

快速涡轮钻井技术

苏联 Г.С.巴尔沙伊等著

石油工业出版社

普通高等教育 “十一五”规划教材

第2版

机械工业出版社

快速渦輪鉆井技術

苏联 Г.С. 巴尔沙伊等著

刘希圣 王昭禧 陈元頌譯

石油工业出版社

內 容 提 要

本書總結了蘇聯近年來渦輪鑽井的先進經驗，研究了渦輪鑽井的基本原理，具體地研討了快速渦輪鑽井的技術措施。對快速渦輪鑽井的綜合應用，泥漿的使用，高壓管綫的布置，管綫配件的選用，鑽頭的合理使用與振盪標準及防止井斜等問題都從實際上作了詳細而具體的敘述。

此外，本書對渦輪鑽進中泥漿的水力功率的利用和應用複合渦輪鑽具增加井底功率的傳遞系數的問題，也作了詳細的闡述。

本書供油田和深區的鑽井工程技術人員和鑽井技師閱讀，也可作為石油中等技術學校及石油學院的師生的參考讀物。

Г. С. БАРШАЙ Н. И. БУЯНОВСКИЙ

ТЕХНИКА СКОРОСТНОГО

ТУРБИННОГО БУРЕНИЯ

根據蘇聯國立石油燃料科技書籍出版社 (ГОСНЕФТЕХИЗДАТ)

1956年莫斯科版翻譯

統一書號：15037·356

快速渦輪鑽井技術

劉希聖 王昶禧 陳元頌譯

*

石油工業出版社出版（社址：北京六鋪炕石油工業部內）

北京市書刊出版業營業許可證出字第083號

石油工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

*

850×1168 $\frac{1}{2}$ 開本 * 印張11 * 249千字 * 印1—1,000冊

1958年4月北京第1版第1次印刷

定價(10)2.00元

著者的話

渦輪鑽井技術的發展標誌着最近幾年來技術發展的巨大成果。在巴什基里亞和韃靼進行快速鑽進的鑽井人員得到了優異的成績。

同時在各油礦上，在個別先進鑽井隊所達到的指標與許多落后鑽井隊的工作指標之間，好的和中間的鑽井指標之間也還存在着很大的不協調現象。在大致相同的地質條件中所進行的鑽井工作，個別企業的鑽速有着極大的差別。

這証實了快速渦輪鑽進的技術，尚未完全被所有鑽井人員所掌握，不是所有的企業領導和工程技術人員都是很重視推廣先進工作者的經驗，並且創造性地在每一企業的具体條件中運用這些經驗。

為此，著者想在這本書中闡明強力鑽井方式的現代快速渦輪鑽井的基本問題；同時著者是根據最近幾年先進鑽井企業的渦輪鑽井經驗，以及在全蘇石油鑽井科學研究所及渦輪鑽井的其它科學和設計機關的研究和設計等資料而寫的。

著者希望，經常從事於渦輪鑽井實際工作的工程技術人員對出版這書給予幫助。

所有對本書內容的意見和要求，請寄到下面地址：莫斯科 R-12、特列契雅柯夫斯基大街 1/19 號蘇聯國立石油燃料科技書籍出版社。

序 言

在第五个五年計劃成功地完成后，在苏联石油工作者面临的任务是繼續增加採油量和提高鑽進速度。

在第六个五年計劃（1956~1960年）內，拟定生产井的鑽速应增加到85%以上，而探井的鑽速应提高到95%以上。

为了实现这偉大的任务，特別重要的是进一步改善和發展渦輪鑽井——苏联技术的产物。

渦輪鑽井法的特点和主要优点，在於保証在強力鑽井方式下鑽進的可能性，此时鑽頭在高轉速和大鑽压下，把巨大的功率傳遞給井底。

在轉盤鑽井时，強力鑽井方式的程度是受鑽桿事故的限制，也是受鑽桿与井壁摩擦功率的消耗的增長所限制。

渦輪鑽井沒有这些缺点：鑽頭轉数和井底鑽压的增加不受鑽桿强度的限制，而且井底功率傳遞系数与強力鑽井方式的程度無關。

这样，就有可能广泛地使用渦輪鑽井的強力鑽井方式，因而，也有可能获得高的机械鑽速。

机械鑽速的增加是由於加速了其它的鑽井工作。首先是加速了起下鑽的工作。

在渦輪鑽井时，鑽頭很快的被磨損，縮短了一次鑽進的时间。由於在強力鑽井方式下，机械鑽速急剧地增加，鑽頭的進尺就不会降低，而且在某些地区內尚会提高。

鑽頭在井底工作時間的縮短，增加了起下鑽操作的比重，由此，这方面工作的落后，就变得特別的显著。迫使迅速消除工作中的缺点，改善劳动組織，完成和超額完成規定的定額，这样使得起下鑽操作所进行的速度增加。

在渦輪鑽井時，不論是依靠機械鑽速的增加，或是依靠起下鑽操作時間的縮短都使行程鑽度急劇提高。

渦輪鑽井時，減輕鑽桿的工作條件和縮短鑽井的工作時間，能促使事故和複雜情況降低。

這樣，渦輪鑽井不論是依靠增加行程鑽速或依靠縮減非生產時間，都保證急劇增加經濟鑽速的可能。

渦輪鑽井法的使用速度，在最近階段特別增加了。

從1946到1955年，渦輪鑽井的工作是增長了50多倍，佔總進尺的83%。

全蘇著名的優秀快速鑽井技師有：吉馬佐夫，卡依夫林，阿拉亞，洛夫，卡布都林，別洛哥拉佐夫，庫波利揚諾夫，格林，奴爾卡利也夫，依久姆斯基，赫利沙諾維奇，邱波，皮爾瑪米多夫，法特庫利也夫等。

這些技師提高了鑽井的生產率，不斷改善了鑽井的工藝，以強力鑽井方式代替了老的鑽井方式，較全面的利用了現代的鑽井技術，正確和確切地組織鑽井隊的勞動。

快速渦輪鑽井的發展，使東部地區的鑽井革新者在硬地層條件下獲得了空前未有的鑽進速度。

快速渦輪鑽井進一步普遍的發展，是順利地解決第六個五年計劃中在石油工作者面前提出的巨大任務的保證。

目 录

著者的話

序言

第一章 近代渦輪鑽具的結構和工作特性	1
§ 1. 多級渦輪鑽具的結構	1
§ 2. T12M 型渦輪鑽具	6
§ 3. T19 型渦輪鑽具	9
§ 4. T12M 2-10'' 型和 T12M1-S'' 型渦輪鑽具	11
§ 5. T12M3 型渦輪鑽具	16
§ 6. 渦輪鑽具直徑的標準規範	19
§ 7. 渦輪的工作特性	20
§ 8. 渦輪鑽具止推軸承上的載荷, 渦輪鑽井時井底載荷的產生	29
第二章 在強力鑽井方式下渦輪鑽具的使用	35
§ 1. 鑽井前渦輪鑽具的准备工作	35
§ 2. 渦輪鑽具的使用規則	40
§ 3. 渦輪鑽具可換零件的磨損程度對其工作能力的影響	52
§ 4. 修理渦輪鑽具的組織, 修理渦輪鑽具的新方法	57
第三章 渦輪鑽井時對泥漿泵所產生的水力功率的利用	64
§ 1. 功率的水力損失	64
§ 2. 循環系統內水力損失的減低	77
§ 3. 使用成批生產的渦輪鑽具工作時排量的選擇	86
§ 4. 渦輪鑽具的特性與循環系統水力參數的關係, 使用渦輪鑽井的強力鑽井方式時提高井底功率傳遞系數的途徑	93
§ 5. 經濟的合理的排量和洗井	112
第四章 渦輪鑽井的強力鑽井方式的鑽井設備的安裝	117
§ 1. 對泥漿泵設備的排列及其安裝的一般要求	117
§ 2. 泥漿泵管彙佈置方案	120
§ 3. 管彙的部件	125
§ 4. 淨化泥漿的設備	141

第五章 渦輪鑽井的泥漿泵設備.....	149
§ 1. 近代渦輪鑽井用的泥漿泵的結構和特性.....	149
§ 2. Y8-3 型和 4MIP 型泥漿泵的使用	160
§ 3. 泵水力部分的容易磨損的可換零件.....	165
§ 4. 強力鑽井方式的近代渦輪鑽井條件對泥漿泵特性所提出的要求， 泥漿泵驅動設備所消耗的功率.....	170
§ 5. 泥漿泵的動力驅動設備.....	173
第六章 渦輪鑽井的鑽井方式.....	189
§ 1. 渦輪鑽具的工作特性與其渦輪的水力試驗特性之間的差異.....	191
§ 2. 渦輪鑽具在井底工作的研究.....	199
§ 3. 在渦輪鑽井中鑽頭給進機械化的可能性.....	209
§ 4. 鑽井方式和行程鑽進的效率。鑽頭的合理使用.....	221
§ 5. 渦輪鑽井時對泥漿性能的要求.....	240
§ 6. 在渦輪鑽井的強力鑽井方式下防止井斜.....	241
第七章 取心渦輪鑽井.....	253
第八章 清水鑽井.....	269
§ 1. 清水鑽井的工藝.....	270
§ 2. 清水鑽井的效率.....	274
§ 3. 今後改進清水鑽井工藝的途徑.....	280
第九章 快速渦輪鑽井的工作經驗.....	287
§ 1. 快速鑽井的發展.....	287
§ 2. 個別地區的快速渦輪鑽井經驗.....	298
§ 3. 技術指示卡片.....	320
§ 4. 快速渦輪鑽井中時效的分析，起下鑽工作的組織.....	326

第一章 近代渦輪鑽具的結構和工作特性

創造鑽井的沉入式的水力原動機是一個很複雜的問題，因為這種原動機要放在尺寸不大的井眼內，並應在較低的轉數下發出很大的功率。創造這種原動機的複雜性也還在於，利用含有大量研磨性顆粒的泥漿來作為工作劑，這種研磨性顆粒引起了渦輪漕道和主軸軸承摩擦件的強烈的破壞。鑽井時所產生的極大的沖擊載荷和複雜的使用條件皆要求這種機械具有很高的強度和全部構件的堅固性。

П. П. 舒米洛夫, P. A. 約安尼信, Э. И. 塔給也夫, M. T. 顧斯曼在多級渦輪的基礎上並應用了在泥漿中工作的橡膠止推軸承作為軸向和徑向渦輪軸承，從而成功的創造了滿足所有要求的井底原動機。

這兩部分是目前應用於渦輪鑽具結構中的基礎。

§ 1. 多級渦輪鑽具的結構

為了闡明渦輪鑽具的結構和工作，我們現在來研究一下1953年前的主要類型的 T14M-9³/₄" 型渦輪鑽具。

T14M-9³/₄" 型渦輪鑽具如圖 1 所示。

在三個軸承（上部的徑向止推軸承，中部和下部的徑向軸承）內旋轉着主軸 1，其下部有連接鑽頭的接頭絲扣。

渦輪的轉動部分有 96 個轉子 10，轉子與下部軸承套 10、中部軸承套 23、撐套 6 和密封填料 11 用轉子螺帽 5 壓緊在軸上。下部和中部軸套是防止軸頸在軸承內不被磨損。

轉子盤、中部軸套和撐套都裝在鍵 14 上，下部軸套裝置在單獨的鍵 13 上。

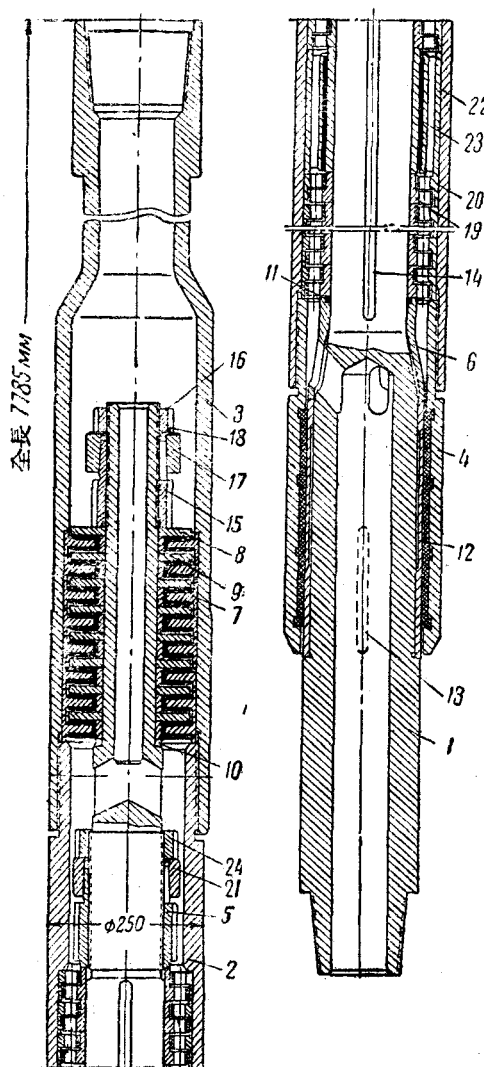


圖1 T14M 9 $\frac{3}{4}$ 型渦輪鑽具

頂端的摩擦力來制止自己不致移動。

渦輪鑽具主軸的徑向軸承(壓緊短節和中部軸承)亦是橡膠的止推軸承，其工作面外包有橡膠。

定子盤20和中部軸承22都裝在壳体2內，定子盤的輪葉環分置在轉子盤之間。

定子系統以壓緊短節4固定在壳体內。當彼此壓緊時，在定子頂端產生了摩擦力，這種端部的摩擦力矩抵消了定子內所產生的反力矩並傳遞給鑽桿柱。

中部軸承的作用是防止主軸因長度大和轉數高時所產生的橫向擺動，從而防止渦輪零件的劇烈徑向磨損。

渦輪鑽具主軸的上部裝有橢齒狀的橡膠樞軸，樞軸的組成包括：裝在主軸上的樞軸盤8和樞軸環9、樞軸的壓緊螺母15，和固定在大小頭3內的包有橡膠的止推軸承7。樞軸的零件在工作時，以壓緊

在軸承零件的橡膠包皮內，具有潤滑的溝道，泥漿流入溝道，潤滑並冷却工作面。

在鑽井時由於發生的振動和沖擊載荷，主軸的螺母能夠自動松卸。

為了防止轉子螺母自動松卸，在轉子螺母 5 的上部，外面旋成錐形，且在軸綫方向切穿幾個地方。當上緊防松螺母 24 時，錐形套 21 壓緊了螺母的切穿部分，因此可防止轉子螺母的自動松卸。在樞軸螺母 15 的部件上裝有樞軸螺母的錐套 17 和樞軸螺母墊圈 18，以便防止樞軸防松螺母 16 的自動松卸。

自鑽桿內注入的泥漿，在渦輪鑽具的大小頭內導入主軸的上孔，而後通過側孔進入渦輪的溝道中。

渦輪鑽具的渦輪是多級的軸向型的，定子和轉子的溝道亦是軸綫方向的，轉子之間或是定子之間可以更換，而它們的平均直徑彼此相等。

在渦輪的溝道內，沿圓周均勻地裝有斜軸向的輪葉時，轉子盤和定子盤的輪葉具有反向的溝道（向左的和向右的）。泥漿流往上部的定子後，即轉變了其原來的軸向方向；液流速度依其方向和輪葉入口處的流量而變化着。

在定子內生有渦流，並造成液流循環（繞軸綫旋轉）。此液流進入轉子盤的輪葉時，依反向彎曲，因而引起主軸的旋轉，此時液流循環的強度降低。

為了使泥漿沿渦輪溝道內運動，必需傳給它多餘的壓力，也就是消耗一定的水力功率，這種功率是消耗在改變液流在渦輪溝道內的速度和方向，然後實現主軸旋轉的機械能。

這樣，液流自一級進入一級，即在轉子盤的輪葉上產生旋轉力矩。液流流經渦輪的下級後，通過側孔和主軸的中間流道而流到鑽頭的水眼；此時壓緊短節的橡膠襯套起着阻止泥漿流入環形空間的盤根作用，而使泥漿經過鑽頭。為了潤滑和冷却主軸的下

部軸承，在压紧短节和下部軸套之間流入少量的泥漿。

渦輪鑽具主軸上所产生的旋轉力矩，等於所有个别轉子盤所获得的力矩之总和。这种力矩不只是通过鍵，而主要是用轉子螺母压紧轉子盤时，在頂端所产生的摩擦力傳遞給主軸。

轉子螺母的压紧削弱时，即可能产生轉子盤在主軸上的相对移动，造成鍵和轉子盤鍵槽的急速的磨損。由此渦輪的頂端亦产生磨損和全部损坏。

渦輪鑽具工作时，在主軸上作用着軸向和橫向力，該力是通过渦輪鑽具的軸承为渦輪鑽具的壳体所承受，然后傳遞給鑽桿柱。橫向載荷与軸向載荷相比是不大的，这是由于主軸高速的旋轉和鑽头在井底反作用的徑向分力的不平衡性(振动)所产生的。橫向力的大小是很难計算出的。

主要的軸向力是：由於在渦輪和鑽头內的压力降所生成的由上向下的水力載荷，和作用在鑽头上由下向上的井底反作用力。

使用橡膠樞軸的渦輪鑽具的工作經驗指出，樞軸零件的磨損，在很大程度上是由于从上向下的作用力，这种力促使主軸下行，由此使轉子盤与定子盤發生相对的軸向移动。如果这两种構件間的軸向間隙不够时，則轉子盤將与定子盤接触，即会导致它們輪叶高度的急速磨損，而驟然降低效率，並使渦輪鑽具停止轉动。因此渦輪应具有足够的間隙量。渦輪的間隙(轉子和定子盤間的軸向間隙)在裝配好后，應該具有使轉子盤可沿軸移动的距离。渦輪最大的理論間隙，等於它們一个渦輪級的間隙量——12公厘。由於渦輪的級数很多，以及轉子盤和定子盤当以轉子螺帽和压紧短节压紧时，發生轉子盤和定子盤的变形的差值，渦輪的实际間隙总是小於理論的間隙。渦輪盤高度的制造精确度，並且在裝配时正确的掌握上紧程度，能够增加渦輪的間隙。

在裝配渦輪鑽具时，渦輪的間隙小於9公厘是不許可的。

在樞軸裝配以前要檢查渦輪的間隙。为此，渦輪鑽具的主軸

移至最上端的位置和最下端的位置；而这个移动の間隙量即为渦輪の間隙。

装配渦輪时，不只是需要得到最大的間隙，而且要正确地分配轉子盤和定子盤之間的距离。

調節轉子盤与定子盤的相对位置，是在装配樞軸时，选用相应高度的調節环 10 (見圖 1))而实现的，这种調節环是裝在主軸的台肩和樞軸底环之間的。

由於自上向下作用的軸向載荷，以及樞軸磨損时所引起的主軸下移的軸向載荷是主要的，因此在装配时，应力求保持主軸尽可能的接近最上端的位置。

在这种情况下，調節环的高度可依下式計算(圖 2)：

$$b = a + 9 + \frac{\delta_r - 7}{2}, \quad (1)$$

式中 b ——調節环的高度，公厘；

a ——当主軸在頂端位置时，軸肩至壳体頂端間的距離，公厘；

δ_r ——渦輪の間隙值，公厘。

調節环的高度如依公式 (1) 选择时，則当渦輪の間隙为 9 公厘时，主軸与最頂端的相对位置可允許为 2.5 公厘。

在这种情况下，樞軸零件至接触轉子盤与定子盤的磨損余量为：在自上向下的載荷作用下为 6.5 公厘，而在相反的載荷作用下为 0.5 公厘(考虑樞軸の間隙等於 2 公厘)。

当渦輪の間隙等於 10 公厘时，樞軸零件的磨損余量相应为 7 和 1 公厘，而当間隙为 11 公厘时，相应为 7.5 和 1.5 公厘。应当記住：

1. 調節环高度的确定和樞軸以后的装配，应在主軸位於最頂

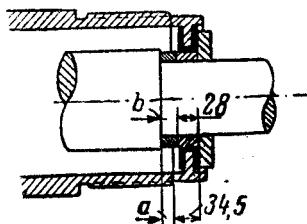


圖 2 調節环高度的确定

端时进行；

2. 調節环的高度愈大，則渦輪鑽具的主軸下移愈低。

壳体与大小头的絲扣連接处是 T14M-9³/₄" 型渦輪鑽具最薄弱的地方。为了能使止推軸承在大小头内固定住，这种連接可作成柱狀絲扣。

鑽井时在壳体与大小头的絲扣連接处，作用着很大的交变軸向載荷和剧烈的摆动，正如大家所知道的，在这种条件下柱狀絲扣工作是不够适合的。在装配渦輪鑽具的樞軸时，由於絲扣的預先上紧，而大小头基本上保持不松卸，因为作用在大小头旋紧方向的渦輪反力矩量是比較不大的。这就使壳体与大小头的上部絲扣連接处經常的松开，使絲扣的本身也很快的遭受损坏。

壳体与压紧短节連接的下部絲扣連接处是比較稳定的。下部絲扣連接处是不承受軸向的交变載荷的作用，並且由於摆动所产生的自动松卸作用而接触的很好，这是因为由於压紧的定子盤系統的彈性变形所产生的軸向力經常鎖紧的緣故。由压紧短节的橡膠襯套表面所产生的摩擦力矩是作用在压紧短节松卸方向的，总之，这种摩擦力矩是比阻止短节松卸的定子反力矩小。

§ 2. T12M 型渦輪鑽具

T12M 型渦輪鑽具的特点是利用其上部分的渦輪級作为支承的徑向止推軸承。

为此，上部渦輪的定子盤复有橡膠，而旋轉的轉子盤頂端应压复有一層橡膠或复以薩尔瑪依特硬合金。这样制造的上部支承部件，就改善了利用泥漿冷却和潤滑工作面的条件，提高了軸承的强度，並且增加了渦輪鑽具的机械效率。

在这种渦輪鑽具内，經過大小头的泥漿直接流到渦輪内，这样就消除了像 T14M-9³/₄" 型渦輪鑽具所产生的液流在主軸上部的無益的压力降。

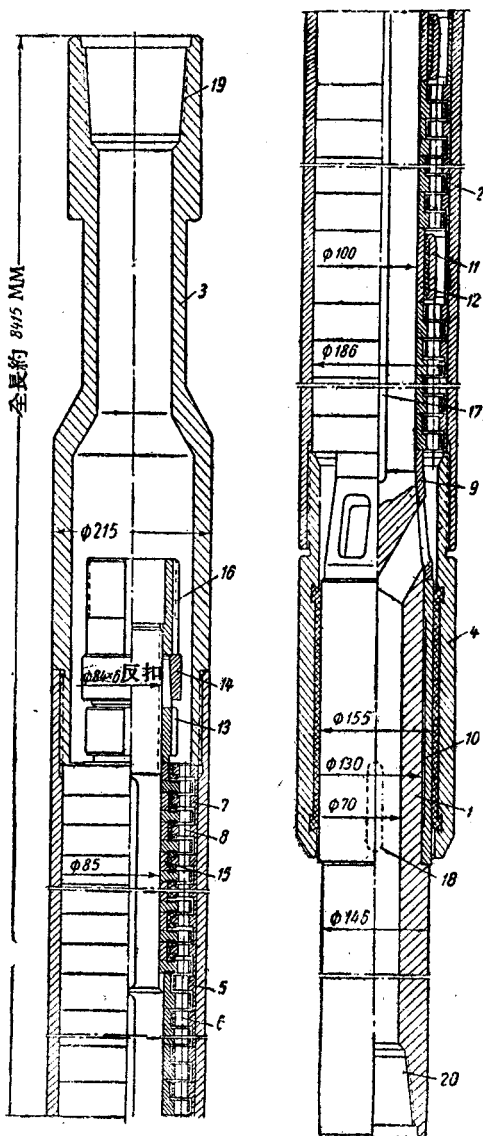
在 1950—1952 年大批出產了兩種尺寸的 T12 M 型渦輪鑽具：外徑為 215 公厘的 T12M-8'' 型渦輪鑽具和外徑為 176 公厘的 T12M-7'' 型的渦輪鑽具。

T12M-8'' 型渦輪鑽具的結構如圖 3 所示。

在渦輪鑽具的主軸上裝有：下部軸承套，撐套，被兩個中部軸承軸套所分開的 100 個下部渦輪的轉子盤，25 個與支承環交替裝置的上部渦輪的轉子盤。所有這些零件皆裝置在主軸的鍵上，並以轉子螺帽壓緊，像 T14M-9³/₄'' 型渦輪鑽具的結構一樣

圖 3 T12M-8'' 型渦輪鑽具

1—主軸；2—壳体；3—大小頭；4—壓緊短節；5—下部渦輪的定子盤；6—下部渦輪的轉子盤；7—上部渦輪的定子盤；8—上部渦輪的轉子盤；9—撐套；10—下部軸承套；11—中間軸承；12—中間軸承套；13—轉子螺帽；14—轉子螺帽錐套；15—環；16—鎖緊螺母；17—轉子鍵；18—軸套鍵；19—3III 5³/₁₀'' 接头絲扣；20—3III 4¹/₂'' 接头絲扣。



以防其自动松卸。

壳体的上部旋到渦輪鑽具大小头的頂端極点。在渦輪鑽具的壳体内裝有由 25 个上部渦輪膠襯的定子盤所組成的定子系統，两个中間軸承和 100 个下部渦輪的定子盤。定子零件在壳体內的固定，是靠压紧短节的压紧實現的。这样，在 T12M 型渦輪鑽具內渦輪零件和樞軸是一起固定的。这与 T14M-9³/₄" 型渦輪鑽具內这些部件的分別固定，是有区别的。

上部渦輪具有 2 公厘的軸向間隙，下部为 6 公厘。因为上部和下部渦輪是系紧在一个系統內，所以最大的理論軸向間隙將为 2 公厘。因而对檢查定子和轉子盤高度的精确度的要求是特別严格的。

渦輪鑽具裝配前，最好进行定子和轉子盤高度的檢查和測量（以 20 个盤为一堆分別进行）。当一堆的高度差值大於 0.25 公厘时，可調換盤或抽掉較高堆中的一个盤。

T12M 型渦輪鑽具的裝配比 T14M-9³/₄" 型渦輪鑽具的安裝簡單得多。在主軸上裝置着渦輪的轉子和定子盤，並且旋接轉子螺帽旋紧。为了固定轉子螺帽，应当預先將帶有定子和轉子的主軸裝在壳体内，因为由於上部渦輪的理論間隙不大，故当轉子压紧后，定子盤即失掉了橫向的移动，由此往壳体内裝置渦輪就产生困难。

当固定轉子螺帽和鎖紧螺帽后，將大小头擰至壳体的台肩。裝配完畢后，用压紧短节固设定子零件系統。

如果渦輪鑽具裝配正确的話，則一个人在一公尺的力臂上用 手应当能够使主軸灵活地且均匀地轉动。軸向間隙的最小許可量是沒有規定的。渦輪鑽具的主軸可以沒有軸向間隙，但此时，渦輪鑽具的主軸應該輕快且均匀地被轉动。

T12M 型渦輪鑽具比 T14M 型渦輪鑽具有下列的优点：

1. 由於改善了工作面潤滑和冷却，以及減少了摩擦力力臂，