

摘 要

液压挖掘机是一种工程机械，也是一种用于实训教学的实验装置。它是机械和液压元件组合体。该教学装置需要依靠液压系统驱动工作装置完成模拟挖掘的实训教学工作。由于要实现挖掘机复杂的动作，对液压挖掘机实训装置的传动系统设计就有十分重要的意义。

论文对该装置的各种工况和各运动机构的外负载荷进行了分析，在满足其运动形式的基础上对各传动机构进行了理论计算，确定了各机构尺寸参数和各执行元件的主要参数，完成了对液压挖掘机综合实训装置的传动系统的设计任务。

关键词：液压挖掘机 传动系统 液压系统 工况分析

Abstract

Hydraulic excavator is a kind of engineering machinery, is also an experimental device for teaching. It is the combination of mechanical and hydraulic components. This relies on the working device of hydraulic systems drive teaching device simulated practical teaching work of mining. As the excavator complex movement is to be achieved, on hydraulic excavator training device design of transmission system has very important significance.

Papers of different operating modes for the appliance and all motion mechanism analysis of the negative load, meet their movement on the basis of the theoretical calculation of the transmission mechanism has been identified agencies size parameters and perform the main parameters of the component, complete hydraulic excavators ' practical device transmission system design tasks.

KEYWORDS: Hydraulic excavator; Transmission system; Hydraulic system; Operating condition analysis.

第一章 绪论

1.1 液压挖掘机的工作原理

液压挖掘机的重要构成部件有发动机、液压体系、工作装配、行走装配和电气控制等。液压体系的构成部分有液压泵、控制阀、液压缸、液压马达、管路、油箱等。监控盘、发动机控制系统、泵控制系统、各类传感器、电磁阀等组成了电气控制体系。

液压挖掘机的三大整体构件是工作装配、回转装配和行走装配。根据其结构和功能可以区分为很多种类，比如：履带式、轮胎式、步履式等。

工作装配是直接实现挖掘工作的装配。它的主要连接部分是动臂、斗杆、铲斗。动臂的上升与下降、斗杆的伸缩和铲斗转动都用来回往复双功能液压缸控制。为了在各种各样的工作环境下工作，液压挖掘机的工作装配也有待提高，比如在挖掘环境下的时候，就应该注意土质如何；在升降斗铲的时候，也应该注意一些相关的细节方面等等。

液压挖掘机的机体部件由回转装配和行走装配构成，转台上部设有提供动力的装配和传动的相关装配。我设计的液压挖掘机的动力来源主要是发动机提供的力，其中大多采用的动力机是柴油机。

在整个工作运转中，液压马达和液压缸作为主要的部件，也发挥了很重要的作用，液压泵把动力传给相关部件，最终实现各项任务。

挖掘机由动臂液压缸、斗杆液压缸、铲斗液压缸、左右行走的液压马达和一个回转的液压马达组成。由于这不是普通的挖掘机，而是液压挖掘机，所以动力主要也是靠这些油。系统的压力能够维持在特定的限制内，与这些油脱不了关系。

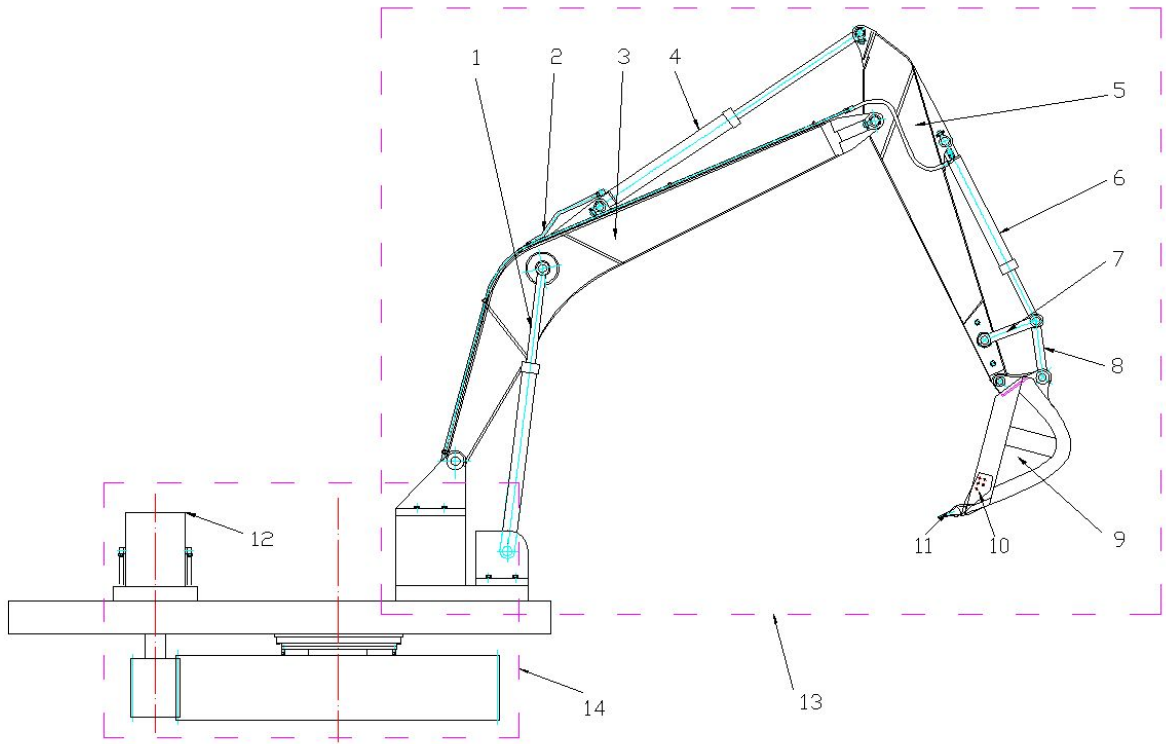
1.2 液压挖掘机简介

1.2.1 液压挖掘机的基本构成简介

液压挖掘机由工作装置、车体部分两大部分构成（如图 1.1 所示）。其中，车体部分也称为主机，主机是驱动挖掘机工作装置完成挖掘动作和操作挖掘机进行工作的基础。

	工作装置	车体部分
构成部分	铲斗、斗杆、动臂、各液压油缸、连杆、销轴、管路等	电动机、主泵、主阀、回转台、回转机构、回转支承、液压油箱、液压油

		路等
工作原理	动臂油缸安装在动臂两侧，通过其伸缩运动来调整挖掘高度和深度。斗杆油缸安装在动臂的上部，通过其伸缩运动来完成斗杆的前后运动。铲斗油缸安装在斗杆上部，通过其伸缩运动来实现铲斗挖土和卸载工作 ^{[2][3]} 。液压挖掘机的工作装置是反铲装置	在车体部分中，电动机是液压挖掘机动力的来源。主泵通过齿轮与电动机连接，将电动机输出的机械能转变成液压油的液压能。主阀将主泵输出的高压液压油按照需求进行分配，完成工作装置的不同工作要求。回转机构由液压马达和轮系组成，通过轮系相互啮合完成回转动作。



1. 动臂油缸 2. 液压油管 3. 动臂 4. 铲斗油缸 5. 斗杆 6. 斗杆油缸 7. 摇杆
8. 连杆 9. 铲斗 10. 侧齿 11. 斗齿 12. 液压马达 13. 工作装置 14. 车体部分

图 1. 1 单斗液压挖掘机的基本结构

1.2.2 液压挖掘机的系统组成

四大系统	动力系统	液压系统	机械系统	控制系统
------	------	------	------	------

	提供动力源，主要部件有电动机、液压泵、散热器等组成。	直接实现挖掘动作的执行部件，主要由工作装置构成。	将电动机提供的机械能转化为以液压油为介质的液压能，通过液压油管道流经各个控制阀到达执行元件，由执行元件将液压能转化为机械能，再通过执行机构驱动工作机构完成预定的动作。	是属于控制部分。
--	----------------------------	--------------------------	---	----------

1.2.3 液压挖掘机的传动原理

液压挖掘机依靠液压油缸和回转装置实现机体的传动，分别是铲斗油缸、斗杆油缸、动臂油缸（一对）和液压马达。这使得液压挖掘机实训教学装置的工作空间在固定的一点达到最大化，以满足模拟实际挖掘机的作业范围的要求。

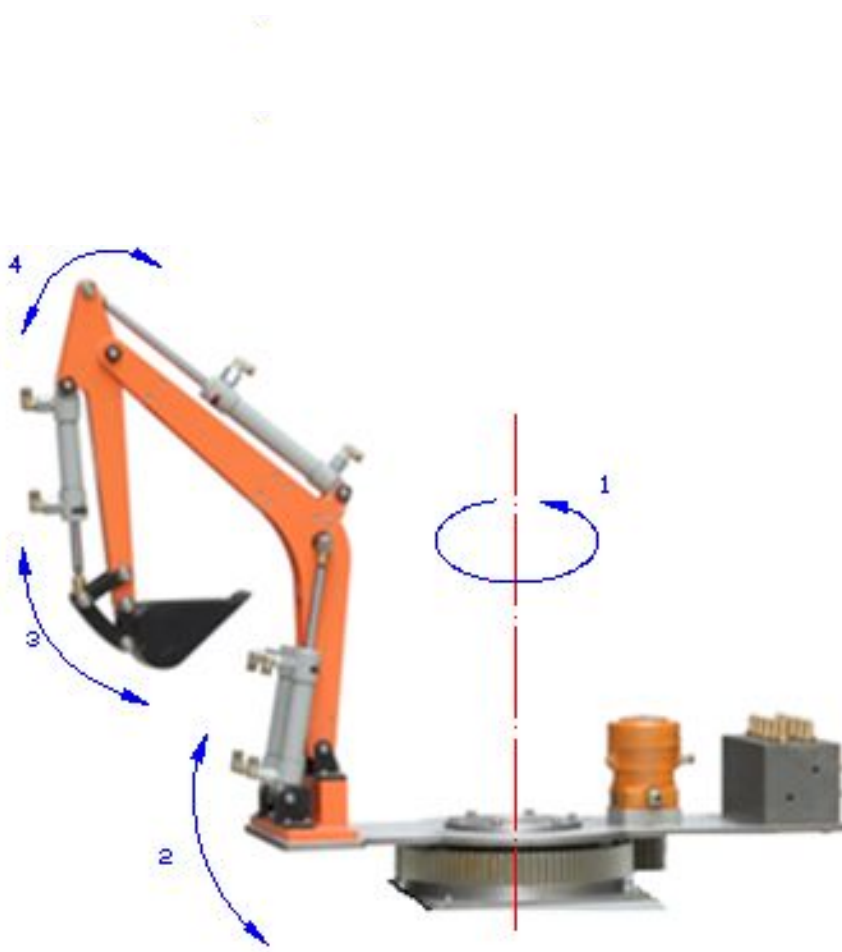
液压挖掘机的铲斗、斗杆、动臂采用了机械连杆机构原理，各个部件的运动都可以通过液压油缸的伸缩动作来完成。当挖掘机开始挖掘工作时，通过方向控制阀使液压油流向液压马达，驱动转台回转至挖掘或卸载位置，同时动臂油缸有杆腔供油驱动油缸缩回，实现动臂降落至铲斗距离地面合适位置，再由铲斗和斗杆的配合运动完成物料的装载动作。铲斗装满后，通过控制换向阀，停止对铲斗油缸和斗杆油缸的液压油供给，同时给动臂油缸无杆腔和回转液压马达供油，使动臂抬起，回转平台转动至卸载位置。操纵换向阀控制斗杆和铲斗油缸液压油供给，使铲斗进行卸载物料作业。卸载完后再空斗返回到工作位置进行下一次挖掘^{[4][5]}。

第二章 液压挖掘机工况和动力学分析

2.1 工况分析

液压挖掘机实训装置的主体
整个实训装置的主要组成部分之一，能够完成模拟真实反铲式单斗液压挖掘的整个工作过程。

挖掘机是根据类似工作原理设计的，其外观和工作过程都与实际的挖掘机十分相似（如图 2. 1 所示）



1. 转台回转 2. 动臂升降 3. 铲斗装卸 4. 斗杆收放

图 2. 1 液压挖掘机实训装置运动简图

2.1.1 液压挖掘机典型工况

挖掘机实训装置可进行模拟挖掘工作，包括了液压马达驱动转台回转、动臂液压油

缸驱动大动臂升降、斗杆液压油缸驱动斗杆收放和铲斗液压油缸驱动铲斗装卸物料。

工作流程	挖掘	以斗杆收放为主，需要用铲斗调整切削角度来配合挖掘物料。对于比较特殊的挖掘动作，则需要根据挖掘作业要求，进行挖掘手臂的复合运动，以保证斗尖能够按照特定轨迹运动。
	满斗物料举升及工作台回转	(1) 铲斗装满，提升铲斗，同时回转马达启动，转台向卸土位置回转；到达卸载地点，转台制动。
	物料卸载	铲斗油缸收缩驱动铲斗翻转，卸载物料。
	返回	(2) 卸载结束，转台向挖掘地点回转。动臂与斗杆调节铲斗挖掘位置。

如果需要调整或转移挖掘地点，则需要行走装置配合完成挖掘工作。由此可见，单斗挖掘机的执行元件较多，复合动作频繁^{[6][7][8]}。

2.1.2 液压挖掘机实训装置的工况分析

挖掘工况分析	铲斗挖掘工况	铲斗在独自工作的环境下，比较常见常见的挖掘机通常是用来挖土的。铲斗工作时，要满足一定的条件，需要深度够深，挖掘的距离不要过长，同时还需要很大的力的配合。
	斗杆挖掘工况	由斗杆单独动作完成挖掘作业的工作状况。斗杆挖掘工况主要应用于较坚硬的土质条件下工作时。

<p>（根据工作装置 部件的不同）</p>	<p>铲斗和斗杆共同 作用的挖掘工况</p>	<p>液压挖掘机实训装置在模拟斗尖平整地面和 切削斜坡时，动臂液压缸和斗杆液压缸需要同时供 给液压油，使斗尖按照预定的平面运动。此时需要 同时操作动臂、斗杆的换向阀，使油泵可以同时向 两液压缸供油，提高挖掘机的工作速度，并且要求 油缸动作慢，便于控制机器运作，如图 2. 2、图 2. 3 所示。</p>
---------------------------	----------------------------	--

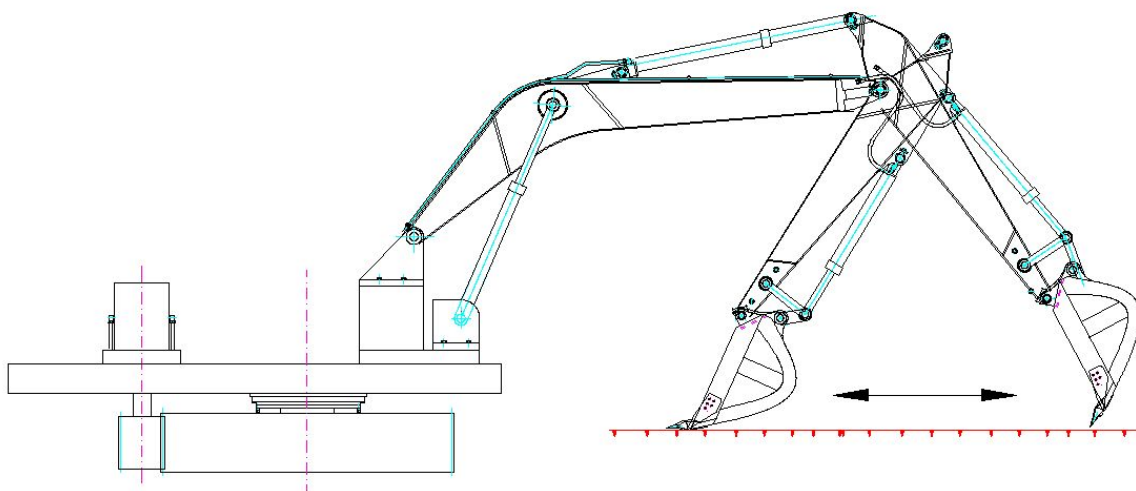


图 2. 2 斗尖沿直线平整土地

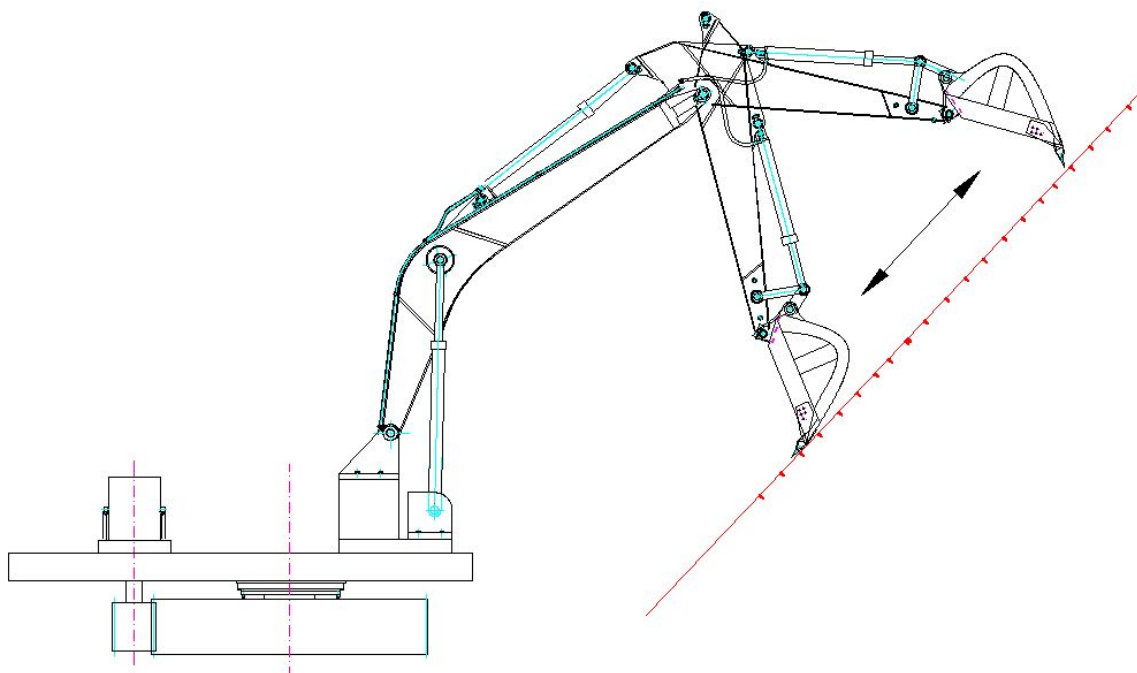


图 2. 3 斗尖沿直线切削斜坡

液压挖掘机实训装置在模拟用铲斗来压实平面或者压实斜坡时，三大液压油缸起了很重要的作用，同时驱动动臂、斗杆和铲斗复合运动来完成压实平面或者压实斜坡的作业（如图 2. 4、图 2. 5 所示）。

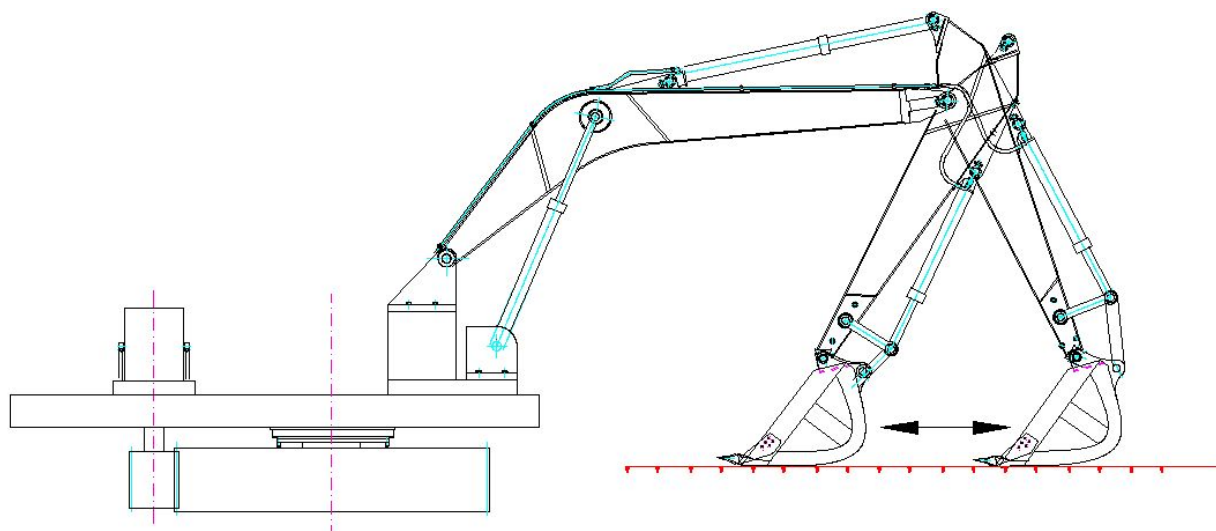


图 2. 4 铲斗沿直线平整土地

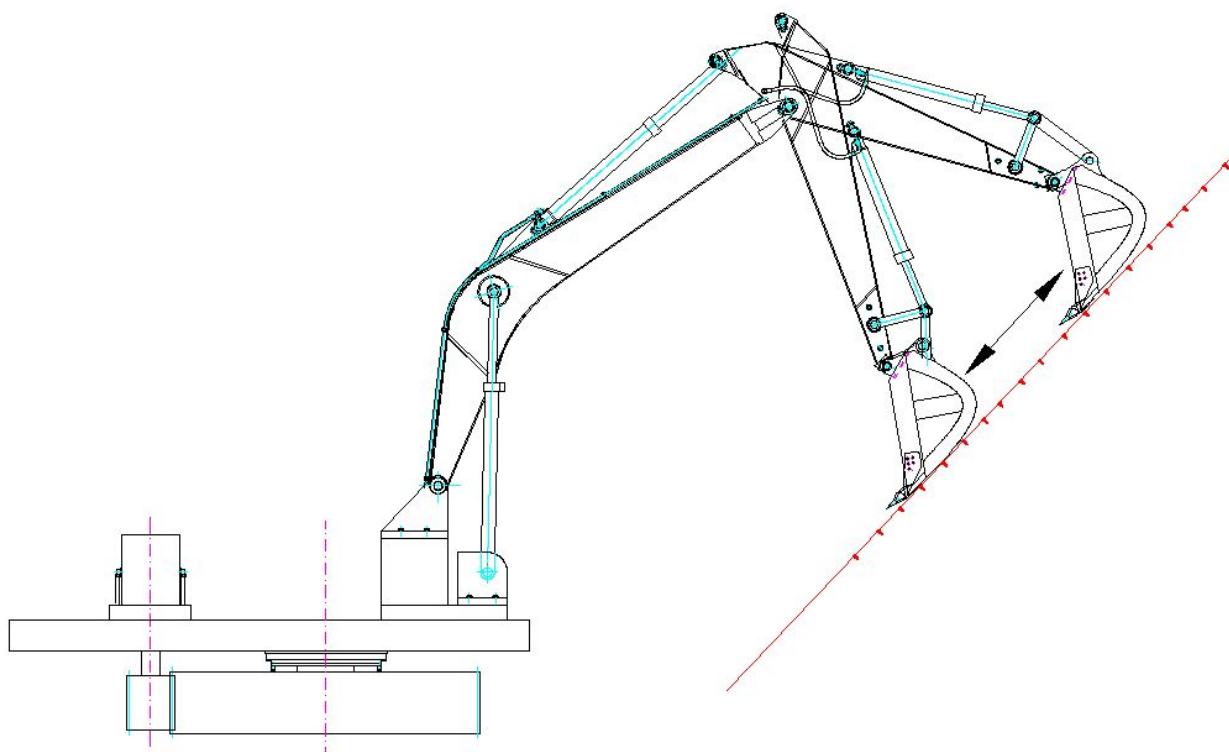


图 2. 5 铲斗沿直线切削斜坡

挖掘过程中还需要液压挖掘机能够短时增大挖掘力，以克服局部较大阻力，顺利完成挖掘任务。

为了防止在多油缸同时动作时产生相互间的干扰，实际液压挖掘机大多采用多泵合流系统来解决这一问题。而液压挖掘机综合实训装置采用单泵。

满斗物料举升及工作台回转工况分析	挖掘工作时间的百分之五十至百分之七十都消耗在满斗物料举升和工作台回转阶段。铲斗装满物料后，三大油缸的复合驱动把铲斗举升，液压回转马达被液压马达驱动，使回转台面旋转至合适位置。
卸载工况分析	当转台回转到合适的卸载位置时，转台停止转动并缓冲惯性力，通过斗杆和动臂的复合运动达到调节卸载位置的目的，将物料卸载到指定位置。
空斗返回工况分析	卸载完成后，液压马达驱动转台向挖掘地点转动，同时通过动臂油缸和铲斗油缸的复合运动，把铲斗定位到新的挖掘地点进行挖掘作业 ^{[4][8][9]} 。

2.2 工作装置的挖掘阻力分析

液压挖掘机工作装置的挖掘力是指液压挖掘机工作时铲斗齿尖上可能主动发挥的挖掘能力。要对工作装置的挖掘阻力的分析，就得先确定反挖掘力的大小。

2.2.1 铲斗挖掘阻力分析

由于铲斗挖掘具有明显的挖掘力优势，所以它常常用于挖掘较坚硬的土壤。根据经验结论，斗杆在挖掘过程中总转角为 110° 时，才可以将铲斗完全装满。

1. 切削阻力的切向分力 F_{w1}

其切削阻力的切向分力 F_{w1} 可以用以下经验公式表示：

$$F_{w1} = C \times \left\{ R \times \left[1 - \frac{\cos \phi_{\max}}{\cos(\phi_{\max} - \phi)} \right] \right\}^{1.35} \times B \cdot A \cdot Z \cdot X + D \quad (2.1)$$

式中：

土壤硬度的系数	$C=50$;
转斗切削半径 (cm)	$R=15\text{cm}$;
瞬时转角	$\phi_{\max}=55^\circ$;
切削刃的宽度影响系数	$b=0.1\text{m}$;
切削角变化影响系数	$A=1.3$;
斗齿系数	有齿时 $Z=0.75$; 无斗齿时 $Z=1$;
铲斗侧壁厚度影响系数	$X=1+0.03S$, 其中 S 为侧臂的厚度, 单位为 cm
铲斗容量大小	D 应小于 10000N
铲斗挖掘最大切向分力	$F_{w1\max}$
铲斗挖掘阻力	F_d

当 $\phi = \phi_{\max}$, $\beta = 0^\circ$ 时, 即切削深度最深时出现 $F_{w1\max}$ 即:

$$F_{w1max} = C \times [R \times (1 - \cos \phi_{max})]^{1.35} \times B \cdot A \cdot Z \cdot X + D \quad (2.2)$$

$$= 50 \times [15 \times (1 - \cos 55^\circ)]^{1.35} \times 1.26 \times 1.3 \times 0.75 \times 1.15 + 1300 \\ \approx 1600N$$

1. 切削阻力的法向分力 F_{w2}

实验表明法向分力 F_{w2} 的方向是变化的，并且 F_{w2} 也较小，一般为切向分力的 0~0.2 倍。而且 F_{w2} 的大小还与土质有关，土质越匀称时， F_{w2} 越小。在本设计中法向分力 F_{w2} 可忽略不计。

2. 装土阻力 F_{w3}

$$F_{w3} = q \cdot \gamma \cdot \mu \cdot \cos \beta \quad (2.3)$$

式中：

q ——铲斗容量大小（ m^3 ），按照设计参数取铲斗容量为 $0.001 m^3$ ；

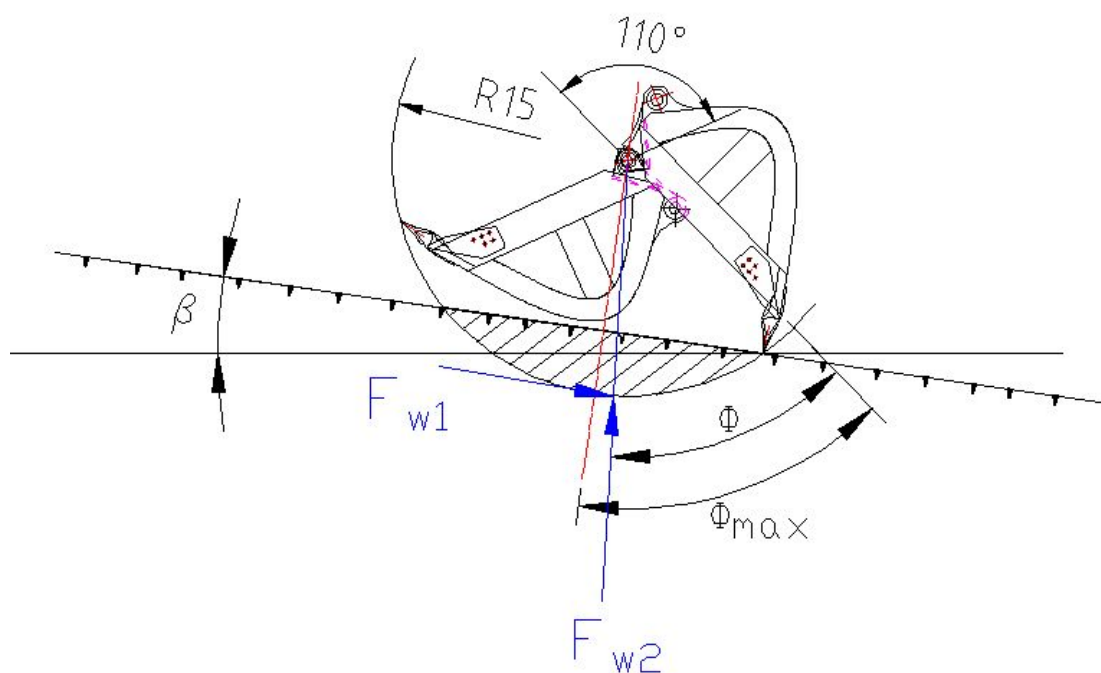
γ ——土壤实际状态下的密度值（ kg/m^3 ）；

μ ——土壤与铲斗制作材料的摩擦系数值；

β ——土壤倾斜角（ $^\circ$ ）

装土阻力 F_{w3} 相对于切削阻力的切向分力 F_{w1} 很小，在本设计中可忽略不计。

综上所述， F_d 等于 $F_{w1max} = 1600 N$ 。如图 2.6 所示。

图 2. 6 F_d 计算图

2.2.2 斗杆挖掘阻力分析

由于斗杆与动臂的铰点到斗齿之间的距离较长，切削行程也就较长，所以在本设计中可将挖土厚度看做常数来处理。由前人实践得知在设备工作中，斗杆总转角在 $\phi=50^\circ \sim 80^\circ$ 的转角过程中，铲斗可以装满。此时的挖掘行程为：

$$S = 0.001745 \gamma_\sigma \phi_g \quad (2.4)$$

式中：

r_σ ——在挖掘过程中，斗杆的切削半径（m）；取值 $r_\sigma=300\text{mm}=0.3\text{m}$ （图2. 7）；

ϕ_g ——斗杆挖掘转角。取 70° ；

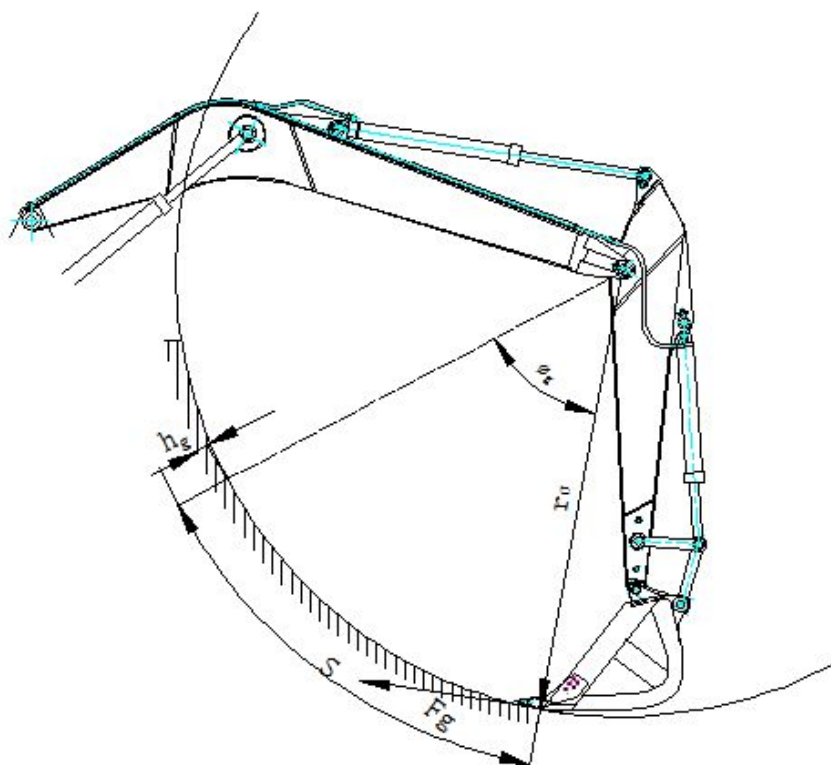


图2. 7斗杆挖掘阻力计算图

斗杆挖掘时的切削厚度为:

$$h_g = \frac{q}{BSK_s} = \frac{q}{0.001745r_{\sigma}\phi_g BK_s} \quad (2.5)$$

式中:

K_s ——土壤松散系数, 取 $K_s=1.25$.

斗杆挖掘阻力为:

$$F_g = K_0 h_g B = \frac{K_0 q}{0.001745 r_{\sigma} \phi_g K_s} \quad (2.6)$$

式中:

K_0 ——土壤的挖掘比阻力,。取值 $K_0=70\text{KPa}$ (表2. 1 I ~ IV级土壤部分性质^[10]);

表2. 1 I ~IV级土壤部分性质^[10]

土壤级别	I	II	III	IV
土壤种类	砂土、亚砂土、亚粘土	细小砂石、湿粘土	普通粘土、重质粘土	石块、粗鹅卵石、含石块的粘土
开挖方法	铁锹开挖	铁锹、略用丁字镐开挖	丁字镐、铁钎锹开挖	丁字镐、铁钎部分用楔子和锤开挖
密度 ($\rho / \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1200~1600	1100~1750	1750~1800	1950~2000
反铲挖掘比阻力 K_0 (σ_w / Kpa)	16~70	30~70	60~130	115~195

由上式可知， K_0 取最大值时，即挖掘机在挖掘最硬土质时，斗杆挖掘阻力最大^{[1][11][12]}。

$$F_g = \frac{70 \times 0.001 \times 10^3}{0.001745 \times 0.3 \times 70 \times 1.25} = 1528 \text{N}$$

2.2.3 动臂液压缸外负载荷计算

液压挖掘机的动臂油缸布置有油缸前倾、油缸后倾两种布置方案，我们依据油缸全部伸出时，即动臂举升到最上位置时动臂油缸的倾斜方向来区分(如图 2. 8 所示)。

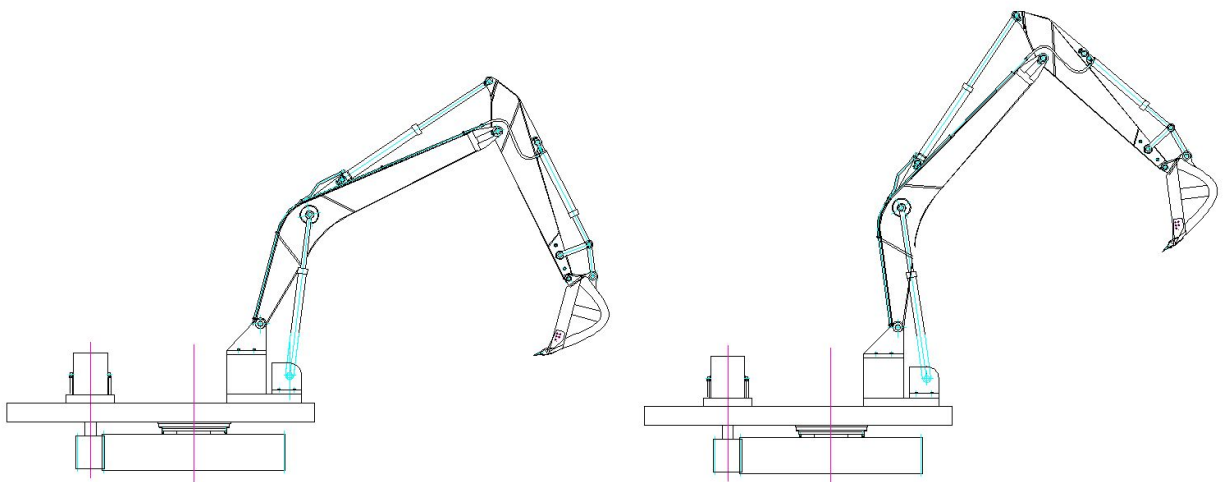


图 2. 8 动臂机构油缸布置方案

综合考虑各方面因素，在本设计中，我们使用油缸前倾作为液压挖掘机实训装置的动臂油缸布置方式。

当铲斗满载时，工作装置在如图2. 9所示最大卸载位置时动臂油缸出现最大作用力。动臂油缸最大作用力为 F_{bmax} 。

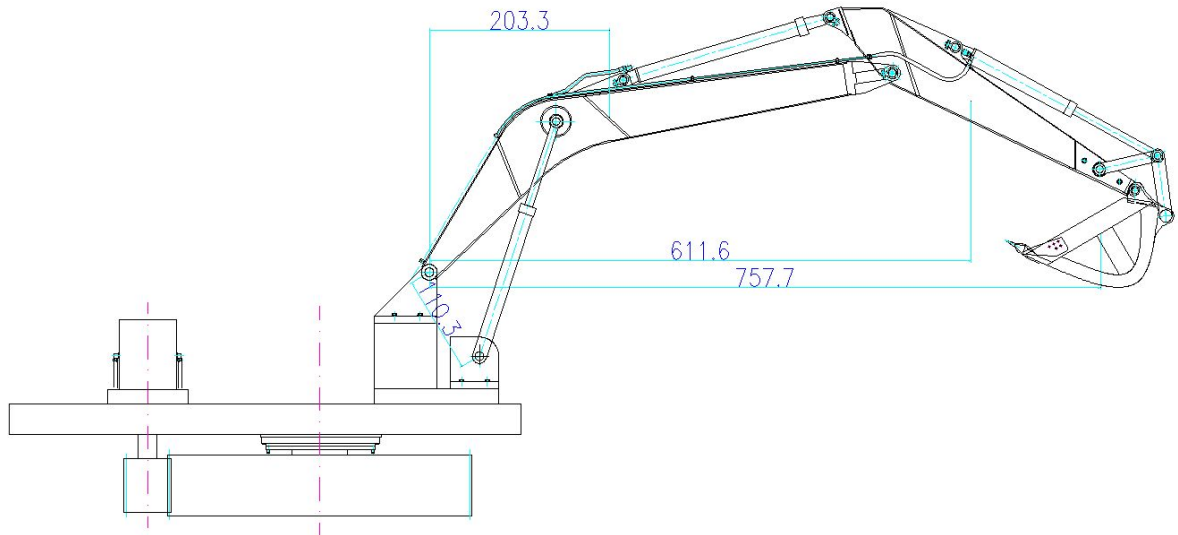


图2. 9机械臂重心几何尺寸图

$$F_{bmax} = \frac{1}{L_3} (G_d L_{dA} + G_g L_{gA} + G_b L_{bA}) \quad (2. 7)$$

式中：

L_3 ——动臂油缸作用力对铰点的力臂（m）， $110.3\text{mm}=0.1103\text{m}$ ；

G_d ——铲斗和铲斗内装载的土壤的总重量 G_m （N）； $G_d = 178\text{N}$ ；

L_{dA} ——铲斗重心到动臂铰点A的水平距离（m）， $757.7\text{mm}=0.7577\text{m}$ ；

G_g ——斗杆所受重力（N）， $G_g = 506\text{N}$ ；

L_{gA} ——斗杆重心到动臂铰点A的水平距离（m）， $611.6\text{mm}=0.6116\text{m}$ ；

G_b ——动臂所受重力（N）， $G_b = 609\text{N}$ ；

L_{bA} ——动臂重心到动臂铰点A的水平距离（m）， $203.3\text{mm}=0.2033\text{m}$ ；

铲斗中土壤的 G_m 重力计算（此处就不考虑由于疏松后的实际土壤密度与自然状态下

的土壤密度的区别。)

$$m = \rho \cdot V \quad (2.8)$$

$$= \frac{1750 \text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.001 \text{m}^3 = 1.75 \text{Kg}$$

$$G_m = m \cdot g \quad (2.9)$$

$$= 1.75 \times 10 = 17.5 \text{N}$$

$$F_{\max} = \frac{1}{L_3} (G_d L_{dA} + G_g L_{gA} + G_b L_{bA}) \quad (2.10)$$

$$= \frac{1}{0.1103} [(178 + 17.5) \times 0.7577 + 506 \times 0.6116 + 609 \times 0.2033]$$

$$= 5271.2 \text{N}$$

在本设计中动臂由两个动臂油缸共同驱动。忽略受力不平衡等其他因素，理想状态每个油缸所有最大作用力为 $2635.6 \text{N}^{[13]}$ 。

第三章 液压系统设计

3.1 系统重要参数设计

3.1.1 铲斗液压缸的设计计算

1. 铲斗液压缸几何参数的计算

(1) 初选铲斗液压缸的设计压力

为了计算液压缸的内径，我们需要计算液压缸工作力，即负载大小和预选设计压力。液压缸设计压力的选取主要需要考虑执行元件及其他液压元件、辅助元件的尺寸、重量、加工工艺性、可靠性、效率等因素。具体可以按照负载大小来选取。如表 3.1 负载与设计压力选取关系。

表 3.1 按负载选择设计压力表^[14]

负载/kN	≤5	5~10	10~20	20~30	30~50	50
设计压力/MPa	≤0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	≥5

结合实际情况与表 3.1，我们初选系统设计压力为 4MPa。

(1) 铲斗液压缸缸筒内径 D 、活塞杆 d 的确定

本设计中使用到的液压缸为单活塞杆双作用液压缸，且无杆腔为主工作腔（图 3.1）。

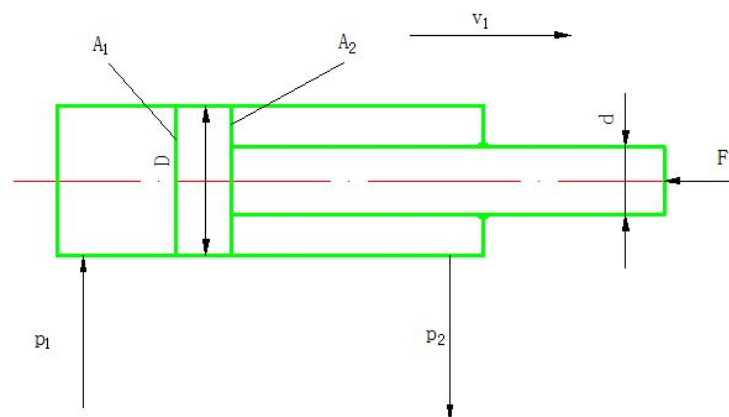


图 3.1 液压缸主要设计参数

当无杆腔为主工作腔时，

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 = F_{\max} / \eta_{cm} \quad (3.1)$$

$$\text{即 } A_1 = \frac{1}{p_1} \left(\frac{F_{\max}}{\eta_{cm}} + p_2 A_2 \right) \quad (3.2)$$

$$A_1 = \pi \times D^2 / 4 \quad (3.3)$$

$$A_2 = \pi \times (D^2 - d^2) / 4 \quad (3.4)$$

由 (3.1)、(3.2)、(3.3)、(3.4) 知

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi \eta_{cm} \{p_1 - p_2 [1 - (\frac{d}{D})^2]\}}} \quad (3.5)$$

式中：

p_1	主工作腔压力 (Pa)；按照初选系统压力取值 4Mpa；
p_2	回油腔压力 (Pa)，即背压力，我们可根据实际情况按照表 3. 2 进行选取，取 0. 5MPa；
A_1	无杆腔的活塞面积 (m ²)；
A_2	有杆腔的活塞面积 (m ²)；
D	液压缸活塞直径；
d	液压缸活塞杆直径；
F_{\max}	液压缸的最大负载力 (N)；
η_{cm}	液压缸机械效率，一般选取 $\eta_{cm}=0.90 \sim 0.97$ 。本设计中取值 $\eta_{cm}=0.90$ 。

表 3. 2 液压执行元件的背压力

系统类型		背压力/MPa
中低压系统	简单系统和一般轻载节流调速系统	0. 2~0. 5
	回油带背压阀	调整压力一般为0. 5~1. 5
	回油路设流量调节阀的进给系统满载工作	0. 5
	设补油泵的闭式系统	0. 8~1. 5
高压系统		初算时可忽略

我们定义活塞杆径 d 与活塞直径 D 的比值为杆径比 ϕ

$$\phi = d/D \quad (3.6)$$

ϕ 的值可以根据工作压力或活塞退回和伸出的速度比值 λ 来确定。

表 3.3 按压力选取 ϕ

工作压力/Mpa	≤ 5.0	$5.0 \sim 7.0$	≥ 7.0
Φ	$0.5 \sim 0.55$	$0.62 \sim 0.70$	0.70

表 3.4 按活塞退回和伸出的速度比值 λ 选取 ϕ

$\lambda = V_2/V_1$	1.15	1.25	1.33	1.46	1.61	2
Φ	0.3	0.4	0.5	0.55	0.62	0.71

由表 3.3 和表 3.4，选取杆径比 $\phi = 0.5$ 。

综上计算可得：

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi\eta_{cm} \left\{ p_1 - p_2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \right\}}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \times 1600}{3.14 \times 0.9 \times [4 \times 10^6 - 0.5 \times 10^6 (1 - 0.5^2)]}} \\
 &= 0.02499\text{m}
 \end{aligned}$$

由于取杆径比 $\phi = 0.5$ ，故

$$d = \frac{D}{2} = 0.012495\text{m}$$

在选取油缸内径 D 时，我们需要按照 GB/T 2438—1993 的标准来确定^[15]。铲斗液压缸活塞直径 $D=25\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d=12\text{mm}$ 。

(2) 铲斗液压缸行程的确定

液压缸的行程主要需要根据机构的运动要求和外型尺寸来确定，本设计中取行程

70mm^[14]。

(3) 铲斗液压缸筒长度 L_1 的确定

我们可根据最大工作行程来 S 确定，一般缸筒的长度不超过内径的 20 倍（如图 3. 2）。

$$L_1 = S + B + A + M + C \quad (3. 7)$$

其中：

最大工作行程	S
宽度	B
导向长度	A
密封长度	M
其他长度	C

依据公式可选取缸筒长度为 140mm

(4) 最小导向长度 H 的确定

最小导向长度指当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到导套滑动面中点的距离（如图 3. 2）。对于一般液压缸，最小导向长度需要满足式（3.8）：

$$\begin{aligned}
 H &\geq \frac{S}{20} - \frac{D}{2} \quad (3. 8) \\
 &= \frac{70}{20} + \frac{25}{2} = 16\text{mm}
 \end{aligned}$$

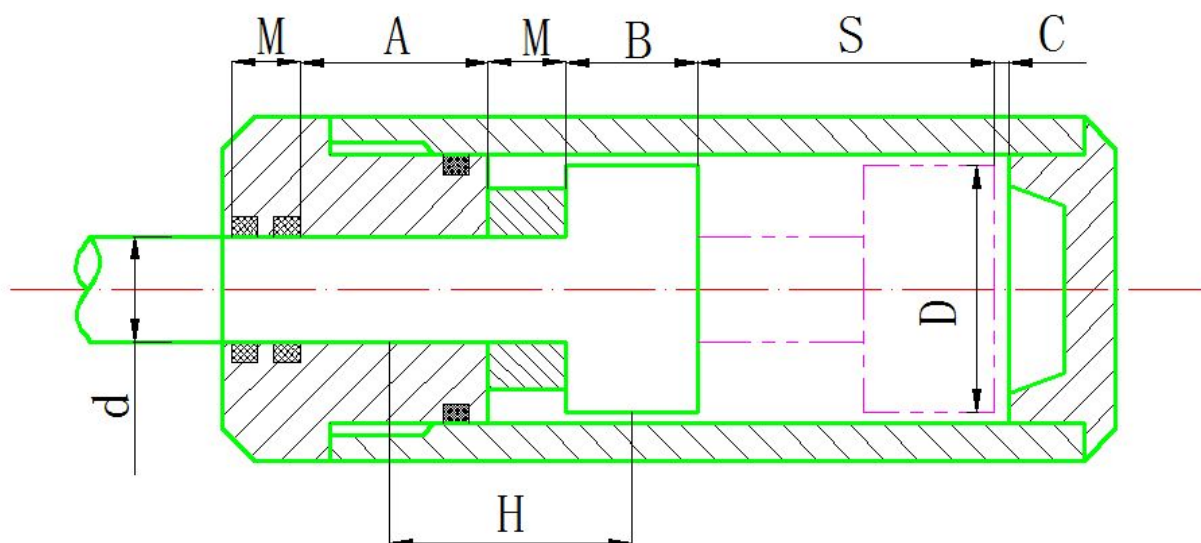


图 3. 2 液压缸结构长度简图

1. 铲斗液压缸结构参数的计算

(1) 铲斗液压缸缸筒壁厚 δ 的计算

我们可以根据以下资料进行液压油缸壁厚的计算：

当采用无缝钢管来制作缸筒，即薄壁筒（ $\delta/D \leq 0.08$ ）时，

$$\delta \geq \frac{p_{\max} D}{2[\sigma]}; \quad (3.9)$$

当采用铸造缸筒时，即厚壁圆筒（ $\delta/D \geq 0.3$ ）时，

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_{\max}}{[\sigma] - 1.3p_{\max}}} - 1 \right); \quad (3.10)$$

当 $\delta/D = 0.08 \sim 0.3$ 时，

$$\delta \geq \frac{p_{\max} D}{2.3[\sigma] - 3p_{\max}} \quad (3.11)$$

式中：

p_{\max} ——液压缸筒的最高工作压力，一般取最大工作压力的 1.25~1.5 倍；

$[\sigma]$ ——液压缸筒使用材料的许用应力，无缝钢管的许用应力为 100~110MPa；

D ——液压缸筒内径。

我们采用薄壁筒来制作本设计中使用到的液压缸。

$$\delta \geq \frac{p_{\max} D}{2[\sigma]} \quad (3.12)$$

$$= \frac{4 \times 1.25 \times 0.025}{2 \times 110} = 0.5682 \text{mm}$$

$$\delta / D = \frac{0.5682}{25} = 0.022728 \leq 0.08, \text{ 满足条件。}$$

取 $\delta = 0.6 \text{mm}$ ，铲斗液压缸外缸直径 $D_1 = 26.2 \text{mm}$ 。

(2) 铲斗液压缸油口尺寸的确定

油口孔径和螺纹的配合及选型影响液压缸中的油口大小。

油口孔直径 d_{K1} 需要根据液压缸内径 D (mm)、液压缸最大输送速度 v_{\max} (m/min) 和油口液流速度 v_0 (m/s) (根据机械设计手册取 $V_0 = 7 \text{m/min}$)；

液压缸最大输送速度 v_{\max} 的选取，液压泵站的系统排量为 9L/min 。由于液压缸采用单杆式活塞缸，两腔的工作面积不同，所以油缸在伸出和收回时的输出推力和速度都不同。如图 3.3 所示^[16]。

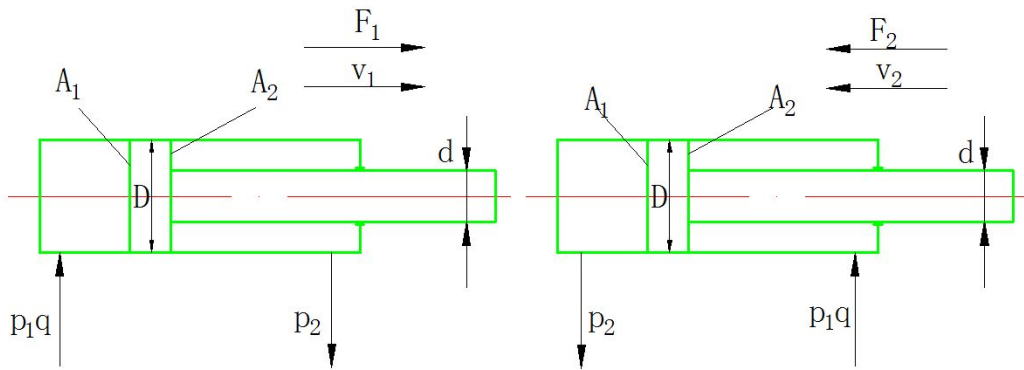


图 3.3 单杆式活塞缸

$$F_1 = p_1 A_1 - p_2 A_2 = \pi \frac{(p_1 - p_2) D^2 + p_2 d^2}{4} \quad (3.13)$$

$$F_2 = p_1 A_2 - p_2 A_1 = \pi \frac{(p_1 - p_2) D^2 - p_2 d^2}{4} \quad (3.14)$$

$$V_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{4q}{\pi D^2} \quad (3.15)$$

$$V_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi (D^2 - d^2)} \quad (3.16)$$

由 (3.13)、(3.14)、(3.15)、(3.16)，因为 $A_1 > A_2$ ，所以 $F_1 > F_2$ ， $V_1 < V_2$ 。

所以当 V_2 的速度最大时，取得 V_{\max} 的值。

$$\begin{aligned} V_{\max} &= \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi (D^2 - d^2)} \\ &= \frac{4 \times 9 \times 10^{-3}}{3.14 \times (0.025^2 - 0.012^2)} = 23.84 \text{ m/min} \end{aligned}$$

将以上数据代入得，

$$\begin{aligned} d_{K1} &= 0.13D \sqrt{\frac{V_{\max}}{V_0}} \\ &= 0.13 \times 0.025 \sqrt{\frac{23.84}{7}} = 0.0059 \text{ m} \end{aligned} \quad (3.17)$$

油口连接螺纹的尺寸应符合 GB/T 2879-1993 《液压元件螺纹连接 油口形式和尺寸》的规定。依据国标我们选取 $d_{K1} = 8 \text{ mm}^{[15]}$ 。

3.1.2 斗杆液压缸的设计计算

1. 斗杆液压缸几何参数计算

(1) 斗杆液压缸缸筒内径 D_2 、活塞杆 d_2 的确定

从铲斗油缸的几何参数推导过程可知，斗杆油缸的液压缸活塞直径 D_2 。

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi \eta_{cm} \left\{ p_1 - p_2 \left[1 - \left(\frac{d_2}{D_2} \right)^2 \right] \right\}}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 1528}{3.14 \times 0.9 \times [4 \times 10^6 - 0.5 \times 10^6 (1 - 0.5^2)]}} \\ &= 0.0244 \text{ m} \\ d_2 &= \frac{D_2}{2} = 0.0122 \text{ m} \end{aligned}$$

在选取油缸内径 D_2 、 d_2 时，我们需要按照 GB/T 2438—1993 的标准来确定。

$D_2=25\text{mm}$, $d_2=12\text{mm}$ 。

(2) . 铲斗液压缸行程的确定。

液压缸的行程主要需要根据机构的运动要求和外型尺寸来确定，本设计中取行程 50mm。

(3) . 铲斗液压缸筒长度 L_2 确定

依据公式可选取缸筒长度为 190mm

(4) 最小导向长度 H_2 的确定

$$H_2 \geq \frac{L_2}{20} - \frac{D_2}{2} = \frac{50}{20} + \frac{25}{2} = 15\text{mm}$$

2. 斗杆液压缸结构参数的计算

(1) . 斗杆液压缸缸筒壁厚 δ_2 的计算

在本设计中，我们使用薄壁筒来制作液压缸，即薄壁筒（ $\delta/D \leq 0.08$ ）时；

$$\begin{aligned} \delta_2 &\geq \frac{p_{\max} D_2}{2[\sigma]} \\ &= \frac{4 \times 1.25 \times 0.025}{2 \times 110} = 0.5682\text{mm} \end{aligned}$$

$$\delta / D_2 = \frac{0.5682}{25} = 0.022728 \leq 0.08, \text{ 满足条件。}$$

取 $\delta=0.6\text{mm}$ ，液压缸外缸直径 $D_2 = 26.2\text{mm}$ 。

(2) 斗杆液压缸油口尺寸的确定

$$d_{k2} = 0.13 D_2 \sqrt{\frac{V_{\max}}{V_0}} = 0.13 \times 0.025 \sqrt{\frac{23.84}{7}} = 0.0059\text{m}$$

油口连接螺纹的尺寸应符合 GB/T 2879-1993 《液压元件螺纹连接 油口形式和尺寸》的规定。依据国标我们选取 $d_0=8\text{mm}$ 。

3. 1. 3 动臂液压缸的设计计算

1. 动臂液压缸几何参数计算

(1) 动臂液压缸缸筒内径 D_3 、活塞杆 d_3 的确定

从铲斗油缸的几何参数推导过程可知，动臂油缸的液压缸活塞直径 D_3 ，

$$\begin{aligned} D_3 &= \sqrt{\frac{2F_{\max}}{\pi\eta_{\text{cm}} \{p_1 - p_2 [1 - (\frac{d_3}{D_3})^2]\}}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \times 5271.2}{3.14 \times 0.9 \times [4 \times 10^6 - 0.5 \times 10^6 (1 - 0.5^2)]}} \\ &= 0.03207\text{m} \\ d_3 &= \frac{D_3}{2} = 0.01604\text{m} \end{aligned}$$

在选取油缸内径 D_3 、 d_3 时，我们需要按照 GB/T 2438—1993 的标准来确定。 $D_3=32\text{mm}$ ， $d_3=16\text{mm}$

(2) 动臂液压缸行程的确定。

液压缸的行程主要根据机构的运动要求和外型尺寸来确定，本设计中取行程 60mm。

(3) 动臂液压缸筒长度 L_3 的确定

依据公式可选取缸筒长度为 160mm

(4) 最小导向长度 H_3 的确定

$$H_3 \geq \frac{L_3}{20} - \frac{D_3}{2} = \frac{60}{20} + \frac{32}{2} = 19\text{mm}$$

2. 动臂液压缸结构参数的计算

(1) 动臂液压缸缸筒壁厚 δ_3 的计算

在本设计中，我们使用薄壁筒来制作液压缸，即薄壁筒（ $\delta/D \leq 0.08$ ）时；

$$\delta_3 \geq \frac{p_{\max} D_3}{2[\sigma]} = \frac{4 \times 1.25 \times 0.032}{2 \times 110} = 0.7273\text{mm}$$

取 $\delta=0.73\text{mm}$ ，液压缸外缸直径 $D_1=33.46\text{mm}$ 。

(2) 动臂液压缸油口尺寸的确定

$$V_{\max} = \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi(D_3^2 - d_3^2)} = \frac{4 \times 9 \times 10^{-3}}{3.14 \times (0.032^2 - 0.016^2)} = 14.93\text{m/min}$$

$$d_0 = 0.13D_3 \sqrt{\frac{V_{\max}}{V_0}} = 0.13 \times 0.032 \sqrt{\frac{14.93}{7}} = 0.0061\text{m}$$

油口连接螺纹的尺寸应符合 GB/T 2879-1993 《液压元件螺纹连接 油口形式和尺寸》的规定。依据国标我们选取 $d_0=8\text{mm}$ 。

3.2 液压系统图的拟定

在拟定液压系统图的过程中，我们需要通过分析任务书上的各项要求，对比并且制定出各种合适的基本液压回路方案，再将这些基本液压回路方案组合起来，成为完整的一个液压系统。

基本液压回路包括速度液压、压力液压、方向液压和多缸液压。

3.2.1 制定基本回路方案

1. 速度控制回路

在液压缸的有效作用面积确定的情况下，根据公式可以知道改变流量的大小来进行调速，流量阀或者变量泵就可以完成这样的工作。液压马达采用变量马达时也可实现速度的调节。在液压挖掘机综合实训装置的设计中，我们采用节流调速回路。

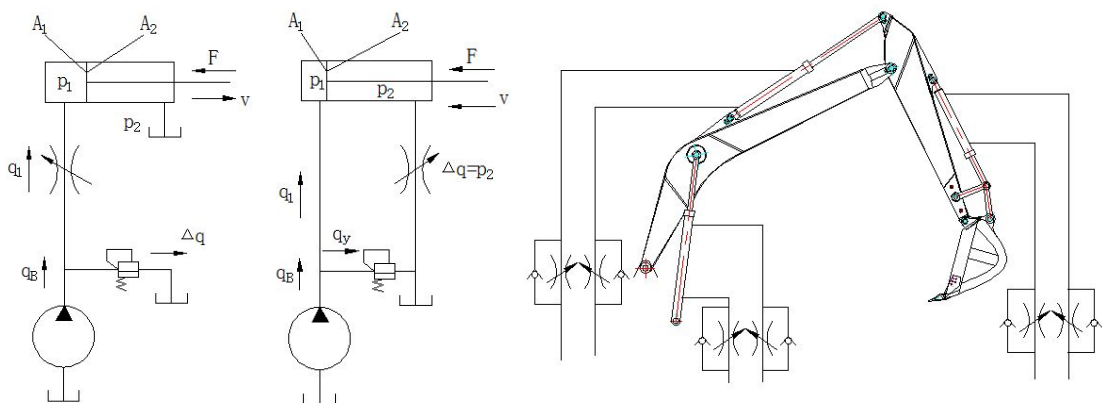


图 3. 4 进油调速

3. 5 回油调速

3. 6 工作装置的双向节流调速

我们把节流阀安装在进油路上的调速装置称进油调速回路（图 3. 4）。

采用进油调速回路时，当外负载力增大时，节流口的通流面积一定时，液压缸的速度减小。应用回油调速回路在液压油回流通路上可以产生背压力，相对于进油调速回路来说

回油调速回路运动更加平稳，所以回油调速回路常用在载荷变化较大和运动要求较平稳的系统中^[16]。

2. 压力控制回路

(1) 限压回路

限压回路用系统压力的限制，为了满足最大系统压力，使系统和元件不被过载而破坏，一般将液压泵和溢流阀并联连接起来就形成了单级调压回路（图 3. 7）或安装在执行元件的进油和回油回路上成对地并联限压阀来实现（图 3. 8）。

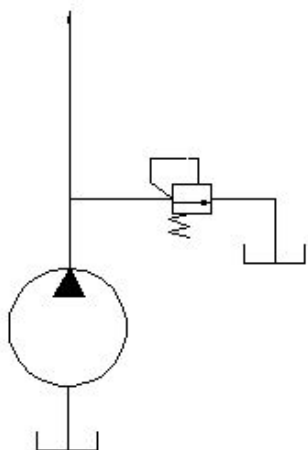
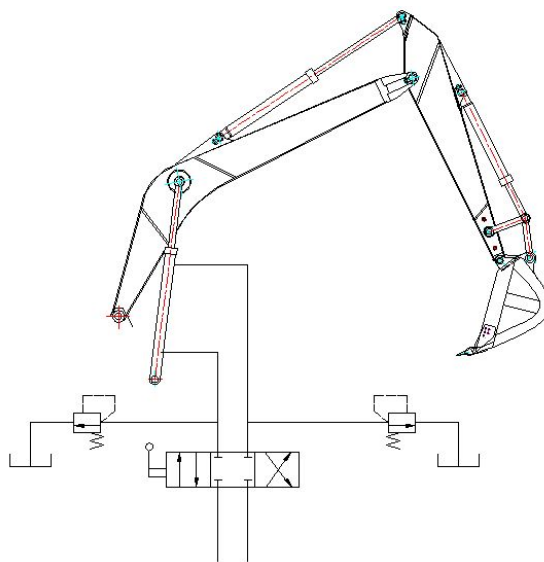


图 3. 7 调压回路图



3. 8 工作装置的限压卸荷回路

(2) 卸荷回路

对于“M”型换向阀中位机能有卸荷的作用（图 3. 9），或者采用多路的三位六通阀（图 3. 10），阀在中位时，工作油以最低压力顺次通过各换向阀的过油通路而卸荷。本设计中采用的换向阀为三位四通“O”型换向阀，换向阀置于中位时只能达到锁紧回路的作用^[1]。

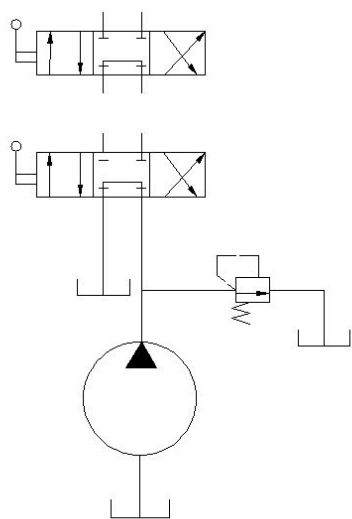


图 3. 9 换向阀中位机能卸荷

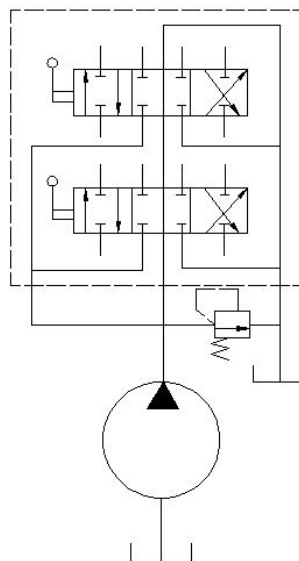


图 3. 10 多路阀卸荷

(3) 先导式溢流阀的卸荷回路

当溢流阀进口压力到达要求的压力，作用在导阀上的液压力抑制导阀弹簧作用力时，使导阀开启，此时液压油通过阻尼孔、经导阀流回油箱，因为阻尼孔有液压油流动的作用，当主阀下端压力能够克服上端压力时，主阀向上提动，液压油经过 P_2 口流回油箱起到卸荷的作用。

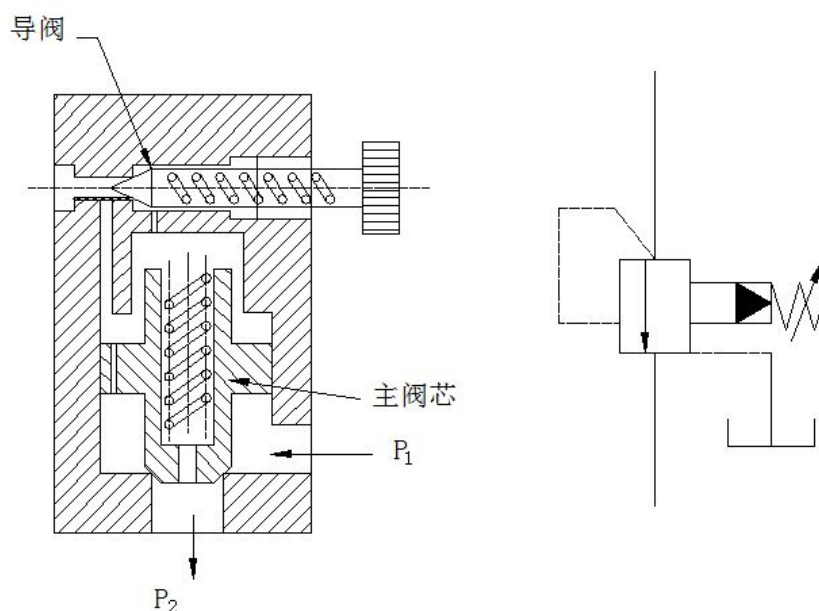


图 3. 11 先导式溢流阀结构图和职能符号

3. 方向控制回路

(1) 三位四通“0”型手动换阀的换向回路（图 3. 12）

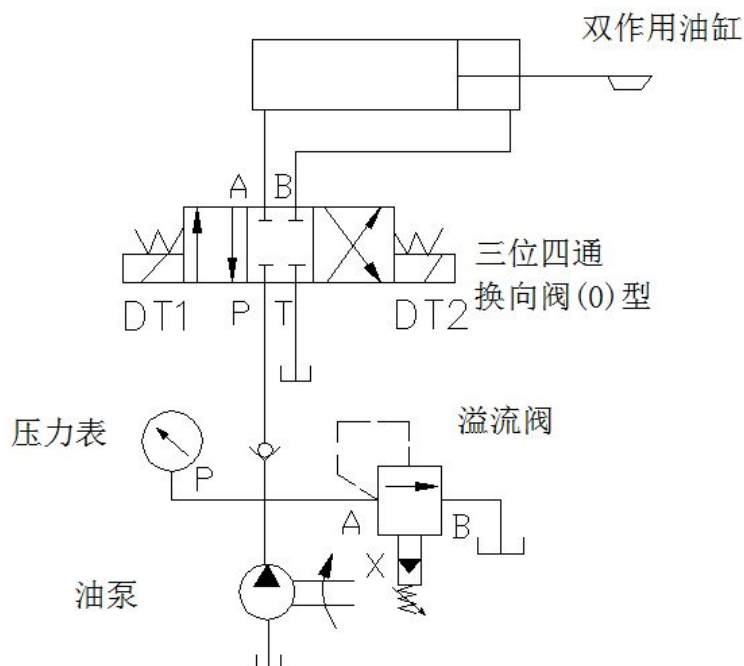


图 3. 12 换向阀的换向回路

当换向阀的阀芯位于中间位置时，没有液压油进入液压缸，此时液压缸停止动作；当阀芯位于左边位置时，液压缸无杆腔进油，活塞向右运动；当阀芯位于右位时，液压缸有杆腔进油，活塞向左运动。

(2) 锁紧回路

液压挖掘机在工作过程中，需要在任意位置上能够停留，并且保持最小的下沉量。当换向阀置于中间位置时，液压缸的进油、回油口都被封闭，能达到一定锁紧回路的作用。应用该回路可得到较小的冲击力。这种锁紧回路由于受到滑阀泄露的影响，锁紧效果较差，但对于本设计中已经可以达到预期目的^[6]。

4. 多缸控制回路

液压挖掘机动臂驱动由两个油缸完成。通过对两个油缸的控制动臂上升、下降，两个油缸采用并联方式连接，组成并联同步回路，液压回路图如图 3. 13 所示：

图 3. 13 液压缸的并联的同步回路

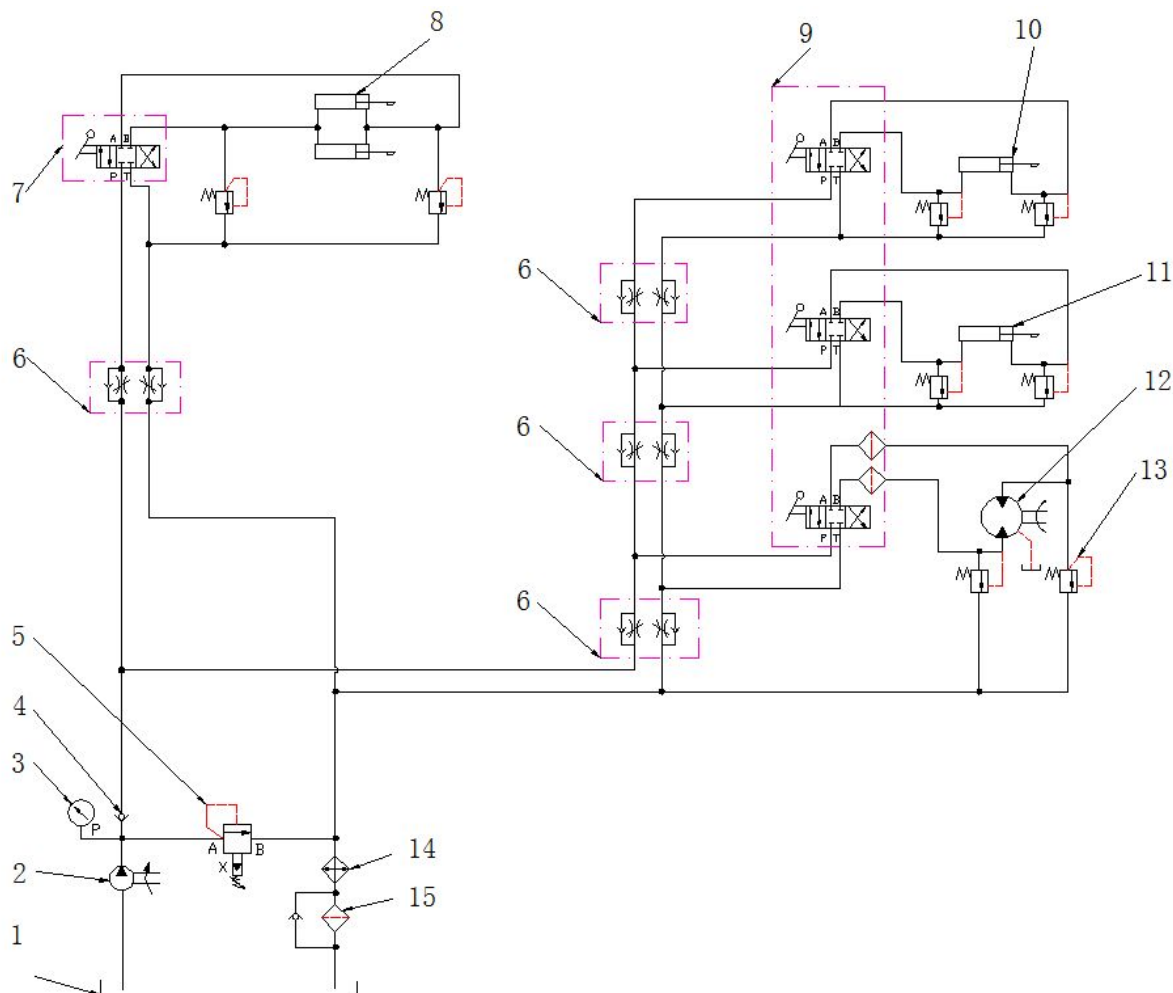
当启动油泵后，通过调节油泵上的溢流阀使得系统达到合适工作压力。使用手动换向阀让动臂提升，油缸的无杆腔开始进油，活塞杆向上运行，此时挖掘机动臂向上升起，使两缸向上动移速度基本保持相同。运行时两缸的运动基本实现同步。操纵手动阀换向使两个动臂油缸的有杆腔开始进油，活塞杆向下运行，动臂下降。在本设计中，我们采用单一定量泵作为液压动力源。

3.2.2 确定回路的方式

循环方式	开式回路	泵从油箱中吸油，执行元件的回油腔中的液压油回到油箱，形成一个开放式的回路；	油箱体积较大、液压油可充分冷却、空气、杂质容易进入液压回路等特点。
	闭式回路	液压泵将液压油输入到执行元件中，液压油从执行元件回油腔经过油路又进入执行元件的进油腔的一种回路；	结构紧凑、冷却条件差、需要补油泵等特点。本设计中选用开式回路。

3.2.3 液压系统图的合成以及原理草图的绘制

液压挖掘机综合实训装置的液压系统原理图，如图 3. 14 所示，该系统为单泵单回路定量系统。液压泵输出的带有压力的液压油经过单向阀分别进入双向节流阀由、换向阀组成的各执行元件，驱动动臂油缸、斗杆油缸、铲斗油缸、液压马达动作。



1. 油箱 2. 齿轮泵 3. 液压表 4. 单向阀 5. 先导式溢流阀 6. 双向节流阀 7. 动臂手动换向阀
8. 动臂油缸 9. 发组 10. 铲斗油缸 11. 斗杆油缸 12. 液压马达 13. 散热器 14. 滤清器

图 3. 14 液压系统原理图

3.3 液压元件的选择

3.3.1 液压泵所需功率的计算和液压泵型号的确定

1. 液压泵的最大工作压力 P_p 的确定

液压泵的最大运动压力需要达到液压执行部件的最大工作压力，即

$$p_p \geq p_1 + \sum \Delta p \quad (3.18)$$

式中：

p_1 ——执行元件的最大工作压力；

$\sum \Delta p$ ——液压油从泵流出到液压元件入口间的管路压力损耗，根据经验初选 2~5MPa，

$P_1=6\text{MPa}$ 。

2. 液压泵流量 $q_{v\max}$ 的确定

液压泵的流量必须大于或等于所有需要同时工作的液压执行元件的流量总和，即（ K ——系统泄漏系数，一般取 1.1~1.3）

$$q_{v\max} \geq K \sum q_{v\max} \quad (3.19)$$

本设计中要求液压缸的速度为 1800mm/min。

铲斗油缸的流量计算

$$Q_{\max} = \pi(R^2 - r^2)v = 3.14 \times (0.125^2 - 0.06^2) \times 18 = 0.68\text{L/min}$$

斗杆油缸的流量计算

$$Q_{\max} = \pi(R^2 - r^2)v = 3.14 \times (0.125^2 - 0.06^2) \times 18 = 0.68\text{L/min}$$

两个动臂油缸的流量计算

$$Q_{\max} = 2\pi(R^2 - r^2)v = 2 \times 3.14 \times (0.16^2 - 0.08^2) \times 18 = 2.17\text{L/min}$$

轴向柱塞马达的流量计算

我们选用 2.5MCM14-1B 轴向柱塞马达作为液压回转马达。

$$Q_{\max} = 2.5\text{ml/r} \times 1500\text{r/min} = 3.75\text{L/min}$$

$$q_{v\max} \geq K \sum q_{v\max} = 1.3 \times (0.68 + 0.68 + 2.17 + 3.75) = 5.92\text{L/min}$$

3. 液压泵的规格的确定

按照以上数据，我们选择泵型号为 YB1-10 的定量叶片泵。

表 3. 5YB1-10 的定量叶片泵技术规格^[14]

排量 (mL/r)	额定工作压力/Mpa	转速 (r/min)	容积效率/%
10	6.3	1450	84
总效率/%	驱动功率/Kw	质量/kg	

65	2.34	5
----	------	---

4. 液压泵的驱动功率 P

$$P = \frac{p_p q_{vp}}{\eta_p} = \frac{6.3 \times 10^6 \times 0.0002417}{65\%} = 2.34 \times 10^3 \text{ W} = 2.34 \text{ KW}$$

3.3.2 阀类元件的选择

表 3. 6 系统阀类元件一览表

序号	原件名称	规格型号	数量
1	叠加式双向节流阀	Z2FS6-30/S2	4
2	溢流阀	DB-8AG	9
3	手动换向阀	4WMM6E50/F	4
4	单向阀	S-8A3	1

3.3.3 液压油箱容量的确定

油箱用于储存液压油，散发液压油的热量，沉淀油中的杂质，逸出液压油中的空气等。

$$\begin{aligned} V &= a q_v \\ &= 14.5 \times 4 = 58 \text{ L} \end{aligned} \quad (3. 20)$$

式中：

a ——液压泵的容量（L/min）；

q_v ——经验系数，对于低压系统该系数值为 2~3，本设计中选 $q_v = 4$ 。

3.3.4 过滤器的选择

为了能够更好的保护液压元件，液压系统的液压油需要保持清洁，需要清除外系统残留物、外来侵入物和液压系统本身产生的颗粒等。所以在液压系统中选择和设置过滤器就非常重要，本设计中选用普通吸油过滤器：NXJ 系列箱内吸油过滤器^{[14][16]}。

3.3.5 液压管道的选择^[14]

本设计的液压系统为低压系统，可以选用低压橡胶管。

3.3.6 油管内径尺寸 d 的确定

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v}} \quad (3.21)$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 9.86 \times 10^{-5}}{3.14 \times 0.5}} = 7.92 \text{mm}$$

q	通过管道的最大流量（m ³ /s）（本设计中只计算最大管道内径），q = 5.92L/min；
v	管道允许流量（m/s）；查表选取 0.5 m/s。

3.3.7 其他液压辅助元件及工作介质的选择^[14]

液压压力表的选择：YE-100B 不锈钢膜盒压力表；

液压空气滤清器的选择：QUQ1-20；

散热器的选择：2LQ-FW；

液压工作介质的选择：L-HM46。

3.4 液压系统性能的验算

对液压系统进行初步设计时，采用了很多的估计参数。当我们对整个液压系统设计好后，我们就需要根据实际情况对初始设计进行各项性能分析计算，以此来判断液压系统的设计质量。通常情况下我们需要对液压系统的压力损失、系统的发热温升、系统效率等进行验算。因为液压系统验算比较复杂，我们通常是由复杂问题简单化的思路来进行运算^[16]。

3.4.1 液压体系压力损失 Δp

液压体系压力的差距	沿程压力的相差部分 Δp_1
	局部压力的差距 Δp_2
	阀类元件的局部压力的相差大小 Δp_3

沿程压力损失 Δp_1 主要是由于高压液压油在进油回路产生，设定油管长度 4m，软管内径为 0.008m，当执行元件快速运动时通过的流量为 14.5 L/min，运动粘度为 33.2 mm²/s，L-HM46 液压油的密度为 873 kg/m³。液压油在液压管道中的实际流动速度 v 。

$$v = \frac{q_v}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{14.5 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times 0.008^2 \times 60} = 4.8 \text{ m/s} \quad (3.22)$$

雷诺数 $Re = \frac{4.8 \times 0.008}{3.32 \times 10^{-5}} = 1156.6 < 2300$ ，所以液压油在软管中呈层流状态， λ ——沿程阻力系数 $\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{1156.6} = 0.0648$

表 3.7 液压阀的局部阻力系数表 (φ)

平板阀	短锥阀	锥阀	球阀	滑阀
1~3	2~9	2~11	2~9	8~16

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \times \frac{v^2}{2} \rho = 0.0648 \times \frac{4}{0.008} \times \frac{4.8^2}{2} \times 873 = 0.326 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_2 = 0.1 \Delta p_1 (\text{经验公式}) = 0.0326 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_3 = \varphi \frac{\rho v^2}{2} = 1.08 \text{ MPa}$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 0.326 + 0.0326 + 1.08 = 1.4386 \text{ MPa}$$

式中：

l ——液压油管的长度 (m)，(主要计算进油回路) 管路长度为 4m；

d ——液压管道的内径 (m)，软管内径为 0.008m；

v ——液压油的流动平均速度 (m/s)；

ρ ——液压油的密度 (kg/m³)；

λ ——沿程阻力系数；

φ ——液压阀的局部阻力系数。

综上所述，系统符合要求。

第四章 总结与展望

通过参加毕业设计实践，完成了对液压挖掘机综合实训装置传动系统设计, 该装置是机械和液压元件组合体，结构简单操作方便，学生在学习过程中能学到机械设计，产品元件构造、懂得液压原理操作与过程和排除故障。

对于一台液压挖掘机的完整设计是一件工作量很大的工作。本文针对液压挖掘机综合实训装置的机械和液压元件进行了设计，完成了对液压挖掘机综合实训装置传动系统设计。该论文的主要内容是：液压挖掘机的相关计算及一些比较单一的原理分析，同时还有设计图的制作以及相关液压知识的梳理与巩固。

通过对液压挖掘机是设计，让我对机械设计和液压原理以及相关课程有了更加深入的了解，提高了我对课本知识以及综合运用课本知识解决问题的能力。

希望未来有更多的人对液压挖掘机进行改进和设计。

第五章 经济分析报告

目前，工程机械市场前景愈来愈广阔。液压挖掘机做为工程机械中的主要机械之一，市场需求量也越来越大，这是本设计的主要产生原因之一。液压挖掘机不管是大小，工程机械都是必备的，只是各有各的优缺点而已。

我做设计的液压挖掘机液压系统设计是专门用于机械工程的专门挖机。产品的价值工程的目的主要是降低成本及方便生活，增加相关机械部门和使用者的经济效益，将价值工程运用到工程机械设计中，以认识机器的作用为出发点，再了解相关设备的成本，进行作用与成本的比较，进而判别产品的实际价格，主要是为了体现它的实际作用及工程价值。液压挖掘机的用途很广，可以用到水电等生活和工作方面。

液压传动是以液压油为媒介进行能量传送和控制的一种传递方式，由各种液压部件构成不同功能的基本回路，再通过这些基本回路组成能够满足各种要求的液压系统。希望在未来，本设计可以达到一定的成果，还有一定的开发意义。

致谢

经过了毕业设计阶段的努力，终于完成了这篇毕业设计论文，而这一切并不是我一个人努力的结果，作为一名本科生，由于实践机会少，有许多方面都不全面，要是没有吴南星老师的指导，以及和我一起讨论问题的同学的支持，想要顺利完成本文设计是十分困难的。

在这里首先要感谢我的指导吴南星老师，吴老师平日里工作繁多，但每个星期都会集中间接指导我们；同时，我还要感谢乐建波学长的教导，在做毕业设计的各个环节悉心教导我和同学。在我遇到问题的时候，吴老师就会耐心的给我讲解。除了敬佩吴老师的专业水平外，他的治学严谨和科学研究的精神也是我永远学习的榜样，并将积极影响我今后的学习和工作。其次，其次要感谢和我一起奋斗的同学，感谢他们对我热情的帮助。最后，我还要感谢那些曾给我授过课的每一位老师，是你们教会我专业知识，在此，我一并对各位教导我的老师说一声谢谢！

谢谢大家对我的支持！