭式动力系统的开展进一步的后续研究工作;

参考文献

- [1] 汤天浩. 电机与拖动基础. 机械工业出版社, 2004. 7
- [2] 吴忠智、吴加林. 变频器应用手册第二版. 机械工业出版社, 2002
- [3] 韩安荣. 通用变频器及其应用. 北京: 机械工业出版社, 2000
- [4] 原魁. 刘伟强. 变频器基础及应用. 冶金工业出版社, 1997
- [5] 田长虹. 变频调速技术发展及应用前景展望. 大众用电, 2004(11):16~17
- [6] 张承慧、程金、夏东伟等. 变频调速技术的发展及其在电力系统中的应用. 热能动力工程, 2003(5): 439~444
- [7] 王占奎. 交流调频调速装置的应用及显著的经济效益. 江苏机械制造与自动化, 2001(1):32~35
- [8] 杨宗豹. 电机拖动基础 (第2版). 冶金工业出版社 1999. 2
- [9] 章宏甲 黄谊 液压传动 机械工业出版社 2000 133~155
- [10] 李洪人. 液压控制系统 国防工业出版社 1981.6
- [11] 杨乃乔、姜丽英, 液力调速与节能 2005.5
- [12] 薛祖德 液压传动 中央广播电视大学出版社 2004.8
- [13] 黎勉, 罗勇武, 查晓春等. 交流变频调速在液压系统中的应用. 机床与液压, 1997(6)
- [14] 陈伯时. 电力拖动自动控制系统. 北京: 机械工业出版社, 1999
- [15] Helduser, S., Ruhlicke, I. Elektrohydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbaren Pumpen. AIF-Abschlussbericht Nr.25/B 9953, 1996
- [16] Helduser, S., Neubert, Th. Elektrohydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbaren Pumpen. VDMA- Abschlussbericht, Eresden 2001
- [17] Neubert, Th., Helbig, A. Regelbare Pumpenantriebe verbessern Spritzgießmaschinen. Maschinenmarkt 43/2000
- [18] Rolf Herkommer, Betriebswirt. Ways towards energy saving in hydraulic steering systems. 3rd International fluid power conference. Aachen, Germany, 2002
- [19] Alexander Kleist. Comparison of valve driven hydraulic systems and new displacement controlled systems on passenger cars. 3rd International fluid power conference. Aachen, Germany, 2002
- [20] Motamed, Farzin. Use of a variable frequency motor controller to drive AC motor pumps on aircraft hydraulic systems. Aerospace Power Proceedings of the Inter society Energy Conversion Engineering Conference, v 1 1995. IEEE, Piscataway, NJ, USA, 95CH35829. p 19-24
- [21] Biedermann O., J. Engelhardt, G. Geerling. More efficient fluid power systems using variable displacement hydraulic motors. Proc. of 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg, 2000: 145-156
- [22] Monika Ivantysynova. Displacement controlled actuator technology – future for fluid power in aircraft and other applications. 3rd International fluid power conference. Aachen, Germany, 2002
- [23] 王世明、李天石. 交流变频容积调速回路的特性与速度控制
- [24] United States Patent, Patent Number: US4593792
- [25] Shimoaki, Motoo. VVVF-controlled hydraulic elevators. Mitsubishi Electric Advance v 61 Dec 1992: 13-15
- [26] Beringer AG. The frequency-controlled hydraulic drive. Elevator world, 1998, (2): 94~96
- [27] Richard von Holzen. The frequency-controlled hydraulic drive. Lift conference of Heilbronn

1998. 1998.12
- [28] Sedrak, Daniel. Closed-loop electronic valving and the application of variable voltage variable frequency in hydraulics. *Elevator World*, 1999, 47(9): 66~72
 - [29] Leistritz AG. the frequency-controlled tension piston lift with hydraulic drive for both directions of travel and without a machine room. *Lift conference of Heilbronn* 1998. 1998.3
 - [30] Dieter Klitzke. Frequency controlled lift with counterweighted roped hydraulic system. *Elevcon'98*. 1998.10
 - [31] 彭勇刚、洪杰, 变频控制在注塑机控制器中的应用. *机电工程*, 2002Vol119, No. 6
 - [32] 孙威. 变频调速液压电梯下降速度控制系统研究: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2000
 - [33] 周晨. 变频调速液压电梯速度控制系统研究: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2001
 - [34] 刁坚波. VVVF 液压电梯速度控制器的研究. [硕士学位开题报告]. 杭州: 浙江大学, 1997
 - [35] 徐兵. 采用蓄能器的液压电梯变频节能控制系统研究. 浙江大学博士学位论文, 2001. 5
 - [36] 张健民. VVVF 液压电梯速度控制系统研究: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 1997
 - [37] 杨华勇, 张健民, 陈刚. 液压电梯启动平稳性及其非线性补充控制的研究. *机床与液压*, 1997, (5)
 - [38] 林建杰. 液压电梯闭式回路节能型电液控制系统研究: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2005
 - [39] Biedermann O., J. Engelhardt, G. Geerling. More efficient fluid power systems using variable displacement hydraulic motors. *Proc. of 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg*, 2000: 145-156
 - [40] Monika Ivantysynova. Displacement controlled actuator technology – future for fluid power in aircraft and other applications. *3rd International fluid power conference. Aachen, Germany*, 2002
 - [41] 李方园. 谈负载发电和变频制动的方式. *中国电器论坛*
 - [42] 金刚. 变频调速液压控制系统的压力脉动分析. *浙江工业大学硕士学位论文*. 2004
 - [43] 张玄. 变频液压牵引系统理论与实践. *同济大学硕士学位论文*. 2004
 - [44] 周剑. 变频调速液压控制技术的研究. *广东工业大学硕士学位论文*. 2000
 - [45] 陈祥彬. 基于模糊-PID 的高速液压拉深机速度控制系统研究. *华中科技大学硕士学位论文*. 2002
 - [46] 崔平正、邓向明. 一种用于抽油机的新型节能液压系统设计. *机床与液压*. 2000. 6
 - [47] 万仁溥、罗英俊. 采油技术手册第四分册机械采油技术. 石油工业出版社
 - [48] 张彦廷、潘红政、金文倩. 液压技术在抽油设备上的应用. *石油机械* 2004 4
 - [49] 黄方平. 变频闭式动力单元的设计与应用研究. *浙江大学硕士学位论文*, 2005
 - [50] 姚春冬、葛增瑜、张家富、张明礼. *石油钻采机械*. 石油工业出版社
 - [51] 英德康 (DP) 自动化控制设备有限公司网站
 - [52] 陈铁民. 液压抽油机对液压元件的要求. *石油机械* 1990.4
 - [53] 浅谈我国抽油机的类型及发展趋势. *石油机械*. 1998. 7
 - [54] 长春三峰传感技术有限公司产品样本
 - [55] 陕西宝鸡秦岭传感器公司产品样本
 - [56] 长春第一光学有限公司产品样本
 - [57] CT 公司 Unidrive 3401 用户手册
 - [58] ADCLONE 公司 ACL725 数据采集卡用户手册
 - [59] ADCLONE 公司 ACL812 数据采集卡用户手册
 - [60] 意大利马祖奇高压齿轮泵产品样本

- [61] 谭浩强. C 语言设计与应用. 清华大学出版社, 1999
- [62] 龚兢. 航空发动机转速模拟系统及其控制的研究. 硕士学位论文. 北京航空航天大学, 2000
- [63] 章宏甲、黄谊. 液压传动. 北京, 机械工业出版社, 2000
- [64] AMESim 帮助文件
- [65] 许福玲、陈尧明. 液压与气压传动. 机械工业出版社, 2004
- [66] BUCHER 公司产品样本
- [67] 黎明液压过滤器、冷却器、过滤装置、液压空滤器液位计等液压辅件产品手册
- [68] 张连山. 长冲程抽油机的现状与发展. 1997 6
- [69] 薄涛. 中国液压抽油机的发展概况与技术水平. 钻采工艺 2002
- [70] 岳雷. 改变抽油机启动方式的节能新技术. 维普数据库
- [71] 张连山. 大力发展我国无游梁长冲程抽油机势在必行. 石油机械 1991 10
- [72] 汪云家. 抽油机节能技术透视. 维普数据库
- [73] 北京康瑞明科技有限公司网站
- [74] 徐甫荣. 变频器在抽油机上应用的若干问题探讨. 电气传动自动化 2004 年第 26 卷
- [75] 成大先. 机械设计手册第四版. 化学工业出版社
- [76] 张学鲁. 一种往复直线型抽油机运行机理分析. 石油钻采机械 2003 年第 32 卷
- [77] 俞浙青、王秋成、姜伟、路甬祥. 功率回收型液抽油机实验系统的设计与建立. 石油机械 1999 年第 27 卷第六期
- [78] 彭国标、安丘悦. 浅谈抽油机节能及智能控制器的设计. 维普数据库
- [79] 谢义华. 提高抽油机井系统效率技术在江汉油田的应用. 江汉石油科技 2004 年 9 月第 14 卷第 3 期
- [80] 陈军. 钢丝绳抽油杆对机采系统效率的影响. 油气田地面工程第 23 第 7 期 (2004.7)
- [81] 綦耀光、刘健. 抽油机研究的现状与发展. 石油机械 2002 年第 30 卷增刊

致谢

本论文是在导师徐兵副教授的关心爱护和悉心指引下完成的。两年以来，徐老师对我的学习、生活和课题研究给予了细心的指导和关怀。徐老师渊博的知识结构，敏捷缜密的思维，认真负责的工作态度，丰富深厚的工程经验给我留下了深刻的印象，是我永远学习的榜样。导师的批评和教诲使我受益匪浅，在此向徐老师致以深深的感谢和崇高的敬意。

感谢同课题组的杨华勇教授、傅新教授、周华教授、龚国芳副教授对我的关心和帮助，感谢浙江大学流体传动及控制国家重点实验室的所有帮助过、教育过我的老师。

感谢岳艺明高工和张鸿敦高工对我提供的帮助，你们一丝不苟、锲而不舍、乐于助人的精神值得我好好学习。

感谢课题组的林建杰、刘永利、胡国良、周盛、张斌、胡东明、邢彤、曹剑、马吉恩、王静、任好玲、周城、刘英杰等博士生和赵阳、卜德岭、翁应强、苑海涛、杨智炜、余佑官、郑久强、黄志勇、王杨彬、王昊、石岗、唐利东、姚晓武等硕士生平时对我的帮助，和你们一起经历的点点滴滴都是难忘的，祝愿大家都有一个美好的前程。

感谢同寝室的罗太龙、刘兵、刘金榕、谢德敏、王进军、姜建勇平时在生活上对我的帮助，大家一起度过了这两年短暂而又美好的时光。

感谢浙江大学对我的培养。母校巍巍，在这里不仅学习知识，而且学习做人的道理，这所百年名校所孕育出的海纳百川、启尔求真的精神将对我的人生产生深远的影响。

最后，我要真心的感谢我的家人，谢谢爸爸、妈妈这么多年对我的抚养与支持，谢谢所有亲戚朋友对我的无私帮助，我将在今后的工作当中加倍努力，不辜负你们的期望。

邵文彬

2006年8月求是园