



## 雷沃 FR620B 型全液压履带式旋挖钻机

# 设计计算书

编制 桩工机械研究所

审核 \_\_\_\_\_

审定 \_\_\_\_\_

批准 \_\_\_\_\_

日期      年      月      日

重型装备事业部桩工机械研究所

# 目 录

前言 .....	2
第一部分 旋挖钻机总体计算 .....	3
第一节 发动机与主泵参数设计 .....	4
第二节 整机稳定性设计计算 .....	5
第三节 接地比压的验算 .....	11
第二部分 机械部件计算 .....	12
第一节 桅杆总成设计计算 .....	12
第二节 平行四边形机构设计计算 .....	19
第三节 重要铰接点强度校核 .....	22
第三部分 液压系统设计计算 .....	27
第一节 动力头液压系统计算 .....	27
第二节 主副卷扬相关参数计算 .....	31
第三节 桅杆油缸液压系统计算 .....	35
第四节 加压油缸液压系统计算 .....	38
第五节 变幅油缸计算 .....	40
第四部分 电气系统设计计算 .....	42
第五部分 参考文献 .....	49

# 前 言

总体设计要根据主要用途、作业条件及生产等情况，合理选择机型，性能参数，整机尺寸及各总成的结构形式，并进行合理的布置。旋挖钻机是一个集机、电、液为一体的高科技产品，是一种高效的桩基础成孔设备。主要由三大系统组成，即机械系统、液压系统和电气系统。

●机械系统。包括：可伸缩式履带底盘、上车组件、变幅机构、桅杆部件、动力头总成、钻杆钻具等六大部分。其中可伸缩式履带底盘、上车组件是借用邦力挖掘机底盘上车。自行设计的部分为：变幅机构、桅杆部件与上车改造部件。其余如动力头总成、钻杆钻具等为订购国内专业厂家的产品。

●液压系统。包括：动力头液压系统、桅杆起降系统、变幅机构起降系统、主卷扬系统、副卷扬系统、动力头加压系统、履带底盘液压系统和辅助液压系统，其中履带底盘液压系统、辅助液压系统均为力士乐系统。其主要管件、管接头、控制阀等均为进口产品，部分为外协加工件。

●电气系统。包括：各机构工作运动控制系统、发动机自动检测系统、各工作状态情况监视系统、工作装置的自动调整系统和辅助电气系统。

FR620B 旋挖钻机由下车装置、上车装置、平行四边形机构、桅杆总成、工作装置、电气系统、液压系统等部件组成。从受力状态分析看，旋挖钻机的情况类似于挖掘机，进行静力分析时二者基本一致，区别在于：挖掘机的工作装置和配重在高度方向上相差不大，而旋挖钻机的工作装置和配重在高度方向上相差很大，导致二者在动态稳定性方面存在很大差别，在对旋挖钻机的设计时，不但要进行静力平衡的分析和校核，而且还要对其动态稳定性进行分析和校核。

在以下的分析计算中，各参数是这样确定的：

- 1、部件的质量由二维图纸和三维 UG 立体图中的“质量属性”中求出；
- 2、各部件的质心位置由三维 UG 立体图求出，再由机构尺寸确定；
- 3、工作装置的回转角速度和角加速度由液压系统确定。

## 第一部分 旋挖钻机总体计算

## 总体参数

- 依据:** 1、通过详细的市场调研和认真的分析, 并研究今后的发展趋势。
- 2、比较国内外先进机型进行参考。
- 3、从国内的制造工艺、使用和工作条件及材质等实际情况出发来设计选用。

FR620B 总体参数如下:

序号	参数名称	参数值	备注
1	发动机型号	C8.3-C260	电喷, TierIII
2	配置功率	194KW/2200	
3	最大输出扭矩	200kN·m	
4	钻孔速度	7rpm~22rpm	
5	最大加压力	150kN	
6	最大起拔力	165kN	
7	加压系统行程	4300mm	
8	桅杆左右、前倾斜角度	±5°	
9	桅杆后倾角度	15°	
10	主卷扬提升力(第一层)	248kN	主卷扬前置
11	主卷扬钢丝绳绳直径	28mm	
12	主卷扬提升速度	66m/min	
13	副卷扬提升力(第一层)	73kN	
14	副卷扬提升速度	80m/min	
15	副卷扬钢丝绳直径	20mm	
16	最大钻孔深度	60m	
17	最大钻孔直径	2000mm	
18	履带宽度	700mm	
19	工作状态设备宽度	4300mm	
20	工作状态设备高度	18300~20688mm	
21	运输状态设备宽度	3100mm	
22	运输状态设备高度	3370mm	
23	运输状态设备长度	14874mm	
24	轮距	4600mm	
25	牵引力	400kN	
26	底盘型号	邦立 ZJ20F	
27	行驶速度	1.5km/h	
28	回转支撑型号	QNA1627*60Z	
29	回转速度	3r/min	
30	回转扭矩	110kN·m	
31	配标准钻杆时总重量	65t	

### 第一节 发动机与主泵参数的确定

参照国内外现有 18-20T 级旋挖钻机的参数,并结合市场的需求以及公司的生产实际能力,发动机、主泵分别选择如下:

### 1、发动机采用康明斯柴油机,底盘邦立 ZJ20F 底盘:

- (1) 发动机型号: C8.3-C260
- (2) 额定功率: 194KW
- (3) 额定转速: 2200 rpm
- (4) 工作方式: 涡轮增压 中冷 大功率排放

2、主泵具有恒功率控制、电比例越权控制,负荷敏感,以及电控调节,根据作业的不同工况所反映的不同的电流大小,经电磁比例阀成比例的增减压,从而控制主泵的最大输出流量,以保证发动机不过载。

#### 主泵主要参数:

- (1) 型号: A11VLO190LE2S/11R-NZG12K04P-S
- (2) 排量:  $0 < V \leq 192.7$  ml/REV
- (3) 最高输入转速:  $n = 2500$  rpm
- (4) 最大流量:  $Q = 467$  L/min
- (5) 最大驱动功率:  $P = 281$  kW
- (6) 最大驱动扭矩:  $T = 1073$  N·m

### 3、发动机与主泵匹配分析:

将发动机的主要特性曲线与电控主泵的特性曲线比较,可知:在发动机的正常运转范围内(从怠速到高速),电控主泵吸入功率的特性曲线始终低于发动机输出功率的特性曲线,电控主泵吸入扭矩特性曲线始终低于发动机输出扭矩的特性曲线,可以保证在发动机的正常运转范围内不会过载。

主泵吸入功率的特性曲线始终低于发动机输出功率的毛发曲线,但比较接近,可以保证在发动机输出功率得到充分的发挥。

## 第二节 整机稳定性设计计算

旋挖钻机的稳定性是指在作业中抗倾翻的性能。根据旋挖钻机的总体结构布置状况及作业情况，在整体稳定性设计时，不但要进行静力平衡的分析和校核，而且还要对其动态稳定性进行分析和校核。

### 1、重心位置的确定：

各部件质量及质心位置：通过计算机三维建模求出质心坐标：

序号	部件	重量 (kg)	质心坐标
1	桅杆总成	5750	(3286, 9890)
2	钻杆总成	7800	(4895, 11116)
3	随动架	300	(4850, 18300)
4	提引器	87	(4895, 18000)
5	动力头总成	4000	(4895, 2970)
6	平行四边形机构	3545	(1875, 3395)
7	配重块	7500	(-3625, 1890)
8	钻头+物料	4000	(4895, 1500)
9	上车体总成	13000	(-994, 1341)
10	底盘总成	21780	(-86, 566)

注：旋挖钻机在工作时底盘不旋转。

### 2、左右质心的确定：

2.1 右半部分包括配重块、上车体、下车体如图 1-1 所示，力平衡方程：

$$13000 \times (x_1 - 994) + 7500 \times (x_1 - 3652) + 21780 \times (x_1 - 86) = 0$$

$$13000 \times (y_1 - 1341) + 7500 \times (y_1 - 1890) + 21780 \times (y_1 - 566) = 0$$

$$\text{解方程得：} \begin{cases} x_1 = 997\text{mm} \\ y_1 = 1039\text{mm} \end{cases}$$

右半部总质量  $m_1 = 13000 + 7500 + 21780 = 42280\text{kg}$

2.2 左半部分包括桅杆总成、随动架、钻杆总成、提引器、动力头总成、平行四边形机构，如图 2 所示，力平衡方程：

$$\begin{cases} (7800 + 300 + 87 + 4000 + 4000) \times (x_2 - 4895) + 5750 \times (x_2 - 3286) + 3545 \times (x_2 - 1875) = 0 \\ 7800 \times (y_2 - 11116) + 5750 \times (y_2 - 9890) + 300 \times (y_2 - 18300) + 87 \times (y_2 - 18000) + \\ 4000 \times (y_2 - 2970) + 3545 \times (y_2 - 3395) + 4000 \times (y_2 - 1300) = 0 \end{cases}$$

解方程得： 
$$\begin{cases} x_2 = 4111.8 \\ y_2 = 7257.8 \end{cases}$$

左半部分总质量  $m_2 = 7800 + 300 + 87 + 4000 + 4000 + 5750 + 3545 = 25482\text{kg}$

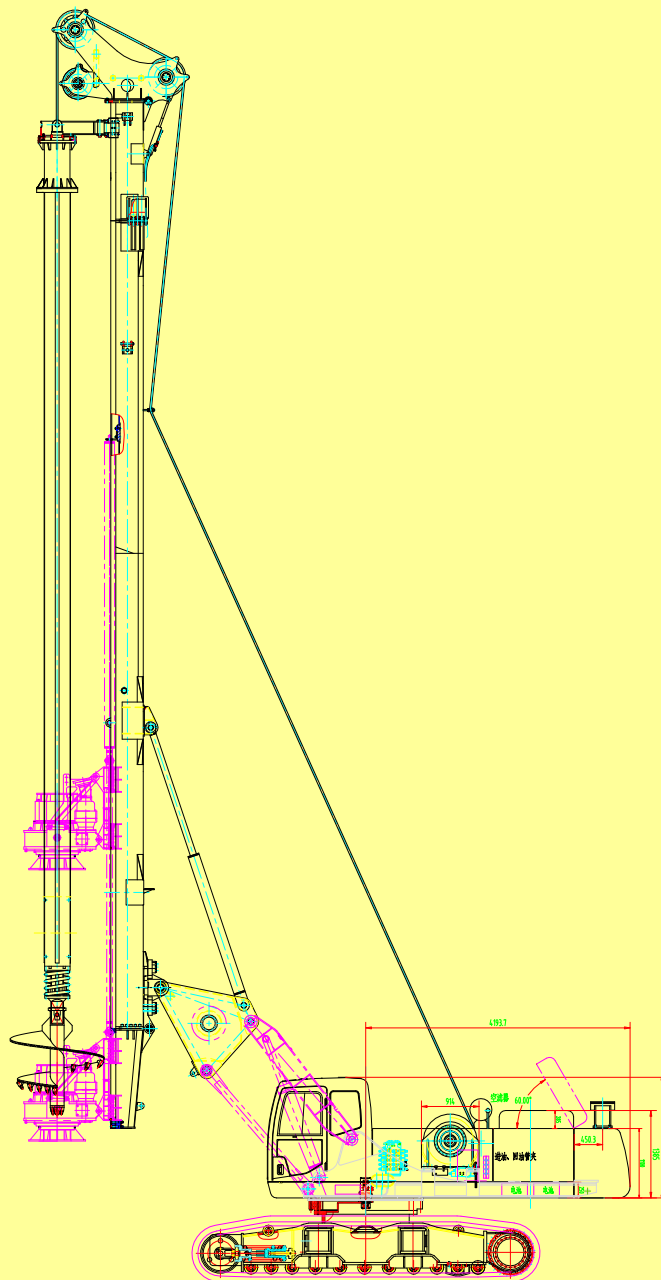


图 1-1 旋挖钻机计算位置图

### 3、总质心的确定：

如图 3 所示，列方程：

$$\begin{cases} 42280(x + 997) = 25482(4111.8 - x) \\ 42280(y - 1039) = 25482(7257.8 - y) \end{cases}$$

$$\text{解方程得: } \begin{cases} x = 924 \\ y = 3377.6 \end{cases}$$

总质量  $m=67762\text{kg}$

#### 4、角速度、角加速度分析及力的计算：

$$\text{上车体角速度: } \omega = 3r / \text{min} = 3 \times 2\pi / 60 = 0.314\text{m/s}$$

$$\text{制动时间: } 0.5\text{s}$$

$$\text{角加速度: } \omega' = \omega / t = 0.314 / 0.5 = 0.628 / \text{s}^2$$

以上数值由液压系统保证。

根据图 1-2 所示：

$$m_3 = 13000 + 7500 = 20500\text{kg}$$

$$R_3 = (13000 \times 994 + 7500 \times 3625) / (13000 + 7500) = 1956.6\text{mm}$$

$$F a_1 = m_1 \omega' R_1 = 25482 \times 0.628 \times 4.1118 = 65800\text{N}$$

$$F \tau_1 = m_1 \omega^2 R_1 = 25482 \times 0.314^2 \times 4.1118 = 10330\text{N}$$

$$F_1 = \sqrt{F a_1^2 + F \tau_1^2} = \sqrt{65800^2 + 10330^2} = 66606\text{N}$$

$$F a_3 = m_3 \omega' R_2 = 22500 \times 0.628 \times 1.9566 = 27647\text{N}$$

$$F \tau_3 = m_3 \omega^2 R_2 = 20500 \times 0.314^2 \times 1.9566 = 3955\text{N}$$

$$F_2 = \sqrt{F a_2^2 + F \tau_2^2} = \sqrt{27647^2 + 3955^2} = 27928\text{N}$$

根据牛顿第三定律，旋挖钻机由于工作装置的回转、制动、所受力在左右部分分别为

$$F'_1 = 66606\text{N}$$

$$F'_3 = 27928\text{N}$$

$F'_1$  和  $F'_3$  分别与  $F_1$  和  $F_3$  大小相等，方向相反，作用在同一条直线上。



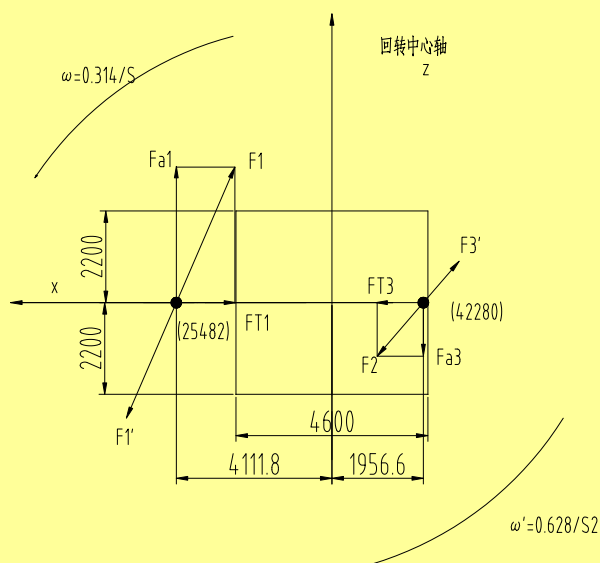


图 1-2 力的计算示意图

### 5、颠覆力矩的计算：

如图 1-3 所示，以下两种情况为旋挖钻机最危险的时刻：

A) 带料回转刚开始制动；

B)  $F_1'$  和  $F_2'$  二力的方向与 x 轴方向垂直（或接近垂直），这时支点距离为 2.15m（车宽的一半）。

现以车右侧履带外缘为支点计算力矩

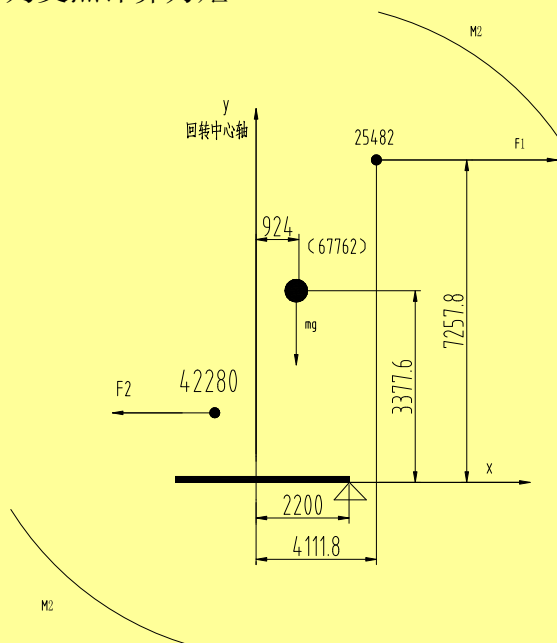


图 1-3 颠覆力矩计算图

颠覆力矩： $M_1 = F_1' \times 7.2578 \text{N} \cdot \text{M} = 66606 \times 7.2578 \text{N} \cdot \text{M} = 501396.6 \text{N} \cdot \text{M}$

稳定力矩：

$$\begin{aligned}
 M_3 &= F_3' \times 1.9566 + 67762 \times 9.8 \times (2.2 - 0.924) N \cdot M \\
 &= 27928 \times 1.9566 + 67762 \times 9.8 \times 1.276 \\
 &= 901994 NM
 \end{aligned}$$

$M_1 < M_3$ ，故车体处于稳定状态。

## 6、转动惯量计算：

如图 1-4 所示：

上车部分对 y 轴的转动惯量

$$\begin{aligned}
 J_C &= \sum_{i=1}^8 m_i r_i^2 = (7800 + 87 + 4000 + 4000) \times 4.895^2 + 5750 \times 3.286^2 + 300 \times 4.85^2 + 3545 \times 1.875^2 \\
 &\quad + 20500 \times 1.9566^2 \\
 &= 540755.6 kg \cdot m^2
 \end{aligned}$$

$$\text{动能： } E_K = \frac{1}{2} J_C \omega^2 = 0.5 \times 540755.6 \times 0.314^2 = 26658 NM$$

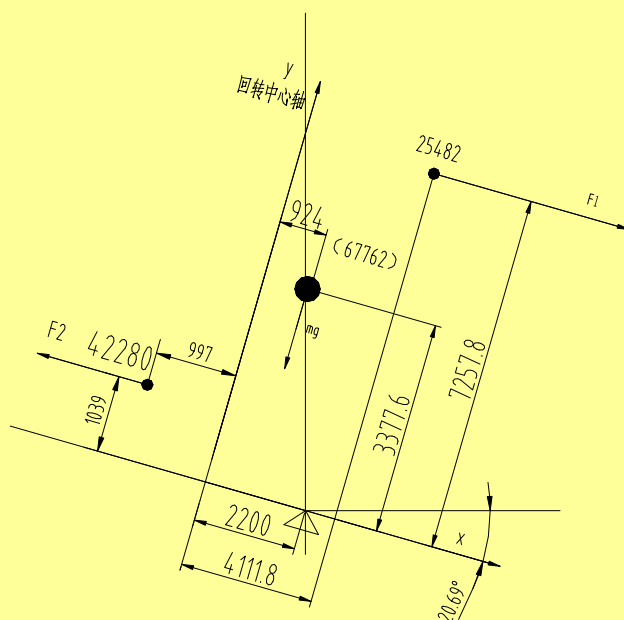


图 1-4 转动惯量计算

## 7、车体翻转的条件：

如图 1-4 所示，要使车体倾翻，必须使整车转动  $\alpha$ ，其中

$$\tan \alpha = (2200 - 924) / 3377.6$$

$$\alpha = 20.69^\circ$$

即当车体转动  $\alpha$  角度时，整车的质心位置由 3.3776m 升高到 3.7266m，此时整车的势能变化量为：

$$E_p = mgh = 67762 \times 9.8 \times (3.7266 - 3.3776) = 231759.6 N \cdot M < E_k$$

以上结果表明，即使上车回转系统所具有的全部动能在制动时全部转变为势能后仍达不到使整车倾翻的程度，所以整车不会倾翻。需要说明的是，上车体回转系统所具有的动能有一部分转化为制动时的热能而散发掉。

还需要指出，与旋挖钻机相比，挖掘机上车回转系统由于角速度较高（10r/min），所具有的动能与转速成平方倍数关系增高，但整车却没有倾翻，正如前面所说的：“挖掘机的工作装置与配重在高度方向上相差很大，导致二者在动态稳定性方面有很大区别”。颠覆力矩的计算可以认为：颠覆力矩的存在，是使车体回转动能转变为整车势能的前提条件或“催化剂”，如果不存在颠覆力矩，再大的动能也无法转变为势能。

由此得出结论：如果整车倾翻，必须同时具备两个必要条件：

- 1、颠覆力矩  $M_1$  大于稳定力矩  $M_2$ ；
- 2、上车回转动能  $E_k$  大于整车的势能增量  $E_P$ 。

### 第三节 接地比压的验算

平均接地比压计算：

已知：履带板宽度为： $B=700\text{mm}$

链轨接地长度： $L=L_1+0.35h=0.35\times 1100+4600=4985\text{mm}$

$h$  为履带高度 1100

$L_1$  为两轮间距 4600

旋挖钻机总重量： $W=650000$

接地比压  $P=W/B/L/2=650000/700/4985/2=0.09\text{N/mm}^2=81.5\text{kPa}$

$P < P^0=128\text{ kPa}$ ，符合旋挖钻机接地比压要求。

### 第四节 回转支承的选择

回转支撑选型计算时，不计风力与回转惯性力的影响。根据旋挖钻机工况，整机工作条件系数  $K$  可取 1.45，回转支撑回转安全系数可取  $f_s$  为 1.75。计算过程如下（静态）：

最大轴向力为上车总重(不含钻杆、钻具、提引器)与提升力之和。

轴向力：

$$F_a = G + 1.45F = (18000 + 6500 + 267 + 2900 + 3000) \times 9.8 + 1.45 \times 210000 = 60.5 \times 10^4 \text{ N}$$

最大倾翻力矩(相对于回转中心)出现在最大工作半径之处

此时：最大提升力的作用点距回转中心的距离为 4895。

整机质心(不含钻杆与钻具)位于回转中心之后约 1000mm。

倾翻力矩:

$$M=1.75*210000*4.895+(65000-7000-267-2900-3000)*9.8*1 =129 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

所以回转支承选型的参照静态载荷为:

$$Fa' = 1.45 \times 129 \times 10^4 \times 9.8 \times 1.75 = 32 \times 10^6$$

选用的回转支撑型号为: QND1627\*60Z-00, 适用于 65t 挖掘机。

基本参数如下:

回转支撑型号	外圆直径	外圈安装孔	内圈安装孔	安装孔规格	模数	齿数	变位系数	高度
QNA1627*60Z-00	φ 1798	φ 1739	φ 1515	60 × φ 26	16	86	+0.5	162

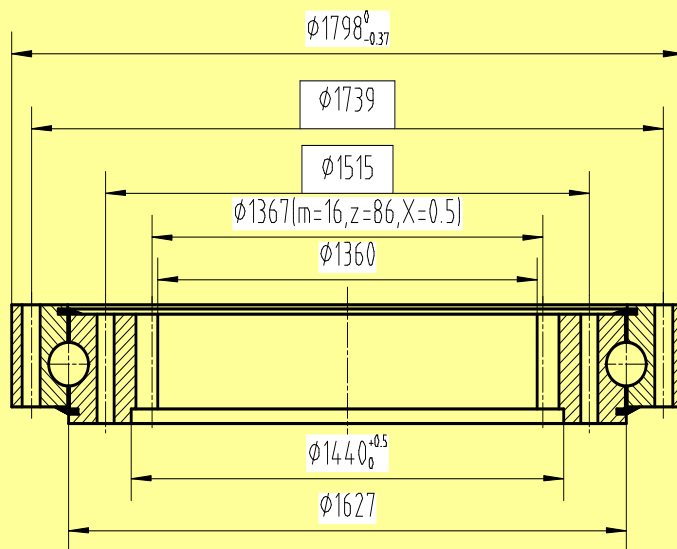


图 1-5 回转支撑外形图

## 第二部分 FR620C 桅杆总成设计计算书

桅杆总成是旋挖钻机的重要工作部件, 钻杆、动力头、随动架等的安装支承部件及其工作进尺的导向部件。其上装有加压油缸, 动力头通过加压油缸座支承在桅杆上, 桅杆左右两侧焊有导轨, 对这两个工作机构的工作进尺起导向作用。

整个桅杆为四段可折叠式, 分为吊锚架、上桅杆、中桅杆、下桅杆。运输状态时, 将吊锚架、上桅杆、下桅杆按一定的形状折叠起来, 以减小运输状态整机尺寸。

### 一、桅杆总成横截面强度校核

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/186003223002010213>