

小型液压挖掘机工作装置的设计

引 言

挖掘机在国民经济建设的许多行业被广泛地采用，如工业与民用建筑、交通运输、水利电气工程、农田改造、矿山采掘以及现代化军事工程等等行业的机械化施工中。据统计，一般工程施工中约有 60%的土方量、露天矿山中 80%的剥离量和采掘量是用挖掘机完成的。

随着我国基础设施建设的深入和在建设中挖掘机的广泛应用，挖掘机市场有着广阔的发展空间，因此发展满足我国国情所需要的挖掘机是十分必要的。而工作装置作为挖掘机的重要组成部分，对其研究和控制是对整机开发的基础。

反铲式单斗液压挖掘机工作装置是一个较复杂的空间机构，国内外对其运动分析、机构和结构参数优化设计方面都作了较深入的研究，具体的设计特别是中型挖掘机的设计已经趋于成熟。关于反铲式单斗液压挖掘机的相关文献也很多，这些文献从不同侧面对工作装置的设计进行了论述。而笔者的设计知识和水平还只是一个学步的孩子，进行本课题的设计是为对挖掘机的工作装置设计有一些大体的认识，掌握实际工程设计的流程、方法，巩固所学的知识 and 提高设计能力。

一、绪论

（一）国内外研究状况

当前，国际上挖掘机的生产正向大型化、微型化、多能化和专用化的方向发展。国外挖掘机行业重视采用新技术、新工艺、新结构和新材料，加快了向标准化、系列化、通用化发展的步伐。我国已经形成了挖掘机的系列化生产，近年来还开发了许多新产品，引进了国外的一些先进的生产率较高的挖掘机型号。

由于使用性能、技术指标和经济指标上的优越，世界上许多国家，特别是工业发达国家，都在大力发展单斗液压挖掘机。目前，单斗液压挖掘机的发展着眼于动力和传动系统的改进以达到高效节能；应用范围不断扩大，成本不断降低，向标准化、模块化发展，以提高零部件、配件的可靠性，从而保证整机的可靠性；电子计算机监测与控制，实现机电一体化；提高机械作业性能，降低噪音，减少停机维修时间，提高适应能力，消除公害，纵观未来，单斗液压挖掘机有以下的趋势：

- 1、向大型化发展的同时向微型化发展。
- 2、更为普遍地采用节能技术。
- 3、不断提高可靠性和使用寿命。
- 4、工作装置结构不断改进，工作范围不断扩大。
- 5、由内燃机驱动向电力驱动发展。
- 6、液压系统不断改进，液压元件不断更新。
- 7、应用微电子、气、液等机电一体化综合技术。
- 8、增大铲斗容量，加大功率，提高生产效率。
- 9、人机工程学在设计中的充分利用。

（二）论文构成及研究内容

本论文主要对由动臂、斗杆、铲斗、销轴、连杆机构组成挖掘机工作装置进行设计。

具体内容包括以下五部分：

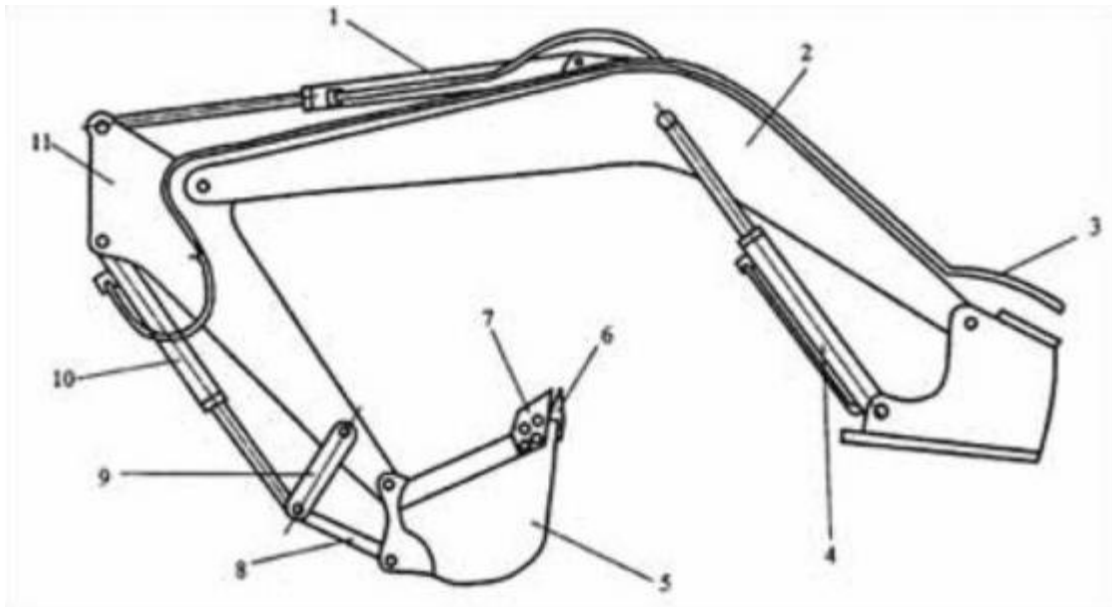
- 1、挖机工作装置的总体设计。

2、 挖掘机的工作装置详细的机构运动学分析。

- 3、 工作装置各部分的基本尺寸的计算和验证。
- 4、 工作装置主要部件的结构设计。
- 5、 销轴的设计及螺栓等标准件进行选型。

二、总体方案设计

(一) 工作装置构成



1-斗杆油缸；2- 动臂； 3-油管； 4-动臂油缸； 5-铲斗； 6-斗齿； 7-侧板；
8-连杆； 9-曲柄； 10-铲斗油缸； 11-斗杆

图 2.1 工作装置组成图

图 2.1 为液压挖掘机工作装置基本组成及传动示意图， 如图所示反铲工作装置由铲斗 5、连杆 9、斗杆 11、动臂 2、相应的三组液压缸 1, 4, 10 等组成。动臂下铰点铰接在转台上， 通过动臂缸的伸缩， 使动臂连同整个工作装置绕动臂下铰点转动。 依靠斗杆缸使斗杆绕动臂的上铰点转动， 而铲斗铰接于斗杆前端， 通过铲斗缸和连杆则使铲斗绕斗杆前铰点转动。

挖掘作业时， 接通回转马达、 转动转台， 使工作装置转到挖掘位置， 同时操纵动臂缸小腔进油使液压缸回缩， 动臂下降至铲斗触地后再操纵斗杆缸或铲斗缸， 液压缸大腔进油而伸长， 使铲斗进行挖掘和装载工作。 铲斗装满后， 铲斗缸和斗杆缸停动并操纵动臂缸大腔进油， 使动臂抬起， 随即接通回转马达， 使工作装置转到卸载位置， 再操纵铲斗缸或斗杆缸回缩， 使铲斗翻转进行卸土。 卸完后， 工作装置再转至挖掘位置进行第二次挖掘循环。

在实际挖掘作业中，由于土质情况、挖掘面条件以及挖掘机液压系统的不同，反铲装置三种液压缸在挖掘循环中的动作配合可以是多样的、随机的。上述过程仅为一般的理想过程。

挖掘机工作装置的大臂与斗杆是变截面的箱梁结构，铲斗是由厚度薄的钢板焊接而成。各油缸可看作是只承受拉压载荷的杆。根据以上特征，可以对工作装置进行适当简化处理。则可知单斗液压挖掘机的工作装置可以看成是由动臂、斗杆、铲斗、动臂油缸、斗杆油缸、铲斗油缸及连杆机构组成的具有三自由度的六杆机构，处理的具体简图如 2.2 所示。进一步简化得图如 2.3 所示。

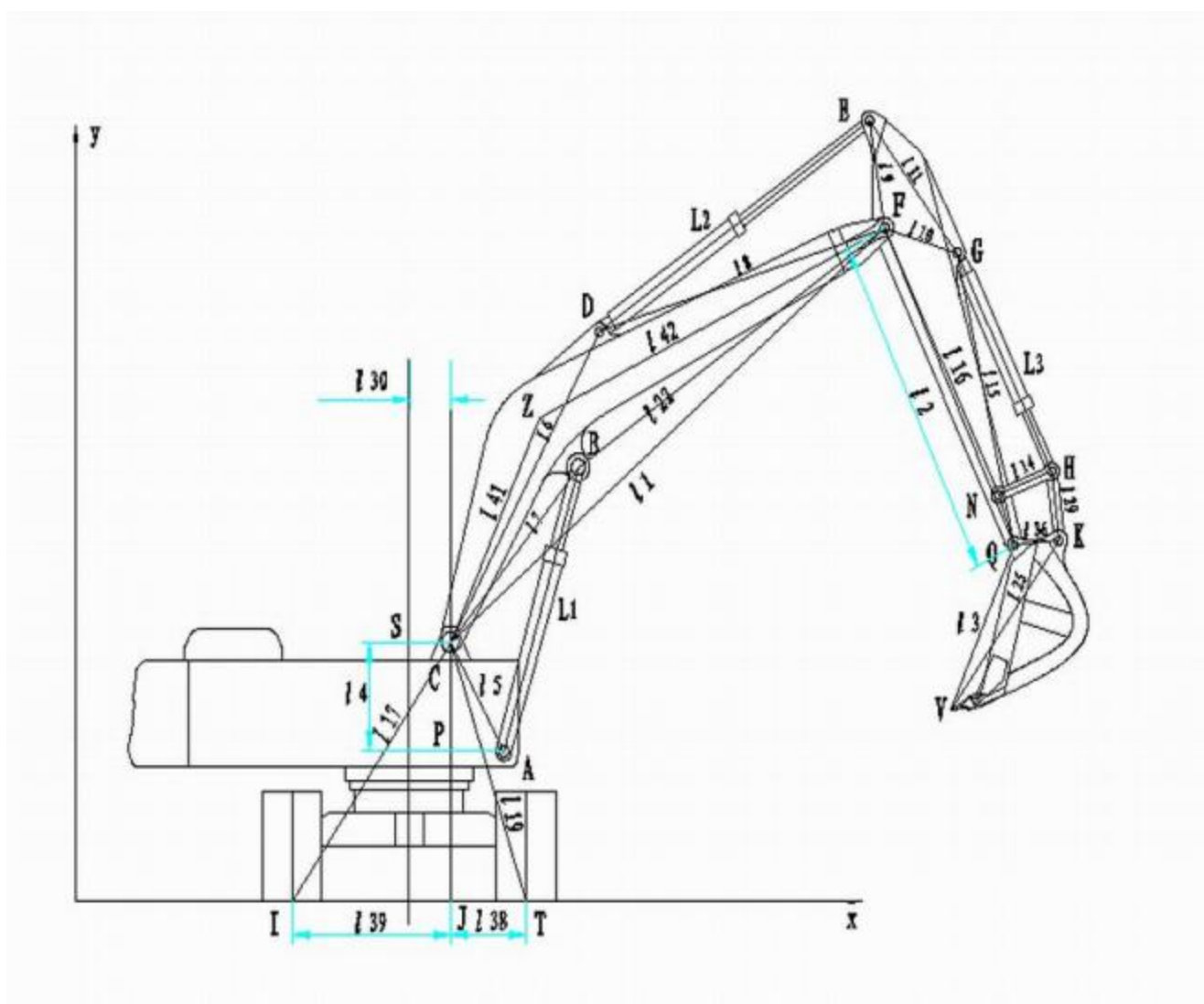
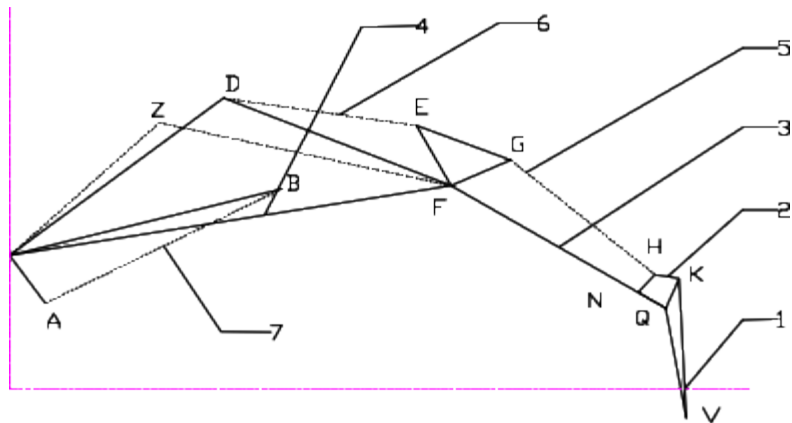


图 2.2 工作装置结构简图



1-铲斗； 2-连杆； 3-斗杆； 4-动臂； 5-铲斗油缸； 6-斗杆油缸

图 2.3 工作装置结构简化图

挖掘机的工作装置经上面的简化后实质是一组平面连杆机构，自由度是 3，即工作装置的几何位置由动臂油缸长度 L_1 、斗杆油缸长度 L_2 、铲斗油缸长度 L_3 决定，当 L_1 、 L_2 、 L_3 为某一确定的值时，工作装置的位置也就能够确定。

（二）动臂及斗杆的结构形式

动臂采用整体式弯动臂，这种结构形式在小型挖掘机中应用较为广泛。其结构简单、价廉，刚度相同时结构重量较组合式动臂轻，且有利于得到较大的挖掘深度。

斗杆也有整体式和组合式两种，大多数挖掘机采用整体式斗杆。在本设计中由于不需要调节斗杆的长度，故也采用整体式斗杆。

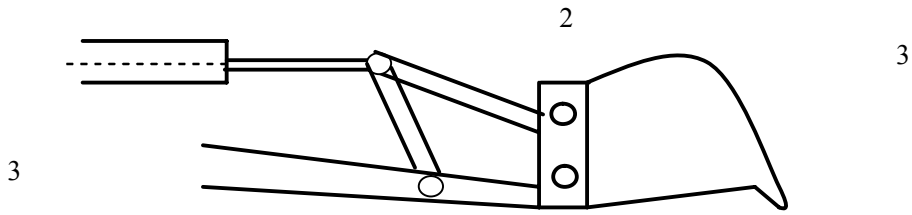
（三）动臂油缸与铲斗油缸的布置

动臂油缸装在动臂的前下方，动臂的下支承点（即动臂与转台的铰点）设在转台回转中心之前并稍高于转台平面，这样的布置有利于反铲的挖掘深度。大部分中小型液压挖掘机以反铲作业为主，常采用动臂支点靠前布置的方案。油缸活塞杆端部与动臂的铰点设在动臂箱体下底板的凸缘上，虽然这样会影响动臂的下降幅度，但不会削弱动臂的结构强度，而且使动臂的受力更加合理。对于斗容量为 0.25 m^3 的小型液压挖掘机，单只动臂液压缸即可满足工作要求。具体结构如图 2.2 所示。

（四）铲斗与铲斗油缸的连接方式

本方案中采用六连杆的布置方式， 相比四连杆布置方式而言在相同的铲斗油缸行程下能得到较大的铲斗转角， 改善了机构的传动特性。该布置中 1 杆与 2 杆的铰接位置虽

然使铲斗的转角减少但保证能得到足够大的铲斗平均挖掘力。如图 2.4 所示。



1-斗杆； 2-连杆机构； 3-铲斗

图 2.4 铲斗连接布置示意图

（五）铲斗的结构选择

铲斗结构形状和参数的合理选择对挖掘机的作业效果影响很大，合适的铲斗应满足以下要求：

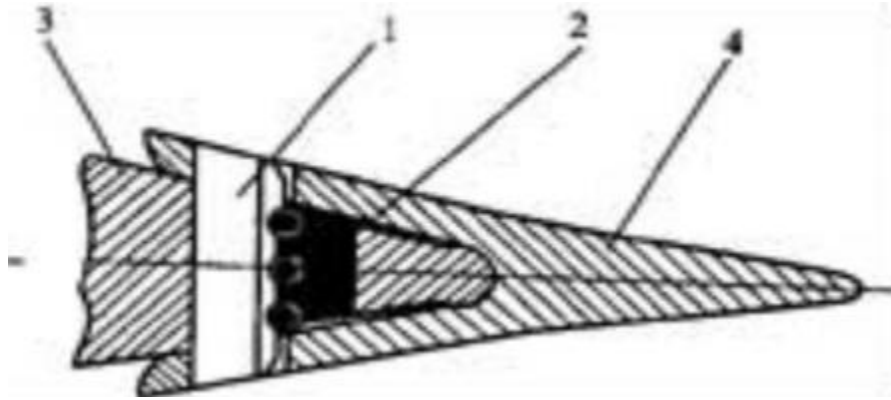
- 1、有利于物料的自由流动。铲斗内壁不宜设置横向凸缘、棱角等。斗底的纵向剖面形状要适合于各种物料的运动规律。
- 2、要使物料易于卸尽。
- 3、为使装进铲斗的物料不易于卸出，铲斗的宽度与物料的粒径之比应大于 4，大于 50 时，颗粒尺寸不考虑，视物料为均质。

综上所述，选用小型挖掘机常用的铲斗结构，基本结构如图 2.5 所示。



图 2.5 铲斗

斗齿的安装连接采用橡胶卡销式，结构示意图如 2.6 所示。



1-卡销；2-橡胶卡销；3-齿座；4-斗齿

图 2.6 卡销式斗齿结构示意图

(六) 原始几何参数的确定

1、动臂与斗杆的长度比 K_1

由于所设计的挖掘机适用性较强，作业对象明确，一般不替换工作装置，故取中间比例方案， K_1 取在 1.5~2.0 之间。考虑到 K_1 值大，工作装置结构重心离机体近。初步选取 $K_1=2$ ，即 $l_1/l_2=2$ 。

2、铲斗斗容与主参数的选择

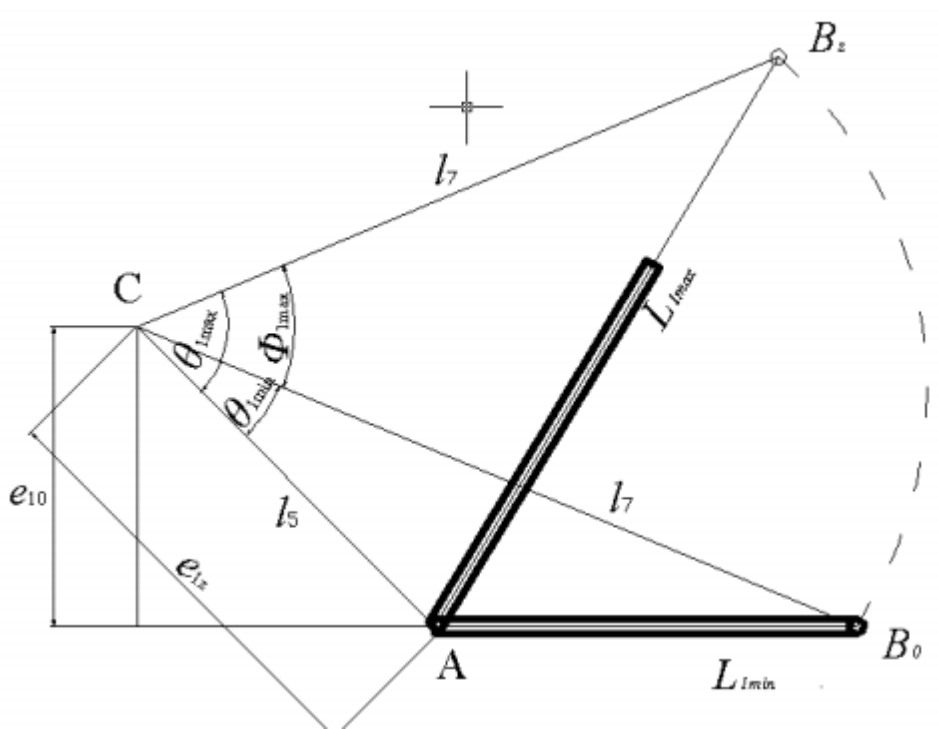
斗容量在任务书中已经给出： $q = 0.25 \text{ m}^3$

按经验公式和比拟法初选： $l_3=900\text{mm}$ ，铲斗平均宽度 $B=800\text{mm}$ ，铲斗切削半径 $R=l_3=900\text{mm}$ ，铲斗装满转角 $2\varphi = 92.65^\circ$ 。

3、工作装置液压系统主参数的初步选择

各工作油缸的缸径选择要考虑到液压系统的工作压力和“三化”要求。初选动臂油缸内径 $D_1=125\text{mm}$ ，活塞杆的直径 $d_1=80\text{mm}$ 。斗杆油缸的内径 $D_2=90\text{mm}$ ，活塞杆的直径 $d_2=63\text{mm}$ 。铲斗油缸的内径 $D_3=100\text{mm}$ ，活塞杆的直径 $d_3=70\text{mm}$ 。按经验公式初选各油缸全伸长度与全缩长度之比： $\lambda_1=\lambda_2=\lambda_3=1.6$ 。参照任务书的要求选择工作装置液压系统的工作压力 $P=20\text{MPa}$ ，闭锁压力 $P_g=21\text{MPa}$ 。

(一) 动臂运动分析



L_{1min} : 动臂油缸的最短长度; L_{1max} : 动臂油缸的伸出的最大长度;

A: 动臂油缸的下铰点; B: 动臂油缸的上铰点; C: 动臂的下铰点.

图 3.1 动臂摆角范围计算简图

动臂摆角 ϕ_1 是 L_1 的函数。动臂上任意一点在任一时刻的坐标值也都是 L_1 的函数。如图 3.1 所示, 图中 L_{1min} : 动臂油缸的最短长度; L_{1max} : 动臂油缸的伸出的最大长度; θ_{1min} : 动臂油缸两铰点分别与动臂下铰点连线夹角的最小值; θ_{1max} : 动臂油缸两铰点分别与动臂下铰点连线夹角的最大值; A: 动臂油缸的下铰点; B: 动臂油缸的上铰点; C: 动臂的下铰点。则有:

在三角形 ABC 中:

$$L_1^2 = (l_7^2 + l_5^2) - 2l_7l_5\cos\theta_1$$

$$\theta = \arccos\left(\frac{l_7^2 + l_5^2 - L_1^2}{2l_7l_5}\right) \quad (3-1)$$

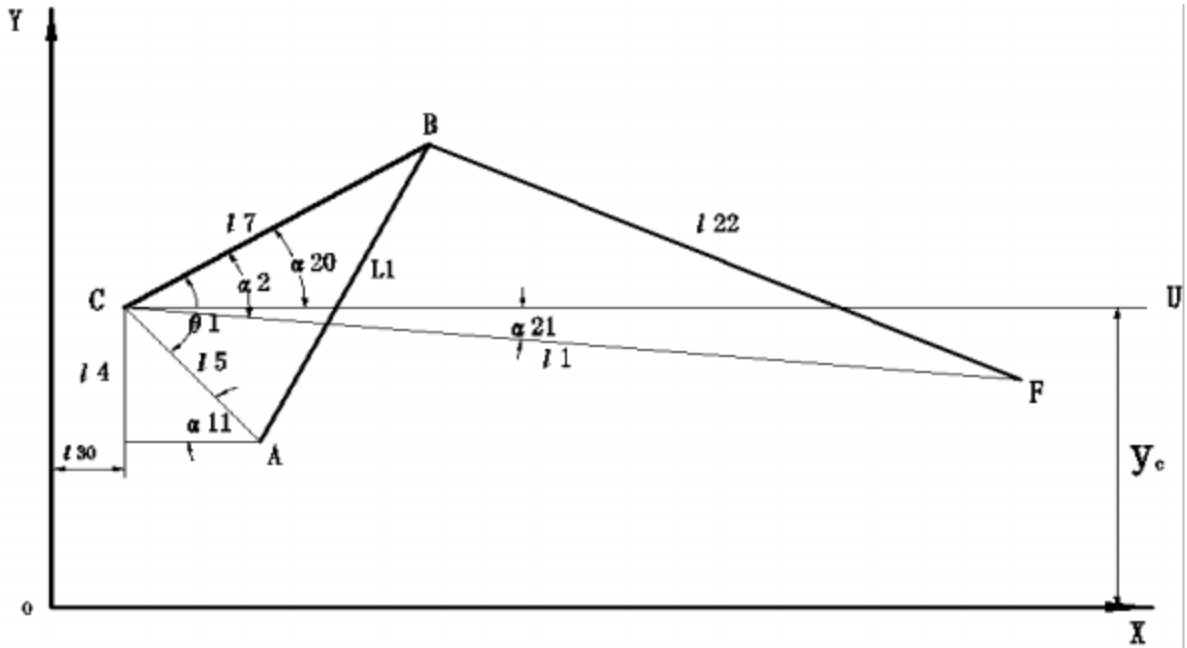


图 3.2 F、C 点坐标计算简图

在三角形 BCF 中：

$$l_{22}^2 = (l_7^2 + l_1^2) - 2 \times l_7 \times l_1 \times \cos C_{20}$$

$$C_{20} = \arccos\left(\frac{l_7^2 + l_1^2 - l_{22}^2}{2 \times l_7 \times l_1}\right)$$

由图 3.2 所示的几何关系，可得到 α_{21} 的表达式：

$$C_{21} = \theta - C_2 - C_{11}$$

当 F 点在水平线 CU 之下时 α_{21} 为负，否则为正。

F 点的坐标为

$$X_F = l_{30} + l_1 \times \cos \alpha_{21}$$

$$Y_F = l_{30} + l_1 \times \sin \alpha_{21}$$

C 点的坐标为

$$X_C = X_A - l_5 \times \cos C_{11} = l_{30}$$

$$Y_C = Y_A + l_5 \times \sin \alpha_{11}$$

动臂油缸的力臂 e_l

$$e_l = \frac{l_7 \times l_5 \times \sin \theta_1}{L_1}$$

显然动臂油缸的最大作用力臂 $e_{lmax} = l_5$

(3-2)

(3-3)

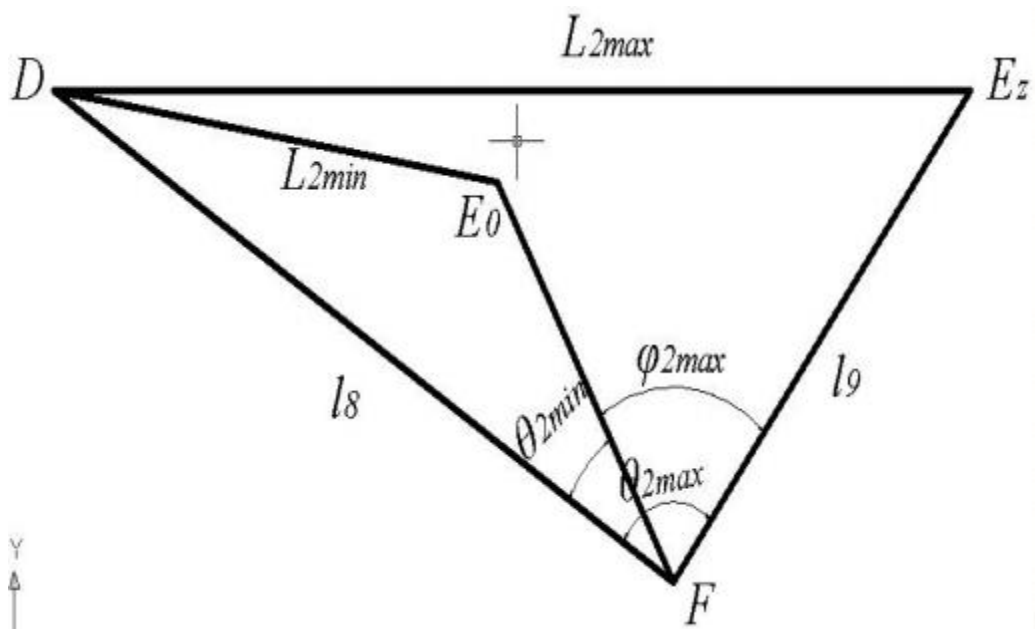
(3-4)

(3-5)

(3-6)

(二) 斗杆的运动分析

如下图 3.3 所示， D 点为斗杆油缸与动臂的铰点， F 点为动臂与斗杆的铰点， E 点为斗杆油缸与斗杆的铰点。斗杆的位置参数是 L_2 ，这里只讨论斗杆相对于动臂的运动，即只考虑 L_2 的影响。



D -斗杆油缸与动臂的铰点； F -动臂与斗杆的铰点；

E -斗杆油缸与斗杆的铰点； θ_2 -斗杆摆角。

图 3.3 斗杆机构摆角计算简图

在三角形 DEF 中

$$L_2^2 = (l_8^2 + l_9^2) - 2l_8l_9\cos\theta_2$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{l_8^2 + l_9^2 - L_2^2}{2l_8l_9}\right) \quad (3-7)$$

由上图的几何关系知斗杆相对于动臂的摆角范围 φ_{2max}

$$\varphi_{2max} = \theta_{2max} - \theta_{2min} \quad (3-8)$$

则斗杆的作用力臂

$$e_2 = \frac{l_8 \times l_9 \times \sin\theta_2}{L_2} \quad (3-9)$$

显然斗杆的最大作用力臂 $e_{2max} = l_9$ ，此时 $\theta_2 = \arccos\frac{l_9}{l_8}$ 。

(三) 铲斗的运动分析

铲斗相对于 XOY 坐标系的运动是 $L1$ 、 $L2$ 、 $L3$ 的函数，现讨论铲斗相对于斗杆的运动，如图3-4所示， G 点为铲斗油缸与斗杆的铰点， F 点为斗杆与动臂的铰点， Q 点为铲斗与斗杆的铰点， v 点为铲斗的斗齿尖点， K 点为连杆与铲斗的铰点， N 点为曲柄与斗杆的铰点， M 点为铲斗油缸与曲柄的铰点， H 点为曲柄与连杆的铰点。

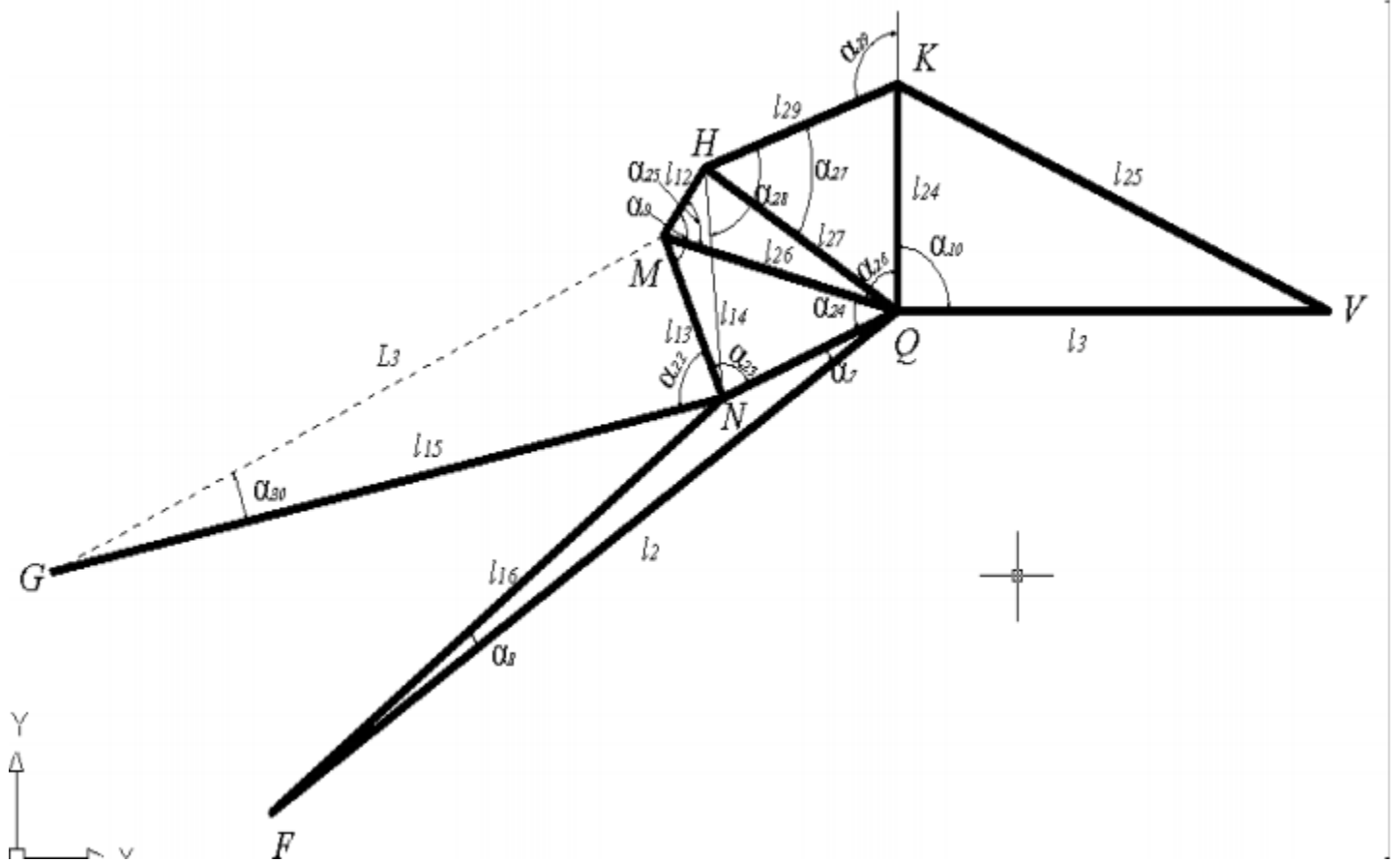


图 3.4 铲斗连杆机构传动比计算简图

1、铲斗连杆机构传动比 i

利用图 3.4，可以求得以下参数：

在三角形 HGN 中

$$\alpha_{12} = \angle HNG = \arccos\left(\frac{l_{15}^2 + l_{14}^2 - l_3^2}{2 \times l_{15} \times l_{14}}\right)$$

$$\alpha_{30} = \angle HGN = \arccos\left(\frac{l_3^2 + l_{15}^2 - l_{14}^2}{2 \times l_3 \times l_{15}}\right)$$

$$\alpha_{32} = \angle GMN = \pi - \angle MNG - \angle MGN = \pi - \alpha_{22} - \alpha_{30} \quad (3-10)$$

在三角形 HNQ 中

$$l_{27}^2 = (l_{14}^2 + l_{21}^2) - 2 l_{13} l_{21} \cos C_{23}$$

$$\angle NHQ = \arccos\left(\frac{l_{14}^2 + l_{27}^2 - l_{21}^2}{2 \times l_{14} l_{27}}\right)$$

在三角形 QHK 中

$$C_{27} = \angle QHK = \arccos\left(\frac{l_{29}^2 + l_{27}^2 - l_{24}^2}{2 \times l_{29} l_{27}}\right) \quad (3-11)$$

在四边形 $KHNQ$ 中

$$\angle NHK = \angle NHQ + \angle QHK$$

铲斗油缸对 N 点的作用力臂 r_1

$$Y_1 = l_{13} \sin(C_{22} + C_{30}) \quad (3-12)$$

连杆 HK 对 N 点的作用力臂 r_2

$$r_2 = l_{13} \times \sin \angle NHK \quad (3-13)$$

连杆 HK 对 Q 点的作用力臂 r_3

$$Y_3 = l_{24} \sin C_{29} \quad (3-14)$$

连杆机构的总传动比 i

$$i = \frac{Y_1 \times Y_3}{L_3}$$

(3-15)

(3-16)

显然 3-17 式中可知, i 是铲斗油缸长度 L_3 的函数, 用 L_{3min} 代入可得初传动比 i_0 ,

L_{3max} 代入可得终传动比 i_z 。

2、铲斗相对于斗杆的摆角 ϕ_s

铲斗的瞬时位置转角为

$$\theta_3 = \angle FQV = C_7 + C_{24} + C_{26} + C_{10}$$

其中，在三角形 NFQ 中

$$C_7 = \angle NQF = \arccos\left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_1l_2}\right) \quad (3-17)$$

(3-18)

当铲斗油缸长度 L_3 分别取 L_{3max} 和 L_{3min} 时，可分别求得铲斗的最大和最小转角 θ_{3max} 和 θ_{3min} ，于是得铲斗的摆角范围：

$$\varphi_3 = \theta_{3max} - \theta_{3min} \quad (3-19)$$

3、斗齿尖运动分析

见图 3.5 所示，斗齿尖 V 点的坐标值 X_V 和 Y_V ，是 L_1 、 L_2 、 L_3 的函数只要推导出 X_V 和 Y_V 的函数表达式，那么整机作业范围就可以确定，现推导如下：

由 F 点知：

$$\alpha_{32} = \angle CFQ = 2\pi - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_6 - \theta_2 \quad (3-20)$$

在三角形 CDF 中： $\angle DCF$ 由后面的设计确定，在 $\angle DCF$ 确定后则有：

$$l_2 = (l_8 + l_1) - 2l_6 \cos \angle DCF \quad (3-21)$$

$$l_6^2 = (l_8^2 + l_1^2) - 2l_8 l_1 \cos C_3 \quad (3-22)$$

$$C_3 = \angle DFC = \arccos\left(\frac{l_8^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_8 l_1}\right) \quad (3-23)$$

在三角形 DEF 中

$$l_2^2 = (l_8^2 + l_9^2) - 2l_8 l_9 \cos \theta_2$$

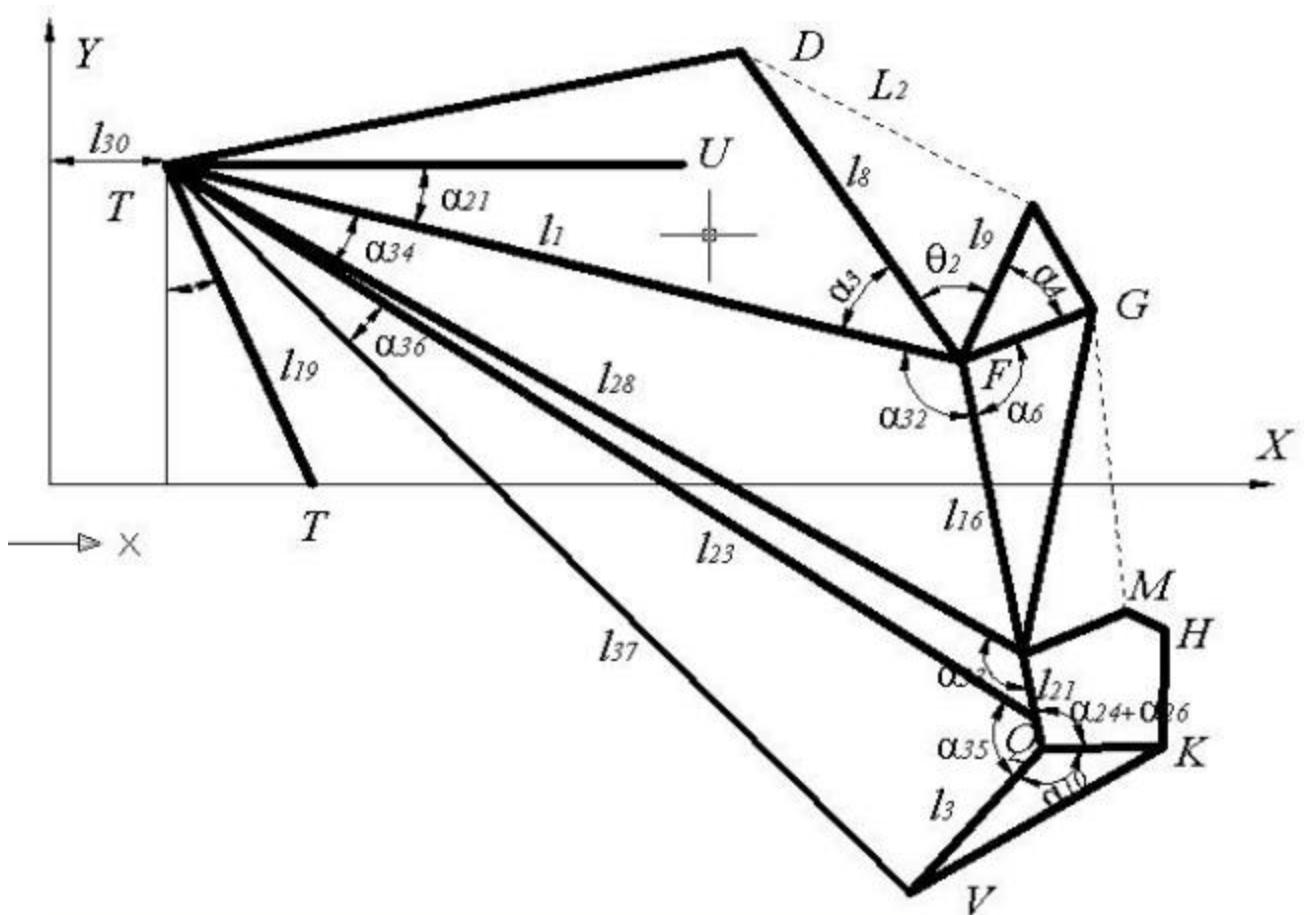


图 3.5 齿尖坐标方程推导简图 1

则可以得斗杆瞬间转角 θ_2

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{l_8^2 + l_9^2 - l_2^2}{2 \times l_8 \times l_9}\right) \quad (3-24)$$

α_4 、 α_6 在设计画图中确定。

由三角形 CFN 知：

$$l_{28} = \text{Sqr}(l_{16}^2 + l_1^2 - 2 \times \cos\alpha_{32} \times l_{16} \times l_1)$$

由三角形 CFQ 知：

$$l_{23} = \text{Sqr}(l_2^2 + l_1^2 - 2 \times \cos\alpha_{32} \times l_2 \times l_1) \quad (3-25)$$

由 Q 点知：

$$\alpha_{35} = \angle CQV = 2\pi - \alpha_{33} - \alpha_{24} - \alpha_{10} \quad (3-26)$$

在三角形 CFQ 中：

$$l_1^2 = (l_{23}^2 + l_3^2) - 2 \times l_{23} \times l_3 \times \cos C_{33} \quad (3-27)$$

$$C_{33} = \arccos\left(\frac{l_{23}^2 + l_3^2 - l_1^2}{2 \times l_{23} \times l_3}\right)$$

在三角形 NHQ 中：

$$l_{13}^2 = (l_{27}^2 + l_{21}^2) - 2 \times l_{27} \times l_{21} \times \cos C_{24}$$

$$C_{24} = \angle NQH = \arccos\left(\frac{l_{27}^2 + l_{21}^2 - l_{13}^2}{2 \times l_{27} \times l_{21}}\right) \quad (3-28)$$

在三角形 HKQ 中：

$$l_{29}^2 = (l_{27}^2 + l_{24}^2) - 2 \times l_{27} \times l_{24} \times \cos C_{26}$$

$$C_{24} = \angle HQK = \arccos\left(\frac{l_{27}^2 + l_{24}^2 - l_{29}^2}{2 \times l_{27} \times l_{24}}\right)$$

在四边形 $HNQK$ ：

$$\angle NQH = \alpha_{24} + \alpha_{26} \quad (3-29)$$

$\alpha_{20} = \angle KQV$ ，其在后面的设计中确定。

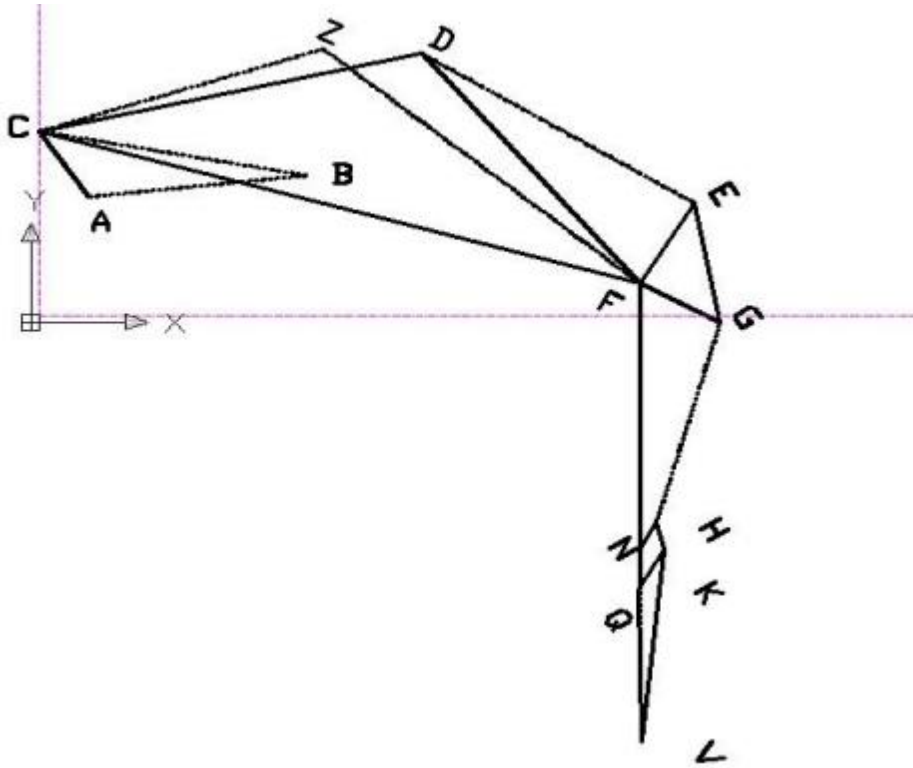
(3-30)

(3-31)

在列出以上的各线段的长度和角度之间的关系后，利用矢量坐标我们就可以得到各坐标点的值。

(四) 特殊工作位置计算

1、最大挖掘深度 H_{1max}



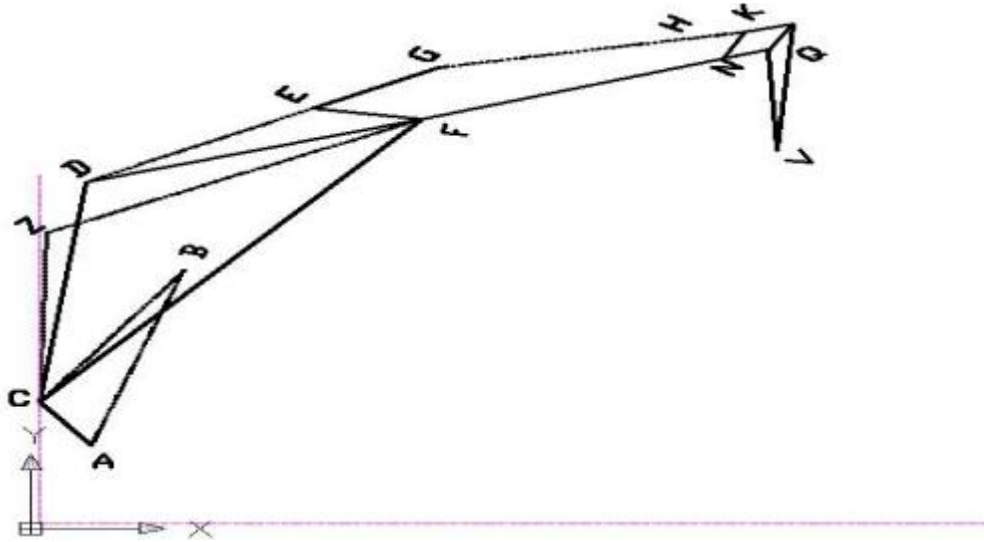
NH-摇臂；HK-连杆； C-动臂下铰点； A -动臂油缸下铰点； B-动臂与动臂油缸铰点； F-动臂上铰点； D-斗杆油缸上铰点； E-斗杆下铰点； G-铲斗油缸下铰点； Q-铲斗下铰点； K-铲斗上铰点； V-铲斗斗齿尖。

图 3.6 最大挖掘深度计算简图

如图 3.6 示，当动臂全缩时， F, Q, V 三点共线且处于垂直位置时，得最大挖掘深度为：

$$\begin{aligned}
 H_{1max} &= Y_V = Y_{Fmin} - l_2 - l_3 \\
 &= Y_C + L_1 \sin \alpha_{21min} - l_2 - l_3 \\
 &= Y_C + l_1 \sin (\theta_1 - \alpha_{20} - \alpha_{11}) - l_2 - l_3
 \end{aligned} \tag{3-32}$$

2、最大卸载高度 H_{3max}



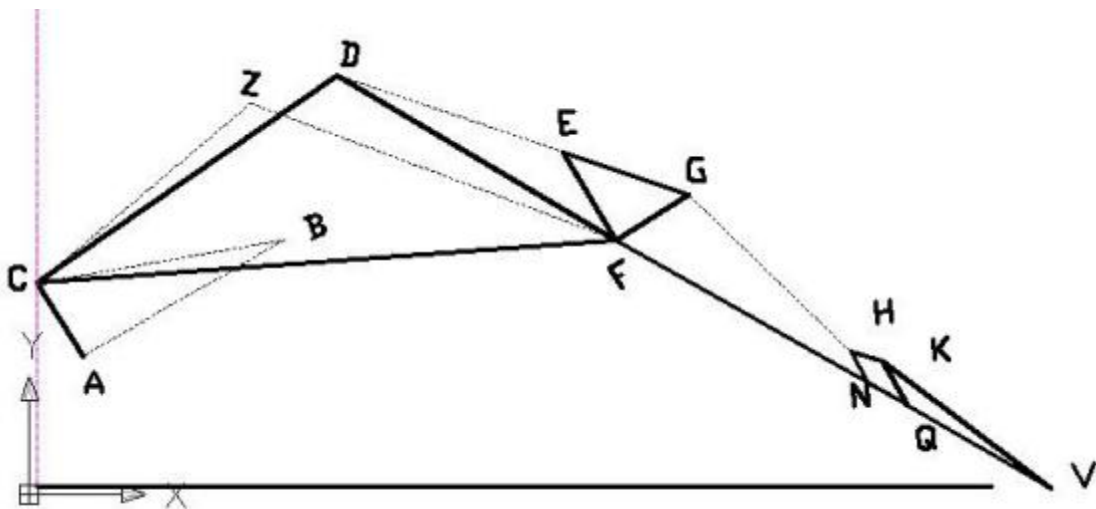
NH-摇臂；HK-连杆； C-动臂下铰点； A -动臂油缸下铰点； B-动臂与动臂油缸铰点； F-动臂上铰点； D-斗杆油缸上铰点； E-斗杆下铰点； G-铲斗油缸下铰点； Q-铲斗下铰点； K-铲斗上铰点； V-铲斗斗齿尖图

3.7 最大卸载高度计算简图

如图 3.7 所示，当斗杆油缸全缩，动臂油缸全伸时， QV 连线处于垂直状态时，得最大卸载高度为：

$$\begin{aligned}
 H &= Y \\
 &= Y_C + l_1 \sin(\theta_{1MAX} - \alpha_2 - \alpha_{11}) + l_2 \sin(\alpha_{32MAX} + \theta_{1MAX} - \alpha_2 - \alpha_{11} - \pi)
 \end{aligned} \quad (3-33)$$

3、水平面最大挖掘半径 R_{1max}



NH-摇臂；HK-连杆； C-动臂下铰点； A -动臂油缸下铰点； B-动臂与动臂油缸铰点； F-动臂上铰点； D-斗杆油缸上铰点； E-斗杆下铰点； G-铲斗油缸下铰点； Q-铲斗下铰点； K-铲斗上铰点； V-铲斗斗齿尖

图 3.8 停机面最大挖掘半径计算简图

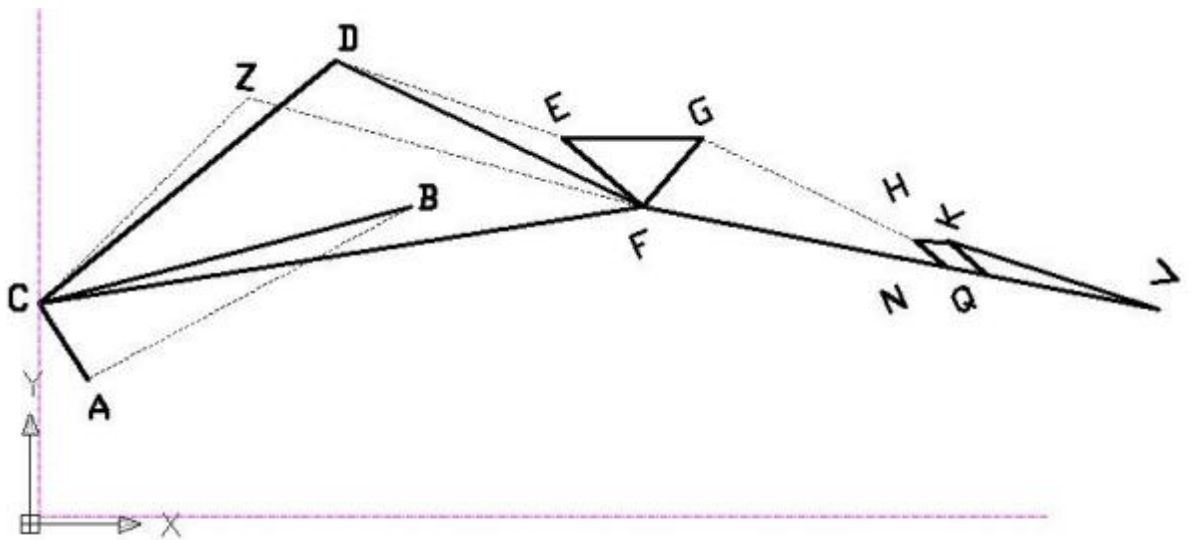
如图 3.8 所示，当斗杆油缸全缩时， F 、 Q 、 V 三点共线，且斗齿尖 v 和铰点 C 在同一水平线上，即 $Y_C = Y_V$ ，得到最大挖掘半径 R_{1max} 为：

$$R_{1max} = X_C + L_{40} \quad (3-34)$$

式中：

$$L_{40} = \text{Sqr}[(L_1 + L_2 + L_3)^2 - 2 \times (L_2 + L_3) \times L_1 \times \text{COS}\alpha_{32max}] \quad (3-35)$$

4、最大挖掘半径 R_{2max}



NH-摇臂；HK-连杆；C-动臂下铰点；A-动臂油缸下铰点；B-动臂与动臂油缸铰点；F-动臂上铰点；D-斗杆油缸上铰点；E-斗杆下铰点；G-铲斗油缸下铰点；Q-铲斗下铰点；K-铲斗上铰点；V-铲斗斗齿尖

图 5.1 最大挖掘半径时工作装置结构简图

最大挖掘半径时的工况是水平面最大挖掘半径工况下 C 、 V 连线绕 C 点转到水平面而成的。通过两者的几何关系，我们可计算得到： $l_{30} = 350mm$ ； $l_{40} = 5650mm$ 。

5、最大挖掘高度 H_{2max}

最大挖掘高度工况是最大卸载高度工况中铲斗绕 Q 点旋转直到铲斗油缸全缩而形成的。具体分析方法和最大卸载高度工况的分析类似。

四、 挖掘阻力分析

(一) 转斗挖掘阻力计算

挖掘阻力可分为切向分力 F_1 与法向分力 F_2 ,其中法向分力相对很小,一般为

$$F_2 = (0 \sim 0.2)F_1 \quad (4-1)$$

$$F = C \left\{ R \left[1 - \frac{\cos \varphi_{\max}}{\cos \varphi} \right] \right\}^{1.35} B A Z X + D \quad (4-2)$$

在式(4-2)中, F_1 ——切削阻力的切向分力;

C ——土壤的硬度系数,对不同的土壤条件取值不同,这里设挖机用于III级土壤的挖掘,取值为 90;

R ——铲斗与斗杆铰点到斗齿尖距离,即转斗切削半径其在前面已经初步确定,取值为 90 cm;

φ_{\max} ——挖掘过程中铲斗总转角的一半;现初定总转角为 110° ,则 $\varphi_{\max} = 55^\circ$

φ ——某一挖掘位置处转斗的瞬时转角,

B ——切削刃宽度影响系数, $B = 1 + 2.6b = 1 + 2.6 \times 0.8 = 3.08$;

A ——切削角变化影响系数,取 $A = 1.3$;

Z ——带有斗齿的系数,取 $Z = 0.75$;

X ——斗侧壁厚影响系数, $X = 1 + 0.03S$,其中 S 为侧壁厚度,单位为 cm。初步设计时取 $X = 1.15$;

D ——切削刃挤压土壤的力,根据经验统计和斗容量的大小选取 $D = 0.8 \times 10^4 \text{N}$ 。

当 $Q = Q_{\max}$ 时,出现转斗挖掘最大切向分力 $F_{1\max}$,其值为:

$$F_{1\max} = C \left\{ R \left[1 - \cos Q_{\max} \right] \right\}^{1.35} B A Z X + D \quad (4-3)$$

将各参数代入式(4-3)得

$$F_{1\max} = 90 \left[90 \left(1 - \cos 55^\circ \right) \right]^{1.35} \times 3.08 \times 1.3 \times 0.75 \times 1.15 + 8000 = 40788 \text{N}$$

转斗平均挖掘阻力按平均挖掘深度下的阻力计算,平均切削厚度为

$$h = \frac{R(\pi\varphi - 90) \sin 2Q}{\pi\varphi + 180} \sin Q \quad (4-4)$$

平均挖掘阻力为

$$F_{1p} = C_1 \left[\frac{R(3.1416 \times \varphi - 90 \sin 2\varphi)}{(3.1416 \times \varphi + 180 \sin \varphi)} \right]^{1.35} BAZX + D \quad (4-5)$$

将各参数代入上式得 $F_{1p} = 31157N$

(二) 斗杆挖掘阻力计算

斗杆在挖掘过程中总转角一般为 $60^\circ \sim 80^\circ$ ，现取 $Q_s = 65^\circ$ 。斗齿尖的行程实际上是斗杆转角 Q_s 所对应的弧长 l_s ，根据经验公式有

$$l_s = 0.01745R_sQ_s \quad (4-6)$$

R_s —斗杆挖掘时切削半径，斗杆与动臂铰点至斗齿尖距离，单位 m

斗杆挖掘时切削厚度按如下公式计算

$$h = \frac{q}{Bl_s}$$

q —铲斗容量 m^3 ， B —铲斗切削宽度 m (4-7)

斗杆挖掘阻力计算公式如下：

$$F_{2d} = K_0 h B = \frac{180^\circ \times q \times K_0}{\pi R_s \varphi_s} \quad (4-8)$$

式 (4-8) 中 K_0 为挖掘阻力比，由附表 0—10 查得，对于 III 级土取 $K_0 = 2 \times 10^5 N/cm$

对于 R_s ，初步设计时取 $R_s = (l_2 + l_3) \times 0.9 = 2.34m$ ，将各参数代入式 (4-8) 得

$$F_{2d} = \frac{180^\circ \times 0.25 \times 2 \times 10^5}{3.14 \times 2.34 \times 65^\circ} = 18844N$$

取整为 $F_{2d} = 20000N$ ，斗杆挖掘阻力比转斗挖掘阻力要小一些，这是由于斗杆挖掘行程较长，切削厚度较小的缘故。

五、基本尺寸的确定

(一) 斗形参数的确定

斗容量 q : 在设计任务书中已给出 $q=0.25 \text{ m}^3$

平均斗宽 B : 在设计任务书中已给出 $B=0.8 \text{ m}$

挖掘半径 R : 按经验统计和参考同斗容的其它型号的机械, 初选 $R = 900\text{mm}$

转斗挖掘装满转角 (2φ): R 、 B 及 2φ 三者与 q 之间有以几何关系

$$q = 0.5 \times R^2 B (2\varphi - \sin 2\varphi) K_s$$

在上式中: K_s 为土壤的松散系数, 近似取值为 1.25。将 $q = 0.25 \text{ m}^3$ 和 $B = 0.8\text{m}$ 代

入上式有:

$$\varphi = \frac{92.65}{2} = 46.325^\circ$$

铲斗两个铰点 K 、 Q 之间的间距 l_{24} 和 l_3 的比值 k_2 的选取:

l_{24} 太大将影响机构的传动特性, 太小则影响铲斗的结构刚度^[3], 一般取特性参数 $k_2 = \frac{l_{24}}{l_3} = 0.3 \sim 0.38$ 。初选特性参数 $k_2 = 0.3$ 。

一般取 $\alpha_{10} = -KQV = 95^\circ \sim 115^\circ$ 。由于铲斗的转角较大, 而 k_2 的取值较小, 故初选

$\alpha_{10} = -KQV = 110^\circ$ 。

(二) 动臂机构参数的选择

1、 u_1 与 A 点坐标的选取

初选动臂弯角 $\alpha_1 = 130^\circ$ 。

由经验统计和参考其它同斗容机型, 初选特性参数 $k_3 = 1.65$ ($k_3 = L_{42}/L_{41}$)

铰点 A 坐标的选择:

由底盘和转台结构, 并结合同斗容其它机型的测绘, 初选:

$$X_A = 560 \text{ mm} \quad ; \quad Y_A = 700\text{mm}$$

2、 l_1 与 l_2 的选择

经统计分析, 最大挖掘半径 R_1 值与 $l_1 + l_2 + l_3$ 的值很接近, 由已给定的最大挖掘半径

R_1 、已初步选定的 l_3 和 k_1 , 结合如下经验公式:

$$l_2 = \frac{R_1 - l_3}{1 + K}; \quad l_1 = K_1 l_2$$

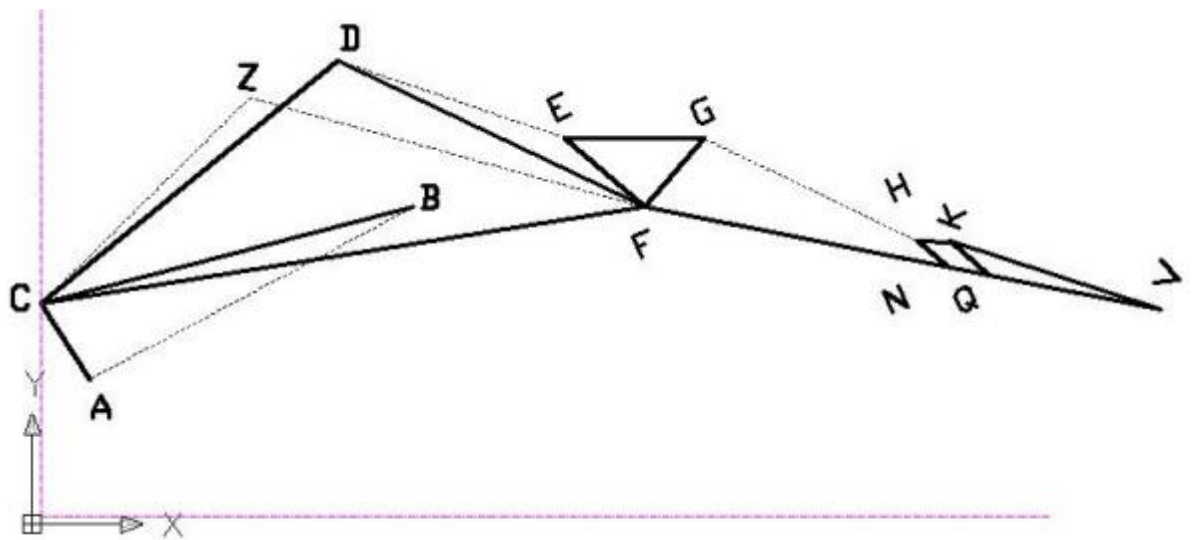
式中： l_1 为动臂长， l_2 为斗杆长， k_1 为动臂斗杆长度比

将各参数代入上式得：

$$l_2 = 1700\text{mm} \quad ; \quad l_1 = K_1 l_2 = 2 \times 1700 = 3400\text{mm}$$

3、 l_{41} 与 l_{42} 的计算

如图 5.1 所示，在三角形 CZF 中：



NH-摇臂；HK-连杆； C-动臂下铰点； A -动臂油缸下铰点； B-动臂与动臂油缸铰点； F-动臂上铰点； D-斗杆油缸

上铰点； E-斗杆下铰点； G-铲斗油缸下铰点； Q-铲斗下铰点； K-铲斗上铰点； V-铲斗斗齿尖

图 5.1 最大挖掘半径时工作装置结构简图

$$\begin{aligned} l_{41} &= l_1 / \sqrt{1 + k_3^2 - 2k_3 \cos X_1} \\ &= 3400 / \sqrt{1 + 1.65^2 - 2 \times 1.65 \times \cos 130^\circ} \\ &= 1407\text{mm} \end{aligned}$$

$$l_{42} = k_3 \times l_{41} = 1.65 \times 1407 = 2321 \text{ mm}$$

$$X_{29} = \angle ZFC = \arccos\left(\frac{l_{42}^2 + l_1^2 - l_{41}^2}{2 \times l_{42} \times l_1}\right) = 18.5^\circ$$

4、 l_5 的计算

对于以反铲为主的通用挖掘机要适当考虑其他的换用装置（如正铲、起重等），而且要求在地面以上作业时能有足够的提升力矩，故初取 $k_4 = 0.85$

α_{11} 的取值对特性参数 k_4 、最大挖掘深度 H_{1max} 和最大挖高 H_{2max} 均有影响，增大 α_{11}

会使 k_4 减少或使 H_{1max} 增大，这符合反铲作业的要求，初选 $X_{11} = 60^\circ$ 。

斗杆液压油缸全缩时， $\angle CFQ = \alpha_{32} - \alpha_8$ 最大， 根据经验统计和便于计算， 初选

$$(\alpha_{32} - \alpha_8)_{max} = 160^\circ。$$

由于采用单动臂液压缸，因此 $\angle BCZ$ 的取值较大，初取 $\angle BCZ = 11.5^\circ$ 。

如上图 5.1 所示，在三角形 CZF 中：

$$\angle ZCF = \pi - \alpha_1 - \alpha_{39} = 180^\circ - 130^\circ - 18.5^\circ = 31.5^\circ$$

$$\angle BCF = \alpha_2 = \angle ZCF - \angle ZCB = 31.5^\circ - 11.5^\circ = 20^\circ$$

由式 (3-33) 和式 (3-34) 有

$$H_{3max} = Y_C + l_1 \sin(\theta_1 - \alpha_{20} - \alpha_{11}) - l_2 - l_3 \quad (5-1)$$

$$= Y_A + l_5 \sin \alpha_{11} + l_1 \sin(\theta_{1max} - \alpha_2 - \alpha_{11}) + l_2 \sin(\theta_{1max} + \alpha_{32max} - \alpha_{11} - \alpha_8 - \alpha_2 - 180^\circ) - l_3$$

$$H_{1max} = l_2 + l_3 + l_1 \sin(\alpha_{11} - \theta_{1min} + \alpha_2) - l_5 \sin \alpha_{11} - Y_A \quad (5-2)$$

由式 (5-1)、(5-2) 有：

$$H_{1max} + H_{3max} = l_1 \sin(\theta_{1max} - \alpha_2 - \alpha_{11}) + l_2 \sin(\theta_{1max} + \alpha_{32max} - \alpha_{11} - \alpha_8 - \alpha_2 - 180^\circ) + l_1 \sin(\alpha_{11} - \theta_{1min} + \alpha_2) + l_2 \quad (5-3)$$

$$\text{令 } A = \alpha_2 + \alpha_{11} = 20^\circ + 60^\circ = 80^\circ$$

$$B = A + (\alpha_{32} - \alpha_8)_{max} = 80^\circ + (-170^\circ) = -90^\circ$$

将 A、B 的值代入式 (5-3) 中有

$$H_{1max} + H_{3max} - l_1 [\sin(\theta_{1max} - 80^\circ) - \sin(\theta_{1min} - 80^\circ)$$

$$] + l_2 \sin[(\theta_{1max} + 90^\circ) - 1] = 0$$

又由特性参数 $K_4 = \frac{\sin \theta_{1max}}{\lambda_1 \sin \theta_{1min}}$

$$\text{则有 } \sin \theta_{1min} = \sin \theta_{1max} \div \lambda_1 K_4 \quad (5-4)$$

$$= \sin \theta_{1max} \div 1.36 \quad (5-5)$$

$$\begin{aligned} \cos \theta_{1min} &= \sqrt{1 - \sin^2 \theta_{1min}} \\ &= \sqrt{1 - (\sin \theta_{1max} / 1.36)^2} \end{aligned} \quad (5-6)$$

将式 (5-5)、式 (5-6) 代入到式 (5-4) 中得

$$3500 + 3600 - 3400 \times [\sin(\theta_{1max} - 80^\circ) - \sin(\theta_{1min} - 80^\circ)] + l_2 [\sin(\theta_{1max} + 90^\circ) - 1] = 0$$

$$\text{解之: } \theta_{1max} = 118^\circ ; \quad \theta_{1min} = 40.5^\circ$$

由式 (5-2) 有

$$H_{lmax} = l_2 + l_3 + l_1 \sin(\alpha_{11} - \theta_{1min} + \alpha_2) - l_5 \sin \alpha_{11} - Y_A$$

$$\begin{aligned}
l_5 &= [l_2 + l_3 + l_1 \sin(\alpha_{11} - \theta_{1min} + \alpha_2) - Y_A - H_{1max}] \div \sin \alpha_{11} \\
&= [1700 + 900 + 3400 \times \sin(80^\circ - 40.5^\circ) - 800 - 3500] \div \sin 60^\circ \\
&= 534.3 \text{ mm}
\end{aligned}$$

θ_{1min} 与 θ_{1max} 需要满足以下条件

$$\theta_{1min} = \arccos\left(\frac{\sigma^2 + \rho^2 - \lambda_1^2}{2\sigma\rho}\right) \quad (5-7)$$

$$\theta_{1max} = \arccos\left(\frac{\sigma^2 + \rho^2 - \lambda_1^2}{2\sigma\rho}\right)$$

将 θ_{1max} 、 θ_{1min} 的值代入式 (5-7)、式 (5-8) 中得: (5-8)

$$\rho = 0.482 \quad \sigma = 1.316$$

而 $\sigma + \rho = 1.316 + 0.482 = 1.798 > \lambda_1 (\lambda_1 = 1.6)$

$$|\sigma - \rho| = |1.316 - 0.482| = 0.834 < 1$$

ρ 、 σ 满足 5-9、5-10 两个经验条件, 说明 ρ 、 σ 的取值是可行的。 (5-9)

$$L_{1min} = \frac{l_5}{\rho} = \frac{534.3}{0.482} = 1109 \text{ mm} \quad (5-10)$$

$$L_{1max} = \lambda L_{1min} = 1.6 \times 1109 = 1774 \text{ mm}$$

$$l_7 = \sigma L_{1min} = 1.316 \times 1109 = 1459 \text{ mm}$$

至此, 动臂机构的各主要基本参数已初步确定。 (5-11)

(三) 动臂机构基本参数的校核 (5-12)

(5-13)

1、动臂机构闭锁力的校核

由第四章的计算可知, 转斗的平均挖掘力 $F_{1p} = 31157 \text{ N} \approx 0.312 \times 10^5 \text{ N}$

由图 5-2 知, 最大挖掘深度时的挖掘阻力力矩 M_{1J} :

$$M_{1J} = F_{1p} (H_{1max} + Y_C) \quad (5-14)$$

式中, Y_C 为 C 点的 Y 轴坐标值

$$Y_C = Y_A + l_5 \sin \alpha_{11} = 700 + 534.3 \text{ ¥} \sin 60^\circ = 1162.7 \text{ mm}$$

将各参数代入式 (5-14) 得

$$M_{JJ} = 0.312 \times 10^5 \times (3.5 + 1.162) = 1.45 \times 10^5 \text{ N.m}$$

动臂油缸的闭锁力 F_l'

$$\begin{aligned} F_l' &= P_g \times S_l' \quad (S_l': \text{动臂油缸小腔的作用面积}) \\ &= 2.1 \times 10^7 \times \pi \times (62.5^2 - 40^2) \times 10^{-6} \\ &= 1.5 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

最大挖掘深度工作装置自身重力所产生的力矩 M_G :

要求力矩， 首先应该需要知道作用力和作用力臂。 在此处， 则是先要求出工作装置

各部分的重量， 由经验统计， 初步估计工作装置的各部分重量如下：

动臂 $G_1 = 223\text{kg}$

斗杆 $G_2 = 179\text{kg}$

铲斗 $G_3 = 86\text{kg}$

斗杆缸 $G_4 = 55\text{kg}$

铲斗缸 $G_5 = 51\text{kg}$

连杆机构 $G_6 = 17\text{kg}$

动臂缸 $G_7 = 55\text{kg}$

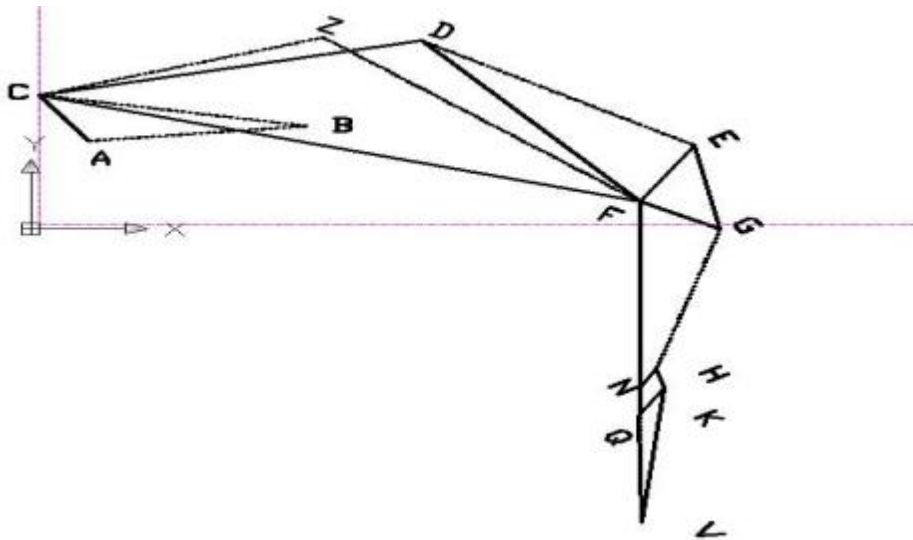


图 5.2 最大挖掘深度计算简图

当处于最大挖掘深度时：

$$\theta_1 = \theta_{1\min} = 40.5^\circ$$

$$C_{21} = \theta - C_2 - C_{11} = 40.5^\circ - 20^\circ - 60^\circ = -39.5^\circ$$

由图 5.2 有

$$M_G \approx (G_1/2 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 + G_6 + G_7) \times 10 \times l_l \times \cos(-39.5^\circ) \quad (5-15)$$

$$= (111.5 + 179 + 86 + 55 + 51 + 17 + 55) \times 10 \times 3.4 \times \cos(-39.5^\circ)$$

$$= 1.5 \times 10^4 \text{N.m}$$

动臂油缸的闭锁力与工作装置重力所产生的力矩（对 C 点的矩）：

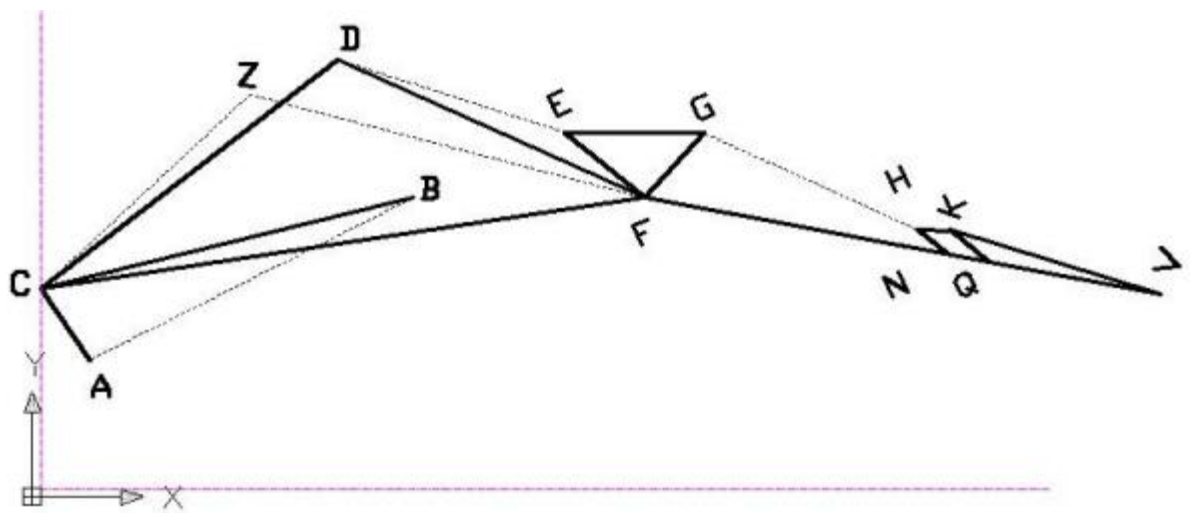
$$M_3 = F_1' \times l_7 \times l_5 \sin \theta_{l_{min}} \div l_{l_{min}} + M_G \quad (5-16)$$

$$= 2 \times 1.5 \times 1.459 \times 10^5 \times 0.5343 \times \sin 40.5^\circ \div 1.109 + 1.5 \times 10^4$$

$$= 1.67 \times 10^5 \text{ N.m} > M_{1J} = 1.45 \times 10^5 \text{ N.m}$$

在式(5-16)中说明动臂油缸的闭锁力与工作装置重力所产生的力矩略大于平均挖掘阻力力矩, 满足工作要求。

2、满斗处于最大挖掘半径时动臂油缸提升力矩的校核



NH-摇臂; HK-连杆; C-动臂下铰点; A-动臂油缸下铰点; B-动臂与动臂油缸铰点; F-动臂上铰点; D-斗杆油缸上铰点; E-斗杆下铰点; G-铲斗油缸下铰点; Q-铲斗下铰点; K-铲斗上铰点; V-铲斗斗齿尖

图 5.3 最大挖掘半径时工作装置结构简图

为方便计算, 现将工作装置划分为二个部分, 动臂、动臂液压缸和斗杆液压缸作为一部分, 该部分重量以表示 G_B 表示; 其余的工作装置构件作为第二部分, 重量以 G_{G+D} 表示, 于是有:

$$G_B = G_1 + G_4 + G_7 = 223 + 55 + 55 = 333 \text{ kg}$$

$$G_{G+D} = G_2 + G_3 + G_5 + G_6 = 179 + 86 + 51 + 17 = 333 \text{ kg}$$

按经验公式取土的重量:

$$G_T = (1.6 \sim 1.8) \times q \times 10^3 = 1.8 \times 0.25 \times 10^3 = 450 \text{ kg}$$

当处于最大挖掘半径时, 工作装置简图如图 5.3 所示, 则有:

$$\begin{aligned} M_Z &= 9.8 \times [G_B \times l_1 / 2 + G_{G+D} (l_1 + 0.7 \times l_2) + G_T (l_1 + l_2 + l_3 / 2)] \\ &= 9.8 \times [333 \times 3.4 \div 2 + 333 \times (3.4 + 0.7 \times 1.7) + 450 \times (3.4 + 1.7 - 0.9 \div 2)] \\ &= 0.45 \times 10^5 \text{ N.m} \end{aligned}$$

动臂油缸的推力: $F_1 = P_1 S_1 = 2 \times 10^7 \times \pi \times 62.5^2 \times 10^{-6} = 2.45 \times 10^5 \text{ N}$

在如图 5.3 所示, 在三角形 CAB 中:

$$c_{21} = \arccos\left(\frac{l_1^2 + CV^2 - (l_2^2 + l_3^2)}{2 \times l_1 \times CV}\right) \quad (5-17)$$

$$\theta_1 = \angle ACB = \alpha_2 + \alpha_{11} + \alpha_{21} \quad (5-18)$$

将各参数分别代入式 (5-17) 和式 (5-18) 得

$$c_{21} = 8.7^\circ \quad \theta_1 = 88.7^\circ$$

$$L^2 = AB^2 = AC^2 + BC^2 - 2 \times \cos \angle ACB \times AC \times BC$$

$$= l_5^2 + l_7^2 - 2 \times l_5 \times l_7 \times \cos 88.7^\circ = 2.3785m$$

$$L_1 = 1.542m$$

$$L_1 e_1 = AC \times BC \times \sin \angle ACB$$

$$e_1 = \frac{l_7 \times l_5 \times \sin \theta_1}{L_1} = \frac{1.459 \times 0.5343 \times \sin 88.7^\circ}{1.542} = 0.5054m = 505.4mm \quad (5-19)$$

则此时动臂油缸提升力矩:

$$M_T = F_1 e_1 = 2.45 \times 10^5 \times 0.5054 = 1.24 \times 10^5 \text{ N.m} > M_Z = 0.45 \times 10^5 \text{ N.m}$$

故铲斗处于最大挖掘半径时动臂油缸提升力矩满足工作要求。

3、满斗处于最大高度时, 动臂提升力矩的校核

当斗杆在最大高度时的工况类似于图 3.7, 此时动臂油缸全伸, 斗杆油缸全缩。

$$\theta_1 = \theta_{1max} = 118^\circ \quad \alpha_{32} = \alpha_{32max} = 160^\circ \quad \alpha_2 = 20^\circ$$

$$\alpha_{21} = \theta_1 - (\alpha_2 + \alpha_{11}) = 118^\circ - (20^\circ + 60^\circ) = 38^\circ$$

$$\alpha_{37} = \alpha_{32} - (\pi - \alpha_{21}) = 160^\circ - (180^\circ - 38^\circ) = 18^\circ$$

则工作装置所受重力和土的重力所产生的载荷力矩 M_Z' :

$$M_Z' = 9.8 \times [G_B \frac{l_1 \cos c_{21}}{2} + G_{G+D} (l_1 \cos c_{21} + l_2 \cos c_{37}) + G_T (l_1 \cos c_{21} + l_2 \cos c_{32}) - l_3] \quad (5-20)$$

$$= 9.8 \times [333 \times \frac{3.4 \times \cos 38^\circ}{2} + 333 \times (3.4 \times \cos 38^\circ + \frac{1.7 \times \cos 18^\circ}{2})$$

$$+ 450 \times (3.4 \times \cos 38^\circ + 1.7 \times \cos 18^\circ - 0.9 \text{ 政 } 2)]$$

$$= 0.298 \times 10^5 \text{ N.m}$$

此时对于动臂油缸而言：

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/696224053231010242>