

第三十五章 挖土機

概 論

挖土機的类型

在挖土機所完成的土方工程的方法中，從它存在時起總計一百多年來，根據挖掘土壤的種類和使用條件採用了兩種基本型式的機器——單斗式和多斗式挖土機。

它們的差異主要是在於工作機構——戽斗——的數量。戽斗是用來掘開土壤的。當用單斗時（單斗式挖土機），挖掘工作由重複的循環動作來完成；在循環中的動作是由整部機器和戽斗的一連串的運動所做成，其中除了工作運動以外，還有反向的運動，這就引起非生產的時間損失。當用若干個戽斗時（多斗式挖土機），工作過程是連續進行的，沒有這種損失。

上述單斗式和多斗式挖土機的工作方法之差異，決定了彼此在結構上的根本不同，因此，這兩種式樣不得不分開來單獨討論。

這兩種型式的挖土機可以做陸上的和水裏的工作。在以下只研究陸上工作的挖土機，這是應用最廣泛的。

單斗式和多斗式挖土機的應用範圍

由於戽斗的尺碼非常大，因此，單斗式挖土機可以利用於各種不同的土壤工作。只是對整片的岩石層和凍硬的土壤才不能工作。為此，須將這些石層、土層預先割裂（用爆炸方法），使其每塊的大小不超過戽斗寬度的 $\frac{1}{3}$ （最大是 $\frac{1}{2}$ ）。

用單斗式挖土機工作，並不十分整齊和準確，因此，在定道路、堤岸的橫斷面的工作時，就要對開掘的地段進行特殊的整修。

更換挖土機的工作機構和輔助機構，可使它能做各種不同的工作。由於這樣，對於用在同一種性質工作而工作量並不很大的地段上的挖土機（例如用在小的建築工地），就可提高它的設備利用率。

多斗式挖土機適宜用於掘進不很深的同一類土壤的工作。對很堅硬的石層，是不能工作的；多斗式挖土機能工作的土壤，和單斗式挖土機的相同（包括第Ⅳ級

土壤在內）。

為了使挖土機能夠連續的工作，挖進土壤（石塊等等）的大小應不超過切削刃寬度的0.2倍。

多斗式挖土機和單斗式挖土機不同之點是在於前者可以將所挖掘的‘掌子’修飾整齊，並且很好完成所有定橫斷面的工作。

多斗式挖土機更換機構之困難以及從一處調動至他處之不方便（習慣上，須將它全部拆散來搬運），限制了這種挖土機只能合理使用於工作量很大的同一類工作中（除去浮土層、開採有用礦物、挖掘河渠及壟壩等工作）。

挖土機使用概述

在大多數情形中，挖土機的使用情況在修理和保養方面是相當艱巨的（工作地點遠離修理工廠，使用人員熟練程度不高）；這就使得機器要有很大的可靠性，保養要求不高，能簡單地和快速地更換磨壞了的部分，能用自身的動力裝置安全而妥當地開動起來。

行動式履帶挖土機在工作場地上用它本身的履帶行走，當調動至很大距離時（不是沿着鐵道線），則用載重車或拖拉機牽引車搬運。

小型挖土機是整套（成套裝好的）放在載重車上搬運，而大型的則拆散搬運。在冬天裏，最好是放在專門的滑鐵上搬運。

下面介紹單斗式挖土機所使用的各種式樣的工作機構：

〔正向鏟（圖1,a）〕當戽斗尺碼不大時，鐵道車輛、汽車等的裝載工作用正向鏟機構是最有效的。當工作尺寸很大時（除土用挖土機），正向鏟幾乎只用於堆土的工作。在帶有小量地下水或可以排去地下水的穩定的土壤，正向鏟可用來挖掘位置高於挖土機行走道路的掌子。在鬆軟的土壤上工作時，如果沒有特殊的理由，履帶式挖土機用鋪板來工作通常是不合理的。如果採取措施使高於戽斗提升極限的掌子部分預先塌下，那末掌子的極限高度是沒有限制的。

正向鏟在低的掌子工作功效比較低。對於軟的，中

稔的和硬的土壤，最良好的工作效果是當掌子的高度分別為 $0.6H_H$ 、 H_H 和 $1.4H_H$ 。此處 H_H ——當迴轉平均角度為 $60 \sim 70^\circ$ 以及在幅度和提升高度沒有達到全長時的工作的壓力軸高度。掌子底部的極限寬度等於 $2S$ (圖 1, 2 和 3)。對於沒有爆炸的拆裂的岩石，可採用斗容量不小於 1.9 公尺³ 的重型鏟來工作。

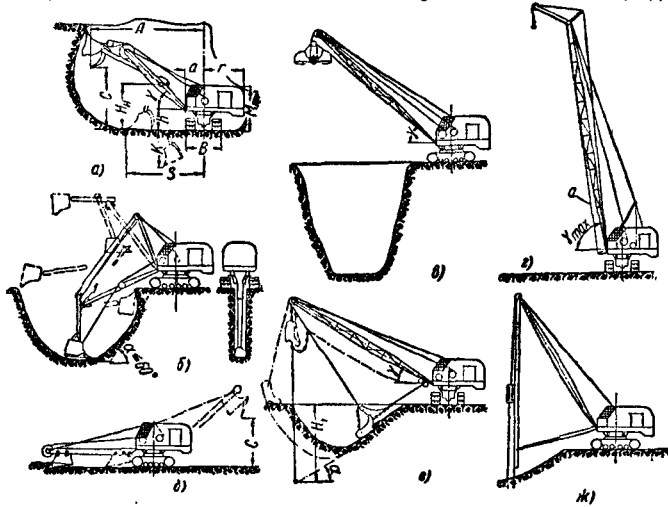


圖 1 單斗式挖土機工作機構型式：

a—正向鏟；b—反向鏟；c—挖斗；d—起重機；e—耙鏟；f—打樁機。

〔反向鏟(圖 1, b)〕 可用於任何土壤的工作(無論裝載或堆土)，大多數是挖掘帶有峭壁的塹壕，其寬度由斗的寬度所決定。掘出的極限深度接近臂樑的長度。

〔挖斗(圖 1, c)〕 主要是用來做運載工作，挖帶有峭壁的壕坑以及做水底的工作。做裝載工作則使用料斗較佳。掌子的極限深度受滾筒的‘繩索容量’和坡度的穩定性所限制。其深度通常比耙鏟的大 20~40%。對於不同的土壤採用各種重量的斗。

〔起重機(圖 1, d)〕 斗容量在 $1.5 \sim 2$ 公尺³ 以下的所有挖土機都和專門起重機一樣可用作起重工作。

〔鉤(圖 1, e)〕 用在高度很小的掌子做平土工作和用作鋪路工作。被工作的土壤和正向鏟的相同。大多數是做裝載工作。

〔耙鏟(圖 1, f)〕 主要是用於軟的和中等的土壤，大多數用來挖掘位置低於挖土機行走道路的掌子，做堆土工作。亦可在運輸中做裝載工作(但在這種情形下，由於卸載困難而延長了生產的週期)，並可用於水底工作。挖土機的極限坡度 α 對於軟的、中等的和硬的土壤分別為 45° 、 30° 和 $20 \sim 25^\circ$ 。掌子的極限深度 H_1

(圖 1, f) 通常由在開始挖掘時坡度線和起重繩索的方向的交點所決定。

當以挖斗投下工作時，深度可能增至臂樑長度的 $0.5 \sim 0.6$ 倍。最合適的(對挖土機的生產率來說)掌子深度為臂樑長度的 $0.15 \sim 0.2$ 倍。當對硬的土壤工作時，採用容量不小於 0.5 公尺³ 的重型斗；對岩石工作時，則用不小於 3 公尺³ 的。

〔打樁機(圖 1, k)〕 當用專門打樁設備不適合的時候，可用打樁機來做工作量不很大的打樁工作，在很少數情形中，挖土機還裝設別的專門用具，如填土器、剷除樹根器、刮刀等等。

單斗挖土機做堆土工作時的理論生產率(P_0)和工藝生產率(P_T)的平均值可參看‘土方工程的統一定額’(Единые нормы на земляные работы) [19]。它們也可以用下面的公式來計算(利用表 1 和表 2 的數據)

$$P_0 = 60q \cdot n; \quad P_T = 60 \cdot q \cdot n \cdot k_e,$$

式中 q ——斗容量(公尺³)； n ——每分鐘的理論週期數； k_e ——土壤影響係數，考慮它的耙鬆程度、斗的裝滿程度和挖掘的難易程度等。

表 1 每分鐘內的理論週期數 n

工作機構	標準斗的容量 q (公尺 ³)									
	0.25	0.50	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	12.0	24.0
正向鏟	3.75	3.75	3.43	3.16	3.00	2.60	2.50	1.71	1.50	1.20
耙鏟	3.53	3.53	3.16	2.73	2.22	1.71	1.50	1.00	0.9	—
挖斗	2.73	2.73	2.40	2.00	1.78	1.20	—	—	—	—
反向鏟及鉤	3.00	3.00	2.73	2.40	—	—	—	—	—	—

註：當以標準的包皮容量($>3 \sim 4q$)運輸的工作和常鬆散的土壤時，對於正向鏟和耙鏟，其週期數減少 6%；對於反向鏟和鉤，減少 10%；對於挖斗，減少 12%。對膠黏質的土壤工作時，每分鐘的理論週期數(n)減少一半以上。

多斗式挖土機用於建築和採石場的工作，用於煤場、礦場和非金屬礦場中做除土及開採的工作(橫行機器)，用於挖通塹壕以安裝管子的工作，以及其他的用途(掘壕機)。

單斗式挖土機每一立方公尺斗容積每年挖掘量可達 200000 公尺³；並視工作組織和所開採土壤的性質而定，挖掘量尚能提高。

表2 土壤影響係數 k_s

工作機構	軟的鬆散土壤及軟的泥土	軟的黏連的土壤	中等的泥土	硬的泥土	爆炸的岩石、片岩及冰堆泥
正向鏟	1.00~1.20	1.15~1.40	0.75~0.95	0.55~0.70	0.31~0.50
耙鏟	1.00~1.15	1.18~1.39	0.79~0.90	0.48~0.65	0.30~0.52
挖斗及鉤	0.80~1.00	0.90~1.10	0.50~0.70	0.40~0.45	0.20~0.30

註：較大的 k_s 值用於該種土壤之較軟者和較大功率的挖土機。

多斗式挖土機的生產率，視斗每分鐘倒空的次數可比單斗式挖土機的生產率增多至 10~20 倍以上（當同一使用條件和同一斗容量）。

電動單斗式挖土機每挖掘一立方公尺土壤的電能消耗，當用列奧拿爾特（Леонард）式多馬達傳動時，為 0.4~0.45 仟瓦·小時；當用單馬達傳動時，則為 0.6~0.8 仟瓦·小時。在多斗式電動挖土機，電能消耗降低 10~15%。

每挖掘一立方公尺土壤，單斗式挖土機的內燃機的燃料平均消耗量（公斤）列於表 3，亦可見‘土方工程的統一定額’[19]。

用蒸汽機的挖土機，以 8~12 個大氣壓的蒸汽壓工作的（無冷凝器），每挖掘一立方公尺土壤的水量及

燃料消耗量為：水量——5~9 公斤；石油——1~2.5 公斤，或煤 1.8~4.5 公斤，或木柴 0.015~0.04 公尺³。

表3 挖掘 1 公尺³的燃料平均

消耗量（公斤）

發動機種類	土 壤					
	軟 的		中 等 的		硬 的	
	正向鏟	耙鏟	正向鏟	耙鏟	正向鏟	耙鏟
柴油機	0.17	0.20	0.22	0.30	0.30	0.35
汽化器發動機	0.25	0.29	0.37	0.41	0.40	0.43

單斗式挖土機

單斗式挖土機的式樣及其發展特性

單斗式挖土機按下列各點區分：

a) 按工作機構的迴轉程度，分為迴轉系統——可以迴轉一整週（挖土機的所有機構和工作機構一起迴轉），和非迴轉系統——可以迴轉 200~270°（只是工作機構迴轉，有時帶着機構的一部分迴轉）；

б) 按動力裝置的型式，分為蒸汽機驅動的、柴油機驅動的和電動的挖土機；

в) 按行走裝置的型式，分為履帶式、軌道式、踏步式和車輪式（通常用充氣輪胎）；還有一種變種值得提出的，即所謂浮式挖土機，安裝在浮船上；

г) 按可能在挖土機上安裝的工作機構的種類數，分為萬能式——可以安裝所有各種工作機構，半萬能式——可以安裝有限種類（2~4 種）的工作機構，以及專門式——只能用一種工作機構。

最通行的單斗式挖土機的型式，ГОСТ 518—41 已有標準，根據這個標準挖土機按它的用途分為下列各類：

a) 中型工作作用的挖土-起重機（斗容量 0.25~

1.50 公尺³；起重能力 3~25 噸），大多數型式是萬能式的（用單馬達傳動）、履帶式的或汽車式的（圖 1）。主要是用來做建築工作，因為所有各型都帶有起重機裝備。

б) 重型工作作用的挖土機（斗容量 2~3~4 公尺³），帶有兩種工作機構（圖 2）並且是用多馬達的電傳動。主要用於採石場做開採礦產的工作。

в) 除土用挖土機（斗容量 3~24 公尺³），帶有兩種特別加長的工作機構（圖 3）並且是用多馬達的電傳動。主要用來做除土工作和大規模的建築工程工作。

г) 踏步式耙鏟挖土機[●]（斗容量 1~6 公尺³），施於土壤的壓力很小，用單馬達或多馬達傳動。主要是在鬆軟的土壤上工作（如改良土壤、水力工程及其他工作）。

比較少見的用途較窄的其他挖土機變種有下列各種：

а) 隧道和礦坑用的正向鏟挖土機，是用普通型式

● 關於踏步式挖土機的行走裝置結構及其行動情形可參看 Е. Р. Петерс: ‘Грузоподъемные устройства и экскаваторы’, Машгиз, 1952, 第 215~216 頁。——譯者

的縮短的(圖 4)或可伸縮的(圖 5)工作機構,電動的或風動的。

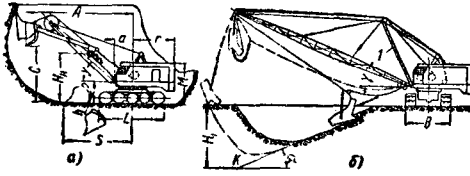


圖 2 採石場用挖土機:

a—正向鏟; b—耙鏟。

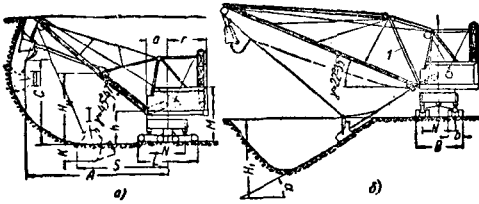


圖 3 除土用挖土機:

a—正向鏟; b—耙鏟。

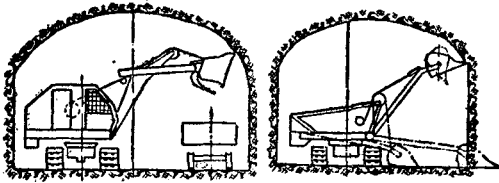


圖 4 隧道用正向鏟挖土機。

圖 5 帶有旋轉斗的隧道用正向鏟挖土機。

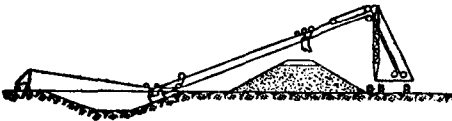


圖 6 繩塔式鏟土裝置。

е)塔式挖土機(畚斗容量 0.6~8 公尺³),在鐵道上或用履帶行走(圖 6),用於挖掘寬度較大、深度較小而工作量很大的工作。

ж)浮式正向鏟挖土機(畚斗容量 0.35~16 公尺³)及挖斗挖土機(畚斗容量 0.35~4 公尺³),裝在浮船上做挖深河底及建築河渠的工作,這些工作是陸上的機器所不能勝任的。

近二十年來,挖土機製造發展的特點(表 4)是:機器的生產率增加了 30~50%;機器本身重量以畚斗容積每一立方公尺計,則減低至 32 噸;以每一噸重量計,則功率增至 4.25 馬力(由於加在畚斗作用力的增加);機構的效率增加了 12~17%(由於採用油浴潤滑方法和滾動軸承);以及簡化操縱(用伺服電動機、槓桿用小的動距和施於手柄的力不很大)。在增加搖柄長度之下以減小轉台的尺碼和臂樑的長度,使轉動部分的慣性力矩降低,同時並不減小挖鏟的工作尺碼(除作用半徑以外)。耙鏟挖土機臂樑的長度增加了 15~20%,當用硬鋁製造時可增加 40%。由於具有幾種行程速度而使機動性提高;除此之外,還對挖斗容量在 0.75 公尺³以下的挖土機,採用更換的行走裝置(安裝在超低壓輪胎上的汽車底盤上)。

由於採用熱處理過的合金鋼料(達機器重量的 35%),增加了加工的準確度以及減少零件的數目,使挖土機的耐磨性和強度提高。用於岩石工作或繁重工作的尺碼較小的挖土機,廣泛地應用鋼料來製造。當用起重機工作時,起重能力幾乎增加至兩倍。

由於工藝過程的改進——聯合銲接和鑄造的合理的生產組織以及減少加工表面,使製造過程縮短(挖土機每一噸重量需要 90~120 工時,其中 30~40 工時在機床上進行)。

表 4 挖土機按出產年份的發展特性

標準畚斗容量≈(公尺 ³)	0.6		1		1.5		3		14	
	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
原動機功率(馬力)	50	75	90	120	90	175	380	420	1000	1200
工作重量(噸)	25	17	39	34	61	55	147	123	910	725
正向鏟挖土機的臂長(公尺)	6.25	5.5	7.45	6.4	10	6.7	9.0	9.7	27.0	28
耙鏟挖土機的臂長(公尺)	9.1	10.7	10.7	12.2	13.8	15.3	—	18.3	55	52
起重機的起重能力(最大值,以噸計)	6	9	13	24	17	30	—	—	—	—

註: I — 1926~1930 年出產; II — 1942~1948 年出產。

在機器的標準尺寸之間的不大間隔(畚斗容量 0.1~0.2 公尺³),挖土機的所有部件幾乎都已標準化了。

爲了更好地應用挖土機在各種不同情況下工作,

每一部正向鏟挖土機可裝有不少於三種不同容量的畚斗和應用於不少於兩種不同長度的臂樑及兩種不同長度的搖柄;對於耙鏟挖土機和挖斗挖土機,可裝有不少於四種畚斗,用在各種長度的臂樑上——臂樑可用不

同尺寸的插入段。

斗容量在 1.7 公尺³ 以下的，廣泛地應用單馬達傳動，而容量在 1.5 公尺³ 以下的幾乎只用單馬達，其柴油機（最常用）或汽化器發動機可代以電動機而不更換減速器。 $q=1\sim 1.5$ 公尺³ 的極少用多馬達傳動， $q=1.5\sim 2$ 公尺³ 的較常用，而 $q\geq 2$ 公尺³ 的幾乎只用多馬達（通常用列奧拿爾特式多馬達傳動）。在特殊情形下，當 $q=1$ 公尺³ 時，則用柴油機電力傳動；而當 $q=0.75\sim 1$ 公尺³ 時用柴油機風動傳動。

挖土機基本型式的構造特徵

構造的基本元件

在構造上，所有各種型式的單斗挖土機都包括有下列各基本元件：a) 行動的行走；b) 轉台；c) 工作機構。

挖土機各別部分在構造上的差異，由機器的尺寸和它的用途所決定。履帶是應用最廣泛的行走裝置型式。

在建築用和採石場用的挖土機一類中，履帶行走裝置是由兩條履帶牢固地連接在挖土機的行動框架而成。常常分為多支承履帶（小型和中型挖土機）和少支承履帶（大多數是大型挖土機）。前者用 6—8 個小尺寸的中間支重輪，後者用 2—4 個大尺寸的支重輪。每一條履帶可以停止不動來使挖土機轉彎。對於迴轉式挖土機，履帶的運動是由位在轉台上的發動機經中央立軸傳達的。立軸穿過轉台的迴轉樞軸。

在除土用挖土機一類中，採用四履帶式（或八履帶式）行走裝置；每一條履帶（或每一對履帶）安在挖土機的四角形車架的角上，由單獨的電動機或較車的電動機傳動。挖土機的轉彎動作是由特殊的轉向機構使每一履帶位在運動路線的圓弧上來完成。

履帶用汽缸和柱塞（活塞）連接在車架上以保證載荷傳到它的支承面中心，這汽缸是固定在挖土機的車架上，而柱塞則和履帶的框架連接。汽缸內的工作物質為液體，由泵來供應（壓力達 150 大氣壓）。

調節系統使轉台能夠在開始工作之前校正水平（在最新式的結構是用光電管自動校正），使挖土機在工作時能固定，以及使挖土機在行動時按‘三點’原理來安放。

履帶行走通常是多支承式的。對於在堅硬土壤工作的挖土機，則採用少支承的行走。

履帶的環節照例是鑄造的。履帶的框架和挖土機的行動框架，視製造廠的加工方法，是鑄造的、銲接的或複合式的（鑄造和銲接的複合結構）。

轉台用滾輪安放在行動框架上，而滾輪則以軸銷裝在轉台上（在小型的挖土機）或自由的放在可以沿着座環轉動的夾圈內（在中型和大型的挖土機）。

固定在行動框架上的座環通常是和使挖土機迴轉用的環齒輪聯合在一起的。

轉台在迴轉時用固定在下框架的特殊軸銷來對正中心和引導運動方向。它用‘反抓滾子’（反方向的）抓住環齒輪的周緣或用別的方法來和框架相連。

在轉台上裝着動力裝置以及挖土機的所有機構。在其上還裝有所謂兩腳支柱，構成連在它上面的、支承工作機構臂樑的繩索系統的引出點。

轉台係鑄造的或拼合的。在大型的挖土機中，是使各單獨元件可以在鐵道上運輸，到使用地點後再用螺釘或鉚釘裝配起來。

建築用的萬能式挖土起重機

在這類挖土機中，斗容量在 0.75 公尺³ 以下的小型挖土機，在數量上佔建築用機器總數的 60% 左右。最通行的是單馬達，用多支承的剛性履帶和用鏈條傳動的型式。

同時得到廣泛發展的是用風動行走的和裝在特殊汽車底盤上的挖土機，這兩種型式有很大的靈活性，可以較小的工作量來完成土方和建造的工作。

一種標準尺寸的機器，常常有兩種變種——用於中型和重型工作。後者比前者重 15—20%，能力則大 10—15%。

正向鏟挖土機的斗通常懸掛在成對的滑車上。臂樑的傾斜角（圖 1, a）正規為 $\gamma=45\sim 50^\circ$ ，最大為

表5 小型起重挖土機的起重能力

主要數據	正向鏟斗 0.35~0.4 公尺 ³		正向鏟斗 0.55~0.6 公尺 ³	
	a	r	a	r
工作重量(噸)	11	10.2	16.3	16.8
柴油機功率(馬力)	57	57	76	76
起重能力(噸):				
當幅度為2.2公尺時	—	—	1.7	3.2
當幅度為3.0公尺時	8.2	8.4	12.5	13.6
當幅度為4.0公尺時	4.0	5.7	6.8	9.3
當幅度為6.1公尺時	2.7	3.5	4.6	7.0
當幅度為9.1公尺時	1.6	1.9	2.6	4.6

註：a——汽車和帶有風動行走的；

r——履帶的。

● 見圖14。——譯者

60°，最小為 30~35°。對於耙鏈挖土機，臂樑傾斜角 γ 最適當的是 30、40 和 25°。

當標準的臂樑、對重和履帶而在幅度為 3.6 公尺

時，起重機的最大起重能力通常等於挖土機工作重量的 0.5~0.6 倍。當用加長的臂樑、加大的對重和特殊的履帶時，起重能力可以提高 20~25%。建築工作的

表 6 建築用、採石場用和除土用挖土機的主要數據 (圖 1、2、3)

主 要 數 據		挖 土 機		
		建 築 用	採 石 場 用	除 土 用
中型(重型)每 1 公尺 ³ 正向鏟斗容量的工作重量(噸)		32(38)	35(42)	46(52)
中型(重型)每 1 公尺 ³ 正向鏟斗容量的動力裝置的功率(馬力/公尺 ³)		110(140)	115(155)	100(120)
轉台的主要工作尺寸	機身高 $M = k \sqrt[3]{G}$ 公尺	1.3~1.12	0.95~0.90	1.15~1.50
	機身後壁半徑 $r = k \sqrt[3]{G}$ 公尺	1.0~0.95	0.95	1.05
	臂樑樞軸高度 $h = k \sqrt[3]{G}$ 公尺	0.55~0.48	0.45~0.40	0.65~0.72
	臂樑樞軸迴轉半徑 $a = k \sqrt[3]{G}$ 公尺	0.32~0.36	0.40~0.37	0.55~0.43
正向鏟挖土機的主要工作尺寸	臂樑長度 $l_c = k_1 \sqrt[3]{q}$ 公尺	6.5	7.0~7.3	14~12
	搖柄長度 $l_p = k_1 \sqrt[3]{q}$ 公尺	0.7~0.8	相當的臂樑係數	
	卸載最大高度 $C = k_1 \sqrt[3]{q}$ 公尺	5.5~5.2	5.0~4.5	10.5~8.2
	最大高度卸載的迴轉半徑 $A = k_1 \sqrt[3]{q}$ 公尺	8.0~7.6	8.6~8.8	15~12.7
正向鏟挖土機斗滑輪速度及施於滑輪的力	斗滑輪的公稱速度 v_n (公尺/秒)	0.42~0.50	0.6~0.9	0.8~1.0
	當速度為 v_n 時，在容量每 1 公尺 ³ 的斗滑輪的受力(噸)	16.4~11.5	10~9.5	9.0~6.0
耙鏈挖土機的斗斗速度和拉桿施力	斗斗拖動速度 v_T (公尺/秒)	0.7~0.9	0.8~0.95	0.9~1.0
	斗斗提升速度 v_n (公尺/秒)	1.0~1.2	1.1~1.3	1.3~1.5
	容量每 1 公尺 ³ 的斗斗拉桿施力(噸)	14~10	6~6.6	6~5
耙鏈挖土機標準臂樑長度 $l_c = k_c \sqrt[3]{q}$ 公尺	標準臂樑長度係數 k_c	13.6	15.5	25
反向鏟挖土機臂樑長度 l_c 和搖柄長度 l_p : $l_c = k_c \sqrt[3]{q}$; $l_p = (0.35 \sim 0.5) k_c \sqrt[3]{q}$	臂樑長度係數 k_c	6.5~7	—	—
	搖柄長度係數 k_p	(0.35~0.5) k_c	—	—
鉤挖土機的臂樑長度 $l_c = k_c \sqrt[3]{q}$	臂樑長度係數 k_c	7~7.2	—	—
行走裝置的尺寸	基距① $N = k_2 \sqrt[3]{G}$ 公尺	—	—	0.9~1.0
	履帶長度 $L = k_2 \sqrt[3]{G}$ 公尺	1.38~1.15	1.15~1.10	0.54~0.58
	履帶寬度② $B = k_2 \sqrt[3]{G}$ 公尺	1.1~0.90	0.87~0.95	1.2~1.3
	環寬 $b = k_2 \sqrt[3]{G}$ 公尺	0.17~0.20	0.18~0.17	0.09~0.08
最大行動速度 v_x (公里/小時)		6~2	2~1.7	0.9~0.13
履帶施於土壤上的單位壓力(公斤/公分 ²)		0.5~0.9	0.9~1.7	2.5~3.5

註：表中數字的極限值適用於該種型式挖土機的極限斗容量。

① 基距 前後兩履帶中心的距離。 ② 轉寬——左右兩履帶外邊的距離。——譯者

起重機常常用長度為 15~35 公尺的特種臂樑。

表 5 所列是安裝在汽車輪上(a)和履帶上(в)的小型起重挖土機的起重能力。

建築用、採石場用和除土用挖土機的主要數據的平均值按標準斗的容量 q (公尺³) 或機器的工作重量 G (噸) 列於表 6。

圖 7 所示是 $\Theta-505$ (Д-107) 型 ДГ-0.5/10 建築用挖土起重機的總圖。它的挖鏟斗容量為 0.5 公尺³，用起重機工作時最大起重能力為 10 噸。這種挖土機係哥夫洛夫斯基 (Ковровский) 挖土機製造廠所製造，除正向鏟外，還可安裝其他各種工作機構 (耙鏟、挖斗、打樁

機等等)。挖土機用 70~80 馬力的柴油機或用 $220/380$ 伏特，功率 40 仟瓦的異步電動機驅動。

圖 8 所示是另一種建築用的挖土起重機，它的斗容量為 1 公尺³，用起重機工作時最大的起重能力為 15 噸。這種挖土機 (Э-1003 型 ДГ-1/15) 係瓦朗涅茨基 (Воронежский) 挖土機製造廠製造，也是可以安裝各種不同的工作機構 (耙鏟、挖斗、打樁機等等)。同樣，挖土機不是用柴油機 (120 馬力) 就是用異步電動機 ($200/380$ 伏特，功率 80 仟瓦) 來驅動。兩種型式挖土起重機，在它們的使用、尺碼和重量特性方面，都符合於 ГОСТ 518-41 所規定的要求。

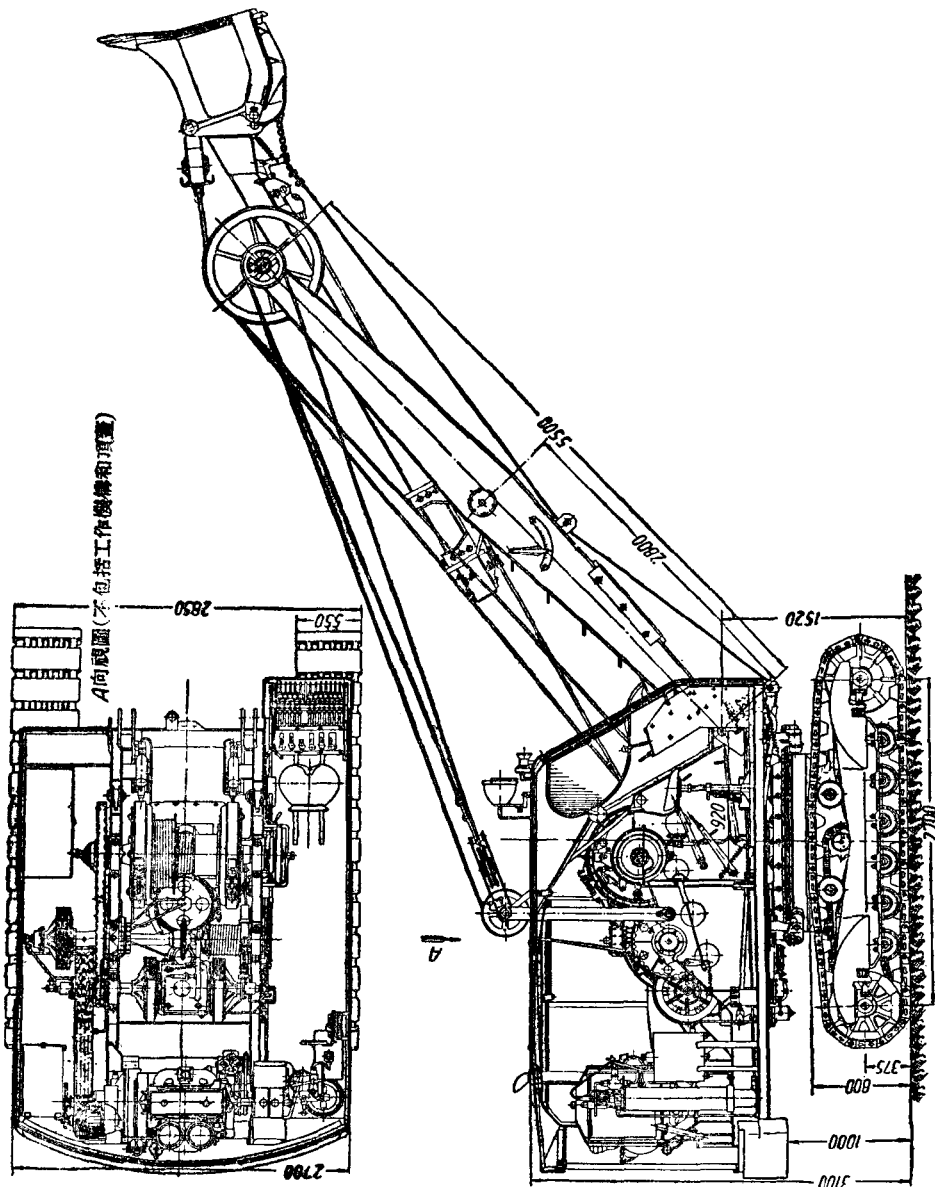


圖 7 哥夫洛夫斯基工廠生產的正向鏟斗容量 0.5 公尺³、重量 19.3 噸的 $\Theta-505$ 型挖土起重機。

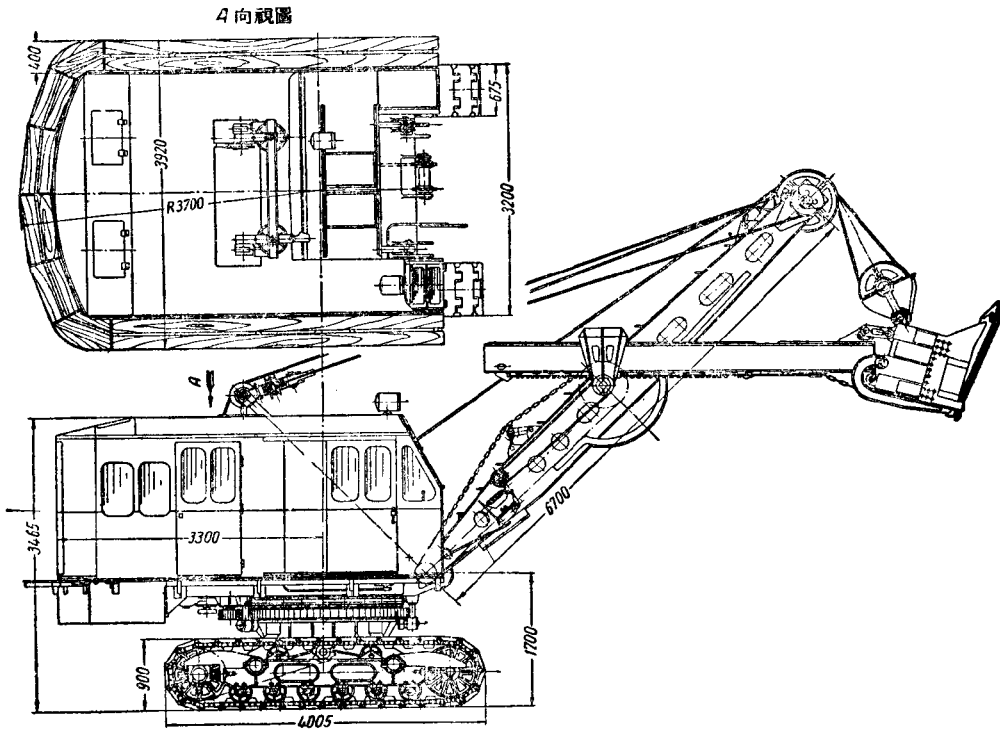


圖 8 瓦朗涅英基工廠出產的斗容量 1 公尺³, 重量 39 噸的 Θ-1003 型挖土起重機。

採石場用半萬能式挖土機

(表 6, 圖 2)

最新結構的輕型採石場用挖土機, 其斗容量在 2.5 公尺³ 以下; 它的構造和各數據與建築用挖土機的差別很小。重型的用多馬達驅動和多支承的履帶。

最新結構的重型挖土機, 和 ГОСТ 518-41 比較, 有減少重量、尺碼和工作尺寸的趨勢。在這種挖土機的列奧拿爾特式電動機組合 (多馬達傳動) 達標準功率的 200~220%, 而工作電動機則達 300~350%。它的旋轉電動機是立式的 (通常是一個; 在很大型的挖土機則用兩個, 有獨立的機構)。旋轉電動機的功率大約等於起重電動機功率的 40%。

斗通常用兩根平行的繩索懸掛着, 不用滑車。搖柄裝在臂樑上。對於標準的挖土機, 臂樑的傾角 $\gamma = 40 \sim 45^\circ$; 對於加長的挖土機, 用 $50 \sim 55^\circ$ 。對於耙鏟挖土機, 用 $\gamma = 20 \sim 35^\circ$ 。耙鏟挖土機的臂樑用特加的兩腳架 (圖 2, б) 吊着中部, 使臂樑減少 10~15% 的負擔。

圖 9 表示屬於這一類的 СЭ-3 (ЭПГ-3 型) 正向鏟挖土機, 係烏拉爾重型機器製造廠 (УЗТМ) 所製造。它的斗容量為 3 公尺³, 用於重型工作。對於較輕型的

工作, 可用斗容量為 4 公尺³ 及以上的。挖土機用瓦

表 7 踏步式耙鏟挖土機的主要數據

列入挖斗容量 (公尺 ³) 和臂樑長度 (公尺) 的乘積在內的假定工作重量 $G_1 = \frac{G}{q \cdot l_c}$ (噸)	1.5 (1.1)
斗容量每 1 公尺 ³ 的功率 $\frac{N}{q}$ (馬力) (沒有括號的數值屬舊式結構的機器, 有括號的數值屬新式結構的機器)	80 (60)
機身高 $B = k \cdot \sqrt[3]{G}$ (公尺)	係數 k 0.9 (1.2)
機身後壁半徑 $r = k \cdot \sqrt[3]{G}$ (公尺)	1.9 (1.2)
臂樑軸樞高度 $h = k \cdot \sqrt[3]{G}$ (公尺)	0.38 (0.30)
臂樑軸樞迴轉半徑 $a = k \cdot \sqrt[3]{G}$ (公尺)	0.60 (0.48)
座台直徑 $A = k \cdot \sqrt[3]{G}$ (公尺)	1.32 (1.18)
軌寬 $3 = k \cdot \sqrt[3]{G}$ (公尺)	1.85 (1.88) (1.05~1.1)
履帶長度 H (公尺)	A 1.5~2.3
每一步伐的長度 (公尺)	0.5~0.25
行動速度 v_x (公里/小時)	
在工作時施於土壤上的壓力 (公斤/公分 ²)	0.3~0.7

註: 括號內係新式結構機器的數據。

爾特-列奧拿爾特系電傳動。電動機組合的功率為 340 仟瓦，電壓為 6000 或 3000 伏特（三相交流電）。挖土機的特性符合 ГОСТ 518-41，但有小小的差異。

除土用半萬能式挖土機

(表 6, 圖 3)

正向鏟挖土機戽斗最大容量為 30 公尺³，耙鏟挖土機的則為 22.5 公尺³。用桁架式(欄柵狀的)臂樑，則挖鏟搖柄減輕由戽斗刃角所產生的扭轉力矩。

起重機構上裝置兩個並聯的電動機。用兩個旋

轉機構。正向鏟挖土機和耙鏟挖土機用活動的對重來將戽斗部分平衡，這樣在同樣的功率下可使戽斗容量增加 15~25%。

踏步式耙鏟挖土機

踏步式耙鏟挖土機，在工作時施於土壤上的單位壓力只為同一斗容量的履帶式拖拉機的 $\frac{1}{3.5} \sim \frac{1}{4}$ ，而在運動時則為 $\frac{1}{1.8} \sim \frac{1}{2}$ 。可以在曲折的道路上工作，這是它在使用上的優點。

這種挖土機是用這樣的方法來行動的：挖土機支

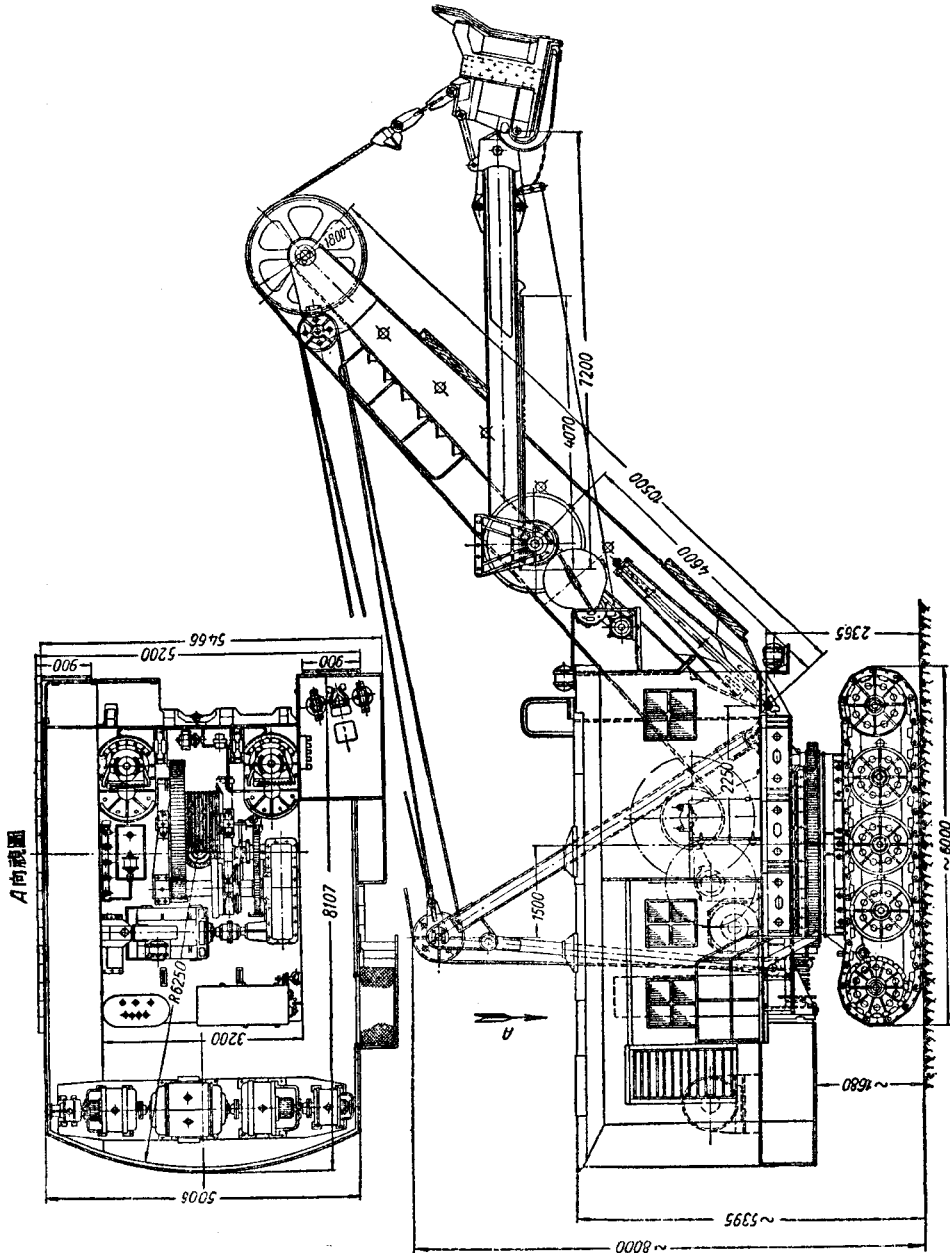


圖9 烏拉爾重型機器廠製造的C3-3型正向鏟挖土機；耳斗容量3公尺³，重量165噸。

靠着兩側的履帶而升起並同時向前作間歇性的移動，然後挖土機用它本身的基座(圓台)站在地上，用同一的機構使履帶向前移動。

行動機構用偏心輪的或曲柄的機構。動力裝置通常是電傳動(三相交流電或列奧拿爾特系電動機)。亦有用組合式傳動的。即絞車直接由柴油機驅動，而旋轉機構則由電動機驅動；這電動機由柴油機所帶動的特種發電機供給電流。用這種方法可以免除在摩擦離合器的能量損耗，這種損耗在用通常的單馬達傳動時是存在的。

踏步式耙鏟挖土機的主要數據列於表 7。

傳動系統圖和動力裝置

用於不挖掘很深很硬的同一種土壤的挖土機，應

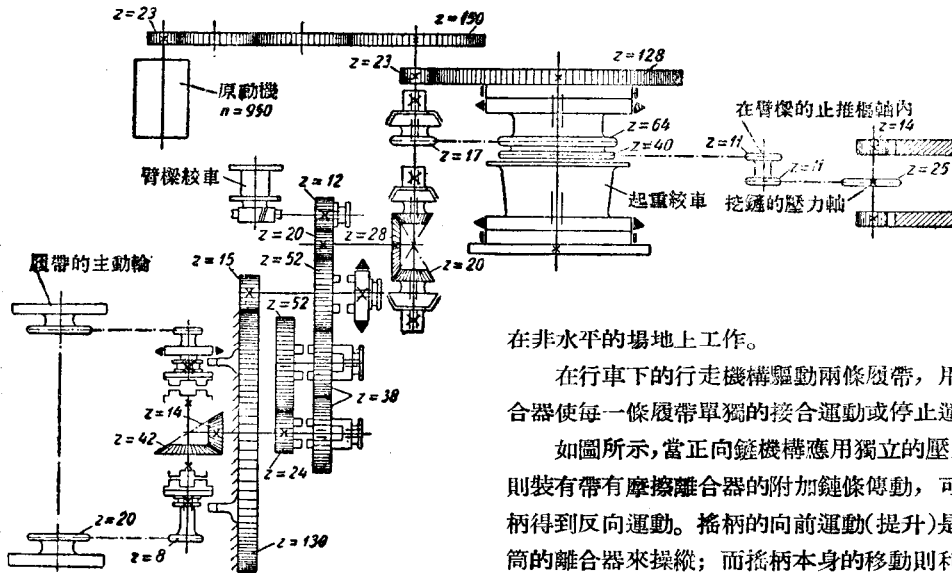


圖10 ㊟-1003型挖土起重機的傳動系統圖(臂樑絞車用齒輪傳動)。

1)行走機構。

前述‘G’、‘B’和‘T’的逆轉機構，採用通常由三個錐齒輪構成的逆轉裝置。

兩滾筒裝有摩擦式離合器，各有獨立的操縱器；並有獨立的制動器，通常由腳踏板控制。

除此以外，在傳動系統中還用 3~4 個牙嵌式離合器(或滑移的齒輪)來連接臂樑絞車、旋轉機構和行走機構。圖 10 所示的傳動有兩種行駛速度，以後在 ㊟-1003 型挖土機只保留一種速度。旋轉軸裝有帶式控制制動器，在挖土機運轉過程中，用它來防止轉台隨意轉動。這一制動器(或用特殊的門)可使挖土機能夠

該選用單馬達傳動的機構。這種機構的特點是所有操作的速度是永恆不變的。

反之，當挖掘很深很硬的土壤或挖掘岩石時，就應採用多馬達傳動的機構。這種機構可以由司機將斗斗工作機構的速度調節在最適當的範圍內，使斗斗和工作機構的其他部分在遇到大塊硬石時免受損壞。當用單馬達時，會由此而引起嚴重的損害。

從 ㊟-1003 型挖土起重機的單馬達傳動系統圖(圖 10)可見，所有機構是由一定轉速的原動機傳動，並且每一機構可由離合器來控制使之作用或停止(根據接合的頻繁程度，用摩擦式離合器或牙嵌式離合器)。

挖土機的主要機構有下列各種：a)工作機構的絞車(根據工作機構的種類而採用單滾筒式或雙滾筒式絞車)；b)提升臂樑用的絞車(臂樑絞車)；B)旋轉機構；

在非水平的場地上工作。

在行車下的行走機構驅動兩條履帶，用牙嵌式離合器使每一條履帶單獨的接合運動或停止運動。

如圖所示，當正向鏟機構應用獨立的壓入機構時，則裝有帶有摩擦離合器的附加鏈條傳動，可用它使搖柄得到反向運動。搖柄的向前運動(提升)是由曳引滾筒的離合器來操縱；而搖柄本身的移動則利用由壓力軸驅動的齒輪齒條傳動機構。若搖柄以繩索傳動代替齒輪傳動，當對硬的土壤工作時，將會發生很大的困難，這是由於彈性變形所致，因為它使挖土機在工作時不能保持斗斗有明確的位置。

當用從屬的壓入機構時，搖柄由起重繩使之提升，而不需要帶有摩擦離合器的附加鏈條傳動。這樣使結構大為簡化。

圖 11 所示是兩種壓入機構的結構簡圖。在從屬的壓入機構(a)時，斗斗的運用就沒有獨立的壓入機構(6)時那樣的自由。除此以外，既然在從屬的壓入機構斗斗的提升是由放鬆制動器所達成，那末，鉤屑厚度的調整就變成很粗糙，只能用於最軟的土壤。因此，在硬

☉ 這種行動方法見第 3 頁的譯註。— 譯者

的土壤用從屬的壓入機構是有很大的困難的，這也就是在新式挖土機上不採用它的原因。

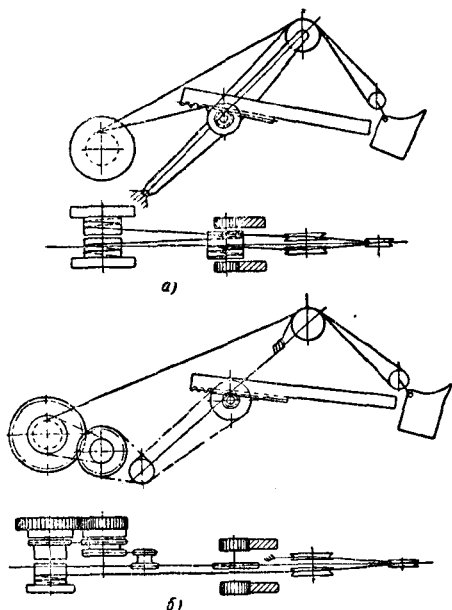


圖11 單馬達傳動的從屬的(a)和獨立的(b)挖鏟機構簡圖。

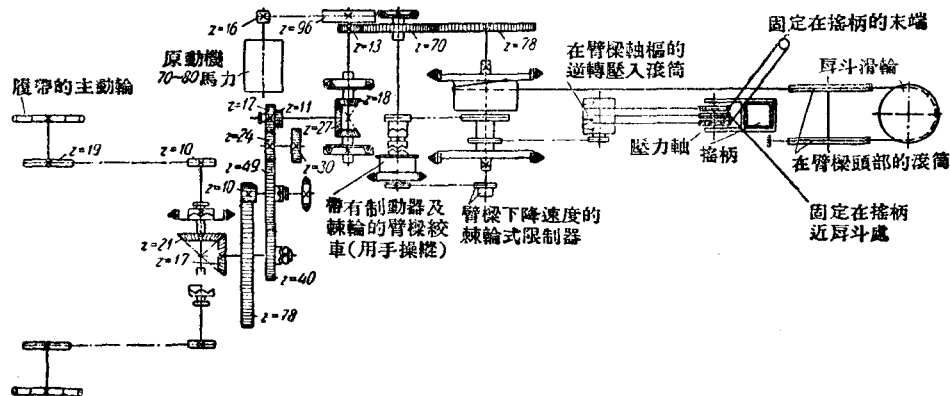


圖12 其臂樑絞車用圓柱齒輪傳動的單馬達挖土起重機的傳動系統圖(3-505)。

爲了使挖土機更適合於重型工作或用作起重機，發動機最好裝有一切工作類型的調速器，保證挖土機在50~60%至100%最大轉速範圍內穩定地做任何類型的工作和很快地從一種工作類型變換至另一種。

圖13和圖14所示是哥夫洛夫斯基工廠出產的3-505型挖土機的傳動系統的平面圖和垂直截面圖。用單馬達傳動——70~80馬力的柴油機或40千瓦的電動機。

圖15所示是多馬達傳動系統圖。其原動機可以在任何界限內(自零至最大)改變工作的速度，並具有逆轉的可能。由於不用摩擦聯動機構和無須經常調整它，

圖12所示是圖10的變種：機臂提升絞車的蝸輪傳動代以帶有帶式制動器及棘輪裝置的圓柱齒輪傳動(3-505)。用這樣的裝置可以保證臂樑在工作時得到完全可靠的位置。

臂樑由放鬆制動器(預先拉開棘輪輪爪)而降下。當使用制動器不熟練時，臂樑可能因倒下而停止；爲了防止這種情形，在傳動系統中裝有特殊的機構，使臂樑滾筒和運動鏈相連，由此，臂樑的降下速度就可能受聯動裝置的限制。

當挖土機用作起重機來工作時，在主絞車的滾筒也應用類似的機構，用壓入機構的鏈條傳動來達到這一目的。

當用單馬達傳動時，大多數採用柴油機(極少用汽化器發動機)或三相交流電動機爲原動機。爲了使發動機和電動機彼此能簡單地互換，柴油機的轉速應和電動機的同步轉速(750、1000或1500轉/分)相近。

常常最好是選用一種最慢速的發動機，按其尺碼大小是可以裝在挖土機上的，這樣能夠提高發動機的免檢修使用期限——最少可達3000小時(按生產條件，發動機的檢修每年不多於一次)。

使傳動機構成爲最簡單和可靠；但在單馬達傳動機構中，就不能這樣，這便是它的最大弱點之一。

在多馬達傳動的挖土機中，大多數採用電傳動。低壓(8~12大氣壓)而無冷凝器的蒸汽傳動，現在已不採用，因爲它的熱效率非常之低(2~3%)並且大量消耗燃料和水量。

對多馬達傳動最適合的是用瓦爾特-列奧拿爾特系統的直流電動機，其機械特性和蒸汽機的特性相近似的。在這種系統中，每部電動機各自有其發電機，用匯流條相連接。用調整發電機激磁電流的方法來控制。激磁電流比電動機的工作電流小許多倍，因此操縱

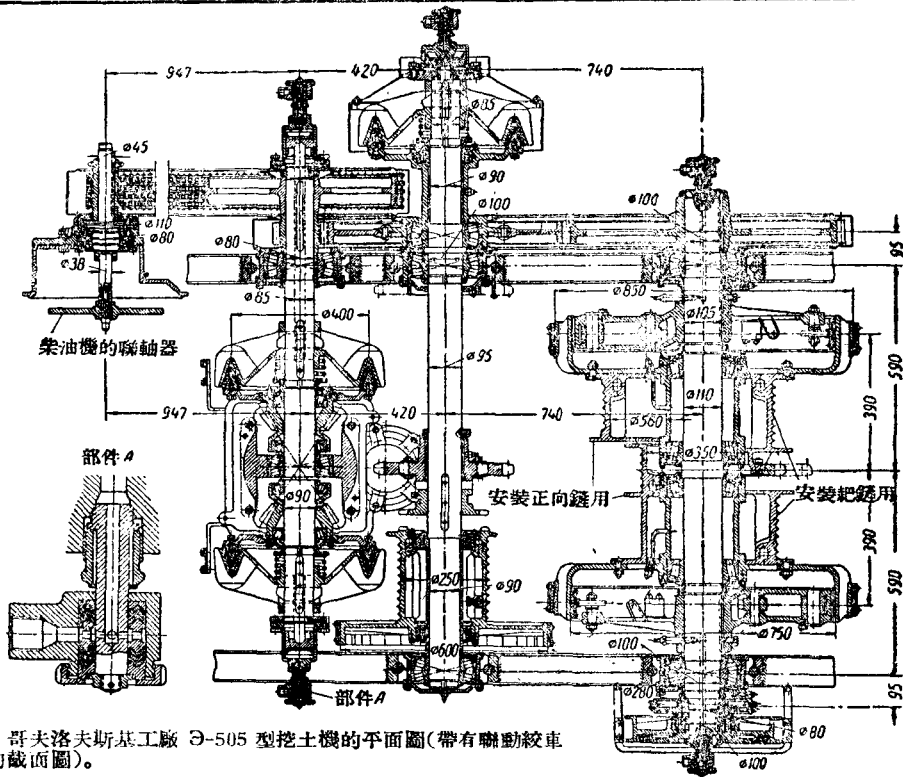


圖13 哥夫洛夫斯基工廠 Д-505 型挖土機的平面圖(帶有聯動絞車的截面圖)。

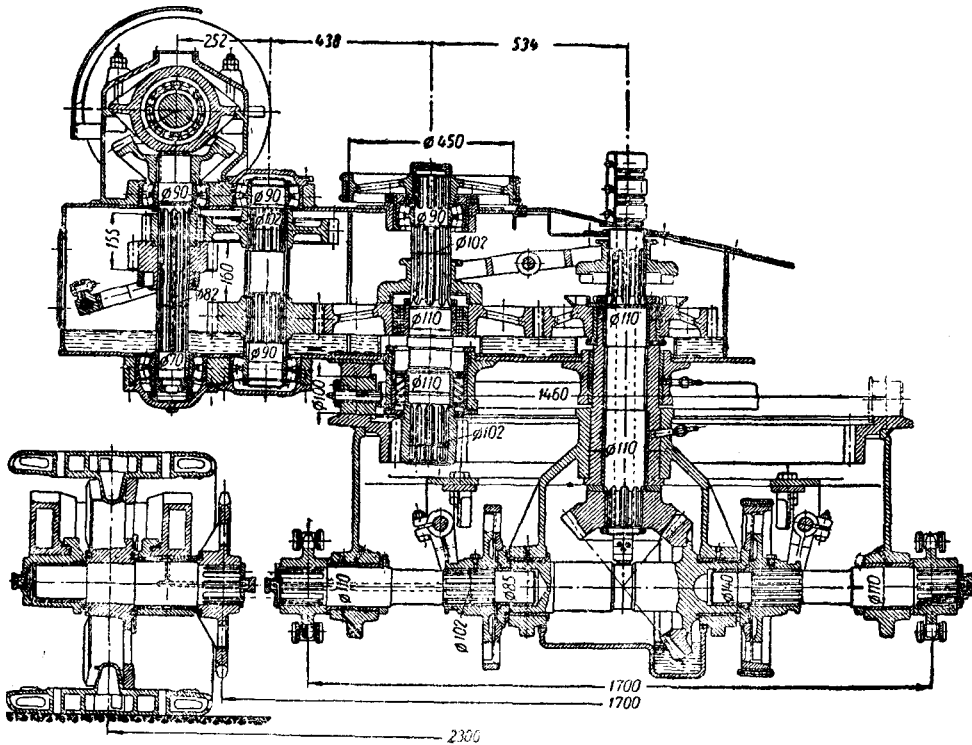


圖14 哥夫洛夫斯基工廠 Д-505 型挖土機的行動機構和旋轉機構的垂直截面圖。

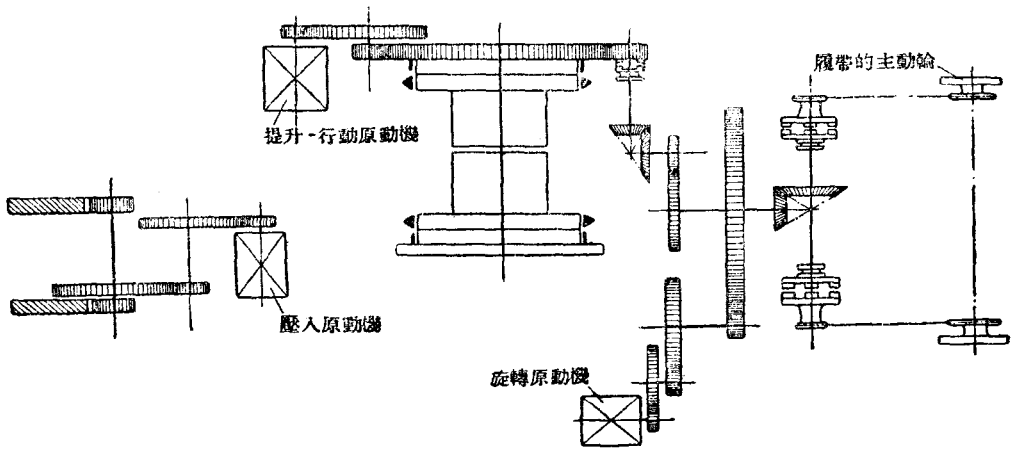


圖15 多馬達挖土機傳動系統圖。

儀器就可以緊湊、輕巧和工作方便；對尺寸很大的機器，這一點尤其重要。

所有的發電機是由一個（幹線的）電動機來驅動。電動機用高壓三相電流，由外面的幹線引到挖土機來供應。在傳動系統中，裝設有直流發電機，用來供給發電機的激磁電流。

有一些大型的挖土機應用特種激磁機的激磁電流來操縱發電機（旋轉放大機等等，見第8卷‘機器的電傳動’一章），這樣更可減輕司機的工作並得到額外的優點（和列奧拿爾特系統比較，有較大的精確性和在操縱時調整快）。

最簡單的方法是用一個發電機供給所有的電動機。但是，因為在這情形下只能操縱電動機本身的工作電流，操縱儀器甚為笨重，所以這種方法只是（有時）用於尺碼不大的挖土機。

用交流電的多馬達傳動系統不甚通行，因為雖然它在結構上比較簡單（不用帶幹線電動機的發電機而直接供電給電動機），但在使用上遠不如瓦爾特-列奧拿爾特系統（能量消耗很大，操縱笨重）。

多馬達傳動裝置在滿載工作時電動機的接電次數非常頻繁，因此，這種電動機必須考慮真實的延續接電時間從起重機用的電動機中選擇。對於單馬達傳動裝置的電動機，可以採用普通類型的（見下面‘動力裝置主要數據的決定’）。

圖16所示是CЭ-3型挖土機（烏拉爾重型機器廠製造）的提升絞車，自205馬力的直流電動機得到單獨的傳動；這種電動機也用於行動機構（在最新的結構中，是用獨立的行動電動機裝在下框架上）。

圖17所示是同一挖土機的兩旋轉機構之一。每一

機構裝有單獨的32馬力立式電動機（直流）。兩機構對一個旋轉環齒輪作用，並且同時嚙合和脫離。由於電動

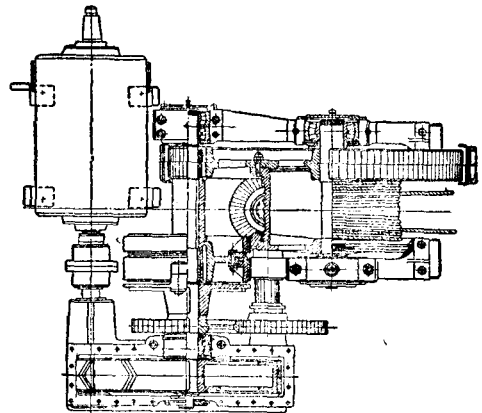


圖16 CЭ-3型挖土機(V3TM)的提升絞車。

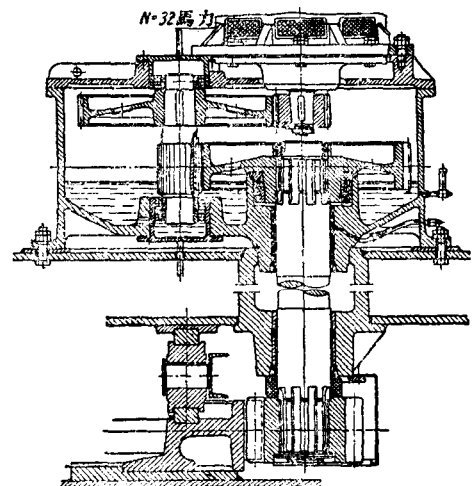


圖17 CЭ-3型挖土機(V3TM)的旋轉機構。

挖土機必須有外界的幹電線，又由於這種挖土機由一處移至他處非常不便，因此只能用於電氣化良好的地區，並且挖土機在工作時移動很少（採石場用、除土用、礦場用等等）。

挖土機計算

動力裝置功率的計算

土壤切割（開掘）的作用力與作功係決定動力裝置功率的基本因素，可由下式得出：

切割力

$$P = F \cdot Z \text{ 公斤}$$

式中 F ——被切割的土層的截面面積（公尺²），
 Z ——土壤的單位切割阻力（公斤/公尺²）；

切割 s 長度距離（公尺）所需的功：

$$A_1 = P \cdot s = Z \cdot F \cdot s = Z \cdot Q \text{ 公斤} \cdot \text{公尺，}$$

式中 $Q = F \cdot s$ ——切割土壤的體積。

在切割過程中，無論所切割的土層是定截面的或者是變截面的，上列公式都正確可用，因為變截面土層的切割過程可認為是無數定截面土層的切割過程之總和。在後一式中，表示出切割土壤的體積 Q 、所需的功

A_1 和單位切割阻力 Z 三者的關係。在這種情形下， Z 可認為是單位切割功（公斤·公尺/公尺³）。

土壤切割阻力的數值按表 8 取用。表中數字是考慮切削機構（厚斗切削刃和切齒）在良好狀況，切削角為 30~40°。

單斗式挖土機的動力裝置的功率，考慮到它的工作循環過程，用下式計算：

$$N_{\theta} = \frac{q \cdot k_n \cdot Z}{75 k_p \cdot t \cdot \eta_p \cdot \eta_m \cdot x} \text{ 馬力，}$$

式中 q ——厚斗的幾何容積（公尺³）； t ——厚斗裝滿所需時間（秒）； η_p ——挖土機工作機構的效率； η_m ——自原動機至厚斗所有傳動機構的效率； x ——原動機功率的利用係數； k_p ——土壤的鬆散係數（1.1~1.3）； k_n ——厚斗裝滿程度的係數（0.8~1）（係數 k_p 和 k_n 應按‘土方工程的統一定額’或按其他的使用手冊選定）。

挖掘機構的效率 η_p 用來考慮那些不可避免的能損耗，這些損耗是伴隨着所有機構的作功而產生的，在切割時，提升材料所作的功亦包括在這種損耗之內，因為這功照例是不可以利用的，僅僅是需要用來完成挖掘的過程，而且只是在某些式樣的工作機構才有之。

表 8

土 壤 的 等 級	I	II	III	IV
切割阻力 Z (公斤/公尺 ²)	5000	8000~10000	15000~20000	30000 以下 (很少達 40000)

註：I 級土壤——沙子、沙土、自然的結實程度的植物土壤、黑土、無根莖的泥煤。

II 級土壤——軟的及黃土狀的黏土、潮濕鬆軟的黃土、軟的鹽沼地、在 15 公厘以下的小尺寸砂礫、帶有草根的結實的植物土壤、帶有樹根的泥煤和植物土壤、混有石子或小圓石和碎木片的沙子和建築土壤、帶有石子或小圓石等等混合物結成塊的土壤。

III 級土壤——肥沃純淨的泥土、硬的沙土、尺寸在 15~40 公厘的砂礫和純粹的石子、乾的或自然潮濕的混有小圓石或砂礫的黃土、帶有樹根的植物土壤或泥煤、混有小圓石、石子或建築瓦礫的黏土。

IV 級土壤——硬的重的泥土、帶有石子、小圓石、建築的瓦礫和重量在 10 公斤以下的大圓石的混合物之肥沃泥土和硬黏土、片岩的泥土、泥灰石、凝固成塊的黃土或鹽沼地、尺寸在 90 公厘以下、純粹的或帶有 10 公斤重以下的石塊的小圓石、硅藻土、白堊石、水泥黏合的建築瓦礫等等。

V 級土壤及其他——岩石的。第 V 級和更高級的土壤，用挖土機挖掘時必先用爆炸法鬆，因此，挖掘這種土壤並不比第 III—IV 級土壤更難；當石層粉碎得很好時，會更容易一些。

一般來說，無論用任何式樣的挖土機構，在挖掘土壤期間要完成下列各種功：1) 切割土壤的作功；2) 克服被切割土壤的重力的作功；3) 克服結構的靜重量的重力的作功；4) 土壤質量加速度的作功；5) 挖土機構質量加速度的作功；6) 機構的各個單元的摩擦功；7) 切削機構在掌心摩擦的作功；8) 在填裝厚斗時，被切割的土壤在厚斗內移動的摩擦功；9) 在水平方向移動被切割土壤的作功。

上列每一作功，以符號 A 及相當的腳碼來表示，則

挖土機構效率的數值可用下式求得：

$$\eta_p = \frac{A_1}{\sum_i A_i}。$$

在預先近似計算標準的挖土機時，可用下列係數 η_p 值：

挖土機構型式	η_p		
正向鏟	0.5	耙鏟	0.45
反向鏟	0.45	挖斗	0.6
鉤	0.6		

在更準確的計算和設計特種的挖土機時，各種能量的消耗應該分別計算。下面舉出這樣的一個用於正向鏟的例子，並附帶有對於用其他式樣挖土機構的一些說明。

切割土壤的作功

$$A_1 = \frac{k_H}{gk_p} Z。$$

提升土壤的作功

$$A_2 = g\gamma \frac{k_H}{k_p} \frac{h}{2}，$$

式中 γ ——土壤的容積重量(公斤)，(固體以公斤/公尺³計)； h ——自厚斗開始位置至填裝終了位置之間的高度(公尺)。

提升結構(不平衡的)的靜重量的作功，其通用公式為

$$A_3 = \sum_n' G_i h_i。$$

土壤質量加速度的作功

$$A_4 = \frac{\delta \cdot \gamma \cdot k_H}{2g \cdot k_p} v^2，$$

式中 v ——土壤的最大運動速度(公尺/秒)。

機構(厚斗及搖柄)質量加速度的作功的通用公式為

$$A_5 = \sum_n' \frac{m_i v_i^2}{2}。$$

作功 A_4 和 A_5 照例是很小的，常常忽略不計。

$$A_6 = \sum_n' L_i，$$

式中 L_i ——正向鏟機構各單獨部分的摩擦功(在壓入機構的齒條及樞軸處的摩擦；在鉤鏟機構——厚斗對臂樑的摩擦；在挖斗及反向鏟機構——絞鏈處的摩擦)。對於正向鏟機構，可令 A_6 等於 A_3 的(3~5)%；

$A_7 = G_x \cdot f \cdot l$ ——厚斗在掌子上的摩擦功，式中 G_x ——帶有土壤的厚斗(裝有一部分或者全部裝滿)的重量，在長度為 l 及摩擦係數為 f 的掌子上發生摩擦。

在固定方向的厚斗(正向鏟、反向鏟、鉤)中，它們的運動軌跡由運動機構所確定，這種能量消耗比較小。在繩索懸掛的機構(耙鏟、挖斗)，因為厚斗的全部重量(連它裝載的重量)在他運動的全部地段都發生摩擦，所以能量消耗相當可觀。

對於正向鏟機構，這功可以按厚斗本身重量與厚斗前壁長度的 1~2 倍的乘積計算；

A_8 ——在厚斗裝載時，土塊彼此之間以及對厚斗內壁的摩擦作功。它在厚斗水平運動時為最大，在垂直運動時為最小(零)。

和手工採掘比較，對於鉤鏟機構，這功可認為等於土壤切割作功(A_1)的 40%。

對於正向鏟和反向鏟機構，無論厚斗是在水平地段或在垂直地段運動，這功可以取為土壤切割作功的 20~25%；對於耙鏟和挖斗，可取為 25~30%。

A_9 ——在水平方向移動土壤的作功，主要是消耗於機構部分的摩擦。這功一般是很小的，可以忽略不計，或取為不超過提升土壤能量消耗(A_2)的 20%。

傳動效率 η_m 根據傳動機構的數量及其結構而定：

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i。$$

表 9 所列是各種傳動機構效率的概略數值。

表 9 各種傳動機構的效率

傳 動 機 構	效 率
用滑動軸承的齒輪傳動	0.9~0.94
用滾動軸承的齒輪傳動	0.93~0.97
導程角為 4°30'~6' (自鎖) 的蝸輪傳動	0.4~0.48
用滑動軸承的鏈條傳動	0.9~0.94
用滾動軸承的鏈條傳動	0.93~0.97
定的繩滑輪	0.93 0.96
動的繩滑輪	0.95~0.97
滾筒(考慮到繩索剛性和軸承阻力所引起的損失)	0.93~0.96

在新式的挖土機中，照例是用滾動軸承的，自原動機至厚斗的傳動機構的總效率 η_m 為 0.8~0.85。

由原動機功率的利用係數 α 來考慮載荷的高峯特性、工作條件的變換性和工作週期的暫時性等因素。這些因素使司機由於恐懼原動機損壞而進行一些輕負載的工作。

表 10 所列是總利用係數 α 和組成它的各部分係數的值。

表 10 原動機利用係數

降低原動機功率的利用的原因	內燃機和電動單馬達傳動	蒸汽機、多馬達電傳動
載荷高峯特性	0.7~0.8	1
工作條件變換性	0.9	0.9
工作週期的暫時性	0.85	1
總利用係數(最大值) α	0.8	0.9

關於厚斗裝滿所需時間 t 的數據，僅可按原動機的額定功率和繩索速度來核算。

表 11 所列是按 ГОСТ 518-41 正向鏟厚斗裝滿所需的時間。表中數據是根據挖掘土壤的等級和挖土機的型式列出的。

表11 正向鏟斗裝滿所需時間 t (秒)

挖 土 機 種 類		中型工作挖土機 (建築用)				重型工作挖土機 (採石場用)			除土用挖土機			
挖土機型式 (按 ГОСТ 518-41)		0.25/5	0.5/10	1/15	1.5/25	2	3	4	3	6	12	24
土 壤	Ⅳ級以下	6	7	8	9	9	9.5	10	10.5	12	13.5	15
	爆炸了的第Ⅴ、Ⅵ級	9	10.5	12	13.5	13.5	14	15	14	16	18	20

絞車的繩索、斗的滑輪和正向鏟的

壓入機構的作用力和速度的計算

爲了計算挖土機驅動斗的絞車的曳引特性，必須先肯定適合斗填裝開始及終了的位置。按已決定的斗滑車的速比(一根、兩根或三根繩索分支)並決定(最簡單的是用圖解方法)必須繞在絞車上的繩索長度 L ，使能將斗從最初的位置(圖 3, $a-I$)移至最後的位置(II)，可得繩索的最大作用力爲

$$P = \frac{75 \cdot M_{\theta}}{L} \eta_n \cdot t \text{ 公斤,}$$

速度爲

$$v = \frac{L}{t} \text{ 公尺/秒,}$$

式中 η_n ——自原動機至滾筒的所有傳動的效率(沒有計算自滾筒至斗的繩索傳動效率 η_n 在內)。

標準結構挖土機的斗開始位置及終了位置可見表 12。

萬能式挖土機的絞車用不同式樣的工作機構來工作時，須更換滾筒或者改變滑車的速比。用前一種方法時，滾筒是做成可拆離的(用兩半合成)。

標準結構的正向鏟和反向鏟挖土機，在挖掘硬的土壤時，斗滑輪的作用力每一立方公尺斗容量爲 10~20 噸(較大的數字用於尺碼數小的斗)；對於耙鏟斗，則爲 7~13 噸。對於鉤鏟挖土機，作用力較耙鏟的大 20%。繩索速度——0.7~1 公尺/秒，斗滑輪速度——0.4~0.6 公尺/秒(上述爲大型挖土機的)。

正向鏟斗在開始切割時和當它在伸出的搖柄上提升至最高時，以及當搖柄以最大伸距來切割時，對於所有的位置範圍內壓入機構必須施以相當的作用力。它的大小最簡單的是用圖解方法作力的多角形以求得(計算結構的本身重量和在斗內的泥土重量在內)。

沿着搖柄的作用力，可能在運動狀態下發生變化，稱爲動壓力，其與靜壓力不同；靜壓力是在靜的狀態下由於制動一個傳動機構而須由機構供給的力(如摩擦阻力)。

表12 單斗式挖土機各種不同式樣工作機構斗的最初位置及終了位置

工作機構型式	開始切割時的位置	斗裝填終了時的位置
正向鏟	搖柄垂直，斗在地平面上	在搖柄伸出50~70%時，斗不高出壓力軸
反向鏟	搖柄垂直，斗在最大深度的50%處	斗的切割齒在地平面
鉤鏟	在斗可能的行程的50~70%長度內填裝	
耙鏟	在斗長度的3~4倍內填裝	
挖斗	在利用關閉機構工作能力的70~80%內填裝	

動壓力爲

$$Q_a = M_{\theta} \frac{i}{R_{uu}} \eta_n \text{ 公斤,}$$

式中 M_{θ} ——原動機發出的力矩或傳至壓入機構的第一根主動軸的力矩(公斤·公尺)； i ——自第一根軸至壓力軸的傳動比； η_n ——壓入機構的總效率； R_{uu} ——齒輪半徑或搖柄在壓力軸的滾動圓周的半徑(公尺)。

考慮運動將從壓力軸出發，靜壓力爲

$$Q_n R_{uu} \frac{1}{i} \eta_n = M_T$$

$$\text{或} \quad Q_n = M_T \frac{i}{R_{uu}} \cdot \frac{1}{\eta_n},$$

式中 M_T ——在壓入機構(普通構造)第一根軸的制動力矩(公斤·公尺)。

靜壓力和動壓力之比爲

$$\frac{Q_n}{Q_a} = \frac{M_T}{M_{\theta}} \cdot \frac{1}{\eta_n},$$

而當 M_T 和 M_{θ} 相等時，則

$$\frac{Q_n}{Q_a} = \frac{1}{\eta_n}.$$

可見，靜壓力比動壓力爲大，所有機構零件的強度尺寸應按它來計算。

動的作用力爲斗滑輪作用力的 65~110% (較大的數值用於斗提升特別高的正向鏟)。

搖柄的運動速度應能保證畚斗在其工作過程時間內從最小的幅度伸出至最大的幅度。這速度通常為0.3~0.5公尺/秒;當用單馬達傳動時,反向運動的速度高出30~50%。

當用多馬達傳動時,壓入機構裝置單獨的電動機,它的功率由上列的作用力和速度數據所決定。當用單馬達傳動時,壓入運動不需額外的功率,因為可以由降低切割土壤的負載而得到功率。

動力裝置的主要數據的計算

用內燃機裝置 考慮發動機的不可避免的損耗和使用上的不甚熟練,在選擇發動機時不應使負載超過最大功率的75~80%(在試驗室實驗所得)。

電動機裝置 電動機應按均方根力矩 M_m 選擇。這力矩是由‘ $M-t$ ’(‘扭矩—時間’)坐標圖(圖18)所構成。

利用這坐標圖按下式求得均方根力矩

$$M_m = \sqrt{\frac{\sum_n M_i^2 t_i}{\sum_n t_i}} \text{ 公斤·公尺,}$$

式中 t_i ——電動機在力矩 M_i 之下連續工作時間。同時可求得連續通電時間比(ΠБ)如下:

$$\epsilon = \frac{\sum_n t_i}{T},$$

式中 T ——整個循環的延續時間。

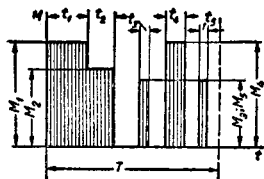


圖18 單馬達傳動電動機負荷圖。

根據這些數值用下式求得計算扭矩

$$M_{40} = M_m \sqrt{\frac{\epsilon}{\epsilon_{40}}} \text{ 公斤·公尺,}$$

由此再根據產品說明書上所規定的等級(例如按ΠБ=40%)去選擇電動機。

挖土機旋轉運動的計算

挖土機利用工作機構的旋轉運動將挖掘的土壤裝進運輸工具內或堆成土堆。

挖土機的旋轉運動(在兩方面)佔工作循環全部時間的70%。

為了盡可能縮減這種運動時間,應提高在起動和制動時的角加速度 β_y 和 β_z ,以及增加最後的均勻運動轉速 n_m 。但加速度增加至極限時將會使支點(履帶)對土壤有打滑的危險。因此,超過0.5弧度/秒²的角加速度要經過特別的計算後才可採用。平穩運動速度也受到挖土機動穩定性的限制(見下面‘挖土機的穩定性’

一節);當轉速超過5~6轉/分時,必須進行驗算。

挖土機旋轉運動的每一個循環包括有起動、平穩運動、停止三個階段(當旋轉角度很小時,第二階段就不存在)。

在開始起動的時期,電動機要克服一切的靜阻力(傳動機構的損耗、滾輪承座的損耗、空氣阻力、重力——如果挖土機是在斜坡上)以及由迴轉質量慣性所引起的動阻力。

在平穩運動期間,電動機只須克服靜阻力。

在停止期間,或是將電動機切斷電流,或是將它制動,這時就由迴轉的質量的動能來驅使運動。因此,要想電動機停止,必須克服上列所有的靜阻力以及電動機的制動效應(這一運動還可能受到斜坡和順風力的幫助)。

當自原動機至旋轉環齒輪的傳動比為 i ,而原動機的迴轉力矩為 M_o 時,則在起動(加速)期間施於轉台的迴轉力矩為

$$M_o \cdot i \cdot \eta_n,$$

式中 η_n ——所有傳動機構的效率。

由滾輪承座發生的施於轉台的摩擦力矩,可用下式計算:對於固定在轉台上而帶有軸樞的滾輪,

$$M_T = 0.01 \frac{RGn}{D} (\mu\alpha + 2f_0) \text{ 公斤·公尺;}$$

對於用自由滾輪的承座,

$$M_T = 0.02 \frac{RGn}{D} f_0 \text{ 公斤·公尺,}$$

式中 R ——滾動圓的半徑(平均的)(公分); G_n ——挖土機旋轉部分的總重量(公斤); D ——滾輪直徑(公分); α ——滾輪軸樞直徑(公分); μ ——滾輪輪轂對軸樞的摩擦係數($\mu=0.05\sim0.1$); f_0 ——滾動摩擦係數(公分)($f_0=0.05\sim0.08$ 公分)。

對於不完全旋轉一整週的挖土機,必須同時考慮在上軸頸處的摩擦。

在挖土機迴轉時的空氣阻力可用下式近似計算:

$$M_B = 0.00143 \sum_n F_i \cdot \rho_i^3 \cdot n^2 \text{ 公斤·公尺,}$$

式中 F_i 和 ρ_i ——各部分的表面面積和它的重心至旋轉軸線的距離(分別以公尺²及公尺計); n ——轉台的轉速(轉/分)。

這力矩一般是很小的,通常忽略不計。

由於挖土機旋轉軸線不垂直而引起的最大力矩可用下式確定:

$$M_H = G_n \cdot r \sin\alpha \text{ 公斤·公尺,}$$

● 可參看第8卷‘機器的電傳動’一章。