

农

机

译

丛

NONG-JI YI-CONG

2



1963

市科学技术編譯館

农 机 译 丛

1963年第2輯

开本 787×1092 1/16 印張 3 1/2 字数 110,000
1963年8月第1版 1963年8月第1次印刷
印数 1—2,300

汇 編 者： 上海市科学技术編譯館
出 版 者： 上海南昌路 59 号
印 刷 者： 商务印书館上海厂
总发行处： 新华书店上海发行所
經 售 处： 全国各地新华书店

編号：6044·138

定价：0.40 元

农机译丛 1963年第二輯目录

农业动力

- 拖拉机及其他野行車輛的行驶易动性(二).....[美国] M. G. Bekker (1)
- 最新小型拖拉机(一).....[日本] 新井健助 (10)
- 农业拖拉机的发展趋势.....[英国] W. J. Foxwell (14)
T. C. D. Manby
- 提高輪式拖拉机的牵引性能.....[苏联] И. Б. Барский (16)
В. В. Иванов
- 绳索牵引机组技术計算的一些問題(二).....[苏联] В. В. Патуроев (22)
- 分配型燃料泵的液压調速器.....[苏联] Н. С. Резников (27)

农业机械

- 谷物联合收获机設計的展望.....[美国] P. Hebblethwaite (28)
R. E. Arnold
- 悬挂犁的动力測定.....[苏联] А. Д. Плишкин (34)
П. Н. Бурченко
- 根据不同土壤物理机械性质确定犁的牵引阻力問題.....[苏联] П. Г. Кулебанн 等 (39)
- 农作物病虫害和莠草防治机械型譜.....[苏联] И. Ф. Снеговский (40)
- 犁和电子計算机.....[美国] Ernest C. Carlson (44)
- 論适合高速耕作的犁体的形状.....[苏联] Л. В. Гячев (48)

試驗方法与仪器

- 冲击式土壤硬度計.....[日本] 土屋功位 (52)
穗波雄原
- 莖杆的摩擦系数測定仪.....[苏联] Е. М. Монсеев (54)

工艺与材料

- 在农业机械制造中应用新型材料的經驗.....[苏联] П. М. Сапов (55)

—— 农业动力 ——

拖拉机及其他野行车辆的行驶易动性(二)

[美国] M. G. Bekker

III. 鏈軌和輪子的核算

土壤对拖拉机或其他野行车辆运动的驱动力和阻力,可用地面机械性质 (mechanical properties)、拖拉机及其他野行车辆的负荷和大小来表

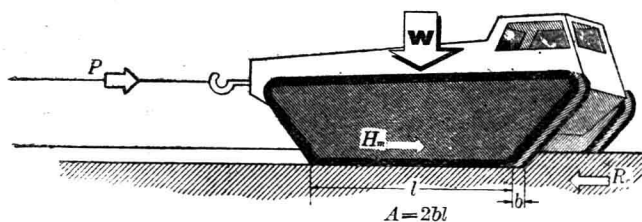


图 13 作用于鏈軌車輛的力的分析图

示。只要这种性质了解以后,则拖拉机或其他野行车辆在任何土壤上的性能,都可预先根据已了解的土壤机械性质来决定。本文列举了一些方法,用土壤的特性来预先决定拖拉机或其他野行车辆的性能。

一、鏈軌和变形大的輪胎

对鏈軌式拖拉机或車輛而言,土壤驱动它們行駛的最大有效应力可由式(1)决定。同时,由于土壤被压缩所产生的車輛运动阻力,可从式(22)中求得。

1. 牽引力

图 13 表示野行車輛在塑性軟土地面上行駛的受力情况。从該图可以看出,这种車輛前进所能供給的拉力、加速力和爬坡力所需的淨存有效牽引应力,可从該图的力的分析計算出来。即:

$$P = H_m - R_c = Ac + W \tan \phi$$

$$- \frac{2}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (23)$$

式中: A ——鏈軌与地面的总接触面。

在一定的土壤上,車輛能爬上的坡度大約是:

$$S = \frac{P}{W} = \frac{Ac}{W} + \tan \phi - \frac{2W^{\frac{1}{n}}}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^{\frac{1}{n}}(2l)^{\frac{n+1}{n}}} \quad (24)$$

比值 P/W 常称为“附着系数”。方程式(23)与(24)可用以得到比較正确的决定一般的下陷和坡度角。遇到下陷較深和負荷分配不均时,則方程式

(23)与(24)将变成比較复杂的公式。

例題一: 如图 13 所示,設鏈軌式車輛与地面的接触面积的尺寸为 $l=50$ 吋、 $b=10$ 吋。

假定車重 $W=$

15,000 磅, $c=0.3$ 磅/吋², $\phi=20^\circ$, $n=0.5$, $k_c=8$ 和 $k_\phi=3$ 。試決定該車所能行駛的最大坡度。

从方程式(24),

$$S = 100 \left[\frac{2(50)(10)(0.3)}{15,000} + \tan 20^\circ - \frac{2(15,000)^{\frac{1}{0.5}}}{1.5(8+30)^2(100)^{\frac{1.5}{0.5}}} \right] = 17.7\%$$

因式(24)系由式(23)除以 W 得出,故該車牽引力为:

$$P = SW = 0.177(15,000) = 2,655 \text{ 磅}$$

假定低压气胎能形成較大的地面接触面,則其性能可用同样的方法計算出来。

例題二: 設例題一的野行車輛采用 8 个輪胎以代替鏈軌。这样,它将与地面产生 4 个长方形的地面接触面。这种接触面的尺寸是 $b=8$ 吋、 $l=12$ 吋,試求出其牽引力。

如图 14 所示,假定每一个輪胎所分布的負荷是相等的,則从式(23),該車的牽引力为:

$$P = 8(8)(12)(0.3) + 15,000 \tan 20^\circ - \frac{8}{(1+0.5)[8+3(8)]^2} \left(\frac{1,875}{12} \right)^3 = -13,370 \text{ 磅}$$

答数为負值,說明該車行駛的地面阻力超过土壤的驱动应力,因此,車輛不能前进。但若土壤是干的,則 $n=1$, 于是

$$P = 5,630 - \frac{8(156)^2}{1.5(32)} = 1,600 \text{ 磅}$$

因此,这台車輛就可以前進了,而且還可以爬 10% 的坡度,因為

$$S \approx 100 \left(\frac{1,600}{15,000} \right) = 10\%$$

2. 土壤壓縮

以上的例題計算,是假定每個輪子前的土壤都沒有事先被壓過;即每個輪子與土壤的關係位置都如圖 14 的第一個輪子一樣。實際上,如果 $n=0.5$,這樣的假定是欠正確的。由於土壤被前面的輪子壓過以後,它的機械強度降低。因之,在這種情況下,前輪的阻力往往是小於最後一輪的。

如果土壤的 $n=1$,則土壤的機械強度一般不會被重複負荷所壓壞。在這種土壤上,最後一輪受到的運動阻力將與前輪相同。

為了正確的求得土壤性能,在連續的用這些輪子進行試驗測定後,必須求得相應的 k_c 、 k_ϕ 和 n 的系統數值。並且每一個輪子需分別進行核算。

3. 過份的下陷

天氣的變化,將使土壤的特性也產生變化。由於設計的拖拉機或其他野行車輛不能跟隨土壤條件的變化而變化,故限制車輛行駛的土壤情況應予以測定。這樣在設計時,就可考慮在天氣變化產生土壤的最壞情況時,設計上所應採取的最有利的措施。

二、輪式拖拉機或野行車輛

圖 15 表示一種鏈軌式拖拉機牽引一台輪式拖車在地面上行駛,該地面的土壤參數 k_c 和 k_ϕ 的關係可用下式表明:

$$k = \frac{k_c}{b} + k_\phi$$

拖車的輪胎是高壓式,在軟土地面上行駛時的作⽤類似剛性輪。地⾯對剛性輪的運動阻力為:

$$R_c = \frac{1}{(3-n)(2n+2)^{1/(2n+1)}(n+1)(k_c + bk_\phi)^{1/(2n+1)}} \times \left(\frac{3W}{D^{1/2}} \right)^{\frac{2n+2}{2n+1}} \quad (25)$$

這種輪子的下陷是:

$$Z = \left[\frac{3W}{(k_c + bk_\phi)(3-n)D^{1/2}} \right]^{\frac{2}{2n+1}} \quad (26)$$

於是作者把 k 的數值逐步增加,依次代入式 (23),就可以求得該拖拉機的牽引力曲線。同樣,採用式 (25),可計算出拖車的運動阻力曲線。這兩種

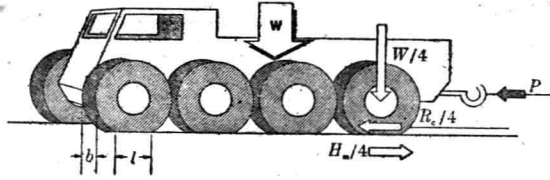


圖 14 車輛輪子對土壤不同點上的負荷分布

曲線有雙曲線的特性 (Hyperbolic Characteristic), 如圖 15 所示。兩曲線的交點即表示土壤的最弱點——運動的極限。

當拖拉機和它的拖

車陷車以致底盤着地 (Bottom) 時, 這種最弱的土壤條件就存在。把拖車輪胎視作剛性輪子, 採用式 (26) 計算拖車的下陷, 並採用式 (17) 或式 (18) 計算拖拉機的下陷, 從而決定這種最弱點。假定在特殊的土壤條件下, 下陷深度超過拖拉機或拖車的離地間隙 (Ground clearance) 時, 這就是臨界情況 (Critical Condition)。

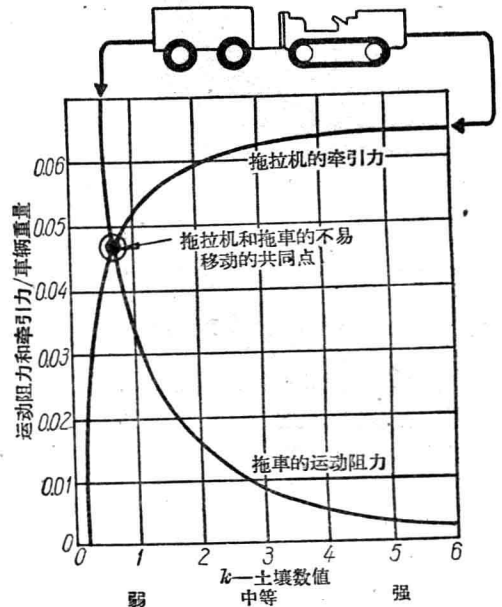


圖 15 車輛不易移動點是牽引力曲線和運動阻力曲線的交點

雖然在場地上的斷定僅僅是一種統計性的, 但可在實驗室內求得正確的數值。圖 16 與圖 17 表示不同的輪子用方程式計算出來的數值的比較。鏈軌式車輛的情況亦相類似。

1. 輪胎變形

當輪胎對地面的作用有如剛性輪一樣, 以及當它與地面的接觸面變為平而象鏈軌一樣時, 是分析決定輪胎的重要因數之一。可用一種輪胎和土壤相互關係的物理幾何的模型 (Physico-geometrical model) 來解答這個問題, 如圖 18 所示。沿著尺寸 l_1 部分的胎面是平的, 而沿著 l_2 部分的胎面則接近圓

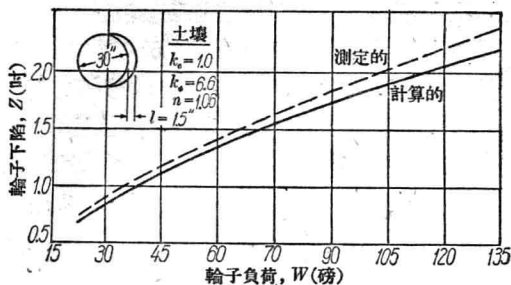


图 16 车辆的下陷和輪子負荷直接有关

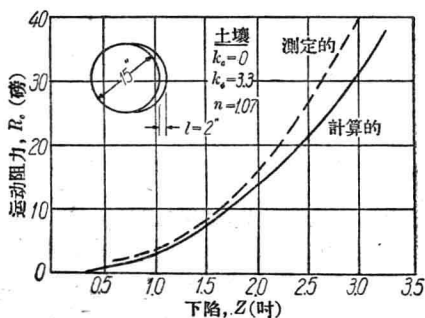


图 17 土壤下陷的变动影响运动阻力, 并且还影响车辆的特性

形。因此地面压力能足够的承担压力 p_g , 而 $p_g = p_i + p_c$ 。 p_i 是輪胎气压, p_c 为輪胎的刚度, 是和輪胎的结构特性有关, 如輪胎的层数、胎壁的厚度、塑胶纤维的方向与材料等。假若 $p_i + p_c$ 大于 p_g 时, 則輪胎将保持它的圆形, 相似于一个刚性輪子。这时 $l_i = 0$ 。

如图 18 所示, R 是土壤压缩和輪胎变形所消耗的力 Wf_t 的总的运动阻力。作用在輪胎的弯曲部分的土壤压力 p_x , 可作为下陷的函数来计算。

低压气胎的牵引阻力如图 16 所示:

$$R = \frac{[b(p_i + p_c)]^{\frac{n+1}{n}}}{(k_c + bk_\phi)^{\frac{1}{n}}(n+1)} + \frac{Wu}{p_i^a} \quad (27)$$

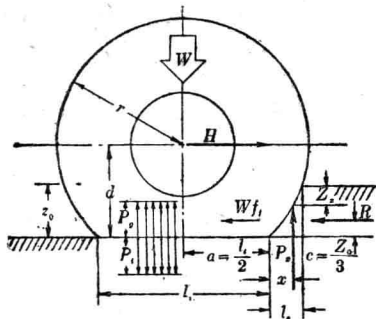


图 18 设負荷和輪胎气压正常时 輪胎在地面上运动的变形

式中: u 与 a ——和輪胎刚度有关的經驗系数。

假若解方程式 (27), 則每个輪胎的 p_c 、 u 和 a 的数值必須经过試驗决定。用在硬地面上移动的、具有不同負荷与膨胀压力的輪子来进行核算。

2. 单位运动阻力

从試驗求得的单位运动阻力可用下式表示:

$$f_t = \frac{u}{p_i^a} \quad (28)$$

这种阻力完全是由輪胎变形所产生的。当把和这种阻力相似的膨胀压力 p_i 描在坐标紙上时, 則单位运动阻力 f_t 就产生一种輪胎变形阻力的标准曲线, 如图 19 所示。方程式 (28) 是描写这种曲线的。图 19 表示 7.00×16 輪胎除去花纹所决定的試驗資料, $u = 0.12$, $a = 0.64$ 。

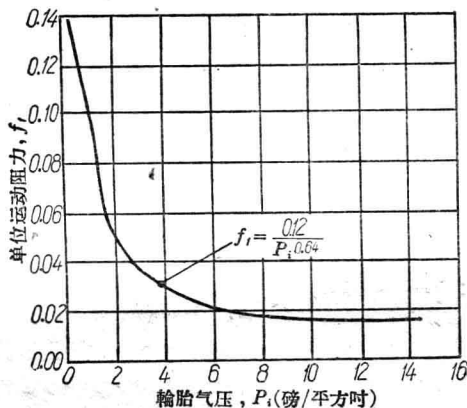


图 19 从标准輪胎变形阻力曲线 得到的单位运动阻力

3. 輪胎的刚度

当一定系列的負荷使輪胎气压变化时, 則輪胎与地面的接触面积可以测量出来。如該負荷分别除以相应的輪胎接触面, 則实际地面压力 $p_g = p_i + p_c$ 就可以决定, 并可作为 p_i 的函数描繪出来, 如图 20 所示。假若輪胎沒有刚度, 則 $p_g = p_i$ 。因为輪胎事实上是沒有刚度的, 所以所有測定出来的 p_g 数值都是在 $p_i = p_g$ 曲线的上部。直线 $p_i = p_g$ 和曲线 $p_g = p_i + p_c$ 間的距离即等于各該負荷的 p_c 之值。这样求得的线称为輪胎刚度的标准曲线。

图 20 表示測定 7.00×16 輪胎的刚度資料。从該图来看, 在一定負荷下, p_c 的数值实际上为一常数。因此, 所有这些必需的資料, 都是对用式 (27) 来计算輪胎的牵引阻力所应用的。

4. 临界压力 (Critical pressure)

图 19 所示的力和力矩的平衡方程式, 表明輪胎

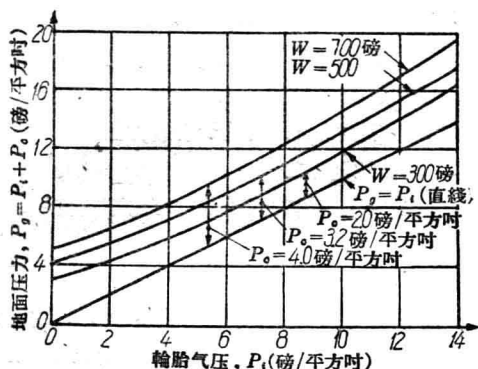


图 20 輪胎剛度是由輪胎气压和地面压力决定的

是有一个临界膨胀压力 (p_i)_c 的, 如果輪胎气压超过它的临界气压时, 則輪胎將表現为刚性輪。如果輪胎气压低于它的临界气压时, 則与地面的接触面为一平面。这种临界气压为:

$$(p_i)_c = \left[\frac{W(n+1)}{b \frac{3W}{(3-n)bkD^{\frac{1}{2}}}} \right]^{\frac{1}{2n+1}} \times \left\{ D - \left[\frac{3W}{(3-n)bhD^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{2}{2n+1}} \right\}^{-\frac{1}{2}} - p_o \quad (29)$$

式中: $k = \frac{k_c}{b} + k_\phi$ 。

例題三: 用变更土壤条件 k 和 n 的方法来描繪式(29), 如图 21 所示。这是 7.00×16 重 500 磅的輪胎的典型曲綫群。

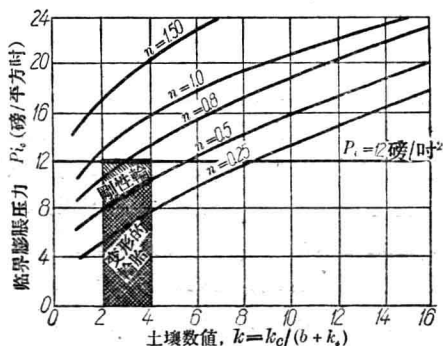


图 21 当輪子的气压使輪子成为刚性輪时, 則这种輪胎气压就成为临界气压

假定正常的輪胎气压为 24 磅/平方吋, 为增加野行車輛的性能起見, 把輪胎气压降低至 12 磅/平方吋。如果場地的土壤数值为 $n=0.5$ 、 k 为 2~4, 試决定低压輪胎在这种地面上的性能是否比高压輪胎为好。图 21 表示降低輪胎气压对这个特别的土

壤并没有帮助, 因为輪胎繼續表現为刚性輪。在土壤条件为 $k=2$ 时, 輪胎气压必須低于 8 磅/平方吋; 土壤条件为 $k=4$ 时, 輪胎气压低于 10 磅/平方吋的范围内去求得輪胎的任何变形。因此, 上述的特定土壤不能由降低輪胎气压来改善它的性能。如欲改善性能, 必須降低輪胎气压在 12 磅/平方吋以下, 并在硬土地面上使用才能达到。

5. 牽引力

已知輪胎的运动阻力和土壤的应力后, 就可决定該輪胎的牽引力。但需注意, 在特定的土壤地面上, 輪胎是否表現有刚性輪的特性, 抑或非刚性輪的特性, 这是因为两种輪胎表現的計算方法不同之故。这种計算完全可以包括土壤所有的参数变化。尤其是对类似挤压的增加了的运动阻力来說更是正确。

四个不同輪胎的“附着系数”的計算結果如图 22 所示。这些輪胎都可认为是刚性輪。从图 22 可以看出, 虽然輪胎的尺寸从 11.00×16 增加到 11.00×18 和 13.00×19, 对性能的改进并不太大。但若增加到 14.00×20, 其結果就显著。土壤的条件和頻繁的使用对性能的改进程度也很有关系。

虽然原来的假定不一定完全正确, 因而影响絕對数值的正确性, 但图 22 的計算仍能表示一种十分正确的解答。更正确的解答还有待于进一步的研究和分析。图 22 着重說明拖拉机或其他野行車輛在地面上行駛的計算不能有任何的絕對数值, 并且每一个計算或解答都和所行駛的土壤的种类和情况有关。

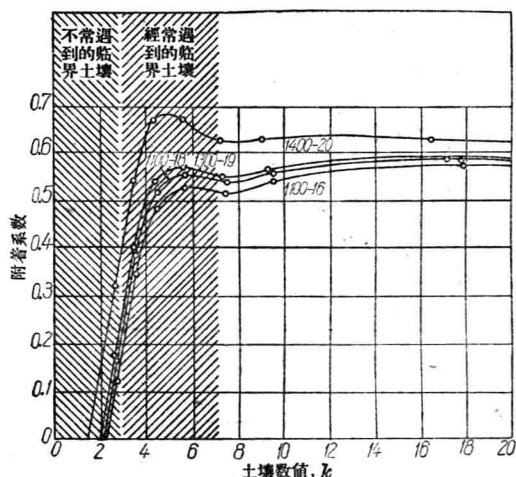


图 22 附着系数对經常遇到的临界土壤甚为重要

IV. 最好的性能和今后的趋向

目前，我們所能希望的決定野行車輛行駛性能改進程度的還只限於已經試驗過的地面上。但是，對這種試驗場地的土壤數值很少進行測定。此外，這種試驗場地也是很難根據定量的地質分析 (Quantitative terrain analyses) 和統計資料為基礎來選擇的。因此，我們很少得到潛伏地質內的真實平均特性。結果在特殊試驗的測定中，牽引力的任何最好的測量或其他性能因素都會遇到象附着模數 k_c 、摩擦模數 k_ϕ 、指數 n 、附着力 C 和摩擦角 ϕ 等這樣的未知數的影響存在。

一、優良的性能

在土壤條件的差異不十分大的情況下，進行多次重複的試驗時，如果不進行土壤參數的測定，則很顯著的不以為然的結果亦可能得出。在其他的土壤條件時，被試車輛的性能特點可能消失，或者甚至相反。這些關係可用圖 23 表示。因為在土壤的不同土層的數值變化 (The Spectrum of changing soil values) 內，相同特性的試驗場地是知道得很少的，所以很難確定得出的不同結果，並且車輛的真實性能也不能斷定。

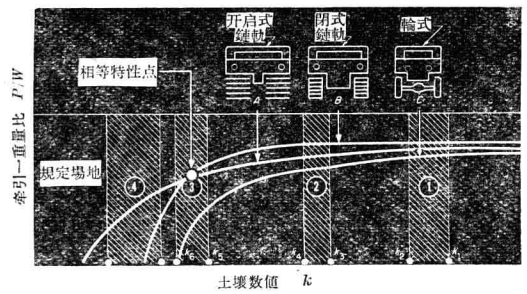


圖 23 從特性曲線相交點得到車輛相等易動性點

這種很難決定“標準”軟土地面性能的結果，已使農用拖拉機的試驗只好在硬土地面上進行。本文的前三部分已經表明，無論如何，在硬土地面上，牽引—重量比 P/W 對所有的車輛來說實際上都是一樣的，這就是部分的說明了為什麼多數拖拉機的外表看來都是類似的。

車輛能在一個規定的環境或場地產生良好運轉，其所需的真實性能及其設計差別只有在選擇能代表土壤全景 (Complete soil Spectrum) 的規定試驗場地時才能得到。所得的資料和圖 23 表明一種

車輛在某一土壤上表現得甚為良好，但在另一土壤上的表現可能和另一種車輛相等或甚至不如。為完全適應規定環境或場地以內的土壤變化全景，一般是需要考慮到 4~7 種的土壤類型。

1. 土壤模型

為求出不同車輛在不同土壤上的行駛性能起見，應先做一些室內模型試驗。作者曾用 4 種不同的土壤做成 4 塊小型試驗場地，並把這些場地依次地放在一個長的試驗台上。這種小塊土壤的標本是用漿土 (Bentonite) 與乙二醇混合起來的人造土壤。土壤 1 是硬而強度大，土壤 4 是機械強度差的類似湯漿一樣的濕土 (Soupy, weak mud)。這種人造的混合土壤的特性如表 1 所列，可以複製，以供連續的試驗。

表 1 土壤數值

土 壤 數 值	土 壤 類 型			
	1	2	3	4
k_c	10.00	2.00	0	0
k_ϕ	12.00	2.50	1.00	0.50
n	0.19	0.25	0.40	0.70
c	1.15	0.65	0.25	0.17
ϕ	0	0	0	0

由於上述三個部分演算出的方程式是供大型和小型的拖拉機以及野行車輛的設計應用，所以在實驗室內應備有具有任何特性的土壤類型，以供各種拖拉機或其他野行車輛的模型試驗，這甚為重要。這樣，這些方程式才能進行室外計算的試驗和實驗室內小型的模型計算試驗。在進行室內小型的模型試驗中，對土壤的一致性，即先後試驗用的土壤性質一致甚為重要。這樣才能得到正確的土壤變形和負荷的產生。實驗室內的複製土壤或室外試驗的場地，必須用上述的方法進行土壤本性 (Nature) 的測定。

2. 預定的性能

從本文第二和第三部分的考核車輛參數的方程式中，可以得出一種通用的方法，以預定各種形式的野行車輛結構的性能。這些方程式是用電子計算機進行計算的。計算的對象不僅是核算輪子和鏈軌，

并且用初步的方法以对整个拖拉机或其他野行车辆的各种结构形式进行比较。

例如,在用电子计算机演算过程中,使 k 的数值变更,就可描绘出具有固定重量和 4 个、6 个或 8 个小直径轮子、链轨或 8 个大直径轮子的一些车辆的 P/W 曲线,如图 24 所示。这些曲线有份量地说明采用多数目的轮子或链轨是有利的。在 $k \geq 0.5$ 的土壤地面上工作时,这些曲线还表明在这种情况下,大的轮胎车辆比链轨车辆还要优越。

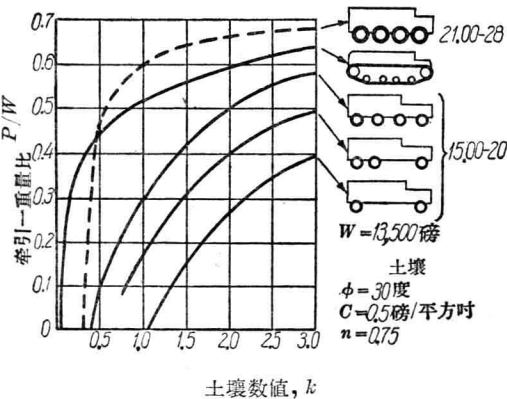


图 24 用以预定性能的車輛分析的近似方法

这些结果已经导致出一些车辆行驶易动性的核算方法。这些核算的结果将产生比较通用的定量资料。用这样的办法,车辆在越野工作的机械行驶易动性,可认为是运转可靠的各种机械性能。这些机械性能是行驶的速度、燃油消耗量、载重容量、牵引力和重量比等。

例如,假定有三种野行车辆 I 、 II 和 III , 和三种特定场地 (Terrains) B_1 、 B_2 、及 B_3 。特定场地的号码表示该场地的典型横断面,并且根据样品的技术要求和土壤运动力学选择和定下的。

假使在規定場地內, 所得到的試驗資料能代表同样的特定場地分布, 或假使应用理論分析, 則每一种性能可采用号码来表示。例如, 車輛 I 可在特定場地 B_1 上产生速度 $(V_{B1})_I$ 和在特定場地 B_2 上产生速度 $(V_{B2})_I$; 同时車輛 II 的速度为 $(V_{B1})_{II}$ 和 $(V_{B2})_{II}$ 。这些数值可作为速度排陣列表如下:

車 輛	f—排陣			v—排陣			p—排陣		
	特 定 地 區			特 定 地 區			特 定 地 區		
	B_1	B_2	B_3	B_1	B_2	B_3	B_1	B_2	B_3
I	15	20	25	20	15	10	2	2	1
II	12	15	25	15	15	18	3	3	2
III	8	17	15	10	17	20	4	4	3

車 輛	特 定 場 地		
	B_1	B_2	B_3
I	$(V_{B1})_I$	$(V_{B2})_I$	$(V_{B3})_I$
II	$(V_{B1})_{II}$	$(V_{B2})_{II}$	$(V_{B3})_{II}$
III	$(V_{B1})_{III}$	$(V_{B2})_{III}$	$(V_{B3})_{III}$

用同样的方法,可把拖拉机或車輛能載的負荷、燃油消耗量、拖曳力、下陷、涉水程度、作用范围、保养时间和成本等排陣制表。

把所有以上这些排陣的表格蒐集起来,表示机械的行驶易动性定义的参数式样。而且这些排出的表格可用作一种简单的全面解答。

例如,用简单的解法,假定車輛 I 、 II 和 III 在特定場地 B 上工作的平均耗油量,用数字表示在下列的油耗經濟排陣表內:

車 輛	特 定 場 地		
	B_1	B_2	B_3
I	(6)	10	15
II	10	(5)	(8)
III	7	8	10

从上表,为求得車輛在整个这种特定場地內工作所减少的总的耗油量起見,必須把在該特定場地上工作的油耗不經濟的車輛型式选出不用。

假定每个車輛在每个特定場地 B_1 、 B_2 和 B_3 所行驶的距离保持不变,則最好特性的車輛将是总耗油量最小的一种。如用括弧把上面的耗油量排陣表里的最小耗油数字括出,就可以看出車輛 I 在特定場地 B_1 ; 車輛 II 在特定場地 B_2 ; 車輛 III 在特定場地 B_3 , 产生 19 (6+5+8) 个单位的最小的耗油量。如选择任何其他型式的車輛,将产生較大的耗油量,最大可达 35 (10+10+15) 个单位。因此,只有前两种型式的車輛可以选用于該特定地区,第三种型式应当不用。

把这样的分析扩大,假定燃油消耗量 f 、速度 v 和能載的負荷 p 的排陣列表如下:

表2 計算

B_1	B_2	B_3	f	v	p	vp	vp/f
I	I	I	60	13.8	1	13.8	0.23
I	I	II	60	17.4	2	34.8	0.58
I	I	III	50	18.0	2	36.0	0.72
I	II	I	55	13.8	1	13.8	0.25
I	III	I	57	14.4	1	14.4	0.25
II	I	I	57	12.9	1	12.9	0.23
III	I	I	53	11.2	1	11.2	0.21
II	II	II	52	15.1	2	30.2	0.58
II	II	I	52	12.9	1	12.9	0.25
II	II	III	42	13.5	3	40.5	0.96
II	I	II	57	15.1	2	30.2	0.53
II	III	II	54	16.6	2	32.2	0.61
I	II	II	55	17.4	2	34.8	0.63
III	II	II	48	13.5	2	27.0	0.56
III	III	III	40	14.4	3	43.2	1.08
III	III	I	50	11.6	1	11.6	0.23
III	III	II	50	14.0	2	28.0	0.56
III	I	III	43	13.8	2	27.6	0.64
III	II	III	38	13.3	3	39.9	1.05
I	III	III	47	18.9	2	37.8	0.80
II	III	III	44	17.1	3	51.3	1.16
I	II	III	45	18.0	2	36.0	0.80
II	III	I	54	18.3	1	13.3	0.25
III	II	I	48	11.2	1	11.2	0.23
III	I	II	53	13.5	2	27.0	0.50
I	III	II	57	18.2	2	36.4	0.64
II	I	III	47	16.3	2	37.6	0.69

在这个例題的測定中，每个特定地区只能選擇出一種車輛型式，而且当这个車輛走到地頭時，应把它的負荷移到另一台車輛上。假定每个特定場地所行駛过的路程是相当的长，并且負荷卸下和装上是操作得很快的話，这样將是一个可以接受的和經濟的解答。总的 $3^3=27$ 个組合应进行考虑。每个車輛在每个特定地区所走过的距离 l 都是相等的，而且它們的平均速度 v 可相应的計算出来。

因此，車輛 I 在特定場地 B_1 ；車輛 II 在特定場地 B_2 和車輛 III 在特定場地 B_3 的行駛時間是：

$$t = \left(\frac{l}{15}\right) + \left(\frac{l}{15}\right) + \left(\frac{l}{20}\right) = 55l/300$$

速度是：

$$v = \frac{3l(300)}{55l} = 16.3$$

同样，可把 27 种組合的其他項目計算出来。

項目 vp 是表示車輛的能載負荷的交付速度， vp/f 表示每一定量的燃油消耗以后的能載負荷交付速度。后者应是最大值。

在上述的例題里，假定每一个車輛因为受特定場地和車輛型式的适宜組合不太多的限制，承担最小的能載負荷。例如，能載負荷 $(p_{B1})_I$ 、 $(p_{B2})_{II}$ 和 $(p_{B3})_{III}$ 的数值分别为 2、4 与 3。則最小数值 2 就选为最好的運轉。

从这个例題，可以得到最優良的單位時間卸貨量的是車輛 II-III-III 或 II-II-III ($vp=40.5$) 的組合；而每單位燃油消耗量的最大能載卸貨量的最經濟的運轉也是 II-II-III ($vp/f=0.96$) 的組合。最好的速度則是 I-III-III 的組合 ($v=18.9$)。

“易動性最好的”車輛的最后選擇，依据什么是最重要來衡量——燃油經濟性、交付速度抑或運轉速度，如采用簡略的排陣和運轉数值，而不用机械易動性的定义，則可在以上这些因素中，容易地選擇出最好的易動車輛型式。

上述的一些例題証明，有許多的衡量标准，可以选作为易動性的全部定义 (Overall definition) 的內容。它們还証明易動性的这些相互的价值是与完成得好有关的。另外，它們証明这些价值只有車輛在特定場地以內使用才有意义。

二、将来的趋势

本文四篇文章系列的介紹了这些分析方法的应用，以致导出許多有兴趣的結論。例如，过去几十年来，总认为在道路上行駛的車輛和野行車輛，对道路或地面的“附着系数”（拉/升 比）是不会变更的。

图 25 表示过去 30 年內測定的拖拉机牽引力是它的重量的函数。这很明显的說明在 1924~1954 年期間都认为牽引力是不变的。

而且，車輛对地面的压力是隨着一个无文字的定律 (An unwritten law) 而变更的，如图 26 的虚線所示，这是初步求得的近似值。在近代的車輛概念中，这个定律已絕對的存在。它使地面的压力增加胜过車輛的重量。这就是为什么一个重量輕的拖拉机对地面上的压力很容易做到較低的地面压力，譬如說每平方吋 2 磅。但如不是特殊設計的标准型式的大型拖拉机，就不能达到这样低的地面压力，这些情况，似乎表明現代拖拉机或野行車輛設計的趋势，

已经达到前进途径曲线以外的水平。如果我们仍然按照原来的途径,是不能希望有根本的变化。

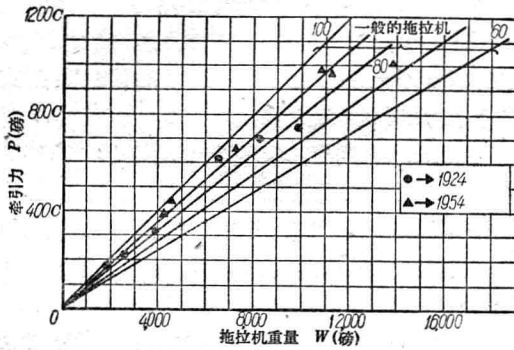


图 25 在近 30 年中认为牵引力是拖拉机重量的函数的观念并没有什么变更
(假定土壤 $c \approx 1$ 磅/平方吋, $\phi \approx 35$ 度)

假若野行车辆是象火车一样的几个连串起来的自动车,则地面压力将为常数,而且和车辆的重量无关。这种地面压力可以象单个的轻型车辆的地面压力一样低。

上面这个理想叫做“列车概念”,并且已经考虑了好几年。一个唯一的这样的车辆已经在 1960 年制造出来,这是一个两辆车的列车。前面一个自动车是链轨式拖拉机一样的牵引机,后面牵引着一个链轨式的长拖车。它的总重量是 45 吨,但只产生每平方吋 2 磅的地面压力。

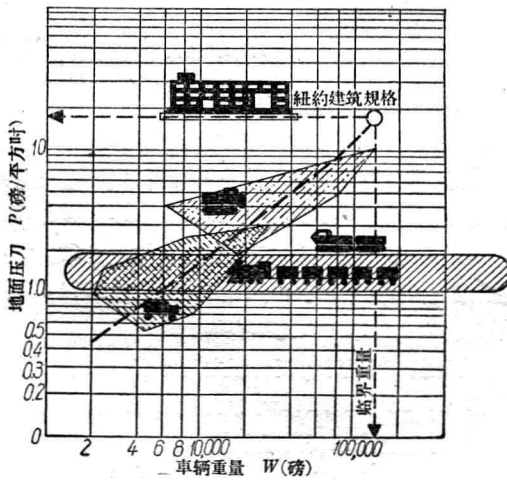


图 26 虚线表示车辆重量变更的规律

另外一种新的研究是采用大直径轮子的许多有利条件。研究轮胎的型式,说明许多新型轮胎是越野行驶所需要的,并且在公路上行驶的轮胎,近代发展趋势是走向小直径和阔轮胎,这是和野行车辆轮胎

的需要不一致的。具有较小的轮胎阔度与直径比的轮胎,比现用的轮胎是更有利于野行车辆的行驶。这个理由上面已经介绍过了。

为改进轮胎的性能起见,增加轮胎阔度和直径所得出的结果数值是不一致的。用一系列“相当”的轮胎在一个均匀的地面上试验,可以计算出它们所产生的 H/W 或 P/W 值。在沙壤土(Sandy loam)上试验的这种计算结果如图 27 所示。轮胎的负荷 W 是 2,500 磅,假定的 P/W 比值是 0.55。计算表明,这一系列的轮胎按照这些假定和需要,则它们的轮胎阔度和直径有如下方程式的关系:

$$b^{0.87}D = 665$$

式中: b ——轮胎的轮胎阔度;
 D ——轮胎的直径。

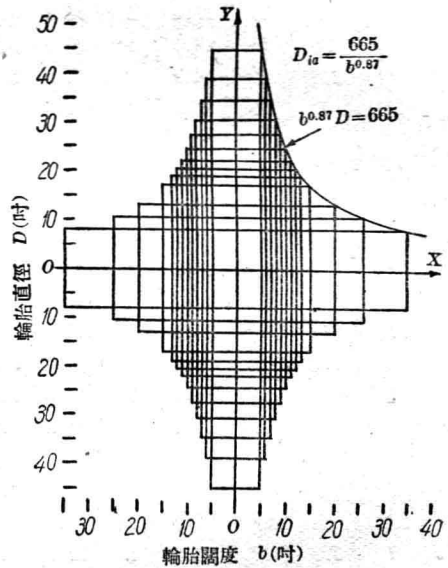


图 27 轮胎阔度-轮胎直径的曲线群

因此,从上面的公式,设计者就能直接肯定的选择出相当的轮胎型式。无论如何,在硬土层上的软泥土(Soft mud resting in hard pan)的深层上运转,这样的大直径、狭轮胎的轮胎表现得比小直径、阔轮胎的轮胎为好。表格和上面引用的同样方程式可以演出,以适应其他各种土壤。

在最近的将来,加强土壤运动力学(Land-locomotion mechanics)的研究似乎是必不可少的。一般地说,我们所需要的是更合理的采用适用于各种环境的越野车辆的型式-大小-负荷内容。这种要求尽可能从研究中得来。

对越野运转来讲,现在部分的单是工程方面的

改进提高, 将和环绕车辆和土壤关系的科学研究同时并重。本文的目的已经证明, 仅仅象这样一个研究, 就能为开展合理的土壤运动学有所改进。

三、将来研究的关键

本文以上建议的车辆易动性的各项原理表明, 如果要实行将来的改进, 则试验研究是必不可少的。这个事实将导致出研究的计划和组织上的许多结论。第一, 一个越野运转研究室的组织, 应分为两个部分: (1) 整个车辆概念的研究; (2) 车辆组合部分或部件工程的研究 (Vehicle-Component engineering)。

第二部分的研究人员应进行适合长远范围的土壤运转所需要的材料、工艺 (process) 和组合部件的工程上的试验研究, 使适合长远范围的土壤运转所需要的条件, 和当前或最近将来的设计新成就结合起来。

第一部分的研究人员应注意新兴的和广泛的特定地区车辆系统的研究。它们必须进行长远范围的计划, 而不能为当前的需要所限制。

因为研究整个车辆的结构型式和设计, 是要比组合部件的研究普遍些, 不单过份强调局部近似的偏见, 尤其是对长远范围的研究计划更应如此。将来, 如果没有车辆本身的事先客观概念的反映, 一个新型车辆抽象概念的工程体系是不易知道的。这就是什么叫做设计分析和概念分析 (Concept analysis) 之间根本不同的地方。因为先有客观概念, 然后才根据这些客观概念从理论上和试验室里进行分析。于是只有设计者才能根据工程技术上的观点来判定这种概念是否可以实现。

因为有些概念从一般的设计经济来看是没有疑问的, 是应当淘汰的, 但这应从组合部分的分析来核算或审核决定。这样就可以肯定理论上的理想的可能性和实用性。而且, 理论和实际之间的标准化和一定程度的合理判断也是需要的。

这样的一种研究和学习的的工作, 最后还需由工程技术部分的人员进行全面设计的分析, 并且还需考虑到从运转易动性的观点来进行复核的反面意见。这种复核意见应重新交给概念分析部分的人员进行复核。因此, 易动性的核算将使可以接受的概念数目逐渐缩小而达到最后的合理决定。这样的进行方法如图 28 的研究行动图表所示。

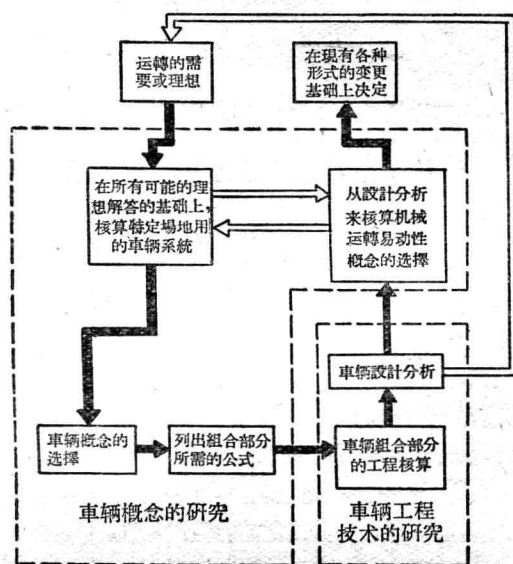


图 28 研究行动图表

值得注意的是概念的核算进行了两次: (1) 在一个普通的特定地区进行车辆系统的分析时; (2) 一个更特殊化的车辆系统设计分析完成以后。这样可使设计者能选择这些与理论和实际没有矛盾的概念来进行设计。

第二次概念核算的主要目标是选择出对运转的易动性能最好的概念。这样的工作使车辆的研究和发展成为一个整体。这个组织应放在现场上去进行研究。(完) (参考文献从略)

罗高华译自《Machine Design》1960 年
第 32 卷第二、第三期

内 燃 机 快 报 (征 求 订 户)

《内燃机快报》系农机部内燃机研究所主编, 是一种以报导为主、资料为辅的刊物, 以刊载国外有关内燃机工业的发展水平与动向, 着重阐述新的理论、设计、试验研究、测量技术与设备以及新技术的运用等, 适合内燃机专业的科研、生产、教学等单位的有关人员阅读。

《内燃机快报》定于今年月 10 创刊, 每月两期, 每期定价 0.05 元, 由上海市邮局报刊发行处发行, 各地邮局 (所) 现已开始预订, 欢迎读者直接向当地邮局办理订阅手续。

最新小型拖拉机(一)

[日本] 新井健助

1. 小型拖拉机在日本的发展史

一、外国拖拉机的使用

小型拖拉机在日本的使用,是从第一次大战后开始的,当时农村中的劳动力被城市工业急剧地吸收,因此感到不足,故工资猛涨,迫切要求机械化,因而从欧美进口了下列几种小型的拖拉机。

(1) 比猛式 美国制,牵引型,发动机是5马力直立单缸四冲程汽油机,附属作业机有洋犁、耙和中耕机;

(2) 尤其利他式 美国制,牵引型,发动机是4马力直立单缸四冲程汽油机,附属作业机有8吋洋犁和圆盘耙(12吋共8个);

(3) 西马式 瑞士制,回转型(用弹簧锄齿),发动机是5马力V型二缸四冲程汽油机。

这些型式的拖拉机,在日本试用未能收到预期的效果,其主要原因是:日本地块狭小,每户的耕作面积较少;这些拖拉机是为旱作而制造的,在水田上使用不够轻便;价格太贵;使用技术不够熟练;发动机容易过热不能连续运转;耕耘锄齿上易缠草;耕深9厘米时即不能在粘重的水田内工作等等。

因此,靠外国进口的小型拖拉机来实现耕耘、碎土等作业的机械化,没有获得成功,但这对日本农业的机械化有很大的促进作用。

二、驱动型耕耘机的发展

1923~1924年间,利用当时已普及了的2~3马力的固定式农用小型水冷低速石油发动机作为动力,以西马式回转型小型拖拉机作为样机,试制成日本的耕耘机。这种回转型(驱动型的一种)耕耘机在试制初期缺点很多,后经逐渐改良,在1929~1930年间已进入实用阶段。这种耕耘机的制造是以麦田的中耕作业为主要目的,不能进行深耕的原因如下:利用当时已普及的一种发动机作为动力,马力过小;回转锄齿的形状不适宜(如图1所示,这种锄齿称普通形锄齿);在多草或撒布堆肥的地方容易缠草;在表面较松软的水田上,车轮易于下陷。

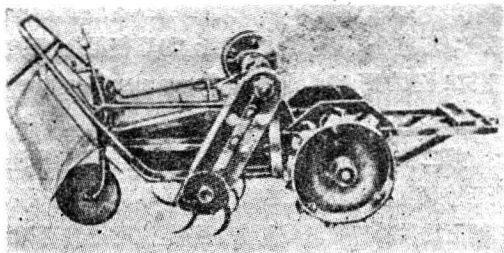


图1 具有普通形锄齿的回转型耕耘机
(第二次大战后制)

为了弥补这些缺点,在1936年利用了图2所示的曲柄机构,创造了用镐掘土的耕作方式的曲柄型耕耘机,这种型式的耕耘机与回转型耕耘机相比,所需功率较少,也不会缠草,且能进行深耕。

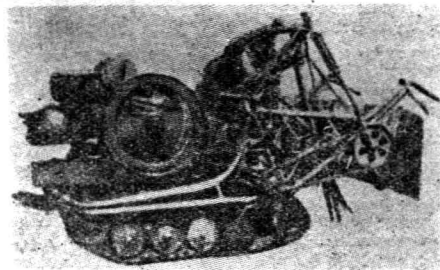


图2 曲柄型耕耘机(履带式)

1939年又创制了用螺旋刀齿切碎土壤的耕作方式的螺旋型耕耘机(图3)。

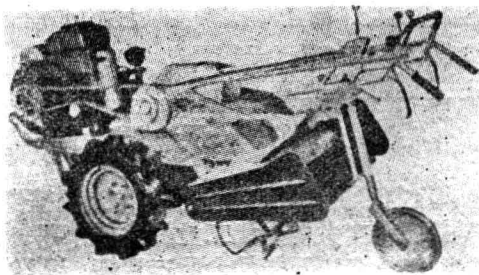


图3 螺旋型耕耘机(轮式)

曲柄型和螺旋型都有用履带作为行走装置的,这样使能在松软的湿田上进行工作,很适合于日本

的农业,因此出現以后逐渐得到普及。中日战争爆发后,因石油供应紧张,制造了以电动机作为动力的电力耕耘机。这种电力耕耘机振动小,起动和停止方便,故障少;但必須有配电设备,运行的范围受到限制,在水較多的水田上易触电等。后来因战争紧张,材料缺乏,耕耘机的生产也停頓了。

战后,生产恢复,耕耘机的性能也逐渐改善,特别是在1950~1951年間,回轉鋤齿的形状改进,創制了鉋刀形鋤齿,这使回轉型的纏草問題得到了消除。另外由于車輪的改良,在松软土地上也能进行耕作,因此輪式回轉型耕耘机很快地推广了。另一方面因为鉋刀形鋤齿比普通形鋤齿需要較大的功率,2~3馬力已感不足,所以逐渐地提高馬力,現在回轉型耕耘机一般是5~8馬力,大的有达10~13馬力的。

曲柄型耕耘机虽然工作性能比其他型式为优,但由于机构上問題較多,构造复杂,价格高,耐久性差等,現在几乎已不再生产了。

螺旋型和曲柄型的行走装置曾采用履带式,但由于耐久性差,价格高,現已改为輪式。

三、园艺型拖拉机的发展

上述的耕耘机可能进行的作业主要是耕耘、碎土。二次大战后,对农业机械化的要求有了发展,仅仅耕耘作业已感不足,因此出現了具有“通用性”的园艺型拖拉机(图4)。所謂“通用性”当初是指能进行耕翻、碎土、旱田中耕、运输等作业。这种拖拉机

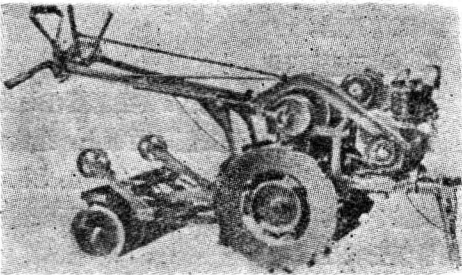


图4 日本制造的园艺型拖拉机

用的是較輕的风冷式发动机。

园艺型的出現給驅動型带来了技术上的改革,使驅動型也能牵引作业机具及拖車等进行牵引作业;而园艺型因水田作业的特殊要求,也有能装上回轉耕耘部件的,于是这两种型式的差別逐渐縮小。

四、中耕型拖拉机的发展

前述的拖拉机因不能滿足中耕作业要求,每年的使用時間有限,且对一般农家來說价格也太高,于是曾試制了独輪式和单履带式的通用极小型拖拉机。

在1952~1953年間,偶尔从美国进口了一种构造简单、价格便宜、重量也輕的美利耕耘机,发动机是2馬力的风冷高速单缸四冲程汽油机。1955年日本开始生产这种拖拉机,并且很快地得到了推广。

这种中耕型拖拉机在初期构造很简单,沒有变速装置和轉向装置,作业机具联接在輪軸上。但这不能滿足作业的要求,因此把畜力用日本犁改良后装上試用,以后又装上中耕器、碎土滾子、耙和拖車等作业机具,构造漸趋复杂,重量也增加,已与园艺型拖拉机相类似。这样中耕型拖拉机原有的特点逐渐减少,因此又开始生产与原先中耕型相类似的2~3馬力的以中耕作业为主的超小型拖拉机。

五、小型拖拉机的普及情况

小型拖拉机在1926年开始推广以来,到1950年末增加到1万3千台,到1960年达到51万台。小型拖拉机在日本获得迅速普及的原因很多,其中之一是1955年后通用性的小型拖拉机开始生产,这种拖拉机对日本的农业規模非常适合。

从表1中可看出日本农用拖拉机生产的台数,以4馬力以下的牵引型(包括中耕型)最多,其次便是42厘米以上的驅動型拖拉机。1959年以后履带式一台也沒有生产,因为履带式主要用在曲柄型和螺旋型上,而这种型式的拖拉机已不再生产了。

表1 农用拖拉机的生产台数

年 份	型 式	牵 引 型		驅 动 型		履 带 式	乘 用 型	总 計
		4 馬力以下	4 馬力以上	42 厘米以下	42 厘米以上			
1958		129,085	13,717	24,157	63,138	157	—	228,254
1959		106,534	49,222	29,342	63,010	—	69	248,177
1960		107,103	72,641	42,668	76,565	—	452	299,429
总 計		342,722	135,580	96,167	200,713	157	521	775,860

II. 小型拖拉机的分类

一、根据作业机具和耕耘装置分类

1. 牵引型

带犁、耙、中耕机等牵引机具进行牵引作业,是一种通用的拖拉机(也有将牵引型再分成园艺型和中耕型两种的)。

2. 驱动型

在驱动型拖拉机的后部装着驱动耕耘装置,同时进行耕耘和碎土作业,多为专用拖拉机。驱动型拖拉机又可分作回轉型、螺旋型、曲柄型三种。

3. 牵引-驱动兼用型

这种型式的拖拉机,具备牵引型和驱动型两方面的特性,最近发展很快。

二、根据行走装置型式分类

1. 輪式

輪式有独輪式、双輪式、三輪式和四輪式等种类,其中独輪式已很少。

2. 履带式

履带式有单軌式和双軌式两种,推广数量逐渐减少。

三、根据操纵的型式分类

(1) 乘用型;

(2) 步行型;

(3) 乘用和步行兼用型。

四、根据发动机馬力分类

(1) 大型——6~10 馬力;

(2) 中型——3~6 馬力;

(3) 小型——3 馬力以下。

III. 各种型式拖拉机的特点

一、驱动型耕耘机的特点

在驱动型耕耘机的后部装着耕耘装置,拖拉机一面前进,一面由发动机驱动以进行耕耘作业。因为它同时进行碎土作业,所以效率非常高,对于耕作時間較短的地区,尤其有利。在重粘土地区,用犁耕翻后因土易干硬,再用圆盘耙或釘齿耙进行碎土較为困难,用驱动型耕耘机則較容易。如果要求土质較細时,用驱动型耕耘机,特别是其中的回轉型最为适宜。

驱动型的缺点是有时碎土过細,土的翻轉情况不好,容易再生杂草。另外深耕的可能性不大;而深耕是最近对稻谷增产的一项主要措施。这种拖拉机因为是耕耘专用拖拉机,所以不适用于田間管理和运输作业。

各类驱动型拖拉机的特点如下:

1. 回轉型耕耘机

在回轉型耕耘机上,水平地安装着回轉軸(即耕耘軸),圍繞着軸安装着 10~20 根鋤齿,軸每分钟旋轉 150~300 轉。随着軸的旋轉速度、前进速度、鋤齿的种类和数目等的变化,碎土的程度也不同。这种驱动型耕耘机翻土較差,亦容易纏草。

可是回轉型构造簡單,制造容易,所以价格較低,故障較少。它能进行水田耕耘作业,也能完成一些中耕作业,所以比曲柄型和螺旋型普及,但其所需馬力較大。一般两輪間的距离比回轉鋤的工作寬度大,为了避免漏耕,可将耕耘装置向側方移动或增加輔助的回轉鋤齿。

2. 曲柄型耕耘机

在曲柄型耕耘机上,耕耘刀装在連接杆的前端,連接杆的另一端装在水平安置的曲柄上,連接杆的中間則与支持杆相連,由于支持杆的作用,曲柄运动时能使整个机构得到一定軌迹的运动,而使耕耘刀前端呈掘土状运动。

曲柄型与其他型式比較起来,所需馬力最小,土的翻轉比較良好,纏草較少,耕后的痕迹較平整,这一些是其优点。但缺点是构造稍复杂,重量大,振动激烈(因而故障多),耐久性差。再者这种型式的耕耘机不便于进行水田耕耘和运输作业,田間移动时的机动性也差。所以有减少使用的趋势。

3. 螺旋型

在螺旋型耕耘机上,装有二根或四根垂直的旋轉軸,在軸的下端安装着螺旋状的刀齿,該軸以每分钟 200~300 轉的轉速旋轉,而将土壤切碎。更改刀

齿的形状、间隔、螺旋的旋转速度和耕耘机的前进速度，可改变碎土程度。螺旋型所需动力在回转型和曲柄型之间，碎土比较细。但缠草稍多，不能将草埋下面。另外不能象回转型和曲柄型那样，能利用耕耘装置工作时的反作用力来推动机器前进。更换螺旋刀齿后可在发动机功率的许用范围内进行深耕。过去螺旋型都用履带式，因价格和耐久性关系，现在已改用轮式了。

改为轮式的另一个重要原因是履带式不便进行水田耕耘作业。

二、园艺型拖拉机的特点

园艺型拖拉机能带各种作业机进行牵引作业，是一种通用拖拉机。其能带的主要作业机是洋犁、日本和犁、耢、旋转锄、水田耕耘器、施肥播种器、中耕器、切割器及拖车等。园艺型拖拉机有步行型的，也有乘用型的。步行型的皆用高速风冷发动机，乘用型的多用中速的风冷或水冷发动机。步行型的发动机功率为4~8马力，乘用型的则为6~10马力。

有一种步行型的园艺拖拉机能安装回转型耕耘装置，这种拖拉机的构造和性能和驱动型耕耘机差不多相同，故称作“牵引—驱动兼用型”。

从前，在园艺型拖拉机上，发动机都是固定在机器前方的机架上的，最近为了使重心位置尽可能的低，而使操纵性能、稳定性和外观等更加良好，出现将拖拉机本体和发动机制成一整体的“一体型”。这种制成“一体型”的倾向在乘用型上尤多。

行走装置皆用农用胎轮，根据作业的种类和耕地的干湿程度，可换成各种铁轮。

三、中耕型拖拉机的特点

这种型式的拖拉机在轮轴的适当部分安装带齿滚筒，这种滚筒兼起耕耘和推进作用。或者说，这种

拖拉机象驱动型耕耘机去除车轮后的形状。

耕耘的方法如图5所示，拖拉机后面有阻力杆，将阻力杆压下时，阻力就增加，带齿滚筒滑转，机体下陷，可以进行耕耘作业。用手把将阻力杆提上时，阻力减少，机体浮起，耕耘负荷减少，而拖拉机的前进速度变快。

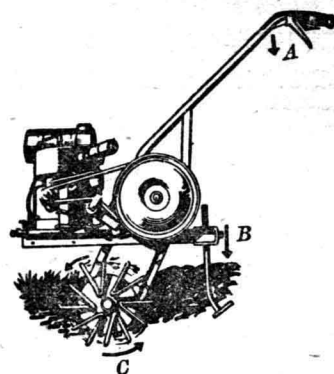


图5 中耕型拖拉机耕耘作业的工作原理图

中耕型①拖拉机的发动机多为3马力左右，皆为风冷高速发动机。这种拖拉机构造极简单，重量也轻（只有70~120公斤），操纵也容易。中耕型拖拉机由于重量轻，在相当湿的湿田上（牛马和驱动型耕耘机不能工作的地方）也能使用。因此说，中耕型给这种地区带来了农业技术革命并非过言。

中耕型后来经过改良，在旋转轴上装上了普通的行走车轮，在后面附装上各种作业机，能进行耕耘、耕翻、碎土、水田耕耘、中耕除草和运输等作业，通用性很高。这些作业中，水田耕耘作业较其他型式拖拉机为优，因此有的地区用其他型式拖拉机进行旱田耕耘和碎土作业，用中耕型进行水田耕耘作业。这种拖拉机带拖车进行运输作业也很好。（待续）

翁家昌节译自《机械化农业》1961年第9、

10、11、12期及1962年1、2、3、5期，高良调校

① 中耕型这个名词非常含糊，各人解释不同，作者认为中耕型的作业装置和行走装置是兼用的。因而具有变速装置和转向装置而机体重量在150公斤以上的已不是中耕型，而应当属于普通的手扶式拖拉机。

农业拖拉机的发展趋势

[英国] W. J. Foxwell, T. C. D. Manby

1960 年按皮带轮功率划分的 (不包括东欧国家在内) 世界拖拉机年产量列在图 1 中。过去十年中, 功率有着稳定的上升, 而且这种趋势似乎还在继续。其中某些原因是:

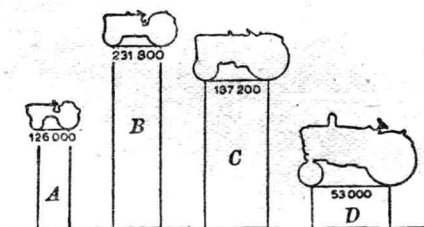


图 1 1960 年拖拉机生产量对比

A—低于 25 马力; B—26~24 马力;
C—41~55 马力; D—大于 56 马力

(1) 广泛采用了液力提升和悬挂农具。通过重量转移牵引效率提高了, 同时由于采用了较大的农具 (不增加拖拉机尺寸或重量), 要求更大的功率;

(2) 由功率输出轴驱动的 (大功率的) 机械使用增加了;

(3) 功率较大的拖拉机有助于以机械来代替手工劳动。

与挥发油及汽油拖拉机相比, 1951 年时柴油拖拉机的销售量是很小的, 但在目前却正好相反, 仅在美国柴油拖拉机的销售量还较少*。今后对动力机的要求是: 降低成本; 提高实际输出功率; 减轻工作噪音; 使工作更加平稳以及提高使用寿命等。并应在相当长的时期内, 保持柴油机在拖拉机上的应用占有优势。至于自由活塞式发动机、小功率的燃气轮机以及燃料电池, 应在促使它们更有效地适用于拖拉机方面进行深入的研究。

图 2 列出某些不同农作业以及进行这些作业时的速度范围表。图中表明现代的通用型拖拉机, 最少要采用六个速度的档位。为比较起见, 在同一图中还列出了一台 (六速传动系的) 有代表性的现代拖拉机的行驶速度。

拖拉机上的液力系统, 除了用于悬挂式农具的

提升以外, 目前还用于转向加力、制动加力、差速锁、液力传动系以及许多远距传动的工作部件上。

拖拉机的布置应更多地考虑到驾驶员的安全, 并应对拖拉机的操纵与座位的设计给予更大的重视。为达到上述要求, 采取一些措施来实现标准化是必需的。拖拉机设计师应保证做到下列各项要求:

(1) 空气滤清器的最大能力应满足发动机达到最高转速时的需要;

(2) 蓄电池容量要保证发动机在低温下启动;

(3) 燃料容量要能完成一天繁重工作;

(4) 转向盘应操纵轻便, 并能适用加力装置;

(5) 离合器及制动器踏板作用要轻便, 且对身材高度不同的驾驶员都易于接近;

(6) 液力操纵及其他辅助踏板易于接近;

(7) 舒适而便于调整的座位;

(8) 有保护驾驶员的搁脚板与挡泥板;

(9) 有完整的工具, 使驾驶员能随时检查机油压力、冷却水温度、发动机转速以及行驶速度;

(10) 散热器及风扇要能保证发动机在最热地区不沸腾, 最冷地区不过冷;

(11) 拖拉机外型。

燃料箱、散热器、发动机机油滤清器、蓄电池以及空气滤清器必须易于保养。由于底盘布置的调整, 所以在变速器及后桥上的部件要重新布置, 保证尽量少地妨碍工作人员。

今后对拖拉机的要求是: 操纵更加安静与平稳; 改善舒适性以及对气候的防护; 自动转向; 调节拖拉机的速度和农具的控制。当农具不需要经常停车和调整时, 那末就可以成功地进行一台或几台拖拉机的遥控。

此外, 除了全部润滑点以外, 传动系、转向系以及液力系应该是密封的。使农具能自动而迅速地挂结也是需要的。

在将来的发展中, 在液体介质中损耗的功率比重愈大时, 则使拖拉机内部的传动改用为液力马达

* 据 Anthony A. Albert 报导, 美国在 1952 年时装上柴油机的轮式拖拉机只有 5.7%, 到 1961 年达 47.2%; 链轨式拖拉机装用柴油机的数量, 10 年内由 57% 增到 88%——译者注。