

限制了转速（一般只用到530转/分），在钻进过程中未发现钻杆结皮现象，对内管投放也没有产生大的影响。

5. 钻进规程

压力为800~1000公斤；转数为530~730转/分；泵量为35~40公升/分。

体 会

1. 试验证明，把我国现用的公母接头连接的绳索取心钻杆柱，改成钻杆直连结构是完全可行的，并可获得较好的技术效果和经济效益。

2. 必须因地制宜抓好钻孔的防治斜和难采地层的取心工作。在一些易斜和难采心地层，由于绳索取心钻头壁厚，钻压大，岩心细，孔斜和取心常常比普通金刚石钻进更为突出，必须引起足够重视。

3. 加强复杂地层的综合治理，使用好套管护壁，抓好低固相、无固相冲洗液的质量和净化管

理工作。

4. 绳索取心钻进效果的好坏，在很大程度上取决于钻头选择是否合理。一般情况下，绳索取心钻头的胎体硬度应比同矿区，同地层普通金刚石钻头稍软。

5. 下井前，严格检查和装配好钻具。上紧卡簧座，防止卡簧座张裂和退扣而使内管总成伸长，造成卡板最后顶死，形成双动和卡板不能收拢、打捞失灵等弊病。干孔投放必须配上干孔内管机构，防止将钻头、扩孔器、内管总成等损坏。

6. 配备各种有关的仪表，特别是钻压表和泵压表。根据地层认真掌握和控制钻进规程。

7. 根据我队生产实践，在使用乳化液和低固相泥浆的情况下，一般内管投放速度为30~40米/分，下放打捞器速度应为80~100米/分，提升内管速度为100~120米/分。在钻井深，孔斜又没有问题的情况下，为了提高纯钻时间，减少提钻次数，可适当增长岩心管至5米以上。

升降机受力分析问题讨论

徐祖宽

（中南矿冶学院）

升降机是钻机的主要部件之一。正确地分析升降机各零件的受力状态，使理论分析与实际受力状况相符合，是合理设计升降机的一个重要条件。目前，国内对这个问题的研究尚少，在有关教科书中虽有论述，但多缺乏深入的分析，甚至有些结论是错误的。本文着重讨论升降机制动的若干问题。

带式制动器受力分析

带式制动器，由于其结构简单，制动力矩较大，常常用于500米以内的浅孔岩心钻机。在设计这种制动器时，往往容易忽视制带受力的不均匀性和某些截面上有突变的特点。例如，当制带的支点在中腰处时，该处断面经常发生断裂。单纯

从提高制带的材质和强度着手，不能从根本上解决这个问题。只有深入分析其受力状态，根据支点的位置，找出截面支点的具体突变峰值，并采取相应措施，才能收到好的效果。

如所周知，制动器制带上某一截面的受力（制动力），可按欧拉公式计算：

$$S = Te^{\mu\alpha_1} \quad (1)$$

式中： e —自然对数的底，2.718； μ —摩擦系数，石棉—钢铁为0.35~0.46； α_1 —该断面与出端断面间的包角（弧度）； T —制带出端制动力； T —制带进端制动力。

* 制带的一端称“进端”，即制圈回转进入制带的地方；另一端称“出端”，即制圈回转离开制带的地方。

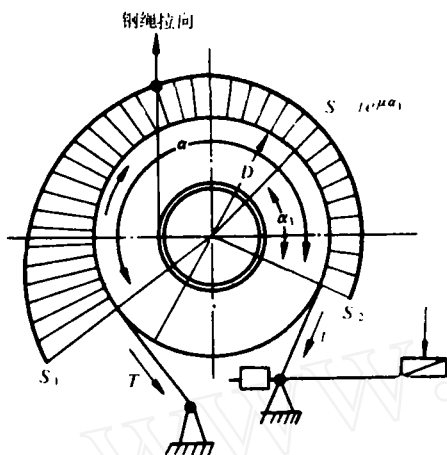


图1 制带制动力分布示意图

根据图1，最大制动力应在进端：

$$S_{\max} = te^{\mu\alpha} \quad (2)$$

式中： α —进出端之间的包角（弧度）。

圆周上的总制动力为 $P = T - t$ 。

移项得

$$t = T - P \quad (3)$$

将（3）式代入（1）式并移项得：

$$T = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (4)$$

又根据（3）式归纳后得：

$$t = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (5)$$

（4）和（5）式导出的是 T 、 t 与圆周总制动力 P 之间的关系式，而圆周力 P 可以根据制动力矩求出：

$$P = \frac{2 M_{\text{制}}}{D} \quad (6)$$

式中， $M_{\text{制}}$ —制动力矩； D —制圈直径。

带式制动器的制动力矩可由（6）式、（4）式或（5）式导出下列公式：

$$M_{\text{制}} = t(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot \frac{D}{2} \quad (7)$$

或

$$M_{\text{制}} = T \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \cdot \frac{D}{2} \quad (8)$$

根据上述分析，制带的支点均在进端和出端处。制带的支点如发生变化，则其受力状况也会发生变化，因此不能套用上述公式，而应根据具

体情况计算制带上最危险截面的应力。例如，有的钻机制带结构是中腰处有支承（图2），工作中此处常产生裂缝，甚至断裂。厂家虽采取了提高材质强度和改进热处理工艺等技术措施，但均未收到明显效果。问题的关键在于设计时没有灵活地应用欧拉公式进行受力分析。

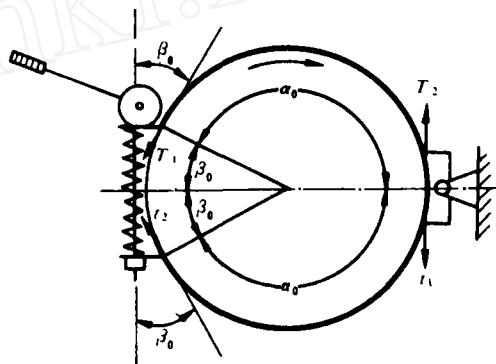


图2 钻机制带结构示意图

从图2可以看出，由于制带的支承在中腰处，制带上制动力的分布状态发生了变化。此时，制带可分成上、下两部分：

上半部分：

T_1 为进端制动力， t_1 为出端制动力，

$$T_1 > t_1。$$

下半部分：

T_2 为进端制动力， t_2 为出端制动力，

$$T_2 > t_2。$$

由于结构上的原因， $T_1 = t_2$ ，故 $T_2 > t_1$ 。这样就不难作出制带上制动力的分布示意图（图3）。

制带上部的圆周制动力：

$$P_{\text{上}} = T_1 - t_1$$

制带下部的圆周制动力：

$$P_{\text{下}} = T_2 - t_2$$

整带的制动力：

$$P = P_{\text{上}} + P_{\text{下}} = T_1 - t_1 + T_2 - t_2$$

故

$$P = T_2 - t_1 \quad (9)$$

T_2 和 t_1 值可通过 T_1 和 t_2 的值求出,而后两数值决定于操作手柄上的加载力,通过推导可以计算出来(推导从略)。

设 $T' = T_1 = t_2$

根据(8)式,上半部带的制动力矩为:

$$\begin{aligned} M_{\text{上}} &= T_1 \frac{e^{\mu \alpha_0} - 1}{e^{\mu \alpha_0}} \cdot \frac{D}{2} \\ &= T' \frac{e^{\mu \alpha_0} - 1}{e^{\mu \alpha_0}} \cdot \frac{D}{2} \end{aligned}$$

根据(7)式,下半部带的制动力矩为:

$$\begin{aligned} M_{\text{下}} &= t_2 (e^{\mu \alpha_0} - 1) \cdot \frac{D}{2} \\ &= T' (e^{\mu \alpha_0} - 1) \cdot \frac{D}{2} \end{aligned}$$

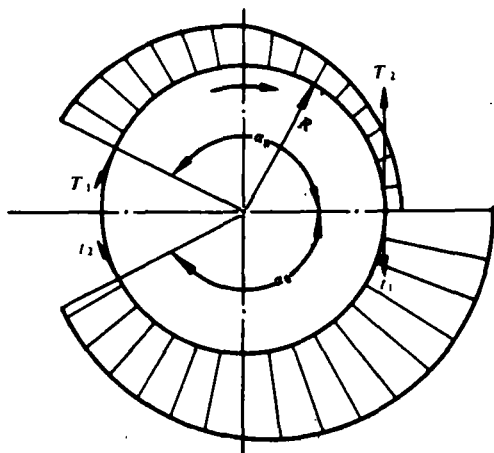


图3 中腰有支承的制带制动力分布示意图

整带的制动力矩为:

$$\begin{aligned} M_{\text{制}} &= M_{\text{上}} + M_{\text{下}} \\ &= T' \frac{e^{\mu \alpha_0} - 1}{e^{\mu \alpha_0}} \cdot \frac{D}{2} + T' (e^{\mu \alpha_0} - 1) \cdot \frac{D}{2} \\ &= T' \frac{(e^{\mu \alpha_0} + 1)(e^{\mu \alpha_0} - 1)}{e^{\mu \alpha_0}} \cdot \frac{D}{2} \quad (10) \end{aligned}$$

如给出额定 $M_{\text{制}}$,则可用下式求 T' :

$$T' = \frac{M_{\text{制}}}{R} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_0}}{(e^{\mu \alpha_0} - 1)(e^{\mu \alpha_0} + 1)} \quad (11)$$

根据(2)式可求出制带上最大受力断面的

T_2 :

$$T_2 = T' e^{\mu \alpha_0}$$

$$\text{则 } T_2 = \frac{M_{\text{制}}}{R} \cdot \frac{(e^{\mu \alpha_0})^2}{(e^{\mu \alpha_0})^2 - 1} \quad (12)$$

(12)式可用于校核或计算制带强度。

制带和制圈间进油对升降机的危害

进一步分析(11)和(12)式,当摩擦系数 μ 发生变化时,要想发挥同样的制动能力,就需要更大的刹把作用力,同时制带上危险断面的应力也会增大,以致有可能产生断裂。 μ 的变化主要与制带和制圈之间的清洁程度有关。升降机工作时,总会有一些油垢进入,此时钢铁—石棉材料间的摩擦系数为0.35~0.40,浸油后可降至0.15左右,故应尽量避免油料进入制圈摩擦面。设计时, μ 不能取高值,而应留有余地。鉴于现场实际上不可能保证摩擦面的纯净状态,两个面之间大都处于半干摩擦状态。设计时,建议 μ 值取0.25~0.30。下面举例加以说明。

某升降机的 $D = 37\text{cm}$, $\alpha = 5.934$ (弧度), $\alpha_0 = \alpha/2 = 2.967$ (弧度), $M_{\text{制}} = 34400\text{kg}\cdot\text{cm}$ 。 μ 取0.35,刹把产生的制带两端的张力均为:

$$\begin{aligned} T' &= \frac{34400}{18.5} \times \frac{e^{0.35 \times 2.967}}{(e^{0.35 \times 2.967} - 1)(e^{0.35 \times 2.967} + 1)} \\ &= \frac{34400}{18.5} \times \frac{2.825}{1.825 \times 3.825} \approx 750(\text{kg}) \end{aligned}$$

根据(12)式,制带断面上的最大受力为:

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{34400}{18.5} \times \frac{(e^{0.35 \times 2.967})^2}{(e^{0.35 \times 2.967})^2 - 1} \\ &= \frac{34400}{18.5} \times \frac{2.825^2}{2.825^2 - 1} \approx 2130(\text{kg}) \end{aligned}$$

如果 μ 降至0.15,则通过计算得: $T' = 2020\text{kg}$, $T_2 = 3160\text{kg}$ 。即在同样情况下,刹把上的用力应增加二倍,制带危险断面的应力约增加50%。设计时如果忽略这一点,就会造成制动不灵,甚至制带断裂的后果。

闸瓦式制动器受力分析

闸瓦式制动器广泛应用于深孔钻机中。它不同于带式制动器,后者的摩擦材料是铆在弹性钢带上,而抱闸的摩擦材料则铆在刚性闸瓦上,两

块闸瓦合拢组成一付对称的抱闸。在许多教科书中,在分析其受力状态时,由此而误认为上、下两闸瓦的合成总正压力及其产生的制动力矩也应相等。这样便得出了抱闸对升降机主轴不产生径向作用力,也不产生弯矩的错误结论。这一点可通过下面的分析得以证明。

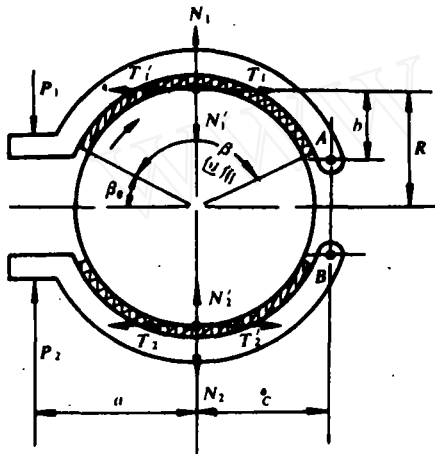


图4 闸瓦式制动器受力示意图

图4中, P_1 和 P_2 是刹把产生的作用力,由于结构上的原因,可以认为 $P_1 \approx P_2$ (计算从略)。

由于 P_1 和 P_2 的作用,对制圈的正应力为 N_1' 和 N_2' ,对闸瓦的反作用力分别为 N_1 和 N_2 。因此, $N_1 = N_1'$, $N_2 = N_2'$ 。 T_1 和 T_2 是作用于闸瓦的摩擦力, T_1' 和 T_2' 则是作用于制圈上的摩擦力,即 $T_1 = T_1'$, $T_2 = T_2'$ 。

对闸瓦来说,根据力矩平衡方程, $\sum M_A = 0$ 。因此, $-P_1(a+c) + N_1c + T_1b = 0$

又: $T_1 = \mu N_1$

$$\text{得: } N_1 = \frac{P_1(a+c)}{c + \mu b} \quad (13)$$

同理,对下闸瓦来说, $\sum M_B = 0$ 。

因此, $P_2(a+c) - N_2c + T_2b = 0$

又: $T_2 = \mu N_2$

$$\text{得: } N_2 = \frac{P_2(a+c)}{c - \mu b} \quad (14)$$

比较(13)和(14)式可以看出, $N_2 > N_1$ 。

在计算升降机轴时一定要考虑这种情况。此时轴上受有径向力。

总制动力 $M_{\text{制}}$ 可由下式导出:

$$\begin{aligned} M_{\text{制}} &= T_1 R + T_2 R \\ &= \mu N_1 R + \mu N_2 R \\ &= (N_1 + N_2) \mu R \\ &= \left[\frac{P(a+c)}{c + \mu b} + \frac{R(a+c)}{c - \mu b} \right] \mu R \\ &= \frac{P(a+c)c}{c^2 - \mu^2 b^2} \mu D \quad (\text{其中 } P_1 = P_2 = P_3) \end{aligned}$$

转换后得:

$$P = \frac{M_{\text{制}}}{\mu D \eta} \cdot \frac{c^2 - \mu^2 b^2}{c(a+c)} \quad (15)$$

根据 P 值可以设计刹把和偏心块。若考虑支点A和B的摩擦损失,可引入效率系数 $\eta = 0.95$ 。

结 论

1. 带式制动器,由于支承位置不同,其受力状态会发生很大变化。应根据这个特点求出危险断面的应力,作为设计制带的依据。

2. 制动器摩擦面进油,对制动能力有很大影响,并使制带受力状况恶化。强行刹车有可能造成制带断裂,设计时应予注意。

3. 闸瓦式制动器两块闸瓦的实际制动能力不一样。从表面看,两块闸瓦的结构虽相同,但进、出端的方向恰好相反,故正压力也不一样,这对升降机轴会产生径向力,设计、计算时亦应予以考虑。

主要参考文献

- [1] 武汉地质学院等编:《岩心钻探设备及设计原理》,地质出版社,1980年
- [2] 长春地质学校等编:《钻探机械》,地质出版社,1980年
- [3] Поляков, Г. Д. и др.: Подъемные устройства геологоразведочных буровых установок, "Недра", 1976
- [4] Поляков, Г. Д. и др.: Проектирование, расчет и эксплуатация буровых установок, "Недра", 1983