

成都工學院圖書館
基本館藏

325344

蘇聯機器製造百科全書

第十一卷

第一章 汽車原理

第二章 運輸汽車

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

21
31

蘇聯機器製造百科全書

第十一卷

第一章 汽車原理

第二章 運輸汽車

濟密列夫、高里德、奧斯特羅符采夫、杜爾馬托夫斯基、拉普杰夫著



機械工業出版社

1955

出版者的話

蘇聯機器製造百科全書第十一卷分爲九章，專門論述汽車、拖拉機及煤氣發生爐裝置的構造與計算。

第一章至第五章是汽車部分；第六、七、八章是拖拉機部分；第九章是煤氣發生爐裝置部分。由於篇幅較大，故暫先分章出版。

本書是第十一卷的第一、二章，內容包括：鑑定汽車的參數，汽車牽引機械學以及牽引力的計算，汽車制動，汽車的經濟性、穩定性和振動，汽車的種類、底盤及車身，汽車車列主要機件的構造、作用及其運動原理。

本書可作工程技術人員、大學和專科學校的參考用書。

蘇聯 'Машиностроение энциклопедический справочник (Машгиз 1948 年第一版) 一書第十一卷第一章、第二章 (Г. В. Зимелев, Б. В. Гольд, А. И. Островцев, Ю. А. Долматовский, С. А. Лаптев 著)

* * *
編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會
譯者：茅於恭、盛景方

書號 0412

1955年3月第一版 1955年3月第一版第一次印刷
787×1092¹/₁₆ 326千字 印張11⁵/₈ 0,001—3,000册
機械工業出版社(北京盛甲廠17號)出版
機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第008號

定價(8) 1.82元

目次

第一章 汽車原理

(濟密列夫 Г. В. Зимелев)

鑑定汽車的參數.....1	汽車的穩定性..... 22
汽車牽引機械學.....1	汽車的振動..... 23
汽車制動..... 16	參考文獻.....26
牽引力的計算..... 17	中俄名詞對照表
汽車的經濟性..... 20	

第二章 運輸汽車

汽車種類 (高里德 Б. В. Гольд) 1	車身的主要合件及零件.....116
汽車主要類型.....1	車身殼體構造的發展.....119
載重汽車的種類.....1	輕型汽車車身及載重汽車駕駛室殼體.....121
公共汽車的種類.....5	公共汽車車身殼體.....122
輕型汽車的種類.....7	載重汽車車身.....124
底盤 (高里德、奧斯特羅符采夫 А. Н. Островцев) 12	汽車車列 (拉普杰夫 С. А. Лаптев) 129
離合器..... 12	定義及分類.....129
變速箱..... 22	汽車車列的操縱特性.....130
萬向節軸..... 41	汽車車列的載重量.....133
驅動軸..... 50	跨騎式牽引車帶半拖車的構造及使用特點.....134
前軸..... 65	拖車的主要構造部分.....134
懸掛系..... 75	拆離式拖車的主要構造部分.....136
車架..... 81	跨騎式牽引車及半拖車的主要構造部分.....137
車輪及輪胎..... 85	跨騎式牽引車及半拖車承支-連接裝置的運動.....138
制動操縱系..... 88	制動系統.....139
轉向操縱系.....103	拖車輪軸.....140
汽車車身 (杜爾馬托夫斯基 Ю. А. Долматовский) 110	重型拖車.....143
總論.....110	小載重量拖車.....143
車身設計的主要步驟.....110	參考文獻..... 146
車身的式樣.....110	中俄名詞對照表
車身的組合.....112	

第一章 汽車原理

鑑定汽車的參數

汽車原理是確定汽車在各種情況下運動定律的理論；汽車原理同時也研究了各種有關條件與因素。

這種理論的研究，可用來比較汽車的使用性能，並能確定某一汽車是否適合於某一範圍及某種情況下使用。

在許多徵示汽車特性的性能中〔9〕，其用理論方法來研究的，基本上有牽引力、經濟性能、穩定性與舒適性。

〔牽引力〕(動力學)決定於汽車在某一種道路上的平均速度，而後者又決定於汽車的最高速度、克服提高了的(上坡)阻力的能力以及加速能力(加快行駛的能力)。

〔經濟性能〕決定於燃料的消耗量，根據道路的情況與行車的環境而定。

〔穩定性〕是徵示汽車在各種道路情況下行駛而不翻倒或向兩旁溜滑的能力。

〔舒適性〕是與汽車在行駛中振動相關的，它決定汽車振動對乘客及駕駛員的影響。

汽車牽引機械學

汽車運動的微分方程式

$$\frac{dv}{dt} = j_a = \frac{P_k - \sum P_c}{\frac{G_a}{g} + \frac{J_m}{r_k^2} (i_k \cdot i_0)^2 \eta_m + \frac{\sum J_k}{r_k^2}}, \quad (1)$$

式中 $\frac{dv}{dt} = j_a$ ——汽車前進的加速度(公尺/秒²)； P_k ——全部主動車輪上的圓周推力(旋轉體的影響不計在內)(公斤)； $\sum P_c$ ——汽車運動阻力總和(公斤)； G_a ——汽車全重(公斤)； g ——自由下降的加速度(公尺/秒²)； J_m ——汽車發動機飛輪的慣性力矩(公尺·公斤·秒²)； i_k ——變速箱比率(包括變速箱)； i_0 ——後橋傳動的比率； r_k ——車輪工作半徑(轉動半徑)(公尺)； η_m ——傳動機械效力； $\sum J_k$ ——汽車車輪慣性力矩總和(公尺·公斤·秒²)。

方程式(1)中右邊的分母是代表汽車的起動質量^①。汽車起動質量與汽車前進質量的比例為汽車轉動質量的計算係數(發動機飛輪系統及車輪。但其他的

零件如齒輪、軸等因其對 δ 值的影響很小，所以不計)〔9〕。

$$\delta = \frac{\frac{G_a}{g} + \frac{J_m}{r_k^2} (i_k \cdot i_0)^2 \cdot \eta_m + \frac{\sum J_k}{r_k^2}}{\frac{G_a}{g}}$$

$$= 1 + \frac{g}{G_a} \left[\frac{J_m}{r_k^2} (i_k \cdot i_0)^2 \cdot \eta_m + \frac{\sum J_k}{r_k^2} \right]. \quad (2)$$

當汽車的有用載荷漸漸減少時， δ 即漸漸增加，直至汽車沒有載荷時， δ 之值最大；在此種情況下，公式(2)中應以汽車的本身重量 G_0 以代替 G_a 。

在表1中，列舉了數種汽車的 δ 值。

δ 的近似值可用下列的實驗公式來求得〔9〕。

$$\delta = 1 + \sigma i_k^2. \quad (3)$$

雙軸載貨汽車 σ 之值在0.04~0.08之間。

採用多汽缸發動機，其飛輪具有 J_m 數值較小的汽車，其 σ 值則近於0.04。三軸汽車的 σ 值，一般比雙軸汽車的為高。

將方程式(1)與(2)解出，即得：

$$\frac{dv}{dt} = j_a = \frac{P_k - \sum P_c}{G_a} \cdot \frac{g}{\delta}. \quad (4)$$

車輪工作半徑(車輪轉動半徑) r_k 是車輪在轉動時，假定輪胎(車胎)不變形的半徑(即假定輪胎不變形——譯者)。

$$r_k = \frac{s}{2\pi}, \quad (5)$$

式中 s 是在某一固定情形的運動中(速度、扭轉力矩、載荷、內胎氣壓)車輪旋轉一周時輪心移動之路程(即距離)(公尺)。

當上述情形變更時， r_k 即隨之而變更。

轉速增加時，由於離心力的增加，而 r_k 亦加大，胎內的氣壓愈小，則 r_k 之增大愈多。

圖1所示是車輪(32×6")自由懸掛而旋轉時輪胎半徑 Δr 的變更(即增大或減小)。這是求尼西夫(И.Н. Чернышев)在莫斯科高等技術學校(МВТУ)汽車試驗室中所研究的結果。在實際情況下，車輪載荷

① 起動質量(Приведенная масса)是指汽車開動時，全車向前移動如車輪、飛輪等件轉動的質量而言。

表 1 轉動質量計算係數表

汽車類型	J_m (公斤·公尺·秒 ²)	J_k (公斤·公尺·秒 ²) 前後	δ $\frac{\text{有載荷}}{\text{無載荷}}$				
			第一檔	第二檔	第三檔	第四檔	第五檔
嘎斯(ГАЗ)M-1型客車	0.0673	0.2113	1.452	1.171	1.089		
		0.2113	1.590	1.223	1.116		
吉普-MB型客車	0.0203	0.1837	1.258	1.121	1.079		
		0.1837	1.322	1.151	1.098		
嘎斯-AA型1 1/2噸載重車	0.0673	0.331	2.98	1.49	1.17	1.08	
		0.662	4.83	1.95	1.33	1.155	
吉斯(ЗИС)-5型3噸載重車	0.149	0.829	3.08	1.70	1.20	1.09	
		1.658	5.065	2.375	1.40	1.18	
吉斯-6型三軸2.5~4噸載重車	0.149	0.829	5.492	2.483	1.40	1.15	
		1.658	9.72	3.89	1.77	1.30	
福特2G8T型2噸載重車	0.0526	0.6745	2.018	1.271	1.112	1.068	
		1.2855	2.797	1.479	1.200	1.122	
司蒂倍克US6×6三軸2.5噸載重車	0.0735	0.7435	2.121	1.411	1.149	1.084	1.073
		1.4345	2.745	1.638	1.231	1.130	1.114

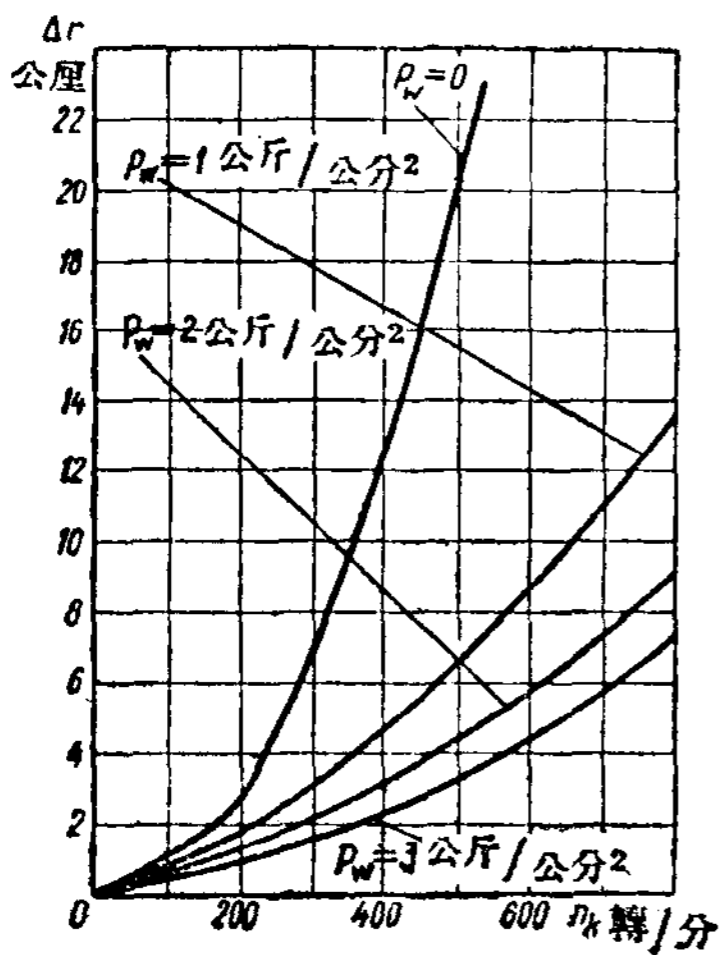


圖 1 在車輪自由懸掛時輪胎半徑隨轉速的變更。

時，轉速對於 r_k 之影響將略為減小。

傳動扭力(即驅動扭力)增大時，輪胎之切線變形亦加大[6]，即使 r_k 變小，而當車輪的垂直載荷加大與輪胎的內氣壓減小時， r_k 亦將變小。

圖 2 與圖 3 所示是在斯大林軍事學院內汽車試驗室中關於影響轉動半徑的因素的試驗結果。

要將實際運動情況中的所有情形都考慮到是非常困難的；同時，為某一種輪胎，在一定的使用情況下，確定出來的 r_k 值與平均 r_k 值的差並不大。某一車輪工作半徑 r_k 與輪胎在自由狀態下的半徑 r_0 的平均比率幾乎是不變的，並且界於下列極限之間：

氣球型輪胎 $\frac{r_k}{r_0} = 0.930 \sim 0.935$;

高壓輪胎 $\frac{r_k}{r_0} = 0.945 \sim 0.950$ 。

傳動的機械效率 η_m

$$\eta_m = \frac{N_m - N_{mp}}{N_m} = 1 - \frac{N_{mp}}{N_m}, \quad (6)$$

式中 N_m ——發動機軸之有效功率(馬力); N_{mp} ——

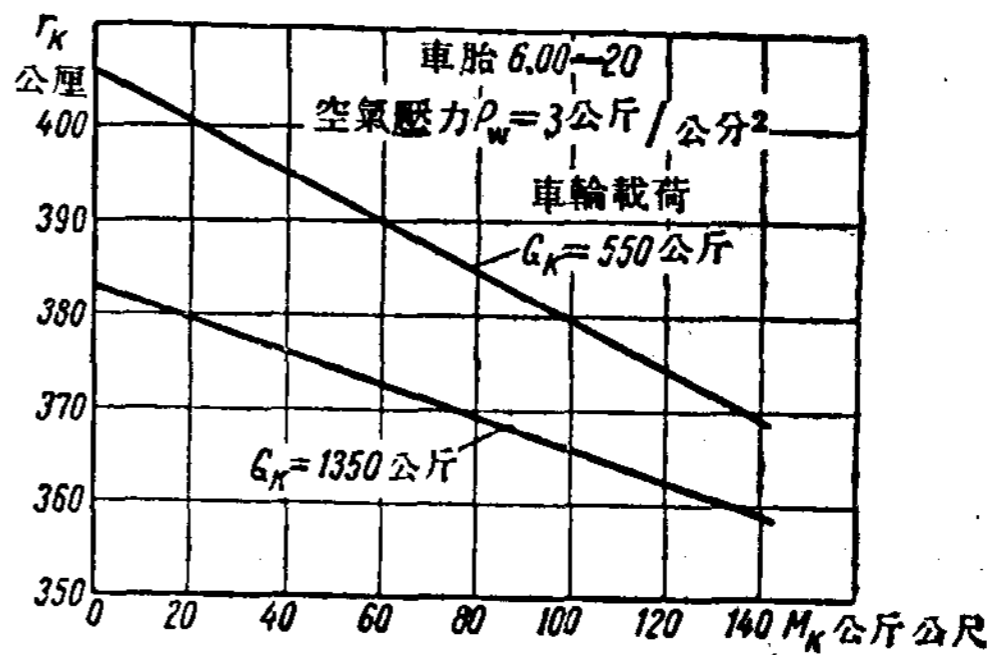


圖 2 傳動扭力與車輪轉動半徑變更之關係。

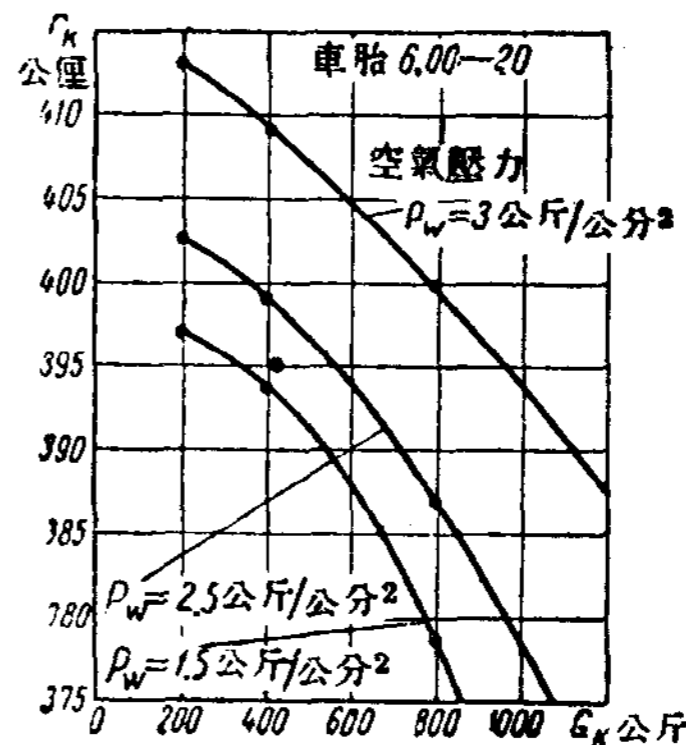


圖 3 車輪載荷的垂直負荷與轉動半徑變更之關係。

克服汽車傳動系統中有害阻力所消耗之功率(馬力)。

傳動的機械效率，等於傳動系統中各個合件機械效率之積；在實際上，這些合件為變速箱、輔助變速箱、傳動分配箱及後橋傳動。

$$\eta_n = \eta_k \eta_{\theta} \eta_p \eta_o \quad (7)$$

其餘合件(推動軸、軸承等)之阻力值很小，因此在一般傳動機械效率中的影響也極小。

主要合件阻力之基本情況如下：

A)齒輪齒面間在嚙合中的摩擦，這個阻力的 大小，基本上決定於傳動扭力的大小。當轉速不變時，阻力的力矩隨傳動扭力而增減，但前者變化較後者為慢；這說明了當傳動扭力增大時，傳動效率亦隨之增高的原因。

B)齒輪與齒輪箱中潤滑油摩擦及油之潑濺所消耗的馬力(液力損失)。

工作條件對上述各種阻力所起影響的性質，就前面考慮到的各種合件來說，是基本上相同的；但影響之對比，則依合件之型式、尺寸與設計不同而各異。

圖 4 所示是在不同的轉速時，變速箱之效率與傳動扭力大小的關係。變速在第三檔，油之溫度為 70°C。

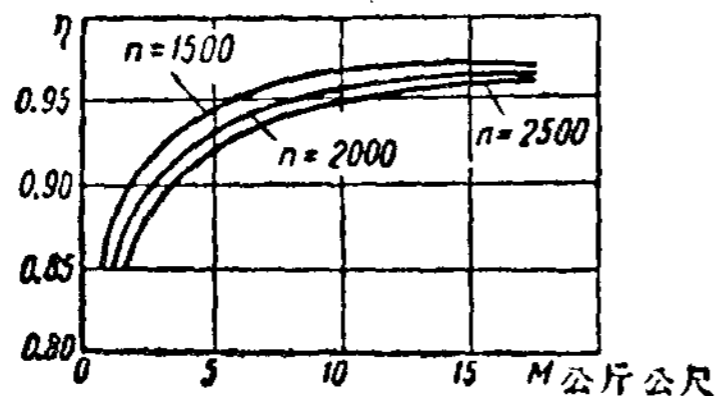


圖 4 變速箱效率與傳動扭力的關係。

後橋傳動之效率，亦隨傳動扭力之增大而增高，此種關係如圖 5 所示。

液力損失依油的溫度與黏性，以及其在箱中的水平(高度)及轉速而變更，溫度增高時，損失減少；黏度、水平及轉速增高時，則損失亦隨之增高。

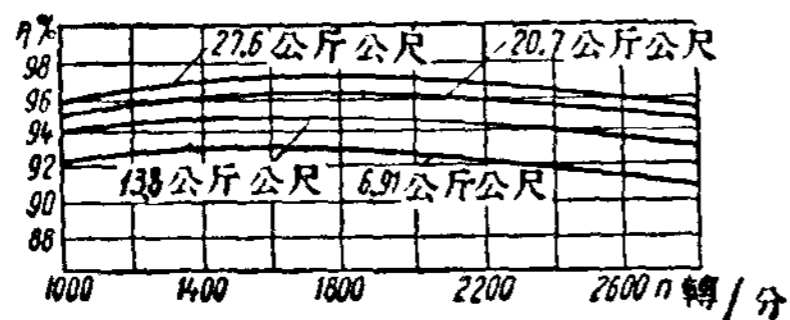


圖 5 後橋傳動效率與轉速之關係。

圖 6 所示是貝切赫拉勒 (M.M. Пичхелари) 在斯大林軍事學院汽車試驗室中，以不加負荷在不同油溫下試驗變速箱所得的結果。

圖 7 所示是阻力力矩與轉速及傳動扭力之關係 (試驗數據來源同圖 6)。

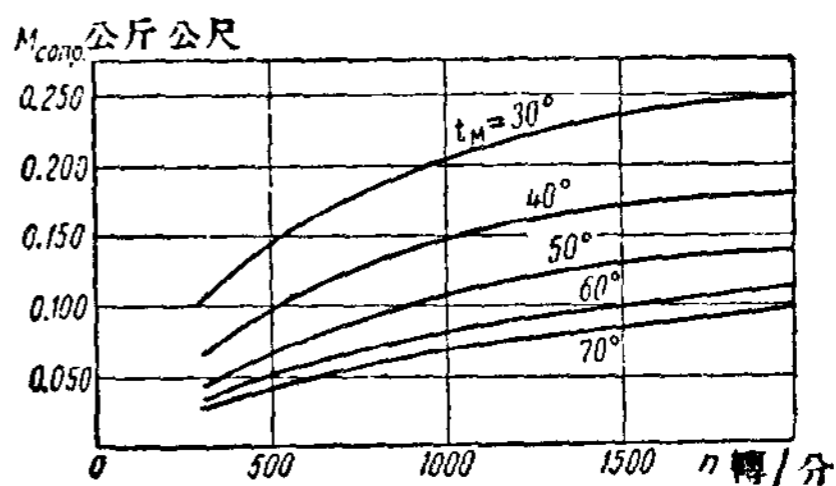


圖 6 在變速箱中由於液力損失阻力力矩與轉速的關係。

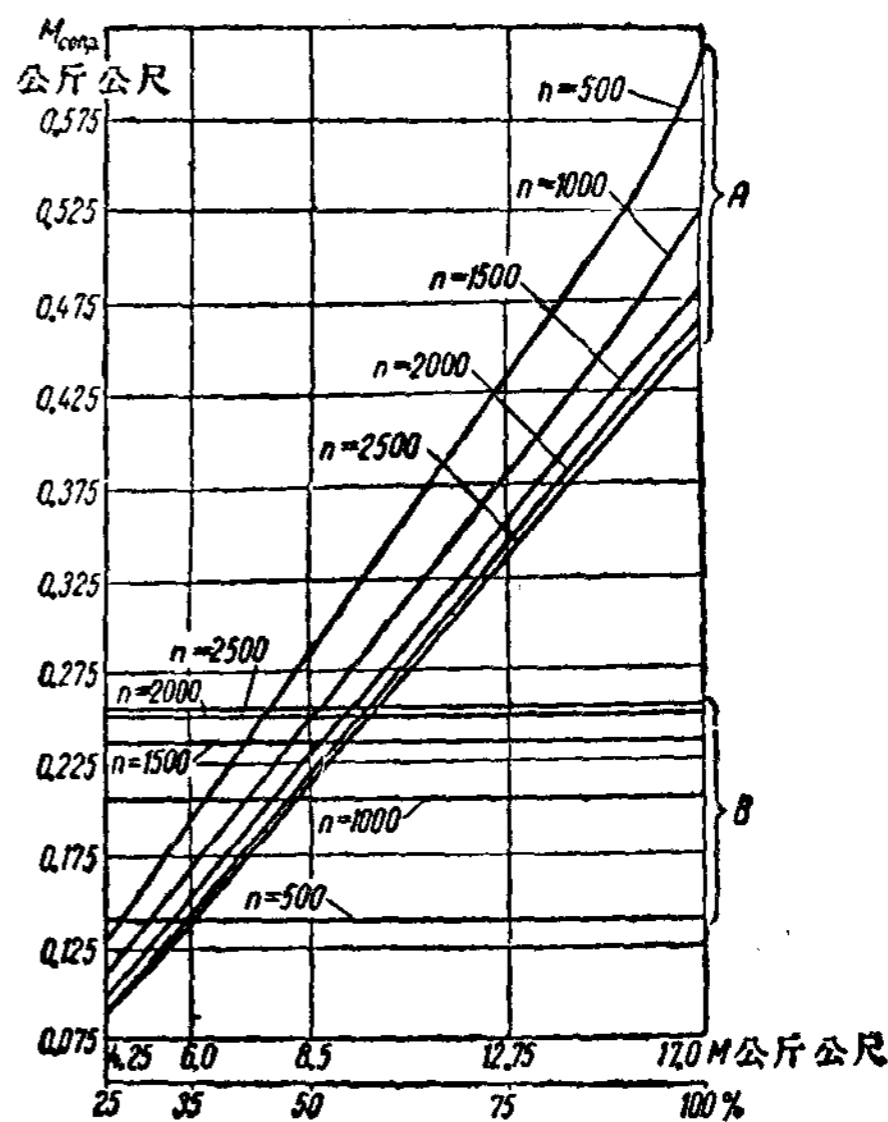


圖 7 M-1型汽車變速箱阻力(扭力)與傳動扭力及轉速之關係。變速箱在第二檔，油溫為 30°C；A 為由於齒面嚙合摩擦而產生的阻力；B 為由於液力損失所造成的阻力。

當變速箱在中間檔時(即非最高檔)，則其效率亦一般的降低。但在後橋傳動，因為在低檔時傳動扭力增大，而轉速減低，後橋傳動效率增長，正好補償變速箱效率之降低。因此在實際計算中，對於各檔的傳動效率，可以認為是不變的。

在初步計算中，汽車傳動的機械效率可採用下列平均數值：

- 單主動軸 0.9~0.95；
- 兩個或三個主動軸 0.85~0.90。

汽車運動阻力的總和 ΣP_c 是幾種不同形式阻力的總和：

$$\Sigma P_c = \pm P_i + P_f + P_w, \quad (8)$$

式中 P_i ——上坡行駛(如上山爬坡等)之阻力(公斤) (下坡時之阻力為負值)；在平路行駛時，則 $P_i=0$ ；

P_f ——車輪轉動之阻力(公斤); P_w ——汽車行駛時之空氣阻力。

克服上述阻力所消耗的能力,包括下述三種:在一般情況下,以等速行駛或加速行駛消耗發動機的動力;在汽車滑動行駛時(變速箱在空檔,或離合器分開行駛時),對消耗汽車在行駛中所儲蓄之動力;在慢慢減速時(發動機與後橋傳動相連接時),消耗前述兩種能力。

行駛上坡的阻力,決定於汽車的總重 G_a 與道路的坡高角度 α ,如圖 8 所示。

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

當上坡角度很小時(10° 以下),可假定 $\sin \alpha = \text{tg } \alpha = i$, 式中 i 為路之坡度,以百分計或以小數計。

$$P_i \approx G_a \cdot i \quad (10)$$

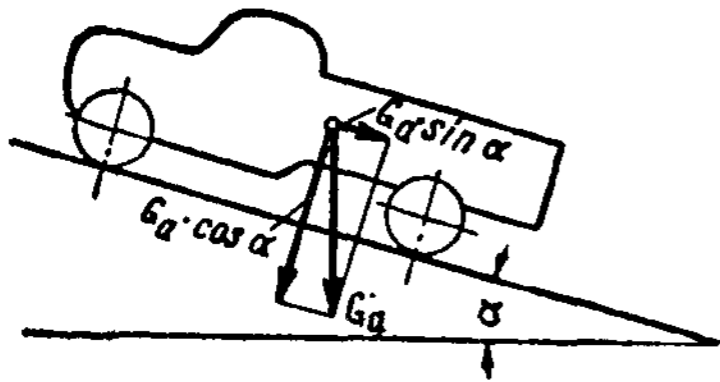


圖 8 汽車上坡時的阻力。

當坡度相當大時(10° 以上),近代的越野汽車已可以通行。如用上列之公式,則將有極大的誤差。

表 2 列有不同角度 α 的 i 值,與以 i 在第 9 式中代替 $\sin \alpha$ 後所產生的誤差量 $\left[\frac{i - \sin \alpha}{\sin \alpha} \cdot 100\% \right]$ 。

表 2 上坡的角度與道路的坡度

α°	i	$\frac{i - \sin \alpha}{\sin \alpha} \cdot 100\%$
5	0.087	0.38
6	0.105	0.55
7	0.123	0.75
8	0.141	0.98
9	0.158	1.25
10	0.176	1.54
15	0.268	3.53
20	0.364	6.42
25	0.466	10.34
30	0.577	15.47
35	0.700	22.08
40	0.839	30.54
45	1.000	40.65

輪胎轉動的阻力是決定於汽車車輪在滾轉過程中,輪胎變形及路面變形而產生的不可收復的損失。

輪胎與路面在承受載荷時變形的現象如下:輪胎圓周與路面接觸弧的長度縮短(圖 9),其縮短的值量為 $\widehat{aec} - \widehat{adc}$; 路面弦由 abc 增長而變為弧形 \widehat{adc} 。

由於上述情況而發生輪胎與路面間相對的滑動,

造成兩個硬體在切線方向的摩擦,阻力即由於克服此種摩擦力而產生。

上述相對移動的總量為:

$$s_{uu} = \widehat{aec} - abc \approx \frac{r\alpha^3}{3} \quad (11)$$

(α 之單位為弧度)。

如以輪胎在徑向的變形表示,即得:

$$s_{uu} = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{8}{r}} \cdot h_{uu}^{3/2} \quad (12)$$

(此方程式在 $s_{uu} - h_{uu}$ 坐標上為 $\frac{3}{2}$ 方的拋物線)。

在 α 角時,輪胎上任何一點的相對移動量為:

$$s_1 \approx \frac{r\alpha^3}{6} \quad (13)$$

上述之相對移動量極微,當輪胎與路面間有足够的摩擦力時,實際上在輪胎與地的接觸面上,在切線方向的變形幾乎完全互相抵消。路面與輪胎間之摩擦,很少表現為車輪旋轉之阻力。

至於輪胎變形(h_{uu})所消耗之功能,則全部是不可收復的,這種不可收復的損失是耗在橡皮內部分子的摩擦、輪胎外層各構成部分的摩擦,也有一部分耗在外胎與內胎之間的摩擦,這個損失量,可用遲滯性的迴線面積來表示(圖 10)。

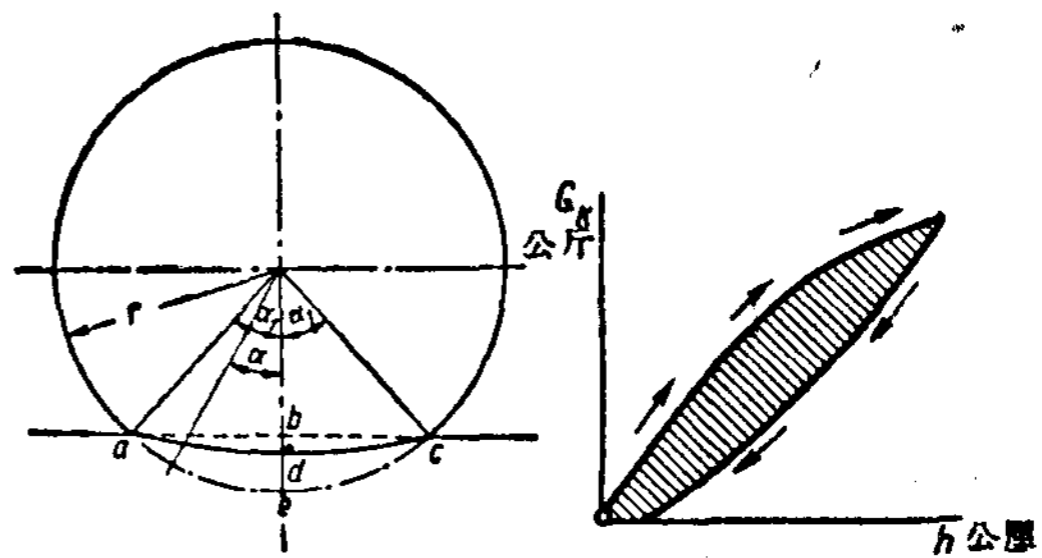


圖 9 車輪變形簡圖。圖 10 輪胎變形的遲滯損失。

加在車輪上的扭力,造成了輪胎在切線方向的變形,也產生了不可收回的損失,這種情況是與上述情況相似的。

在車輪下的路面變形,也產生了相當的能力損失,在路面軟的道路上遲滯性損失絕對值,可相當的超過輪胎遲滯性的損失。當車輪旋轉時,與地面接觸的輪胎各部分的連續不斷的變形及路面的變形,造成不可收回之損失。

為了確定車輪轉動所消耗的能量,試假定一車輪轉動之阻力;此阻力即等於加在車軸上使車輪在某一道路上沒有空氣阻力的情況下,以勻速轉動所需的力。這加在車軸上的力用以克服車輪轉動的阻力為:

$$P_f = G_k \cdot f, \quad (14)$$

式中 G_k ——加在車輪上的垂直載荷； f ——在一定條件下的轉動係數。

將公式(14)應用到全部汽車，即以汽車壓在車輪上的實際載荷(垂直於地面)來代替 G_k ，則得汽車向前滾轉的阻力：

$$P_f = G_a \cos \alpha \cdot f. \quad (15)$$

轉動係數之值，基本上取決於輪胎及道路之型式，以及二者在車輪轉動時之變形。

車輪之載荷愈大與輪胎之氣壓愈小，則轉動係數亦愈大。後一因素僅在硬的路面上才屬正確；在軟的路面上(砂、黏土、雪等)，大部分的轉動損失決定於土地之變形；因為輪胎之氣壓愈小，則地面之變形也愈小，所以在某種情形下減低壓力可以降低轉動係數。

傳導至驅動車輪輪胎的扭力，也影響轉動係數的值，當扭力增加時，轉動係數也增加了一些。

車速在不超過 80~100 公里/時時，對於轉動係數的影響是不大的。車速再增加時，則現有各種輪胎的轉動係數將劇烈的增加。

圖 11 所示是在不同速度及不同之輪胎內壓力下所測定轉動係數的試驗結果。

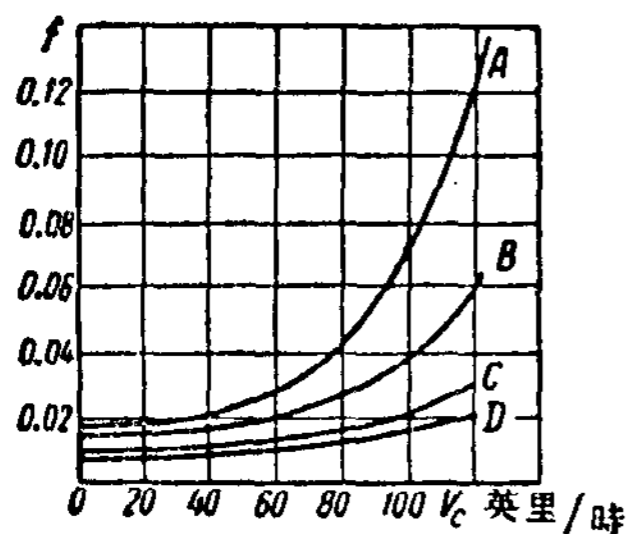


圖 11 在胎內不同的壓力下，汽車速度與轉動係數的關係。
A—胎內氣壓為 1.4 公斤/公分²；
B—2.1 公斤/公分²；C—3.16 公斤/公分²；D—4.22 公斤/公分²。

輪胎的構造與材料，對於轉動係數之值是有一定的影響的，例如六層胎在每小時 50 公里的速度時之轉動係數，比相應的四層胎要大 7%，根據試驗室中研究之結果，以人造絲來代替棉線胎層，轉動係數可降低 13%。

影響轉動係數的各種因素，在它們可能的變動範圍以內，影響不大，而準確之計算則頗為困難。因此，在實際計算汽車運動時，應採用下列轉動係數 f 之平均數值：

水泥及柏油水泥路在良好情況下	0.012~0.015
同上 但有凹陷不平之坑	0.015~0.020
柏油路	0.020~0.025
土路	0.025~0.030
黏土、砂路，在不同深度及情況下	0.02 ~0.05

汽車運動的空氣阻力 汽車運動的阻力，基本上

決定於邊界層及渦流之摩擦，以及由此而產生的車身前後部分不同的空氣壓力。

這樣，汽車在空氣中運動所消耗的能量，一部分消耗於摩擦而變為熱力，另一部分則以渦流的形式變成動能。

第一種阻力——**摩擦阻力**——主要決定於車身的尺寸及其表面光度。汽車的這種阻力並不大。

第二種阻力——**形式阻力**——主要決定於汽車及其組成部分和它們組合的形狀。

由於上述兩種阻力而產生之汽車在空氣中運動的阻力，可用下列公式求得：

$$P_w = c \frac{\gamma}{g} F v^n = c \rho F v^n, \quad (16)$$

式中 γ ——空氣比重(公斤/公尺³)； ρ ——空氣密度(公斤秒²/公尺⁴)； g ——自由下降的加速度(9.81 公尺/秒²)； v ——汽車在空氣中的速度(或空氣與汽車之相對速度)(公尺/秒)； F ——正面阻力面積(中部最大面積)(公尺²)； c ——空氣阻力係數。

空氣密度：

$$\rho_s = 0.125 \frac{\rho_0}{760} \cdot \frac{288}{273+t}, \quad (17)$$

式中 ρ_0 ——氣壓，水銀柱高(公厘)； t ——溫度(°C)。

在普通情況下($\rho_0=760$ 公厘， $t=15^\circ\text{C}$) $\rho_s=0.125$ 公斤秒²/公尺⁴。

中部最大面積 F (即物體最大截面的面積)，是與運動的方向垂直。這個概念，適用於按一定的規律繪出的對稱體外形，但形狀比較複雜的物體(如汽車)，可以正面阻力的概念來代替，即汽車投射在一個與運動方向相垂直的平面上的面積。汽車正面阻力面積的近似值，可以汽車軌距(左右輪之距離)與高之積而求得。 $F = B \cdot H$ 。

公式(16)中速度的指數，當汽車速度在 1~300 公尺/秒時，可使 $n=2$ ，因此

$$P_w = c \rho F v^2. \quad (18)$$

空氣的密度在地平面上變化很小，因此可使 $c\rho = k$ ，式中 k 為空氣阻力的係數(流線係數)，由是

$$P_w = k F v^2. \quad (19)$$

kF 之積，稱為流線性因素。

以公里/時來表示速度，則最後得

$$P_w = \frac{k F v_a^2}{3.6^2} \approx \frac{k F v_a^2}{13}. \quad (20)$$

由於空氣阻力是與速度的平方成比例，所以在高速時空氣阻力增加得很快。因此在近代高速汽車中，盡

可能將流線性因素降低。這點可用兩個辦法來做到：即減少正面阻力的面積及減少流線性係數。

[減少正面阻力的面積]特別是減低汽車的全面高度，應以不妨礙司機及乘客乘坐的舒適為限。

現代汽車正面阻力面積的範圍為：汽缸容積小型的輕型汽車 1.5~2.0 公尺²；汽缸容積中、大型的 1.7~2.2 公尺²；公共汽車 4.0~5.5 公尺²；中、小型載重汽車 2.8~3.5 公尺²；大型載重汽車 3.5~5.0 公尺²；如車廂上裝有布蓬時則 k 之值約增加 25~30%。

[減少流線性係數的方法]是使汽車成為流線型，即把突出的部分改平，車身各個單獨部分連接處的逐漸融合及合理地選擇車身之寬、高、長的比例。

圖 12 所示是輕型汽車車形對於流線係數 k 的影響。

敞頂輕型汽車車身的 k 值較封閉型的為高，平均在 0.04~0.06 之間。這也是現代公共汽車 k 值的特色。載重汽車的 k 值為 0.05~0.07。

車身形狀	汽車型式	k
	嘎斯-A	0.058~0.060
	嘎斯-M1	0.038~0.040
	‘莫斯科人’	0.035~0.037
	吉斯-110	0.028~0.030
	嘎斯-M20	0.023~0.025
	理想的流線型	0.017~0.019

圖12 輕型汽車車身形狀對流線係數的影響（蘇聯汽車發動機研究所數據）。

汽車主動輪的總扭力 P_k 可由發動機的性能求得，或由整個汽車在試驗台上試驗或在路上行駛的情況下試驗求得。

汽車發動機的性能是在試驗台上求得。自發動機

的性能中，可得扭力 M_m 及有效功率 N_m 與發動機轉速 n_m 的關係（見第十卷第一章）。

因此：

$$P_k = \frac{M_m \eta_{\mu} i_{\kappa} i_0}{r_{\kappa}} = 716 \cdot 2 \frac{N_m}{n_m} \cdot \frac{\eta_{\mu} i_{\kappa} i_0}{r_{\kappa}} \quad (21)$$

汽車行駛的速度與發動機轉速的關係如下：

$$v = \frac{2\pi r_{\kappa}}{60 i_{\kappa} i_0} n_m \approx 0.1046 \frac{r_{\kappa}}{i_{\kappa} \cdot i_0} n_m \text{公尺/秒}, \quad (22)$$

$$\text{或 } v_a = \frac{2\pi r_{\kappa} 3.6}{60 \cdot i_{\kappa} \cdot i_0} \cdot n_m \approx 0.376 \frac{r_{\kappa}}{i_{\kappa} \cdot i_0} \cdot n_m \text{公里/時}, \quad (23)$$

$$\text{或 } v_c \approx 0.006 \frac{r'_{\kappa}}{i_{\kappa} \cdot i_0} \cdot n_m \text{英里/時}, \quad (24)$$

式中 r'_{κ} ——轉動半徑(吋)。

根據公式(21)及(22)，有了發動機的性能 [$N_m = f(n_m)$ 或 $M_m = F(n_m)$]，即可畫出曲線 $P_k = \varphi(v_a)$ 。

最大牽引力及最大扭力是在同一轉速及車速下，而由坐標原點引橫線至功率曲線之切線來確定。

[整個汽車在試驗台]上的試驗，是在固定條件下來進行的[8]。

[在道路上行駛的情況]下，試驗汽車是用動力測功車來進行[8]。

在美國，最大扭力的近似值是用下列簡化的經驗公式來計算

$$M_m[\text{磅} \cdot \text{尺}] = 0.65 V_s \text{吋}^3 \quad (25)$$

式中 V_s ——發動機的工作容積，在米制時，則得下列公式：

$$M_m[\text{公斤} \cdot \text{公尺}] = 5.15 V_s \text{公升}。 \quad (26)$$

按主動輪在路面摩擦力的牽引力限度。在汽車主動輪上的最大牽引力，是被車輪滑轉所限制的，是自主動輪加在地上的垂直載荷乘以摩擦係數 φ ，亦即地面對主動輪之絕對垂直反應力 R_H 與摩擦係數 φ 之積：

$$P_{k \max} = R_H \cdot \varphi。 \quad (27)$$

公式(27)是一由實際出發而簡化了的公式，並未計及車輪轉動所耗的能力。當有彈性的車輪在硬路面上轉動時，則應採用下列公式

$$P_{k \max} = R_H(\varphi - f)。 \quad (28)$$

但因 f 與 φ 相較一般是很小的，因此上列簡化的公式，是完全可以用的。

車輪與路面的摩擦係數。由公式(27)可得：

$$\varphi = \frac{P_{k \max}}{R_H}, \quad (29)$$

即摩擦係數是在輪胎與地面接觸點產生相對運動的力與作用在車輪上與地面的垂直載荷的比例。

摩擦係數之值，基本上決定於路面的性質與輪胎的型式；現在已知輪胎與路面接觸面的單位壓力，及車輪與路面的相對滑動對於 φ 之值具有影響，但尚未徹底研究出結論。

減低輪胎內空氣的壓力，聯帶着增加了輪胎與路面接觸的面積，因此減低單位壓力，就增加了乾路面的摩擦係數。

在觀察濕的硬路面上所得的現象則正相反；單位壓力愈大，則在接觸面的水層亦愈快的被擠出，因而提高了摩擦係數。

將車輪自靜止狀態變為滑動所需的力，較維持已在滑動中的車輪繼續滑動所需之力為大。

摩擦係數有靜止的與動力的區別，即與此現象相符合；在實際情況下，前者略大於後者。

當滑轉的速度增大時，摩擦係數即下降，圖 13 所示是在三種不同路面上試驗的結果 [13]——乾路面（實線）及濕路面（虛線）。應當注意在試驗時是選擇了一段乾淨而屬同一類型的路面，這說明了 φ 值相當高的原因。

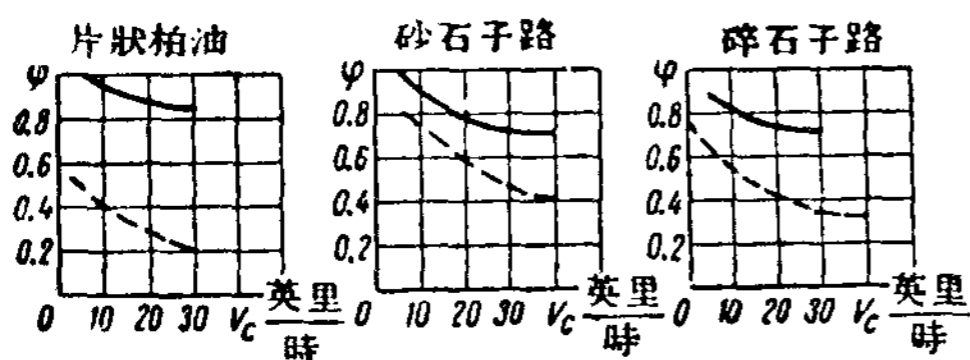


圖13 在不同路面上摩擦係數與速度的關係。

在試驗室中研究路面對於 φ 值的關係時 [14]，在試驗的平面上鋪了一層‘路上污泥’，成分基本上是與直接自路上取來的面層分析一樣，圖 14 所示是試驗的結果，指出路面面層狀態對於 φ 值有着尖銳的影響。圖中實線表示靜力摩擦係數，虛線表示動力摩擦係數。

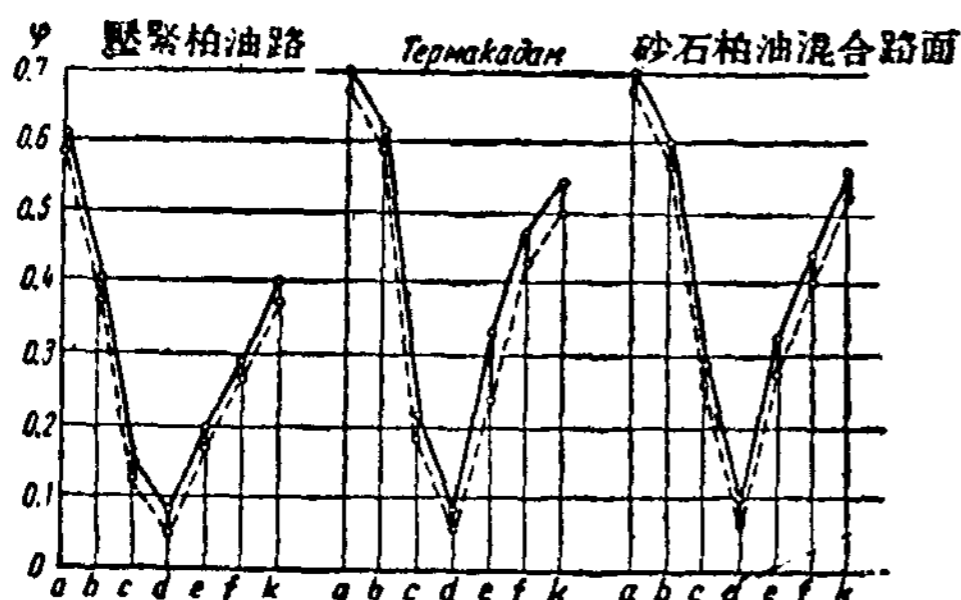


圖14 摩擦係數與路面情況的關係：
a—乾路面；b—濕路面；c—帶油的路面；d—9克路泥加7克水；e—9克路泥加12克水；f—9克路泥加17克水；g—9克路泥加22克水。

表3 空氣橡皮車胎與各種路面間之平均摩擦係數 φ

路面類型	乾路面 φ	濕路面 φ
柏油、混凝土……	0.7~0.8	0.3~0.4
磚鋪路面……	0.7~0.8	0.4~0.5
碎石子路……	0.6~0.7	0.3~0.4
木塊鋪路面……	0.5~0.6	0.3~0.4
黃土路……	0.5~0.6	0.3~0.4
夯實爐滓路……	0.5~0.6	—
黏土路……	0.5~0.6	0.3~0.4
砂路……	0.5~0.6	0.4~0.5
結冰的路面……	0.2~0.3	
積雪的路面……	0.2~0.4	

在實際計算時，可採用表 3 內所列 φ 的平均值。

巨型輪胎（載重汽車用的） φ 值，平均降低 20~30%。

車輪與路面間的垂直反應力。如汽車在平地上停止地停放時（圖 15），則前後輪的載荷及在車軸上所產生的垂直反應力，可用下列公式求得：

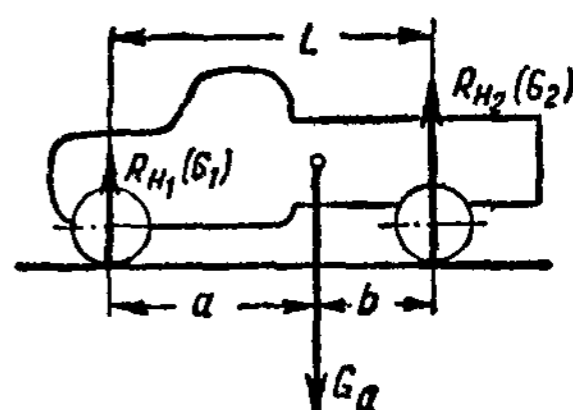


圖15 車輪與道路之間的垂直反應力。

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= G_a \frac{b}{L} ; \\ G_2 &= G_a \frac{a}{L} . \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

式中 $G_1 + G_2 = G_a$ ； a 及 b —— 汽車重心到前後軸的距離；

$L = a + b$ ， L —— 汽車輪距。

$\frac{a}{L}$ 之比例值介於：輕型汽車為 0.5~0.6；有載荷的載重汽車為 0.7~0.85；無載荷的載重汽車為 0.55~0.70。

在汽車行駛時，其垂直反應力依道路的坡度 α 、行駛阻力以及牽引力而變動。

前輪與後輪上垂直反應力之和（圖 8 及圖 15）為：

$$R_{H1} + R_{H2} = G_a \cdot \cos \alpha . \quad (31)$$

垂直反應力又可以由加在前後輪上的車重來表示：

$$\left. \begin{aligned} R_{H1} &= m_1 G_1 \text{ 或 } m_1 = \frac{R_{H1}}{G_1} \\ R_{H2} &= m_2 G_2 \text{ 或 } m_2 = \frac{R_{H2}}{G_2} \end{aligned} \right\} , \quad (32)$$

式中 m_1 及 m_2 —— 前後輪之反應力換算係數。

此, 其限值取決於主動輪的數目及其位置。

當由主動輪所傳動的牽引力最大時, 垂直反應力及其相應的反應力換算係數將達其限值(公式 27)。因

表 4 所列是垂直反應力之限值及反應力換算係數之限值, 空氣阻力及轉動阻力之影響略去不計。

表 4 車輪上垂直反應力及傳導牽引力時換算係數的限值

主動輪	車輪上垂直反應力		車輪上反應力換算係數	
	前軸 R_{H1}	後軸 R_{H2}	前軸 m_1	後軸 m_2
前輪	$G_a \cos \alpha \frac{b}{L + \varphi h g}$	$G_a \cos \alpha \frac{a + \varphi h g}{L + \varphi h g}$	$\frac{\cos \alpha L}{L + \varphi h g}$	$\frac{\cos \alpha L (a + \varphi h g)}{\alpha (L + \varphi h g)}$
後輪	$G_a \cos \alpha \frac{b - \varphi h g}{L - \varphi h g}$	$G_a \cos \alpha \frac{a}{L - \varphi h g}$	$\frac{\cos \alpha L (b - \varphi h g)}{b (L - \varphi h g)}$	$\frac{\cos \alpha L}{L - \varphi h g}$
前輪與後輪	$G_a \cos \alpha \frac{b - \varphi h g}{L}$	$G_a \cos \alpha \frac{a + \varphi h g}{L}$	$\frac{\cos \alpha (b - \varphi h g)}{b}$	$\frac{\cos \alpha (a + \varphi h g)}{a}$

在公式中(表 4)計入的 h_g (汽車重心高)之值, 是用試驗方法測定 [8]。客車—— $h_g \approx 0.6 \sim 0.8$ 公尺; 載重汽車—— $h_g \approx 0.8 \sim 1.2$ 公尺。

表 4 中有波紋線之公式為確定滑動時最大牽引力 $P_{\kappa \max}$ 值之重要公式。

使摩擦比力

$$\frac{P_{\kappa \max}}{G_a} = u, \text{ 代入公式 27, } u = \frac{R_H \cdot \varphi}{G_a} \quad (33)$$

u 之值取決於汽車主動輪之地位, 用下列公式求得:

$$\text{前輪主動} \quad \cos \alpha \frac{b}{L + \varphi h g} \cdot \varphi,$$

$$\text{後輪主動} \quad \cos \alpha \frac{a}{L - \varphi h g} \cdot \varphi,$$

$$\text{前後輪主動} \quad \cos \alpha \varphi.$$

已知 u 之值, 即得:

$$P_{\kappa \max} = u \cdot G_a \quad (34)$$

運動微分方程式之積分及分析。在基本微分方程式(1)中, 阻力之總和為

$$\begin{aligned} \sum P_c &= P_i + P_f + P_w \\ &= G_a \sin \alpha + G_a f \cos \alpha + \frac{k F v_a^2}{3.6^2} \\ &= G_a (\sin \alpha + f \cos \alpha) + \frac{h F v_a^2}{3.6^2} \end{aligned} \quad (35)$$

假設 $\cos \alpha \approx 1, \sin \alpha \approx \text{tg } \alpha = i$, 並以

$$f + i = \psi, \quad (36)$$

$$\text{則得 } \sum P_c = G_a \psi + \frac{h F v_a^2}{3.6^2} \quad (37)$$

ψ 稱為道路阻力總和係數。

如不作上面之假設, 則準確之阻力總和係數為:

$$\psi' = f \cos \alpha + \sin \alpha \quad (38)$$

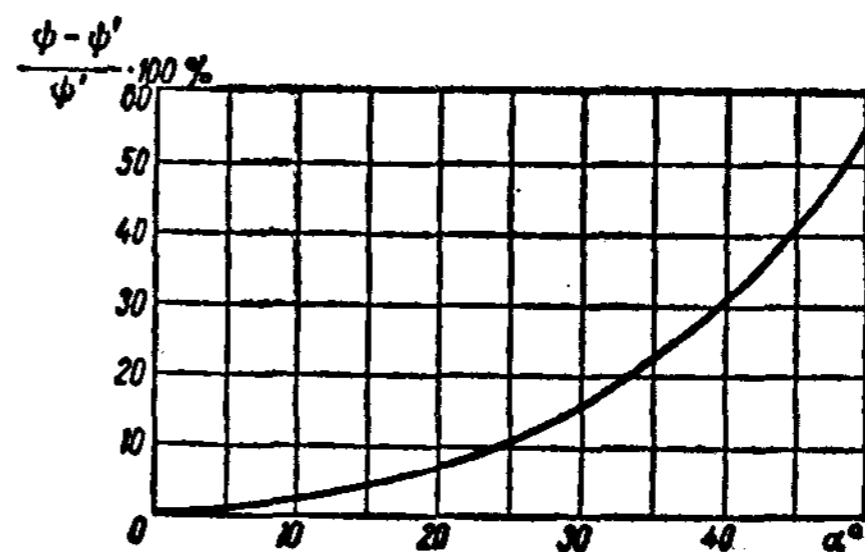


圖 16 以道路阻力總和係數之近似值代替準確值而產生之誤差與坡度角之關係。

圖 16 所示是以近似值 ψ 代替準確值 ψ' 所產生誤差之百分數。這種代替在上坡角度 α 不大時 (10° 以內) 是許可的。

[汽車牽引力平衡] 將等式(1)移項, 得:

$$P_{\kappa} = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + \frac{k F v_a^2}{3.6^2} + \frac{\delta G_a}{g} j_a \quad (39)$$

等式中最末一項是汽車之質量為 $\frac{\delta G_a}{g}$ 而逐漸加速時所增加之阻力, 此阻力以 P_j 表示。

公式(39)表示汽車運動時, 在任何瞬間其牽引力 P_{κ} 等於其全部阻力之和, 此公式即稱為汽車牽引力之平衡。

公式(39)可改寫成下列一般的形式

$$P_{\kappa} = P_f + P_i + P_w + P_j \quad (40)$$

圖 17 是牽引力平衡的圖解, 此圖解亦稱為牽引力

線圖。曲線 P_k 代表開足風門 (或燃料油泵在最大油量) 時的牽引力, 曲線 $(P_f + P_i + P_w)$ 為阻力之總和, $a-b$ 一段是在某一車速 v_a' 時克服阻力後所剩餘之牽引力, 藉以使汽車加速。在 c 點曲線 P_k 與曲線 $(P_f + P_i + P_w)$ 相交, 剩餘牽引力 $P_j = 0$, 因此, 汽車在一定的道路阻力時, 以最大可能的速度 v_{amax} 進行勻速行駛。

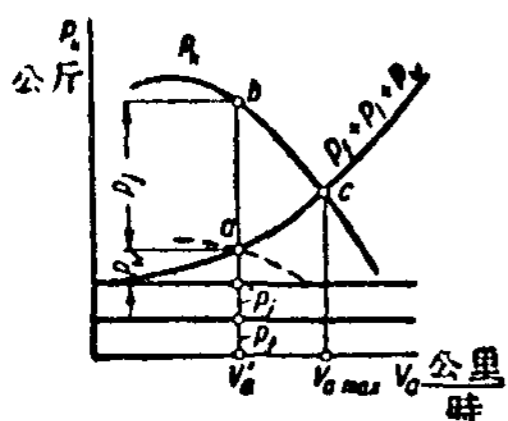


圖17 汽車牽引力線圖。

如要保持汽車在較低的速度勻速行駛 (例如在 v_a'), 則應將風門關閉少許, 以便相應的減小傳到主動輪上的牽引力 (圖 17 中的虛線曲線)。

如將運動阻力曲線與各個排檔的 P_k 曲線畫在一個圖上比較, 則得汽車在各個排檔時的牽引力線圖 (圖18)。

將牽引力平衡公式 (公式 18) 移項, 使等式左邊各項只依速度而變如下, 則在求解一系列的牽引力問題時較為便利:

$$P_k - P_w = P_f + P_i + P_j \quad (41)$$

$(P_k - P_w)$ 之差代表剩餘的牽引力, 可藉以克服道路阻力而使汽車加速。公式 (41) 常常以第二種牽引力線圖解示 (圖 19)。道路的阻力愈小, 則在某一速度時汽車能產生之加速度亦愈大。反之, 在某一速度時的加速度愈小, 則汽車所能克服的道路阻力也愈大。

汽車在每一種速度, 所能克服的最大道路阻力, 是在加速度為零的時候, 也就是汽車在以勻速行駛時。此時全部剩餘牽引力都可用來克服道路阻力:

$$P_k - P_w = P_f + P_i = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha \quad (42)$$

[汽車的動力特性] 剩餘牽引力之值與汽車總重之比, 並以 D 代表此比率, 則:

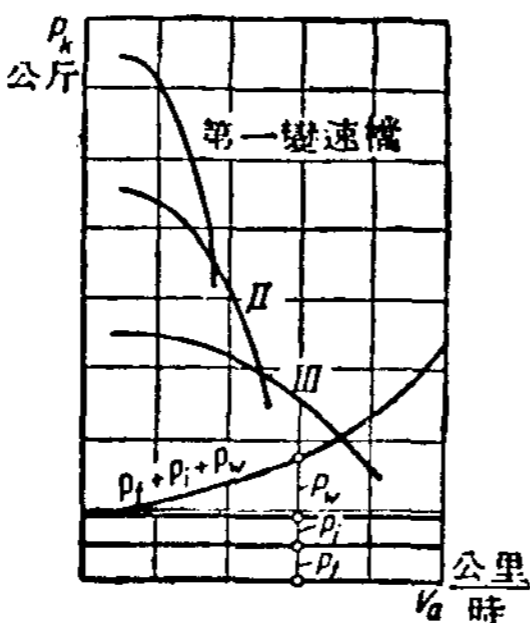


圖18 汽車變速時牽引力線圖。

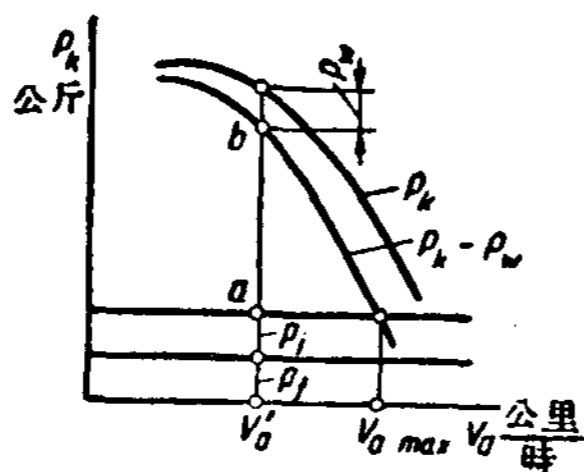


圖19 汽車牽引力線圖。

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \quad (43)$$

此比率為丘達柯夫 (E. A. Чудаков) 院士所提出, 稱為汽車動力因素, 用作比較汽車牽引性能的基本標尺。動力因素概念之提出, 同時使一系列牽引力問題之解答簡化。在低速時, 特別是汽車在低檔行駛時, D 可約以下列公式計算:

$$D = \frac{P_k}{G_a} \quad (44)$$

在各個排檔時, D 與汽車速度之關係的圖表即稱為汽車動力特性圖 (圖 20)。

已知在直接傳動時的動力因素值, 即可找出在任何其他變速比率時的 D_k 值:

$$D_k = D \cdot i_k + \frac{kFv_a^2}{3.6^2 G_a} \left(\frac{i_k^3 - 1}{i_k^2} \right) \quad (45)$$

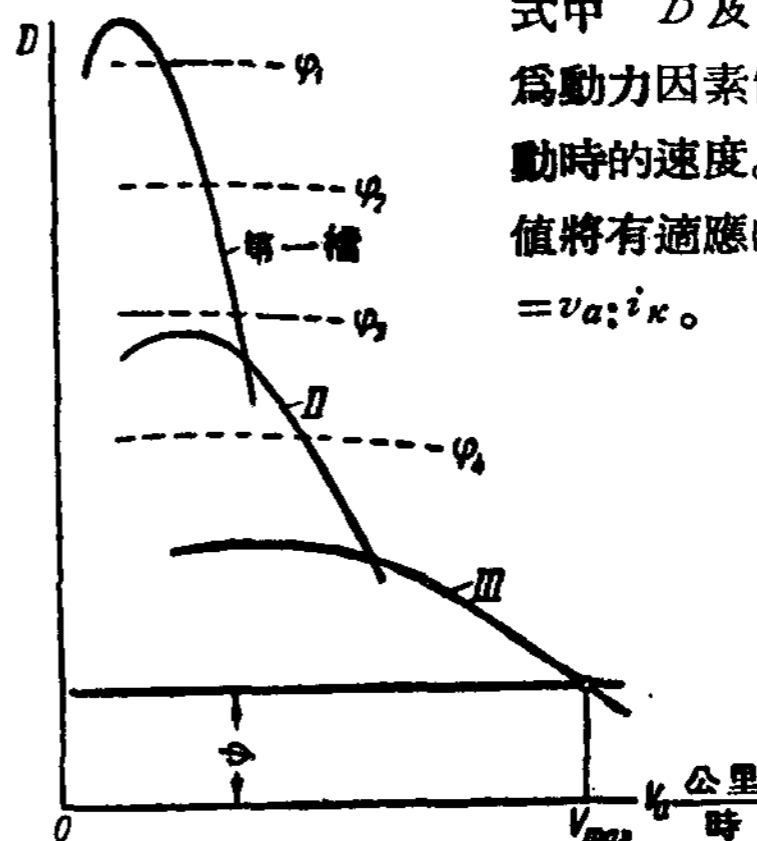


圖20 汽車動力特性。

在低速行駛或低速檔時

$$D_k \approx D \cdot i_k \quad (46)$$

在其他排檔的動力因素, 可直接由計算在其他排檔時剩餘的牽引力求得, 其牽引力為:

$$P'_k = P_k \cdot i_k, \quad P_w = \frac{kFv_a^2}{3.6^2}$$

比較公式 (39) 及 (43), 得:

$$D = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \cdot j_a = \psi' + \frac{\delta}{g} \cdot j_a \quad (47)$$

在上坡角度不大時, 可用

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot j_a \quad (48)$$

如汽車的加速度 j_a 等於零, 則動力因素即等於道路阻力總和係數。

因此, 動力特性曲線與直線 ψ (或 ψ') 交叉之點即確定汽車的最大速度。直線 ψ 依 D 之比尺在直坐標上

畫出。最大可能克服之道路阻力在一定速度下可直接由 D 之值而定。

$$f \cos \alpha + \sin \alpha = D \quad (49)$$

在 f 值一定時的最大可能克服坡度為：

$$\sin \alpha = \frac{D + f \sqrt{1 + f^2 - D^2}}{1 + f^2} \quad (50)$$

在坡的角度不大時，可將上式寫成

$$f + i = D \quad (51)$$

即 $i = D - f \quad (52)$

在實際行駛的情況下，最大可能克服的阻力常為主動輪滑動所限制。相應的動力因素值被附着力所限制者為(見公式 33)：

$$D_{\varphi} = u - \frac{kFv_a^2}{3.6^2 G_a} \quad (53)$$

在行駛速度低時

$$D_{\varphi} \approx u \quad (54)$$

用各個不同附着係數值，在動力特性曲線上(圖20中之虛線)劃出 D_{φ} 之值，即可劃分出由發動機確定的汽車動力性能中，可以在實際中利用的區域。

汽車總重之變更，即引起與其成反比例之動力因

數變更。設汽車之重量為 G_a ，動力因數為 D ，則當車重變為 G'_a 時，動力因數為：

$$D_G = \frac{D}{a} \quad (55)$$

式中 $a = \frac{G'_a}{G_a}$

如需確定在不同載荷的情況下的動力性能，可利用圖 21 中之圖表。其中輔助斜線代表各個汽車總重在不同程度的變動，由坐標原點劃出，其斜角為 $\tan \alpha = \frac{G'_a}{G_a}$ 。在左方橫坐標上劃定 D_G 之值，其比尺與 D 相同。圖表的用法舉例：設已知在某一速度 v' 時 D 之值，則自曲線上相應於 v' 之 A 點向左平行延長而與代表總重變更之直線(示例如 $a=0.6$)相交，然後向橫坐標垂直下延而得 B 點， B 點即為重量變動後 D_G 之相應新值。設已知汽車在規定總重及總阻力係數 ψ 時之最大速度為 v'' ，則自 B 點向左平行延長而與直線 $a=1$ 相交，再向下垂直，與代表總重變更之直線相交(設 $a=0.6$)，再向右平行延長而與原來的動力特性曲線相交，求得 F 點，即為新速度 v''' 之值。

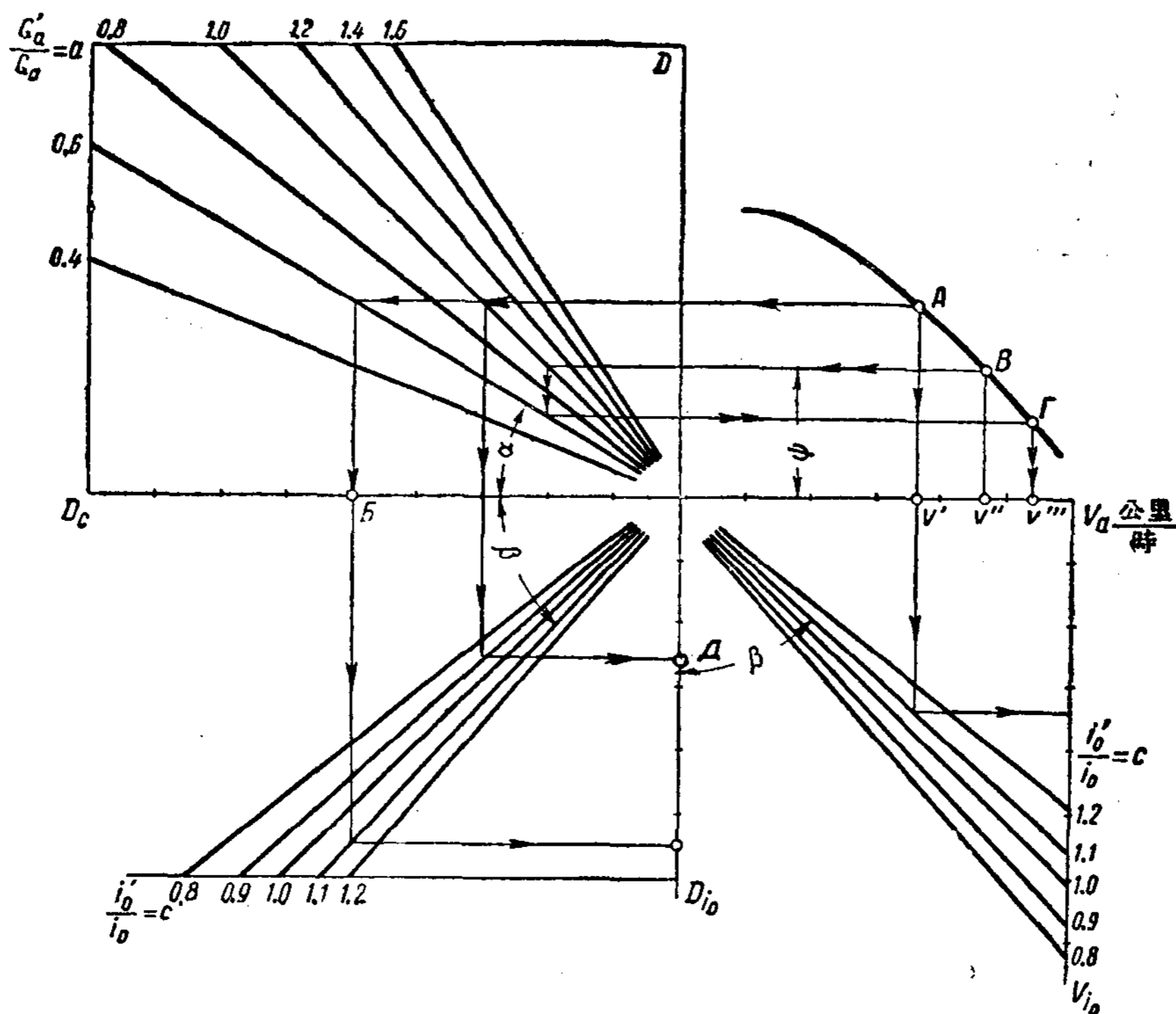


圖21 變更後橋傳動比率及汽車總重求動力性能用圖。

如已知汽車之動力及流線性因數 kF , 但汽車變更其流線性因數(如車身改變)而其他因素不變時, 則新動力性能之值為:

$$D(kF) = D + \frac{kF v_a^2}{3.6^2 G_a} (1 - b), \quad (56)$$

式中 $b = \frac{(kF)'}{kF}$ —— 流線性因數變更率。

如變更後橋傳動比率, 則新動力性能之值為:

$$D(i_0) = D \cdot c + \frac{kF v_a^2}{3.6^2 G_a} \left(\frac{c^3 - 1}{c^2} \right), \quad (57)$$

式中 $c = \frac{i_0'}{i_0}$ —— 新舊後橋傳動之比率 [與公式(45)比較]

新動力性能將與新速度 $v_{(i_0)} = v_a : c$ 相應。在後橋比率變化小, 而速度不高時, 則:

$$D(i_0) \approx D \cdot c. \quad (58)$$

$D(i_0)$ 與 D 在不同 c 值下的聯系, 可用線圖表示, 此圖可有利的與變更總重對動力特性影響的圖合併, 使變更車重及後橋傳動對動力性能之影響可以同時研究(圖 21)。如只變更 i_0 而需尋出動力因數之新值, 則在

圖的上半部引出橫線與代表 $a=1$ 之輔助直線相交, 然表 5 輕型汽車在直接傳動時之最大 D_{max} 值

汽車型式	車重 (公斤)	發動機		直接傳動時 D_{max} (公斤/公斤)
		工作容積 (公升)	馬力·轉/分	
‘莫斯科人’...	845	1.07	23~3400	0.079
M-20(勝利)	1350	2.12	50~3600	0.098
吉斯110	2425	6.0	140~3600	0.14
M-1	1370	3.28	50~2800	0.107
吉斯101	2550	5.76	110~2800	0.112
卡地拉克8-62	1930	5.65	130~3200	0.18
雪佛蘭6	1400	3.54	83~3200	0.183
福特8-69A ...	1470	3.92	89~3600	0.145
莫克雷8-69M	1482	3.92	89~3600	0.144
奧斯摩彼6 ...	1600	3.90	94~3400	0.178
奧斯摩彼8 ...	1650	4.20	104~3600	0.18
旁奇艾克6-25	1510	3.92	87.5~3200	0.189
旁奇艾克6-26	1600	3.92	87.5~3200	0.18
旁奇艾克8-27	1510	4.06	101.5~3600	0.179
旁奇艾克8-28	1600	4.06	101.5~3600	0.173

表 6 載重汽車在直接傳動時 D_{max} 之值

汽車型式	載重量(公斤)	全重(公斤)	發動機		直接傳動時 D_{max} (公斤/公斤)
			工作容積 (公升)	(馬力·功率-轉/分)	
嘎斯-51	2000~2500	5 210	3.48	70~2800	0.06
吉斯-150	3 500	7 400	5.55	90~2700	0.062
亞斯-200	5000~7000	13 670	4.65	110~2000	0.0454
嘎斯-MM	1 500	3 310	3.28	50~2900	0.081
吉斯-5	3 000	6 100	5.55	73~2800	0.0575
奧特卡D-H	3 600	9 000	5.9	84~2500	0.0462
奧特卡N	3 600	10 000	6.6	94~2500	0.0395
布克維160	3200~3600	9 500	5.9	90~2500	0.0388
布克維170	3 600	8 850	6.2	106~2600	0.0438
吉姆西T-43-C	3200~4000	8 200	4.2	76~2500	0.0388
吉姆西T-46-C	4 500	8 640	5.4	94~2500	0.060
吉姆西T-51-B	3600~5000	9 000	5.4	94~2500	0.0464
華特618	2700~3600	8 200	4.9	77~2500	0.053
華特621	2700~3600	8 200	7.16	105~2300	0.0575
華特704	3 200	6 350	4.2	79~2600	0.0505
ACF175-B	6 000	11 800	11.6	150~2000	0.069
布克維160	5 200	9 520	5.9	90~2500	0.0395
布克維PC-22-SP	5 600	9 960	6.25	104~2400	0.0428
道奇F-61	5 540	9 060	5.06	96~3000	0.040
吉姆西T-51	5 000	9 060	5.42	94~2500	0.0446
吉姆西T-61	5 700	10 400	6.56	110~2300	0.0606
格蘭姆GF	5 850	10 860	12.76	164~2000	0.0452
華特621-K	5 850	10 860	7.11	105~2300	0.0418
華特631	5 700	10 860	7.11	105~2300	0.0538
華特641	5 250	10 860	9.5	130~2300	0.0598
布克維195	6 400	11 360	7.0	118~2400	0.0408
奧特卡T	6 100	12 700	7.42	95~1800	0.0397
華特642	6 600	12 700	9.5	130~2300	0.0663
吉姆西T-84	7 700	13 600	8.2	135~2200	0.0482
吉姆西T-85-H	8 700	15 400	8.6	128~2100	0.0498
吉姆西T-110-C	10 600	18 150	10.1	149~2100	0.046
麥克BX	8 400	14 000	7.67	117~2400	0.0353

後垂直向下，與代表 $\frac{i'_0}{i_0}$ (例如, $c=0.9$) 之直線相交， Δ 點即確定新動力因數值。變更車重及後橋比率而尋出動力因數的方法已直接示明於圖上。在 i_0 變更時，欲求得新速度值，可利用圖中右下角之輔助直線。 β 角是以 $\tan \beta = c$ 之關係而確定。

汽車動力因數之值取決於發動機及變速箱的參數、車重及車身的流線性。輕型汽車在直接傳動時的最大動力因數 D_{\max} 介於 0.12~0.20 之間；相應於在直接傳動時動力特性最大值的速度在 30~65 公里/時之間。

表 5 中列有數種輕型汽車在直接傳動時 D_{\max} 之值，此值係由分析方法在發動機扭力最大時計算而求得。

同樣的數種載重汽車[1]的 D_{\max} 之值和速度列於表 6。

汽車行經一段道路的時間。既知用汽車動力特性來確定其不同道路阻力時速度的方法，則汽車在規定行程的行駛時間亦可以確定。

設在行程中分段，各段長度為 S_1, S_2, S_3, \dots 公尺，知其行駛速度為 v_1, v_2, v_3 (行程分為若干段後，每段中的道路阻力可作為不變的)，則每段的行駛時間以分鐘計為： $t_1 = \frac{60}{v_1} \cdot S_1; t_2 = \frac{60}{v_2} \cdot S_2; t_3 = \frac{60}{v_3} \cdot S_3$
.....

行程的總時間為：

$$T = \sum (t) = 60 \left(\frac{S_1}{v_1} + \frac{S_2}{v_2} + \frac{S_3}{v_3} \right) \quad (59)$$

全程行駛的時間可用圖解方法求得[3]。

[汽車加速的時間與行程]汽車的加速，可以直接用運動的基本微分方程式來確定

$$j_a = \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} (D - \psi), \quad (60)$$

由此，在規定的自 v_0 到 v_n 的速度階段，汽車行駛的時間為

$$T = \int_0^T dt = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{\frac{g}{\delta} (D - \psi)}, \quad (61)$$

$$\text{行程為 } S = \int_0^S ds = \int_{v_0}^{v_n} \frac{v dv}{\frac{g}{\delta} (D - \psi)} \quad (62)$$

如已知 $P_k = f(v)$ 之關係，則可直接用積分來解汽車運動的微分方程。實際上，汽車的行駛時間 T 與行程

S 常用圖解分析法或用圖解方法求得。

應當注意，按公式(60)計算出來的加速值，將不與實際的完全相等，因為在行駛中的發動機馬力與在一定方法試驗時所量出的將有所不同。

[分析圖解法]依規定的汽車動力特性在一個選定的變速比率(圖 22)或在全部的變速比率(圖 23)作出

$$\frac{1}{\frac{g}{\delta} (D - \psi)} = \frac{1}{j_a}$$

反比(即 $\frac{1}{j_a}$ ——譯者)曲線，直坐標 v_0 和 v_n 以及橫坐標之間的面積，即為行駛之時間 T ，其比例尺為：

$$1 \text{ 公厘}^2 = \frac{a \cdot b}{3.6} \text{ 秒}, \text{ 式中 } a \text{ 和 } b \text{ 之比例尺與 } v_a \text{ 及 } \frac{1}{j_a}$$

坐標之比例尺相同，前者 v_a ——1 公厘 = a 公里/時

$$\left(\frac{a}{3.6} \text{ 公尺/秒} \right), \text{ 後者 } \frac{1}{j_a} \text{——1 公厘} = b \text{ 秒}^2/\text{公尺}。$$

如果在所示圖上將全部加速的速度階段 $v_n - v_0$ 分為若干段，如 $(v_1 - v_0), (v_2 - v_1), \dots, (v_n - v_{n-1})$ ，然後求得每一段之加速時間 t_1, t_2, \dots, t_n ，則可作一加速時間之曲線(圖 24)。此曲線就是該汽車的加速特性。這樣，如果只要求得汽車加速的總時間，則可將動力特性圖上的加速的速度階段分為若干相等的小段，使 $(v_1 - v_0) = (v_2 - v_1) = \dots = (v_n - v_{n-1}) = \Delta v$ 。

依梯形公式，行駛的時間為

$$T = \frac{\Delta v}{3.6} \cdot \frac{\delta}{g} \left[\frac{1}{2(D_0 - \psi)} + \frac{1}{D_1 - \psi} + \frac{1}{D_2 - \psi} + \dots + \frac{1}{D_{n-1} - \psi} + \frac{1}{2(D_n - \psi)} \right], \quad (63)$$

式中 D_0, D_1, \dots, D_n ——在速度 v_0, v_1, \dots, v_n 時的動力因數值。速度 Δv 分段愈細，則計算的結果將愈準確。

汽車行駛的時間即等於圖中以下列各線為界限的面積：加速時間曲線、加速的始點及終點 t_0 及 t_n 的橫線(或加速的速度 $v_0 - v_n$)及直坐標。

在此，1 公厘²—— $a m$ 公尺，(此處 m 為加速時間坐標的比例尺：1 公厘—— m 秒。

將加速時間曲線分為若干段 $(t_1 - t_0), (t_2 - t_1), \dots, (t_n - t_{n-1})$ ，並與速度的若干段相對應，然後求得每一小段之加速行程即可作出汽車加速行程的曲線(圖 25)。

[圖解法]在已知阻力 ψ 的道路上作加速時間曲線的最簡單方法之一是直接自動力特性用圖解法如下：劃出徵示道路阻力 ψ 的直線，其比例尺與 D 相同(見圖 26)，在此直線上，劃上極點 P ，使 P 點至直坐標之距

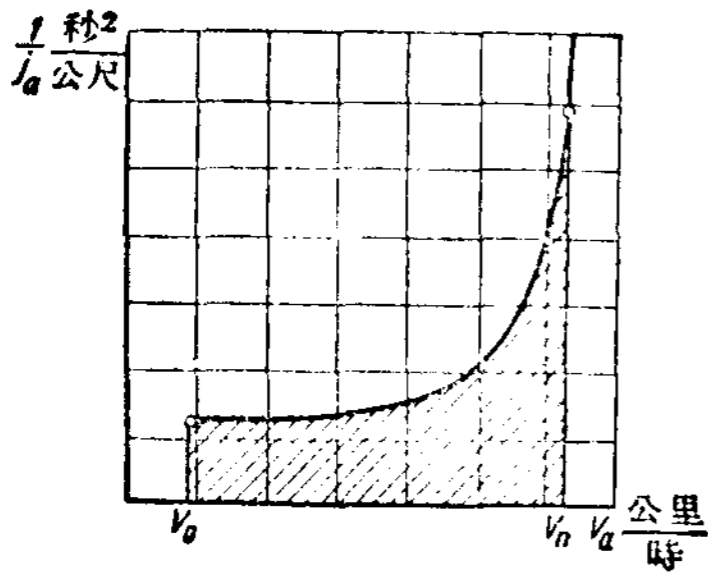


圖22 汽車加速及比值的曲線。

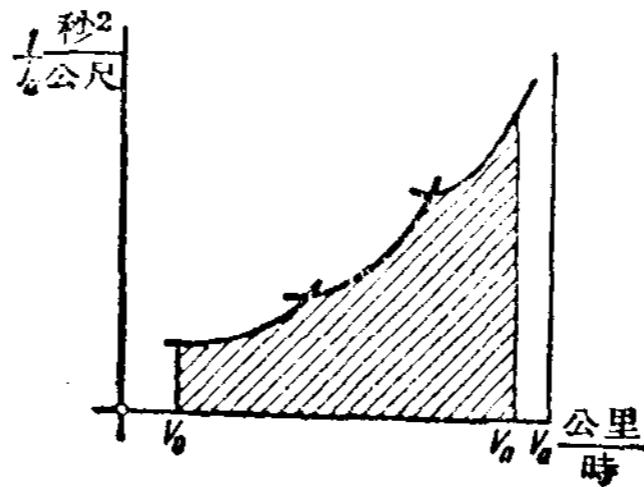


圖23 汽車用變速箱時加速及比值的曲線。

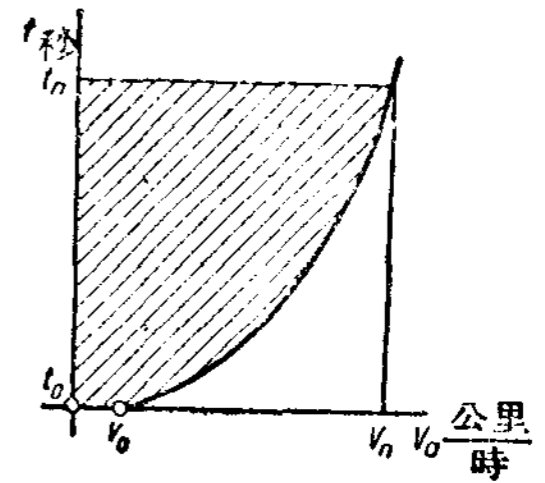


圖24 汽車加速時間的曲線。

離 $O'P = \frac{\alpha\delta}{3.6cmg}$ ，式中之 α, c 及 m 為比例尺；在速度軸標上 $v_a:1$ 公厘—— a 公里/時；在動力因數軸標上 $D:1$ 公厘—— c 公斤/公斤；在加速時間軸標上 $t:1$ 公厘—— m 秒。

將加速的速度階段 $(v_n - v_0)$ 分為若干段，求出動力因數各段之中間值，並由此各點引垂直線至直坐標。自 A 點作 AE 線與幅線 Pd_1 垂直，再自 E 點作 EB 線與 Pd_2 垂直，作 BF 線與 Pd_3 垂直，而成為一斷曲線，即是汽車加速時間的近似曲線。 $(v_n - v_0)$ 之間分段愈細，則所得的斷曲線也愈近於真正的加速時間曲線。用圖解法來作出加速的路程曲線(圖 27)，先在規定的動力特性圖上劃橫線代表道路阻力 ψ ，然後將加速的速度階段 $(v_n - v_0)$ 之間分為若干段，將每段中的動力因數的中間點與 O' 點相連，再自 A 點作 AE 線與幅線 $O'D_1$ 垂直，作 EB 線與 $O'D_2$ 垂直，作 BF 與 $O'D_3$ 垂直，而成為一斷曲線，即是加速路程的近似曲線。其比例尺為：
1 公厘—— k 公尺， $k = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{a^2}{c}$ 。

[汽車功率的平衡]在求解某些牽引力的問題時，

用功率(馬力)平衡較之用牽引力平衡更為便利。即是表示出在每一時刻，自發動機傳至主動輪的功率，等於用以克服各種運動阻力之功率總和。

功率與牽引力比率的一般形式是 $N = \frac{Pv_n}{270}$ 。

代入與分析牽引力平衡相似的指數，即得：

$N_k = \eta_m N_m = \frac{Pk^2 a}{270}$ 傳到主動輪上的功率，

$N_f = \frac{G_a f \cos \alpha v_a}{270}$ 消耗於克服轉動阻力的功率，

$N_i = \frac{G_a \sin \alpha v_a}{270}$ 消耗於克服上坡阻力的功率，

$N_w = \frac{kFv_a^3}{3500}$ 消耗於克服空氣阻力的功率，

$N_j = \frac{\delta G_a j_a}{g \cdot 270} \cdot v_a$ 消耗於克服一般加速阻力的功率。

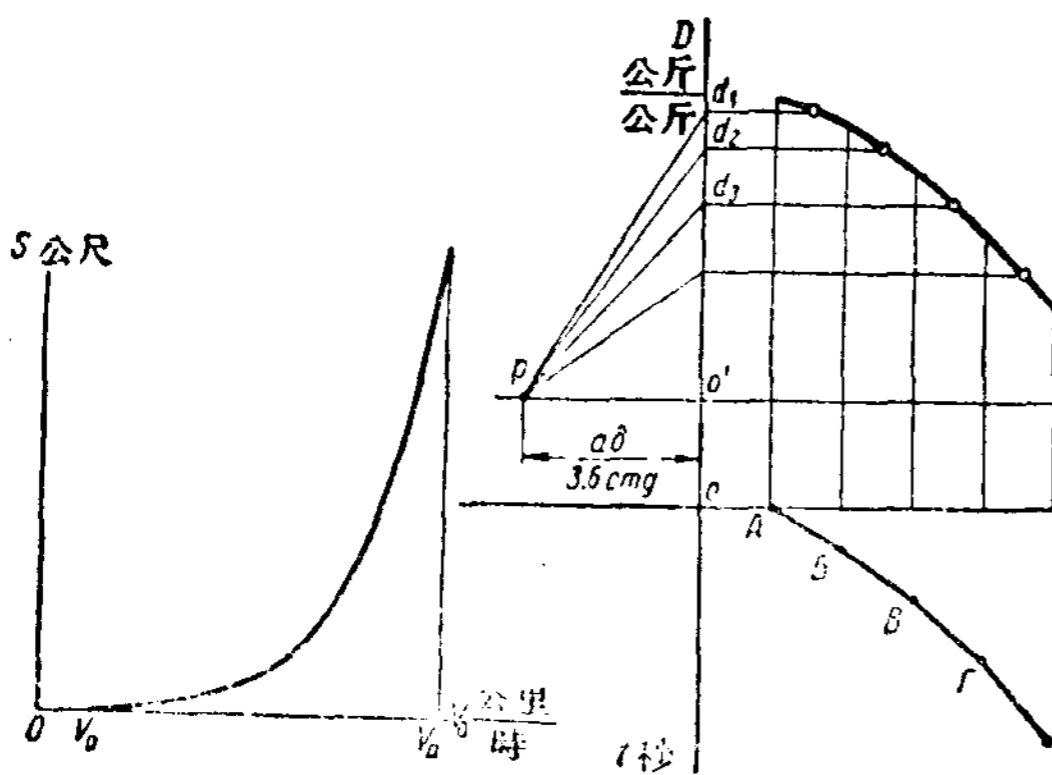


圖25 汽車加速路程曲線。

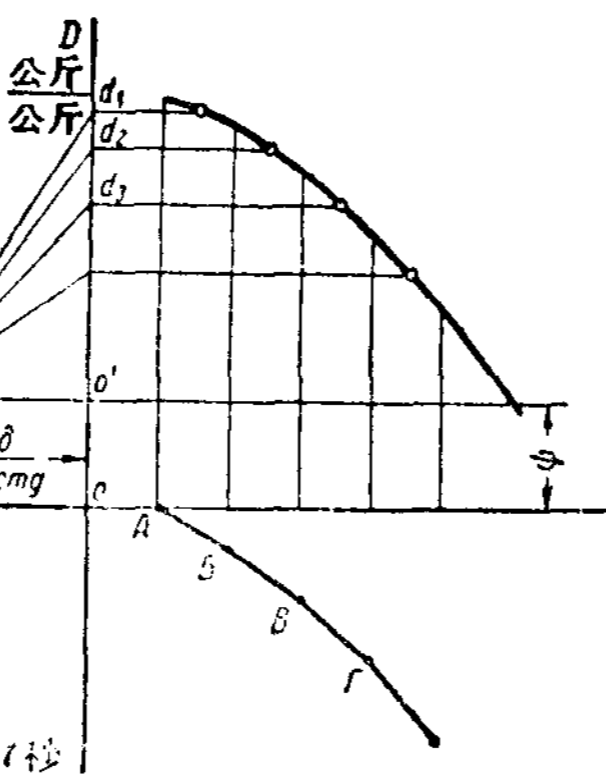


圖26 圖解法繪製汽車加速時間曲線。

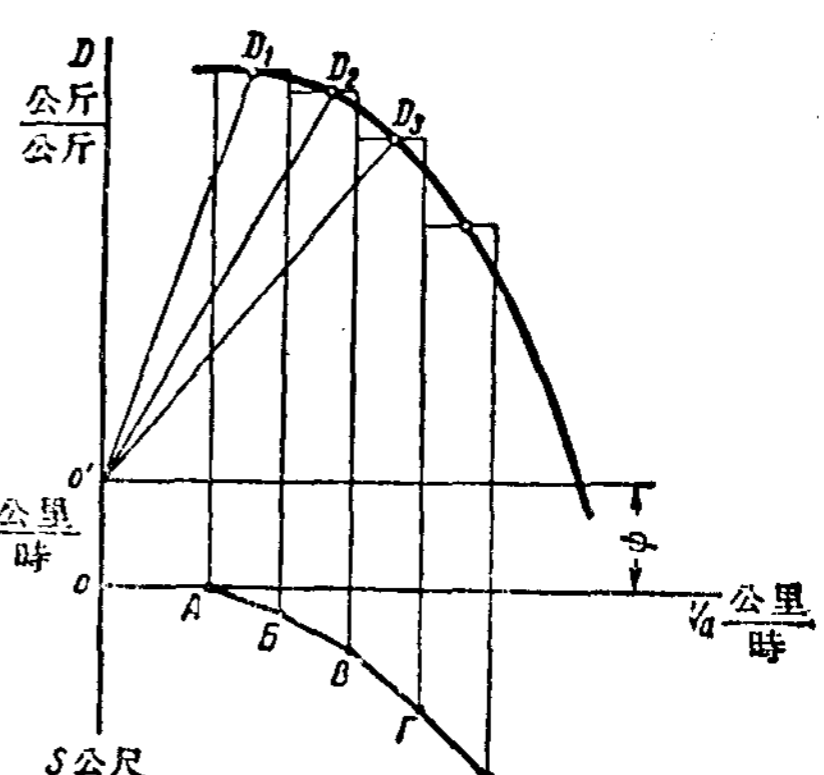


圖27 圖解法繪製汽車加速路程曲線。