



〔苏〕Д. И. 费多罗夫 著

挖土机械工作部件

中国农业机械出版社

79.712
8302694

45

挖土机械工作部件

〔苏〕Д. И. 费多罗夫 著

李金琦 门永范 译

李卫民 校

中国农业机械出版社

本书对挖土机械工作部件的研究、计算和设计等方面做了详尽的论述。内容包括：工作部件合理参数的选择，工作部件和土壤相互作用的基本原理，相互作用图式在挖掘力计算中的重要地位，挖掘力随工作部件类型、土壤切片参数和土壤物理-机械性能的变化规律，用现代数学方法对性能试验和生产实验得到的信息进行统计学的分析和加工，用电子计算机进行参数的最优化处理。

读者对象：工程、矿山和农机工程技术人员及科研人员，也可作为有关院校的教学参考书。

РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

Д. И. Федоров

Москва "Машиностроение", 1977.

* * *

挖土机械工作部件

[苏] Д. И. 费多罗夫 著

李金琦 门永范 译

李卫民 校

*

中国农业机械出版社出版

山东新华印刷厂潍坊厂印刷

新华书店北京发行所发行

新华书店 经销

*

787×1092 32开 10¹⁴/16印张 240千字

1982年9月北京第一版·1982年9月第一次印刷

印数：0,001—2,200 定价：1.15元

统一书号：15216·049

序 言

随着建筑业和采矿业的发展，土方工程大量增加，这不仅要求增加挖土机械的数量，更重要的是提高其质量及效率。因为对于已有的大批挖土机械来说，生产率稍有提高就会给国民经济带来很大的技术-经济效果。

提高挖土机械效率的主要方向是：大大地增加机器的单位功率和生产率；制造和使用连续动作的高效机器（斗轮式挖土机，平土-升运机，平路机）；发展大功率、高速作业、自走的轮式机器（铲运机、推土机、单斗装载机）；实现机器的自动化操作；改善工作部件和充分发挥它的主动作用；研制加工冻土机械和在北方作业的机械；采用土方工程的先进工艺和生产组织。这些发展是建立在下述条件的基础之上——利用先进的结构和材料，采用容积式液压传动，提高可靠性和耐久性，使动力、行走、工作装备和组件标准化并提高它们的质量。

提高挖土机生产率的有效方法之一是分析工作部件同被加工土壤之间相互作用的规律性，据此不断完善工作部件。在挖土机工作过程中，绝大部分能量消耗在切削土壤和移动土壤（土壤充满工作部件或沿工作部件表面移动）上。因此，改善工作部件，降低切削和挖掘土壤的能耗是当前提高挖土机生产率的迫切课题。

挖土机械工作部件和土壤相互作用过程与许多因素有关，这些因素影响着挖掘力（是确定工作部件参数和结构的

重要依据)的数值和特征。

书中还介绍了各种工作部件与土壤相互作用规律的多年研究成果,这些研究是由作者及助手们在运输建筑部中央运输建筑科学研究所(ЦНИИС Митрансстрой)的实验室、试验场和生产条件下完成的。一系列新型工作部件和挖土机的设计、制造和生产实验是在运输建筑部建筑机械化管理总局设计室(ПКБ Главстрой-механизация),全苏建筑及筑路机械制造科学研究所(ВНИИСтройдормаш),全苏土方机械科学研究所(ВНИИЗеммаш)及列宁格勒挖掘机厂等有关单位参加下进行的。

本书从编写到出版过程中,Б. А. 班达罗维奇和 И. А. 聂多列佐夫科学技术博士,Г. К. 卢里叶和 В. А. 捷利捷夫斯卡娅科学技术副博士,В. А. 米特罗尼切娃工程师等都给予了大力的帮助,在此表示诚挚的谢意。

目 录

第一章	工作部件和土壤相互作用的研究概况	1
第二章	土壤的物理-机械性能	12
第一节	土壤的主要物理-机械性能与土壤分类	12
第二节	土壤物理-机械性能指标的基本统计 学评述	18
第三章	挖土机械工作部件的类型	23
第一节	对工作部件的一般要求	23
第二节	工作部件的类型和它们与土壤相互 作用情况的分类	24
第三节	挖土机械工作部件发展的简要分析	29
第四章	工作部件性能试验和生产实验的 基本原则	35
第一节	性能试验和生产实验的目的、任务、 条件和次序	35
第二节	必要的信息容量的确定	45
第三节	处理信息的方法	48
第四节	性能试验结果的评价方法	54
第五节	挖土机综合研究的基本原则	57
第五章	工作部件和土壤的相互作用过程	63
第一节	工作部件和土壤相互作用的概述	63
第二节	土壤的变形	66
第三节	工作部件和土壤的相互作用图式及作用 在工作部件上的力	80
第六章	工作部件和土壤相互作用的基本规律	98

第一节	相互作用图式对切削力和单位切削力的影响	98
第二节	单元工作部件的形状和尺寸对切削力与单位切削力的影响	105
第三节	工作部件的切削断面的形状和尺寸以及土壤切片参数对切削力和单位切削力的影响	112
第四节	单位切削力与切削角的关系	134
第五节	土壤物理-机械性能对单位切削力的影响	139
第七章	挖掘力和挖掘功的确定	141
第一节	挖掘力和挖掘功的一般计算公式	141
第二节	单元工作部件和切削断面上作用力的确定	147
第三节	作用在挖土机械工作部件上的力	150
第四节	各种类型工作部件的单位挖掘力和比功	154
第八章	挖土机械工作部件主要参数的确定	168
第一节	选择主要参数的一般问题	168
第二节	具有升土面的切削断面主要参数的确定	169
第三节	铲壁式工作部件主要参数的确定	178
第四节	曲线形斗式工作部件主要参数的确定	182
第九章	挖土机工作装置参数最优化的几个问题	198
第一节	工作装置参数最优化的基本准则	198
第二节	单斗液压挖土机装载工作装置的数学模型	202
第三节	用电子计算机计算工作装置参数最优值的方法和实例	219
第十章	挖土机械工作部件挖掘力变化的基本统计学性能及其随机过程特征的分析	230
第一节	工作部件与土壤相互作用过程统计学分析的一般问题	230

第二节 挖土机械工作部件的挖掘力特征及其基本统计学性能	250
第三节 统计学分析的主要结果	272
第十一章 生产实验	288
第一节 工作部件的合理作业规范	288
第二节 配各种工作部件的挖土机的比功和生产率	298
第三节 各种挖土机的生产实验	320
参考文献	333

第一章 工作部件和土壤相互作用的研究概况

挖土机械工作过程中大部分能量消耗在挖掘土壤上——切削土壤和移动土壤（土壤充满工作部件或沿工作部件表面移动）。因此，从研究工作部件入手，降低挖掘土壤的能耗，在许多情况下，机器的结构无须做重大改变，仅耗用较少的材料就能提高机器的生产率。这是由于工作部件的重量和成本只占整个机器的很小部分（约5%）。

通过对工作部件和土壤相互作用过程的分析，能够找到降低挖掘土壤能量消耗的途径和设计高效工作部件的方法。B. П. 哥略奇金院士奠定了用犁和其他类似的农业机械切削土壤（耕作层土壤——译者注）的基本理论，而后又由B. A. 热里高夫斯基、M. X. 比吉列夫斯基、H. B. 舒奇金、M. И. 列托什涅夫、A. Д. 达林、B. C. 任加洛夫、Г. И. 西涅奥柯夫等发展了这一理论。

B. П. 哥略奇金院士提出确定犁耕阻力的合理公式[28]如下：

$$P = fG + kab + \varepsilon abv^2$$

式中 P ——犁的牵引力； G ——犁的重量； k ——介质的变形比阻； a ——耕深； b ——幅宽； ε ——抛出土壤堡片的阻力系数； v ——犁的速度；

$$f = \frac{f^1}{\cos \theta + f^1 \sin \theta}$$

式中 f^1 ——土壤和犁壁的摩擦系数； θ ——牵引力与水平线

的夹角。

公式的第一项考虑了犁和沟底的摩擦阻力，第二项表示被加工介质的变形阻力，第三项表示全部质点的动能变化，亦即抛出土壤堡片的阻力。计算犁的牵引力时，B. П. 哥略奇金建议系数值采用： $f = 1.25 \sim 0.79$ ； $k = 2200 \sim 5000$ 公斤力/米²； $\varepsilon = 150 \sim 200$ 公斤力·秒²/米⁴。

B. П. 哥略奇金院士的研究及揭示犁铧和土壤相互作用物理过程基本原理的公式，构成了土壤切削的理论基础。单斗挖土机和铲运机一类挖土机械的工作部件都是正面切削土壤，对于这类斗式工作部件，土壤充满铲斗过程中的阻力是不可忽视的。

鉴于挖土机械和犁的工作条件不同，苏联学者 H. Г. 多姆勃罗夫斯基、A. H. 捷列宁、A. Д. 达林、И. Я. 艾佐什托克[2]、Ю. А. 维特罗夫、B. И. 巴洛夫涅夫以及其他国家学者 E. 金格林盖格尔、И. 拉齐亚、Г. 屠恩、Ф. 基那斯特等都进行了大量的试验和理论研究，并建立了挖土机械切削土壤和移动土壤（土壤充满铲斗）的基本理论。

H. Г. 多姆勃罗夫斯基的计算方法[32、33]指出，在挖掘过程中除了切削阻力外，还包括工作部件和土壤的摩擦阻力，铲壁前土柱体的移动阻力和土壤在铲斗中的运动阻力。他建立的计算挖土机铲斗挖掘土壤的阻力公式为

$$P_{01} = P_p + P_r + P_n$$

式中 P_p ——切削土壤的阻力； P_r ——工作部件和土壤的摩擦阻力； P_n ——铲壁前土柱体的移动阻力和土壤在铲斗中运动阻力。

$$P_{01} = kbh + \mu_1 N + \varepsilon(1 + q_{sp})qk_n$$

式中 k ——切削比阻； b 和 h ——土壤堡片的宽度和厚度；

μ_1 ——铲斗和土壤的摩擦系数； N ——铲斗对土壤的压力； q_p ——以铲斗容积 q 表示的铲壁前土柱体体积； ε ——土壤充满铲斗和铲壁前土柱体移动的阻力系数； k_s ——铲斗的充满系数（铲斗内松散土壤的体积与斗的容积之比）。

为了便于实际应用，H. Г. 多姆勃罗夫斯基提出用 B. II. 哥略奇金公式的简化形式确定铲斗的挖掘阻力，即只用原公式中的第一项，考虑到铲斗内全部阻力的影响，引用了比阻系数 k_1 ：

$$P_{01} = k_1 b h = k_1 F$$

式中 k_1 ——单位挖掘力。包括切削阻力和所有其他的阻力（铲斗和工作面的摩擦力，土壤在斗内的推进阻力等），各种挖土机工作部件在不同土壤中的单位挖掘力数值由试验确定； P_{01} ——斗齿上的作用力（挖掘土壤的切向阻力）。

诸系数值决定了土壤切片每平方厘米横截面上的挖掘阻力（与土壤类型、斗的结构和挖掘速度有关），它们的大小已由 H. Г. 多姆勃罗夫斯基通过实验得出[32]。从 I 到 V 级土壤中，铲型部件的 $k_1 = 0.16 \sim 4.25$ 公斤力/厘米²；刨土刀和拉铲铲斗的 $k_1 = 0.28 \sim 5.3$ 公斤力/厘米²；铲运斗的 $k_1 = 0.25 \sim 4.95$ 公斤力/厘米²。

A. II. 达林通过对农用铤切式机器的研究，建立了比阻 k 与切片横截面积和切削速度的试验关系曲线。对于 I ~ IV 级土壤，铤切比阻 k 在 $0.6 \sim 2.6$ 公斤力/厘米² 之间变化。

A. H. 捷列宁对土壤切削过程的研究做出了很大的贡献[35、36、37]。在描述这一过程时，他利用由莫罗加以发展的关于塑性材料破坏的库仑理论，但补充了切削刃切入土壤时产生的附加阻力。

除研究切削土壤过程的物理特性外，A. H. 捷列宁还就

工作部件的几何形状对切削力的影响做了大量的工作。他提出了下面确定切削力的公式：

1. 对于单元的切削断面 (элементарная профиль) (各种斗齿、斗壁、挖沟机切刀、犁刀、耙齿、直铣刀、圆犁刀等)

$$P = ch^{1.35}(1 + 0.1s) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{180^\circ}\right) \beta_0$$

式中 c ——切削系数 (ДорНИИ[⊖] 坚实度计冲击次数)；
 h ——切削深度； s ——断面厚度； α ——切削角； β_0 ——由磨尖角 β 决定的系数，其值如下：

β , 度……150 120 90 60 50~15

β_0 …… 1 0.96 0.9 0.83 0.81

2. 对于无齿的斗的切削断面 (режущая профиль)

$$P = ch^{1.35}(1 + 2.6L)(1 + 0.0075\alpha)(1 + 0.035)\beta_0\mu$$

式中 L ——水平方向的刃口长度； μ ——由切片封闭程度决定的系数；全封闭切削时 $\mu = 1$ ，半封闭切削和自由切削时 μ 取决于 l 。

3. 对于带齿的斗的切削断面

$$P = ch^{1.35}(1 + 2.6l)(1 + 0.0075\alpha)z$$

式中 z ——考虑齿的影响系数；取决于 h 和 l 。

A. H. 捷列宁同样得出了确定总挖掘力的公式：

对于单元切削断面

$$P_k = ch^{1.35}(1 + 0.1s) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{180^\circ}\right) \beta_0 + GU$$

对于无齿的斗

⊖ 全苏道路科学研究所。——译者注

$$P_k = ch^{1.35} (1 + 2.6l) (1 + 0.0075\alpha) (1 + 0.03s) \beta_0 \mu + Fk_{c*} + q\gamma \operatorname{tg} \rho + GU$$

对于带齿的斗

$$P_k = ch^{1.35} (1 + 2.6l) (1 + 0.0075\alpha) z + Fk_{c*} + q\gamma \operatorname{tg} \rho + GU$$

对于铲运斗

$$P_k = ch^{1.35} (1 + 2.6l) (1 + 0.0075\alpha) (1 + 0.03s) \beta_0 \mu + k_s l h + 2Hl\lambda \gamma \operatorname{tg} \rho + q\gamma \operatorname{tg} \rho + GU$$

对于长跨度平地机铲斗

$$P_k = ch^{1.35} (1 + 2.6l) (1 + 0.01\alpha) + Fk_{c*} + q\gamma \operatorname{tg} \rho$$

对于推土机铲壁

$$P_k = ch^{1.35} (1 + 2.6l) (1 + 0.01\alpha) + 1.5k'_s F + q\gamma \operatorname{tg} \rho$$

或者

$$P_k = ch^{1.35} (1 + 2.6l) (1 + 0.01\alpha) + 1.5k'_s l h \cos \delta + 2lH\lambda \cos \delta \gamma \frac{\operatorname{tg}(\rho + \varphi)}{2} + q\gamma \operatorname{tg} \rho$$

A. H. 捷列宁得出的结论最初仅用于解冻土，以后推广到冻土。

A. C. 列勃罗夫将土壤按 ДорНИИ 坚实度计冲击次数分级。但是，当确定正铲铲斗、反铲铲斗和拉铲铲斗的挖掘阻力时，在他提出的公式中不是代入坚实度指标，而是代入该类土壤中切削比阻的平均值。那么，当切片厚度 h 等于 $1/5 \sim 1/7$ 斗宽时，对于正铲铲斗和反铲铲斗，与运动轨迹相切的土壤反作用力将等于

$$P = k l h (0.7 + 0.015\alpha) + k^1 (z n b^1 + \mu y n b^1)$$

式中 k 和 k^1 ——土壤切削比阻的平均值和土壤最大的承载能力； l ——斗的宽度； h ——切片厚度； α ——切削前角；

z 和 y —— 齿的磨损线在垂直轴线与水平轴线上的投影;
 $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ —— 钢和土壤的摩擦系数; n —— 铲斗的齿数; b^1 —— 齿宽。

拉铲铲斗满载沿斜面运动时, 在上述公式中应当增加摩擦反力。

$$P_1 = (G_k + q\gamma_1) \cos \beta_1 \operatorname{tg} \varphi$$

式中 G_k —— 斗重; q —— 斗容; γ_1 —— 密实状态下土壤的密度; β_1 —— 运动方向和水平线的夹角; $\operatorname{tg} \varphi$ —— 土壤与钢的摩擦系数。

И. Я. 艾佐什托克对土壤的切削理论做出了很大的贡献 [2], 他在利用 Н. Г. 多姆勃罗夫斯基的挖掘力计算公式的同时, 做了确定挖掘比阻的实验分析, 认为在切削过程中土壤的塑性挤压是主要的, 切削的初始阶段属于这种过程, 此时, 刀斜切入土壤, 刀的前面形成了应力区域并逐渐发展到临界平衡阶段, 直至刀的前刃面上的阻力增长到与土壤滑移平面剪切阻力相平衡为止。由于临界平衡的结果出现了滑移线, 土壤单元或沿该线平移或从该线断开。切削土壤时, 最大切削力决定了临界状态的条件。

И. Я. 艾佐什托克提出这个力可以按照作用在挖土机工作部件运动方向上的切削力公式确定。

$$P = k l h$$

式中 k —— 切削比阻;

$$k = \frac{c_0 \cos \theta}{\cos(\theta + \beta^1) [1 + \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg}(\theta + \beta^1)] \sin \beta^1}$$

式中 $(\theta + \beta^1)$ —— 切削速度方向同法向力切向力的合力方向之间的夹角; θ —— 切削力和合力之间的夹角; ρ —— 内摩擦角; c_0 —— 附着力。

И. Я. 艾佐什托克在推导这个公式时运用了 И. А. 兹沃雷金计算金属切削力时采用的基本原理。实际上, И. Я. 艾佐什托克的公式计算土壤的切削比阻是建立在对切削过程的物理规律性进行分析的基础之上。

Ю. А. 维特罗夫在土壤切削和岩石切削上进行了大量的试验研究工作[14、15、16、18], 他阐明了用单元切削断面和各种复杂刀具切削的规律性, 并提出了一系列确定切削土壤的切向分力和法向分力的经验公式。

用简单的锋利刀按全封闭形式切削土壤时, 其切向力

$$P = \varphi m_{cb} bh + 2m_{\text{бок}} h^2 + 2m_{\text{бок.ср}} h$$

式中 φ ——考虑切削角对 P 值的影响因素; m_{cb} ——当切削角 $\alpha = 45^\circ$ 时, 在切口端部的单位切削力, $\varphi m_{cb} = P_{cb}$; $m_{\text{бок}}$ ——切口侧面的土壤破坏力系数;

$$m_{\text{бок}} = \frac{1}{2} P_{\text{бок}} k_{\text{бок}}^2 \operatorname{ctg} \rho$$

式中 $P_{\text{бок}}$ ——切口侧向扩展时破坏土壤的单位力; $k_{\text{бок}}$ ——切口扩展部分的深度系数; 对各种土壤等于 $0.8 \sim 0.95$; ρ ——切口倾斜角; $m_{\text{бок.ср}}$ ——刀的一个侧棱切断土壤的切削单位力系数; $m_{\text{бок.ср}} = P_{\text{бок.ср}} (1 - k_{\text{бок}})$ 。

对于半封闭切削, 切向力公式的第二项和第三项应当减少一半。

复杂形状刀具的切削力

$$P = \sum_{i=1}^n P_{cb} F_{cbi} + P_{\text{бок}} \sum_{i=1}^n F_{\text{бок}i} + P_{\text{бок.ср}} \sum_{i=1}^n L_{\text{бок.ср}i} + \sum_{i=1}^n P_{\text{пл.пнн. (зав)}} L_{\text{пл.пнн. (зав)}i}$$

对于单元切削断面

$$P = kh^n$$

法向切削力

$$N = (P_{св} + P_{\text{бок}} + P_{\text{бок.ср}}) \operatorname{ctg}(\delta + \mu) - P_{\text{пл.пзн(заг)}} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu)$$

式中 δ ——切削角； δ_1 ——磨损平面的倾斜角； μ ——土壤与刀的摩擦角。

Ю. А. 维特罗夫充分地研究了水平切削刃口磨损和变钝后对切削力变化的影响。上述土壤的切削力公式多数是经验公式。由于切削过程的复杂性不能用一般的解析法决定刀的阻力，即不能完全建立在任何材料的强度理论之上。Ю. А. 维特罗夫分析了采用各种强度理论确定土壤反力的可能性之后指出，使用 B. B. 索科洛夫斯基提出的松散介质临界平衡法，能得到满意的结果。与原先建立在 Кулон 法和 Мор 理论也即是建立在预定形式的移动表面寻找最不利位置的方法不同，B. B. 索科洛夫斯基方法的理论基础是，工作部件前沿区域的全部土壤处于临界应力状态。

继 B. B. 索科洛夫斯基方法以后，Ю. А. 维特罗夫又提出了确定土壤切削的切向阻力和法向阻力的解析式：

切向切削力

$$R_{P_{св}} = bhcB$$

法向切削力

$$R_{N_{св}} = bhcD$$

式中 b ——切刀宽度； h ——切削深度； c ——土壤的附着系数； D 和 B ——取决于刀具切削角和土壤内、外摩擦角的系数

$$B = A(1 + \operatorname{tg} \mu_* \operatorname{ctg} \delta) + \operatorname{tg} \mu_* \operatorname{ctg} \rho \operatorname{ctg} \delta$$

$$D = A(\operatorname{tg} \mu_* - \operatorname{ctg} \delta) + \operatorname{tg} \mu_* \operatorname{ctg} \rho$$

对于缓斜刃口

$$A = \frac{2 \cos \rho \sin^2 \delta}{1 - \sin \rho}$$

这里 μ_* ——土壤同刀的假想摩擦角； ρ ——土壤的内摩擦系数； δ ——切削角。

这些关系式是采用较小的土壤试样，通过室内实验得到的，利用它可算出铲斗和其他工作部件切削土壤的阻力。

В. И. 巴洛夫涅夫对斗式和铲壁式工作部件协同动作过程的研究做了大量的工作[6、7]。他指出，一般情况下挖掘阻力的水平分力是四个部分的总和：拖拉土柱的阻力 $P_{пп}$ ；切削阻力 $P_{пс}$ ；堡片弯曲阻力的水平分力 $P_{пн}$ ，和惯性阻力的分力 $P_{ин}$ ：

$$P_{\kappa} = P_{пп} + P_{пс} + P_{пн} + P_{ин}$$

利用 В. В. 索科洛夫斯基、В. И. 巴洛夫涅夫理论时，公式中的切削阻力是主要的部分。

$$P_{пс} = A(1 + \operatorname{ctg} \alpha_p \operatorname{tg} \delta) Bh \left(\frac{\gamma h_p}{2} + h_{cн} \operatorname{ctg} \rho + q_{пн} \right)$$

式中 α_p ——切削角； δ ——外摩擦角；

$$\text{当 } \alpha_p \leq \frac{1}{2} \left(\arcsin \frac{\sin \delta}{\sin \rho} - \delta \right) \text{ 时,}$$

$$A = \frac{1 - \sin \rho \cos 2\alpha_p}{1 - \sin \rho}; \quad q_{пн} = \frac{T}{Ba_1} \sin \alpha_p$$

这里 $a_1 = h_p \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \psi}$ ， ψ ——土壤的剪切角； $\psi = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$ ，

T ——堡片运动阻力。

В. Д. 阿别兹加乌兹对铣切式工作部件切削岩石、解冻土和冻土的过程进行了研究。他的著作中叙述了当土壤全面压缩时，由强度极限确定切削力的理论，并提出公式[1]

$$P_{P1} = ab\sigma_* \left(k_p + k_s \frac{\Delta_2 + l_0 b}{a} \right)$$