

声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文是本人在导师指导下，独立进行的研究工作和取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢之外，论文中不包含其他人或集体已经发表或撰写过的科研成果，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。本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名： 杨阳 日期： 2011.6.1

关于学位论文使用权的说明

本人完全了解太原理工大学有关保留、使用学位论文的规定。①学校有权保管、并向有关部门送交学位论文的原件与复印件；②学校可以采用影印、缩印或其它复制手段复制并保存学位论文；③学校可以允许学位论文被查阅或借阅；④学校可以以学术交流为目的，复制赠送和交换学位论文；⑤学校可以公布学位论文的全部或部分内容。（保密的学位论文在解密后遵守此规定）。

签 名： 杨阳 日期： 2011.6.1

导师签名： 张宏 日期： 2011.6.1

非对称泵配流特性及其在挖掘机动臂回路中的应用

摘 要

液压挖掘机是最为常用的土方机械之一，作为一种多功能的工程机械，在建筑施工机械中有着非常重要的地位，由于其强大多功能适应性，在整个世界范围内都有很大的发展潜力。目前市场上所使用的大多数挖掘机的液压系统都是运用各种控制阀来实现压力，流量和方向的控制，基于这种液压控制系统的传统液压挖掘机被称之为阀控挖掘机。由于各类方向阀、压力阀和流量阀的飞速发展，阀控液压系统理论已经发展比较完善。阀控式液压挖掘机占据很大的市场份额。

但是由于阀控液压系统本身存在的不可避免的节流损失问题，在增大系统装机功率的同时，导致阀控液压挖掘机出现燃油使用量大、耗油高、排放差、液压系统发热量大、效率低等问题。近些年来随着人们的环保意识越来越强，高效节能的呼声越来越高，液压系统的各种控制技术及其传动方式之间的竞争日趋激烈，节能型挖掘机必然会成为挖掘机发展的方向和趋势，挖掘机液压系统面临着节能减排的重大技术革新问题。如何降低液压挖掘机的能耗、提高其能量利用率是各国液压挖掘机生产企业接下来要追求的主要目标，这也是论文的基本出发点。

阀控液压系统控制系统本身成为制约挖掘机技术进一步发展的技术难题，对比了泵直接闭式控制对称液压缸和泵控马达回路系统的优点，论文尝试把泵直接闭式控制系统引入到液压挖掘机的工作回路中。液压挖掘机工作部分液压系统是靠几组差动液压缸来驱动的，由于差动液压缸两腔面积不相等，在动作时差动缸有杆腔与无杆腔所需要的油液流量也不相等，

因此要想实现用一台液压泵闭式直接控制差动缸回路，必须满足液压泵的两个工作油口的输出油液不相等，从而对差动缸两腔的流量进行补偿。如果采用传统的两配流窗口轴向柱塞泵，因为两个配流窗口对称布置，使得泵的吸排油流量相等，只适用于控制液压马达和对称双出杆液压缸闭式回路，很难实现用一台液压泵直接闭式控制，且易出现超压、气蚀等问题。

针对上述的问题，根据课题组提出的新型非对称配流原理，论文深入研究了一种可以实现用一台泵液压泵直接闭式差动液压缸的方法，设计出了两种新型非对称液压泵，分别是串联型三配流窗口轴向柱塞泵和并联型双作用轴向柱塞泵，其中双作用轴向柱塞泵也分为三配流窗口泵和四配流窗口泵两种。论文对这种这几种新型非对称液压泵进行了深入的研究，从建模分析、仿真运算、三维实体建模到制造物理样机，并在不同工作模式下与仿真结果进行试验对比，最终得出了比较合理的新型泵关键部件的结构参数，使得样机的压力脉动效果达到与现有泵相当的水平。同时，论文对两种不同类型的新型非对称泵进行了对比分析，也对两种双作用轴向柱塞泵进行了对比分析，得出了各自的不同和适用范围，串联型三配流窗口轴向柱塞泵适用于变排量控制的系统集成方案，而两种双作用轴向柱塞泵更适用于变转数控制的系统集成方案。

挖掘机液压系统中动力源是柴油机，更适合采用新型串联型三配注窗口轴向柱塞泵的变排量集成方案，在液压泵模型搭建好之后，论文对其用在泵控差动缸系统中的特性进行了研究，并尝试运用到了小型液压挖掘机的大臂回路中，在仿真软件中搭建了泵控小型液压挖掘机的系统回路模型。并在相同的工作周期和工况下，与传统的阀控小型液压挖掘机进行对比分析。对比结果显示出：运用新型非对称液压泵在小型液压挖掘机上实现泵直接闭式控制的方案是可行的，论文的研究为进一步推广运用泵直接闭式控制系统提供了新的思路，同时为在工程机械上实现运用泵直接闭式控制

做了一定的理论基础和试验尝试。

本研究课题中遵循重点元件进行重点分析的原则，同时，论文系统介绍了软件平台——多学科仿真软件 SimulationX，并且从课题特点出发，在三维软件 Pro/E 中搭建所有的三维模型，并导入多学科仿真软件 SimulationX，在此软件中完成本课题的仿真运算部分和多体动力学部分。

关键词：非对称轴向柱塞泵，配流盘，泵控液压系统，液压挖掘机

THE FLOW CHARACTERISTIC OF NON-SYMMETRICAL PISTON PUMP AND ITS USE IN HYDRAULIC EXCAVATOR BOOM LOOP

ABSTRACT

Hydraulic excavator is one of the most commonly used earth mover, as one kind of the multi-functional engineering machineries, because of its powerful multi-functional adaptation ,Hydraulic excavator has a very important role in the construction machinery, and has a great potential in the whole world market. Currently, most of the hydraulic excavators used the variety of valves to control the pressure, flow and direction of hydraulic system, this based on the hydraulic control system traditional hydraulic excavator is called valve excavator. Because of the rapid development of various types of direction valves, pressure valves and flow control valve ,valve-hydraulic system theory has developed very completely, Valve-hydraulic excavators has a very large market share

Because of the unavoidable valve throttling losing issues on the valve-hydraulic system, the installed power must be increased, at the same time, the valve-hydraulic excavators appears a lot of other problems: in using too much fuel, high fuel consumption, poor emissions, hydraulic system heat, low efficiency. In recent years, with people's environmental awareness is growing, the demands for energy efficiency is increased, the competition between various control technologies and the transmission of hydraulic system is increasingly fierce, the energy saving excavator will inevitably be the direction and trend of excavator, hydraulic excavator engineering facing the great technical innovation

in energy saving. How to reduce the energy consumption of hydraulic excavators and improve the energy efficiency is the main objective of national manufacturers. And this is the basic starting point of the paper, too. Valve-hydraulic system itself has been the technical problem in constraints the further development of excavator technology.

In this paper, the author attempts to introduce the pump directly control system into the working part of a mini-hydraulic excavator system, the working parts of the mini-hydraulic excavator hydraulic system is derived by a group of differential hydraulic cylinders, as the two chambers' area of the differential hydraulic cylinder are not equal, so the oil flow in two chambers are not equal to. In order to use the pump direct control hydraulic system to closed control the differential cylinder loop, the two ports output of the hydraulic pump must meet the oil outputting are not equal, so as to compensate the two chamber flow. The traditional axial piston pump has two symmetrical arranged flow windows, so the oil outputting of the two oil ports are equal. When it used in the closed control loop, it only fit in controlling of hydraulic motor and a symmetrical double-rod hydraulic cylinders system. When it used in closed control loop of differential hydraulic cylinder system, there will be a lot of problems, such as over-pressure, cavitations, so the traditional axial piston pump can not be directly implemented in the closed control loop of differential hydraulic cylinder system.

To address the above problems, this paper based on the new assignment principle of the research group, and designed the new types of hydraulic pump to put in use of closed control differential hydraulic cylinder loop. Based on the new assignment principles, there are two forms of the new hydraulic pump, which are series three windows axial piston pump and parallel double-acting axial piston pump. This paper is begin from the realization method of control system in the new hydraulic excavator, detailed introduced the pump control system key components the new hydraulic pump, from the modeling analysis,

simulation calculation, and the three-dimensional solid modeling to create the physical prototypes, and by the comparison between the simulation results and the physical prototypes experimental results in different working mode, we finally get the reasonable structure parameters of the new pump key components, and the effect of pressure fluctuation in the prototype is reach to the same level of the existing pump.

This paper is by using of variable pump integration solutions on direct closed control differential hydraulic cylinder loop, and the new complete hydraulic pump model is used in the small hydraulic excavator arms cycle, so as to built up the pump controlled mini-hydraulic excavator model, and the comparison and analyzing between the traditional one and the new pump controlled one will be list in this paper. By the comparison, we can get that by using the new single pump can realize the closed pump controlled system in the mini-hydraulic excavator system. The aim of this paper is to make a certain theoretical basis and test trying to further promote the using of direct pump controlled system in engineering areas.

The research is following the principle of the key components analysis, at the same time; this paper systematically introduces the software platform-multi-disciplinary simulation software SIMULATIONX. This paper is begin from the subject characteristics, build up the 3d models in software of Pro/E, then import the 3D models to the multidisciplinary simulation software SIMULATIONX, and by this software platform, this paper finish all the simulation calculation and multibody dynamics analysis.

KEY WORDS: New axial piston pump, Valve plate, Pump controlled hydraulic system, Mini hydraulic excavator

目 录

第一章 绪论	1
1.1 课题研究的背景及科学意义	1
1.2 电液控制系统的发展和运用	1
1.2.1 阀控液压系统介绍	2
1.2.2 泵控液压系统	6
1.3 计算机仿真技术简介	11
1.3.1 仿真技术产生的背景	11
1.3.2 仿真技术的发展	12
1.4 论文的主要研究内容和创新点	12
1.4.1 论文研究的主要内容	13
1.4.2 论文研究的创新点	13
第二章 新配流原理及新型液压泵三维模型	15
2.1 多学科仿真软件 SimulationX 功能介绍	15
2.1.1 仿真软件 SimulationX 建模方式	16
2.1.2 SimulationX 的标准模型库	16
2.1.3 SimulationX 的主要特点	17
2.2 三维建模软件 Pro/E 功能介绍	18
2.3 新配流原理介绍	20
2.3.1 新配流方案的提出	20
2.3.2 系统集成技术控制方案	21
2.4 新配流方案的特点	22
2.4.1 两种配流方案的共同特点	22
2.4.2 两种配流方案的对比	23
2.4.3 新配流方案噪声来源分析	23
2.5 两种新型液压泵三维模型	24
2.5.1 液压泵普通元件模型	24

2.5.2 液压泵核心元件模型.....	26
2.5.3 泵总装模型.....	27
2.6 本章小结.....	28
第三章 串联型三配流窗口轴向柱塞泵特性研究.....	29
3.1 串联型三配流窗口泵配流方案.....	29
3.2 串联型三配流窗口柱塞泵建模及仿真.....	30
3.2.1 单柱塞配流面积.....	31
3.2.2 泵泄漏量计算.....	33
3.2.3 单柱塞模型.....	35
3.3 压力流量特性.....	35
3.3.1 斜盘满偏角时泵出口排量.....	35
3.3.2 不同转数下泵的各口流量曲线.....	36
3.3.3 非死点过渡区域分析.....	37
3.3.4 阻尼孔对流量压力脉动的影响.....	38
3.3.5 软管对流量脉动的影响.....	38
3.3.7 仿真验证.....	40
3.4 泵几何结构及样机.....	41
3.4.1 配流盘及泵后盖结构.....	41
3.4.2 泵的缸体和样机结构.....	42
3.5 试验验证.....	42
3.5.1 时域分析.....	43
3.5.2 频域分析.....	44
3.5.3 噪声特性分析.....	46
3.6 结论.....	47
3.7 本章小节.....	48
第四章 并联型双作用轴向柱塞泵特性研究.....	49
4.1 双作用配流方案.....	49
4.1.1 双作用配流方案的提出.....	49
4.1.2 双作用泵缸体及样机模型.....	52
4.2 应用前景.....	53

4.3 双作用配流方案建模与仿真	55
4.3.1 单柱塞配流面积计算	55
4.3.2 泵泄漏量计算	59
4.3.3 单柱塞模型	60
4.4 泵压力流量特性研究	61
4.4.1 单作用泵模式	61
4.4.2 双作用泵模式	62
4.5 仿真与试验对比	63
4.5.1 时域分析	64
4.5.2 频域分析	66
4.5.3 泵噪声特性分析	67
4.6 两种双作用泵对比	69
4.6.1 回路控制原理	69
4.6.2 试验对比分析	71
4.7 结论	74
4.8 本章小结	75
第五章 泵控差动缸回路在小型挖掘机上的运用	77
5.1 阀控式小型液压挖掘机简介	77
5.2 试验平台 YC60-7 小型挖掘机介绍	78
5.3 阀控挖掘机虚拟样机的建立	79
5.3.1 挖掘机三维实体模型	79
5.3.2 阀控挖掘机液压系统模型建立	84
5.4 挖掘机工作部分泵控系统的运用	86
5.4.1 新型液压泵模型	87
5.4.2 泵直接控制差动缸回路模型	87
5.4.3 泵直接控制系统在挖掘机工作部分上的运用	91
5.5 两种系统能量消耗情况	92
5.5.1 阀控挖掘机工作循环及能量消耗	93
5.5.2 泵控挖掘机能量消耗	96
5.6 本章小结	97

第六章 论文总结与工作展望.....	99
6.1 论文总结.....	99
6.2 工作展望.....	100
参考文献.....	103
致谢.....	107
攻读硕士学位期间发表的论文.....	108

第一章 绪论

1.1 课题研究的背景及科学意义

目前我国的国民经济正处于一个高速腾飞的历史新阶段,很多地方都进行着前所未有的大规模工业基础、民用设施建设,因此不可避免地需要大量的土方机械,液压挖掘机作为其中最重要的一类土方工程机械,在我国最近几年多项大型工程建设中,如全国各地正在大肆兴建的一条条高速公路中,处处都有着它的身影。液压挖掘机在我国的市场不可轻视,其用量还会继续大幅度增长。对于全世界来说液压挖掘机也同样具有很大的发展潜力,液压挖掘机在工程建设、建筑施工领域中有着非常重要的地位,由于其功率大、功能适应性强,在整个世界范围内的工业进程中都有着不可忽视的地位^[1-3]。

但是由于液压挖掘机用油量大、耗油高、排放差、效率低,已经引起了节能环保领域的广泛关注。据统计显示挖掘机发动机输出的所有功率中,只有 20%左右的能量转变为真正的有效功;所有损失的能量中,约为 40%的能量损失在液压元件中;车体和作业装置的运动中损失的能量约占 20%;另外损失于节流调速控制的能量约为 20%^[4]。

随着人们的环境意识越来越强,高效节能的呼声越来越高,导致液压系统的各种控制技术 & 传动方式之间的竞争日趋激烈,液压挖掘机面临着节能减排的重大技术革新问题,节能型挖掘机必然会成为挖掘机发展的方向和趋势。如何降低液压挖掘机的能耗、提高其能量利用率必然会是各国液压挖掘机生产企业接下来要追求的主要目标^[5-7],这也是论文的基本出发点。

通过采用新的液压元件和新的节能型泵直接闭式控制液压系统,在提高液压系统工作效率同时,还可以减少挖掘机发动机装机容量,这样不仅降低了生产成本,而且在降低了发动机承载功率的同时提高了挖掘机液压系统的可靠性。新型节能型挖掘机液压控制系统的建立具有巨大的意义。

1.2 电液控制系统的发展和运用

从液压控制系统的发展历程上来说,电液控制系统主要包括阀控系统和泵控系统两大类。对于阀控液压系统来说,由于各类方向阀、压力阀和流量阀的飞速发展,阀控液

压系统理论已经发展比较完善, 阀控液压系统在目前的电液控制系统中占据很大的市场份额, 在液压控制的发展历程中起到了举足轻重的作用。

泵控液压系统也称之为直接容积控制液压系统, 泵控液压系统是近年来发展起来的新型的电动静液控制系统, 泵控系统的对象是闭式控制的液压回路, 目前泵控系统主要运用在各种大、中、小型的回转控制系统, 用于控制结构对称布置的马达。泵控系统用于直接闭式控制直线执行器液压回路时, 一度受到泵响应特性太慢的制约没有发展起来。直到 20 世纪 80 年代末, 电液伺服技术和比例泵技术取得了突破性进展, 配合辅助液压源, 高控制压力的作用下, 运用伺服阀阀芯位移和液压泵的变量机构的双闭环控制原理, 在小信号范围内, 伺服泵的频率响应达到了 50 Hz 以上。高响应电液伺服泵的出现, 使得泵控系统性能可以达到与比例阀控制系统性能相当的水平。

目前的液压挖掘机上广泛应用的都是阀控原理和开式系统, 阀控液压系统本身成为制约挖掘机技术进一步发展的技术难题。为了从根本上解决液压挖掘机的上述问题, 理想的途径就是在液压挖掘机液压系统中采用直接泵控技术, 本课题基于这种理念, 针对传统阀控液压挖掘机的弊端, 尝试把泵直接控制差动缸技术引用到液压挖掘机液压控制系统, 从而提高液压挖掘机的能量利用率。

1.2.1 阀控液压系统介绍

阀控式液压系统是运用各种控制阀来控制液压系统的压力、流量和方向, 在这种液压系统中, 一台泵可以对多个执行器提供流量。大多数的工程机械都是采用阀控式的液压系统, 基于这种液压控制系统的挖掘机被称之为阀控挖掘机, 传统挖掘机液压系统都是阀控式系统。为了提高阀控挖掘机液压系统的效率, 减少挖掘机系统中各种功率损失, 世界各国很多单位都投入了很多的研究, 其中包括许多著名的大学、科研单位以及工程机械和液压元件生产厂商等。在一代代新思路和新成果的推动下, 产生了许多构思巧妙的新控制技术, 同时一系列新的液压元件相继被开发出来, 逐渐推动了阀控液压系统的发展^[8]。

1.2.1.1 阀控液压系统的发展及其运用

a) 恒功率控制系统

为了既能充分利用柴油机功率, 又不会使柴油机过载, 世界各工业国都进行了大量

研究。在恒功率控制系统出现之前，液压挖掘机系统都运用的是双泵双回路控制系统，系统控制的对象是挖掘机工作循环中的各种动作。直到 20 世纪 60 年代，恒功率(Constant Power)变量泵开始在液压挖掘机上进行运用，恒功率控制原理运用到原有的双泵双回路控制系统之后，带来了许多新的液压回路控制形式。

恒功率控制回路主要有两种形式：全功率控制和分功率控制。

全功率控制系统中，用同一个液压机构或者机械机构来同时控制两台泵的排量，从而使得两台液压泵流量时刻保持一致。这种系统的优点在于结构简单，最大化利用发动机的输出功率，完全被两台液压泵吸收，这就大大提高了系统作业能力。由于这些优点，在挖掘机液压系统的发展过程中，全功率液压泵曾经得到过广泛的应用，但全功率液压系统由于本身结构的特点，存在着不可避免的功率损失问题，并且越是在大功率系统中功率损失问题越严重，因此在国外的大中型挖掘机上，这种系统已经基本上不再使用。

而分功率控制系统，主要是运用两台恒功率液压泵给系统提供能量，与全功率液压系统不同的是，分功率控制系统中的两台液压泵控制系统只是简单的组合在一起，每台液压泵最多吸收发动机 50% 的额定功率。分功率系统中，由于两台液压泵的流量都根据各自回路的负载进行独自调节，因此对负载的适应性要优于全功率控制系统。分功率控制系统的主要缺点是，在这种系统中每台液压泵最多只能吸收发动机 50% 的功率，因此当其中一台液压泵工作压力低于起调压力时，多余出来的功率却不能被另外一台泵吸收，从而不能充分利用发动机的功率，这样就大大限制了挖掘机的工作能力。目前，在国外大中型挖掘机上，这种系统也基本上不再采用。

b) 正流量控制系统

正流量控制系统的工作原理是通过控制泵的先导压力，从而对泵的排量进行控制，并且泵排量随系统先导压力的增加而增大。研究正流量控制系统是为了提高系统能量利用率，出发点是用直接容积控制的方式来取代原有定量系统中的节流调速。其控制系统原理图如图 1-1 所示，这种控制系统在 70-80 年代开始用于液压挖掘机。

正流量控制系统采用变量泵，执行手柄用先导阀的先导压力来控制变量泵斜盘偏角。当手柄处于中位时，先导阀的操纵信号为 0，此时泵没有排量；当执行手柄有了动作时，先导阀的操纵信号逐渐变大，从而控制泵的斜盘偏角，使得排量逐渐增加。正流量系统中，液压泵的输出流量与操作手柄之间是正比例关系，因此这种控制简单易行，而且具有一定的节能效果，因而应用非常广泛。正流量控制系统的缺陷是：旁路节流损失虽然能大大减少，但也没有完全消除；同时由于正流量控制系统中梭阀组的存在增加

了系统的复杂程度，也大大降低了系统本身的动态响应速度。

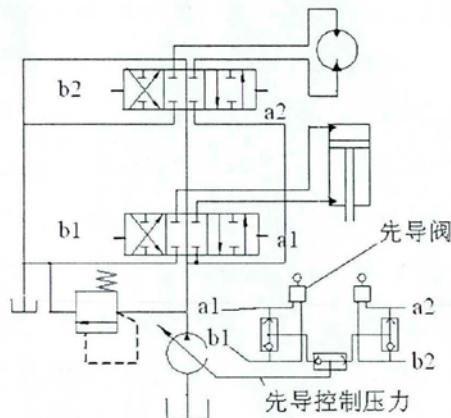


图 1-1 正流量系统原理图

Fig 1-1 Schematic diagram of positive flow system

c) 负流量控制系统

为了解决正流量控制系统响应慢的问题，液压控制系统逐渐发展了负流量控制系统，负流量控制系统液压泵的排量与先导压力成反比的关系，其控制技术的特点是稳定性好、响应快、可靠性和维修性好等。负流量控制原理如图 1-2 所示，在系统主换向阀的中位回油油路上添加一个节流口，将节流口的前端压力引至泵的变量机构里，从而控制液压泵的排量。通过节流孔的油液流量越大，节流口前的先导压力就越大，系统就会自动调节使泵的排量减少。负流量控制系统的不足之处是，当系统的起始作业工况为重荷时，因泵的流量与系统负载有关，导致系统可控性比较差。

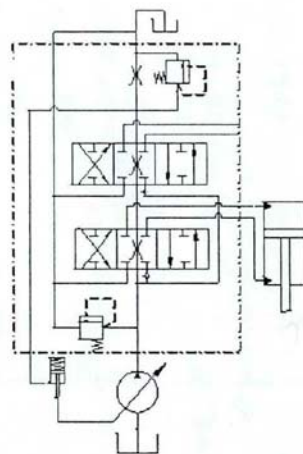


图 1-2 负流量控制系统原理图

Fig 1-2 the schematic diagram of the negative flow system

在 20 世纪 80 年代初期日本小松公司(KOMATSU)就首先推出这种系统,并将其用在著名的 PC 系列挖掘机上,并称之为开心式控制系统 OLSS (Open Center Load Sensing System)。同一时期,世界上其他主要挖掘机生产商都相继推出了类似的负流量控制液压系统,并将这种负流量控制系统运用到挖掘机上。

d) 负载敏感系统

负载敏感技术的出现使得阀控液压系统进入了一个全新的阶段,负载敏感技术是近几年发展起来的利用液压泵出口压力与回路最大负载压力差值变化来控制系统流量的新技术。在负载敏感控制系统在回路中压力补偿作用的对象是回路中最高负载回路,采用这种新控制技术的液压挖掘机液压泵的输出压力始终与系统负载最高压力相适应。

负载敏感控制系统也存在着一些执行器动作协调性问题,当阀口开度过大,使系统要求的流量超出液压泵的供油能力时,就会出现流量饱和问题,系统会自动先向负载较低的回路供油,从而使得高负载回路上的流量不足,执行器会减速甚至会停止。

为了解决这个问题,新的 LSC (负荷传感补偿系统) 系统相应而生, LSC 系统较好地解决了抗流量饱和的问题,其控制原理图如图 1-3 所示。

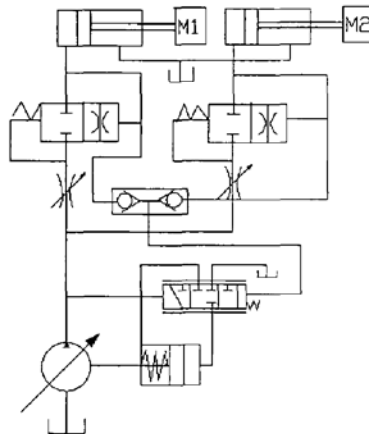


图 1-3 负载敏感系统图

Fig 1-3 the schematic diagram of the load-sensing system

负荷传感补偿控制技术相对于 LS 系统的主要不同在于: 第一, 压力补偿器位置不再置于多路阀的进油口处, 而是放在出口处, 多路阀的各节流器进口压力都是液压泵出口压力 P_1 , 从而可以用一台泵控制一个或多个液压执行器, 各个执行器之间的控制与各自施加的载荷无关; 第二, 系统负载最高联的负载压力时时刻刻引入到各联压力补偿器的弹簧腔, 并反馈给液压泵的变量机构。在这样的系统中, 用改变泵的斜盘倾角大

小使泵输出的流量和压力与系统要求相适应，从而最大限度的降低能量损失，提高液压控制机能量利用率；第三，易于操纵，微动控制特性很好，并且可以根据各个执行器高速的要求和外部所加负载的变化而自动控制液压泵的排量。LSC 系统按需供油，调速节流损失 Δp 很小，节能效果显著。

1.2.1.2 阀控液压系统的特点

阀控液压系统理论已经发展比较完善，在液压控制的发展历程中起到了举足轻重的作用，在目前的电液控制系统中占据很大的市场份额。这些年来，由于各种液压阀的大力发展，阀控液压系统取得了很大的进步，阀控液压系统的优点是：形式多样，运用灵活，速度响应快。

但是阀控液压系统其本身的结构局限，也存在着许多不可避免的缺点，主要可归结为如下几个方面：

- 1) 阀控液压系统的能量效率低，存在很大的、不可避免的节流损失，使得系统装机功率大大增加；
- 2) 阀控液压系统燃油的使用量大，能耗成本过高；
- 3) 阀控液压系统发热量很大，增大了能耗的同时，需要增加额外的冷却装置，这样易造成液压系统故障，也增大了成本；
- 4) 阀控系统大多是用于开式液压回路中，开式液压回路液压油使用量大，在处理废油时会产生环境污染问题。

1.2.2 泵控液压系统

泵控系统，即为泵直接闭式控制液压系统，是近些年研究发展起来的一种新型容积调速电液伺服系统。泵直接闭式控制液压系统工作原理是用改变泵的斜盘倾角大小或者泵的转数使泵输出流量和压力与系统要求相适应，这种液压控制系统中，系统的压力和流量完全依靠变量泵的调节来实现，操作与控制简单可靠性高，具有交流伺服电动机控制的灵活性和液压出力大的双重优点。由于泵直接控制系统的节能高效和趋于小型集成化的显著优势，使得泵控液压系统在许多领域都获得应用，并获得了很好的经济效益。

直接泵闭式控制液压系统的最大缺点是系统动态特性不高，这个问题曾经一度限制了其更广泛应用，但经过 20 多年的努力，目前的技术发展的高动态响应的比例和伺服

泵，其响应速度可与常用的比例阀相比；同时由于变转速控制技术的引入，泵直接闭式控制技术取得了非常大的进展，将会得到越来越多的重视。

1.2.2.1 泵控对称缸系统的发展及运用

20 世纪 70 年代末，德国 Aachen 工业大学的 SPROCKHOFF.V 博士研究了泵直接闭式控马达回路，并将这种回路控制原理引入到了泵控对称缸回路中，对回路动态特性进行了深入研究，回路原原理图如图 1-4 所示。从原理图中可以看出，泵控对称缸回路工作时，运用恒定背压的冲洗阀进行热交换，对称缸的其中一个腔处于预压紧，采用这种控制方式的泵控对称系统动态特性不好，固有频率低。

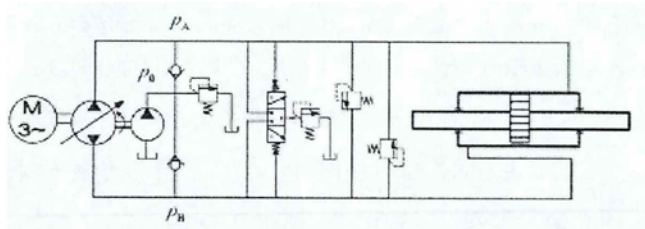


图 1-4 单腔预压泵控对称缸回路原理

Fig 1-4 the schematic diagram of single cavity preloading pump-control symmetric cylinder system

1988 年，德国 Aachen 工业大学液压研究所的 Dr. BERBUER.J，提出组合运用阻尼孔和定压源来给泵控对称缸回路进行预压紧的原理，这种系统的特点是对称液压缸的两腔都处于压紧状态，从而提高泵控对称缸系统的负载刚度和固有频率。该系统的特性与阀控系统原理类似，大大完善了泵控对称缸回路的理论，同时回路中增加一对泵和马达进行热交换。泵控对称缸回路系统原理图图 1-5 所示，由于液压缸两腔容积相等，因此该系统固有频率是上图所示回路的 1.4 倍。

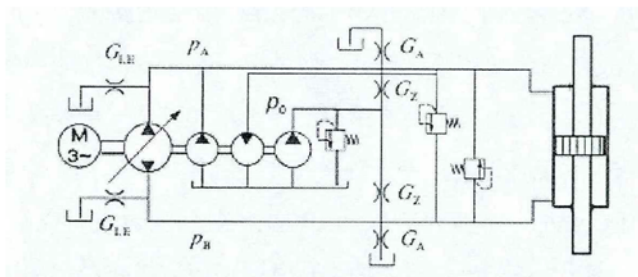


图 1-5 双腔预压泵控对称缸原理图

Fig 1-5 the schematic diagram of double cavity preloading pump-control symmetric cylinder system

20 世纪末，德国的 Parker Hannifin 公司对泵直接闭式控制对称液压缸回路进行了

大量的研究,提出运用伺服电动机加定量泵的回路控制原理,为此申请了专利,并开始在飞机操控系统中进行运用,系统原理图 1-6 所示。回路中的低压蓄能器用于对称液压缸的两腔进行预压紧,油液途经两个单向阀。回路在工作过程中,通过调节伺服电机来控制泵的流量,从而控制对称缸速度和方向。

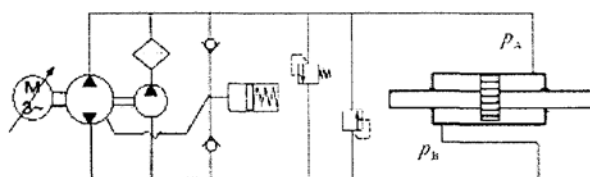


图 1-6 速度控制系统对称缸回路原理图

Fig 1-6 the schematic diagram of variable speed pump-control symmetric hydraulic cylinder system

1992 年,德国 Liebherr 公司也对上述的回路原理进行了研究,提出用比例电子变量泵取代原有定量泵进一步完善了系统控制,同时采用同轴驱动的小排量定量泵解决了系统热交换问题。该公司基于些控制回路原理设计了用于飞机操控系统的泵控对称缸闭环控制的系统,并申请了专利。

1998 年德国 Hamburg 工业大学的 KAZMEIER.B 博士研究了采用伺服电机驱动比例泵控制对称液压缸系统,针对飞机上使用的小功率液压系统,提出对泵排量和泵转速进行双重控制的新方案,这种方案大大提高了液压系统的静态性能。基于这处控制原理的小功率电传系统完全抛弃原有的钢质液压管道网络,而以导线传导代替,大大降低了 A340 客机的整机质量,也大大提高了飞机可靠性和安全性。

1.2.2.2 泵控差动缸系统的发展及运用

由于差动液压缸安装空间小且输出力大的优点,在工程实际运用的电液控制回路中 80%以上都是用差动缸作为功率输出单元,但是由于差动液压缸的两腔内对应有有效面积不相等,导致其在不同运动方向上两腔所需的流量不相等,一直以来这也是推广运用泵控差动缸液压系统、实现直接泵控差动缸系统在工程机械上运用的首要问题。

20 世纪末德国 Aachen 工业大学 LODEWYKS.R 博士重点研究了泵控差动缸系统,其泵控差动缸原理图 1-7 所示。该系统的特点是,采用液压变压器和通轴驱动两台比例液压泵来补偿差动缸两腔的不对称流量。同时期,德国 Rexroth 公司的 FEUSER 教授将该系统运用到了控制压力机上,并采用各腔压力单独控制预压紧原理,取得了很好的效果,图 1-8 所示回路。

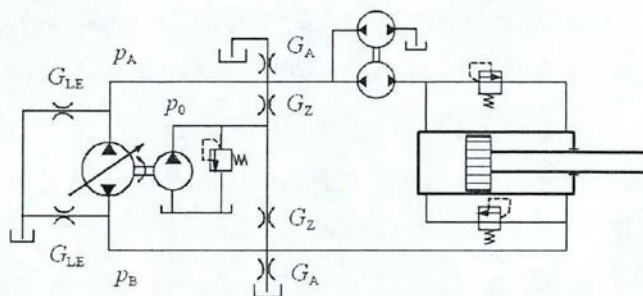


图 1-7 液压变压器补偿的泵控差动缸回路原理

Fig 1-7 Hydraulic transformer compensation pump-control differential cylinder system

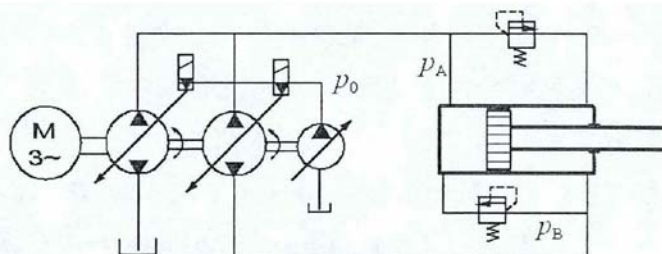


图 1-8 通轴驱动双比例泵控制差动缸回路原理

Fig 1-8 coaxial driving double proportioning pump differential cylinder control system

泵直接闭式控制在工程机械中运用的思想是原德国 Hamburg 工业大学 IVANTYSYNOVA. M 教授在 20 世纪末最先提出的, 他对泵直接控制技术进行了大量的研究, 并在实际系统中与阀控系统进行对比, 泵直接控制技术可以大大简化回路、方便系统控制, 从而减轻整机重量、提高系统性能, 并极大提高液压系统能量利用率, 展现出了泵控技术在工程机械上运用的美好前景。21 世纪初, 这所大学的 KAHMFELD. R 博士, 在这种思想的基础上进行了大胆尝试, 设计了全新的泵控差动缸系统, 在回路运用单台液压泵配合液控单向阀进行补油。并研究了该项技术在工程机械: 轮式装载机、水泥泵车和多关节机械臂等工程机械上的应用情况, 系统原理如图 1-9 所示。

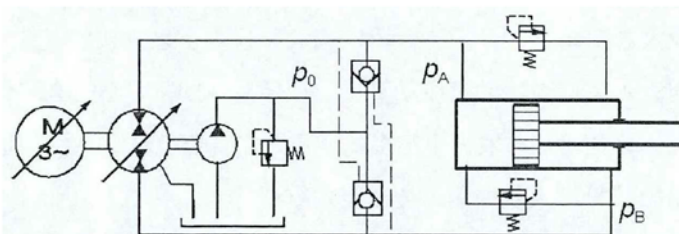


图 1-9 单台液压泵配合液控单向阀直接控差动缸回路

Fig 1-9 Single pump with one-way valve directly pump controloed differential cylinder system

1998 年美国 Vickers 公司申请了一项新的泵控差动缸系统的专利, 系统原理与上图

所示回路类似。系统中采用闭环控制原理,运用交流伺服电动机驱动定量泵以及液控单向阀进行流量平衡。同期瑞典 Linköping 大学也对这种泵控执行器回路进行了大量的研究,并致力于将这样的回路运用于战斗机飞行控制系统。

泵控系统是近些年逐步研究发展起来的一种新型电液伺服系统。最早对其进行研究的主要是一些工业化程度高的国家,如日本、德国、美国和瑞典等。泵控技术在我国的研究起步较晚,研究单位也主要集中在一些高等院校,如浙江大学、北京航空航天大学、太原理工大学、哈尔滨工业大学、广东工业大学和西安交通大学等

浙江大学流体传动及控制国家重点实验室提出了几种典型的 VVVF 泵控液压系统,在试验上模拟直线垂直运动、直线水平运动和回转运动的负载,并应用于液压电梯系统、注塑机液压系统以及大型机床的主轴或回转工作台液压系统中,通过改变液压机构参数和伺服电动机的控制方法进行仿真分析,从而改善系统动态特性,获得了一些重要的结论,如:减小弹性模量会导致动态响应变慢但可以使系统启动平缓;减小转动惯量可以提高系统启动特性;系统阻尼变化不会影响转速,但会影响系统压力。

北京航空航天大学主要研究功率电动静液作动器系统,研究对象是基于新型 EHA 原理的样机系统,采用电动机伺服调速系统,液压传动中采用蓄能蓄压等措施,同时外环采用基于预测变增益 PD 控制、内环采用仿人智能 PID 控制方式进行建模仿真,新型 EHA 电动静液作动器具有高精度、高频响、无超调等良好的动态特性

太原理工大学机械电子工程研究所的权龙教授对直接泵闭式控制系统做了大量的研究,对电动机和液压泵多种组合形式下,采用 PID 控制技术的电液动力源做了深入的试验和仿真分析,得出运用高响应交流伺服电机驱动转速可调泵的液动力源节能高效,并且系统动静特性可以达到电液伺服变量泵的水平。近年来申请了国家自然科学基金项目,包括本次研究的课题在内,大力投身于高效节能的泵控液压系统的研究中,已经取得了突破性的进展。

哈尔滨工业大学流体传动及控制教研室也大力投入于泵直接闭式控制技术,他们的研究集中于用交流永磁同步电动机驱动直接容积控制(DDVC)的电液伺服系统,通过试验和理论仿真计算的对比,取得了很多的成果。在泵控差动缸系统中进行了大量的研究运用,并在船舶舵机的系统中采用变速泵控制理念。

广东工业大学研究了大量的 DDVC 系统,运用变频调速方式调节电机转速、异步电动机驱动定量泵的方式。研究集中在调速精度(速度刚度)、调速范围和效率等方面,还分析了泵直接闭式控制差动缸系统存在的主要问题,如:频响过低、低速性能差等。

1.2.2.3 泵控液压系统的特点

泵控系统 with 阀控系统相比, 泵控系统采用容积控制技术, 有非常明显的优点。泵控系统是近年来发展起来的新型的电液控制系统, 它代表的是液压控制技术发展的新阶段和新趋势, 泵控电液控制技术用改变泵的斜盘倾角大小使泵输出的流量和压力与系统要求相适应, 从而最大限度的降低能量损失, 提高液压挖掘的能量利用率。泵控液压系统的主要特点归结如下:

- 1) 完全消除系统中节流损失, 能量利用率高, 比阀控系统可以提高能量效率 40% 以上, 发热小, 降低装机功率;
- 2) 系统控制过程更加方便, 可实现用导线代替钢管传递动力的分布式智能控制, 减轻整机重量;
- 3) 采用闭式控制回路, 简化回路, 改善系统性能, 系统对油液污染敏感性低, 对环境污染小, 是实现绿色化的理想途径;
- 4) 泵控技术是电液控制技术的发展方向 and 趋势, 是实现液压控制技术绿色化的理想途径。

1.3 计算机仿真技术简介

1.3.1 仿真技术产生的背景

企业为了提高自身的竞争力, 适应世界经济和科学技术的飞速发展, 适应市场全球化和日益激烈的竞争, 满足市场不断变化的需求, 就必须提高产品的设计质量, 降低产品的研发成本, 进行创新性设计, 并缩短新产品研发周期。

要有效地加快设计过程, 缩短新产品研发周期, 最合理的方法是加快样机的试制。传统的批量产品的设计开发流程大多是先生产单件产品模型, 并对模型进行测试试验, 以获取产品信息, 然后制造小批量物理样机, 对样机进行检查来了解新产品是否达到设计的要求以及产品设计的缺陷。通过综合评价物理样机性能, 用优化后的结论来改进设计不足, 最后才能进行大批量生产。

物理样机的试验和改进可能要多次重复才能进行比较寻优, 延长了产品设计周期, 并且由于物理样机单机成本很高, 增加了产品设计成本。可见传统的基于物理样机的产品开发设计模式已经不能满足社会大生产的要求。在这种迫切需要的社会背景下,

计算机仿真技术便逐渐产生。

近年来,计算机工业飞速发展,各种软硬件条件不断更新,尤其是新的数值算法和计算机 CPU 运算速度提升,为仿真运算处理复杂数学模型和图形奠定了基础。同时世界各国工业设计领域供应商也相继开发很多功能强大辅助软件,大大促进了虚拟样机技术的发展。从而极大地推动了虚拟样机技术和计算机仿真技术发展和运用,也同时为仿真技术在工业设计领域的大规模推广运用提供了良好的支持平台和技术环境。

1.3.2 仿真技术的发展

不管该系统是真实存在的还是仅存在于设计理念的,仿真技术是通过对所研究系统模型的开发,帮助人们了解系统的行为,在产品设计阶段即可对产品行为进行全面的分析,并且可以根据仿真得出的运算结果对产品进行优化设计^[9-11]。

目前,实际运用中的复杂产品通常都是跨越机械、控制、电子、液压、气动等多个学科及领域,甚至每个部件、子系统的零部件也是由各学科领域相交叉的。复杂产品开发难度大、成本高、时间长,为使企业能以更好的质量、更低成本、更短的时间推出产品,许多国家的工业领域都经历了一个将计算机仿真技术应用于产品设计的过程。

在过去虽然有不少的计算机仿真工具,可以很好地解决大部分单领域的分析评估问题,有效辅助产品某个功能单元的设计开发,但由于产品规模的复杂程度不断增加,靠传统的单领域仿真已经很难满足复杂产品功能和行为分析。

目前软件供应商提价了不少的商用仿真软件,可以实现复杂产品的开发 and 设计。如多学科工程系统仿真软件 SimulationX,软件中包含多个学科库以及功能模块,可以对复杂的机电液一体化的产品进行联合仿真。该软件本身功能极其强大,同时也提供了与其它领域仿真软件之间的接口,如动力学仿真软件 ADAMS、控制系统仿真软件 Matlab 等。由于仿真工具的逐渐完善,仿真技术已在复杂产品设计中得到大量应用。

1.4 论文的主要研究内容和创新点

论文所研究的对象为工程机械中常见的小型挖掘机,以广西玉柴集团生产的 YC60-7 型液压挖掘机为试验平台。课题从提高液压挖掘机系统的能量利用率方面出发,引入新型泵直接闭式控制液压系统,为了获得优化的系统方案和运行特性,采用多学科的设计分析软件,并对关键的元件进行详细建模和运算。

1.4.1 论文研究的主要内容

论文的研究内容主要有四个：

1、介绍泵直接闭式控制系统的组成原理及特点，与阀控液压系统进行了分析对比，针对目前泵控系统的缺陷而介绍了课题组提出的新型非对称泵配流原理，并介绍了泵直接闭式控制系统中常用的两种集成控制方案的适用场合（变排量控制和变转速控制）；

2、根据课题组提出的新配流原理，详细设计了两种新型非对称轴向柱塞泵：串联型三配流窗口轴向柱塞泵和并联型双作用轴向柱塞泵（包括三配流窗口和四配流窗口泵两种），对两种液压泵压力、流量、脉动水平和噪声级进行了详细的研究，并制造了物理样机，通过与物理样机进行试验对比分析，得出新型轴向柱塞泵配流盘的结构参数，使得样机的各项性能达到了与现在泵相当的水平；

3、从回路控制方式、时域、频域和噪声级四个方面，对两种双作用泵进行了详细的试验对比，得出四个配流窗口的双作用轴向柱塞泵比三个配流窗口的轴向柱塞泵适用范围更广、性能更好。

4、在仿真软件 SimulationX 中建立了阀控液压挖掘机系统模型，并用已经搭建好的串联三配流窗口泵对差动缸回路进行仿真计算，在此基础上对阀控挖掘机液压系统进行了改造，搭建了泵控大臂回路的挖掘机液压系统。在相同工况和相同工作周期下对两种大臂回路进行了计算和研究。

1.4.2 论文研究的创新点

论文的创新点主要有四个：

1、根据课题组提出的新配流原理，详细设计了两种新型非对称轴向柱塞泵：串联型三配流窗口轴向柱塞泵和并联型双作用轴向柱塞泵（包括三配流窗口和四配流窗口泵两种），为推广运用泵控差动缸回路提供新的思路；

2、运用新型轴向柱塞泵搭建直接闭式控制差动液压缸回路，可以从根本上补偿差动液压缸两腔的不对称流量，为推广运用泵控差动缸系统提供了理论基础和计算支持；

3、从高效节能方面着手，对小型挖掘机液压系统进行了改变，把直接泵控液压系统引入到了小型挖掘机上，泵控挖掘机具有广阔应运前景，同时为进一步在工程机械领域推广泵控液压系统做出了理论尝试和计算支持。

第二章 新配流原理及新型液压泵三维模型

2.1 多学科仿真软件 SimulationX 功能介绍

论文以多学科仿真软件 SimulationX 为运算工具平台。仿真软件 SimulationX 是德国 ITI 公司自 1993 年开始推出的一种新型的高级工程建模和多学科仿真软件,经过多年的发展和完善,目前,SimulationX 已经广泛运用于传动技术、汽车工业、工程机械、能源技术、流体技术、精密仪器、航空航天、船舶工业、机械制造、石油和天然气工业等多个学科领域,如图 2-1 所示,成为包括机、电、液、气、热、电磁和控制等复杂系统建模与仿真的优选平台。SimulationX 最大优势是可以在不同领域的模块之间实现直观的物理连接,在统一的平台上实现多个学科领域系统工程的建模和仿真,使得 SimulationX 成为多学科领域系统工程建模和仿真的理想环境。

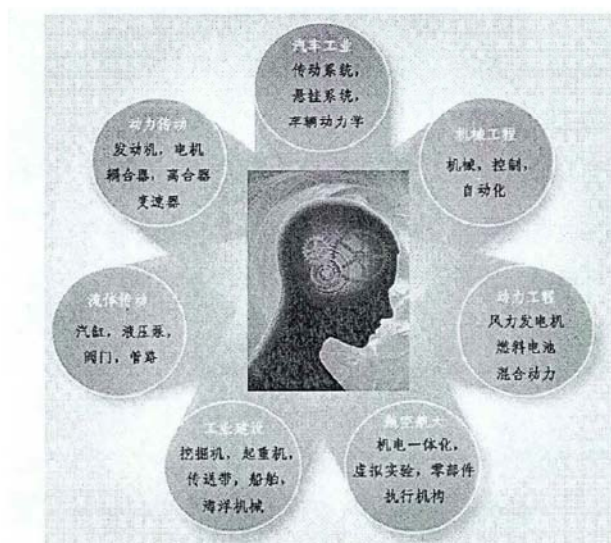


图 2-1 SimulationX 实际应用领域

Fig 2-1 Practical applications of the SimulationX

仿真软件 SimulationX 能完成很多复杂系统的综合分析设计,包括航天工业上的飞机燃油系统、航空发动机转速调节、环控系统、航电(FBW)系统和功率电传(PBM)系统;车辆工程行业的动力传动系,包括发动机、变速器(MT、AT、AMT、DCT)、轮胎,以及分析汽车整体传动效率、换挡舒适性、液压驱动器的优化、控制策略等;航海工业

上的船舶驱动统包括发动机、离合器、齿轮变速机构、电机、螺旋桨装置、舵、船体，同时可以对船舶操纵运动的动态特性进行分析；风能运用领域，包括风力发电机的传动系统、三维机械结构、传动装置，以及动态仿真分析控制系统和整体系统等。

2.1.1 仿真软件 SimulationX 建模方式

SimulationX 建模基于基元化建模理念，即把物理系统分解为工程系统的各种最小要素，使用户可以方便地运用各种简单的基本要素来建立模型，从而尽可能详细而精确地描述零部件及由它们构成的复杂工程系统。基元化的建模方式使得 SimulationX 成为在工程机械、汽车、造船和航天航空工业研发部门的理想选择。

仿真软件 SimulationX 定位在工程技术人员使用，建模语言是工程技术通用语言：基于物理模型的图形化，使得用户可以从繁琐的数学建模中解放出来从而可以更加专注于物理系统本身的设计。另外，仿真软件 SimulationX 中提供一个标准化、规范化和图形化的二次开发平台 TypeDesigner，利用这种二次开发工具，使得用户不仅可以直接对 SimulationX 所有标准模型进行修改，还可以运用基于 Modelica 语言的二次开发环境轻松创建新的模型和自己的元件库，并能够把自己的 C 代码模型以图形化模块的方式集成进 SimulationX 软件包。

仿真软件 SimulationX 保留了三个层次的建模方式：数学方程级，方块图级，基本元素和元件级，模块名称参数和变量清晰，不同的用户可以根据自己的特点和专长选择适合自己的建模方式或多种方式的综合使用。

2.1.2 SimulationX 的标准模型库

仿真软件 SimulationX 中有许多的标准模型库，以学科库的形式进行归类 and 划分。学科库的作用是用于元件类型的选取、管理和编辑。把逻辑相关的元件类型归纳入一个组合，该组合在结构上是分等级的，并采用树型结构显示，类似于 Windows 文件夹的显示。SimulationX 的学科库主要包括：1D 机构库、3D 机构多体系统库、控制系统库、电气工程库、电磁库、热流库、液压与气动库等。

另外，模型库中还有一些特殊的模型，如基于 COM 的接口，用户可开发自己的数据交换程序，用于前后数据处理，或与其它软件进行数据交换。SimulationX 的学科库具体划分及外部接口类型如图 2-2 所示：

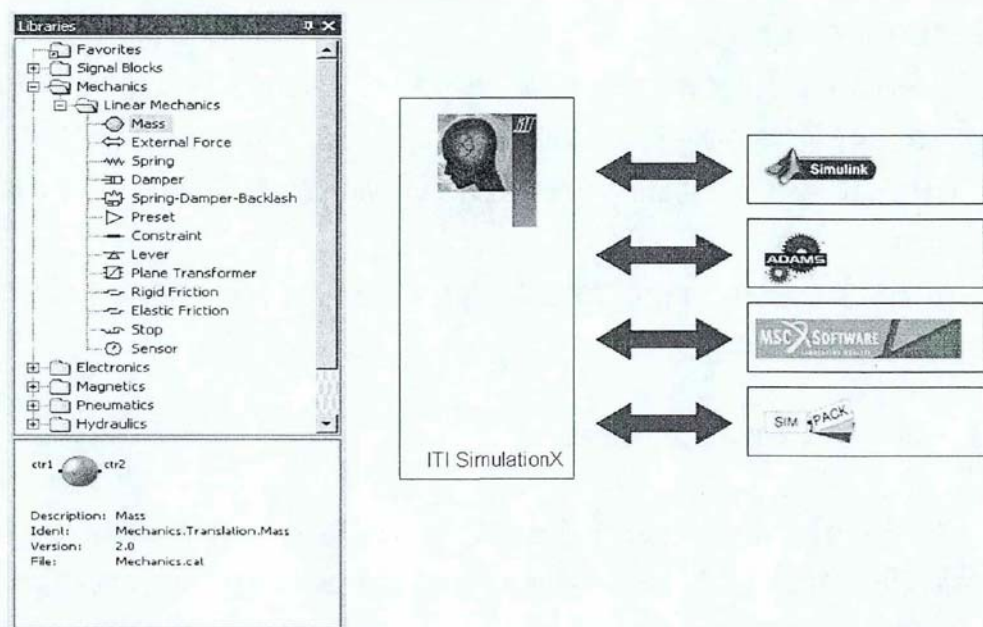


图 2-2 CAE 接口

Fig 2-2 the software interface of the CAE

2.1.3 SimulationX 的主要特点

(1) SimulationX 在统一的平台上实现了多学科领域的复杂工程系统的建模和仿真，如同时实现机械结构、动力传动系统、液力气动系统和控制等多领域同时进行。另外，SimulationX 运行在同一平台上进行 1D 力学、3D 多体系统同时建模仿真，直观精确。

(2) SimulationX 定位在工程技术人员使用，建模语言是工程技术通用语言，更能有效地通过向量、矩阵、参考特性曲线、2 维和 3 维查表进行赋值。

(3) SimulationX 的基本元素组合建模理念，使得用户从繁琐的数学建模中解放出来从而专注于物理系统本身的设计，而不需要编写任何程序代码。

(4) SimulationX 提供了一个标准化、规范化和图形化的二次开发平台 TypeDesigner，编程语言基于 Modelica，用户不仅可以直接对 SimulationX 所有模型进行修改，还可以通过显式或隐式的代数方程组和微分方程组来描述并建新的模型，并能把自己的 C 代码模型以图形化模块的方式集成进 SimulationX 软件包，从而满足工程中大量非标元件的需求，实现企业自己知识库的积累管理。

(5) SimulationX 支持三个层次的建模方式：基本元素和元件级、方块图级和数学方程式级，模块名称参数和变量清晰，不同的用户可以根据自己的特点和专长选择适合自

己的建模方式或综合使用多种方式。

(6) SimulationX 具有多种仿真运算功能: 时间域上的瞬态仿真、频域上的稳态仿真、平衡计算、固有频率和模态分析、可靠性分析、变量分析等, 并能硬件在环实时仿真。

(7) SimulationX 提供了丰富的与其它软件的接口, 从而满足更多专业人员更多、更精确的功能需要。

(8) SimulationX 提供了不同形式的版本, 包括评估版、分析版、浏览版和学生版, 以满足不同类型用户的需要。

2.2 三维建模软件 Pro/E 功能介绍

论文中所有的三维模型都是在三维建模软件 Pro/Engineer 中搭建的。Pro/Engineer 软件是美国参数技术公司于 1988 年推出的产品。经过 20 多年来 30 余次的改版, Pro/Engineer 软件以其全方位的 3D 产品开发软件包, 现在已经成为全世界最普及的 3D CAD/CAM 系统的标准软件。

Pro/Engineer 软件同一平台上集合了零件设计、产品装配、加工制造、模具开发、铸造件设计、钣金件设计、工业设计、机构分析、产品数据库管理、自动测量、有限元分析、逆向工程等功能, 基于特征以及全相关的概念进行参数化、单一数据库形式进行建模, 使得 Pro/Engineer 软件在机械、模具、电子、工业设计、机构分析、航空航天、汽车等行业有着非常广泛的应用。

Pro/Engineer 软件能实现并行工程设计, 集产品设计和制造于一体, 让多个用户同时参与同一产品的设计制造, 从而大大简化产品开发的流程, 缩短了产品开发的时间。

现在市场上工程三维软件有很多种, 常用的主要有如 UG、CATIA、MDT 等, Pro/Engineer 软件与这些同类软件相比有以下几点不同之处。

(1) 基于特征建模 (Feature-Based)

Pro/Engineer 软件进行实体建模时基于实物的特征, 使用者根据实际产品的每个加工步骤, 构建每步的单独特征, 进行个别区块模型建构。产品设计时的每一步特征都是一个新的建构区块, 这样在模型修改时就更加容易。

(2) 参数化建模 (Parametric)

Pro/Engineer 软件本身是一个参数化系统, 建立的模型各个特征之间存在相互关系, 即各个特征之间可能存在着相互参照的关系, 当其中某一个特征需要修改时会牵动其他

特征的变更,特征之间的这种关系称之为父/子(parent/child)关系。

Pro/Engineer 软件基于设计者熟悉的基本特征作为产品设计的基本构造要素,可以按预先的设计给这些特征设置参数,然后修改参数,这样经过多次设计叠代很容易实现产品开发。

(3) 关联性特征 (Associative)

Pro/Engineer 软件的各项功能模块之间是相互关联的,当用户在产品开发过程中任何一处进行的修改都会自动更新到该设计的所有工程文档中,包括零部件、装配体、设计图纸,以及制造数据。这样使并行工程设计方式成为可能,Pro/Engineer 软件的这种全相关性鼓励设计者在产品开发周期的任一点进行修改,而不会造成任何损失,这样就可以把产品使开发后期的一些功能提前发挥其作用。产品设计者可利用 Pro/Engineer 这种特征来验证模型,包括创建零件、装配、绘图等方式。

(4) 构造曲面 (surface)

产品设计中会遇到很多复杂曲面问题,Pro/E 软件复杂曲面生成的方法主要有三种:

- 1) 利用外部点集,先生成三维曲线特征,再利用 surface 功能模块生成曲面;
- 2) 利用 Pro/designer(造型设计)功能直接产生所需要的曲面;
- 3) 从外部导入,利用 Pro/Engineer 软件中 import (输入)功能,导入由其他三维测量仪或三维软件产生的曲面,可以是 IGES、VDA、SET、Neutral 等格式。

(5) 在装配图中构建实体

这是 Pro/Engineer 软件的一个特别之处,在把已建好的实体模型装配体完成之后,可以利用这些已经装配好的实体之间的特征(平面,曲面或轴线)为新的基准,直接在装配界面中构建(Create)新的实体模型。这样在系统默认(default)状态下,建立的模型更加便于装配。

(6) 良好的用户界面

Pro/Engineer 软件以非常直观和易理解的方式联级呈现菜单工具栏,并为用户提供了预先选取选项和逻辑选取选项功能,同时还提供给设计者完整的在线帮助文档和简短的菜单描述清单,这种形式使新学者入门更加容易、掌握更加快捷。

Pro/Engineer 软件是一整套由样机设计到产品生产一体化的机械自动化软件,允许不同领域的跨学科的产品开发人员同时对同一产品进行设计,是一个集参数化建模、基于实体特征于一体的新一代的产品造型系统。大大缩短新产品的设计时间,使得设计更优化,设计的成品质量更高,从而大大降低了产品开发的成本,有利于新产品更好地推

向市场。

2.3 新配流原理介绍

液压挖掘机的挖掘动作主要是由三组差动缸来完成,由于差动液压缸两腔面积不相等,差动缸在动作时有杆腔与无杆腔所需要油量也不相等。因此要想实现用一台液压泵直接闭式控制差动缸回路,必须满足液压泵两个工作油口输出油液不相等,从而对差动缸两腔的流量进行补偿。

传统对称布置两配流窗口轴向柱塞泵,其吸排油流量相等,用于闭式控制对称执行器如马达和对称双出杆液压缸技术已经很成熟^[12],当用于闭式回路控制差动液压缸时,由于差动缸本身两腔有效面积不相等,导致差动缸两腔所需的流量不相等,从而易出现超压、气蚀等问题,无法直接实现一台液压泵直接闭式控制。以现有技术必须采取一些辅助措施来平衡两腔的流量差,如利用液压变压器补偿差动缸不对称流量^[13];采用液控单向阀进行流量平衡^[14];运用通轴驱动两台比例液压泵对差动缸两腔的流量分别进行控制^[15];利用二位三通电磁换向阀动态补偿差动缸两腔不对称流量^[16]等。但这些方案增加了控制回路的复杂性,同时由于控制阀的引入而增大了系统能量损耗。

2.3.1 新配流方案的提出

要想实现用一台液压泵直接闭式控制差动液压缸回路,并进一步降低泵直接控制差动缸系统的能量损失,课题组由双作用叶片泵受到了启发,提出了新的配流方案^[17]。根据双作用叶片泵(马达)具有4个配流窗口的特点如图2-3所示,运用双作用叶片泵补偿差动缸两腔不对称流量。泵的油口A连接到差动液压缸无杆腔,把另一个油口分为两个独立的油口B和T,其中油口B连通差动缸有杆腔,油口T连通油箱,用配流窗口A和B基本可以补偿差动缸面积比,再通过调节叶片行程比实现差动缸面积比完全补偿。

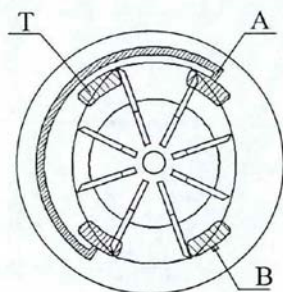


图 2-3 叶片泵配流原理

Fig 2-3 the vane pump assignment principle

课题组把这种配流原理扩展到了轴向柱塞泵上, 提出新型非对称轴向柱塞泵控制差动缸配流方案, 并基于这种配流原理制造出了新型的轴向柱塞泵。新型轴向柱塞泵的配流盘结构示意图如图 2-4 所示。液压系统的关键部件是液压泵, 轴向柱塞泵的核心部件是泵的配流盘, 配流盘的作用是用于隔离和分配吸排油液。基于新配流原理设计出的新型轴向柱塞泵有两种形式, 一种是串联型三配流窗口轴向柱塞泵, 另一种是并联型双作用轴向柱塞泵。

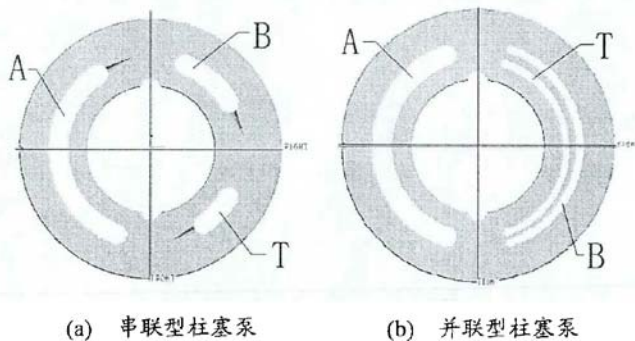


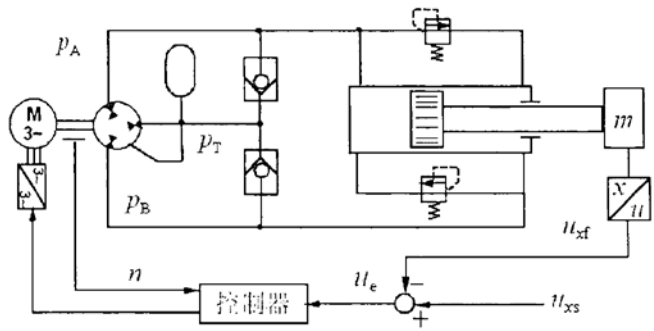
图 2-4 新配流原理

Fig 2-4 the new assignment principle

新配流方案的轴向柱塞泵是一个具有三个油口的柱塞泵, 油口 p_A 连接液压缸无杆腔, 油口 p_B 连接到液压缸有杆腔, 通过调节配流窗口 A 与 B 的比值(图 2-4)或调整通过配流窗口 A 与 B 的柱塞数的比值, 使得两个配流窗口 A 和 B 的通流面积之比为差动缸两腔的有效面积之比, 从而实现像泵直接控制双出杆对称缸回路一样, 用一台液压泵完全平衡差动缸两腔的不对称流量, 对差动缸两腔进行直接配油。

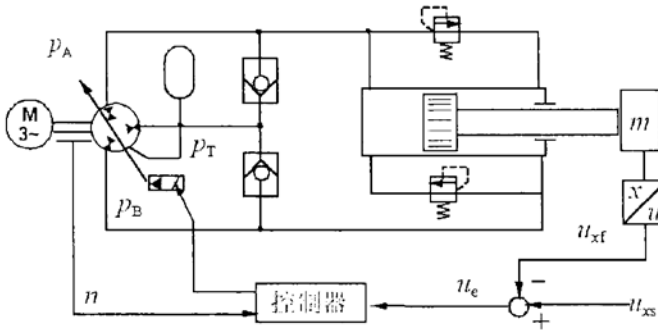
2.3.2 系统集成技术控制方案

两种新型的轴向柱塞泵功能相同, 都能实现单台液压泵对差动缸回路的直接技工控制, 但根据应用对象和所采用动力源的不同, 新型泵的控制方案也不相同。泵控差动缸系统集成方案有两种选择, 分别用伺服电动机驱动定量泵系统和变排量泵控制差动缸的系统, 集成系统原理图如图 2-5 所示, 图中, 三油口轴向柱塞泵油口 P_A P_B P_T , 分别接通液压缸两腔贮能器控制器通过对三油口轴向柱塞变量泵变量机构的控制实现进出油口的转换。



a) 变转速泵控制回路原理

a) Variable speed pump-control differential cylinder system



b) 变排量泵控制回路原理

b) Variable displacement pump-control differential cylinder system

图 2-5 泵控差动缸静液压传动控制回路原理

Fig 2-5 pump-control differential cylinder system

2.4 新配流方案的特点

两种新型的轴向柱塞泵都是在普通两口泵的基础上发展起来的，二者都可以实现单台液压泵直接闭式控制差动液压缸回路的功能，同时由于二者结构上相差很大，两者的运用范围各有不同。

2.4.1 两种配流方案的共同特点

(1) 基于新配流原理的新型轴向柱塞泵都可以完全补偿差动缸面积差产生的不对称流量，从而实现用一台液压泵即可直接闭环控制差动缸的运动。

(2) 与现有的泵直接闭式控制系统相比，现有系统补偿差动缸不对称流量主要是通过采用液压变压器、液压阀和液压泵等技术来实现的，新配流方案的集成控制回路原理

可以直接依靠泵本身来补偿差动缸不对称流量,因此这种控制回路具有体积小、重量轻、结构紧凑、成本低、可自动进行热交换、并能利用负载势能和制动能量等明显优点。

(3) 这种基于新配流方案的泵直接闭式控制的集成方案,其研究成果有着极其广泛的应用前景。包括:航空航天工业、飞行器和舰船控制工业、水利冶金工业、各种金属成型和塑料注塑机等轻工工业、工程建设等行走和固定式自动化装备以及大功率环境模拟装备等等。

2.4.2 两种配流方案的对比

两种新配流方案的差别主要体现在流量调节的方式上面,液压泵出口流量调节的方式一般有两种:一种是变排量控制,通过调节变量泵的斜盘偏转角大小的方法来调节泵的出口流量,这种控制方式保持泵的转数不变,因此在泵的配流盘结构上只需要运用单向的三角槽结构,单向泄荷槽所占用的空间小;另一种是速度控制,通过改变泵的转速来调节泵的出口流量,这种控制方式下,液压泵可以实现正反转,泵的配流盘结构上应该运用双向三角槽结构,双向泄荷槽所占用的空间大。

双作用液片泵和并联型双作用轴向柱塞泵可以采用变转速驱动集成方案,对于并联型双作用轴向柱塞泵来说,由于定量泵的成本比变量泵的成本要低,同时因为泵具有偶数个柱塞。这种控制方式的主要应用领域包括:固定式自动化装备,如轻工机械中的成型机械、塑料注塑机等,以及航空航天技术中的电液控制系统;

串联型三配流窗口轴向柱塞泵推荐采用变排量泵的控制回路,核心元件是双向电液比例控制变排量泵,动力源可以是电动机和内燃发动机。其应用领域可以是固定式自动化装备,也可以是移动式自动化装备,如各种工程机械等。由于串联型三配流窗口轴向泵本身的特点,不能采用双向三角槽结构,因此不宜采用速度集成控制方案。

2.4.3 新配流方案噪声来源分析

噪声问题一直是液压泵的一个关键性问题,现在普遍使用的两配流窗口轴向柱塞泵,其噪声源主要有两种:第一种是由液压泵本身固有的流量脉动所引起的流体噪声,这是轴向柱塞泵固有的特性,只能尽量减小而不可根除,可以采用奇数柱塞的方式来减小轴向柱塞泵输出流量的脉动幅值。第二种是轴向柱塞泵的柱塞在通过泵配油盘困油区时压力冲击引起的流体噪声,在轴向柱塞泵的主轴旋转一周的过程中,每个柱塞均作一

次吸油到压油的工作循环。当柱塞在能过配油盘困油区时,柱塞的吸油、压油过程的相互转换是突然发生的,此时如果柱塞泵的工作腔从吸油区向压油区转换,压油窗口内的高压油会瞬时逆流倒输回柱塞腔内,使柱塞工作腔内的压力迅速上升产生很大的压力冲击,形成“高压回流”现象;如果柱塞泵的工作腔从压油区向吸油区转换,由于柱塞在困油区内仍会有微小的轴向位移,这样柱塞腔内的高压油压力会升的更高,形成“高压困油”现象。随着柱塞泵的周期性转动,在柱塞泵内部会形成周期性的“高压回流”和“高压困油”液压冲击,从而导致柱塞泵输出流量和压力的脉动,同时使柱塞泵产生不可避免的流体噪声,柱塞泵的工作压力越高,这种冲击现象越严重,流体噪声也越大。

论文中基于新配流方案的新型轴向柱塞泵,是在变通两配流窗口轴向柱塞泵的基础上产生的,除了具备变通两配流窗口轴向柱塞泵的特性之外,还具有其本身的一些特性,并且两种新型轴向柱塞泵的特性各不相同。对于串联型三配流窗口轴向柱塞泵而言:采用了新配流方案后,把原有的一个油口分成了两个,柱塞在通过这两个新油口中间的过渡位置时,易引起大的冲击和振动;对于并联型双作用轴向柱塞泵来说,由于并联型双作用轴向柱塞泵采用速度控制的集成方案,新的噪声源主要集中在双向的泄荷三角槽上。总的来说,基于新配流方案的轴向柱塞泵,其噪声源主要集中在几个配流窗口之间的过渡位置处,除了上述的一般轴向柱塞泵的噪声问题外,还有其本身的特性。通过合理设计泵配流盘的结构尺寸,可以达到普通液压泵的水平。

2.5 两种新型液压泵三维模型

根据新的配流原理,按要求设计出两种新型液压泵的三维模型。与传统轴向柱塞液压泵相比,两种新型的液压泵的壳体、回转中心轴、斜盘、柱塞以及其他的元件几乎没有多大变化,在这里称之为普通元件;与传统轴向柱塞液压泵关键的不同在于液压泵的核心元件:缸体、配流盘和液压泵的后盖的结构不同。具体三维模型介绍如下:

2.5.1 液压泵普通元件模型

新型轴向柱塞泵与传统轴向柱塞泵一样,斜盘与泵壳之间采用静压接触支承技术,以实现斜盘自由回转,柱塞与斜盘之间采用面接触型滑履接触方式。液压泵的回转中心轴仍为阶梯轴,柱塞和轴承与传统轴向柱塞泵一样。图 2-6 为柱塞泵泵壳模型,2-7 为柱塞泵斜盘模型,2-8 为柱塞泵回转中心轴模型,2-9 为柱塞泵单个柱塞和轴承模型

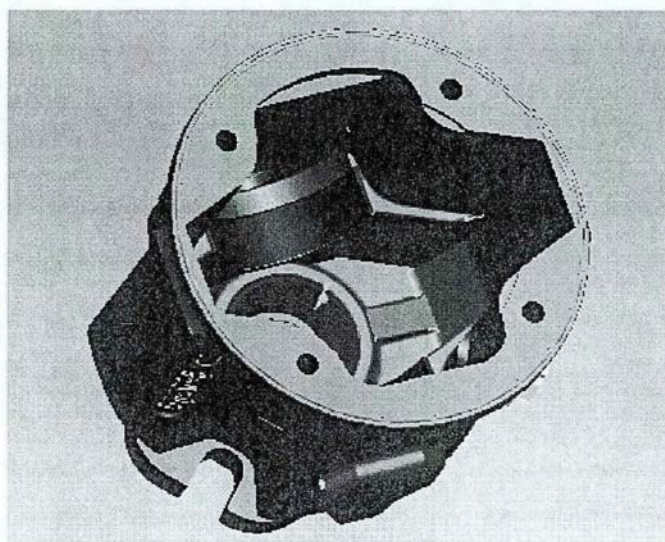


图 2-6 泵壳模型

Fig2-6 Pump shell model

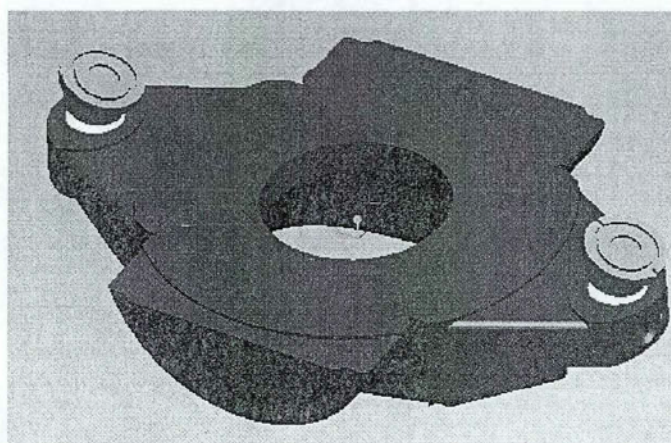


图 2-7 斜盘模型

Fig2-7 Swashplate model

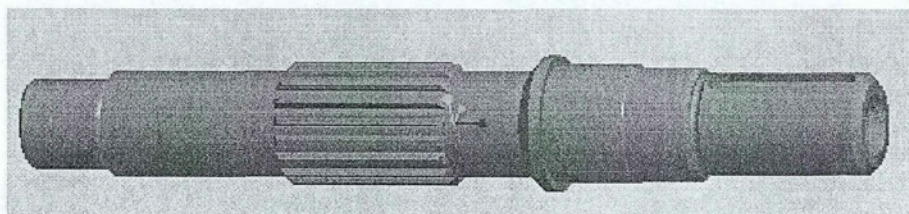


图 2-8 回转中心轴模型

Fig2-8 Model of the central axis of rotation



图 2-9 柱塞模型

Fig2-9 Piston model

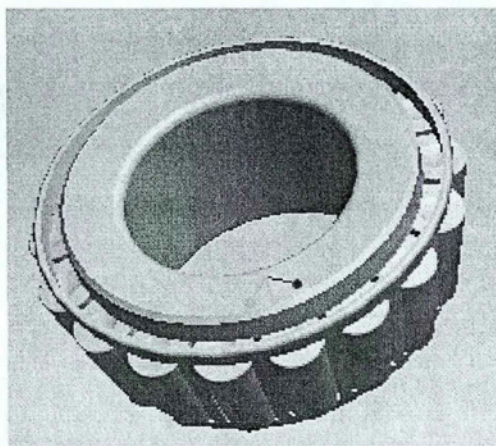


图 2-10 轴承模型

Fig2-10 Bearing model

2.5.2 液压泵核心元件模型

新型液压泵的核心部分在于配流盘结构、缸体结构和液压泵后盖的结构，并且两种配流方案所对应的液压泵之间也有很大的不同。新型液压泵的配流盘结构和缸体结构在后面的章节有详细介绍。

泵盖的作用主要是连通泵的油口，串联三配流窗口轴向柱塞泵有三个油口，而并联型双作用轴向柱塞泵有四个油口。设计泵的后盖时主要要考虑泵盖与配流盘油口的互相衔接问题，以及在不影响强度的前提下考虑油道口位置的选择的问题。新型液压泵后盖三维模型如图 2-11 和图 2-12 所示

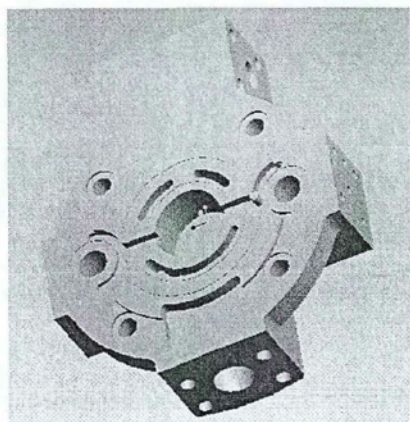


图 2-11 串联式三配流窗口轴向柱塞泵泵盖模型

Fig2-11 Pump cover model in tandem piston pump



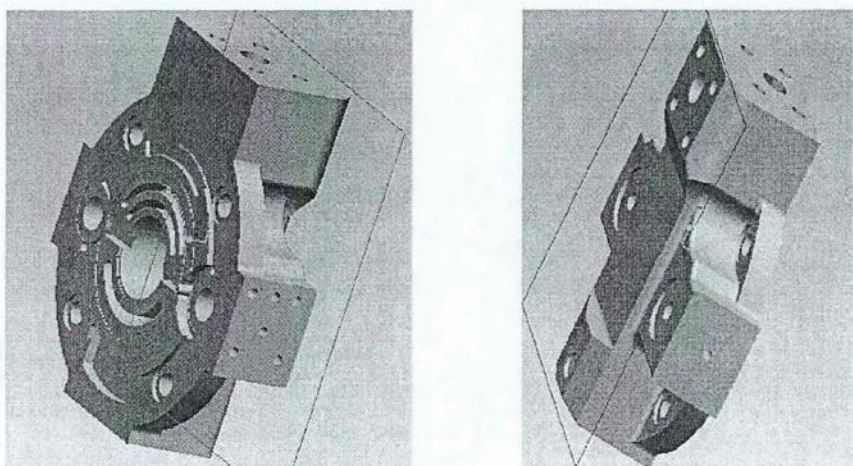


图 2-12 并联型双作用轴向柱塞泵泵盖模型

Fig2-12 Pump cover model

2.5.3 泵总装模型

在把泵的所有元件的三维模型建立完整之后，根据液压泵各元件之间的关系，就可以在 Pro/E 中进行液压泵的整机装配。两种新型液压泵整机装配透视模型如图 2-13 和图 2-14 所示。

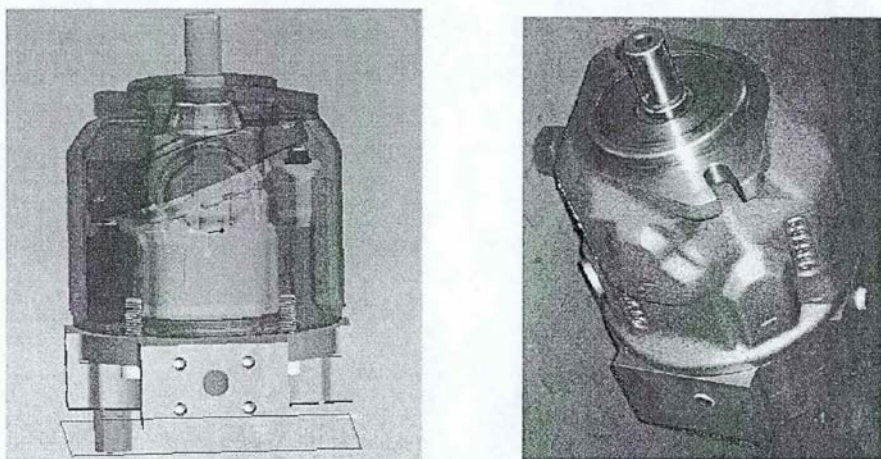


图 2-13 串联型三配流窗口轴向柱塞泵三维透视模型及样机照片

Fig2-13 the 3d perspective model and prototype photos of the Tandem type three assignment window axial piston pump

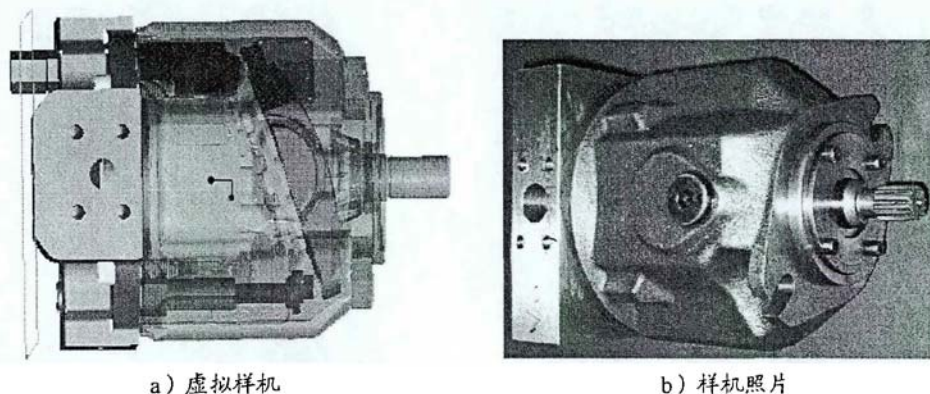


图 2-14 并联型双作用轴向柱塞泵装配透视图及样机照片

Fig2-14 the 3d perspective model and prototype photos of theParallel type three assignment window axial piston pump

2.6 本章小结

本章首先介绍了课题中运用的运算软件平台多学科仿真软件 SimulationX 和三维建模软件 Pro/Engineer，然后对新配流原理进行了简要概述，对基于泵配流方案的两种新型轴向柱塞泵进行了对比分析，并对柱塞泵各个几何模型进行了介绍。目前为止，国内仍没有其他机构对这种新配流原理的轴向柱塞泵进行研究，因此，根据本课题的需要，课题组在参考小型液压挖掘机上运用的力士乐 A10 系列轻型轴向柱塞泵结构特点的基础上，重新设计了两种新型轴向柱塞泵的各个核心元件，搭建了比较详细的三维图模型。

第三章 串联型三配流窗口轴向柱塞泵特性研究

课题组提出的串联型三配流窗口轴向柱塞泵，是在原有传统两配流窗口轴向柱塞泵的基础上建立起来的，把原有两个配流窗口之一改为串联布置的两部分，构成串联型三配流窗口轴向柱塞泵。串联型三配流窗口轴向柱塞泵可以实现像泵直接控制双出杆对称缸回路一样，用一台泵直接闭式驱动差动液压缸回路。

对于串联型三配流窗口轴向柱塞泵来说，关键问题是在泵的配流盘结构上。由于两个新配流窗口之间的过渡区域不在泵的上下死点位置，当柱塞通过这一位置时，会造成封闭柱塞腔大的容积变化，从而产生大的压力和流量变化，影响液压泵的正常使用。为解决这一问题，论文从配流盘结构进行分析，在仿真软件 SimulationX 中建立三配流窗口轴向柱塞泵较详细的仿真模型，对综合运用过渡槽、预压缩角和阻尼孔结构的减振技术仿真研究，得出了比较合理的配流盘结构参数，通过样机泵的试验验证，表明泵的压力脉动幅度可减小到现有泵相当的程度。

3.1 串联型三配流窗口泵配流方案

图中, M—上死点位置, N—下死点位置, P—两串联窗口之间非死点过渡区域。图 3-1b 是该泵直接闭式控制差动缸回路原理。工作中, 油口 A 连接差动缸无杆腔, 油口 B 连接差动缸有杆腔, 当配流窗口 A 和 B 的面积比等于差动缸两腔面积比时, 就可以实现一台泵对差动缸两腔直接配流。

三配流窗口柱塞泵工作时, 一方面柱塞随缸体一起转动, 每旋转一周, 柱塞依次与三个配流窗口相接通; 另一方面在斜盘偏转角的作用下, 柱塞相对于缸体做周期性往复直线运动, 实现柱塞的周期性吸排油。如图 3-2 坐标系 $oxyz$ 所示, x 方向即为柱塞相对缸体直线运动的方向。

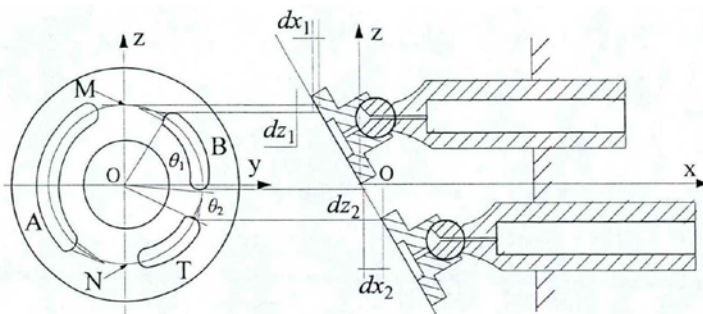


图 3-2 配流盘结构与柱塞运动学关系

Fig3-2 the structure of the plate valve and the dynamic relationship

从图 3-2 可看出, 三个配流窗口把泵的吸排油过程分成了三个部分, 柱塞在通过上死点 M 时, 转过角度 θ_1 , 在轴向方向上产生 dx_1 的位移; 柱塞在通过配流窗口 B 和 T 之间的非死点过渡区域时, 柱塞转过角度 θ_2 ($\theta_2 < \theta_1$), 在轴向方向上产生 dx_2 位移, 显然 dx_2 要比 dx_1 大许多, 柱塞腔容积变化要比柱塞通过上死点位置时要大的多, 因此柱塞通过此过渡区域, 流量和压力波动会很严重, 是关系到新型泵能否应用的关键所在, 对此非死点过渡区域必须进行合理设计。

3.2 串联型三配流窗口柱塞泵建模及仿真

泵工作过程, 随着泵缸体的转动, 柱塞腔逐渐与配流盘上的配流窗口连通, 柱塞泵工作时吸入和排出柱塞腔的油液流量为

$$q_z = C_d A(\varphi) \sqrt{\frac{2|p_z - p_p|}{\rho}} \text{sign}(p_z - p_p) \quad (3-1)$$

式中, C_d —流量系数, φ —柱塞转过角度, $A(\varphi)$ —配流面积, p_z —柱塞腔内压力,

p_p —与柱塞连通的泵出油口压力。

柱塞腔与配流盘配流窗口相重叠的部分即为单柱塞的配流面积。建立泵的模型时，用控制可变节流阀阀口开启面积来模拟单柱塞的配流面积变化过程，阀口开启面积用下面推导的面积公式来描述。

3.2.1 单柱塞配流面积

三个配流窗口配流面积计算方法相同，只是各窗口所对的圆心角大小不同，窗口 T 相对窗口 B 滞后 $\pi/2$ 的相位角，A 窗口相对 B 窗口滞后 π 的相位角。单柱塞通过一个配流窗口，配流面积的变化过程可分为图 3-3 所示的六个阶段。

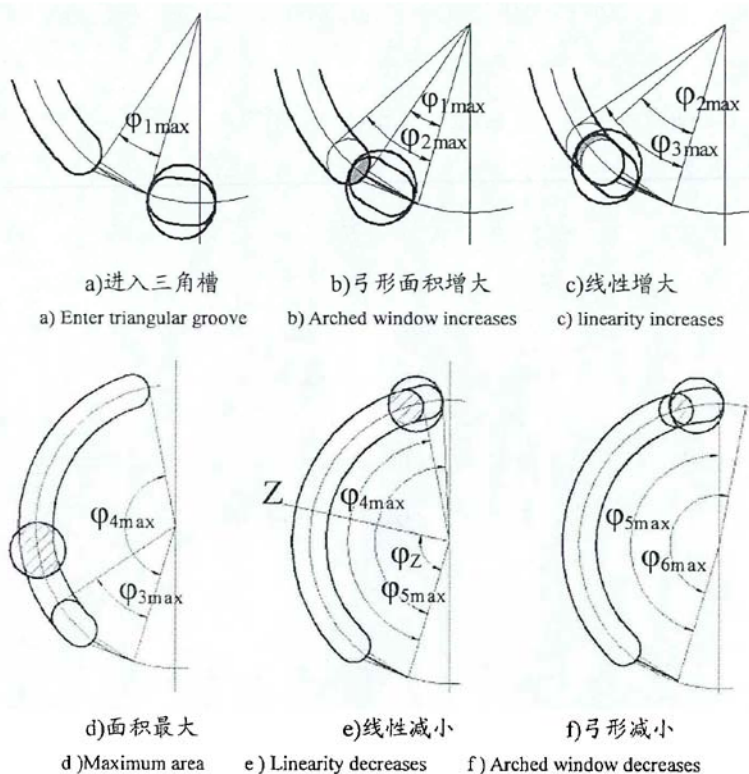
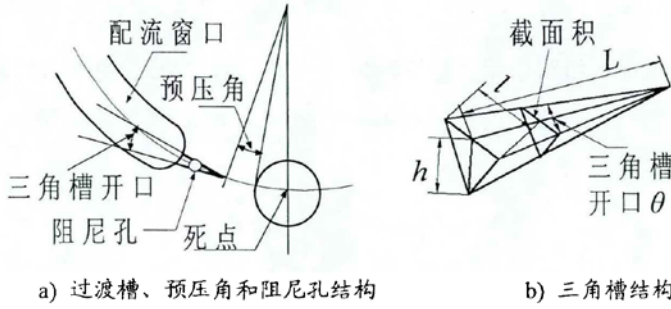


图 3-3 配流窗口过程划分

Fig3-3 the divide of the flow procedure of the new plate valve

第一阶段，缸体底部腰形槽与减振三角槽连通，如图 3-3a 所示，配流面积为柱塞底部腰形槽与减振槽接触位置的横断面截面积，是关于柱塞转过角度 φ 的函数，参图 3-4 所示三角减振槽的几何结构，可得具体配流面积公式和角度分布为



a) The structure of transition groove, the precompression angle and the damping hole b) triangle groove

图 3-4 过渡槽、预压缩角和阻尼孔位置关系

Fig3-4 the position relationship among the transition groove, precompression angle and damping hole

$$A_1(\varphi) = R^2 \varphi_1^2 l h / L^2 \quad 0 \leq \varphi_1 < \varphi_{1\max} \quad (3-2)$$

式中, R 为柱塞运动的分度圆半径, r 为配流腰形槽半径, l 是三角槽底边长, h 是三角槽最大截面上的高, L 是三角槽长度为。

第二阶段, 柱塞腰形槽开始与配流窗的半圆形节流边导通, 形成弓形的面积 SG_1 , 参见图 3-3b, 配流面积 $A_2(\varphi)$ 为过渡槽最大截面积加上弓形的面积

$$\begin{aligned} A_2(\varphi) &= A_1(\varphi_{1\max}) + S_{G1} \\ &= A_1(\varphi_{1\max}) + 2(r^2 \cos^{-1}(1 - R_2(\varphi_2 - \varphi_{1\max})/(2r))) \\ &\quad - \sin \cos^{-1}(1 - R_2(\varphi_2 - \varphi_{1\max})/(2r)) \\ &\quad \times r(r - R_2(\varphi_2 - \varphi_{1\max})/2) \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$\varphi_{1\max} \leq \varphi_2 < \varphi_{2\max}$$

第三阶段, 柱塞腰形槽通过配流窗半圆形节流边后, 进入线性增长区, 如图 3-3c 所示, 形成新的弓形面积 SG_2 , 配流面积 $A_3(\varphi)$ 为弓形面积加上第二阶段配流面积 $A_2(\varphi)$ 的最大值。

$$\begin{aligned} A_3(\varphi) &= A_2(\varphi_{2\max}) + S_{G2} \\ &= A_2(\varphi_{2\max}) + 2rl = A_2(\varphi_{2\max}) + 2rR(\varphi_3 - \varphi_{2\max}) \end{aligned}$$

$$\varphi_{2\max} \leq \varphi_3 < \varphi_{3\max} \quad (3-4)$$

第四阶段, 柱塞腰形槽完全进入配流窗口, 如图 3-3d 所示, 配流面积 $A_4(\varphi)$ 为第三阶段配流面积 $A_3(\varphi)$ 的最大值。

$$\begin{aligned} A_4(\varphi) &= A_3(\varphi_{3\max}) = A_3(\varphi_{3\max}) + 2rR(\varphi_{3\max} - \varphi_{2\max}) \end{aligned}$$

$$\varphi_{3\max} \leq \varphi_4 < \varphi_{4\max} \quad (3-5)$$

第五阶段, 柱塞腰形槽逐渐从配流窗半圆形节流边退出, 进入线性减小区, 如图 3-3e 所示, 设 Z 是配流窗口的对称轴, $\varphi_z = (\varphi_{1\max} + \varphi_{4\max})/2$, 配流面积 $A_5(\varphi)$ 与第三阶段配流

面积 $A_3(\varphi)$ 关于 Z 对称, 由对称关系可计算得配流面积 $A_5(\varphi)$ 为

$$\begin{aligned} A_5(\varphi) &= A_3(2\varphi_z - \varphi_5) \\ &= A_2(\varphi_{2\max}) + 2rR(2\varphi_z - \varphi_5 - \varphi_{2\max}) \\ \varphi_{4\max} &\leq \varphi_5 < \varphi_{5\max} \end{aligned} \quad (3-6)$$

第六阶段, 柱塞腰形槽逐渐从配流窗半圆形节流边退出, 进入弓形减小区, 如图 3-3f 所示, 配流面积 $A_6(\varphi)$ 与第二阶段配流面积 $A_2(\varphi)$ 关于对称轴 Z 对称, 由对称关系可计算得配流面积 $A_6(\varphi)$ 为

$$\begin{aligned} A_6(\varphi) &= A_2(2\varphi_z - \varphi_6) \\ &= 2(r^2 \cos^{-1}(1 - R_2(2\varphi_z - \varphi_6 - \varphi_{1\max})/(2r))) + \\ &A_1(\varphi_{1\max}) - \sin \cos^{-1}(1 - R_2(2\varphi_z - \varphi_6 - \varphi_{1\max})/(2r)) \\ &\times r(r - R_2(2\varphi_z - \varphi_6 - \varphi_{1\max})/2) \\ \varphi_{5\max} &\leq \varphi_6 < \varphi_{6\max} \end{aligned} \quad (3-7)$$

通过上面的公式计算所得配流盘三个窗口配流面积 $A(\varphi)$ 与缸体转角 φ 之间关系如图 3-5 所示。

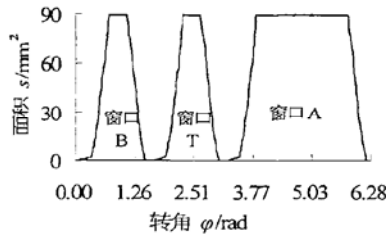


图 3-5 串联三配流窗口泵配流面积

Fig3-5 the area of the Series three assignment window pump

柱塞周期性经过配流窗口 B、T 和 A, 经过每个配流窗口的过程, 都可分为上面分析的 6 个阶段。柱塞经过三角槽结构时, 配流面积很小, 随着柱塞的转动, 柱塞逐渐进入弓形区域和面积线性增大区域, 配流面积达到最大后保持一定的角度, 再逐渐减小到零, 然后进入下一个配流窗口。同一时刻, 每一个柱塞只能与一个配流窗连通。

3.2.2 泵泄漏量计算

在柱塞泵内部的泄漏主要包括缸体和柱塞之间缝隙泄漏 q_{s1} , 滑靴和斜盘间容积损失 q_{s2} , 配流盘和缸体之间泄漏流量 q_{s3} 三部分, 三配流窗口泵总的泄漏为 $q_l = q_{s1} + q_{s2} + q_{s3}$, 会影响泵的配流过程, 计算这三部分泄漏量的相关参数见表 1 所示。

表 3-1 泄漏计算相关参数

Table 3-1 the related parameters of the leakage calculation

参数	数值	参数	数值
柱塞内节流孔直径 d_d	1 mm	内封油带内半径 R_1	22.5mm
缸体内柱塞长度 l_1	20 mm	内封油带外半径 R_2	30 mm
柱塞与缸体间隙 δ_1	0.01mm	外封油带内半径 R_3	37 mm
滑靴与斜盘间隙 δ_2	0.01mm	外封油带外半径 R_4	49 mm
配流盘与缸体间隙 δ_3	0.01mm	滑靴封油带内径 r_1	6 mm
配流盘阻尼孔直径 d_l	1 mm	滑靴封油带外径 r_2	12 mm

第一缸体和柱塞之间缝隙泄漏 q_{s1} : 由于缸体和柱塞之间是靠摩擦副相连接, 在缸体转动时离心力的作用下, 两者之间形成了偏心环缝隙, 缝隙泄漏是在泵工作压力和环境压力之间的压差作用下产生, 由环形缝隙流动可得泄漏量计算式^[18]为

$$q_{s1} = \frac{\pi d \delta_1^3 (1 + 1.5 \varepsilon^2) (p_z - p_p)}{12 \mu l_1} - \frac{\pi d \delta_1 v_p}{2} \quad (3-8)$$

第二滑靴和斜盘间容积损失 q_{s2} : 柱塞腔内的油液经柱塞中心孔和滑靴中心孔, 从滑靴端面和斜盘间的平板缝隙向四周流出, 滑靴端面和斜盘之间在形成静压支撑, 两者之间的泄漏可看作平行平板缝隙流动, 其泄漏流量为

$$q_{s2} = \frac{\pi d_d^4 \delta_2^3 (p_z - p_p)}{\mu [6 d_d^4 \ln(r_2 / r_1) + 128 l_d \delta_2^3]} \quad (3-9)$$

第三配流盘和缸体之间泄漏流量 q_{s3} : 缸体和配流盘之间是依靠摩擦副连接的, 配流盘为平面配流型, 配流盘和缸体间的泄漏可看作平板缝隙流动, 从而在配流盘和缸体之间产生静压支撑作用, 泄漏流量为

$$q_{s3} = \frac{\alpha_f \delta_3^3 (p_z - p_p)}{12 \mu} \left[\frac{1}{\ln(R_2 / R_1)} + \frac{1}{\ln(R_4 / R_3)} \right] \quad (3-10)$$

表 3-2 泄漏计算相关参数

Table 3-2 the related parameters of the leakage calculation

参数	单位	参数	单位
柱塞外径 d	mm	油液动力粘度 μ	Ns/m
偏心率 ε	——	修正系数 α_f	——
柱塞与缸体的相对运动速度 v_p			m/s

3.2.3 单柱塞模型

根据以上的分析，可以构建出包含配流窗面积计算、各个泄漏流量的完整单柱塞模型及封装后的模型如图 3-6 所示。

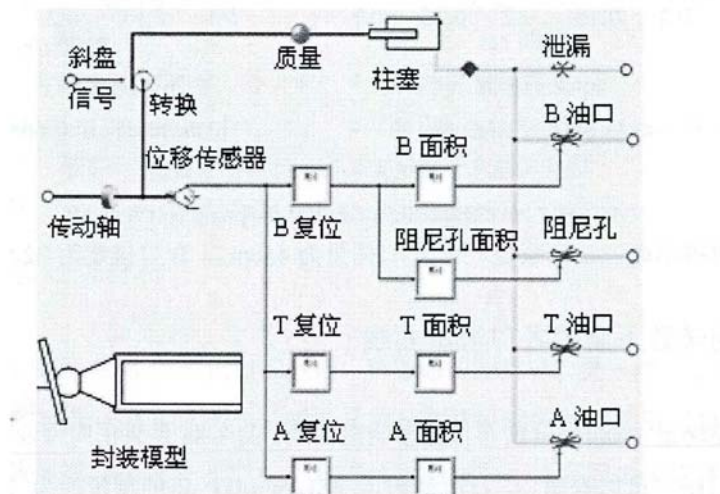


图 3-6 单柱塞模型及封装模型

Fig3-6 the inner structure and the packing model of the single cylinder

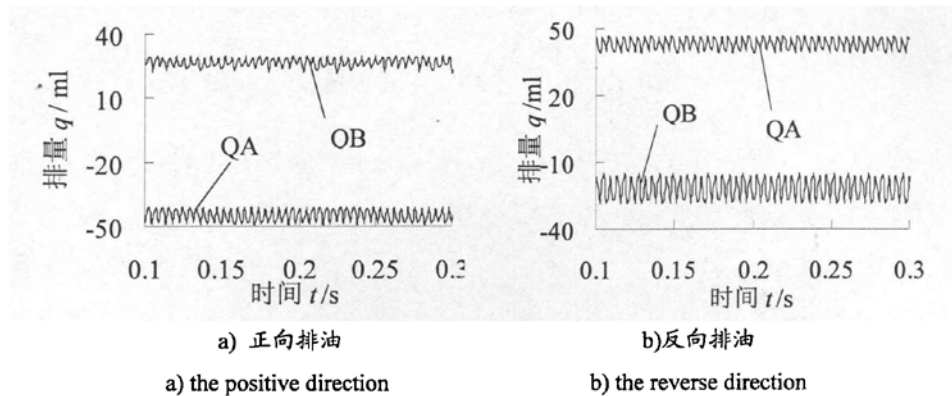


图 3-7 油口 A 和油口 B 的流量曲线

Fig3-7 the displacement curve of the pump port A and B

由图可得串联三油口泵是一个 A 口排量为 45cm^3 , B 口排量为 22.5cm^3 的变量泵。

3.3.2 不同转数下泵的各口流量曲线

下图是转速 1000r/min 时各口流量响应曲线。图 3-8a 是泵正向排油, 图 3-8b 是泵反向排油, 从图中可以看出 A 口流量约为 45L/min , BT 口的流量约为 22.5L/min , 满足 $QB+QT=QA$ 且有 $QB=QA/2$ 。

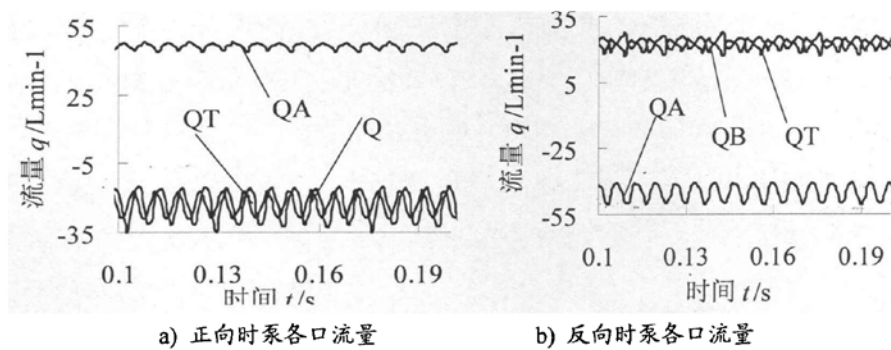
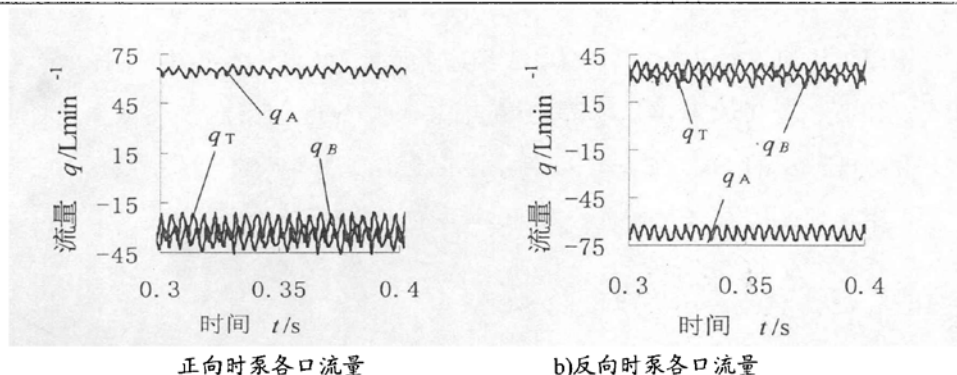

 图 3-8 泵转速 1000r/min A 口、B 口和 T 口流量曲线

 Fig3-8 the flow curve of port A, B and T at the speed of 1000r/min

下图是转速 1500r/min 时各口流量响应曲线。图 3-9a) 是泵正向排油, 图 3-9b) 是泵反向排油, 从图中可得泵 A 口流量约为 64L/min , B 口和 T 口的流量约为 32L/min 。且有 $QB=QA/2$ 。



a) The flow quantity of the positive direction b) The flow quantity of the reverse direction

图 3-9 泵转速 1500r/min A 口、B 口和 T 口流量曲线

Fig3-9 the flow curve of port A, B and T at the speed of 1500r/min

3.3.3 非死点过渡区域分析

柱塞通过泵上下死点 M 和 N 的过渡区时,和普通两配流窗口泵一样,会出现“流量冲击”和“高压回流”现象。对于这两个位置的的压力和流量脉动问题,采用三角槽卸荷槽和预压缩角可以获得很好的效果^[10,11]。当柱塞通过两串联配流窗口之间的非死点过渡区域 P 时,缸体转过一个很小的角度,柱塞腔会产生一个大的容积变化(参见图 3-2),会使腔内的压力迅速升高,当柱塞通过过渡区 P 与配流窗口 T 连通时,柱塞腔内的高压油会瞬时压入窗口 T 内,产生很大的流量冲击。

非死点过渡区域 P 相当于一个过大的等效预压角,造成过渡槽结构的预压功能大于预泄功能,因此,必须运用其他预泄措施来减小其影响。解决思路是,增大配流窗口 B 和 T 配流范围,减小两者之间过渡区对应的圆心角,从而减小两串联配流窗口之间非死点过渡区域等效预压角对脉动的影响。

图 3-10 所示是减小配流窗口 B 和 T 之间等效预压缩角后,只采用三角减振槽,油口 A 吸油,油口 B、T 排油,柱塞内腔部的压力和流量变化情况。

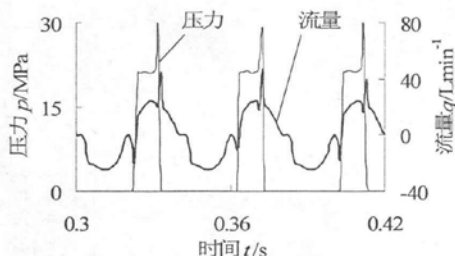


图 3-10 等效预压角对柱塞腔压力脉动影响

Fig3-10 the influence of the Preloading angle on the piston cavity pressure pulsation

由图 3-10 可以看出, 柱塞从窗口 A 经过渡区接通配流窗口 B 瞬间, 柱塞腔内压力上升过程平稳, 但即使减小了两串联配流窗口之间非死点过渡位置的等效预压缩角, 当柱塞腔通过配流窗口 B 与窗口 T 接通瞬间, 流量仍会突然增大, 造成大的压力突变, 还需要采用其他的措施来减小柱塞腔内部这种大的流量和压力冲击。

3.3.4 阻尼孔对流量压力脉动的影响

由于结构关系, 配流窗口 B 和 T 之间等效预压缩角不能小于单个柱塞所对应的圆心角, 因此, 单纯采用减小等效预压缩角的方法, 不能最大限度降低非死点过渡区域 P 处的压力冲击问题。在运用过渡三角槽结构、减小等效预压缩角的前提下, 同时在配流窗口 B 和 T 之间过渡三角槽的合适位置增加阻尼孔结构 (参见图 3-4), 即做成阻尼三角槽结构, 把不可避免的预压流体, 通过阻尼孔提前引到低压窗口 T 中泄流, 图 3-11 所示即为采用阻尼三角减振槽后, 仿真所得单柱塞内流量和压力响应过程。

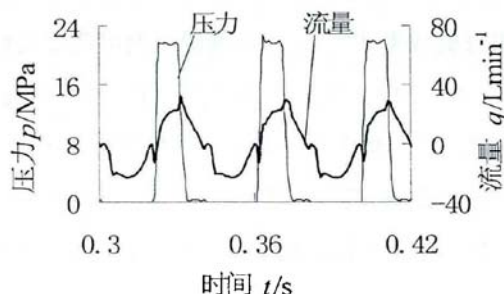


图 3-11 阻尼孔对柱塞压力流量影响

Fig3-11 the influence of the Damper hole on the piston cavity pressure pulsation

由图 3-11 中曲线可以看出, 在配流窗口 B 和 T 之间的非死点过渡区域, 采用阻尼孔、三角槽组合的减振槽结构, 可以很好的降低泵的压力和流量脉动。柱塞腔从 B 口向 T 口的转换瞬间, 流量冲击和压力冲击极大地减小, 这种方法也可以用在泵的上下死点位置, 进一步降低柱塞腔内压力和流量在上下死点位置处的变化。

3.3.5 软管对流量脉动的影响

在实际运用中, 泵的出口处大多都用软管连接控制阀块, 进一步在泵的模型中加入软管模型, 对软管的影响进行研究, 图 3-12 所示是 B 油口加载 21 MPa, 无软管模型时, 单柱塞腔内压力和流量响应情况。

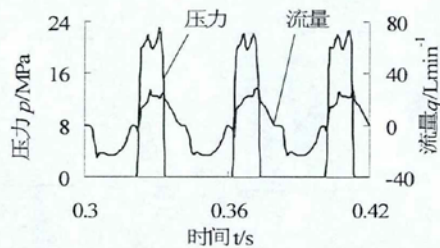


图 3-12 无软管模型单柱塞内压力流量响应

Fig3-12 the influence of the NO hose model on the piston cavity pressure pulsation

从图 3-12 中曲线可以看出, 虽然在压力上升过程, 以及柱塞从配流窗口 B 过渡到窗口 T 的压力下降过程, 柱塞腔内压力响应都很平稳, 但当柱塞处于配流窗口 B 中时, 也就是泵出口与柱塞腔完全连通过程, 柱塞腔内压力脉动比较大。与同负载工况相比, 含软管模型时柱塞腔内压力和流量响应情况对比, 参照图 3-11 中曲线可以看出, 采用软管可以很好地降低泵出口的压力和流量脉动。

图 3-13 和图 3-14 分别为仿真转速 1500 rpm、空载, 含有和不含软管情况下, 泵三个油口 A、B 和 T 的流量对比情况。仿真中规定油口 A 排油, 油口 B、T 吸油为正向排油方向; 油口 A 吸油, 油口 B、T 排油为反向排油方向, 计算在最大斜盘偏角下进行。

从图 3-13 中的曲线可以看出, 不含软管, 正向排油过程, 虽然吸油口 B 和 T 的流量脉动较大, 但出油口 A 的流量脉动要小许多, 反向排油过程, 出油口 B、T 的流量脉动仍然大于油口 A 的脉动, 脉动绝对值也大于正向排油。对比图 3-13 和图 3-14 中曲线, 在泵的出口采用软管后, 正、反向配流, 泵各个油口的流量脉动都被滤掉了许多; 两个排油窗口 A 和 B 的流量不相等($q_A > q_B$), 满足一台泵两个工作油口不等油量配流的功能。通过合理设计配流窗口 B 和 T 的角度范围后, 可以使 q_A 与 q_B 的比值等于差动缸两腔的面积比, 从而实现用一台泵直接闭式控制差动缸回路的目标。

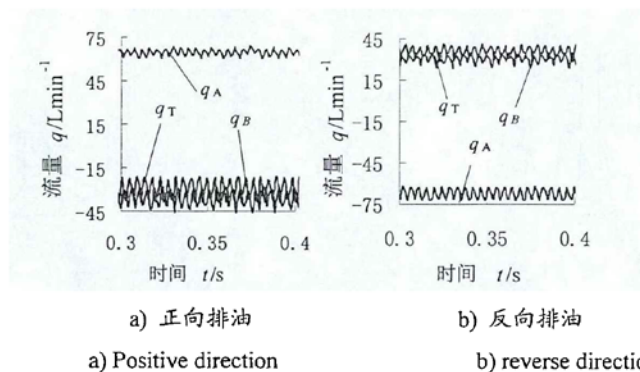


图 3-13 无软管泵各油口流量响应仿真结果

Fig3-13 the simulation results of the oil outlet flow response with NO hose

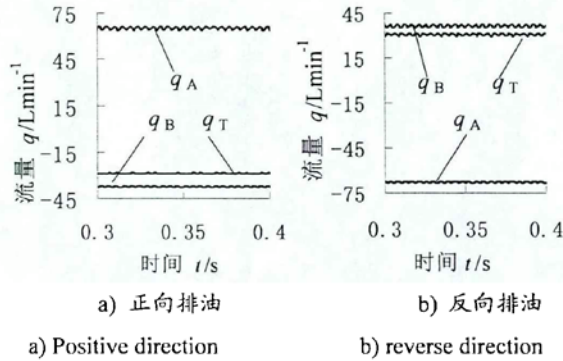


图 3-14 含软管泵各油口流量响应仿真结果

Fig3-14 the simulation results of the oil outlet flow response with the hose

3.3.7 仿真验证

为检验泵的模型和所确定的配流盘结构的正确性，对加载情况下泵的输出特性进行了仿真计算。由于三配流窗口泵的同侧两个新串联窗口之间非死点过渡区域处压力流量脉动最严重，因此主要对油口 B 进行加载检验，图 3-15 所示为仿真不同负载下单柱塞腔内流量和压力响应情况。

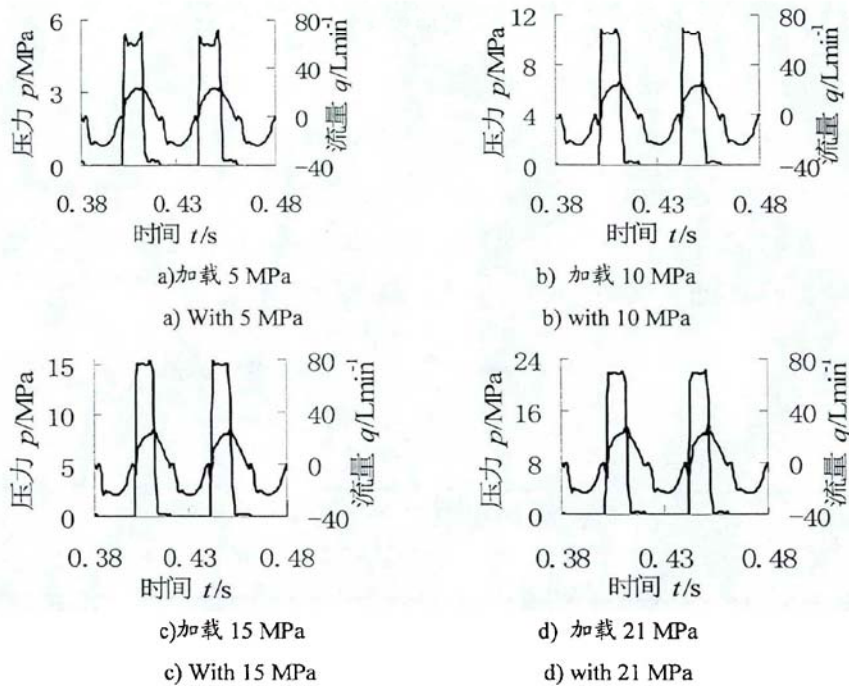


图 3-15 不同负载下柱塞腔内流量和压力仿真曲线

Fig3-15 the flow and pressure simulation curve on the Different load pressure

由图 3-15 可见, 柱塞在通过配流窗口 B 的过程中, 柱塞腔内流量转换过程平稳, 当柱塞腔与配流窗口完全接通后, 柱塞腔内的压力比较平稳, 但在柱塞腔与配流窗口 B 接通瞬间, 以及在柱塞通过配流窗口 B 与窗口 T 接通瞬间, 柱塞腔内瞬时压力冲击, 这个压力冲击幅值随负载增大而减小, 原因是当负载比较小时, 柱塞腔内压力不能完全补偿配流盘预压角的预压力, 预压角的预压力使得柱塞腔内出现压力冲击; 当负载比较大时, 配流盘预压角的预压力可以被柱塞腔内压力完全补偿。总的来说, 泵的仿真加载特性比较平稳, 泵的模型和所确定的配流盘结构比较合理。

3.4 泵几何结构及样机

通过上面的仿真计算, 最终确定了用于样机制造的三配流窗口轴向柱塞泵结构参数。采用 Pro.E 软件设计了新型轴向柱塞泵的三维实体模型和需加工的零件的图纸。

3.4.1 配流盘及泵后盖结构

通过上面的分析, 可以确定三配流窗口轴向柱塞泵的配流盘结构, 对于上下死点过渡区域, 可按照普通两配流窗口轴向柱塞泵配的流盘结构设计方法进行设计, 此处运用了三角槽减振槽、预压缩角和阻尼孔相结合的综合减振结构; 对于配流窗口 B 和 T 之间的非死点过渡区域, 根据上面的分析, 确定在减小该处等效预压缩角的前提下, 采用三角槽减振槽和阻尼孔相结合的综合减振结构。配流盘通过定位销安装在新型柱塞泵的后盖上, 后盖也为三配流窗口结构, 油口 A、B 和 C 分别连通三个工作油口 A、B 和 T, 泵后盖上配流窗口角度范围要大于配流盘对应区域。图 3-16 为三配流窗口泵的配流盘结构图和实物照片如图, 图 3-17 为按配流需要设计的新型轴向柱塞泵后盖实物照片。

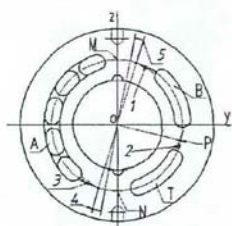
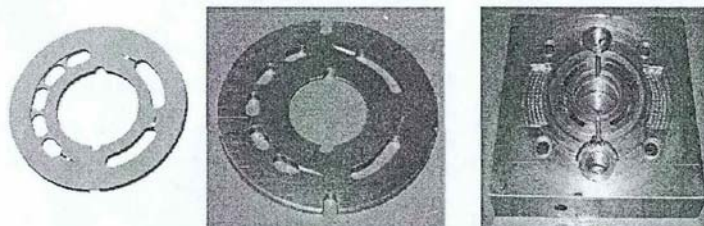


图 3-16 串联泵配流盘最终结构图



3-17 配流盘及泵实物照片

Fig3-16the final structure of the Series valve plate Fig3-17 the photo of the valve plate and the rear cover

图中 M-上死点位置 N-下死点位置 P-非死点过渡区 1,2,3-阻尼孔结构 4,5-预压缩角结构。

3.4.2 泵的缸体和样机结构

如图 3-18 所示的新型轴向柱塞泵缸体模型及加工出来的实物照片,缸体采用 9 个柱塞,结构与传统柱塞泵缸体结构一致,缸体配流面上的油槽口直径与配流盘上的腰形槽直径一致。通过缸体底部油槽口,实现柱塞与配流窗口 A、B、T 的独立连通。

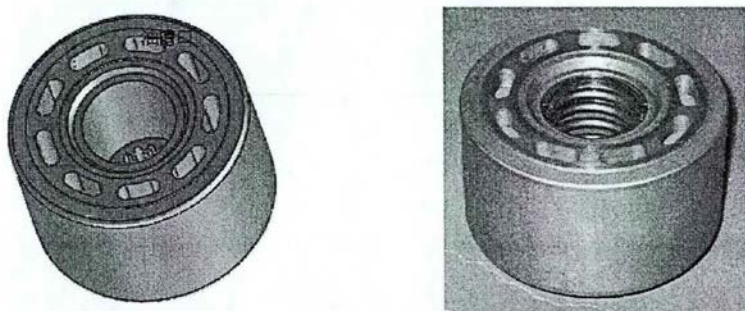
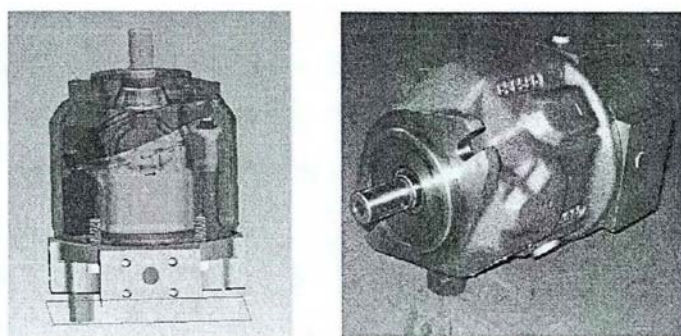


图 3-18 缸体三维设计模型及实物照片

Fig3-18 the 3d design model and the photos of the pump Cylinder

图 3-19 为各元件装配后所得的新型轴向柱塞泵整体装配透视模型和最终制造出的用于测试的非对称配流轴向柱塞泵样机照片。



a) 虚拟样机

b) 样机照片

a) the 3D pump virtual prototype

b) The prototype photos of the pump

图 3-19 泵三维透视模型及样机照片

Fig3-19 the 3d design model and the Prototype photos of the pump

3.5 试验验证

试验过程也是主要针对油口 B 加载进行,测出油口 B 的压力脉动特性,与仿真结果进行对比分析,从时域和频域两个方面进行验证。试验过程中泵为负向排油方向,图 3-20 为试验测试采用的系统原理。

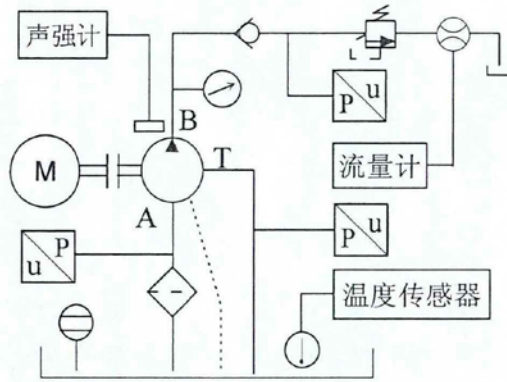


图 3-20 三配流窗口泵测试系统回路原理

Fig3-20 the test system loop of the three windows pump

泵的三个油口分别安装 3 个压力传感器，试验中要测试泵三个油口的压力、流量和噪声。在泵的油口 B 上设置一个先导式溢流阀加载，油口 T 直接回油箱。试验测试压力分别为空载、5 MPa、10 MPa、15 MPa 和 21 MPa 五个等级。压力脉动由压力传感器测量，流量由椭圆齿轮流量计测量，噪声由声强计测量。电动机功率为 55KW、IV 级，经过变频调速后，分别测量在 1500 rpm、1000 rpm 和 500 rpm 三个转速下泵的输出特性，图 3-21 是用于泵样机测试的试验台照片。

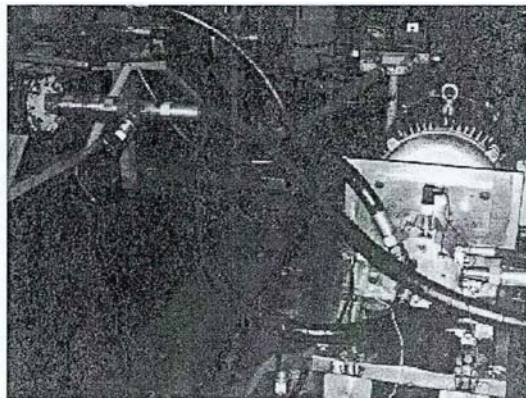


图 3-21 样机试验台照片

Fig3-21 the photos of the prototype test rig

3.5.1 时域分析

当泵的转速为 1500 rpm 时，样机油口 B 压力响应试验测试值与仿真结果对比如图 3-22 所示。

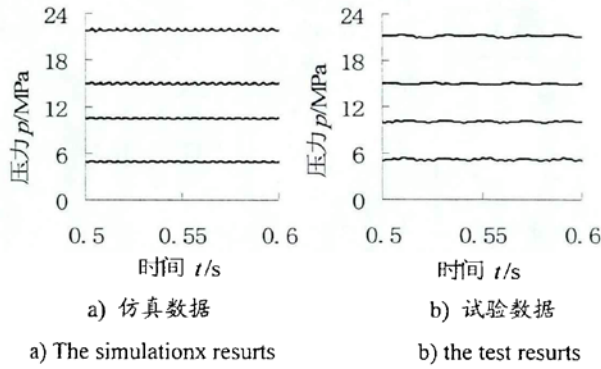


图 3-22 泵的 B 口压力对比

Fig3-22 the contrast of the pressure at port B

通过对比图 3-22 中两组测试与仿真结果可知, 泵的压力脉动随负载增大而增大, 仿真与试验测试结果变化趋势一致。当泵的转速为 1500 rpm 和 500 rpm 时也可以得到类似的结论, 图 3-23 是油口 B 不同负载下, 转速分别为 1500 rpm 和 500 rpm 时, 样机试验测试压力响应曲线。

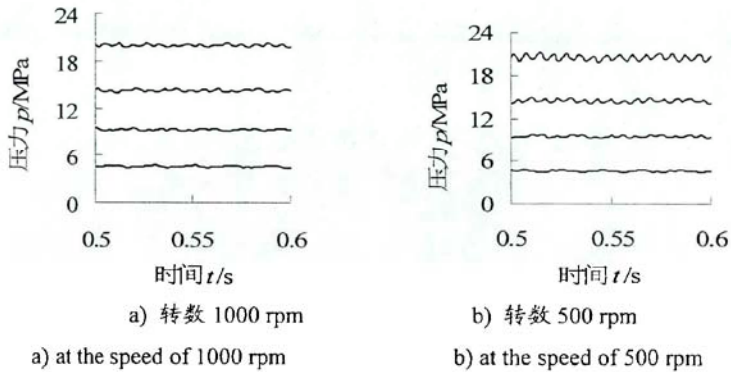


图 3-23 不同转速泵油口 B 试验测试压力响应

Fig3-23 the test pressure response of the port B at different speed

由图 3-22 中可以得出, 试验中油口 B 加载 5 MPa 压力时, 泵的压力脉动值约为 0.05 MPa; 当加载压力 21 MPa 时, 压力脉动约为 0.2 MPa。由图 3-23 和图图 3-22b)的对比可以看出, 在加载相同的情况下, 泵的转速越低, 压力脉动越大。

3.5.2 频域分析

对加载 5 MPa 泵油口 B 的压力响应曲线作傅里叶变换, 可得图 3-24 所示压力脉动频率谱对比曲线。

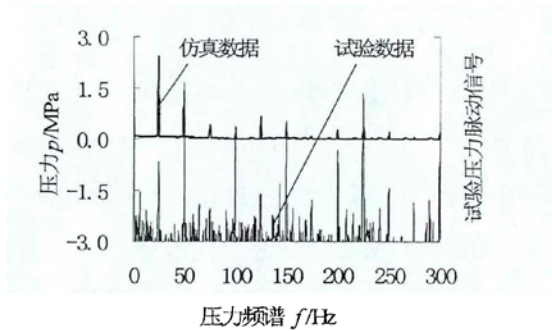


图 3-24 转数 1500 rpm 仿真与试验压力频谱对比

Fig3-24 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 1500 rpm

当泵转数为 1000 rpm 和 500 rpm 时，加载后测试的压力响应与转数为 1500 rpm 时类似，且泵的流量脉动频率与压力脉动频率一致。图 3-25 和图 3-26 是油口 B 加载 5 MPa 转数分别为 1000 rpm 和 500 rpm 时，油口 B 压力脉动频率的试验与仿真对比曲线。

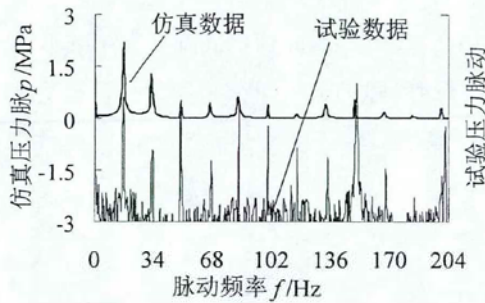


图 3-25 转数 1000 rpm 仿真与试验压力频谱对比

Fig3-25 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 1000 rpm

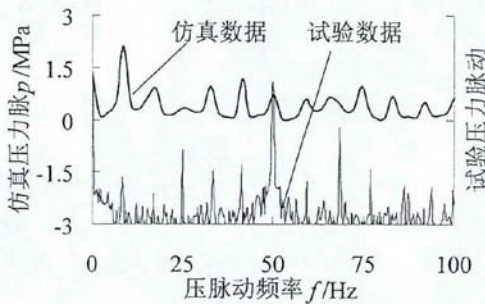


图 3-26 转数 500 rpm 仿真与试验压力频谱对比

Fig3-26 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 500 rpm

由上面的试验测量与仿真结果对比可以得出：

1、三配流窗口泵的脉动频率与加载压力幅值无关，只与泵的转数有关，泵的压力脉动幅值随负载的增大而增大；同等负载下，转数为 1000 rpm 时泵的压力脉动强度比

1500 rpm 时小。

2、从理论计算上看, 泵脉动基频为 $f=N/60$, 泵有 9 个柱塞, 则泵的脉动频率点应处于基频的整数倍频上。当泵转数为 1500 rpm 时, 泵的压力脉动基频为 25 Hz; 当转数为 1000 rpm 时, 泵的压力脉动基频约为 16.7 Hz; 当转数为 500 rpm 时, 泵的压力脉动基频约为 8.3 Hz。由试验测试结果可以看出, 不同转数下, 试验测试的泵压力脉动频率大约都对应于各自基频的倍频上, 试验过程变频调速的误差可能会引起稍微误差。试验结果与仿真运算结果和理论计算结果都相一致。

3.5.3 噪声特性分析

在测量泵的压力和流量的同时, 记录泵的噪声情况, 噪声测试按照液压泵的两种工况来进行。

第一种为“一进两出” 工况, 此时样机的油口 B 和油口 T 分别进行加载, 在转数为 1500rpm 和 1000rpm 下进行试验, 每组试验加载分三组进行, 第一组为油口 T 加载为 0 调节油口 B 的压力, 第二组为油口 B 加载为 210bar 不变调节油口 T 的压力; 第三组是油口 B 和油口 T 同时行加载, 加载量 $P_B=P_T$ 。测得泵的噪声特性如图 3-27 所示。

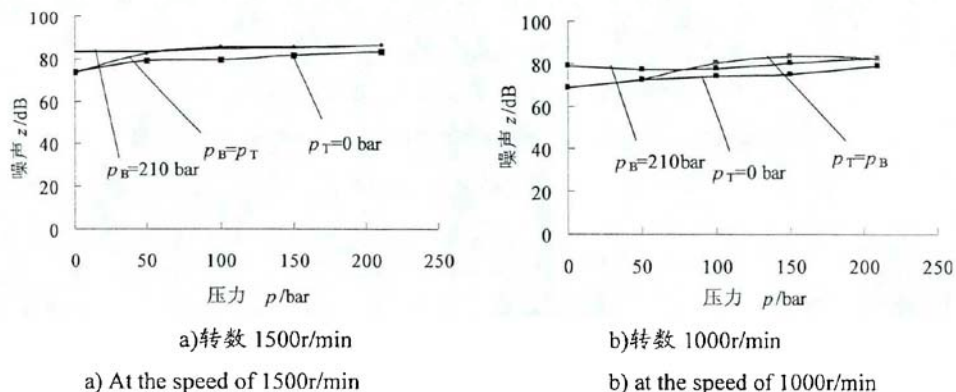


图 3-27 一进二出工况样机泵的噪声特性

Fig3-27 the noise characteristics of the Prototype pump at the "one in two out" working condition

由图 3-27 可以看出, 泵的噪声随加载量变化的特性与泵的转数无关, 不同转数下泵的噪声特性趋势相同; 一进两出工况下, 当油口 T 为空载时, 则泵的噪声级别随油口 B 压力的增大缓慢增大; 而当油口 B 压力设定为 21 MPa 不变时, 此时, 泵的噪声始终最大, 噪声级别也最高; 逐渐改变油口 T 的加载压力对泵的噪声影响不大; 当油口 A 和 B 的负载压力同时改变时, 泵的噪声级别随负载的增大而增大, 压力超过 5 MPa 后

基本不再增大，总体上，泵噪声受系统压力变化的影响不是很大。

新型三配流窗口轴向柱塞泵的第二种工况为“两进一出”，此时，油口 B 和油口 T 都接油箱，压力为 0bar，在不同转数下给油口 A 进行加载试验，测出油口 A 的噪声特性，如图 3-28 所示。

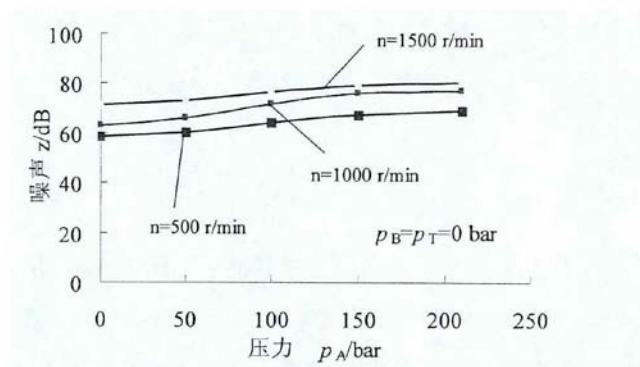


图 3-28 两进一出工况样机泵的噪声特性

Fig3-28 the noise characteristics of the Prototype pump at the “two in one out” working condition

由图 3-28 中的曲线可以看出，两进一出工况下，泵的噪声强度与泵的转数成正比，泵的转数越高，噪声走越高，随着转速的降低，泵的噪声明显减小；不同转数下泵的噪声强度与泵的加载压力有关，总的趋势是随压力的增大噪声也增大；泵在转速低时，噪声受压力的影响效果要大于高速工况，这也和压力脉动的测试结果相吻合。

3.6 结论

通过仿真计算研究及样机试验得出结论如下：

1) 仿真和试验结果验证了采用串联布置的三配流窗口控制轴向柱塞泵的可行性，三配流窗口轴向柱塞泵实现了一台泵两个工作油口流量不等的配流，从而可以实现用一台泵对差动缸进行直接闭式控制。

2) 三配流窗口柱塞泵三个配流窗口串联布置，由于受配流窗口 B 和 T 之间结构限制，泵的配流盘上无法采用对称布置的减振三角槽结构，无法采用变转速控制方式改变流量，因此只能用变排量控制的方法来改变泵的出口流量。

3) 两串联配流窗口之间的非死点过渡区域压力和流量脉动最严重，在减小该处的等效预压缩角前提下，运用过渡三角槽和在该过渡区域合适位置添加阻尼孔结构，并在泵的出口处运用软管，可以很好降低泵的压力脉动和流量脉动；使泵的压力和流量脉动幅度，达到与现有泵技术相当的程度。

4) 三配流窗口泵的脉动频率与加载大小无关, 只与泵的转数有关, 不同转数下, 对应的各自基频的倍频点都是压力脉动频率点; 相同转数下, 泵的压力脉动随负载增大而增大; 同等负载下, 泵的转数越低泵的出口压力脉动强度越大。

5) 油口 A 和油口 B 工作过程的压力脉动和噪声特性, 与目前广泛应用的恒压变量柱塞泵相当, 油口 T 的压力脉动明显增大, 但由于油口 T 始终与低压油路接通, 这种情况泵的压力脉动和噪声较小, 就如同两窗口配流的柱塞泵一样, 不会影响控制效果。

3.7 本章小节

本章节介绍了基于新配流原理的新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵的工作原理, 在仿真软件 SimulationX 中详细建立新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵仿真模型, 对液压泵的核心部件配流盘的结构做了详细的仿真研究, 从时域、频域和噪声三个方面进行分析, 综合运用过渡三角槽、预压缩角和阻尼孔结构的减振技术, 得出了比较合理的串联型三配流窗口泵的配流盘结构参数, 并制造了物理样机, 通过与样机泵的试验验证和对比分析, 使得样机泵的压力脉动幅度减小到现有泵相当的程度。为课题进一步的研究奠定了基础。

第四章 并联型双作用轴向柱塞泵特性研究

为解决泵直接控制差动缸回路中差动缸两腔流量不相等问题,上一章提出的新型三配流窗口轴向柱塞泵匹配差动缸的原理,已经很完善了,但不适合用于改变方向的变转速控制系统。为此,参照双作用叶片泵的原理,进一步提出具有四个独立配流窗口的新型双作用轴向柱塞泵结构,通过对四个配流窗口的组合,泵具有多种工作模式,其中一种工作模式,泵两个工作油口输出的流量不相等,可对差动缸两腔进行直接配流。双作用轴向柱塞泵配流窗口采用并联型结构,可以进行双方向转动,用途也更加广泛。

论文根据新配流原理,设计出并联型新型双作用轴向柱塞泵配流盘的具体结构,运用仿真软件 SimulationX 对双作用四配流窗口轴向柱塞泵进行详细建模仿真,并在不同工作模式下与样机进行试验对比,得出了比较合理的双作用四配流窗口轴向柱塞泵配流盘结构,使得样机的压力脉动效果达到与现有泵相当的水平。

4.1 双作用配流方案

4.1.1 双作用配流方案的提出

双作用轴向柱塞泵与双作用叶片泵都可以补偿差动缸两腔不对称流量,二者工作原理有些类似,但又有很大的不同。图 4-1 为运用双作用叶片泵补偿差动缸不对称流量的回路原理图。

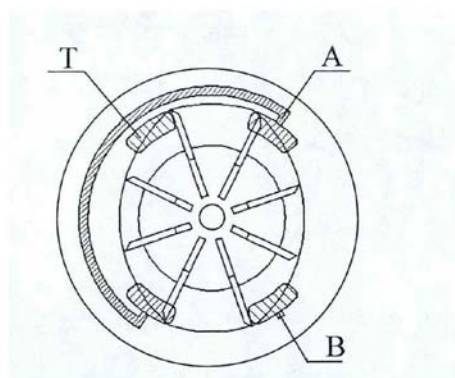


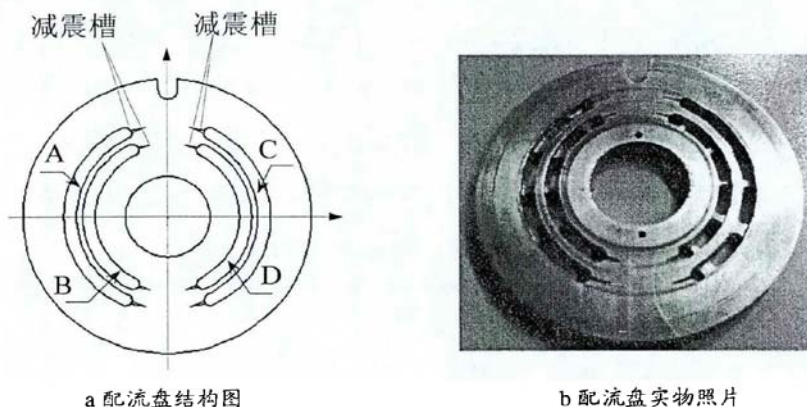
图 4-1 双作用叶片泵控制差动缸原理图

Fig 4-1 the double-acting vane pump controlled cylinder system

油口 A 连接到差动缸无杆腔,把另一个油口分为两个独立的油口 B 和 T,其中油口

B 连通差动缸有杆腔，油口 T 连通油箱，用配流窗口 A 和 B 基本可以补偿差动缸面积比，再通过调节叶片行程比实现差动缸面积比完全补偿。

新型双作用轴向柱塞泵与双作用叶片泵都可以补偿差动缸两腔不对称流量，二者工作原理有些类似，但又有很大的不同。新型双作用轴向柱塞泵的核心元件是泵的配流盘，用于隔离和分配吸排油液。双作用轴向柱塞泵配流盘结构如图 4-2 所示，四个配流窗口分别对应泵的四个油口 A、B、C 和 D，由于配流窗口 A 和 B、C 和 D 分别平行布置，称之为并联型双作用轴向柱塞泵。每个配流窗口两端都采用减振三角槽结构，使并联型双作用轴向柱塞泵具有双向转动的功能。



a) the structure of the plate valve

b) pump-control differential cylinder system

图 4-2 并联双作用轴向柱塞泵配流盘结构

Fig 4-2 the structure of the valve plate of the parallel double action axial piston pump

双作用轴向柱塞泵工作时，柱塞随缸体一起转动，每旋转一周，外圈柱塞依次通过配流窗口 A 和 C，内圈柱塞依次通过配流窗口 B 和 D，对应连通内圈和外圈配流窗口的柱塞分别独立工作。通过调整通过内外圈配流窗口连通的柱塞数量，就可以改变通过内外圈配流窗口的输入输出流量。在斜盘偏角的作用下，柱塞相对于缸体做周期性往复直线运动，实现柱塞的周期性吸排油。

4.1.2 双作用泵缸体及样机模型

并联型双作用轴向柱塞泵的设计思路是可行的，为了达到并联配流的目的，还必须对液压泵缸体结构进行相应修改，如图 4-3 所示。

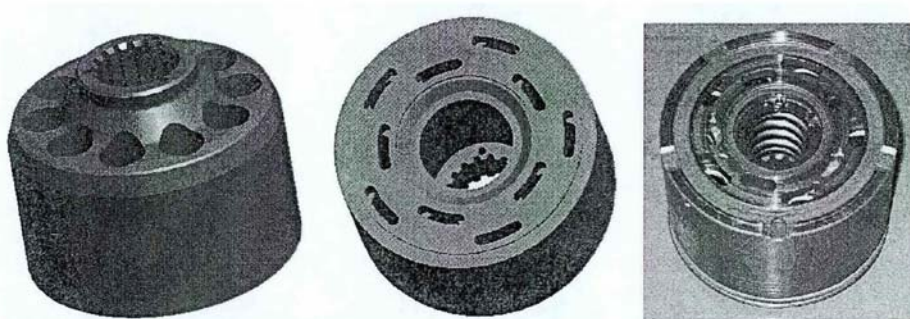
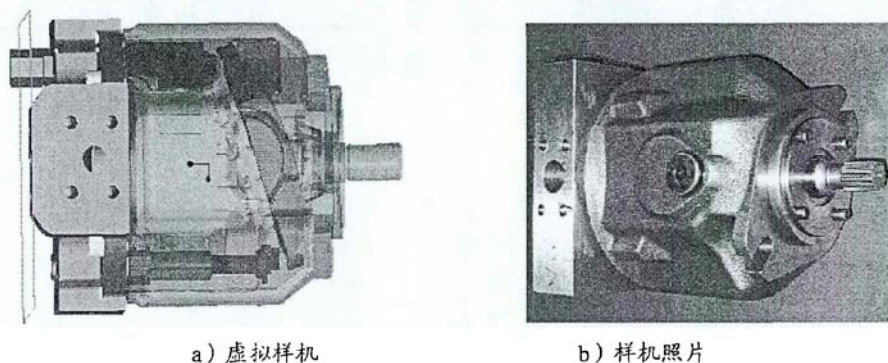


图 4-3 缸体三维模型及实物照片

Fig 4-3 the 3d design model and the photos of the pump Cylinder

为了平衡流量，双作用轴向柱塞泵采用 10 柱塞结构，每相邻的两柱塞之间相差相位为 36° 。柱塞每旋转一周，与配流窗口 B 和 C 连通的柱塞数量各为 5 个，为使液压泵缸体受力平均，每相邻两柱塞对应的缸体底部腰形结构交错排列。

根据并联型新配流原理，根据轴向柱塞泵各元件装配关系，最终所出新型双作用轴向柱塞泵整体装配透视模型，并以此为根据制造出可用于测试的泵样机，如图 4-4 所示。



a) 虚拟样机 b) 样机照片

a) the 3D pump virtual prototype b) The prototype photos of the pump

图 4-4 三配流窗口轴向柱塞泵装配透视图及样机照片

Fig 4-4 the 3d design model and the Prototype photos of the pump

4.2 应用前景

通过组合使用四个油口，并联型双作用轴向柱塞泵有四种工作模式。

第一种工作模式与普通两配流窗口泵一样，用于直接闭式控制对称执行器的回路，如对称双出杆缸和马达，如图 4-5 所示回路原理图，油口 A 和 B 相连通作为一个工作油口；油口 C 和 D 相连通作为另一个工作油口。

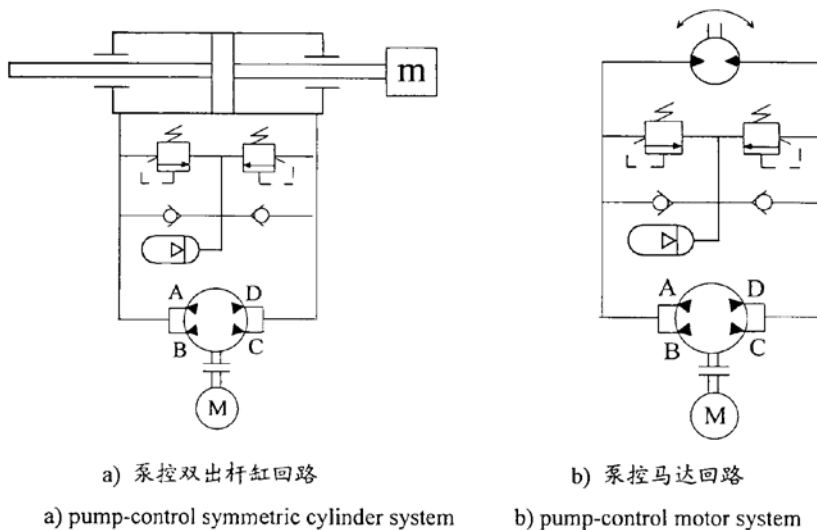


图 4-5 单泵闭式控制双对称执行器回路

Fig 4-5 one pump-control symmetric actuator system

第二种工作模式是，用单台液压泵直接闭式控制两个对称执行器，如对称双出杆缸和马达，如图 4-6 所示回路原理图。在这种回路中，单台液压泵相当于同轴驱动的两台液压泵，其中外圈的油口 A 和油口 C 组成一条回路；内圈的油口 B 和油口 D 组成另一条回路，实现同步控制。

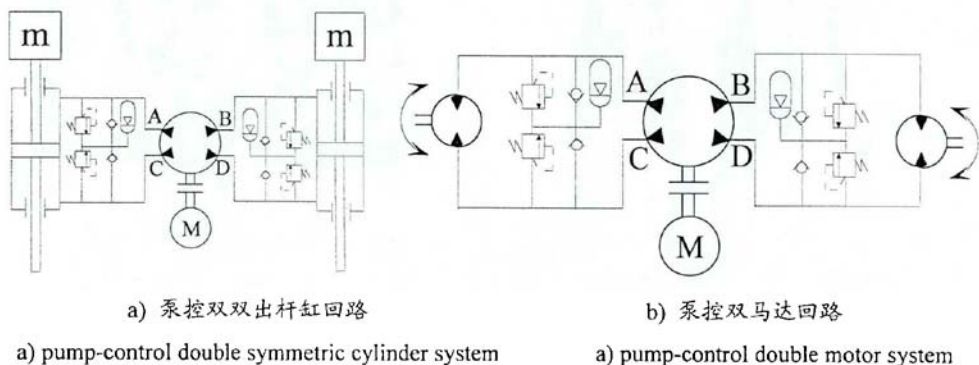


图 4-6 单泵闭式控制两个对称执行器回路

Fig 4-6 one pump-control double symmetric actuators system

第三种是用单台液压泵直接闭式控制差动缸回路，如图 4-7 所示。油口 A 和油口 B 接通起来做为一个工作油口，连接到差动缸无杆腔；油口 C 接通有杆腔，作为另一个工作油口。通过调整与外圈配流窗口连通的柱塞数量来补偿差动缸输入与输出流量的差异，从而实现一台泵两个油口的不相等流量配流；油口 D 用于平衡泵的总流量，同时将多余的高压油储存在液压蓄能器中，液压蓄能器通过单向阀对差动缸低压腔进行补油。

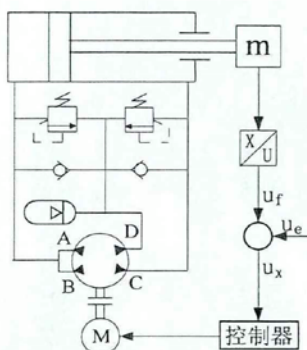


图 4-7 单泵直接闭式控制差动缸回路

Fig 4-7 one pump closed control the double differential cyinder system

第四种工作模式是用于开式回路中，单台泵充当双台液压泵使用，分别控制两条不同的液压回路，如图 4-8 所示单台液压泵控制两个差动缸回路原理图。其中油口 A 和 B 连接在一起作为吸油口，排油口 C 和 D 为两个工作油口各自输出流量，分别给两个不同的液压回路供油，互不影响。

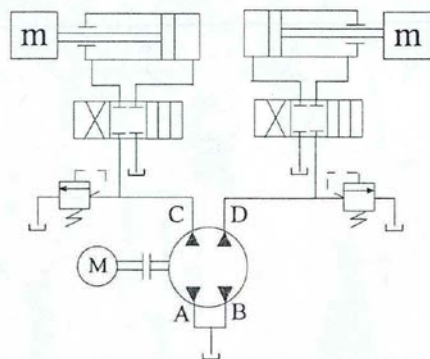


图 4-8 单泵开式控制双差动缸回路

Fig 4-8 one pump opened control the double differential cyinder system

由于在第一种和第二种工作模式中，泵的特性都相当于同轴驱动的两台普通柱塞泵，论文中主要讨论第三种工作模式和第四种工作模式下并联型双作用轴向柱塞泵的壓力流量特性。

4.3 双作用配流方案建模与仿真

4.3.1 单柱塞配流面积计算

随着液压泵缸体的转动，柱塞腔逐渐与配流盘上的配流窗口相连通，柱塞泵工作时

吸入和排出柱塞腔的油液流量公式为：

$$q_z = C_d A(\varphi) \sqrt{\frac{2|p_z - p_p|}{\rho}} \text{sign}(p_z - p_p) \quad (4-1)$$

式中, C_d —流量系数; φ —柱塞转过角度(rad); $A(\varphi)$ —配流面积; p_z —柱塞腔内压力;
 p_p —与柱塞连通的泵出油口压力

柱塞腔与配流盘配流窗口相重叠的部分即为单柱塞的配流面积。建立泵的模型时, 用控制可变节流阀阀口开启面积来模拟单柱塞的配流面积变化过程, 阀口开启面积用下面推导的面积公式来描述。

四个配流窗口左右对称, 配流面积计算方法相同, 且同侧的两个配流窗口只是所对应的分度圆半径大小不同; 窗口 A 与 B、窗口 C 与 D 同相位, 而窗口 A 相对窗口 C 相位相差为 π 弧度。单柱塞通过一个配流窗口的过程可分为七个阶段, 具体划分见图 4-9 中所示。

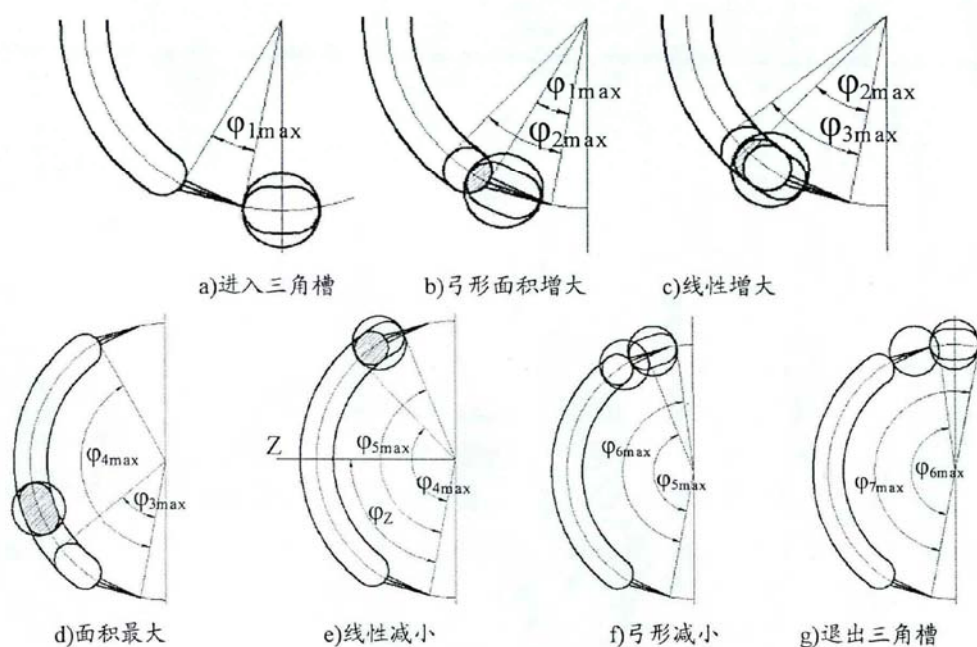
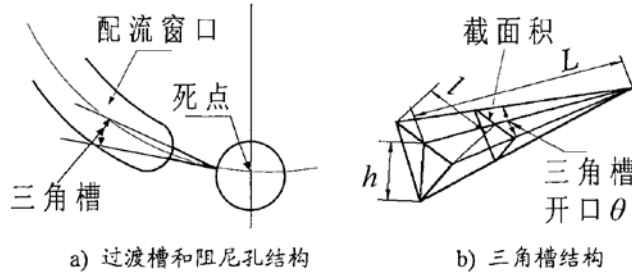


图 4-9 配流窗口过程划分

Fig 4-9 the divide of the flow procedure of the new plate valve

柱塞运动的分度圆半径为 R , 腰形槽半径为 r , 配流盘过渡三角槽结构如图 4-10 所示, 底边长 l , 最大截面上的高为 h , 长度为 L 。



a) The structure of transition groove, the precompression angle and the damping hole b) triangle groove

图 4-10 过渡槽和阻尼孔位置关系

Fig 4-10 the position relationship among the transition groove, precompression angle and damping hole

配流面积 $A(\varphi)$ 是关于柱塞转过角度 φ 的函数，具体配流面积公式和角度分布如下：

a) 缸体底部腰形槽与减振三角槽连通如图 4-9a 所示，配流面积为腰形槽与减振槽接触位置的横断面截面积，流面积 $A_1(\varphi)$ 为截面三角形面积(见 4-10)

$$A_1(\varphi) = R^2 \varphi_1^2 l h / L^2 \quad 0 \leq \varphi_1 < \varphi_{1\max} \quad (4-2)$$

b) 柱塞腰形槽开始与配流窗的半圆形节流边导通形成弓形的面积 SG1，参照 4-9b，配流面积 $A_2(\varphi)$ 为过渡三角槽最大截面积加上弓形的面积

$$\begin{aligned} A_2(\varphi) &= A_1(\varphi_{1\max}) + S_{G1} \\ &= A_1(\varphi_{1\max}) + 2(r^2 \cos^{-1}(1 - R_2(\varphi_2 - \varphi_{1\max})/(2r))) \\ &\quad - \sin \cos^{-1}(1 - R_2(\varphi_2 - \varphi_{1\max})/(2r)) \\ &\quad \times r(r - R_2(\varphi_2 - \varphi_{1\max})/2) \\ \varphi_{1\max} &\leq \varphi_2 < \varphi_{2\max} \end{aligned} \quad (4-3)$$

c) 柱塞腰形槽通过配流窗半圆形节流边进入线性增长区如图 4-9c 所示，形成新的弓形的面积 SG2，配流面积为 $A_3(\varphi)$ 为弓形的面积加上第二阶段配流面积 $A_2(\varphi)$ 的最大值。

$$\begin{aligned} A_3(\varphi) &= A_2(\varphi_{2\max}) + S_{G2} \\ &= A_2(\varphi_{2\max}) + 2rl = A_2(\varphi_{2\max}) + 2rR(\varphi_3 - \varphi_{2\max}) \\ \varphi_{2\max} &\leq \varphi_3 < \varphi_{3\max} \end{aligned} \quad (4-4)$$

d) 柱塞腰形槽完全进入配流窗如图 4-9d 所示，配流面积 $A_4(\varphi)$ 为第三阶段配流面积 $A_3(\varphi)$ 最大值。

$$\begin{aligned} A_4(\varphi) &= A_3(\varphi_{3\max}) = A_2(\varphi_{3\max}) + 2rR(\varphi_{3\max} - \varphi_{2\max}) \\ \varphi_{3\max} &\leq \varphi_4 < \varphi_{4\max} \end{aligned} \quad (4-5)$$

e) 柱塞腰形槽逐渐从配流窗半圆形节流边退出进入线性减小区如图 4-9e 所示，Z 是配流窗口的对称轴， $\varphi_Z = (\varphi_{1\max} + \varphi_{4\max})/2$ ，配流面积 $A_5(\varphi)$ 与第三阶段配流面积 $A_3(\varphi)$

关于 Z 对称, 由对称关系可计算得配流面积 $A_5(\varphi)$ 为

$$\begin{aligned} A_5(\varphi) &= A_3(2\varphi_z - \varphi_5) \\ &= A_2(\varphi_{2\max}) + 2rR(2\varphi_z - \varphi_5 - \varphi_{2\max}) \\ \varphi_{4\max} &\leq \varphi_5 < \varphi_{5\max} \end{aligned} \quad (4-6)$$

f) 柱塞腰形槽逐渐从配流窗半圆形节流边退出进入弓开形减小区如图 4-9f 所示, 配流面积 $A_6(\varphi)$ 与第二阶段配流面积 $A_2(\varphi)$ 关于对称轴 Z 对称, 由对称关系可计算得配流面积 $A_6(\varphi)$ 为

$$\begin{aligned} A_6(\varphi) &= A_2(2\varphi_z - \varphi_6) \\ &= 2(r^2 \cos^{-1}(1 - R_2(2\varphi_z - \varphi_6 - \varphi_{1\max})/(2r))) + \\ &\quad A_1(\varphi_{1\max}) - \text{sincos}^{-1}(1 - R_2(2\varphi_z - \varphi_6 - \varphi_{1\max})/(2r)) \\ &\quad \times r(r - R_2(2\varphi_z - \varphi_6 - \varphi_{1\max})/2) \\ \varphi_{5\max} &\leq \varphi_6 < \varphi_{6\max} \end{aligned} \quad (4-7)$$

g) 柱塞腰形槽逐渐从过渡三角槽节流边退出, 如图 4-9g 所示, 配流面积 $A_7(\varphi)$, 配流面积 $A_7(\varphi)$ 与第一阶段配流面积 $A_1(\varphi)$ 关于对称轴 Z 对称,

$$\begin{aligned} A_7(\varphi) &= A_1(2\varphi_z - \varphi_7) = R^2(2\varphi_z - \varphi_7)^2 lh / L^2 \\ \varphi_{6\max} &\leq \varphi_7 < \pi \end{aligned} \quad (4-8)$$

通过上面的公式计算所得配流盘四个窗口配流面积 $A(\varphi)$ 与缸体转角 φ 之间关系如图 4-11 所示。

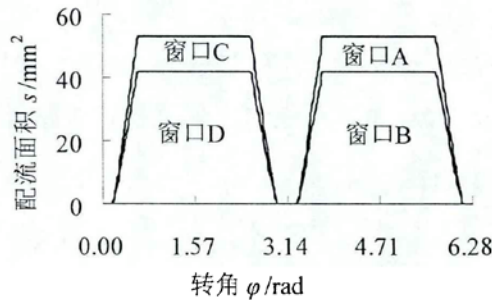


图 4-11 并联双作用轴向柱塞泵配流面积

Fig 4-11 the assignment area of parallel double action axial piston pump

柱塞周期性经过配流窗口 A 和 C 或者 B 和 D, 经过每个配流窗口的过程, 都可分为上面分析的七个阶段。柱塞经过三角槽结构时, 配流面积很小, 随着柱塞的转动, 柱塞逐渐进入弓形区域和面积线性增大区域, 配流面积达到最大后保持一定的角度, 再逐渐减小到零, 然后进入下一个配流窗口。同一时刻, 每一个柱塞只能与一个配流窗连通。

4.3.2 泵泄漏量计算

在柱塞泵内部的泄漏主要包括缸体和柱塞之间缝隙泄漏 q_{s1} ，滑靴和斜盘间容积损失 q_{s2} ，配流盘和缸体之间流量泄漏 q_{s3} 三部分，双作用轴向柱塞泵总的泄漏为 $q_l = q_{s1} + q_{s2} + q_{s3}$ ，会影响泵的配流过程。计算这三部分泄漏量的相关参数见表 4-1 所示。

表 4-1 泄漏计算相关参数

Table 4-1 the related parameters of the leakage calculation

参数	数值	参数	数值
柱塞直径 d	17mm	外圈配流口分布半径 R_1	31mm
斜盘偏角 α	15 度	内圈配流口分布半径 R_2	25mm
柱塞分布半径 R	28mm	柱塞与缸体间隙 δ_1	0.01mm
柱塞有效长度 l_l	22mm	滑靴与斜盘间隙 δ_2	0.01mm
三角槽开口 θ	13 度	配流盘与缸体间隙 δ_3	0.01mm
柱塞内节流孔直径 d_d	1mm	外圈内封油带内半径 R_{r1}	33mm
柱塞内节流孔长度 l_d	15mm	外圈内封油带外半径 R_{r2}	46mm
滑靴封油带内径 r_1	6mm	内圈外封油带内半径 R_{r3}	13mm
滑靴封油带外径 r_2	12mm	内圈外封油带外半径 R_{r4}	23mm

第一缸体和柱塞之间缝隙泄漏 q_{s1} ：由于缸体和柱塞之间是靠摩擦副相连接，在缸体转动时离心力的作用下，两者之间形成了偏心环缝隙，缝隙泄漏是在泵工作压力和环境压力之间的压差作用下产生，由环形缝隙流动可得泄漏量计算式为^[18]

$$q_{s1} = \frac{\pi d \delta_1^3 (1 + 1.5 \varepsilon^2) (p_z - p_p)}{12 \mu l_l} - \frac{\pi d \delta_1 v_p}{2} \quad (4-9)$$

第二滑靴和斜盘间容积损失 q_{s2} ：柱塞腔内的油液经柱塞中心孔和滑靴中心孔，从滑靴端面和斜盘间的平板缝隙向四周流出，滑靴端面和斜盘之间在形成静压支撑，两者之间的泄漏可看作平行平板缝隙流动，其泄漏流量为

$$q_{s2} = \frac{\pi d_d^4 \delta_2^3 (p_z - p_p)}{\mu [6 d_d^4 \ln(r_2 / r_1) + 128 l_d \delta_2^3]} \quad (4-10)$$

第三配流盘和缸体之间泄漏流量 q_{s3} ：缸体和配流盘之间是依靠摩擦副连接的，配流盘为平面配流型，配流盘和缸体间的泄漏可看作平板缝隙流动，从而在配流盘和缸体之间产生静压支撑作用，泄漏流量为

$$q_{s3} = \frac{\alpha_f \delta_3^3 (p_z - p_p)}{12\mu} \left[\frac{1}{\ln(R_{r2}/R_{r1})} + \frac{1}{\ln(R_{r4}/R_{r3})} \right] \quad (10)$$

表 4-2 泄漏计算相关参数

Table 4-2 the related parameters of the leakage calculation

参数	单位	参数	单位
柱塞外径 d	mm	油液动力粘度 μ	Ns/m
偏心率 ε	——	修正系数 α_f	——
柱塞与缸体的相对运动速度 v_p			m/s

4.3.3 单柱塞模型

根据以上的分析，可以搭建出完整的单柱塞模型以及封装模型如图 4-12 所示，并把上面分析所得的面积公式写入如 4-12 中面积模块中；四个可变节流阀模型代替四个配流窗口；图中复位模块用于实现柱塞绕传动轴周期性回转；用柱塞模型内部参数确定泄漏量 q_{s1} ；图中泄漏模块主要用于确定泄漏量 q_{s2} ；泄漏量 q_{s3} 用平板缝隙模型来确定。

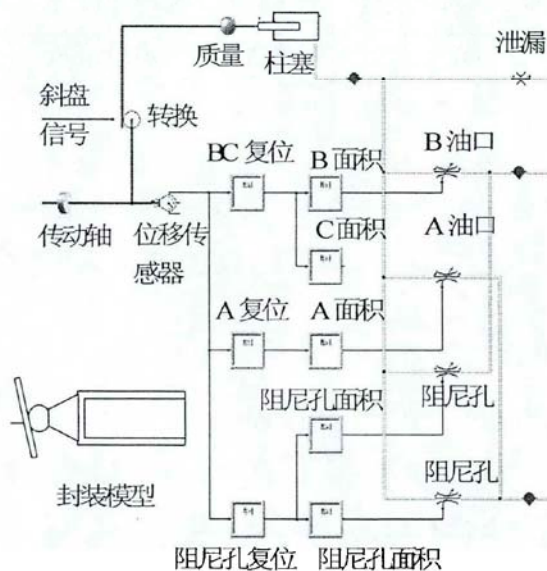


图 4-12 单柱塞模型及封装模型

Fig 4-12 the inner structure and the packing model of the single cylinder

用可变节流阀作为三个配流窗口模型，把推导好了的面积公式写入图 4-12 所示的面积计算模块，用复位模块实现柱塞绕传动轴周期性回转，用柱塞模型内部参数确定泄漏量 q_{s1} ，用泄漏模块确定泄漏量 q_{s2} 和泄漏量 q_{s3} 。串联式三配流窗口泵共有 10 个柱塞，

每相邻两柱塞之间相差 36° ，各柱塞各自独立工作互不影响。根据已得方案，按照相位差组合这 10 个柱塞，在仿真软件 Simulationx 中可建立完整双作用轴向柱塞泵模型。

4.4 泵压力流量特性研究

为了研究采用新配流原理后，并联型四配流窗口轴向柱塞泵的压力流量特性，在仿真软件 SimulationX 中建立完整双作用轴向柱塞泵的仿真模型之后，对并联型双作用轴向柱塞泵的第一种和第四种工作模式进行仿真计算。

规定泵油口 A 和油口 B 吸油，油口 C 和油口 D 排油为正向排油方向；A 和油口 B 排油，油口 C 和油口 D 吸油为反向排油方向，以下计算是在斜盘满偏角下状态下进行。

4.4.1 单作用泵模式

在泵直接闭式控制差动缸系统中，要满足两个要求，第一两个工作油口流量不相等，第二，不同负载下两个工作油口压力流量脉动稳定，柱塞腔内压力流量脉动小。泵直接闭式控制差动缸原理图参照图 4-13a，转数 1500 r/min 时泵各油口流量可见图 4-13b。

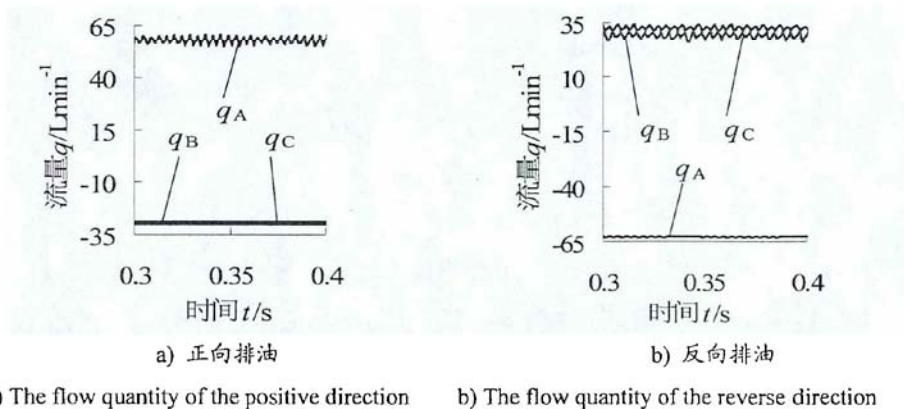


图 4-13 转数 1500r/min 泵各油口流量响应

Fig 4-13 the flow curve of port A, B and T at the speed of 1500r/min

图 4-13 的曲线可得，泵吸油时的流量脉动要比排油时的流量脉动要小；泵的两个有效工作油口 A 和 B 的流量不相等($q_A > q_B$)，满足一台泵两个工作油口不等油量配流的功能。当合理分配与配流窗口 B 和 C 的相连通的柱塞数量后，可以得到 q_A 与 q_B 的比值等于差动缸无杆腔面积与有杆腔面积的比值，从而实现用一台泵直接闭式控制差动缸回路的目标。

配流窗口 A 与普通的两配流窗口泵配流窗口一样, 因此主要对与差动缸有杆腔相连通的工作油口 B 进行仿真加载运算。油口 B 加不同负载时, 单个柱塞腔内压力流量响应可见图 4-14。

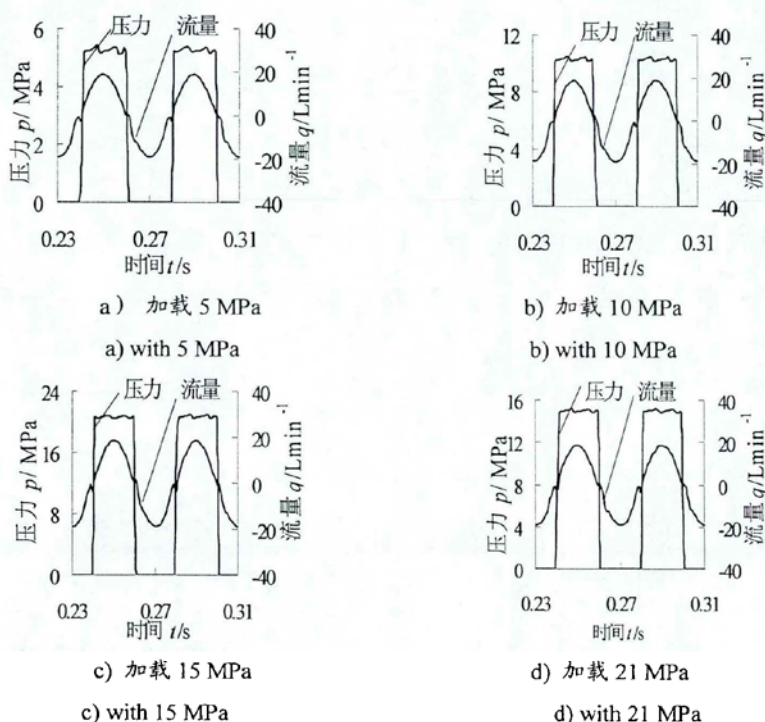


图 4-14 不同负载下单柱塞腔内压力流量响应

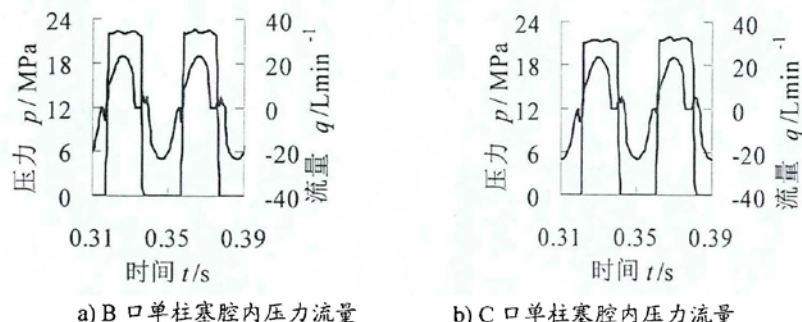
Fig 4-14 the flow and pressure simulation curve on the Different load pressure

由图 4-14 可得: 柱塞在通过配流窗口 B 的过程中, 柱塞腔内流量转换过程平稳; 在柱塞腔与配流窗口 B 接通瞬间柱塞腔内压力过渡平稳; 当柱塞腔与配流窗口完全接通后, 柱塞腔内的压力平稳。但高负载时的压力脉动比低负载时略大。总的来说, 泵直接闭式控制差动缸回路的仿真加载特性比较平稳, 泵的模型和配流盘结构合理。

4.4.2 双作用泵模式

一台液压泵作双泵使用的工作原理图参照图 3, 单泵当多泵使用要求是在满足系统最高压力的前提下, 两个工作油口各自的流量独立互不干涉, 且分别与配流窗口 B 和 C 相连通的柱塞腔内压力和流量响应平稳。此时泵在正向排油方向工作, 即液压泵的油口 A 吸油, 油口 B 和 C 排油。仿真计算时转速 1500 r/min, 分别给油口 B 和 C 进行加载, 仿真计算得分别通过配流窗口 B 和 C 的单个柱塞腔内压力和流量响应情况, 如图 4-15

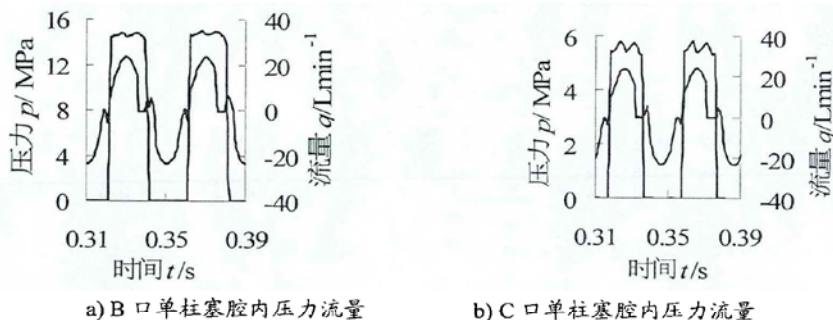
和图 4-16 所示。



a) The flow and pressure simulation curve at port B b) the flow and pressure simulation curve at port C

图 4-15 油口 B 和 C 都加载 21 MPa

Fig 4-15 the flow and pressure simulation curve at port B and C with 21 MPa



a) The flow and pressure simulation curve at port B b) the flow and pressure simulation curve at port C

图 4-16 油口 B 加载 15 MPa 油口 C 加载 5 MPa

Fig 4-16 the flow and pressure simulation curve at port B with 15 MPa and C with 5 MPa

由图 4-13 可得油口 B 和 C 的输出流量各自独立，且有 $q_B + q_C = q_A$ ；由图 4-15 和图 4-16 可以看出，泵的两个工作油口 B 和 C 各自可以独立进行加载，从而可以作用在两个不同的液压回路；由图 4-15 可得油口 B 和 C 都加载 21 MPa 时，柱塞腔内的压力流量稳定。

4.5 仿真与试验对比

从双作用四配流窗口轴向柱塞泵的两种工作模式方面分别进行试验，从时域和频域两个方面进行验证，测试泵的压力脉动及其频率，并与仿真结果对比分析，定量泵斜盘偏角为 18° ，通过改变伺服电机转向来实现泵的吸排油转换，图 4-17 为试验测试系统的原理图。

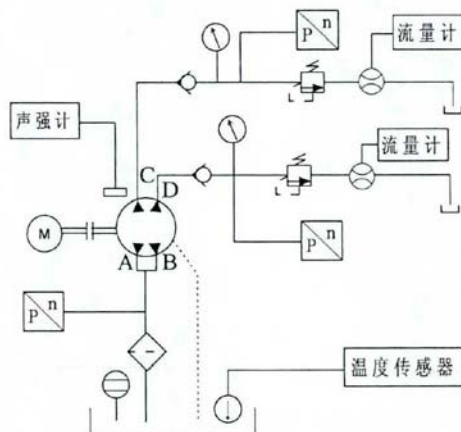


图 4-17 双作用轴向柱塞泵测试系统回路原理

Fig 4-17 the test system loop of the doubl acting three windows piston pump

试验中要测试泵四个油口的压力、流量和噪声。压力及压力脉动由压力传感器测量，流量由椭圆齿轮流量计测量，噪声由声强计测量。测试系统中，泵的各个油口分别一个压力传感器；在泵的油口 C 和 D 处分别设置一个先导式溢流阀，通过调定溢流阀压力实现加载，测试压力分别为空载、5 MPa、10 MPa、15 MPa 和 21 MPa 五个等级。油口 C 加压油口 A、B 和 C 直接回油箱时，模拟控制差动缸活塞杆收回工况；油口 C 和 D 都加压，模拟一台泵作为双泵使用。电动机功率为 55KW、IV 级，经过变频调速后，分别测量在 1500 rpm、1000 rpm 和 500 rpm 四个转速下泵的输出特性，图 4-18 是建立的用于泵样机测试的试验台照片。

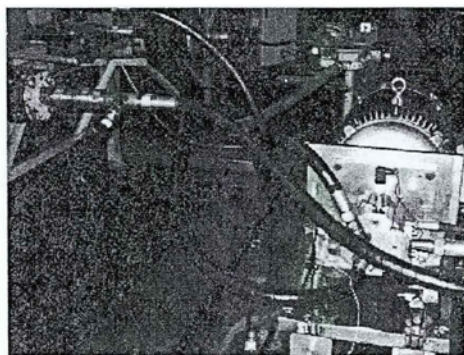


图 4-18 样机试验台照片

Fig 4-18 the photos of the prototype test rig

4.5.1 时域分析

a) 转数为 1500 rpm，样机油口 C 加不同负载，油口 C 为空载时，图 4-19 所示为试

验测试压力响应与仿真结果对比。

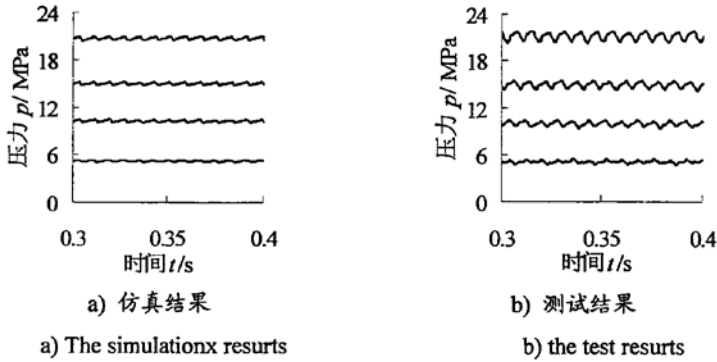


图 4-19 泵的 C 口压力仿真及试验曲线

Fig 4-19 the contrast of the pressure at port C

b) 转速为 1500 rpm，样机油口 C 和 D 同时加载时 ($p_C=p_D$)，图 4-20 和图 4-21 所示分别为油口 C 和油口 D 试验测试压力响应与仿真结果的对比。

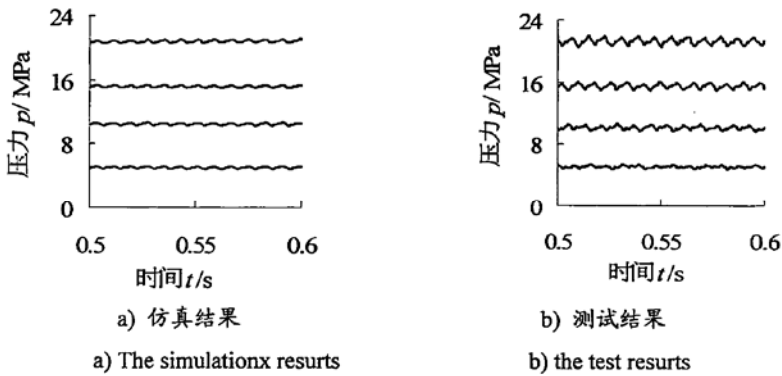


图 4-20 泵的 C 口压力仿真及试验曲线

Fig 4-20 the contrast of the pressure at port C

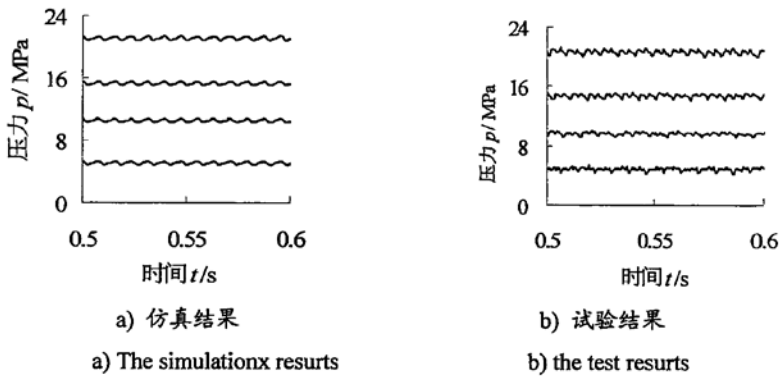


图 4-21 泵的 D 口压力仿真及试验曲线

Fig 4-21 the contrast of the pressure at port D

通过图 4-20 和图 4-21 中各自测试与仿真结果对比可知，泵的压力脉动随负载增大而增大，仿真与试验测试结果变化趋势一致；图 4-22 是油口 B 和 C 在不同负载下 ($p_A=p_B$)，转数分别为 1500 rpm 和 500 rpm 时，样机试验测试压力响应曲线。当泵的转数为 1500 rpm 和 500 rpm 时也可以得到类似的结论。

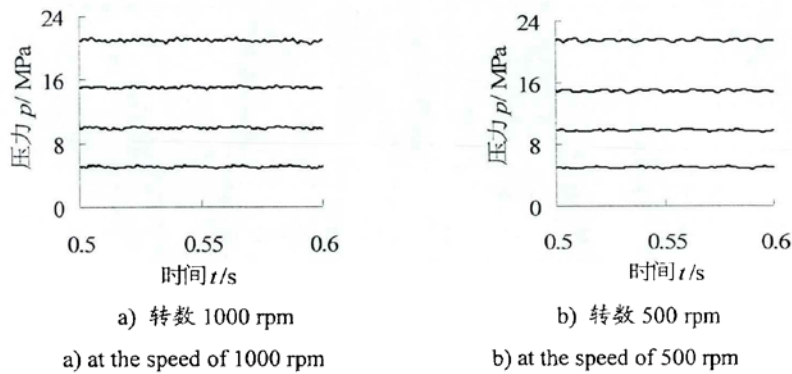


图 4-22 不同转数泵油口 B 试验测试压力响应

Fig 4-22 the test pressure response of the port B at different speed

由图 4-22 中可以得出，试验中油口 B 加载 5 MPa 压力时，泵的压力脉动值约为 0.05 MPa；当加载压力 21 MPa 时，压力脉动约为 0.2 MPa。由图 16 和图 13b 的对比可以看出，在加载相同的情况下，泵的转数越低，压力脉动越大。

4.5.2 频域分析

两进两出单作用模式下，泵不同转数油口 C 加载 5MPa，可得图 4-23 所示压力脉动频谱对比曲线。

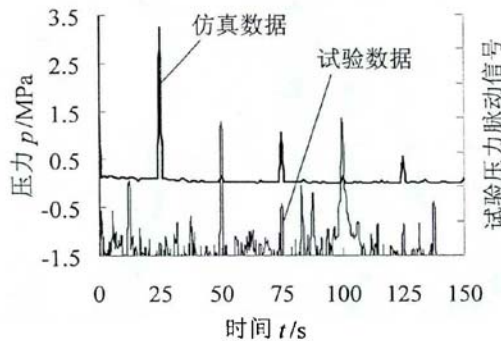


图 4-23 转数 1500 rpm 仿真与试验压力频谱曲线

Fig 4-23 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 1500 rpm

当泵转数为 1000 rpm 和 500 rpm 时，加载后测试的压力响应与转数为 1500 rpm 时

类似,且泵的流量脉动频率与压力脉动频率一致,图 4-24 和图 4-25 是油口 C 加载 5 MPa 转数分别为 500 rpm 和 1000 rpm 时,油口 B 压力脉动频率的试验与仿真对比曲线。

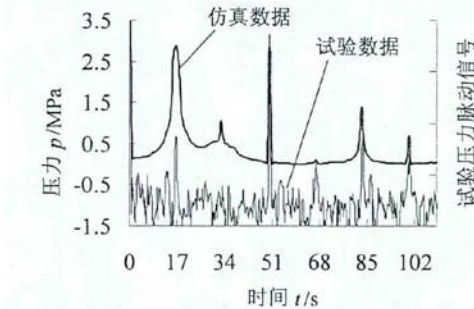
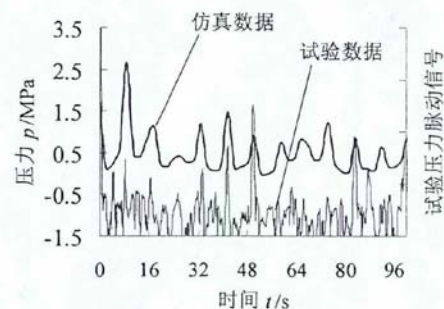


图 4-24 转数 500 rpm 仿真与试验压力频谱曲线图



4-25 转数 1000 rpm 仿真与试验压力频谱曲线

Fig 4-24 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 500 rpm

Fig 4-25 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 1000 rpm

泵在两进两出双作用模式下也可得到类似以上的结果。由上面的试验测量与仿真结果对比可以得出:三配流窗口泵的脉动频率与加载压力幅值无关,只与泵的转数有关,且泵不同转数下 50Hz 时压力脉动都很大,50Hz 为环境干扰脉动频率。

从理论计算上看,泵脉动基频 $f=N/60$, 泵有 10 个柱塞,则泵脉动频率点应处于基频的整数倍频上。当泵转数为 1500 rpm 时,泵压力脉动基频为 25 Hz; 转数为 1000 rpm 时,泵压力脉动基频约为 16.7 Hz; 转数为 500 rpm 时,泵压力脉动基频约为 8.3 Hz。由试验测试结果可以看出不同转数下,试验测试的泵压力脉动频率大约都对应于各自基频的倍频上,试验过程变频调速的误差可能会引起稍微误差,试验结果与仿真运算结果和理论计算都相一致。

4.5.3 泵噪声特性分析

在测量新型双作用泵出口压力的同时记录泵的噪声情况,泵的噪声级别测试是在两种工况下进行了,第一种为“一进两出”工况,其中包含两个部分:1)两个出口同时加载工况,用于模拟单台液压泵充当双泵使用;2)两个出口只有一个进行加载,用于模拟单台液压泵直接闭式控制差动缸回路,接差的缸的有杆腔;第二种为“两进一出”工况,用于模拟双作用泵充当变通对称泵使用或者用于闭式回路中接差动缸回路的无杆腔的工况。

第一种“一进两出”工况下,测得泵在不同转数下噪声情况如图 4-26 所示。

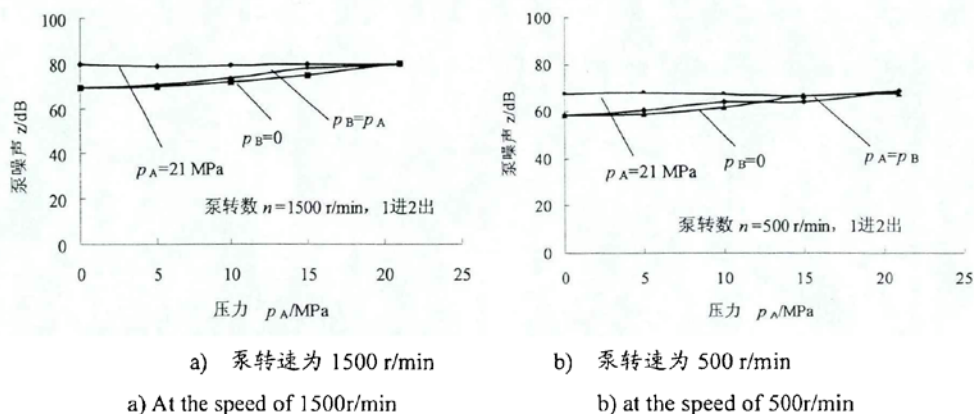


图 4-26 一进两出工况泵的噪声

Fig 4-26 the noise characteristics of the Prototype pump at the “one in two out” working condition

由图 4-26 可以看出, 在“一进两出”工况下, 只进行其中一个油口进行加载, 另一个压力值为空载时, 当泵的转数保持不变, 泵的噪声等级随加载口的压力的升高而增大, 当加载油口加载压力达到最高压力 21 MPa 不变时, 泵的噪声级会达到最高, 此时泵的噪声级不再受另一个油口加载量的影响; 当两个出油口同时进行加载试验时, 同时改变两个油口的加载压力, 泵的噪声级别随加载的增大而增大, 随加载的降低而降低; 由图 4-23 也可以得出, 双作用泵的噪声级与泵的转数有关, 泵的噪声级随泵转速的降低而明显减小, 当泵的转数从 1500 rpm 降低到 500 rpm 时, 泵的噪声值平均降低 10 dB。

第二种“两进一出”工况下, 测得泵在不同转数下噪声情况如图 4-27 所示。

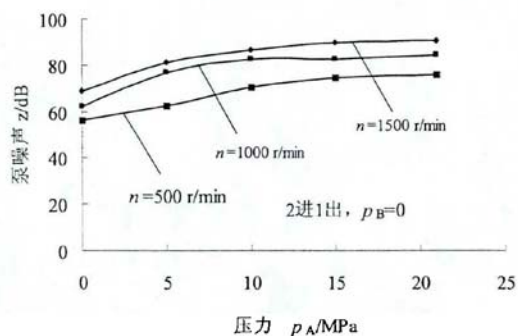


图 4-2 二进一出工况泵的噪声

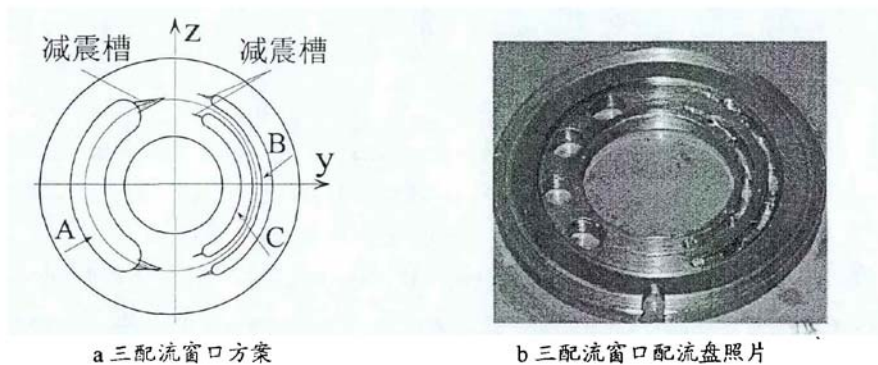
Fig 4-27 the noise characteristics of the Prototype pump at the “two in one out” working condition

由图 4-27 的曲线可以得出, 在二进一出工况下, 当泵的转数不变时, 泵的噪声级别总的趋势是随泵出口负载压力的增大而增大, 这与泵的压力脉动测试的结果相一至; 当泵的转数发生改变时, 泵的噪声级别随泵转速的降低而明显降低; 总的来说, 泵在“二

进一出”工况下的噪声级要大于“一进两出”工况下的噪声级，归结原因是与新型双作用轴向柱塞泵采用了偶数柱塞的结构有关。

4.6 两种双作用泵对比

根据第二章节中提到的新配流原理，并联型双作用泵也是三个配流窗口。其配流盘结构如图 4-28 所示。



a) the structure of the three ports plate valve b) three ports pump-control differential cylinder system

图 4-28 双作用轴向柱塞泵配流盘结构图与实物图

Figure 28 the structure of the valve plate of the parallel double action axial piston pump

三个配流窗口的双作用轴向柱塞泵与本章节前面分析的四个配流窗口的轴向柱塞泵相比较而言，两种双作用轴向柱塞泵都可以补偿差动缸两腔不对称流量，二者工作原理基本一致，但由于结构不同，应用范围有所不同。

4.6.1 回路控制原理

基于三个配流窗口双作用轴向柱塞泵可以搭建与四个配流窗口的轴向柱塞泵类似的回路方案，主要有三种工作形式，分别是用于单台对称轴向柱塞泵使用的“单作用”模式、用于单台液压泵作双泵使用的“一进两出”模式和用于输出不对称流量控制差动液压缸回路的“两进一出”模式。

第一种“单作用”工作模式用于闭式控制对称液压执行器如对称双出杆缸和马达，与普通两配流窗口泵一样，如图 4-29 所示回路原理图，三个配流窗口双作用柱塞泵的油口 B 和 C 相连通作为一个工作油口；油口 A 单独作为一个工作油口。

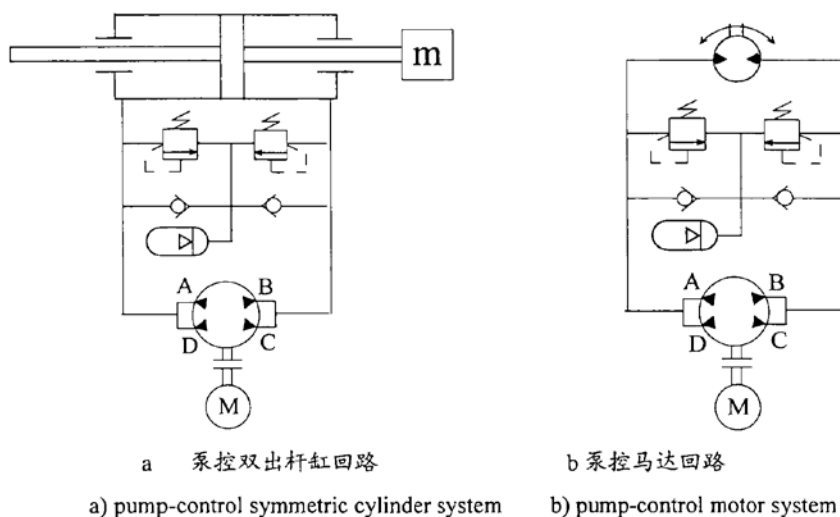


图 4-29 单泵闭式控制双对称执行器

Fig 4-29 one pump-control symmetric actuator system

第二种是“两进一出”工作模式，用于单台液压泵直接闭式控制差动缸回路，工作原理如图 4-30 所示。油口 A 和油口 D 连接在一起作为新工作油口 A，连接到差动缸无杆腔，油口 B 接差动缸有杆腔，油口 C 用于平衡泵的总流量，将多余高压油储存在液压蓄能器中，液压蓄能器通过单向阀对差动缸低压腔进行补油。

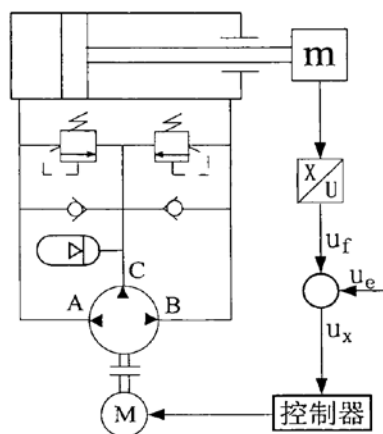


图 4-30 单泵直接闭式控制差动缸回路

Fig 4-30 one pump closed control the double differential cylinder system

第三种是“一进两出”工作模式，用于开式回路中作为双泵使用，分别控制两条不同的液压回路，如图 4-31 所示。其中油口 A 和 D 连接在一起作为吸油口 A，油口 B 和 C 作为两个工作油口，分别给两个不同的液压回路供油，互不影响。

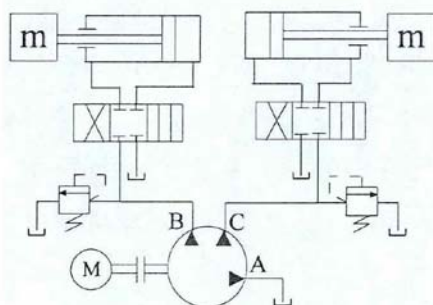


图 4-31 单泵控制双液压缸回路

Fig 4-31 one pump opened control the double differential cylinder system

4.6.2 试验对比分析

从理论分析上，三配流窗口双作用泵相当于四配流窗口双作用泵其中一侧的两个油口联通成一个总的油口，这并不响应泵在开式和闭式两种工作状态下的压力流量特性，但样机试验结果对比有很大的差别。论文主要针对二者共同回路方案中的“一进两出”和“两进一出”工作模式进行试验，测试泵各个工作油口的噪声、压力及其频谱。试验测试系统原理如图 4-17 所示。测试系统中，通过改变伺服电机转向来实现泵的吸排油转换，泵的各个油口分别装设一个压力传感器，在泵的油口 B 和 C 处分别设置一个先导式溢流阀，通过调定溢流阀压力实现加载。当油口 C 加压、油口 A 和 D 直接回油箱时，模拟控制差动缸活塞杆收回工况；当油口 C 和 B 都加压，模拟单泵作为双泵使用。

4.6.2.1 压力测试结果

a) 转数为 1500 r/min，油口 C 加不同负载，油口 D 为空载时，分别测试两台液压泵压力响应结果如图 4-32 中曲线所示。

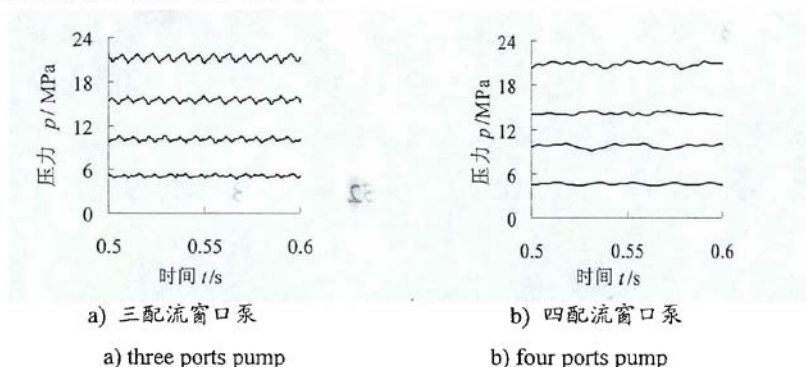


图 4-32 试验测试泵口 C 压力曲线

Fig 4-32 the contrast of the pressure at port C between three ports and four ports pump

由图 4-32 曲线可以看出, 仅油口 C 加载时, 两种双作用泵输出压力总体比较平稳, 但叠加有小幅度的脉动。在油口 C 加载量比较小时, 泵压力脉动比较小, 随负载的增大泵出口压力脉动相应增大, 但三配流窗口泵的压力脉动幅值要大于四配流窗口的情况。

b) 转速为 1500 r/min, 油口 C 和 D 同时加载相同压力, 试验分别测得压力响应曲线如图 4-33 所示。

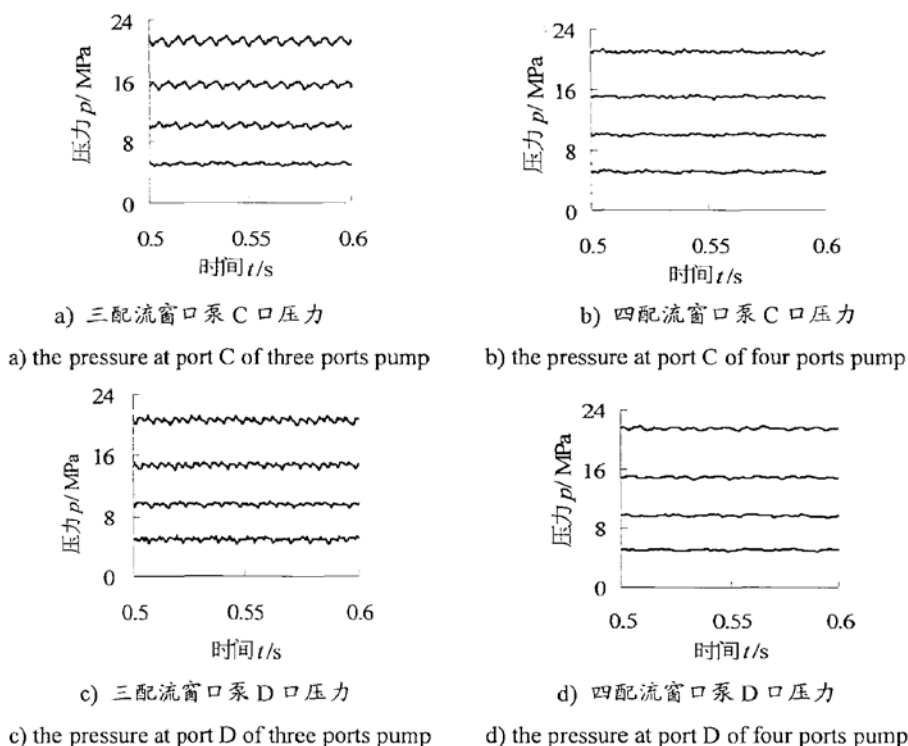


图 4-33 油口 C 和 D 试验压力测试曲线

Fig 4-33 the contrast of the pressure at port C and port D between three ports and four ports pump

由图 4-33 中曲线可以看出, 油口 C 和油口 D 同时加载时, 两台泵各自两出油口压力响应总体比较平稳, 但仍叠加有小幅度的压力波动。在加载量比较小时, 液压泵的压力脉动比较小, 压力脉动特性在随负载增大而增大, 但三配流窗口泵的压力脉动幅值仍然要大于四配流窗口的情况。通过对比图 4-32 和图 4-33 可以得到油口 D 口加载对油口 C 口的压力脉动没有影响。

4.6.2.2 压力频谱测试结果

为方便对比研究泵压力频谱特性, 调定泵转速为 1500r/min, 在仅油口 C 加载 21MPa

工作模式下进行试验测试，分别测得两台样机泵压力频谱特性曲线如图 4-31 所示。

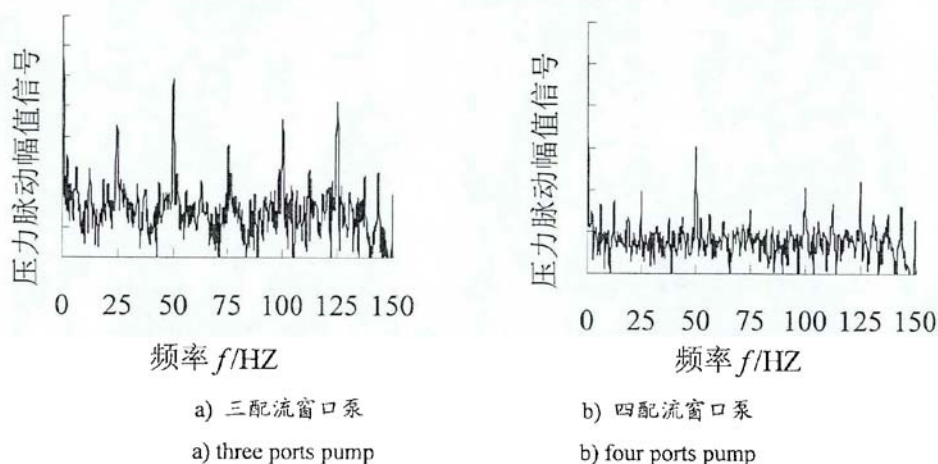


图 4-34 转数 1500 r/min 试验压力频谱曲线

Fig 4-34 the pressure spectrum contrast between Simulation and test at the speed of 1500 rpm

根据理论计算，泵单个柱塞的压力（流量）脉动频率就是泵每秒的转动圈数，泵有 10 个柱塞，当泵转数为 1500 r/min 时，泵压力脉动频率为 25 Hz；根据泵压力脉动函数，在泵压力脉动频率的整数倍频上都会产生大的脉动幅值，图 4-34 给出的试验测试结果也充分说明了这一规律，两台泵的压力脉动频率点基本一样，基本都是 25 Hz 的倍频，但幅值有较大差别，在施加同样载荷的情况下，三个配流窗口的双作用柱塞泵压力脉动幅值要远高于四个配流窗口的双作用泵。

通过对比分析图 4-34 时域压力脉动情况可以看出，频域图中幅值比较低的频段反应了时域响应中的小幅度脉动情况，三个配流窗口的双作用柱塞泵压力脉动情况要大于四个配流窗口的双作用泵，这与四个配流窗口双作用轴向柱塞泵同侧两配流窗口之间的隔离结构和对称结构有关系。另外受到交流电源供电噪声的影响，两台泵在 50 Hz 时脉动幅值都达到最大值。试验中还测试了两种泵转速分别为 1000 r/min 和 500 r/min 下的压力过程及频谱，泵的脉动规律与转速为 1500 r/min 时一致。

4.6.2.3 噪声测试结果

试验过程中在测量压力及其频谱的同时，采用声级计记录了不同转数下两台泵各自噪声情况。图 4-35 所示为记录泵转数分别为 1500 r/min 和 1000 r/min 下，泵出油口 D 空载，两种泵噪声随加载压力变化的曲线。

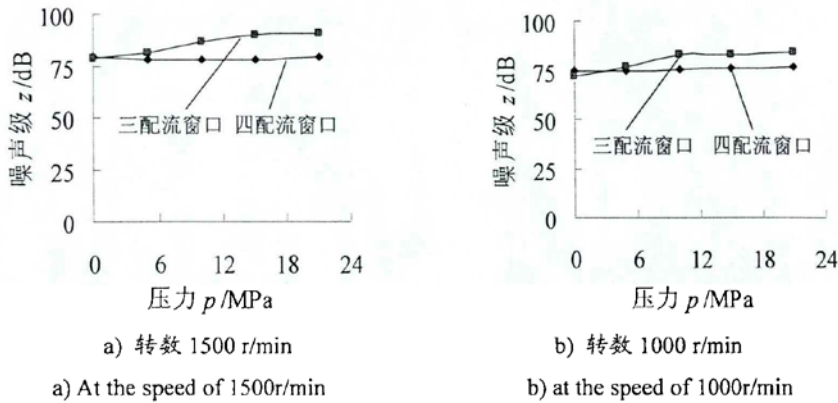


图 4-35 不同转数下泵噪声曲线

Fig 4-35 the noise characteristics of the Prototype pump at different speed

由图 4-35 可以看出, 不同转数下两台泵噪声都是随泵加载压力的升高而增大; 在相同转速下负载较小时两台泵噪声相差不大, 随着负载的增大, 四个配流窗口柱塞泵的噪声基本不变, 而三个配流窗口泵的噪声则增加了约 10dB, 噪声级高于四个配流窗口的泵, 这与前面测试的泵脉动特性相一致。对比分析图 4-32 和图 4-34 中时域和频域测试结果也可得出, 双作用轴向柱塞泵的压力和流量脉动是引起柱塞泵噪声的主要因素, 泵出口负载越大, 泵的压力脉动大, 同时噪声也越大, 而三个配流窗口泵的情况更加明显, 说明了对称结构的四个配流窗口的双作用柱塞泵更优于三个配流窗口的柱塞泵。

4.7 结论

通过仿真计算研究及样机试验得出结论如下:

1) 仿真和实验对比论证了并联型双作用轴向柱塞泵的实际可行性, 仿真和试验证实了双作用轴向柱塞泵的实际可行性, 双作用轴向柱塞泵两个工作油口流量不相等, 实现用一台液压泵直接闭式控制差动缸回路; 新型泵的配流盘卸荷槽为双向三角槽结构, 可以用伺服电动机驱动, 通过电机的正反转实现泵进出油口的转化, 操作方便。

2) 试验测试结果证实了的实际可行性, 双作用轴向柱塞泵既可以实现单泵做双泵用, 输出两个独立的流量以驱动两个不同的负载, 也可用于直接闭式控制差动缸回路, 从双作用泵的结构上考虑, 在闭式驱动差动缸回路时, 适应面积比为 2 比 1 的液压缸, 最为方便, 当面积比不为 2 比 1 时, 可以通过改变柱塞的直径或者其中一组柱塞的分度圆半径, 匹配差动缸的面积差。

3) 从时域、频域和噪声级三个方面都得出双作用轴向柱塞泵出口压力脉动随出油

口负载的增大而增大，总体压力响应性能稳定，可用于实际系统，同时三个方面都显示出具有对称结构的四个配流窗口的双作用轴向柱塞泵性能要优于三个配流窗口的双作用轴向柱塞泵。

4) 双作用轴向柱塞泵的脉动频率与加载大小无关，只与泵的转数有关，不同转数下，对应的各自基频的倍频点都是压力脉动频率点；相同转数下，压力脉动情况与泵的转数和外负载大小有关，泵的压力脉动随负载增大而增大；同等负载下，泵的转数越低泵的出口压力脉动强度越小。通过设计合理的配流盘结构和采取合适的降噪措施，可以很好降低泵的压力脉动和流量脉动，使泵的压力和流量脉动幅度，达到与现有泵技术相当的程度。

4.8 本章小结

本章节针对上一章节新型串联型轴向柱塞泵不能采用速度控制的缺陷，介绍了基于新配流原理的新型并联型双作用轴向柱塞泵的工作原理，进一步提出具有四个独立配流窗口的新型双作用轴向柱塞泵结构。论文运用仿真软件 SimulationX 对双作用轴向柱塞泵进行详细建模仿真，并在不同工作模式下与样机进行试验对比，通过时域、频域及泵的噪声级分析，得出了比较合理的双作用轴向柱塞泵配流盘结构，使得样机的压力脉动效果达到与现有泵相当的水平。

同时，本章节对两种双作用轴向柱塞泵从时域、频域和噪声级三个方面作了对比，得出两种双作用轴向柱塞泵出口压力脉动随出口负载的增大而增大，总体压力响应性能稳定，可用于实际系统。同时从三个方面都显示出具有对称结构的四个配流窗口的双作用轴向柱塞泵性能要优于三个配流窗口的双作用轴向柱塞泵。

并联型双作用轴向柱塞泵也具有串联型三配流窗口轴向柱塞泵一样的特性，可以直接闭式控制差动液压缸回路，并能采用速度控制的方案，合得其应用范围更加广泛，对进一步推动泵直接闭式控制系统提供了一定的理论支持。

第五章 泵控差动缸回路在小型挖掘机上的运用

5.1 阀控式小型液压挖掘机简介

阀控式液压挖掘机是利用液压驱动力，通过对多路阀的控制，来协调控制挖掘机动臂、斗杆和铲斗的三组差动液压缸、回转马达和行走马达，按要求动作进行挖掘工作的工程机械，广泛应运于土建土方、工程建设、采矿运输以及水利水电等施工过程中。小型挖掘机由于其体积小、运转灵活、机动性强、适用于多种工况等特点，适合城市和小规模建设的小城镇使用，近年来得到了比较长足的发展。越来越多的运用于植树造林、公路建设、市政建设等方面。

小型液压挖掘机整机主要由驱动装置、操纵机构、行走装置、回转装置、工作装置以用辅助装置等构成。一般情况下，挖掘机的回转动力部分、操纵装置和工作装置都装在回转平台上。各个部分组成如图 5-1 所示：

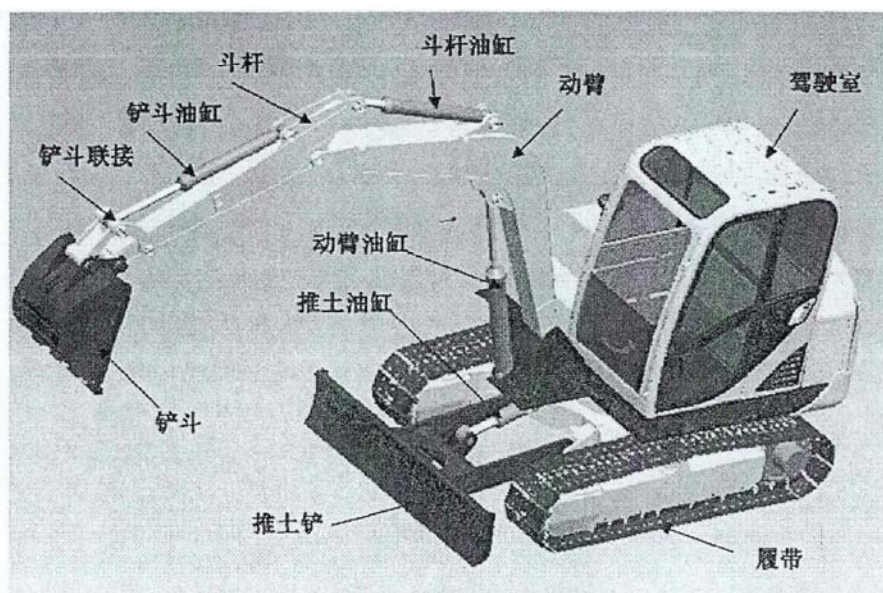


图 5-1 小型液压挖掘机主要部件

Figure 5-1 The main components of mini hydraulic excavators

如图 5-1 中所示，动臂、斗杆和铲斗构成小型液压挖掘机的主要工作部分。动臂的下侧与回转平台之间、动臂的上侧与斗杆的下侧之间、斗杆上侧与铲斗装置之间都是利

用销轴铰接相连。在挖掘机工作时，驾驶员通过操纵手柄和踏板，向挖掘机的工作装置发出控制信号，利用手柄的偏转角度控制液压先导压力的大小。

在实际工作环境中，挖掘机一个典型的工作过程是这样的：掘机到达指定挖掘位置之后，放下推土铲用于挖掘过程中支撑挖掘机；然后动臂下降，同时打开斗杆和铲斗，使铲斗打开角度与地面成一定的切入角；然后动臂和斗杆下降使铲斗的斗齿切入土中，同时动作动臂、斗杆和铲斗，使迎头铲斗装满物料；当铲斗装满物料后，动臂上升，同时斗杆有一定的伸出，同时转动回转平台使挖掘机到达卸载位置，此时铲斗打开，挖掘机卸载。然后收回斗杆和铲斗，回转回到初始位置，准备下一次的挖掘。

挖掘机挖掘运用有两种方式，一种是斗杆挖掘，另一种是铲斗挖掘。斗杆挖掘一般运用在重载工况下，而铲斗挖掘主要使用在轻载工况下。由于所施工地土壤硬度、挖掘面作业条件以及等施工的对象等不同，挖掘机的工作过程也不一定相同，要根据实际情况进行调整。

5.2 试验平台 YC60-7 小型挖掘机介绍

本课题的研究以广西玉柴公司的 YC60-7 型小型液压挖掘机为试验平台，整机重为 6 吨，斗容量为 0.2 立方米。玉柴 YC60-7 小型挖掘机的液压系统采用的是 LUDV(Load Independent Flow Distribution)系统，即与负载压力无关的流量分配系统，此系统的一个典型结构特点是无梭阀，压力补偿器无弹簧。

挖掘机采用的变量泵是力士乐公司的 A10VO63LRXDX 型恒功率轴向柱塞变量泵，泵的排量为 63cc/r，额定流量为 140L/min，额定压力是 25MPa，峰值压力是 31.5MPa。挖掘机系统中，变量泵的控制方式采用是压力流量和功率复合控制，当系统所需要的功率处于发动机最大输出功率以下时，采用负载敏感控制方式；当系统所需功率处于发动机的最大输出功率以上时，泵的特性曲线为恒功率曲线。

挖掘机采用的多路阀组是力士乐公司的 SX-12 型 LUDV 多路阀，共有 7 联，为电液比例控制，多路阀的通径是 12mm，额定流量为 120/min，最大工作压力是 25MPa，负载侧最大压力为 30MPa，单联工作换向阀额定流量为 70L/min。

挖掘机采用的回转马达是 KYB 公司的 MSG-27P-23E-11 型轴向柱塞定量马达，转速为 70rpm，工作流量为 44L/min，排量为 27.4cc/r，额定压力为 21.6MPa，最大力矩为 2040KN/m。

挖掘机采用的发动机是康明斯 B 系列小型柴油机，干重 236-251 公斤，额定转速是 2200r/min，额定功率是 45kW，排气量为 3.3 升，发动机的缸径为 95mm，冲程为 115mm，机油容量为 7.0 升。

5.3 阀控挖掘机虚拟样机的建立

5.3.1 挖掘机三维实体模型

5.3.1.1 挖掘机实体模型

为建立挖掘机三维实体模型，首先利用测绘仪器对试验平台玉柴 YC60-7 小型液压挖掘机各个主要结构部分进行详细的测绘，包括工作装置部分、行走装置部分和回转装置等。表 5-1 是工作部分液压缸的尺寸参数：

表 5-1 挖掘机油缸的主要参数 单位: mm
Chart 2-1 The main parameters of excavator's cylinder unit: mm

型号	名称	缸径	杆径	安装距	行程	销轴直径
YC60-7	动臂液压缸(mm)	100	55	1090	720	50
	斗杆液压缸(mm)	85	55	1125	760	50
	铲斗液压缸(mm)	80	50	975	620	50
	推土液压缸(mm)	110	65	545	150	50

根据所测绘的 YC60-7 小型液压挖掘机的结构尺寸，在三维绘图软件 Pro.E 中搭出各部分三维模型，由于挖掘机结构太多，模型也很多，论文主要研究对象是小型挖掘机的工作部分，因此只列出相关的部分，具体三维模型如下图所示。

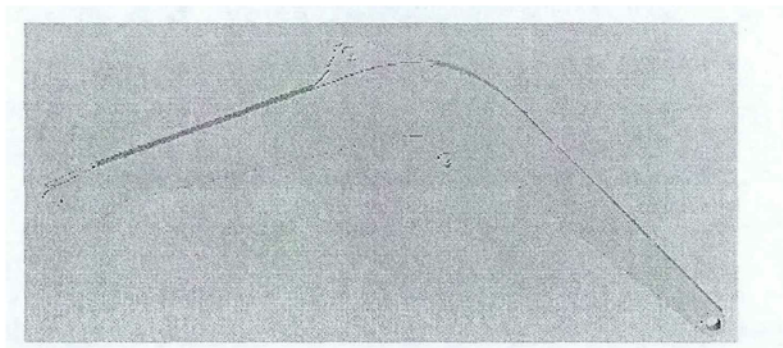


图 5-2 挖掘机动臂模型

Figure 5-2 Model of Hydraulic Excavators

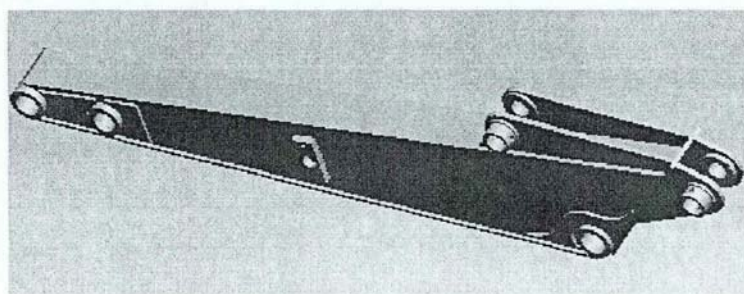


图 5-3 挖掘机斗杆模型

Figure 5-3 Model of Excavator Stick

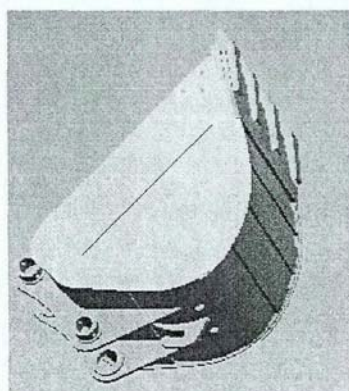


图 5-4 挖掘机铲斗模型

Figure 5-4 Model of Excavator Bucket

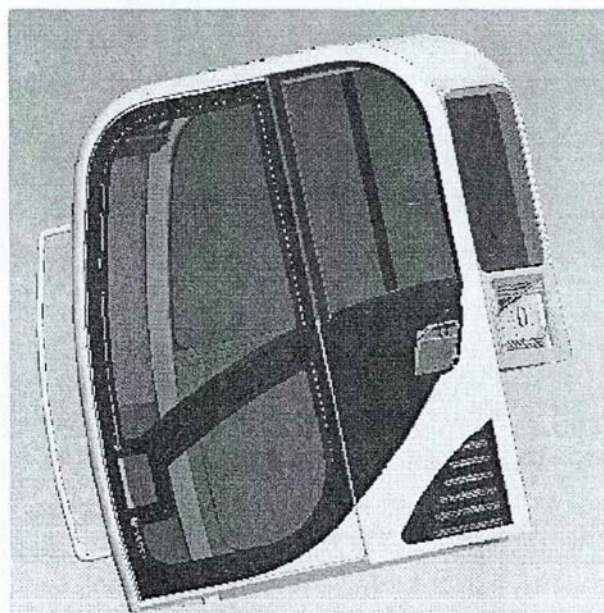


图 5-5 挖掘机驾驶室模型

Figure 5-5 excavator cab model

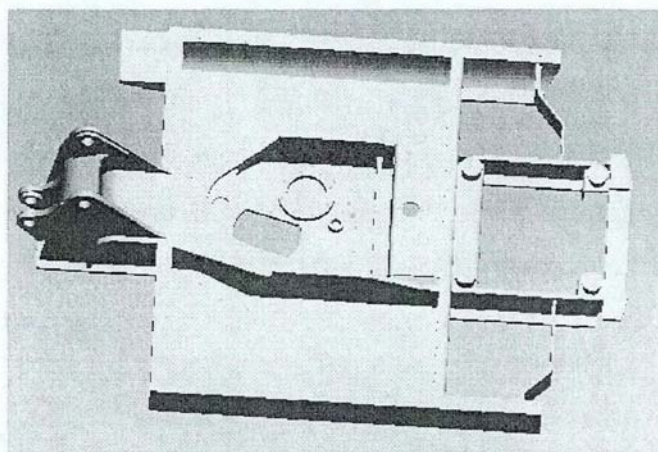


图 5-6 挖掘机回转平台模型

Figure 5-6 excavator slewing platform model

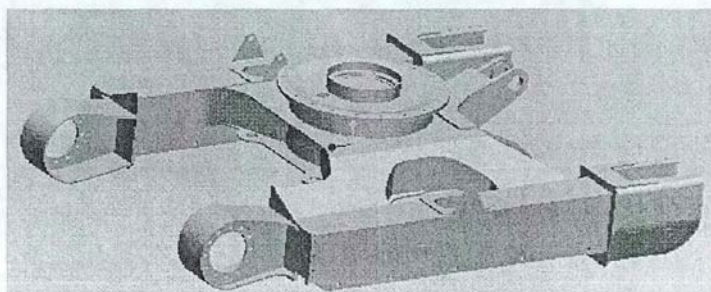


图 5-7 挖掘机车架模型

Figure 5-7 excavator frame model

在各个部件的三维模型建立完整之后,对挖掘机整机模型进行装配,具体装配方法可参照三维软件 Pro.E 相关介绍。小型挖掘机的三维实体模型见图 5-8 所示

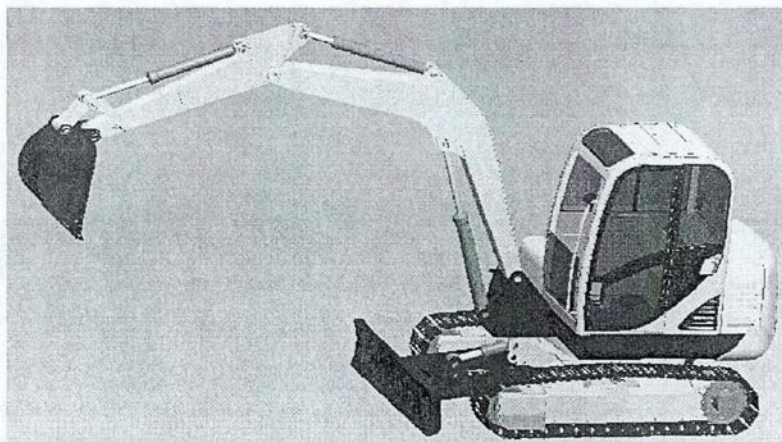


图 5-8 挖掘机装配模型

Figure 5-8 excavator assembly model

5.3.1.2 多路阀三维实体模型

玉柴 YC60-7 型小型挖掘机是阀控式液压挖掘机，所采用的核心阀块是力士乐公司 SX-12 型 LUDV 多路阀组，通径为 12mm，共有七联，分别用于控制动臂、斗杆、铲斗和推土铲四个差动缸、一个回转和两个行走马达。多路阀模型如图 5-9 所示，图中 1 为阀体，2 为负载保持阀，3 为阀芯，4 为压力补偿器，5 为二次安全阀。

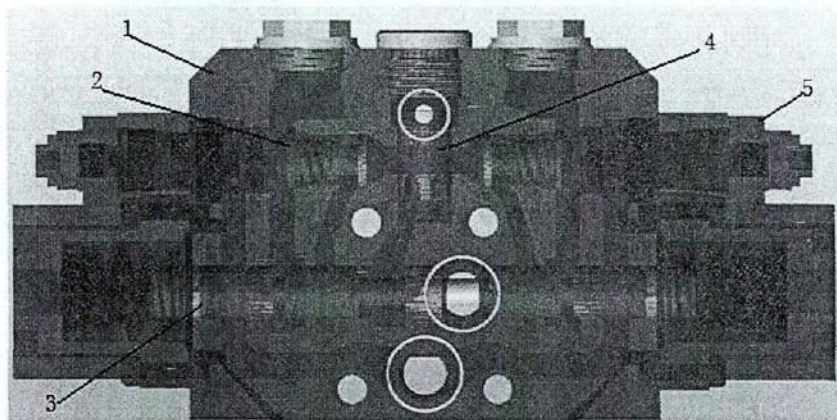


图 5-9 动臂、斗杆和铲斗多路阀三维模型

Figure 5-9 the 3-d model of boom, dipper stick and bucket control valve

多路阀组每一联结构基本相同，只是根据各联所控制对象的不同，相应的插装结构也有所不同。用于控制回转平台的多路阀上没有二次安全阀，同时控制液压马达的缓冲阀直接位于液压马达的上方，而没有在回转联多路阀上。回转联多路阀阀块三维结构模型如图 5-10 所示

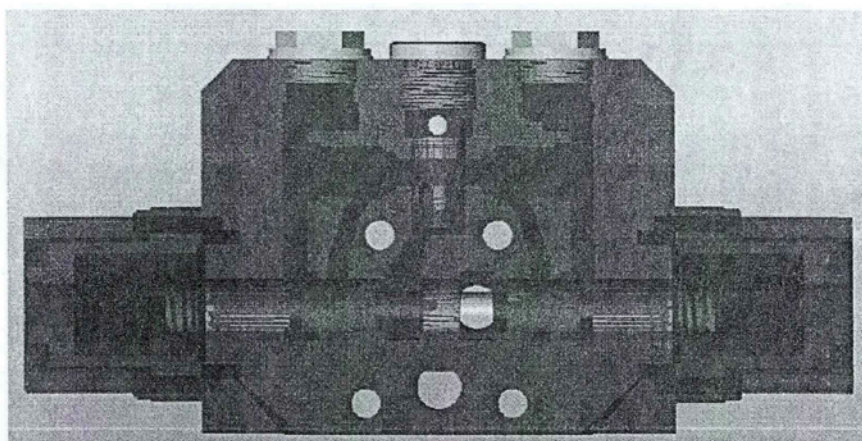
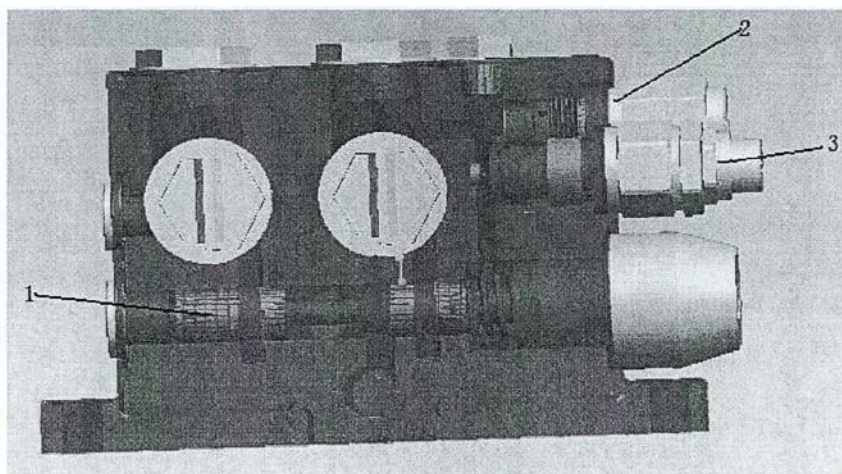


图 5-10 回转联三维模型

Figure 5-10 3-D model of rotary joint

多路阀组的第一联是进油联，进油联阀块上插装有冲洗阀，用于阀前清洗油液，避免固体颗粒和杂质进入而导致液压系统或元件损坏。多路阀块的最后一联是尾联，SX12的尾联上带一个附加进油口。进油联和尾联的三维模型分别如图 5-11 和图 5-12 所示：



1-单向顺序阀 2-冲洗阀 3-安全阀

图 5-11 阀座三维模型

Figure 5-11 3-D model of the valve seat

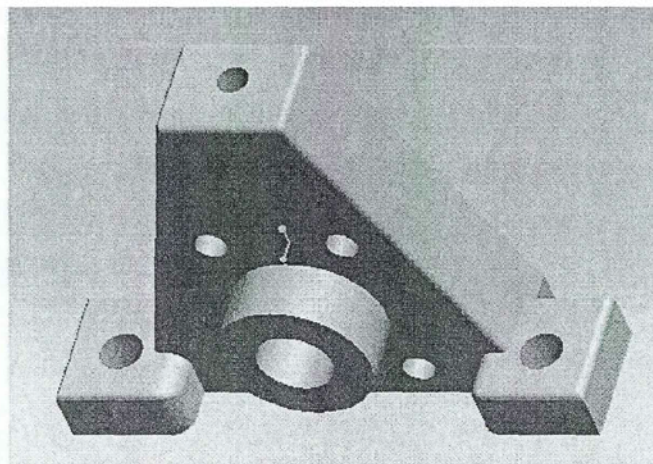
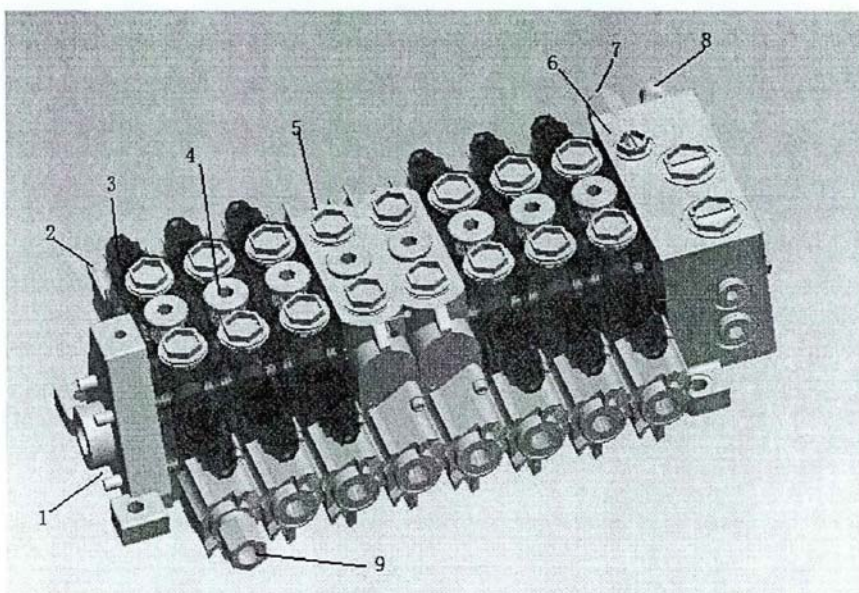


图 5-12 多路阀尾联三维模型

Figure 5-12 End joint three-dimensional model

多路阀阀中共有 10 块，其中第 5 联为备用联，其他阀块从右到左依次控制挖掘机的动臂、斗杆和铲斗差动缸回路、回转回路及推土铲和行走回路。当各功能部分对应的多路阀阀块三维模型建立完整之后，可以对各联模型进行装配，装配好的多路阀阀组模型如图 5-13 所示：



1-带进油口的盖板 2-阀芯弹簧复位的液压操纵盖 3-二次安全阀 4-可以更换不同压力补偿器的堵头
5-安全阀堵头 6-进油联 7-冲洗阀 8-LS 溢流阀 9-带行程限制的液压操纵盖

图 5-13 阀组装配模型

Figure 5-13 valve assembly model

5.3.2 阀控挖掘机液压系统模型建立

小型液压挖掘机三维模型建立好了之后，在多学科仿真软件 SimulationX 中搭建挖掘机各液压元件模型和挖掘机液压系统模型。并将三维模型导入 SimulationX，在 SimulationX 中进行挖掘机机械系统多体建模，与挖掘机液压系统模型关联起来，用液压系统驱动多体系统，在同一软件平台上同时进行仿真；完善挖掘机样机模型；最后，把挖掘机试验数据通过 SimulationX 外部数据接口导入已经完成的挖掘机样机模型，按实际工况进行挖掘机液压系统与机械多体系统联合分析。

5.3.2.1 三位六通阀液压元件模型

小型挖掘机上运用的 SX-12 型多路阀，是三位六通结构，通径为 12mm，进油联的额定流量为 120L/min，各工作换向联额定流量为 70L/min；泵侧的最高压力为 250bar，而负载一侧最高压力为 300bar。其典型结构和液压原理图如图 5-14 和图 5-15 所示。

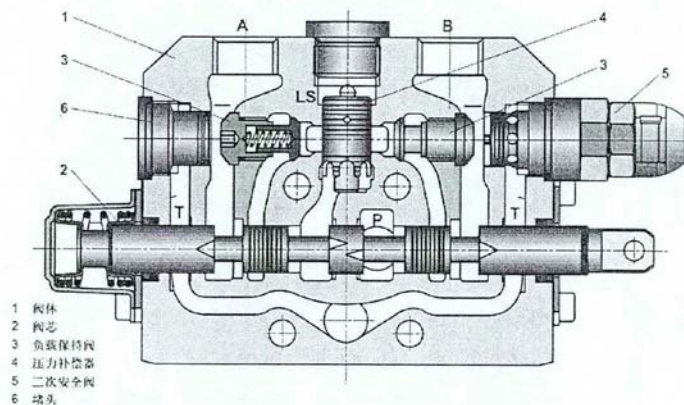


图 5-14 SX 系列多路阀结构示意图

Figure 5-14 SX series of multiple valve structure diagram

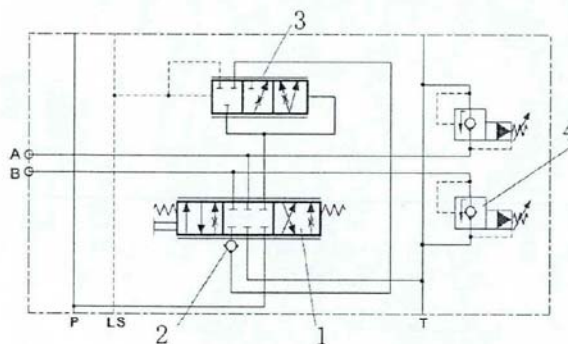


图 5-15 多路阀液压原理图

Figure 5-14 multi-way valve hydraulic schematic

根据多路阀的介绍，在仿真软件 SimulationX 中搭建多路阀的模型如图 5-16 所示。

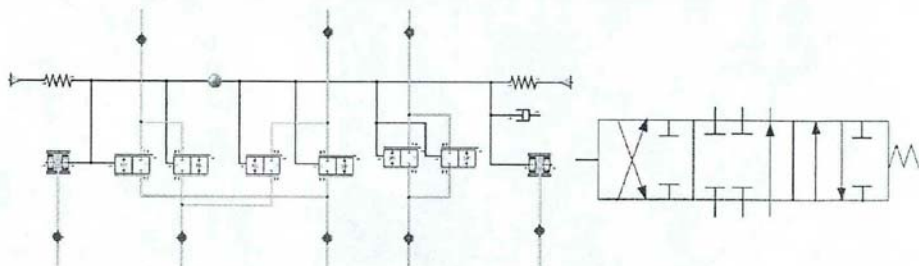


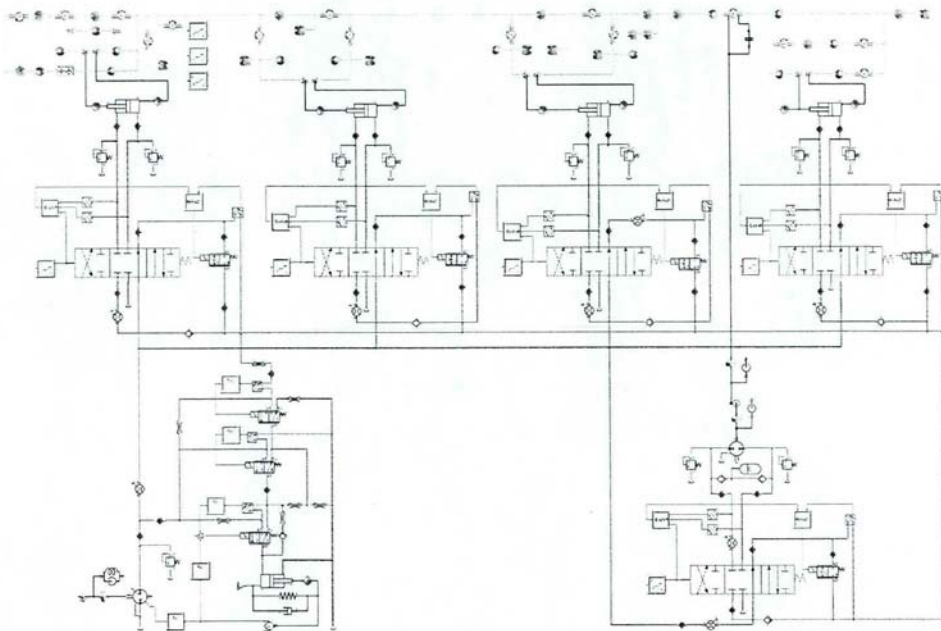
图 5-16 多路阀及封装模型

Figure 5-16 multi-way valve and its packaging model

5.3.2.2 挖掘机液压系统与多体动力学模型

用搭建好的三位六通阀对玉柴 YC60-7 型挖掘机液压系统进行建模，挖掘机液压系统原理图和多体动力学模型如图 5-17 和图 5-18 所示，原理图中包含了挖掘机的动臂、

斗杆、铲斗、推土以及回转液压回路。



- 1-变量泵 2-变量油缸 3-功率控制阀 4-压力控制阀 5-流量控制阀 6-三位六通控制阀 7-输入信号 8-安全阀 9-动臂油缸 10-速度传感器 11-负载力 12-斗杆油缸 13-压力补偿器 14-联合仿真模块 15-铲斗油缸 16-液压油 17-减速机构 18-回转马达 19-缓冲阀 20-回转联压力补偿器

图 5-17 液压系统仿真原理图

Figure 5-17 Simulation of hydraulic system schematic diagram

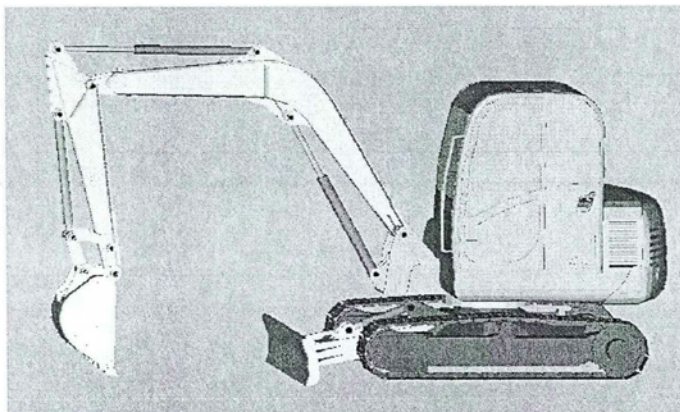


图 5-18 挖掘机多体动力学模型

Figure 5-18 Multibody dynamics model of the hydraulic excavator

5.4 挖掘机工作部分泵控系统的运用

在阀控小型挖掘机的液压系统与 3D 模型都搭建好以后，开始对原有的阀控液压系

统进行改造。论文针对小型液压挖掘机的工作部分液压回路，目标是把原有的阀控挖掘机大臂回路，用前面搭建好的新型液压泵直接控制差动缸回路进行改造。

小型液压挖掘机运用的发动机是康明斯 B 系列小型柴油机，以柴油机作为动力源的特点是虽然可以改变转数大小，但方向不可以控制，不能实现正反转的转换。因此此处的液压泵不能采用变转数控制回路，而应采用变排量控制回路。根据前后对两种新型液压泵的介绍可以得知，要在类似小型液压挖掘机这样的以柴油机用为动力源的工程机械上实现泵直接控制方案，因此应该采用新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵。

5.4.1 新型液压泵模型

根据第三章节介绍的新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵搭建方法，在仿真软件中搭建完整的串联型三配流窗口轴向柱塞泵模型，新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵液压控制模型、多体动力学模型及联合仿真工作平台如图 5-19 所示。

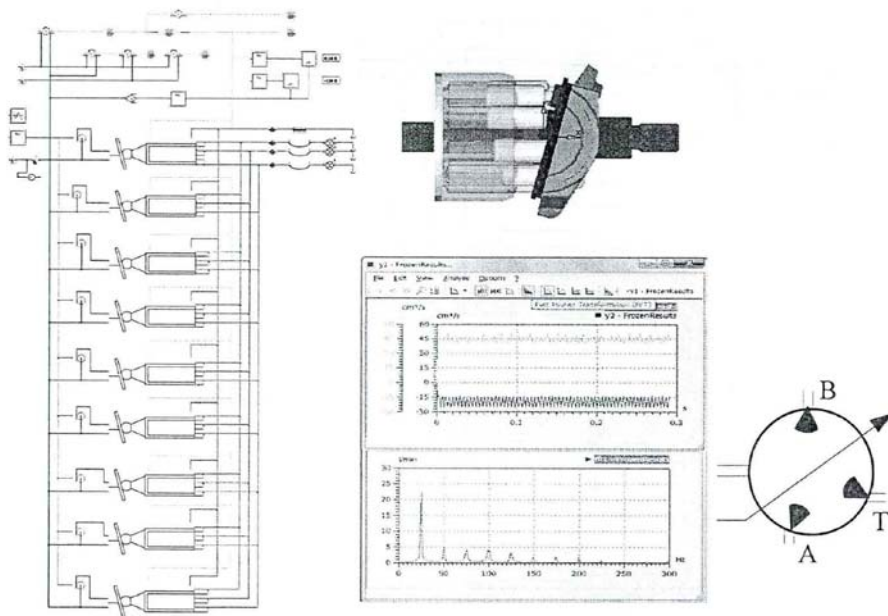


图 5-19 完整柱塞泵仿真模型及封装模型

Fig5-19 simulation model and packing model complete piston pump

5.4.2 泵直接控制差动缸回路模型

5.4.2.1 泵控差动缸回路原理图

新型压泵模型完成之后，可以运用到泵直接控制差动缸液压回路中，用新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵控制差动缸的回路原理如图 5-20 所示，图 5-21 为根据原理图在仿真软件 SimulationX 中搭建的的新型液压泵直接控制差动缸回路仿真系统图。

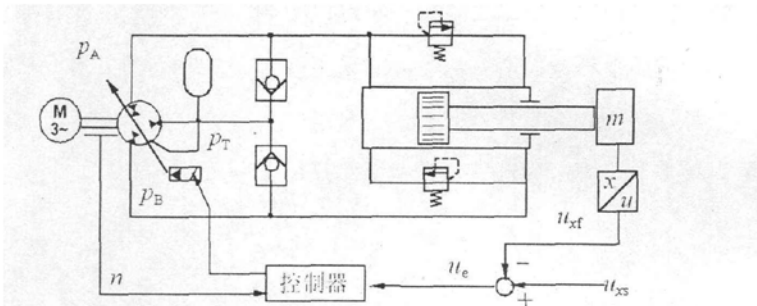


图 5-20 泵控差动液压传动控制回路原理

Fig 5-20 pump controlled differential cylinder system

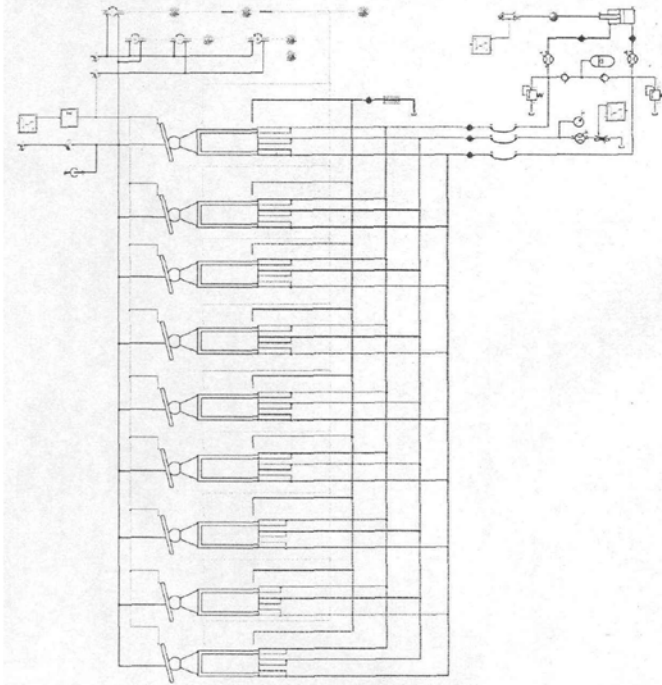


图 5-21 新型泵控制差动缸回路系统图

Fig 5-21 the new pump controlled differential cylinder system

在上述的泵控差动缸静液压传动控制回路的原理图和仿真系统图中，新型三配流窗口轴向柱塞泵油口 A、B 和 T，分别接通液压缸两腔，并用液压贮能器通过对三油口轴向柱塞变量泵变量机构的控制实现进出油口的转换，从而实现差动缸的提升和下降。

5.4.2.2 空载工况下泵控差动缸特性

根据泵控差动缸回路的系统原理图，在仿真软件中搭建好回路后，空载工况下进行仿真运算，得出泵控差动缸回路性能特性结果如下图所示。

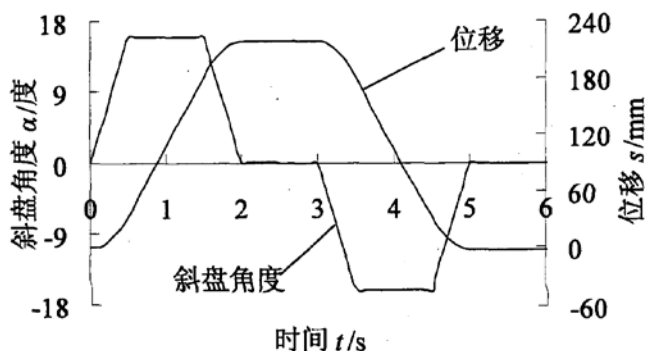


图 5-22 差动缸位移对泵斜盘角度响应

Fig 5-22 Differential cylinder displacement response to the angle of the pump swashplate

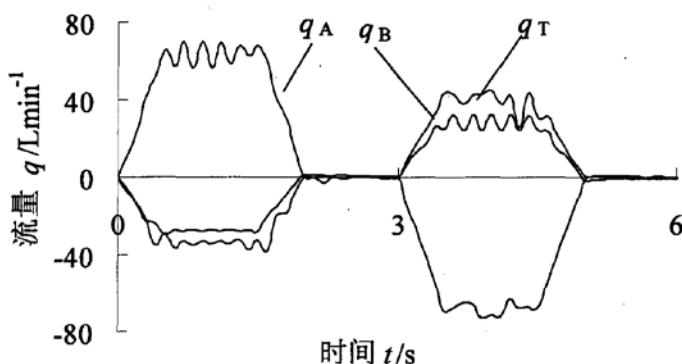


图 5-23 泵出油口流量特性

Fig 5-23 the pump outlet flow characteristics

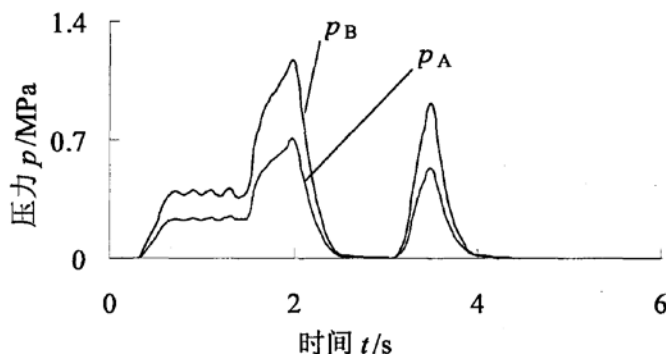


图 5-24 差动缸两腔压力特性

Fig 5-24 the two cavities pressure characteristics of the differential cylinder system

5.4.2.3 加载工况下泵控差动缸特性

给差动缸上加载 2kN 后, 对差动缸进行控制, 测量加载状态下泵直接控制差动液压缸回路的各项性能, 回路性能特性结果如下图所示。

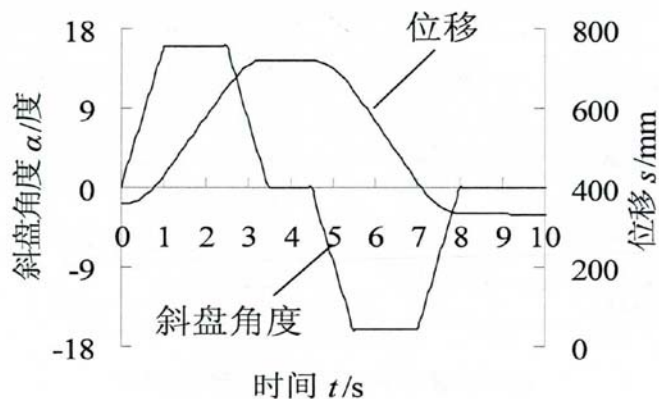


图 5-25 差动缸位移对泵斜盘角度响应

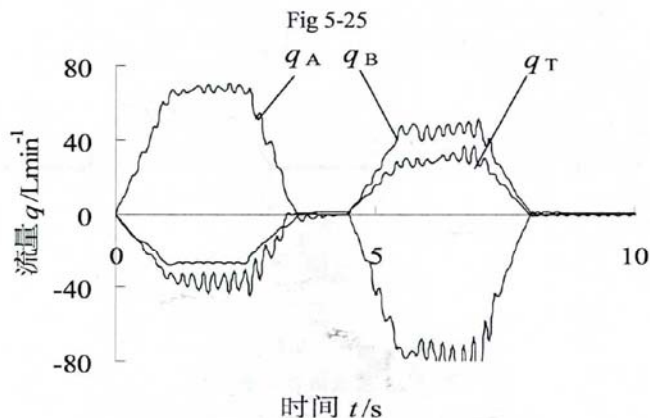
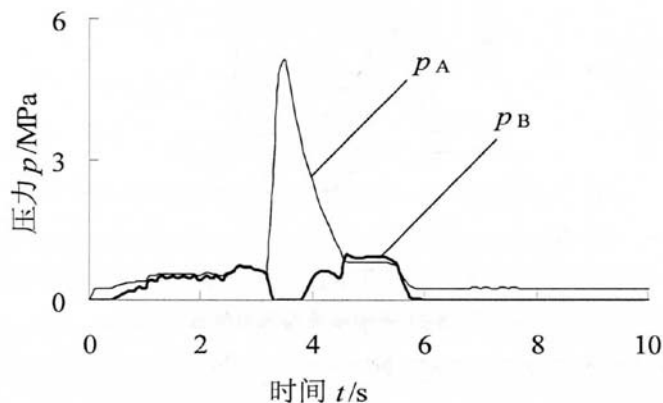


图 5-26 泵出油口流量特性

Fig 5-26 the pump outlet flow characteristics



5-27 差动缸两腔压力特性

Fig 5-27 the two cavities pressure characteristics of the differential cylinder system

由仿真结果可以看出,运用新型液压泵之后,可以达到单台液压泵直接闭式控制差动液压缸回路的目的,液压泵的动态性能良好,泵控差动缸回路响应迅速,加载特性好,可以进行推广试用。

5.4.3 泵直接控制系统在挖掘机工作部分上的运用

由前面的分析可得,柴油机作为动力源的小型液压挖掘机液压系统中,采用泵直接闭式控制回路时,应选用新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵和变排量控制回路。把上述的新型串联型三配流窗口轴向柱塞泵控制差动液压缸回路运用到原有的阀控液压挖掘机的工作部分液压回路——大臂回路中,泵控液压挖掘机大臂回路系统原理图如图 5-28 所示,在仿真软件 SimulationX 中搭建的仿真系统图如图 5-29 所示。

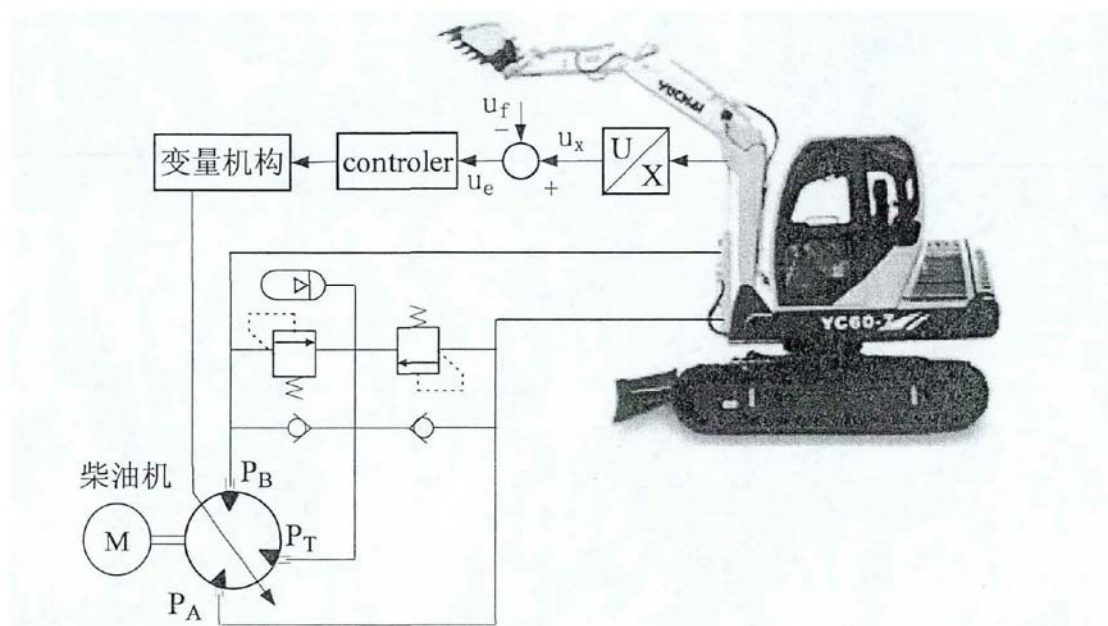


图 5-28 泵控液压挖掘机大臂回路原理图

Fig 5-28 the schermatic of excavator boom Pump-control transmission system

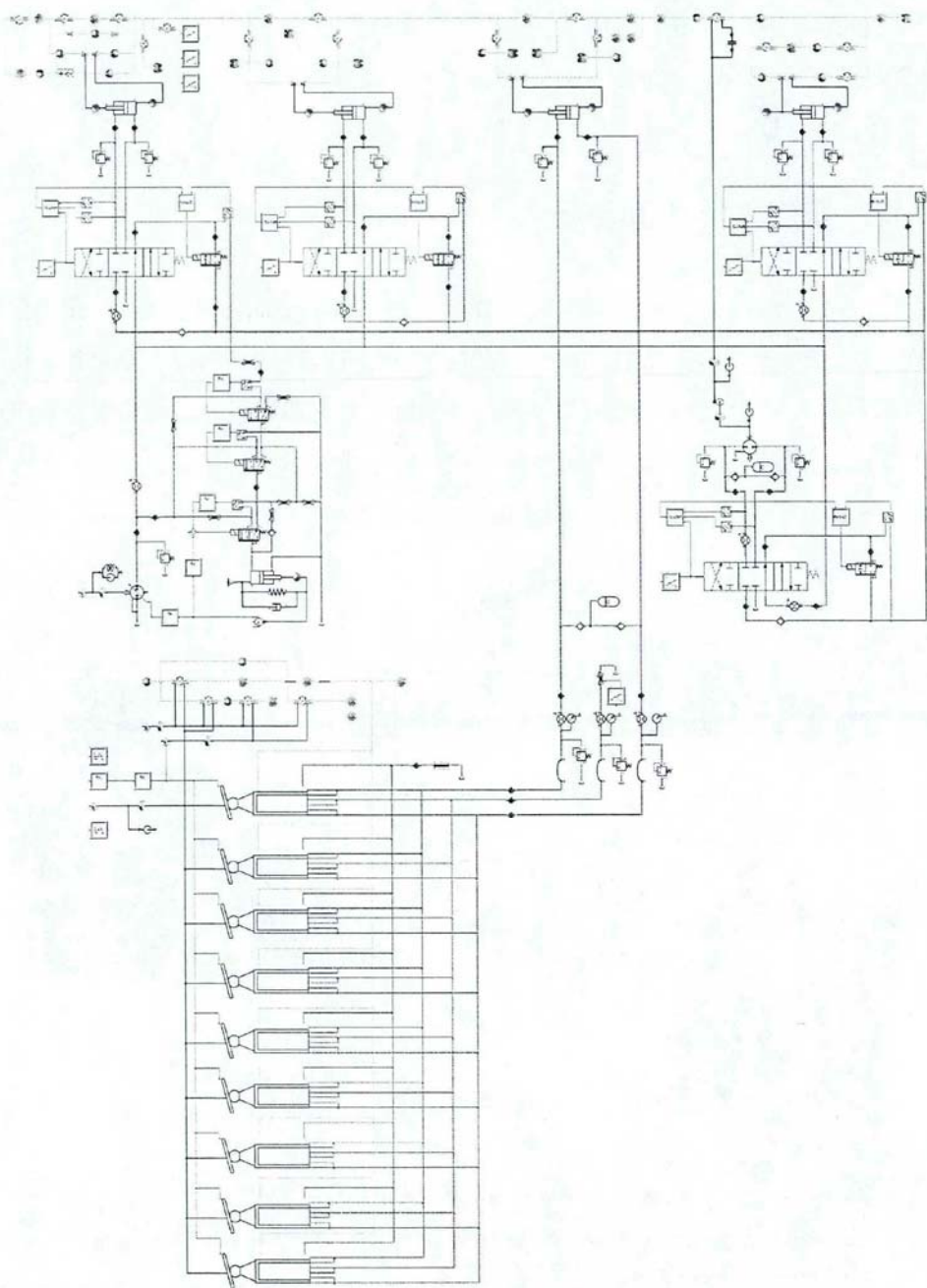


图 5-29 泵控差动缸静液传动控制回路原理

Fig 5-29 Pump-control differential cylinder hydrostatic transmission system

5.5 两种系统能量消耗情况

液压挖掘机主要是在野外作业，能进行的作业范围很广泛，包括：挖掘、装土、装

修、搬运、平地、填埋、挖沟和破碎等，总的来说，液压挖掘机工作条件恶劣、作业工况复杂、作业过程中负荷变化频繁、变化范围大，且冲击和瞬间超载等情况。因此针对不同的作业对象和作业环境，挖掘机在工作时的负载情况也不一样。论文以挖掘机在比较平缓的作业工况下挖掘、装土作业进行仿真验算，为泵控液压系统在挖掘机系统上的运用提供一定的理论支持。

5.5.1 阀控挖掘机工作循环及能量消耗

小型液压挖掘机的阀控液压系统功率是全部由液压泵提供的，作为一个典型的负载敏感系统，功率的输出完全是由液压泵的调节来实现的，在一个工作周期内，小型挖掘机最大铲土量为 300kg 时，挖掘机各工作部分差动缸位移如图 5-30 所示。

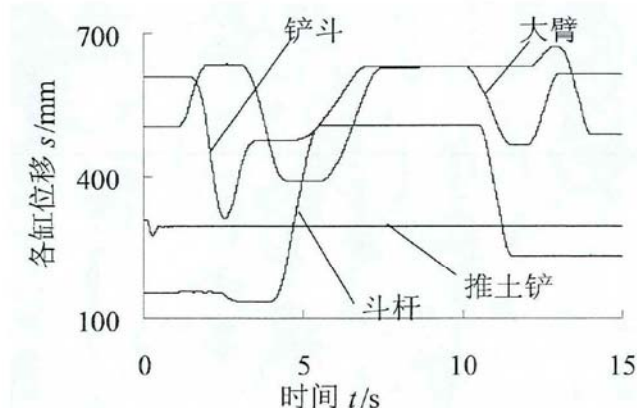


图 5-30 大臂差动缸位移对阀控制信号响应

Fig 5-30 The Boom differential cylinder displacement response to the valve control signal

同时根据此工作周期和工作环境，可以测得小型挖掘机液压泵总的输出功率和泵斜盘倾角变化响应曲线见图 5-31，大臂差动液压缸位移对多路阀控制信号的响应曲线如图 5-32 所示，大臂差动液压缸两腔的压力和流量响应曲线如图 5-33 所示，以及大臂差动缸回路消耗的能量曲线见图 5-34：

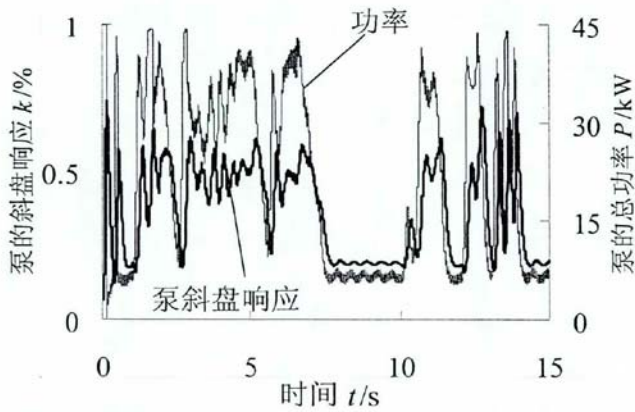


图 5-31 泵的输出功率斜盘响应曲线

Fig 5-31 the outputting power and the valve plate response curve of the pump

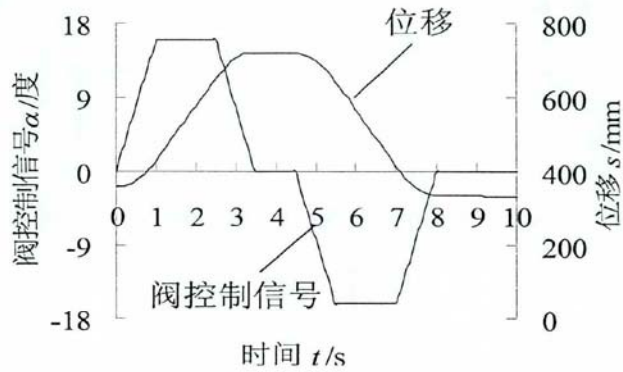
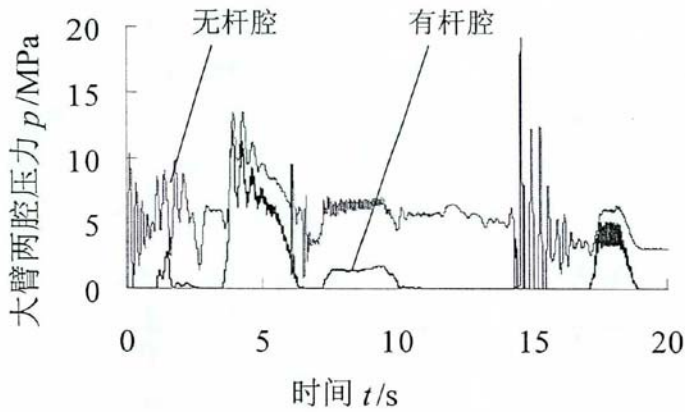


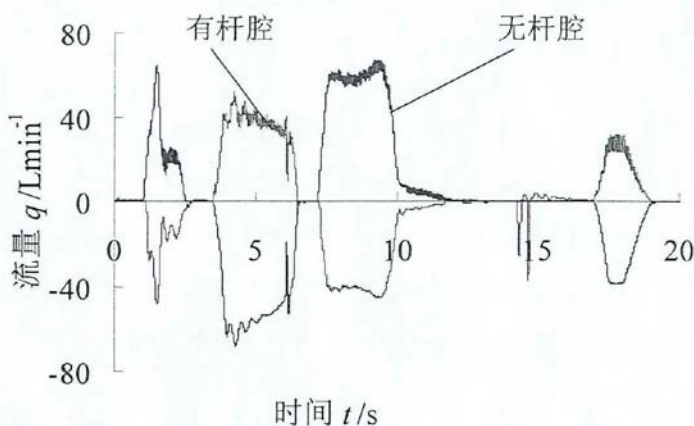
图 5-32 大臂差动缸位移对阀控制信号响应

Fig 5-32 The Boom differential cylinder displacement response to the valve control signal



a) 大臂差动缸两腔压力

a) The pressure characteristics of the Boom differential cylinder



b) 大臂差动缸两腔流量

b) The flow characteristics of the Boom differential cylinder

图 5-33 大臂差动缸两腔流量和压力特性

Fig 5-33 the flow and pressure characteristics of the Boom differential cylinde

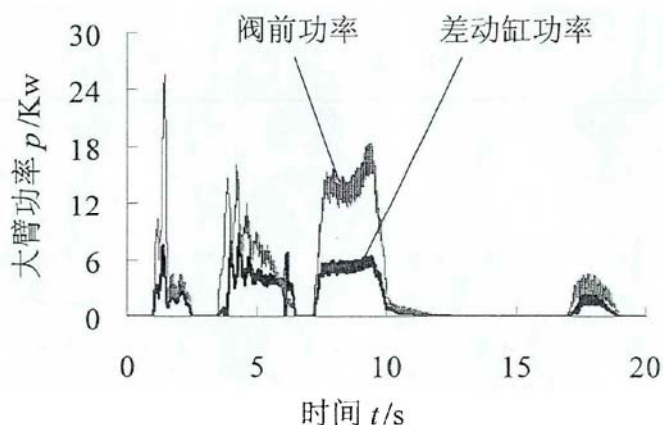


图 5-34 大臂消耗的功率

Fig 5-34 the consumed power of the Boom differential cylinder

由上面的计算和仿真曲线可以得出：阀控液压挖掘机液压系统的功率是完全由液压泵提供的，而液压泵的调节是完全依靠液压泵斜盘倾角的变化来实现的，泵的最大功率是 45kW，在一个工作周期内系统总功率在允许范围内变化，比较准确。从图 5-34 中可以看出多路阀阀前功率比阀后功率大很多，阀前功率为阀控液压挖掘机大臂回路消耗的总功率，而阀后的功率才为大臂差动缸的有效功率，多出的功率都损耗在多路阀上。

阀控液压挖掘机的大臂回路在一个完整工作周期的位移曲线测出后，为下面泵控制系统的工作循环提供了控制前提，泵控大臂系统中的差动缸位移也应该按照这个过程进行控制，这样就可以测出泵控制大臂回路消耗的能量问题，从而进行对比分析。

5.5.2 泵控挖掘机能量消耗

由前面的分析,可得出原有阀控挖掘机系统回路是通过控制多路阀来控制大臂的提升和下降,而改装后的泵控挖掘机系统中,是通过改变液压泵的偏角来控制大臂的提升和下降。为了方便对比研究,挖掘机系统中只将大臂回路改成泵直接闭式控制差动缸回路,其他部分都不做改变,包括运动周期和外部负载作用大小,在同样的工作循环中对改装后的泵控挖掘机系统进行仿真分析,可得出泵控控制机液压系统特性如图所示。

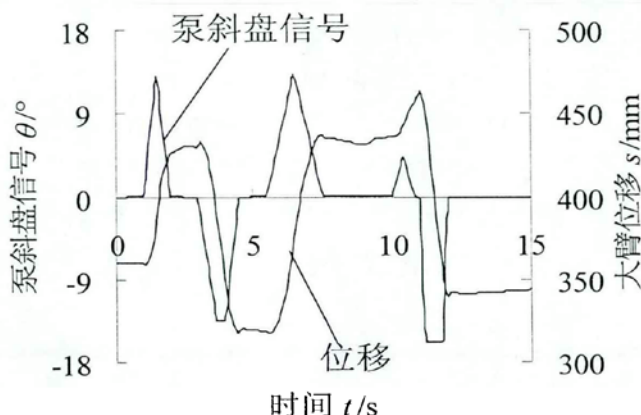


图 5-35 大臂差动缸位移对泵控制信号响应

Fig 5-35 The Boom differential cylinder displacement response to the pump control signal

从图 5-35 可以看出,泵控挖掘机的大臂位移与图 5-30 中阀控挖掘机大臂位移一致,说明在一个工作循环内,把泵控系统用在挖掘机液压回路中是完全可行的。

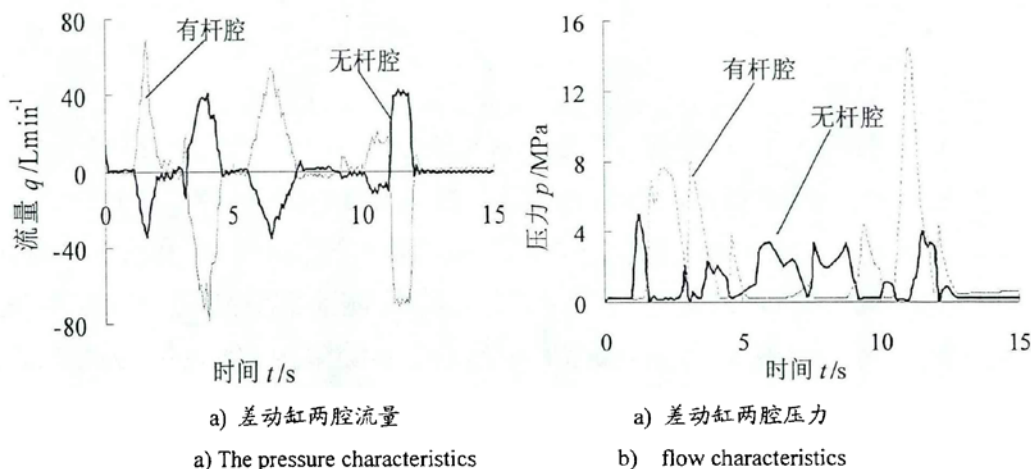


图 5-36 大臂差动缸两腔流量和压力特性

Fig 5-36 the flow and pressure characteristics of the Boom differential cylinder

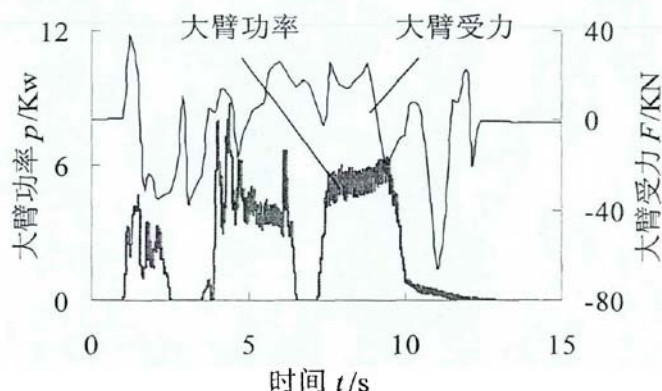


图 5-37 大臂差动缸受力与消耗的功率

Fig 5-37 the force and the consumed power of the Boom differential cylinder

泵控挖掘机大臂回路中，液压泵的功率几乎都转换成了大臂差动缸的液压能，由图 5-37 泵控大臂回路消耗的能量与图 5-34 中曲线对比可得：在负载相同的情况下，在一个工作循环内，泵控挖掘机大臂回路中的差动液压缸消耗的功率与阀控液压挖掘机大臂回路中阀后功率几乎一样，这样就把多路阀上消耗的功率完全节省下来了。

通过上面分析可得：用泵直接控制差动缸回路替换原有阀控回路是可行的，泵控系统优点在于系统中没有多路阀的巨大能量损失，从而大大减少原有阀控挖掘机的电机输出功率。并且从发展前景上看，泵控大臂差动缸回路中的部分能量（大臂下落时的能量）可以通过液压泵被其他回路回收利用（此时液压泵充当马达使用），这样将进一步提高系统能量利用率。泵控挖掘机的研究具有非常重大的意义，泵控液压系统在工程机械上具有美好的发展前景。

5.6 本章小结

本章首先根据试验平台西玉柴公司的 YC60-7 型小型液压挖掘机的实际尺寸搭建好课题所需的挖掘机和实际系统中运用的多路阀的三维模型，并在多学科仿真软件中搭建完成了原有阀控小型液压挖掘机液压系统和多体动力学系统。在这个的基础上，将前面章节中搭建好的串联型三配流窗口轴向柱塞泵搭建成分台液压泵直接闭式控制差动液压缸回路，并把这种回路运用到小型液压挖掘机的液压系统中，搭建泵直接闭式控制小型挖掘机工作部分（大臂回路）新型系统，并在相同的工作周期，计算了泵控大臂回路能量消耗，通过与原有阀控大臂回路进行对比，得出了泵控大臂回路比阀控制大臂回路消耗的能量少的多，展现了泵控液压挖掘机很美好的发展前景。

第六章 论文总结与工作展望

6.1 论文总结

小型液压挖掘机作为工程机械中非常常见的、占有不可替代位置的机种,在我国进一步深化基础工业建设中将有更加广泛的运用。目前所用的小型液压挖掘机都是阀控系统,阀控液压系统由于其本身存在的不可避免的节流问题,从根本上注定了小型挖掘机的能耗大、装机功率大、能量利用率低等问题,长期以来,其问题也没有得到有效的解决,这与目前注重环保、节能减排、建设和谐社会大趋势之间的矛盾越来越尖锐。因此对液压挖掘机节能的研究具有很重要的现实意义。

课题以玉柴 YC60-7 型小型液压挖掘机为研究对象,以课题组提出的新配流方案为基本出发点,在原有阀控液压系统的基础上进行系统改造,试图从控制方式方面着手,用直接泵控回路取代阀控回路,研究新配流方案的可行性,以及其于新配流方案的直接泵控系统在小型挖掘机上运用的可行性,为直接泵控系统在工程机械上运用的推广提供理论依据,直接泵控技术必将成为一项备受关注的研究方向。论文采用虚拟样机与试验对比方法,可以大大降低试验成本,同时可以提高试验效率,缩短实验周期,对于研究分析挖掘机节能具有重要意义。现就本文的主要研究内容总结如下:

1)、论文从提高能量利用率的角度出发,对电液控制系统的两个分支:阀控系统和直接泵控系统各自的发展状况进行了详细介绍,针对阀控液压系统不可避免的节流损耗问题,对比分析了直接泵控系统的优越性,课题从泵控技术实现方式方面着手进行。

2)、根据课题组提出的新型非对称泵配流原理,在多学科仿真软件 SimulationX 中建立了完整的两种新型非对称泵仿真模型(串联型三配流窗口轴向柱塞泵和并联型双作用轴向柱塞泵),通过仿真运算结果的对比分析,得出了比较合理的新型泵的结构参数,

3)、根据仿真所得的参数,绘制了新型泵的三维模型,并在仿真软件 SimulationX 中实现了两种新型泵的多体动力学分析,进行参数仿真验证;根据所得的参数,进一步制造了新型非对称泵的物理样机,通过仿真与样机的试验对比,最终使得新型液压泵的各项参数达到了与现有液压泵相当的水平。为直接泵控技术的推广运用打下了基础。

4)、利用多种测绘仪器对试验平台玉柴 YC60-7 型小型液压挖掘机整机和各个元件

进行详细测量,运用所测量的数据,在三维软件 Pro/E 中建立挖掘机各个元件的模型,然后根据挖掘机实际工作时各部分的相对位置对挖掘机的各个元件进行装配,得出了详细的小型挖掘机整机三维模型。

5)、根据小型挖掘机液压系统原理图在多学科仿真软件 SimulationX 中建立了阀控挖掘机液压系统,根据挖掘机实际的 LUDV 系统建立了负载敏感回路;同时将小型挖掘机的三维模型导入,在 SimulationX 同一平台中搭建了小型挖掘机机电液一体的多体动力学模型,并根据挖掘机的工作周期计算了挖掘机能量消耗情况。

6)、在仿真软件 SimulationX 中,用搭建好的新型液压泵改变原有的阀控挖掘机工作部分中的大臂回路,尝试将直接泵控技术运用到小型挖掘机上,利用虚拟样机技术根据挖掘机的实际工作周期,进行仿真运算,计算大臂回路的能量消耗情况,并与阀控回路能量消耗情况进行对比。

6.2 工作展望

论文针对阀控液压系统本身不可避免的节流损耗问题,立足于直接泵控制技术的优势,尝试将泵直接控制技术运用到小型挖掘机液压系统中。本文从新配流方案原理出发,对可用于直接泵控差动缸回路的两种新型液压泵进行了详细建模和仿真分析,并制造了泵物理样机进行了试验,通过仿真与试验的对比使得新型液压泵各项性能参数达到与现在泵相当的水平。按实际挖掘机液压系统图在仿真软件中搭建了完整的阀控液压挖掘机系统模型,然后对回路进行改造,把已经完成的新型直接泵控缸动缸回路运用到原有的回路中,对液压挖掘机工作部分进行泵直接控制,按实际工作流程进行回路能量分析,并原有阀控液压系统进行对比。

论文针对本课题做了很多工作,得到了一些有意义的结论。但由于能力和时间有限,对所研究的课题没有进行更深入的研究,从模型的精确性方面来说,还存在着很多的不足,需要做进一步的工作。

1)、应进一步完善新配流原理和新型液压泵各项参数。围绕新型液压泵实际工作情况,建立更接近实际参数的新型液压泵模型,深入分析影响新型泵性能的关键尺寸和细微结构,并对物理样机进行多次试验,以提高新型液压泵和泵控差动缸回路的性能。

2)、论文中论述的新型非对称液压泵通用性不够高,只能与特定面积比的差动缸进行配套使用。因此进一步需要找出一种解决方法,在差动缸面积比发生改变时,也能相

应进行自动适应。

3)、直接泵控液压挖掘机模型需进一步完善。本文的研究主要把泵直接控制回路运用到挖掘机的大臂回路中,没有考虑其他工作装置以及回转和行走装置,同时整机的性能考虑也不充分。接下来应将小型挖掘机阀液压系统中所有的差动缸回路改造成新型液压泵直接控制的差动缸回路并优化泵控挖掘机液压系统,提高其可靠性。

4)、论文中直接泵控挖掘机液压系统工作装置的运用没有通过试验验证。新回路改造需要一个反复论证的过程,在确定最优参数后要搭建直接泵挖掘物理样机试验台,进行试验对比,完善小型液压挖掘机泵控系统。

直接泵控技术是一项非常具有前景的研究方向,而将直接泵控技术运用到工程机械行业对整个电液控制领域都有着极其重大的意义。论文以新配流原理为基础,对核心元件新型液压泵做了比较深入的研究,并从理论上将基于这种新配流理论的泵直接控制技术尝试运用到小型挖掘机液压系统上,对直接泵控技术在小型挖掘上的运用的研究可以起到“以点带面”的良好效果,为今后将直接泵控制技术推广运用到其他工程机械提供了一些方法参考和一定的理论论证。

参考文献

- [1] 阎季常.浅议小型挖掘机液压件的发展认识和思考[J].工程机械, 2006, 37(11): 48-50.
- [2] 邸鹏远, 张晓春, 史文辉.液压挖掘机行业状况分析[J].建设机械技术与管理, 2008, 12:105-107.
- [3] 谢习华, 周亮, 张大庆.液压挖掘机技术研究的发展现状[J].工程机械, 2007, 8: 54 -57.
- [4] 宋世鹏, 朱新云, 赵磊.液压挖掘机功率损失分析及节能控制技术研究[J].机床与液压, 2008, 36(11):80-81.
- [5] 潘玉平.国内挖掘机行业的概况及其发展趋势[J].凿岩机械气动工具.2007, 2:40 - 45.
- [6] 张宏,张箭.国内外小型挖掘机发展综述[J].工程机械, 2007, 38(04):48-51.
- [7] 林晓磊,耿跃海.小型挖掘机的现状、发展趋势及选用策略[J].工程机械, 2003, 34(08):38-41.
- [8] 武宏伟,挖掘机负载敏感系统的联合仿真及能耗分析[D]. 太原:太原理工大学, 2008.
- [9] 孙庆华, 刘秀珍, 黄先祥.多领域建模仿真的软件接口研究[J], 系统仿真学报, 2006, 18(2): 203-206.
- [10]刘静, 挖掘机器人虚拟样机建模技术及其应用研究[D]. 浙江, 浙江大学, 2005.05.
- [11]熊光楞, 郭斌, 陈晓波.协同仿真与虚拟样机技术[M]. 北京, 清华大学出版社, 2004.8.
- [12]BOSCH AG. Electro-hydraulic proportional radial piston pump direct integrated into the close loop system[J]. O+P 1995, 39(11-12):819-821.
- [13]LODEWYKS J. Variable displacement pumps closed loop controlled differential cylinder system [D]. Aachen: RWTH, 1994.
- [14]Vickers Inc. Electro-hydraulic system and apparatus with bidirectional electric motor hydraulic unit [P]. USA, 98/113581998[P].1998, 03-19.
- [15]FEUSER A, DANTLGRABER J, SPATH D. Servo Pump Enantriebe Fuer Differential Cylinder [J], O+P Oelhydraulik und Pneumatik. 1995, 39(7): 540-544.
- [16]李建国, 权龙, 电液泵控差动缸的动态控制[J]. 流体传动与控制 2009, 35(4):5-7.
- [17]权龙. 泵控缸电液技术研究现状、存在问题及创新解决方案[J]. 机械工程学报 2008, 44(11): 87-92.
- [18]IVANTYSYN J, IVANTYSYNOVA M. Hydrostatic Pumps and Motors [M]. New Dehli:

Academic Books International, 2001.

- [19] KUMAR S J, BERGADA M, WATTON J. Axial Piston Pump Grooved Slipper Analysis by CFD Simulation of Three-dimensional NVS Equation in Cylindrical Coordinates [J]. Computers & Fluids. 2009(38):648-663.
- [20] MONIKA I. Displacement Controlled Linear and Rotary Drives for Mobile Machines with Automatic Motion Control[C], Copyright©2000 Society of Automotive Engineers. Inc, 2000, 01(2562): 125-132.
- [21] P.KALIALETIS, TH.COSTOPOULOS. Modeling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with Pressure Control [J]. Mechanism and Machine Theory, 1995, 30(4): 599-612.
- [22] 李鑫, 王少萍, 黄伯超. 航空柱塞泵流量脉动仿真分析与结构优化[J].兰州理工大学学报 2010, 36(3): 60-64.
- [23] 王存堂, 周天悦, 顾建等. 恒流恒压状态下径向柱塞泵定子振动时频域特性分析[J].农业机械学报 2009, 40(5):207-212
- [24] 权龙, 转速可调泵直接闭环控制差动缸伺服系统静特性[J]. 机械工程学报 2002, 38(3):144-148.
- [25] 林静, 孙明智. 轴向柱塞泵配流盘结构对流量脉动的影响[J].液体传动与控制 2007, 3(22): 32-35.
- [26] 卢菊仙, 周汝胜. 航空柱塞泵源脉动建模与仿真[J].流体传动与控制 2006,3(16): 7-9.
- [27] 杨华勇, 马吉恩, 徐兵. 轴向柱塞泵流体噪声的研究现状[J].机械工程学报 2009, 45(8): 71-78.
- [28] 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析[J].农业机械学报, 2010, 41(1): 188-194.
- [29] D.G.Feldmann,B.Kazmeier,Compact Electro-hydraulic Actuator Powerpacks for Distributed Drives Configuration,Controls and System Performance,Natioal Fluid Power Association and Society of Automotive Engineers, 2002: 683-689.
- [30] Joerg Grabbel ,Monika Ivantysynova,An investigation of swash plate control concepts for displacement controlled actuators,International Journal of Fluid Power,2005, 33(2)19-36.
- [31] Robert Rahmfeld,Monika Ivantysynova and Bastian Eggers,Active vibration damping for off-road vehicles using valveless linear actuators,SAE International2004, 33(1) 2655.
- [32] Jean-Claude Ossyra and Monika I Vantysynova,Drive line control for off-road vehicles helps to save fuel,SEA International,2004 33(1) 2673.

- [33]Piyoros Jirawattana, Frank J. Fronczak and Norman H. Beachiey, Design of a hydraulic wheel pump/motor for a hydrostatic automobile, National Fluid Power Association and Society of Automotive Engineers, 2002, 1(1349): 129-135.
- [34]Anderson St. Hilaire, Jean-Claude Ossyra and Monika Ivantysynova, Pump controlled active roll stabilizer, International Journal of Fluid Power 2006 (1) 27-40.
- [35]Jean-Claude Ossyra and Monika Ivantysynova, Fuel savings by closed loop control, NCFP (21-32) 105-2.1.
- [36]Monika Ivantysynova, Changchun Huang and Sven-Kelana Christiansen, Computer Aided Valve plate design-an effective way to reduce noise, SAE International, 2004 (1-2621).
- [37]Hongliu Du, Noah D. Manring, An adaptive pressure servo-control design for variable displacement pumps, Dynamic Systems and Control Division 2000 (1) 305-312.
- [38]权龙, 李凤兰, 王祥, 伺服电机定量泵驱动差动液压缸系统效率的研究[J]. 中国电机工程学报 2006, 26(8): 94-97.
- [39]高波, 付永领, 裴忠才, 齐海涛, 伺服泵的电动变量机构[J]. 机械工程学报 2006, 42(3): 184-187.
- [40]纪友哲, 祁晓野, 裘丽华, 王占林, 泵阀联合 EHA 低温升设计研究[J]. 系统仿真学报 2009, 21(7): 1950-1953.
- [41]齐海涛, 付永领, 王占林, 泵阀协调控制电动静液作动器方案分析[J]. 北京航空航天大学学报 2008, 34(2): 131-134.
- [42]刘光临, 沈全成, 陈奎生, 泵控缸速度控制系统动态特性研究[J]. 液压与气动 2006, 2: 38-41.
- [43]陈柏金, 钟绍浑, 盛割舍, 黄树槐, 泵直接热运动式锻造液压机研究[J]. 液压与气动 2011, 2: 21-22.
- [44]高翔宇, 苏东海, 比例变量泵控马达 PID 控制与仿真[J]. 装备制造技术 2009, 2: 1-3.
- [45]高翔宇, 苏东海, 比例变量泵控马达系统的建模与仿真[J]. 液压与气动 2009, 4: 49-51.
- [46]权龙, 王成宾, 伺服电动机定量液压泵驱动的注塑机电液控制系统分析[J]. 液压气动与密封 2005, 4: 16-19.
- [47]姜继海, 苏文海, 张洪波, 刘庆和, 直驱式容积控制电液伺服及其在船舶舵机上的应用[J]. 中国造船 2004, 45(4): 54-58.
- [48]马纪明, 付永领, 李军, 高波, 一体化电动静液作动器 (EHA) 的设计与仿真分析

- [J].航空学报 2005, 26(1):79-83.
- [49]刘恩均,王占林,孙卫华,一种新型 EHA 及其仿真分析[J].液压气动与密封 2005, 1:14-16.
- [50]姜继海,涂婉丽,曹健,田胜利,景光辉,火箭舵机用直驱式容积控制电液伺服系统研究[J].流体传动与控制 200, 1:13-16.
- [51]李军,付永领,王占林,高波,一种新型机载一体化电液作动器的设计与分析[J].北京航空航天大学学报 2003, 29(12):1101-1104.
- [52]权龙,廉自生,应用进出油口独立控制原理改善泵控差动缸系统效率[J].机械工程学报 2005, 41(3):123-127.
- [53]曹美忠,权龙,变转速泵控系统应用于低周疲劳材料试验机的研究[J].太原理工大学学报 2006, 37(1):5-8.
- [54]吴万荣,程度旺,曹中一.多功能液压挖掘机泵控系统动态特性仿真研究[J].机床与液压 2007, 35(9):212-214.
- [55]张彦廷,王庆丰,肖清.混合动力液压挖掘机液压马达能量回收的仿真及试验[J].机械工程学报 2007, 43(8): 218-228 .
- [56]郭建宇,冯刚,无阀电液伺服系统[J].轻工机械 2005, 4:117-119.
- [57]田原,吴盛林,无阀电液伺服系统理论研究及试验[J].中国机械工程 2003, 11(21):1822-1823.

致谢

本论文相关课题研究工作的圆满完成，与导师权龙教授的悉心指导与热心帮助分不开的，在此论文完成之际，衷心地对权老师道一声谢谢。

三年来的学习研究过程中，权老师对于我个人的成长给予了极大帮助。他以身作则、率先垂范、严以律己的崇高风范让我折服；他渊博的专业知识、严谨的治学态度、孜孜不倦的敬业精神、精益求精的工作作风对我影响深远，使我获益良多，时刻激励着走的更高走的更远，权老师将是我一生学习的榜样。在这里对权老师致以我深深的敬意和感谢，祝权老师身体健康，万事如意！

感谢太原理工大学机械电子工程研究所这个优秀的学术平台；感谢以权老师为首课题小组的全体成员，他们对我顺利完成课题和今后的生长都有着深远的影响。

感谢在我成长过程中做出无私奉献的父母及亲人，是你们在背后的默默支持和鼓励，让我顺利的完成了学业。

感谢同实验室的师兄弟们，在三年的共同生活和学习中，给我留下了我珍贵的友谊和美好的回忆，同时在我课题研究过程给了我莫大的支持和帮助，深深的祝福他们身体健康、事业顺心，家庭美满！

最后对所有在我硕士学习期间给我帮助和支持的老师和朋友们说一声谢谢！

杨阳

2011 年 4 月

攻读硕士学位期间发表的论文

- [1] 权龙, 杨阳, 侯旭玮. Simulation and Experimental Research on the Axial Piston Pump With Series Three-windows in Valve Plate. Proceedings of the 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, 已录用
- [2] 杨阳, 权龙, 杨敬. 轴向柱塞泵非死点配流窗口过渡区压力脉动特性分析. 机械工程学报, 已投稿