

地质钻探常用计算

铁道部第一勘测设计院编

中国铁道出版社

1985年·北京

前 言

钻探工程是综合多种学科成果的一门应用技术，五十年代开始广泛应用于我国铁路基建部门，为桥梁、隧道、路基、房建、站场给水等建筑物勘测设计提供地质资料，发挥了重要作用。

为了不断提高钻探人员理论知识与技术水平，加强铁路钻探技术的基础建设，以适应“四化”建设的发展需要，我们组织编写了此书。

本书特点是：（1）对基础理论计算作了必要分析推导，在内容和表达方式上，力求重点突出、浅显易懂。在每章、节中例举了运用公式的实际算例，适于中专或高中文化程度的工人、技术人员自学和培训之用。（2）便于野外钻探人员正确使用和选择钻探设备与钻进参数，解决生产中遇到的许多计算问题，它与技术手册、技术基础知识等专业书相辅相成，构成一套较完整的技术工具丛书。（3）附录列有常用的与本专业有关国际单位制的换算表，对照计算方便。（4）铁路工程地质钻探与水文地质钻探，具有浅孔、常规孔径、岩心钻探为主等特点，因此，本书不仅适用于铁路钻探部门，也可供其他部门钻探人员参考使用。

本书由铁道部第一勘测设计院谷孝廉、邵国璋两位同志主编。其中第四、六章由王淑慧同志编写，第八章由张卢生同志编写，全书经张征海、钱义方同志审阅。由于我们水平有限，缺乏编写经验，错误之处，热忱希望同志们予以批评指正。

铁道部第一勘测设计院地质处

1983年

内 容 简 介

本书介绍具有浅孔、常规孔径和以岩心钻探为主要特点的工程地质与水文地质常用计算。阐述了钻探理论计算分析和推导，及其计算实例，以便于野外钻探工作者正确使用和选择钻探设备及钻进参数。

地 质 钻 探 常 用 计 算

铁道部第一勘测设计院编

中国铁道出版社出版

责任编辑 施以仁 封面设计 王毓平

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092毫米 1/32 印张：9.125 字数：209 千

1985年11月 第1版 第1次印刷

印数：0001—4,000 册 定价：1.80 元

目 录

第一章 岩心钻机计算.....	1
一、离合器摩擦力矩计算.....	1
二、机械传动转速计算.....	2
三、立轴扭矩计算.....	6
四、卡盘夹紧力计算.....	6
五、卷扬机工作能力计算.....	7
六、钻机功率计算.....	19
七、液压传动计算.....	28
第二章 泵类计算.....	37
一、往复式泥浆泵.....	37
二、离心式水泵.....	66
第三章 钻塔计算.....	79
一、天车负荷计算.....	79
二、绷绳计算.....	84
三、钻塔安装计算.....	89
四、三腿钻塔受力计算	106
五、斜孔钻塔受力计算	111
六、轻便钻架受力计算	113
七、地基承压计算	115
第四章 钻杆与套管计算	117
一、钻杆计算	117
二、套管计算	133
第五章 钻进计算	141
一、冲击钻进	141

二、硬质合金钻进	149
三、钴粒钻进	155
四、液动冲击钻进	159
五、金刚石钻进	163
六、钻孔测斜与防斜	167
七、水上钻探	172
第六章 冲洗液与水泥堵漏	186
一、配制泥浆所需粘土、水量计算	186
二、加重剂用量计算	187
三、降低比重加水量计算	189
四、泥浆量计算	190
五、孔内泥浆循环所需的时间	191
六、孔内泥浆上返速度计算	191
七、井漏时间计算	192
八、饱和盐水溶液计算	192
九、护孔堵漏注水泥计算	193
十、钻进承压水地层泥浆比重计算	196
第七章 提水、抽水计算	198
一、提水试验	198
二、抽水试验	201
第八章 辅助工具材料	223
一、滑车组计算	223
二、差动滑车（手动葫芦）计算	226
三、千斤顶	229
四、钢丝绳	234
五、皮带传动	236
六、取土器计算	242
七、弹簧	246

八、螺纹联接	256
附表1. 长度单位换算系数表	268
附表2. 面积单位换算系数表	268
附表3. 体积单位换算系数表	269
附表4. 质量单位换算系数表	269
附表5. 力学单位换算系数表	270
附表6. 压力与应力单位换算系数表	270
附表7. 平面角单位换算系数表	271
附表8. 功、能、热量单位换算系数表	271
附表9. 功率、能量流、热流单位换算系数表	272
附表10. 英制长度单位换算系数表	272
附表11. 英制常衡质量单位换算系数表	273
附表12. 英制压力与应力单位换算系数表	273
附表13. 流量换算表	274
附表14. 钻杆及接箍用的圆锥管螺纹尺寸及齿形 (YB 235-70)	275
附表15. 钻杆圆锥管螺纹尺寸表	276
附表16. 钻杆接箍尺寸表	276
附表17. 钻杆锁接头圆锥管螺纹尺寸	277
附表18. 套管、岩心管及接头梯形螺纹尺寸	278
附表19. 套管、岩心管及接头梯形螺纹尺寸	279
附表20. 普通螺纹尺寸	279
附表21. 55°圆柱管螺纹尺寸	281
附表22. 55°圆锥管螺纹尺寸	282
附表23. 60°圆锥管螺纹尺寸	283
附表24. 米制圆锥管螺纹尺寸	284
参考文献	285

第一章 岩心钻机计算

一、离合器摩擦力矩计算

XU300—2 型钻机的离合器，是靠杠杆施加压力获得摩擦力以传递力矩的。其摩擦力矩为：

$$M_c = p_0 F Z \mu R_c \quad (\text{kgf} \cdot \text{cm}) \quad (1-1)$$

式中 p_0 ——单位压力 (kgf/cm^2)；

F ——摩擦面积 (cm^2)，

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

其中 D ——摩擦片外径 (cm)，

d ——摩擦片内径 (cm)；

Z ——摩擦片数目；

μ ——摩擦系数，取 $0.25 \sim 0.35$ ；

R_c ——平均摩擦半径 (cm)，

$$R_c = \frac{D^3 - d^3}{3(D^2 - d^2)}。$$

将 F 及 R_c 值代入 (1-1) 式：

$$\begin{aligned} M_c &= p_0 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot Z \mu \cdot \frac{D^3 - d^3}{3(D^2 - d^2)} \\ &= p_0 \cdot \frac{\pi}{12} \cdot Z \mu (D^3 - d^3) \quad (\text{kgf} \cdot \text{cm}) \end{aligned} \quad (1-2)$$

摩擦离合器的后备系数为：

$$B = \frac{M_c}{M_c} \quad (1-3)$$

式中 M_c ——离合器产生的摩擦力矩 ($\text{kgf} \cdot \text{cm}$)；

M_e ——离合器需传递柴油机的扭矩 (kgf·cm)。

摩擦离合器的后备系数一般取1.5~2.5, 动力为电动机时取较大值, 动力为柴油机时取较小值。

例题 1—1 XU300—2 型钻机离合器的摩擦片外径 $D=15.90\text{cm}$; 内径 $d=9.2\text{cm}$; 摩擦片数 $Z=4$; 摩擦系数 $\mu=0.25$; 单位压力 $p_0=2.5\text{kgf/cm}^2$ 。求摩擦力矩和后备系数。

计算:

① 摩擦力矩

$$M_e = p_0 \frac{\pi}{12} Z \mu (D^3 - d^3) = 2.5 \times \frac{3.1416}{12} \times 4 \times 0.25 [(15.9)^3 - (9.2)^3] = 2121 \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

② 离合器的后备系数

2105型柴油机的扭矩 $M_e = 954 \text{kgf} \cdot \text{cm}$

$$B = \frac{M_e}{M_e} = \frac{2121}{954} = 2.22$$

二、机械传动转速计算

(一) 皮带传动

皮带传动, 有平皮带传动和三角皮带传动两种。平皮带传动又分开口和交叉两类。开口传动不改变转动方向, 交叉传动改变转动方向。

皮带传动的传动比为:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (1-4)$$

主动轮与被动轮的直径关系为:

$$D_2 = D_1 i = \frac{D_1 n_1}{n_2} \quad (1-5)$$

主动轮与被动轮的转速关系为:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{n_1 D_1}{D_2} \quad (1-6)$$

多级变速时，皮带轮传动的总传动比为：

$$i_{\text{总}} = \frac{n_1}{n_{\text{末}}} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5} \cdots = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots \quad (1-7)$$

式中 n_1 ——主动轮转速 (r/min)；

n_2 ——被动轮转速 (r/min)；

D_1 ——主动轮直径 (cm)；

D_2 ——被动轮直径 (cm)；

$D_{\text{末}}$ ——末轮转速 (r/min)。

(二) 齿轮传动

齿轮传动有定轴轮系和行星轮系两种结构。

1. 定轴轮系：也称普通轮系，其各个齿轮的轴线位置固定不动，一般用于变速箱等机构。

定轴轮系的传动比为：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (1-8)$$

主动齿轮和被动齿轮的齿数关系为：

$$Z_2 = -i Z_1 = -\frac{Z_1 n_1}{n_2} \quad (1-9)$$

主动齿轮和被动齿轮的转速关系为：

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = -\frac{n_1 Z_1}{Z_2} \quad (1-10)$$

式中的“-”号表示反向传动。单级变速为反向传动，双级变速为同向传动。

定轴轮系的总传动比为：

$$i_{\text{总}} = \frac{n_1}{n_{\text{末}}} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdots = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots \quad (1-11)$$

式中 Z_1 ——主动轮齿数；

Z_2 ——被动轮齿数。

2. 行星轮系：也称周转轮系。此轮系中至少有一个齿轮的轴能绕着位置固定的另一个齿轮的轴回转。XU300-2型及XJ100-1型钻机的卷扬机即是此种轮系结构。

行星轮系的传动原理是：在未刹住制带时，行星架随着太阳轮转动，行星轮的轴一面跟着行星架进行公转，一面又因行星轮沿着内齿圈滚动而进行自转，而内齿圈则不动。这时，相当于在整个机构中都加上了一个相当于行星架的转速的公共转速，因此内齿圈的相对位置不变，滚筒不发生转动。在刹住制带时，行星架被固定住，太阳轮带动行星轮转动，由于行星架被固定住不能进行公转，行星轮的轴也就成了固定轴。因此，行星轮就带动着内齿圈转动，滚筒即进行卷扬工作。这时，就相当于在机构中减去了一个与公共转速大小相同的转速，于是内齿圈就发生相对运动。

根据上述原理，在计算行星轮系任意两个轮的传动比时，只要把两个轮的转速都减去一个公共转速，就和定轴轮系传动比的计算方法一样。

行星轮系任意两轮间传动比计算的普遍公式为：

$$i_{\text{架滚}}^{\text{轴}} = \frac{n_{\text{轴}}^{\text{架}}}{n_{\text{架}}^{\text{滚}}} = \frac{n_{\text{轴}} - n_{\text{架}}}{n_{\text{滚}} - n_{\text{架}}} \quad (1-12)$$

当刹住行星架时， $n_{\text{架}} = 0$ ，则上式为：

$$i_{\text{轴滚}}^{\text{架}} = \frac{n_{\text{轴}} - n_{\text{架}}}{n_{\text{滚}} - n_{\text{架}}} = \frac{n_{\text{轴}} - 0}{n_{\text{滚}} - 0} = \frac{n_{\text{轴}}}{n_{\text{滚}}} = -\frac{Z_{\text{滚}}}{Z_{\text{轴}}} \quad (1-13)$$

式中 $i_{\text{轴滚}}^{\text{架}}$ ——行星架固定，太阳轴到内齿圈的传动比；

$n_{\text{架}}$ ——行星架的转速，即公共转速 (r/min) ；

$z_{\text{轴}}$ ——太阳轮的齿数；

$Z_{\text{滚}}$ ——内齿圈的齿数；

$n_{\text{架轴}}$ ——太阳轮相对于行星架的转速 (r/min)；

$n_{\text{架滚}}$ ——内齿圈相对于行星架的转速 (r/min)；

$n_{\text{轴}}$ ——太阳轮的转速 (r/min)；

$n_{\text{滚}}$ ——内齿圈的转速 (r/min)；

$n_{\text{行}}$ ——行星轮的转速 (r/min)。

例题 1—2 XU300-2 型钻机的卷扬机，太阳轮的齿数 $Z_{\text{轴}}=24$ ；内齿圈的齿数 $Z_{\text{滚}}=72$ ；行星轮的齿数 $Z_{\text{行}}=24$ ；柴油机转速 $n=1500\text{r/min}$ ；变速箱一档变速，经以下四对齿轮：

$$Z_3=18\text{齿} \longrightarrow Z_4=29\text{齿},$$

$$Z_5=18\text{齿} \longrightarrow Z_8=29\text{齿},$$

$$Z_9=20\text{齿} \longrightarrow Z_{12}=38\text{齿},$$

$$Z_{12}=38\text{齿} \longrightarrow Z_{14}=66\text{齿}。$$

卷扬机行星轮系经以下两对齿轮传动：

$$Z_{17}=24 \longrightarrow Z_{18}=24,$$

$$Z_{18}=24 \longrightarrow Z_{19}=72。$$

计算卷扬机的传动比和卷筒一档转速。

计算：变速箱一档转速为：

$$n_{\text{变1}} = n \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_5}{Z_8} \cdot \frac{Z_9}{Z_{12}} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_{14}} = 1500 \times \frac{18 \times 18 \times 20 \times 38}{29 \times 29 \times 38 \times 66} = 175\text{r/min}$$

滚筒一档转速为：

$$n_{\text{滚1}} = n_{\text{变1}} \cdot \frac{Z_{17}}{Z_{18}} \cdot \frac{Z_{18}}{Z_{19}} = 175 \times \frac{24 \times 24}{24 \times 72} = 58\text{r/min}$$

滚筒一档的总传动比为：

$$i_{\text{滚}1} = \frac{n}{n_{\text{滚}1}} = \frac{1500}{58} = 25.86$$

三、立轴扭矩计算

功率为定值时，钻机立轴的扭矩和转速成反比。

立轴的扭矩为：

$$M = 71620 \frac{N}{n} \text{ (kgf} \cdot \text{cm)} \quad (1-14)$$

式中 N ——钻机的输出功率（马力）*；

n ——立轴转速（r/min）。

例题 1—3 XU300-2 型钻机立轴一档转速 $n_1 = 118 \text{ r/min}$ ；钻机的输出功率 $N = 20$ （马力）。求一档的最大输出扭矩。

计算：

$$M = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \times \frac{20}{118} = 12139 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

四、卡盘夹紧力计算

卡盘的夹紧力来自碟形弹簧的横向推力，轴向推力大，夹紧力就大，但松开卡盘的力也要大，卡盘油缸的结构也要随之增大。所以，轴向推力的确定要得当。

从图 1—1 知，卡盘的夹紧力为：

$$F = fN \text{ (kgf)} \quad (1-15)$$

式中 f ——卡瓦对钻杆的摩擦系数，钢和钢 $f = 0.15$ ；

N ——卡瓦给钻杆的正压力（kgf），

$$N = \frac{F_0}{\text{tg}(\alpha + \gamma)}$$

其中 α ——升角（度），

γ ——斜面摩擦角（度），

* 1（马力）= 735.499 W。

F_0 ——碟形弹簧给卡瓦的轴向力 (kgf)。

将 N 值代入 (1—15)

式:

$$F = \frac{f F_0}{\operatorname{tg}(\alpha + \gamma)} \quad (\text{kgf})$$

(1—16)

卡盘夹紧力的后备系数

为:

$$B = \frac{F}{Q}$$

(1—17)

式中 Q ——立轴的起重能力 (kgf)。

例题 1—4 XU300—

2 型钻机立轴的碟形弹簧给

卡瓦的轴向力 $F_0 = 4100$ (kgf)；升角 $\alpha = 6^\circ$ ；斜面摩擦角 $\gamma = 8^\circ 32'$ (钢和钢的摩擦系数 $\operatorname{tg} \gamma = 0.15$)；卡瓦对钻杆的摩擦系数 $f = 0.5$ 。求卡盘的夹紧力及其后备系数。

计算：卡盘的夹紧力：

$$F = \frac{f F_0}{\operatorname{tg}(\alpha + \gamma)} = \frac{0.5 \times 4100}{\operatorname{tg}(6^\circ + 8^\circ 32')} = 7908 \text{ kgf}$$

XU300—2 型钻机的立轴起重能力为 5000kgf，卡盘夹紧力的后备系数为：

$$B = \frac{F}{Q} = \frac{7908}{5000} = 1.58$$

五、卷扬机工作能力计算

(一) 卷扬机起重量和滚筒钢丝绳所受拉力

卷扬机的起重量，决定于提升速度、游动滑车数量、动

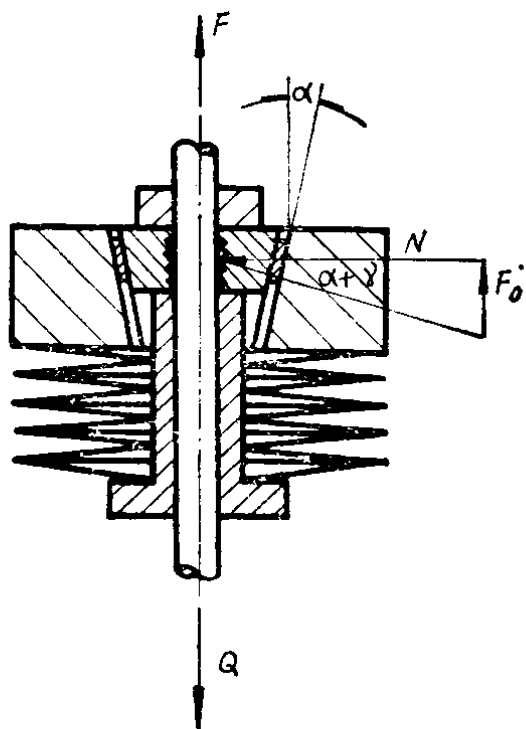


图 1—1 卡盘受力分析图

力机功率和机械传动效率诸因素。钻机技术规格所标卷扬机的起重能力，一般都是指的单绳一档速度的起重能力。

卷扬机的单绳起重量为：

$$Q = \frac{75N\eta}{v_1} \quad (\text{kgf}) \quad (1-18)$$

式中 N ——柴油机的功率（马力），

η ——柴油机到滑车的机械传动效率，一般取 $\eta = 0.85$ ；

v_1 ——卷扬机一档提升速度（m/s）。

滚筒上的钢丝绳提升钻具所受拉力为：

$$P = \frac{F + Q_2}{m\eta'} \quad (1-19)$$

式中 F ——钻具所需提升力（kgf），

$$F = Q_1 K_{\text{阻}} \left(\frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma} \right)$$

其中 Q_1 ——钻具重量（kgf），

$K_{\text{阻}}$ ——孔内附加阻力系数，一般取 $K_{\text{阻}} = 1.3$ ，

γ ——钢材比重（gf/cm³），

γ_1 ——泥浆比重（gf/cm³）；

Q_2 ——提升工具的重量（kgf），

m ——工作钢丝绳数；

η' ——滑车传动效率，一般取 $\eta' = 0.94$ 。

（二）提升速度

卷扬机提升钻具的速度，由动力机的功率、钻具的重量、滚筒直径和转速，并考虑操作上的安全等因素来决定。

卷扬机的提升速度为：

$$v = n\pi \frac{D + (2e - 1)d}{6000} \quad (\text{m/s}) \quad (1-20)$$

式中 n ——滚筒转速（r/min）；

D ——滚筒直径 (cm) ;

d ——钢丝绳直径 (cm) ;

e ——钢丝绳缠绕层数。

(三) 提升钻具所需力矩

提升钻具力矩的大小, 决定于钻具的重量和提升速度。同时又受限于卷扬机主轴所受力矩、动力机输出力矩、制动力矩, 以及刹车子力矩的大小。

1. 卷扬机主轴所受力矩

卷扬机的传动结构虽有定轴轮系和行星轮系之别, 而计算卷扬机主轴力矩的方法却都一样。

卷扬机主轴的功率为

$$N_{\text{轴}} = \frac{N_{\text{滚}}}{\eta} = \frac{Qv}{75\eta} \text{ (马力)}$$

将 $v = \omega \cdot r = \omega \cdot \frac{D}{2}$ 代入上式:

$$N_{\text{轴}} = \frac{Q\omega_{\text{滚}}D}{2 \times 75\eta} \text{ (马力)} \quad (1-21)$$

卷扬机主轴的功率又为:

$$N_{\text{轴}} = \frac{M_{\text{轴}}\omega_{\text{轴}}}{75} \text{ (马力)} \quad (1-22)$$

(1-21) 和 (1-22) 为等式, 即

$$\frac{Q\omega_{\text{滚}}D}{2 \times 75\eta} = \frac{M_{\text{轴}}\omega_{\text{轴}}}{75}$$

移项整理后成为:

$$M_{\text{轴}} = QD \frac{\omega_{\text{滚}}}{2\omega_{\text{轴}}\eta} = QD \frac{Z_{\text{轴}}}{2Z_{\text{滚}}\eta} \text{ (kgf} \cdot \text{m)} \quad (1-23)$$

式中 Q ——提升重量 (kgf) ;

$Z_{\text{轴}}$ ——主轴齿轮 (太阳轮) 的齿数;

$Z_{\text{滚}}$ ——滚筒齿轮 (内齿圈) 的齿数;

- η ——传动效率系数，一般取 $\eta=0.95$ ；
 $N_{\text{轴}}$ ——卷扬机主轴功率（马力）；
 $N_{\text{滚}}$ ——滚筒功率（马力）；
 $\omega_{\text{轴}}$ ——卷扬机主轴角速度（rad/s）；
 $\omega_{\text{滚}}$ ——滚筒角速度（rad/s）。

从（1—23）式可知，计算定轴轮系卷扬机主轴的力矩时，其传动比为滚筒到主轴。而计算行星轮系卷扬机主轴的力矩时，由于在提升钻具时刹住了行星架，行星架的转速为零，行星轮成为介轮，其传动比仍为滚筒到主轴，同样可以用（1—23）式计算其主轴的力矩。

2. 柴油机输出轴所受力矩

柴油机输出轴所受力矩，决定于卷扬机主轴力矩的大小，以及卷扬机主轴与柴油机输出轴的速比和传动效率，即

$$\frac{M_{\text{柴}}}{M_{\text{轴}}} = \frac{n_{\text{轴}}}{n_{\text{柴}}\eta}$$

移项得柴油机输出轴的力矩：

$$M_{\text{柴}} = M_{\text{轴}} \frac{n_{\text{轴}}}{n_{\text{柴}}\eta} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad (1-24)$$

式中 $n_{\text{柴}}$ ——柴油机输出轴转速（r/min），

$n_{\text{轴}}$ ——卷扬机主轴一档转速（r/min）。

提升钻具时柴油机输出力矩的后备系数为

$$B = \frac{M_e}{M_{\text{柴}}} \quad (1-25)$$

提升钻具时离合器摩擦力矩的后备系数为：

$$B = \frac{M_e}{M_{\text{柴}}} \quad (1-26)$$

3. 卷扬机制动力矩

卷扬机制动力矩的计算方法，因其传动结构不同而异。

（1）定轴轮系：定轴轮系传动结构的卷扬机，是根据提