

鑽桿內的应力狀態 与 鑽 进 技 术 的 关 系

☆ 华 铁 ☆

鑽桿在岩心鑽探中具有很大的功用，必須熟悉与掌握其在工作中的应力狀態与变化規律，从而确定其允許傳遞的最大軸心压力与迴轉数，以便更有效的發揮它的全部工作能力，提高鑽进效率。

一、鑽桿在工作中的应力狀態 与变化規律

(一) 由于自重或調整軸心压力时， 所产生的張、压力

当鑽具重量已超过所需要的軸心压力，需要用平衡器減压时，这时鑽桿的下部分重量將作为軸心压力作用于井底（使用鑽筴时除外），而上部分將被減压装置所平衡。这两部分交界的地方称为中性点（或中和点），在中性点以上鑽桿承受張力，以下鑽桿則承受压力。此兩力所引起的应力將从中性点起（零点）分別向上、下兩端呈直線变化而增加，鑽桿下端压应力最大，鑽桿上端張应力最大。但鑽井深度不大，鑽具重量不足軸心压力而需要另外加压力时，鑽桿內沒有中性点，而全部是压应力。張应力与压应力的大小可由下式求出：

$$\begin{aligned} \text{張应力 } \sigma_p &= \frac{Q - C}{F} \\ &= \frac{k_1 q (L - l)}{F} \text{ 公斤/公分}^2 \quad (1) \end{aligned}$$

$$\text{压应力 } \sigma_c = \frac{C}{F} = \frac{k_1 q l}{F} \text{ 公斤/公分}^2 \quad (2)$$

式中：Q——鑽桿（具）在冲洗液中的重量。公斤

q——鑽桿每公尺的重量。公斤

L——全部鑽桿的長度或井深。公尺

l——作为軸心压力作用在井底的鑽桿長度，也就是由中性点至井底之鑽桿長度。公尺

F——鑽桿絲扣处或接头絲扣处的断面积，采用兩者中較小者。公分²

$k_1 = k \left(1 - \frac{\gamma_{\text{井}}}{\gamma} \right)$ 考虑接头加厚与冲洗液浮力对鑽具

重量的影响而乘的系数，見后面附表。

(二) 由于传达迴轉动力而产生的扭应力

鑽桿所传达的动力主要的消耗于破碎岩石，克服鑽桿与井底、井壁的磨擦以及帶动鑽桿轉动。在 200 公尺或更深的鑽井中，帶动鑽桿所消耗的动力將佔整个动力的 50~70%，甚致更多。因此鑽桿所传达的动力由井口向井底逐漸减少，也就是鑽桿內的扭应力以上端为最大，而下部將只剩下破碎岩石与克服磨擦的动力所引起的扭应力了。最大的扭应力可用下式来计算：

$$\text{扭应力 } \tau = \frac{365000 N d \eta \lambda}{\pi (d^4 - d_1^4)} \text{ 公斤/公分}^2 \quad (3)$$

式中：N——帶动鑽机的原动机馬力数。

d——鑽桿的外徑。公分

d_1 ——鑽桿絲扣处的絲底直徑。公分

η ——鑽机的机械效率，一般是 0.8~0.85。

λ ——原动机在短時間內可能超負荷的系数

(三) 由于軸心压力与迴轉离心力的 影响，而产生的弯曲应力

鑽桿由于其直徑比其本身長度要小的多，故在軸心压力与离心力的作用下易于弯曲，而使在井壁的限制下呈連續的波浪形变形，如图 1 所示（为明显起見画的夸大了）。这种变形狀態的基本組成單元是一个半波浪形，可看成是兩端能自由轉动的鉸鏈支承的長柱（压桿）。因为愈往鑽桿上部張应力愈大，可以逐漸减小弯曲的程度，而愈往下部压应力愈大，可以逐漸的增加弯曲的程度，故其半波浪形長度 l_1 在鑽桿上部最大，而愈往下愈小，其弯曲应力則愈往鑽桿下端

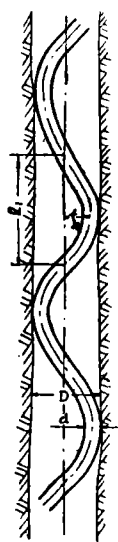


图1 鑽桿的弯曲变形
式中的 z ——由中性点到所要求算半波浪长度处的鑽桿长度(公尺)。该处在中性点以上时用正号,在中性点以下时用负号。当求鑽桿最下端的最小半波浪长度时 $z = l = \frac{C}{k_1 q}$

ψ_1, ψ_2 ——为简化公式所采用的系数,其值见附表

$$\psi_1 = 6.44 \sqrt{\frac{J}{k_1 q}} = 66.5 \psi_2 \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} \quad (6)$$

$$\psi_2 = 0.0968 \sqrt{\frac{k_2 J}{k_1^2 q}} \quad (7)$$

J ——鑽桿的惯性矩。公分⁴

k_2 ——考虑半波浪形鑽桿在转动时,其内部的冲洗液也一起晃动所产生之附加离心力而乘的系数,这里也包括了接头加厚对鑽具重量的影响。

q ——鑽桿每公分重量。公斤

(四) 合成应力

上述几种应力在鑽桿内的分佈状态如图2所示(示

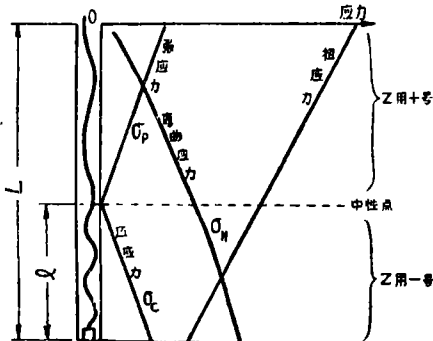


图2 各种应力的变化示意图

愈大,而上端最小(但不等于零)。弯曲应力的大小由下列公式求出:

弯曲应力

$$\sigma_n = \frac{1000 f_0 d}{l_1^2} \text{ 公斤/公分}^2 \quad (4)$$

式中: $f_0 = \frac{D-d}{2}$ 半波浪形的最大挠度。公分

l_1 ——半波浪长度。公尺

D ——鑽井的直径。公分

上式中的 l_1 由下式来决定:

$$l_1 = \frac{\psi_1}{\psi_2 n} \sqrt{\pm z + \sqrt{z^2 + (\psi_2 n)^2}} \text{ 公尺} \quad (5)$$

意图), 这些应力在鑽桿内同时作用时的合成应力:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (8)$$

式中: σ ——纵向应力

中性点上面 $\sigma = \sigma_p + \sigma_n$

中性点下面 $\sigma = \sigma_c + \sigma_n$

二、鑽桿可能破坏的部位及其原因

综上所述,根据图2所示,可明显的看出鑽桿可能发生破坏(折断或扭断)的部位及其原因有三个:

(一) 鑽桿之最上部

此处因一般的张应力很小(最多 300~400 公斤/公分²),而扭应力最大,故有可能由于合成应力或扭应力超过鑽桿允许应力限度而破坏。

(二) 鑽桿之中性点

虽然此处的各种应力都不是最大,但扭应力与弯曲应力还居较大值,而更主要的是由于鑽桿廻轉时晃动,非底岩石抗压与轴心压力调整不均等因素的影响,使中性点位置不固定,处于不断地上下跳动中。因而使这部分鑽桿应力也经常变动着方向,即一会是张应力,一会是压应力而具有对称循环性质。这种交变应力与相当大的扭应力合成后,就很有可能使鑽桿内的应力超过允许限度而破坏。

(三) 鑽桿之最下部

此部扭应力较小,但因鑽桿廻轉时推动,使弯曲应力的方向呈对称循环变化,因此就更容易使鑽桿(承受縱弯曲作用的长柱)很快地达到弯曲疲劳极限或因合成应力超过允许应力限度而破坏。也就是说鑽桿在下部破坏的原因主要是因弯曲所致。

三、鑽桿内应力变化状态与鑽进技术的关系及其允许传递的最大轴心压力和轉数

(一) 扭应力的影响

扭应力在额定馬力的限度内,将随非底岩石抗压与磨擦力矩的大小而变化,即非内阻力的增加将使鑽桿廻轉时所受到的抵抗力矩增加。但廻轉力矩

$M = 71620N/n$ ，当 N 已达到额定馬力而不能再增大时， M 的繼續增大將使迴轉數 n 开始降低（实际上也是如此），而迴轉數的降低从公式 (3) 中很明显的可以看出，將引起扭应力 τ 的增大。这样，勢必在傳动系統中出現各种不正常的狀況。例如：皮帶开始激烈的跳动、打滑；原动机轉数降低或发出異声等。值此如果操作者不能及时消除并內阻力而任其繼續发展时，將会引起傳动系統中某环节部件的损坏，如鑽桿或接头从絲扣处被扭断；鑽机零件的损坏；皮帶拉断等。可見防止鑽桿扭断的主要措施，在于操作者及早消除并內阻力現象，例如提动鑽具减少軸心压力等。而把皮帶掛的松些以便于打滑等措施，虽能起一定的作用，但与此同时却降低了原动机的有效馬力，因而不是积极的办法。致于降低正常鑽进的轉数，虽能使鑽桿在被突然卡住时，減輕由迴轉的慣性所产生的附加应力的影响，但慣性应力一般不很大，事实上如慣性应力很大，我們也不可能利用突然開車的办法来卡断岩心。

(二) 交变应力的影响

在鑽进中，为减少鑽桿內的交变应力須使中性点不上下跳动，为此，軸心压力掌握要均匀，并少提动鑽具，以及采用其它措施，如从切削具鑽焊方面等尽量减少跳动現象。至于每一回次进尺中，随切削具的磨鈍或鑽粒的破碎消耗所增減的軸心压力，是經一定时间逐渐变化的，故不在此例。而若使用鑽鋸时，因其强度远比鑽桿大，故应讓中性点处在鑽鋸長度之內，使全部鑽桿承受張应力。

(三) 弯曲应力的影响及允許傳遞的

最大軸心压力与轉数

由于弯曲应力是随軸心压力与迴轉數（也就是离心力，因迴轉數愈大离心力也愈大）的增大而增大，似乎为减少弯曲应力应降低軸心压力与迴轉數。但增加軸心压力与迴轉數对提高鑽进效率是有好处的（鑽粒鑽进中增加迴轉數对鑽进效率不一定都好，只能在帶动鑽粒也一起滚动或移动的限度內，适当的增加鑽头轉數）。一般說来，在設備能力許可的条件下，只要切削具、研磨材料与鑽具的强度允許，軸心压力与迴轉數愈大愈好。这一点在許多机場的实际工作中也得到了証实。

根据公式 (4) 可以得出允許的最小半波浪長度。即：

$$[l_1]_{min} = \sqrt{500 \frac{D-d}{[\sigma_n]}} d \text{ 公尺} \quad (9)$$

式中： $[\sigma_n]$ ——对称循环作用下允許的弯曲应力

对于一般 Cr. 6 号鋼制的鑽桿 $[\sigma_n] = 765$ 公斤/公分²。

II 号鋼制的鑽桿 $[\sigma_n] = 830$ 公斤/公分²

40XII 与 35Cr 号鋼制的鑽桿 $[\sigma_n] = 950$ 公斤/公分²

將上式所求出的 $[l_1]_{min}$ 代入公式 (5) 中，令 $Z = l$ 并取負号，則可以得出相应的最大允許轉数与軸心压力来。即：

$$[n]_{max} = \frac{\psi_1}{\psi_2 l_1^2} \sqrt{\psi_1^2 - 2 \psi_2 l_1^2} \text{ 轉/每分鐘} \quad (10)$$

$$[l]_{max} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\psi_1^2}{l_1^2} - \frac{l_1^2}{\psi_1^2} (\psi_2 n)^2 \right\} \text{ 公尺} \quad (11)$$

但軸心压力 $C = k_1 q l$ 或 $l = \frac{C}{k_1 q}$ 故將其代入上

兩式中則得：

$$[n]_{max} = \frac{\psi_1}{\psi_2 l_1^2} \sqrt{\psi_1^2 - \frac{2 C l_1^2}{k_1 q}} \text{ 轉/每分鐘} \quad (12)$$

$$[C]_{max} = \frac{k_1 q}{2} \left\{ \frac{\psi_1^2}{l_1^2} - \frac{l_1^2}{\psi_1^2} (\psi_2 n)^2 \right\} \text{ 公斤} \quad (13)$$

在上列各公式中所用到的几个系数的值，列于下表（取 $\gamma_{sk} = 1.15$ ）：

鑽桿連接方式	d 公厘	q 公斤	k	k ₁	k ₂	ψ_1	ψ_2
普通的双切口接头連接	33.5	3.41	1.03	0.88	1.19	79	1.38
	42	4.21	1.04	0.89	1.30	102	1.86
	50	5.51	1.05	0.90	1.33	123	2.25
接箍鎖接头連接	42	4.21	1.10	0.94	1.37	100	1.81
	50	5.51	1.11	0.95	1.41	120	2.20
	63.5	8.51	1.08	0.925	1.39	155	2.85
	73	11.41	1.07	0.915	1.38	178	3.29

茲举例計算如下：假設 42 鑽桿用 91 合金鑽头以 200 轉/每分进行鑽进，求其最大允許軸心压力。

解：假定用 91 合金鑽头鑽出的井徑为 9.5 公分，取 $[\sigma_n] = 830$ 公斤/公分²，則：

$$[l_1]_{min}^2 = 500 \frac{D-d}{[\sigma_n]} d = 500 \frac{9.5-4.2}{830} \times 4.2 = 13.4 \text{ (公尺)}^2$$

因公式 (12) (13) 中 l_1 都是平方故不必开方，其次由表中查出普通接头 42 鑽桿的 $q = 4.2$ 公斤/每公尺， $k_1 = 0.89$ ， $\psi_1 = 102$ ， $\psi_2 = 1.86$ 將其代入公式 (13)

中得：

$$\begin{aligned}
 [C]_{\max} &= \frac{0.89 \times 4.2}{2} \left[\frac{102^2}{13.4} - \frac{13.4}{102^2} (1.86 \times 200)^2 \right] \\
 &= 1.87 \left[\frac{10404}{13.4} - \frac{13.4}{10404} \times 138400 \right] \\
 &= 1.87 [776 - 178.3] = 1117.7 \text{ 公斤}
 \end{aligned}$$

如在同样条件下已知 $C = 1000$ 公斤，则最大允许的廻轉数根据公式(12)应该是：

$$\begin{aligned}
 [n]_{\max} &= \frac{102}{1.86 \times 13.4} \sqrt{102^2 - \frac{2 \times 1000 \times 13.4}{0.89 \times 4.2}} \\
 &= 4.1 \sqrt{10404 - 7170} = 4.1 \times 56.8 = 233 \text{ 轉/每分鐘}
 \end{aligned}$$

由于井徑、所采用各种系数的差誤以及軸心压力不均等，似乎实际采用的最大軸心压力，略应較算出的軸心压力減少，但因弯曲鑽桿与井壁間尚有很大的磨擦，所給的軸心压力不能全部傳到井底，故实际采用的数值又应較算出的略为增大。因此可認為这两种影响因素互相抵消，而在实际工作中可以直接采用所算

出的最大軸心压力。而最大廻轉数虽然它本身傳到鑽桿下部时不会減少，但 1000 公斤的軸心压力仍会減少，故实际上也可以直接采用所算出的数值。

最后应该說明的是，上述分析与計算均基于較理想的条件，而实际工作中所遇到的問題要比此复杂的多，如：所选用鑽井直徑，原动机馬力数（尤其是內燃机），鑽机机械效率，接头加厚的影响系数等等数据与实际的难免有出入；各現場所用鑽桿及接头的材質，加工精度也多不一致，况且在上列計算中对鑽桿的磨損情况也未能加以考虑。因此，实际工作中必須在理論計算的基础上，經過实验得出更切合实际的数值后再加以应用。

註：本文中(2)(3)(4)公式的来源与附表請参看参考書第七章与第四章，本文所用公式的形式，符号和数据与該書略有不同。

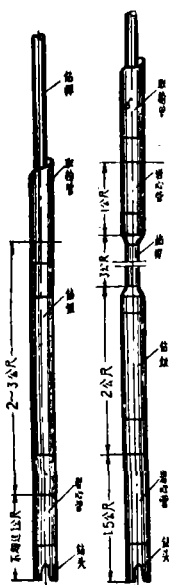
参考書：Б.П.Воздвиженский М. Г. Васильев
БУРОВАЯ МЕХАНИКА госгеолтехиздат
1954 г.

用不同結構的鑽具防止鉆孔弯曲

402 勘 探 队

在开孔鑽进时，粗徑鑽具要随着孔深不断的增加，直到孔深超过10公尺以上，但其长度必須保持在 8~10公尺之間方可。在鑽进中，如果鑽孔弯曲度稍超过設計要求，但不太严重时（如 100公尺弯曲 5° ），可加长

粗徑鑽具到13公尺以上（不包括取粉管）；如果鑽孔弯曲严重（如 100公尺弯曲 10° ）但还可以繼續鑽进时，可采用如图所示两种結構的鑽具。此两种鑽具在使用中，图中左示鑽具因其下端粗徑鑽具过短，限制了提昇間隔，增长了輔助时间；而图中右示鑽具则能免去上述弊病。并且由于兩端是粗徑鑽具，中間是鑽杆，形成以取粉管下部鑽具为支点的杠杆作用，克服了由于鑽孔孔口施加的压力所引起的孔底反作用力，而促使鑽具下端向上排起的現象。同时，由于鑽鏈連接在鑽具下端，迫使鑽头能更傾向于孔



底。換徑鑽进时，要使用导向管。換徑前要将孔底殘留物撈取干淨。导向管的配备是开始下部小粗徑鑽具短，上部原粗徑鑽具長，直到小粗徑鑽具鑽进7~8公尺深度，方可去掉导向管。其长度的变更可见下表。

換 徑 进 尺	大 徑	小 徑
0 M	6 ~ 7 M	1 M
1 M	6 M	2 M
2 M	5 M	3 M
3 M	4 M	4 M
4 M	3 M	5 M
5 M	2 M	6 M
6 M	1 M	7 M
7 M	0 M	8 M

所用鑽具中心線必須一致，且須經常檢查其弯曲情况，并在可能的条件下，准备合乎質量要求的鑽杆5~6立根，以备更換使用。此外，在岩层面与鑽孔交角小于 45° 的岩层（尤其是石英綠泥岩）換层鑽进时，应減小压力，加快轉速，加长粗徑鑽具，以穩定鑽具中心。