

高等学校教学用书

钻井机械

下册

北京石油学院石油矿场机械教研室编



中国工业出版社

高等学校教学用书



钻 井 机 械

下 册

北京石油学院石油矿场机械教研室編

中国工业出版社

鑽井机械分上下两册出版，上册共四篇十二章，介绍了鑽机的结构組成及特点，鑽机的起升机械，旋轉设备，以及井场上用的泵与压缩机及渦輪鑽的工作原理、结构、維修等問題。本下册共三篇八章。在鑽机的驱动与传动设备一篇中，介绍了驱动设备的选择，渦輪传动的工作原理和使用特点，以及鑽机的机械传动元件的一些特殊問題。在鑽井生产过程自动化一篇中介绍了控制測量技术基础及油井用特殊仪表，自动与远动技术基础及设备元件，鑽具選送自动化等。在鑽井工作者的机械工作任务一篇中，闡明了充分发挥鑽机潜力及不断改进鑽机的任务，并介绍了鑽机的維修及配件的设计方法。

本書可作为石油高等院校的鑽井工程，油井工程专业鑽井机械課程的教科書，并可作有关专业的仪表自动化課的教材，也可供油矿工程技术工作者参考。

本書是以北京石油学院矿場机械教研室の鑽井机械講課材料为基础，由方华灿、沈家駿編写的。并經陈如恆、黃国道等审閱。

鑽井机械

下 册

北京石油学院石油矿場机械教研室編

中国工业出版社出版（北京佟麟閣路丙10号）

（北京市書刊出版事业許可証出字第110号）

地质印刷厂印刷

新华書店科技发行所发行·各地新华書店經售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ 印张 $14^{1/8}$ · 字数324,000

1961年8月北京第一版·1961年8月北京第一次印刷

印数0001—633 · 定价(10—6)1.70元

統一書号：15165·309(石油-59)

目 录

第五篇 驱动与传动设备

第十三章 驱动设备	5
第1节 鑽机驱动功率计算	5
第2节 驱动设备的选择	7
第3节 柴油机驱动设备的结构与控制	14
第4节 驱动设备的安装与维修	21
第十四章 水力传动	25
第1节 涡轮传动概述	26
第2节 涡轮联轴器	28
第3节 涡轮变矩器	35
第4节 涡轮传动在鑽机上的应用	44
第5节 液压传动	48
第十五章 机械传动	54
第1节 概述	54
第2节 鑽机的机械传动元件	56

第六篇 油井工程用仪表及钻井生产过程自动化

第十六章 油井工程用仪表	68
第1节 概述	68
第2节 鑽井用仪表	71
第3节 试油试井用仪表	84
第十七章 自动与远动测量技术基础及其设备元件	93
第1节 概述	95
第2节 非电量电测技术	99
第3节 自动化的基本元件	116
第4节 远距离测量和远距离控制	126
第十八章 鑽具送进自动化	132
第1节 概述	132
第2节 开环及闭环控制系统的鑽具自动送进器	134
第3节 自寻最优控制系統(简单的自整定控制系統)的鑽具自动送进器	146

第七篇 钻井工作者的机械工作任务

第十九章 发挥现有鑽机的潜力	159
第1节 鑽机的合理使用与维护	159
第2节 正确处理鑽井和机修的关系	167
第3节 提高鑽井机械的使用寿命	178
第4节 充实井場施工与维修能力	88
第二十章 鑽机的改进方向与配件设计	191
第1节 现有鑽机存在的问题及改进方向	191
第2节 鑽机配件的设计	197
第3节 近代鑽机的发展趋向	222

第五篇 驱动与传动设备

第十三章 驱动设备

在本书上册中，主要讲述了鑽机的各个工作机组如鑽井泵、絞車、轉盤等，工作机能不能滿足鑽井工艺要求和它本身的性能好坏有关，也和工作机驱动设备的特性有关。

鑽机上的驱动设备也叫动力机组，它包括发动机、減速箱、併車机构以及一些传动部件，但不包括变速箱。例如5D鑽机的“双皮帶輪机组”包括有柴油机一台，減速器一个，皮帶輪两个（其中一个併車用）以及軸承、离合器、底座等。

在这一部机组（或一套驱动设备）的技术特性中，除了标明发动机的功率等技术规范外，最后輸出軸的轉数和皮帶輪（或其它轉动元件）的尺寸也必须給出。这样就便于选择驱动设备与工作机配套成龙。

驱动设备很重要的一个特性参数就是功率。在某种鑽井条件下能不能应用某种驱动设备，首先看功率，然后再看轉数，驱动特性及其它参数。所以我们首先从鑽井工艺条件出发来討論鑽机各工作机组所需的功率，然后比較各种驱动设备的特性，并介紹目前我国常用的鑽机驱动设备的结构以及安裝維修等問題。

第1节 鑽机驱动功率計算

在以前各章已分別計算了起升、旋轉、循环等系统的一些基本参数，这里可把功率計算汇总如下：

一、驱动絞車所需功率

1. 絞車滾筒的負荷：在第五章第3节中已經分析了起鑽时絞車滾筒的轉矩为

$$M_q = M_j + M_d \quad (13-1)$$

式中 M_j ——滾筒靜轉矩；

M_d ——滾筒動轉矩。

1) 滾筒靜轉矩依鑽具重量加給滾筒的負荷而变，即随大鉤載荷变化。由第五章第3节知，

$$M_j = \frac{(G + G_{yd})}{z\eta} \cdot \frac{D_{sh}}{2} \quad (13-1a)$$

式中 G ——大鉤靜載荷；

G_{yd} ——游車及大鉤重量；

z ——有效繩数；

η ——游动系統效率；

D_{sh} ——滾筒开始纏繩时的直径。

2) 起升时滾筒動轉矩，按第五章第3节为

$$M_d = M'_d - M'_g \quad (13-1b)$$

式中 M''_g ——起鑽起動階段，整個起升系統（由發動機到滾筒軸）的慣性動轉矩；

M'_g ——起鑽起動階段，發動機至離合器（起鑽時掛檔用離合器）間傳動部件的慣性動轉矩。

由上可知動載荷 M_d 的大小與起鑽時掛檔用的離合器位置很有關係。在電驅動鑽机上，電動機負載起動時， $M_d = M''_g$ 。在內燃機驅動的鑽机上，起鑽時用摩擦離合器掛檔，離合器距滾筒軸愈近，離發動機愈遠，則 M'_g 愈大，因此 M_d 減少。

2. 驅動絞車所需發動機之功率

1) 驅動絞車的功率對於起升速度有直接的影響，除了最高速用於起升空吊卡之外，根據大鉤載荷及大鉤起升速度，所需發動機的功率可按下列式決定：

$$N_{fq} = \frac{(G + G_{yd})v_1}{75\eta} \quad (13-2)$$

式中 G ——大鉤靜載荷；

G_{yd} ——游車及大鉤重量；

v_1 ——大鉤最低起升速度 0.3—0.5 米/秒；

η ——由發動機到大鉤的總效率，包括併車效率在內。

發動機總輸出功率愈大，則大鉤最低起升速度愈大。用增壓式大馬力柴油機或燃氣輪機驅動，可使 v_1 提高。

2) 但從保證起升鑽具時起動加速時間不超過 t_1 （約 3 秒左右，見第五章第 3 節）這一條件出發，則發動機給出的起升轉矩（折合為滾筒軸處的轉矩）須大於或至少應等於滾筒轉矩 M_g 。

此時發動機的功率為

$$N'_{fq} = \frac{M_g n_t}{716.2 \alpha \eta_t} \quad (13-3)$$

式中 η_t ——由發動機到滾筒軸的傳動效率；

n_t ——滾筒轉數；

α ——發動機的超載係數。

N'_{fq} 的大小與 t_1 及 n_t 有關， t_1 時間愈短，或 n_t 愈大（最大時是指大鉤負載起升的最高速度，一般為 2.2—2.5 米/秒）則 N'_{fq} 可能達到最大值（此外尚與 M_i 大小有關）。在選擇驅動絞車的發動機功率時，要考慮發動機的短期超載能力，決定用 N_{fq} 或 N'_{fq} 。

二、驅動鑽井泵所需功率

在第九章鑽井泵中已介紹了泵量 Q 及泵壓 P 的概念，已知此二值即可決定驅動泵所需的發動機輸出功率

$$N_{fb} = \frac{PQ}{7.5\eta} \quad (13-4)$$

式中 P ——泵壓，公斤/厘米²；

Q ——泵量，升/秒；

η ——由發動機到泵的總效率，包括併車效率，及泵本身的效率在內。

在渦輪鑽井中，往往泵組所需功率超過起升功率。

三、輔助設備所需驅動功率 N_{ff}

消耗于鑽机控制系统压缩机, 柴油机及渦輪變矩器液体的冷却風扇, 各机构集中潤滑所用机油泵等等。此功率消耗依发动机数目及功率而异, 約为 75 馬力(如 3Д-59)至 125 馬力(如 9Д鑽机)。

四、驱动轉盘所需功率

如果是轉盘鑽井, 除了在泵的驱动功率中少了驱动渦輪所耗功率之外, 还应考虑带动轉盘所需功率, 从第八章轉盘, 可求出驱动轉盘的功率为

$$N_{fs} = \frac{N_{ss} + N_{st}}{\eta} \quad (13-5)$$

式中 N_{ss} ——旋轉鑽柱所需功率,

N_{st} ——旋轉鑽头破碎岩石所需功率,

η ——由发动机到轉台的总效率。

五、鑽机功率的决定

鑽机功率和驱动方式有关:

1. 各机组单独驱动, 即校車, 轉盘及泵分別由独立的发动机带动, 此时总的鑽机功率

$$N_{sj} = N_{fb} + N_{fs} + N_{fq} + N_{ff} \quad (13-6)$$

式中 $N_{fb}, N_{fs}, N_{fq}, N_{ff}$ ——泵, 轉盘, 起升, 輔助设备所需发动机功率。

2. 分組驱动, 例如常把轉盘与校車由一組发动机带动, 泵由另外的发动机带动, 此时鑽机功率为

$$N_{sj} = N_{fb} + N_{fq} + N_{ff}$$

因为轉盘与校車由一組发动机带动, 但二者不同时工作, 且起升功率 N_{fq} 一般大于轉盘功率 N_{fs} , 所以在总的鑽机功率中少了 N_{fs} 这一項。

3. 統一驱动, 即各机组(除輔助设备外)統一由一組发动机驱动, 此时鑽机功率往往决定于泵組的功率, 特别是在深井渦輪鑽井时, 它的功率足以在起鑽时应用。

第 2 节 驱动设备的选择

驱动设备的选择包括发动机类型的选择、能量传递方式的确定以及全部动力驱动设备在结构上的相互协调配合。在討論选择問題之前, 应先了解驱动设备的特性以及它能否满足鑽机各机组的工作要求, 因此我們首先討論驱动设备的特性。

一、驱动设备的特性

鑽机上的驱动设备指的是发动机、減速器、併車机构、以及到变速机构之前的一些传动机构的一个机组。这个机组的特性一般主要取决于发动机本身的特性, 因为机械減速机构并不能改变它的特性。

但在驱动设备中加入渦輪传动(一般直接接在发动机輸出軸)則驱动特性就和发动机本身的特性有所不同了。

从满足鑽井要求的观点来看, 要求驱动设备具有柔和的特性, 它的柔和性由以下两个参数来标明。

1. 过载能力系数(对外載的适应系数) $K = \frac{M_{sd}}{M_e}$, 式中 M_{sd} 为稳定工作状态下,

发动机所发出的最大转矩, M_e 为额定转矩, K 值表示在过载时发动机的转矩能增长到什么程度。

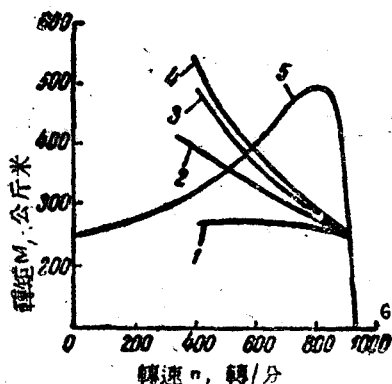


图 13-1 各种发动机的外特性曲线

1—内燃机；2—蒸汽机；3—带涡轮变速器的内燃机；4—直流电动机；5—交流电动机。

2. 转速调节范围, $R = \frac{n_{zd}}{n_{zx}}$, 式中 n_{zd} 为在

工作转速范围内轴的最大旋转速度, n_{zx} 为发动机尚能稳定负载工作的最低转速。

图 13-1 所示为各种发动机的外特性曲线, 根据这些特性曲线能确定发动机的过载能力和转速调节范围。过载能力最高的是直流电动机和带有涡轮变速器的内燃机。交流电动机则瞬时过载能力高, 但几乎不能改变转速, 不适合长期工作于过高的转矩和在大范围内调节转速。

表 13-1 列出各种驱动设备的过载能力系数及转速调节范围。

此外发动机的单位马力重量、起动灵敏性也是选择发动机设备时应该考虑的参数。

单位马力重量: 发动机每马力的重量具有不同的值, 其值的变化范围是 2—20 公斤/马力。对于重型、大功率的钻机而言, 发动机最合适的单位马力重量是 8—15 公斤/马力。

起动灵敏性: 表示发动机负载起动时, 发动机迅速起动的能力。

二、对驱动特性的要求

在选择动力设备时, 我们必须了解钻机各个机组对于驱动特性的要求。

1. 钻井泵对驱动特性的要求

表 13-1 系数 K 及 R

驱动设备类型	过载能力系数 K	转速调节范围
蒸汽机	1.5—3	2—3
中速内燃机	1.1—1.15	1.5—2
B2—300 柴油机	1.0—1.1	1.3—1.8
带涡轮变速器的内燃机	1.5—3.5	1.5—3
带直流电动机的内燃机	1.6—4.0	1.5—2.5
三相交流电动机	1.5—2.2	1.0

从图 13-2 看泵量泵压的关系。在开钻阶段, 随井深及水力阻力的增长, 当泵量 Q_1 不变时, 泵压按垂线 $a-1$ 增加 (Q_1 为泵轴最大转速时的泵量)。

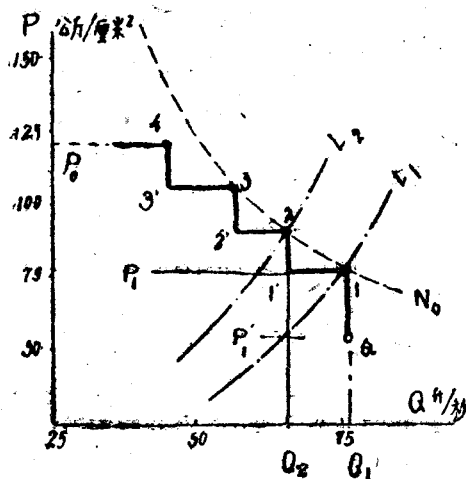


图 13-2 泵的调节

当到达井深 L_1 时, 井的水力阻力特性为抛物线 $L_1 P_1 = (a + bL) Q^2$, 压力 P_1 到达极限值。继续增加压力超过 P_1 就要受到功率的限制, 或受到转矩的限制, 转矩过大, 会使活塞受力过大超过许用值。所以必须降低泵量, 如分级降低 (例如换缸套), 则流量突然自 Q_1 降至 Q_2 , 而压力将降到 P_1' , 且压力将沿垂线上升。因之在到井深 L_2 之前泵的功率利用是不充分的。

如轉數由 n_1 到 n_2 範圍內的調節是在不變轉矩之下，則如圖上之1—1' 綫所示。然後又沿1'—2綫增加壓力。

如果排出系統的強度許用壓力為 P_0 ，則4點不許超過 P_0 。

在3'點改變缸徑時，應使 $n_{xx}\phi^2_3 = n_{xd}\phi^2_4$ ，式中 ϕ 表示缸套直徑， n_{xx} 為最低轉數， n_{xd} 為最大轉數。例如通常 $(\phi_3/\phi_4)^2 = (150/130)^2 = 1.33$ ，即 $R = n_{xd}/n_{xx} = 1.33$ 。這是為了使泵能在不變的轉矩下進行調節所必需的 R 值。如果缸套直徑變化小一些，則 R 可以降低。

有時因管外環隙形成泥包，排出系統堵塞等原因而使泵暫時過載，希望此時發動機具有一定的過載能力，極限轉矩要略高於工作轉數區的最大轉矩。對於起動轉矩和起動靈敏性沒有什麼特殊要求，因為不經常起動，也可不負載起動，更不要求驅動設備倒車。

2. 絞車對驅動特性的要求

在起鑽柱時，每起一根立根，重量減少一級。圖13—3表示在起升功率不變的條件下的起升過程。曲線1為充分利用功率的理想條件，折綫2是起升設備的理想特性曲線，即該機械之速度檔數等於在鑽柱中的立根數。

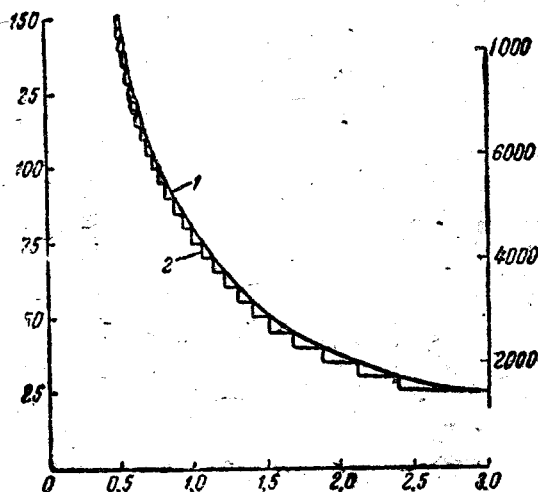


圖 13—3 起升載荷與速度的關係

曲線表明絞車的驅動設備應當具有柔和的特性，即轉速隨載荷之增加而減少，

反之在載荷減低時，則速度提高。過載能力係數及轉速調節範圍希望為6—10。絞車常常負載起動，故其驅動設備應當起動靈敏，平滑。此外絞車還應該可以倒車。

3. 轉盤對驅動特性的要求

由於鑽頭的直徑和類型、以及岩石性質、鑽具、井斜等之不同而有不同的轉矩，所以轉盤應當有不同的轉數。在打撈工作時，必須能細致地調節轉數。最大轉矩應當以不使鑽杆扭斷為限。根據這些條件對轉盤之驅動設備提出的要求為：在最大轉矩限制之內性能柔和；轉矩及轉數變化範圍大，達5—6，靈敏性好，起動平穩。

三、各種驅動設備的比較

1. 三相交流電驅動

1) 交流電驅動的優點

- 單獨驅動或分組驅動均宜用交流電驅動；
- 電驅動設備壽命長；
- 允許起動時短期過載2—2.5倍，可使起動加速階段縮短；
- 在起鑽操作過程內可以過載30%，可大大減少鑽機額定功率；
- 工作時無噪音；
- 效率高；
- 電能便宜；

h. 更便于实现鑽井过程的机械化和自动化。

2) 缺点

a. 应用电驱动受到地区限制, 电能不充分的地方不宜采用;

b. 轉数调节有限制;

c. 功率因数較低 ($\cos\varphi=0.60-0.70$)。

3) 三相交流电驱动设备的特性

图 13—4 所示为具有較大过载能力的 (为了起动平稳及减少起动电流) 繞綫式三相交流电动机的外特性曲线。这种电动机用于驱动絞車轉盘及泵。

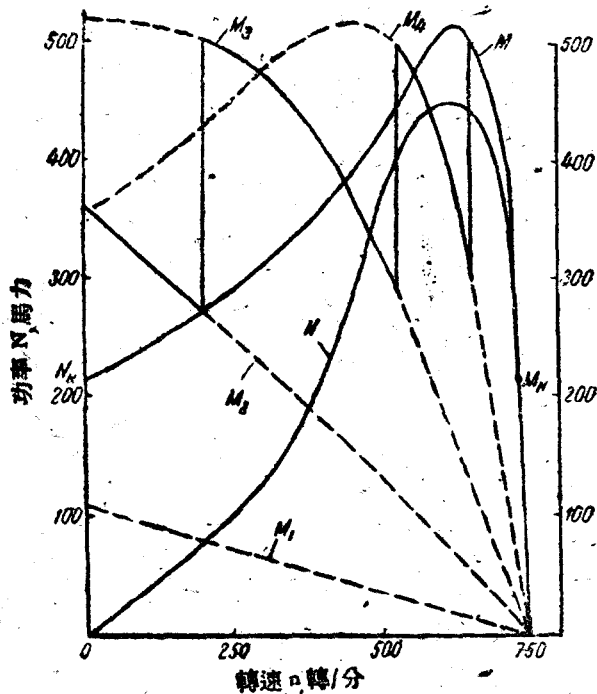


图 13—4 МАД-128-8型三相交流电动机的特性曲线
在輔助操作时, 电动机能在短時間內以低轉数 (額定轉数的0.2—0.3) 稳定工作。

这种电动机的过载能力高, 故应装保险机构避免零件损坏。

为了滿足鑽井絞車和轉盘的特性要求, 这种电动机应配合使用变速箱。为了保証功率利用率高, 并縮減起升机动時間, 在用这种电动机时, 轉盘及絞車变速箱的工作速度应不少于四档。

当采用渦輪变矩器时, 变速箱工作档数可減为2—3。为了驱动轉盘及鑽井絞車采用轉速为750—1000轉/分, 单位馬力重量为10—12公斤/馬力的电动机, 其电流正常頻率為50周/秒, 电压达1000伏。

至于驱动泥浆泵則采用与上述类似特性的电动机, 但功率較大 (400—600馬力) 轉速为750—1000轉/分, 单位馬力重量为10—12公斤/馬力。

由于泥浆泵的起动和停車次数比起升設備要少得多, 以及泵不需要倒轉, 而且起动时可以不負載, 所以其电动机配备以較小的起动变阻器。

泵也可用鼠籠式电动机驱动。起动时将三角形联接的定子繞阻換接为星形联接。此时

当起动时, 先将启动变阻器的手柄放在接入电阻最大处, 然后在定子上加上額定电压, 等到轉速逐渐增加而逐渐減小启动变阻器的电阻, 最后将轉子电路短路。这样就保証了起动时电流不大, 而起动轉矩大, 使电动机負載平稳起动。起动电阻最大时的轉矩曲线为 M_1 , 依次減小电阻則为 M_2 、 M_3 、 M_4 。电动机短路工作状态的轉矩曲线为 M , 功率曲线为 N , M_e 及 N_e 为額定轉矩及額定功率。

由图可見在工作状态时, 电动机的过载能力大 (即不降低轉数而增加轉矩的能力), 而在工作状态下調节轉数实际上是不可能的, 所以这种电动机可視為轉速不变的电动机。但是

线电流减小为绕组作三角形联接时的 $\frac{1}{3}$ ，起动转矩也减低到直接起动时的 $\frac{1}{3}$ ，因此这种起动方法只适用于在空载或负载很小时应用。

2. 内燃机驱动设备

在井场上用的内燃机基本上是烧重燃料油或天然气的，烧轻燃料油（汽油或煤油）的几乎没有。

1) 内燃机驱动的优点

- a. 可在任何地区使用；
- b. 可以改变转速，转速变化平稳；
- c. 可以限制设备过载（不超过10—15%）；

2) 内燃机驱动的缺点

- a. 几部柴油机并车困难；
- b. 燃料比电能贵；
- c. 寿命低；
- d. 设备的重量大（与电动机比较），尺寸大；
- e. 与电动机相比安装费用较高；
- f. 噪音较大；
- g. 冬天操作较困难；
- h. 在有油气显示的井上使用不安全；
- i. 效率较低。

3) 内燃机的特性

内燃机有高速（ $n > 1500$ 转/分）、中速（500—1500 转/分）及低速（ $n < 500$ 转/分）

三种。中速的适应系数不超过1.1，低速的略高一些。中速调节范围等于1.3—1.8，而低速的为1.5—2.0。外特性比较见图 13—5，如无变速机构则内燃机只能用于驱动泵，能在转矩不变的条件下，调节转速，当然也不是最充分地利用了功率。

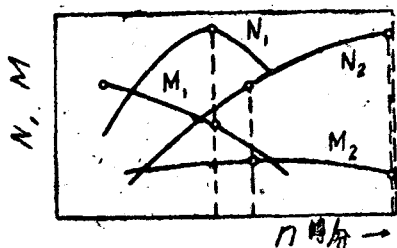


图 13—5 低速 1 与中速 2 内燃机外特性

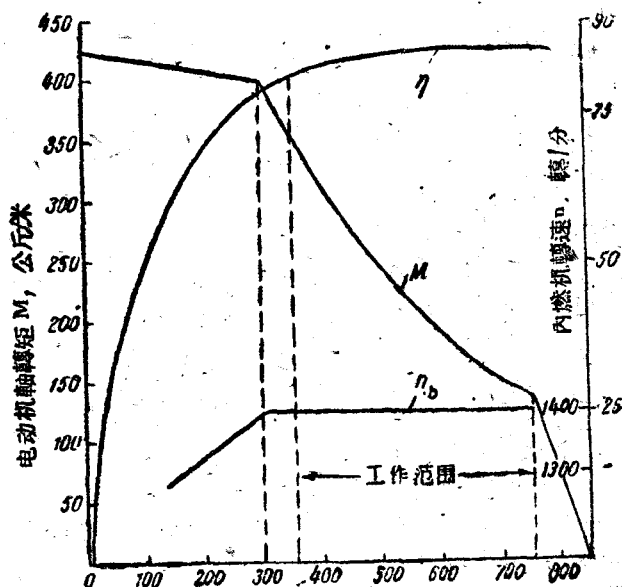


图 13—6 直流电动机的特性曲线

用于起升和旋转设备必须利用变速机构，如齿式或链式变速箱等。

4) 內燃机附渦輪變矩器: 內燃机驅動的很多缺点, 由于使用渦輪變矩器而得以改善, 其优点为

- a. 刚性特性变为柔性的易調节的特性;
- b. 併車問題得以解决, 每台內燃机可发出全功率;
- c. 充分利用內燃机的功率, 节省起下的操作時間;
- d. 以各种速度起升鑽具时, 柴油机的轉速及負荷几乎可以不变;
- e. 有了渦輪變矩器就可以避免扭轉振動減少动載荷。

关于內燃机加渦輪變矩器的驅動設備特性將在水力傳動一章中討論。

3. 直流電驅動

随着水銀整流器及半導體整流器的应用, 直流電動驅動正在逐步推广着。直流電動驅動的优点是: 1) 絞車滾筒軸可与直流電動機相連, 不要減速變速箱; 2) 可在廣闊範圍內进行無級調速, 适用于起升机械, 功率利用充分; 3) 下鑽时可利用起升的發動機作为刹車。

采用柴油機发电的直流電動驅動也具有如上优点。

圖 13-6 所示为由內燃机发电的直流電動驅動的的特性曲綫, 內燃机在全功率及不变的轉速下運轉。此電動機在工作範圍內可增加載荷自动改变轉矩 2.4 倍, 而主動軸上功率沒有显著变化, 轉矩增加达 2.75 倍时, 功率仍有 80%。在工作範圍內轉速調节范围是 2.12, 而最大范围可达 2.5。

四、驅動設備的選擇

由以上分析可知哪种驅動設備最适合鑽井工艺的要求, 但在選擇驅動設備时, 还必须从具体条件出发, 分析使用地区的条件, 考虑國內目前發動機供应的可能, 从技术經濟观点合理解決驅動設備的選擇問題。

1. 能量形式的選擇: 取決于使用地区条件, 如当地有无电源供驅動之用, 是否靠近燃料供应中心, 運輸燃料的条件等等。在电源充足的地区, 可用交流電驅動, 在天然氣产区可用瓦斯內燃机。

2. 電動機的選擇: 轉速通常选为 $n=750$ 轉/分, 虽然它的单位馬力重量較大。例如 380 瓩的電動機 ($n=750$ 轉/分) 单位馬力重量为 8 公斤/馬力, 总重 4.1 吨。而同样功率的高速發動機 ($n=3000$ 轉/分) 单位馬力重量为 4.4 公斤/馬力, 总重仅 2.2 吨。但后者要有复杂的传动机构, 以降低轉数。

1) 驅動絞車及轉盘的電動機功率选为 100—250 仟瓦, 通常用两部電動機, 結構上簡單而驅動可靠。因電動機短时过载能力高, 故計算总功率时不計入安全系数。

2) 驅動泵选用功率較大的電動機, 达 380 仟瓦, 电压达 6600 伏, 每台泵用一部即可。

3. 內燃机的選擇: 电源不足 (未电气化地区) 用內燃机, 一般井場均用柴油機, 不仅柴油機燃料便宜, 而且更安全, 热效率更高。

1) 柴油機的轉速: 低速柴油機单位/馬力重量大, 而且起動不易, 柴油機 ($n=600$ — 1200 轉/分) 較适合, 中速者併車及传动机构不太复杂, 搬運方便。高速柴油機 $n=1200$ — 1600 轉/分, 单位/馬力重量小, 最好配备有渦輪传动。使用高速柴油機, 除了传动复杂以外, 它的寿命也低, 过载能力小, 制造精度等級較高, 修理也困难一些。

2) 柴油機的馬力: 如每台柴油機馬力較小則台数过多, 併車复杂, 采用大馬力的柴油機可以簡化机构, 減輕总体重量, 便于搬運。例如 5 口鑽机原有 5 部 B2-300 柴油機,

各300馬力，改用450馬力（1600轉/分）的B2-450柴油機4台，兩台帶泵，兩台帶絞車、轉盤及另一台泵，則總功率由1500馬力上升為1800馬力，鑽機重量減少了7—8噸，底座尺寸及重量減少，機房面積減少70平方米。搬運工作量減少了，燃料油、潤滑油、皮帶及备件均有節約。

蘇聯的9A型新鑽機配備了馬力更大的M620柴油機，每台功率在 $n=1600$ 轉/分時為800馬力。美國有些鑽井用的柴油機，每台功率達1100馬力（ $n=1300$ 轉/分）。

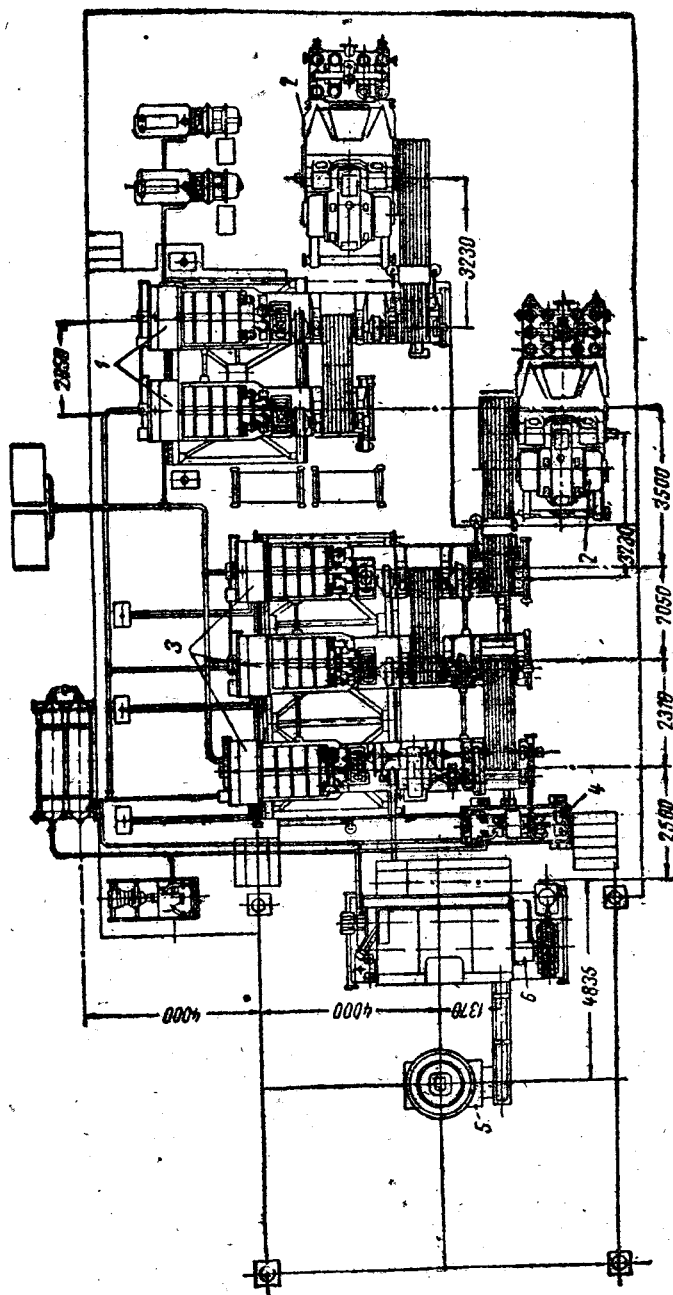


圖 13—7 5A 鑽機驅動設備

第3节 柴油机驱动设备的结构与控制

一、5Д 钻机驱动设备

1. 总体结构：5Д 鑽机的驱动设备依柴油机併車情况而分为两大组，即三柴油机组3及双柴油机组1（图13—7）。

三柴油机组由三套驱动设备组成：1号柴油机及其减速器，人字齿轮减速器，链条倒車箱，快慢轴及皮带轮为一套，因为有链条倒車箱，故简称为倒車机组；其实倒車机组的1号柴油机是不能带倒車的。2号柴油机组所带传动轴上有两个皮带轮，3号柴油机传动轴上也有两个皮带轮，所以都叫双皮带轮机组。

5Д鑽机的五台柴油机为B2—300型，柴油机功率：在1500轉/分时为300馬力，在1200轉/分时为260匹馬力。柴油机受共振区域限制的最大轉数为1200轉/分。

根据說明書通常在起升时，用两台柴油机併車就可以了。但是我們知道，在1200轉/分的轉速下能发出260馬力的功率，是新柴油机在良好工作条件（在試驗架上）試驗后确定的，而在实际上在矿場的工作条件下，由于燃料不同，气压条件不同以及柴油机較陈旧等

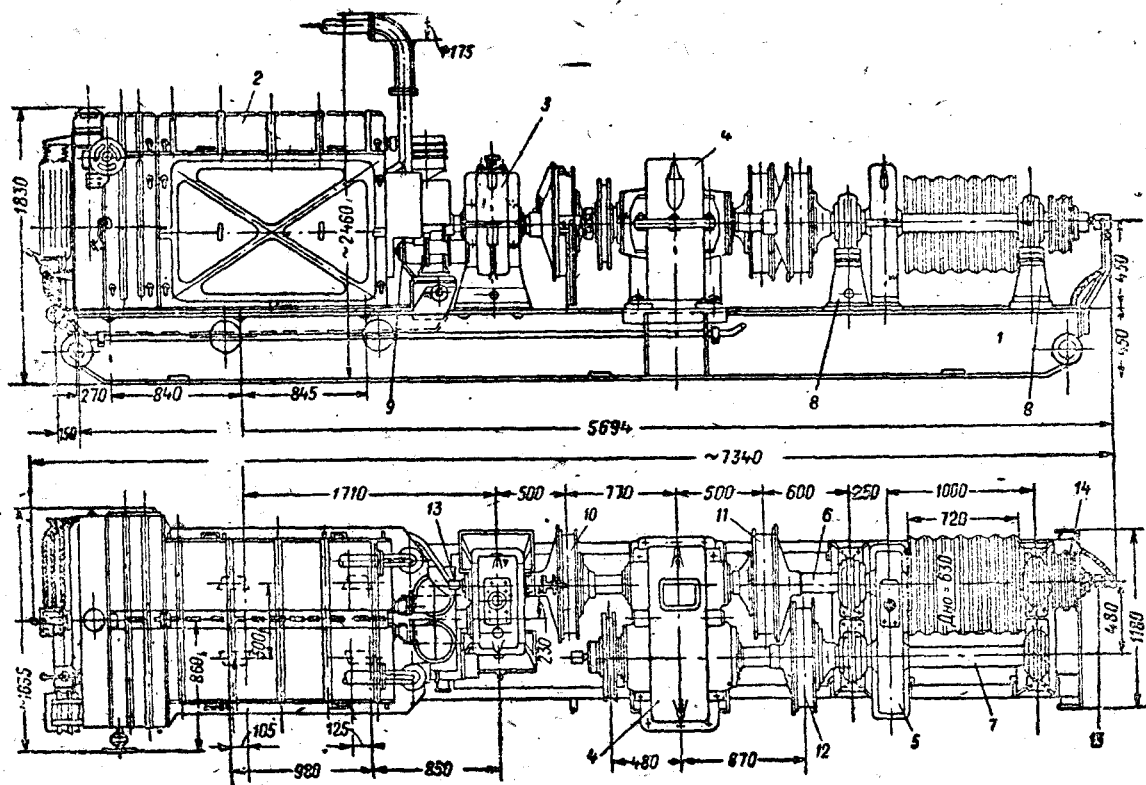


图 13—8 倒車机组

客观原因，所发出的实际功率要比260馬力小，在我国玉門地区气压較低，更感到有这种情况。功率损失可达25%。所以玉門地区使用5Д鑽机在井深达2000米以上时，两台柴油机併車功率便感不足，必須使用三台柴油机併車。应使柴油机增压以減少其功率损失。

2. 倒車机组（图13—8）

在机座 1 上装着 B2-300 型柴油机 2 及减速器 3，人字齿輪减速器 4，鏈条倒車箱 5，快速軸部件 6 及慢速軸部件 7。机座上所有的部件在对准中心后用圓錐銷定位。在軸承壳和立柱 8 之間裝有 30 毫米厚的垫板，以便拆卸三角皮帶。取下垫板后即可取下皮帶。立柱 8 焊到机座上。

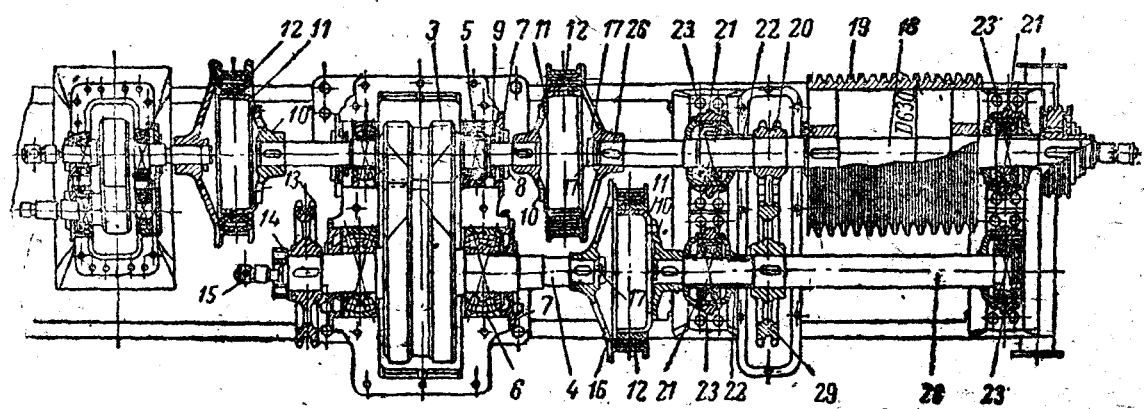
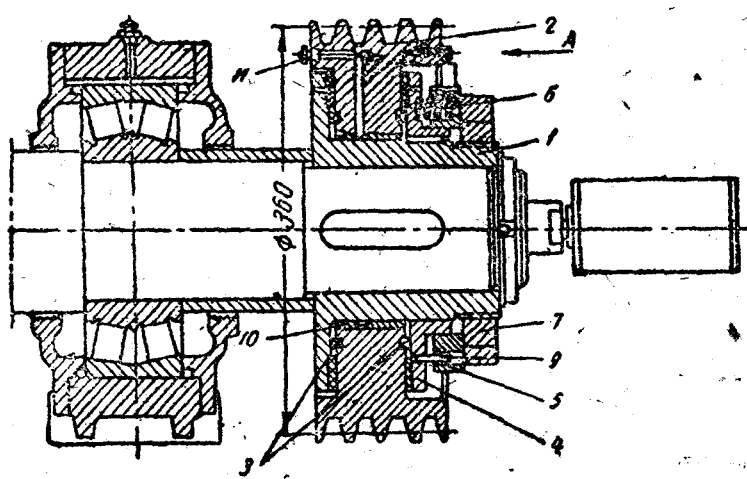


图 13—9 倒車机組之快、慢軸部件

柴油机曲軸用弹簧联轴节 9 与减速器主动 軸相联。减速器被动軸用气动 离合器 10、11、12 与倒車机組其它各軸相联。离合器里的空气是由进气接头 13 送入的。

快速軸部件 (图 13—9) 包括軸 18 及鑄鉄皮帶輪 19 (有 16 个 U 型皮帶槽)，鏈輪 20 (有 17 个齿，节距 44.45 毫米)，以及传动空气压缩机的皮帶輪 (图上最右一輪)。此軸置于



A向视图

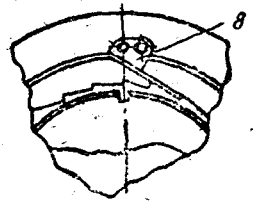


图 13—10 传动压缩机的皮帶輪

于輻射球面軸承21上，軸承內圈由套筒22固定。

慢速軸28上有鏈輪29（有41個齒）和輪轂10。鏈條傳動置于油槽中。

人字齒輪減速器，傳動比為3，傳遞功率可達500馬力。其主動軸裝有離合器12之輪轂，而從動輪上裝有傳動絞車的鏈輪13。減速器壳体用螺栓固定在機座上。

傳動壓縮機的皮帶輪（圖13—10）由主動輪1皮帶輪2及壓力盤4組成。在主動輪和壓力盤的法兰上用鉚釘固定着石棉綫板。在壓緊盤的輪上套着圓環5，圓環上有七個裝彈簧6的圓柱形凹槽。用焊在壓力盤法兰上的銷子9防止5旋轉。主動盤和壓力盤間的摩擦力用螺母7進行調節。其松緊程度以挂合壓縮機時使皮帶輪有1—2秒打滑時間，不使三角皮帶過載為準。打滑時間凭听觉，利用棘輪來確定。棘輪由板簧8構成，其一端插到圓環5的外圓齒面內。皮帶輪套筒10通過油咀11潤滑，氈環3保護摩擦面不致沾油。

柴油機減速器 $i=1.53$ 主動軸最大轉數1600轉/分時傳遞功率為400馬力。齒輪模數為6毫米，直齒嚙合，牙齒淬火并研磨。齒輪最大周速為15米/秒。減速器各軸兩端能互相置換，所以減速器從動軸可裝在左方也可裝在右方。

3. 雙皮帶輪機組：

如圖13—11所示，結構較簡單，構件與上述構件相同。傳動機構分二段，彼此用氣離合器1聯結。

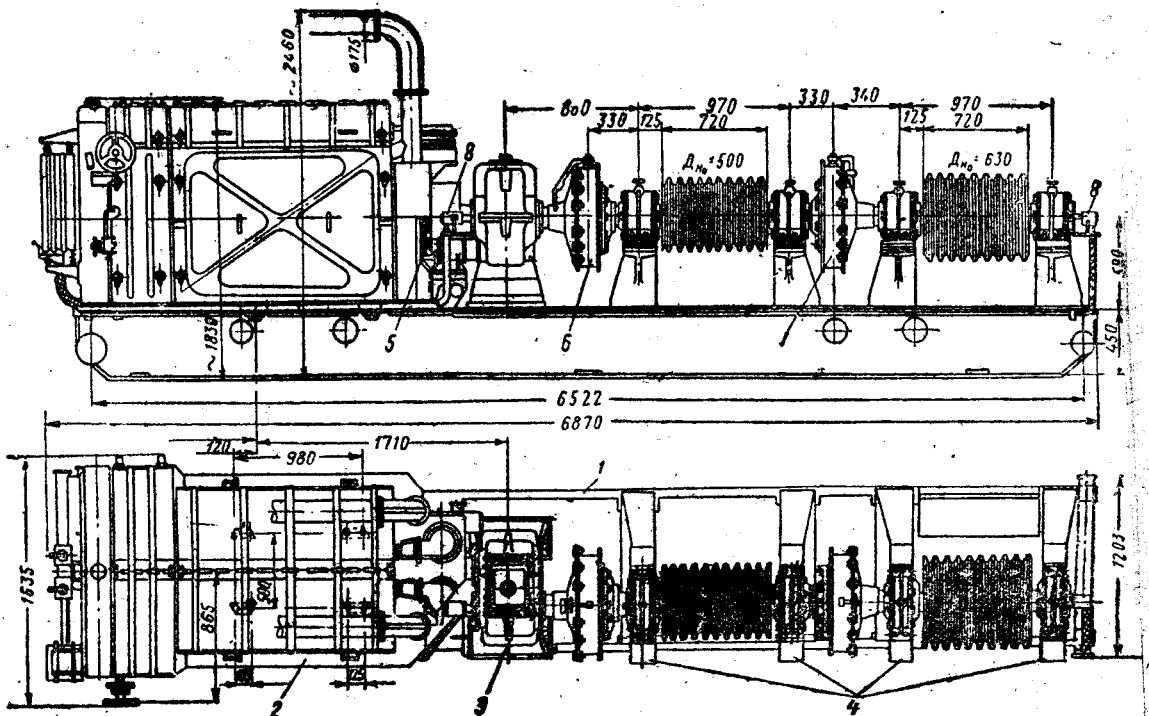


圖 13—11 雙皮帶輪機組

4. 單皮帶輪機組：

如圖13—12所示，更簡單，與雙皮帶輪機組不同的是它無第二段。

圖13—13為上述機組傳動軸總成之一，傳動軸1裝在兩個輻射球面軸承2上，軸承在壳体3內。左軸承固定不能軸向移動，右軸承可以軸向游動。在傳動軸上用一個鍵把三角