

蘇 聯 機器製造百科全書



機械工業出版社

蘇 聯

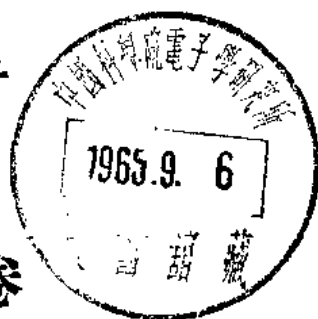
機 器 製 造 百 科 全 書

機器製造百科全書編輯委員會編

第 四 部 分

機 器 設 計

第 十 一 卷



責任編輯 教授技術科學博士 馬爾金斯



機械工業出版社

1 9 5 6

0258

幾 點 說 明

1. 本卷在單行本譯校工作上曾存在着一些缺點和錯誤。此次合卷出版,已作了一些必要的修改,其中第一、三、六和七章曾承萬欣同志重新校訂。

2. 由於我國機械名詞目前尚未統一,而本書譯校者又很多,因此書中名詞雖然盡量採用通行的,但尙未能完全一致,故在書末附有中俄名詞對照表以供讀者參考。

3. 本卷出版單行本時,第一章曾承張德慶同志校訂,第二、三、七和八章曾承茅於恭同志校訂,第四章曾承趙震鯉同志校訂,第五和八章曾承盛景方同志校訂,第六章曾承鄧卓榮同志校訂。

本 卷 譯 者

卞伯紳、吳起亞、茅於恭、盛景方、張榮禧、霍毓文、繆 楨

* * *

№ 1100

1956年4月第一版 1956年4月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 字數831千字 印張28³/₈ 插頁2 0,001—4,500冊

機械工業出版社(北京東交民巷27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) 6.90元

編輯委員會

主任委員兼總編輯院士 丘達科夫(Е.А.Чудаков)

阿科波夫(С. А. Акопов), 阿爾托波列夫斯基(И. И. Артоблевский), 阿切爾康(Н. С. Ачеркан), 別斯普羅茲瓦內依(И. М. Беспрованный), 古德佐夫(Н. Т. Гудцов), 吉古新(В. И. Дикушин), 葉甫利莫夫(А. И. Ефремов), 扎波洛瑞茲(В. К. Запорожец), 濟明(А. И. Зимин), 卡扎科夫(Н. С. Казаков), 吉爾比切夫(М. В. Кирпичев), 柯萬(В. М. Кован), 康紐沙煙(Ю. П. Конюшая), 李普噶爾特(А. А. Липгарт), 馬累歇夫(В. А. Малышев), 馬爾簡斯(Л. К. Мартенс), 馬利恩巴哈(Л. М. Мариенбах), 尼古拉也夫(Г. А. Николаев), 奧金格(И. А. Одинг) (編輯委員會副主任委員), 巴頓(Е. О. Патон), 拉姆金(Л. К. Рамзин), 魯勃佐夫(Н. Н. Рубцов), 薩威林(М. А. Саверин) (編輯委員會副主任委員), 謝明欽柯(И. И. Семенченко), 薛倫新(С. В. Серенсен), 赫倫諾夫(К. К. Хренов), 赫魯曉夫(М. М. Хрущов), 沙明(Н. А. Шамин), 謝列斯特(А. Н. Шелест), 舒赫加利切爾(Л. Я. Шухгальтер) (副總編輯), 雅柯夫列夫(А. С. Яковлев)。



本 卷 著 者

阿勃拉莫維奇(А.Д.Абрамович)、別列卓夫斯基(С.И.Березовский)、費爾比茨基(Н.Ф.Вержбицкий)、耿金(К.И.Генкин)、庚茲布爾格(Д.Б.Гинзбург)、高里德(Б.В.Гольд)、杜爾馬托夫斯基(Ю.А.Долматовский)、杜施凱維奇(А.А.Душкевич)、季密列夫(Г.В.Зимелев)、伊瓦諾夫(К.С.Иванов)、基辛斯基(М.И.Кишинский)、克列衣斯列爾(А.А.Крейслер)、拉普杰夫(С.А.Лаптев)、李沃夫(Е.Д.Львов)、奧斯特羅符采夫(А.Н.Островцев)、斯凱爾傑夫(А.И.Скерджев)、托卡烈夫(Г.Г.Токарев)、奇列諾夫(А.Г.Членов)、丘達柯夫(Д.А.Чудаков)。

* * *

科 學 編 輯

工程師費里茲仰斯基(А.С.Близнянский)(術語和符號),教授庚茲布爾格(Д.Б.Гинзбург)(第九章),副教授技術科學候補博士高里德(Б.В.Гольд)(第一至五章),教授卡烈爾斯基(Д.К.Карельский)(第六至八章),教授克列斯季(М.К.Кристи)(第六至八章),副教授馬拉霍夫斯基(Я.Э.Малаховский)(第一至五章),工程師馬爾庫斯(М.Е.Маркус)(全卷科學編輯),院士丘達柯夫(Е.А.Чудаков)(第一至五章),教授施普蘭克(В.Э.Шпринк)(全卷副責任編輯)。

*

圖表科學編輯:工程師卡爾干諾夫(В.Г.Карганов);工程師伊昂諾夫(П.М.Ионов)

*

全卷組織編輯 比巴諾娃(Р.А.Бибадова)

*

編輯室主任 馬列茨卡婭(В.Н.Малецкая)

原編者的話

蘇聯機器製造百科全書第十一卷論述汽車、拖拉機和煤氣發生爐裝置的構造與計算。

‘汽車’部分共分五章(第一至五章)。這幾章所包括的資料有汽車底盤的構造與計算方面的,以及汽車原理(牽引力學、燃料的經濟性、穩定性和懸掛等)方面的。關於汽車發動機方面的參考資料,可參看本書的第十卷,在該卷中還包括有其他形式運輸用內燃機的資料。

這一部分材料是根據現有汽車隨不同使用條件的分類而編排的。特別是主要用來在野地行駛的越野汽車,爲了提高其通過性,就不再是一般運輸用汽車底盤的簡單變形;在大多數情況下,它們具有獨立的結構和獨特的總成構造;這就不得不將之劃出作爲獨立的一章來論述。大家都知道,對我國(蘇聯)來說,越野汽車的製造不但對國民經濟有意義,而且對國防也很重要。

由於使用地方性燃料的汽車,特別是使用煤氣的煤氣瓶汽車和煤氣發生爐汽車,有廣泛採用的必要,所以在專門的一章中論述。在這一章中,彙集了所有關於結構方面的必要資料,在底盤上各特備總成佈置方面的必要資料,以及各總成構造與計算方面的必要資料。

拖車及半拖車的構造,在本書中也佔有相當大的篇幅。將來汽車列車在我國(蘇聯)運輸業中的巨大作用將證明這是正確的。

在敘述汽車構造的幾章中,敘述了基本的主要構造元件的分類,並指出了各個合件的,首先是列舉上等國產(蘇聯產)汽車合件的合理構造方案。

雖然本‘百科全書’有專門的兩卷(第三卷和第四卷)來論述材料學,但在本卷第二章中,還是列入了底盤某些重要零件的材料選擇和材料性質的資料。在計算部分中,只談到計算汽車各個總成所採用的有關資料(當然,在機器零件的各章中以及本書第二卷●中所援引過了的基本公式是沒有再重複了)。

關於目前所使用的各種類型國產(蘇聯產)汽車的性能方面的參考資料,則在單獨的一章中用表格的形式列出。

在‘拖拉機’部分中,包括農業用拖拉機的原理,近代拖拉機類型的分析,各機構構造的敘述以及主要組件的計算方法。

在拖拉機原理中,討論了輪式和履帶式拖拉機用於農業工作時所發生的諸作用力,敘述了功率平衡和牽引計算的方法;除此之外,還分析了拖拉機某些主要機構的理論,因爲這些機構的計算是與拖拉機的整體動力學密切相關的。在現代拖拉機類型的分析中,包括有拖拉機性能的一般指標的數據,並附帶有蘇聯拖拉機的詳細規格,以及田間試驗的結果(以牽引特性的形式表出)和拖拉機發動機台上試驗的結果(以調速特性的形式表出)。

● 蘇聯機器製造百科全書第二卷,已在1953年經過修訂,取名‘機械零件’分上下冊出版。因此,第二卷不再譯成中文。‘機械零件’的中譯本,將在1956年全部出齊。——出版者

在敘述機構的構造中，除了國產拖拉機之外，還包括一些最流行的外國拖拉機。在這裏給出了一些由直接量出的構造參數，一些工藝過程的資料，以及一些試驗的結果，測量的結果，精密測量的結果和零件材料的研究結果。

在說明構造特點的同時，還列出了用以確定作用於合件和零件上的設計作用力的公式，評定機構和零件工作能力的數據，以及許用應力的數據。

照例，在這裏也沒有列出用來計算零件強度的公式，因為這些公式已在本‘百科全書’的第二卷中列出。

在第九章中，論述了燃料氣化過程的理論基礎，獲得發生爐煤氣的種類和方法，以及煤氣發生爐在分類上的特徵。在這裏，對蘇聯所採用的和蘇聯工廠中所生產的煤氣發生爐的構造及其工作指標則特別注意。

對於大型固定式煤氣發生爐、小型固定式動力用煤氣發生爐和汽車拖拉機用煤氣發生爐，分別進行了討論。在討論煤氣發生爐時，也列舉了煤氣發生爐裝置輔助設備的資料。

在這一章中，列有不同用途煤氣發生爐的基本類型和構造的參考資料，這些煤氣發生爐是：供烘爐用的；供生產化學原料用的；供動力上的需要用的；以及拖拉機用的、汽車用的、內燃機車用的和船用的。本章還討論了煤氣發生爐及其輔助設備的構造與所採用燃料的種類、使用者的要求和當地條件的關係。

此外，還列舉了各類煤氣發生爐和一些主要輔助設備在尺寸上、排量上、材料性質上和工作指標上的數據，也列舉了一些為計算煤氣發生爐和輔助設備的尺寸、數量和在工作指標所必需的資料。

在本卷的編寫過程中，下列評閱者對本書的某一部分或整章的內容給予了廣泛的批評和指正，這些給著者和編者很大的幫助，謹致深切的謝意：

阿爾曼德(Е.Б.Арманд)工程師(第二章)，技術科學博士保勤斯基(В.Н.Болтинский)教授(第六章)，技術科學候補博士沃爾科夫(П.М.Волков)副教授(第八章)，技術科學候補博士戈德(Б.В.Гольд)副教授(第四章)，一級科學工作員杜斯凱維奇(А.А.Душкевич)(第二章)，技術科學博士濟米列夫(Г.В.Зимелев)教授(第三章)，克利斯季(М.К.Кристи)教授(第八章)，技術科學候補博士庫蓋(Р.В.Кугель)(第二章)，技術科學候補博士奧斯特洛夫采夫(А.Н.Островцев)(第一章)，波路包雅利諾夫(Г.П.Полубояринов)工程師(第九章)，技術科學候補博士沙莫(Г.И.Самоль)(第四章)，斯洛尼姆斯基(В.Я.Слонимский)工程師(第七章)，斯坦凱維奇(В.Г.Станкевич)工程師(第六章)，托卡烈夫(Г.Г.Токарев)工程師(第四章)，技術科學候補博士法里凱維奇(Б.С.Фалькевич)副教授(第一章)，技術科學候補博士費特切爾曼(Б.М.Фиттерман)副教授(第三章)，技術科學候補博士弗良斯基(Н.А.Фуфрянский)副教授(第九章)。

編者對於下列各位科學編輯的巨大而細緻的工作表示特別的謝意：施普林克(Б.Э.Шпринк)教授，庚茲布爾格(Д.Б.Гинзбург)教授，技術科學候補博士戈德(Б.В.Гольд)，克利斯季(М.К.Кристи)教授，馬爾庫斯(М.Е.Маркус)工程師。

請讀者將對於本卷內容的批評與要求寄給本‘百科全書’的編輯委員會以便在再版工作過程中加以利用。

馬爾金斯(Л.Мартенс)

目次

原編者的話	v
-------------	---

第一章 汽車原理

季密列夫(茅於軾譯)

鑑定用參數	1
汽車的牽引力學	1
汽車的制動	16
汽車的牽引計算	18
汽車的經濟性	21
汽車的穩定性	22
汽車的振動	24
參考文獻	27

第二章 運輸汽車

(盛景方譯)

汽車種類	高里德 1
汽車主要類型	1
載重汽車的種類	1
公共汽車的種類	5
輕型汽車的種類	7
底盤	高里德, 奧斯特羅符采夫 12
離合器	12
變速箱	22
萬向節軸	41
驅動軸	50
前軸	65
懸掛系	75
車架	81
車輪及輪胎	85
制動操縱系	88
制動操縱系主要尺寸的確定及其計算公式	98
轉向操縱系	103
汽車車身	杜爾馬托夫斯基 110
總論	110
車身設計的主要步驟	110
車身的式樣	110
車身的組合	112
車身的主要合件及零件	116
車身殼體構造的發展	119
輕型汽車車身及載重汽車駕駛室殼體	121
公共汽車車身殼體	122
載重汽車車身	124
汽車車列	拉普杰夫 129
定義及分類	129
汽車車列的操縱特性	130

汽車車列的載重量	133
跨騎式牽引車帶半拖車的構造及使用特點	134
拖車的主要構造部分	134
拆離式拖車的主要構造部分	136
跨騎式牽引車及半拖車的主要構造部分	137
跨騎式牽引車及半拖車承支-連接裝置的運動	138
制動系統	139
拖車輪軸	140
重型拖車	143
小載重量拖車	143
參考文獻	146

第三章 越野汽車

杜施凱維奇(張榮禧譯)

輪式越野汽車	1
半履帶式汽車	19
水陸兩用汽車	27
參考文獻	36

第四章 用煤氣燃料的汽車

基辛斯基、斯凱爾傑夫(卜伯紳譯)

煤氣車	1
煤氣車的用途和類型	1
煤氣車上煤氣發生器的安裝地位及載重特性	1
煤氣車的動力特性	5
煤氣車的使用特性	8
煤氣車的運用費用	12
煤氣車的耐久性	12
煤氣瓶汽車	耿金 12
概論	12
煤氣裝置汽車的主要部件	17
參考文獻	31

第五章 汽車技術特性

阿勃拉莫維奇(茅於軾譯)

第六章 拖拉機的原理

李沃夫(張榮禧譯)

拖拉機機具組的工作穩定性和經濟性	1
輪式拖拉機的總體動力學	1
履帶式拖拉機的總體動力學	6
拖拉機的牽引計算	9
輪式及履帶式拖拉機的轉向理論	14

參考文獻	20
------	----

第七章 拖拉機的構造

丘達柯夫(張榮禧譯)

農業拖拉機構造的發展	1
農業拖拉機的構成	1
拖拉機主要參數	6
參考文獻	16

第八章 拖拉機的主要合件和零件

(霍毓文、吳起亞譯)

拖拉機的傳動系統	丘達柯夫	1
主離合器		1
變速箱		5
後橋		12
傳動機構的零件		23
拖拉機的轉向及制動機構	丘達柯夫	27
產生轉向力矩的主要方法		27
輪式拖拉機的轉向機構		28
制動器		30
履帶式拖拉機的轉向離合器及轉向制動器的驅動機構		32
加力驅動		35
拖拉機上操縱機構的安排		38
拖拉機的行走系統	克列夫斯列爾	38
履帶式拖拉機的行走系統		38
履帶行走部分的主要尺寸		40
履帶行走部分的合件及零件		45
拖拉機的履帶行走部分	費爾比茨基	53
履帶的幾種標準構造		53
履帶鏈的摩擦		58
履帶主要參數的選擇		58
組成式帶節的軌銷和銷套的強度的計算		58
不可拆式帶節的軌耳間的負荷分佈		59
鏈輪和履帶的嚙合		60
拖拉機的车輪	費爾比茨基	62
金屬車輪強度的計算		65
拖拉機的工作裝置	丘達柯夫	71
牽引裝置		71
功率輸出軸		73
驅動帶輪		74
操縱懸掛式農業機具的機構		75

中俄名詞對照表	I—IX
---------	------

參考文獻	78
------	----

第九章 煤氣發生爐

(下伯神、繆核譯)

煤氣發生爐的氣化過程原理及構造

廣茲布爾格	1
氣化過程	1
發生爐煤氣的種類	2
發生爐煤氣的分類	4
送風	4
爐身的構造	5
灰及熔渣的排除	5
加料	7
燃料層的攪拌	7
獲得發生爐煤氣的連續法及間歇法	7
焦油的析出和分解方法	8
燃料在懸浮狀態及粉末氣流中的氣化	8
提高煤氣熱值的方法	12
煤氣發生爐的工作指數	12
煤氣發生爐的數量及尺寸的確定	14
煤氣發生爐的效率	14
煤氣發生爐的改進	15
固定式煤氣發生爐的構造機件	伊瓦諾夫 16
爐篦	16
加料設備	17
爐身零件	21
送風箱	24
攪拌設備	24
水煤氣煤氣發生爐的管理	27
煤氣發生站的設備及工藝佈置圖	別列卓夫斯基 28
煤氣的澄清設備	29
煤氣發生站的附屬設備	34
設備的驗收與試驗	34
動力煤氣發生爐	奇列諾夫 35
固定式煤氣發生爐	36
移動式煤氣發生爐	43
煤氣發生爐的構成機件	45
汽車拖拉機用煤氣發生爐	托卡烈夫 48
用不分解焦油燃料的煤氣發生爐	48
用分解焦油燃料的煤氣發生爐	51
煤氣發生爐的構造機件	53
煤氣的冷卻與濾清	55
參考文獻	58

第一章 汽車原理

鑑定用參數

汽車原理是確定汽車在各種情況下的基本運動規律並研究在該情況下所發生的諸依賴關係的科學。

這種研究使得可以對於汽車的許多使用性能進行評比，並且可以確定某一汽車（已有的或正在設計的）對於某一使用範圍或使用條件是否適合。

在許多表徵汽車特性的性能中〔9〕，其用理論方法來研究的，主要是牽引性能、經濟性能、穩定性與舒適性。

牽引性能（動力學）的最終目的是確定汽車在某一種道路情況下的平均行駛速度，而後者又決定於汽車的最高速度，克服阻力增高（爬坡）的能力以及加速性（很快的加速的能力）。

經濟性能（經濟學）確定燃料消耗量與道路情況和行駛狀態的關係。

穩定性表徵汽車在各種道路情況下行駛而不致顛覆或側向滑溜的能力。

舒適性是與汽車行駛中的振動有關的。它確定這種振動對於乘客和司機的影響。

汽車的牽引力學

汽車運動的微分方程式

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

式中 $\frac{dv}{dt} = ja$ ——汽車前進運動中的加速度（公尺/秒²）； P_k ——驅動輪上的全部周線力（未考慮旋轉質量的影響）（公斤）； $\sum P_c$ ——汽車運動阻力的總和（公斤）； G_a ——汽車的總重（公斤）； g ——自由落體加速度（公尺/秒²）； J_m ——發動機飛輪的轉動慣量（公斤·公尺²）； i_k ——變速箱傳動比（包括副變速箱）； i_0 ——主要傳動的傳動比； r_k ——車輪的工作半徑（滾動半徑）（公尺）； η_m ——傳動系的機械效率； $\sum J_k$ ——汽車車輪轉動慣量的總和（公斤·公尺²）。

方程式（1）中右邊項的分母是汽車的換算質量。汽車的換算質量與前進運動質量之比叫做汽車旋轉質量的影響係數 δ （汽車的旋轉質量包括飛輪和車輪；其他零件如齒輪和軸等，因其對 δ 值的影響很小，所以

忽略不計）〔9〕。

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

當汽車的有效載重減小時， δ 值即增加，當汽車沒有載重時， δ 達最大值；在此情況下，公式（2）中應以汽車的本身重量 G_0 代替汽車的總重 G_a 。

在表 1 中列舉了數種汽車的 δ 值。

δ 值可用下列經驗公式來近似地求得〔9〕。

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

對於雙軸載重汽車， σ 之值在 0.04~0.08 之間。

對於具有多缸發動機的汽車，其飛輪的 J_m 值較小，上述 σ 值接近下限。對於三軸汽車，其 σ 值一般比雙軸汽車的稍高。

聯解方程式（1）與（2），即得：

$$\frac{dv}{dt} = ja = \frac{P_k - \sum P_c}{Ga} \times \frac{g}{\delta}. \quad (4)$$

車輪的工作半徑（滾動半徑） r_k ——一個假想的由輪胎上劃出的，在行駛過程中沒有變形的環的半徑，

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

式中 s （公尺）——在給定的行駛情況（速度，所傳輸的扭轉力矩，載重，輪胎內的空氣壓力）下，車輪每轉一轉，輪子中心所通過的路程。

上述情況的改變，將使得 r_k 改變。

當車輪的轉速增加時，由於離心力的作用使 r_k 增加，而當輪胎中的空氣壓力愈小時， r_k 的增加也愈多。

在圖 1 上表示出當自由懸吊着的車輪（32×6"）旋轉時，輪胎半徑的改變 Δr ，這是根據切爾內歇夫（И.Н. Чернышев）副教授在莫斯科高等工業學校（МВТУ）的汽車試驗室中所作試驗而作出的。在實際情況下，當受有載荷的車輪滾動時，速度對於 r_k 的改變的影響將略為減小。

當所傳輸的扭轉力矩增加時，由於輪胎的切向變形增加〔6〕，將使 r_k 減小。增加作用於車輪上的垂直載荷和減小輪胎中的空氣壓力，將造成同樣的影響。

● δ 為後者所加。——校者

表1 某些汽車旋轉質量的計算係數

汽車類型	$\int m$ (公斤·公尺·秒 ²)	$\int \kappa$ (公斤·公尺·秒 ²) 前 後	$\delta = \frac{\text{有載重}}{\text{無載重}}$				
			第一檔	第二檔	第三檔	第四檔	第五檔
ГАЗ М-1 型輕型汽車	0.0673	$\frac{0.2113}{0.2113}$	$\frac{1.452}{1.590}$	$\frac{1.171}{1.223}$	$\frac{1.089}{1.116}$		
威利斯-MB 型輕型汽車	0.0203	$\frac{0.1837}{0.1837}$	$\frac{1.258}{1.322}$	$\frac{1.121}{1.151}$	$\frac{1.079}{1.098}$		
ГАЗ-AA 型 1.5 噸載重車	0.0673	$\frac{0.331}{0.662}$	$\frac{2.98}{4.83}$	$\frac{1.49}{1.95}$	$\frac{1.17}{1.33}$	$\frac{1.08}{1.155}$	
ЗИС-5 型 3 噸載重車	0.149	$\frac{0.829}{1.658}$	$\frac{3.08}{5.065}$	$\frac{1.70}{2.375}$	$\frac{1.20}{1.40}$	$\frac{1.09}{1.18}$	
ЗИС-6 型三軸 2.5~4 噸載重車	0.149	$\frac{0.829}{1.658}$	$\frac{5.492}{9.72}$	$\frac{2.483}{3.89}$	$\frac{1.40}{1.77}$	$\frac{1.15}{1.30}$	
福特 2G8T 型 2 噸載重車	0.0526	$\frac{0.6745}{1.2855}$	$\frac{2.018}{2.797}$	$\frac{1.271}{1.479}$	$\frac{1.112}{1.200}$	$\frac{1.068}{1.122}$	
司蒂倍克 US6×6 三軸 2.5 噸載重車	0.0735	$\frac{0.7435}{1.4345}$	$\frac{2.121}{2.745}$	$\frac{1.411}{1.638}$	$\frac{1.149}{1.231}$	$\frac{1.084}{1.130}$	$\frac{1.073}{1.114}$

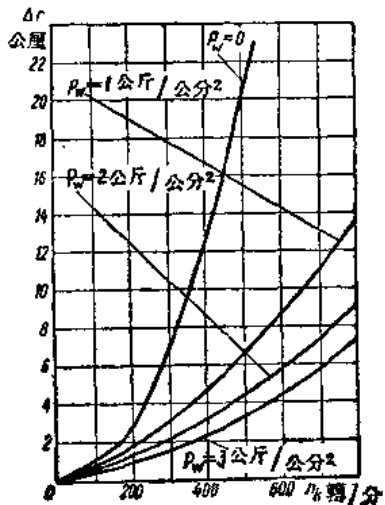


圖1 當自由懸吊的車輛旋轉時輪胎半徑的變更。

在圖2和3上援引了相應的關係曲線，這曲線是根據在以約·維·斯大林命名的陸軍大學的汽車試驗室中所作試驗而作出的。

於實際行駛情況下將所有上述的狀況予以共同的考慮是十分困難的；同時，對於某一類型的輪胎來說，在某一確定的使用情況下，其 \$r_K\$ 值與其平均值之間的偏差並不太大。平均來說，對於某一類型的輪胎來講，其車輪的工作半徑 \$r_K\$ 與自由狀態下的輪胎半徑 \$r_0\$ 之間的比值幾乎是不變的並在下列的範圍內：對於氣囊式胎，\$\frac{r_K}{r_0} = 0.930 \sim 0.935\$；對於高壓胎，\$\frac{r_K}{r_0} = 0.945 \sim 0.950\$。

傳動系的機械效率 \$\eta_m\$

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

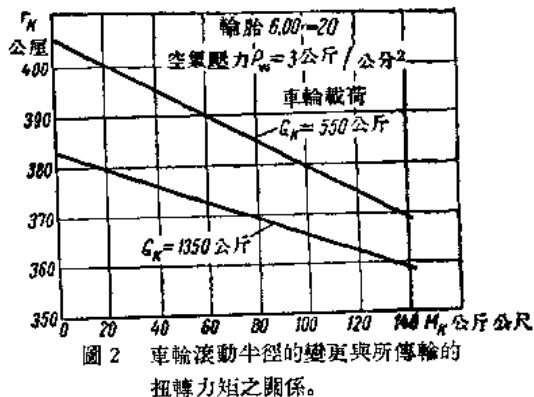


圖2 車輪滾動半徑的變更與所傳輪的扭轉力矩之關係。

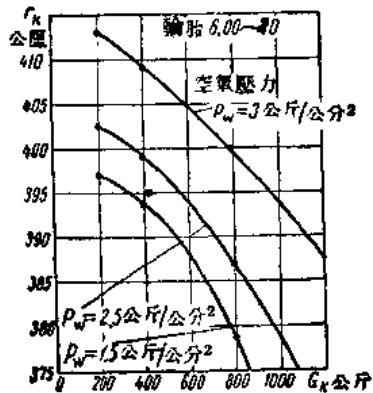


圖3 車輪滾動半徑的變更與作用在車輪上的垂直載荷之關係。

式中 \$N_m\$——發動機曲軸上的有效功率(馬力)；\$N_{mp}\$——克服汽車傳動系中的有害阻力所消耗之功率(馬力)。傳動系的機械效率由其依次相連的各個總成的機械效率之乘積來確定；在實際計算上，則僅為汽車變速箱、副變速箱、分動箱和主要傳動的機械效率之乘積。

$$\eta_{\Sigma} = \eta_K \cdot \eta_D \cdot \eta_P \cdot \eta_0 \quad (7)$$

其餘的總成(萬向節,各軸的軸承等),在目前其阻力都做得很小,以致對於傳動系的總機械效率的影響也很小。

在所討論的各總成中的阻力主要有:

A) 齒輪工作齒面間在嚙合中的摩擦。這阻力的大小主要隨所傳輸的作用力(力矩)的大小而變。當轉速一定而所傳輸的力矩增加時,則阻力的力矩也增加,但較所傳輸的力矩增加得慢;這就說明了為什麼機械效率會隨着所傳輸力矩的增加而提高。

B) 在齒輪箱中齒輪與滑油間的摩擦及在激濺滑油上的功率消耗(液力損失)。

對於所有上面所討論的總成來說,工作情況對於上述各種阻力的影響,在性質上是基本相同的;但隨着總成的類型、尺寸和構造的不同,其對比關係可能是不相同的。

圖4表示出在不同的轉速下,變速箱效率與所傳輸的扭轉力矩之間的關係曲線。曲線是在第三檔和滑油溫度 t° 為 70°C 的情況下得到的。

當所傳輸的扭轉力矩增加時,汽車主要傳動效的率也要增加,如圖5所示。

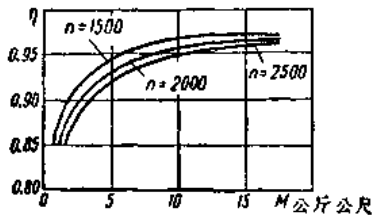


圖4 變速箱效率與傳輸的扭轉力矩之間的關係曲線。



圖5 主要傳動的效率與轉速之間的關係曲線。

液力損失隨滑油的溫度和黏度、箱中的滑油水平面及轉速而變,當溫度增高時損失減小,但隨着黏度、箱中的滑油水平面及轉速之增高而增加。

圖6所示是貝茨赫拉勒(M. M. Пичхелари)在以約·維·斯大林命名的陸軍大學的汽車試驗室中,在不加負荷和不同的滑油溫度情況下,對變速箱進行試驗的結果。

在圖7上,援引了由於上面所討論的兩種損失所

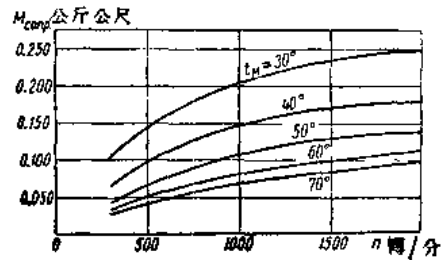


圖6 在變速箱中由於液力損失所形成的阻力的力矩與轉速之間的關係曲線。

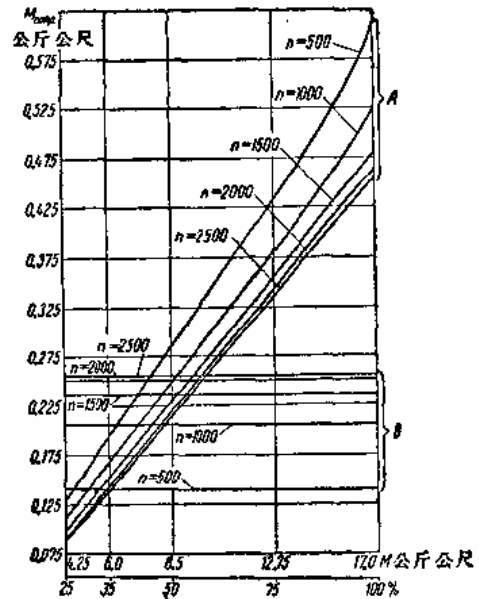


圖7 M-1型汽車變速箱中阻力的力矩與所傳輸的扭轉力矩及轉速之間的關係曲線。變速箱在第二檔,油溫為 30°C ;A為由於齒輪齒面之間的摩擦而形成的阻力的力矩;B為由於液力損失所形成的阻力的力矩。

形成的阻力的力矩與轉速和所傳輸的扭轉力矩之間的關係曲線(根據同一試驗)。

當接上中間檔時,變速箱的效率通常要降低,但這種降低可為主要傳動的效率的增加所補償,這是由於主要傳動所傳輸的力矩增加了而轉速降低了的緣故。上述情況使得在實際計算中,可以認為在所有各檔中傳動系的效率是不變的。

在初步計算中,傳動系的機械效率可採用下列的平均值:對於具有一根驅動軸的汽車—— $0.9 \sim 0.95$;對於具有兩根和三根驅動軸的汽車—— $0.85 \sim 0.9$ 。

汽車運動阻力的總和 ΣP_c 是幾種不同形式阻力的總和:

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

式中 P_i ——上坡行駛時的阻力(公斤)(下坡行駛時

的阻力為負值)；當在平路上行駛時， $P_i = 0$ ； P_f ——汽車車輪的滾動阻力(公斤)； P_w ——汽車行駛時的空氣阻力(公斤)。

克服上述阻力要消耗能量；在等速行駛或加速行駛的一般情況下是靠消耗發動機的功率；在汽車熄火行駛的情況下是靠消耗於汽車加速期間內所積蓄的能量；在不關閉發動機而減速行駛的情況下是靠消耗上述兩種能量的來源。

上坡行駛的阻力，決定於汽車的總重 G_a 與道路的坡度角 α (圖 8)：

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha_0 \quad (9)$$

當坡度角很小時(10° 以下)，可假定 $\sin \alpha = \tan \alpha = i$ ，式中 i 為道路之坡度，以百分數計或以小數計：

$$P_i \approx G_a \cdot i_0 \quad (10)$$

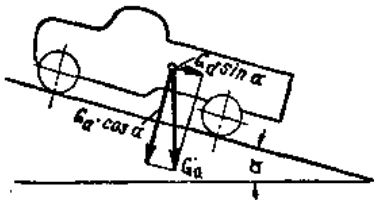


圖 8 汽車上坡行駛時的力圖。

近代的越野汽車所能克服的坡度角相當大(10° 以上)，在這樣大的坡度角的情況下，上述假設可能造成極大的誤差。

表 2 列有不同 α° 角的 i 值，以及當在式(9)中以坡度 i 代替 $\sin \alpha$ 所產生的誤差量 $\left[\frac{i - \sin \alpha}{\sin \alpha} \cdot 100\% \right]$ 。

表 2 坡度角與道路的坡度

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

滾動阻力是在汽車車輪滾動過程中，由於路面和輪胎變形的能量不可逆損失所形成的。

當輪胎和道路在載重的作用下而變形時發生下列的現象：車輪與支承表面相接觸的圓弧縮短了(圖 9)，其縮短量為 $\widehat{acc} - \widehat{adc}$ ；支承表面的線段增長了，其增長量為 $\widehat{adc} - \widehat{abc}$ 。

若輪胎在其切線方向上沒有彈性時，則上述情況就要使輪胎的支承表面產生沿着路面的相對位移(滑移)，並在克服所發生的摩擦上消耗能量。

相對位移的總量為：

$$s_{\Sigma} = \widehat{acc} - \widehat{abc} \approx \frac{r \alpha_1^3}{3}, \quad (11)$$

(α 的單位為弧度)。

如以輪胎在半徑方向上的變形 h_{Σ} 來表示相對位移的總量，即得：

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

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

輪胎上任何一點(以角度 α 來確定)的相對位移為：

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

上述之相對位移是很微小的，而且當輪胎與地面之間有足够的附着力時，則由於輪胎支承表面的切向變形，這微小的位移實際上是幾乎分佈在整個支承表面上的。因此，當車輪滾動時，由於輪胎與道路之間的摩擦所引起的能量消耗是不大的。

當將載重撤除時，在輪胎變形(h_{Σ})上所消耗的功是完全不能收復的；這種由於橡皮內部分子之間的摩擦、外胎各個部分之間的摩擦，以及在某種程度上由於外胎與內胎之間的摩擦所引起的不可逆損失，用輪胎的滯後迴線的面積(圖 10)來表示。

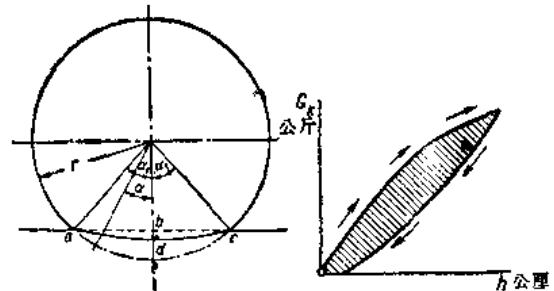


圖 9 車輪變形簡圖。 圖 10 車輪變形的滯後迴線。

當輪胎在施加於車輪上的扭矩的作用下而發生切向變形時，也發生類似的現象。

於道路支承表面的變形區段中也發生相應的能量消耗，而且在鬆軟的路面上，道路支承表面的滯後迴線

的絕對值較輪胎的大得多。在車輪滾動時，輪胎和路面的各個區段發生反覆的變形，並且連帶着發生能量的不可逆損失。

爲了有可能對於車輪滾動上所消耗的能量作數值上的估計，採用一假想的滾動阻力，這個力在數值上等於在沒有空氣阻力的情況下，爲使車輪沿着給定的道路等速滾動，在輪軸上所必須施加的力。爲了克服滾動阻力而對輪軸所必須施加的力爲：

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

式中 G_K ——加在車輪上的垂直載荷； f ——滾動換算係數（習慣上稱爲滾動係數）。

將公式(14)應用到整個汽車上，即以汽車壓在車輪上的實際載荷（垂直於地面的）來代替 G_K ，則得汽車的總滾動阻力：

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

滾動係數之值，基本上取決於輪胎及道路之型式，以及二者在車輪滾動時之變形。

車輪上之載荷愈大與輪胎之氣壓愈小，則滾動係數將愈大。後一因素僅在硬的路面上才正確；在軟的路面上（砂、黏土、雪等），大部分的滾動損失是由於土壤變形而形成的；因爲輪胎之氣壓愈小，則地面之變形也愈小，所以在這種情形下減低壓力可以降低滾動係數。

傳輸至驅動輪的輪胎上的扭轉力矩，也對滾動係數之值有影響，當扭矩增加時，滾動係數稍稍增加。

在車速不超過 80~100 公里/小時時，對於滾動係數的影響是不大的。車速再增加時，則現有各種輪胎的滾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氣壓情況下測定滾動係數的試驗結果。

輪胎的構造與材料，對於滾動係數之值是有一定影響的，例如六層的外胎在車速爲 50 公里/小時時之滾動係數，比相應的四層胎要大 7%，根據試驗室中研究

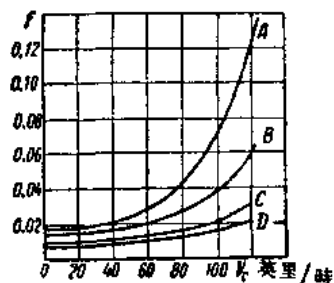


圖 11 在不同的輪胎氣壓下，汽車速度與滾動係數的關係曲線：A——胎內氣壓爲 1.4 公斤/公分²；B——2.1 公斤/公分²；C——3.16 公斤/公分²；D——4.22 公斤/公分²。

之結果，以人造絲胎層來代替棉線胎層，滾動係數可降低 13%。

上述各種因素，在它們的可能變動範圍內對於滾動係數的實際數值影響不大，而準確的計算它們則頗爲困難。因此，在實際進行汽車運動計算時，滾動係數採用下列之平均數值：

水泥或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，隨深度及情況之不同	0.02~0.05

汽車運動之空氣阻力主要是由於邊界層上的摩擦和在空氣中形成渦流，以及由此而產生的在車身前部和後部表面上的壓力差所形成的。

這樣，汽車在空氣中運動所消耗的總能量，一部分消耗於摩擦而轉變爲熱，而另一部分則以渦流的形式轉變爲動能。

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。這種阻力對汽車來說並不大。

第二種阻力——形狀阻力——主要決定於汽車及其各部分的形狀以及它們的配合。

由於上述兩種阻力而形成的汽車運動的空氣阻力，可用下式求得：

$$P_w = c \frac{\gamma}{g} F v^2 = c \rho F v^2, \quad (16)$$

式中 γ ——介質（空氣）的比重（公斤/公尺³）； ρ ——介質（空氣）的密度（公斤·秒²/公尺⁴）； g ——自由落體的加速度（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（中部截面的面積）（公尺²）； c ——介質（空氣）的阻力係數。

空氣密度：

$$\rho_a = 0.125 \frac{p_a}{760} \times \frac{288}{273+t}, \quad (17)$$

式中 p_a ——氣壓（公厘水銀柱）； t ——溫度（°C）。

在標準情況下（ $p_a = 760$ 公厘， $t = 15^\circ\text{C}$ ） $\rho_a = 0.125$ 公斤·秒²/公尺⁴。

中部截面面積 F 是物體在與運動方向垂直的平面中的最大截面面積。這個概念適用於其外形是按一定規律繪出的對稱體上，當物體的形狀較複雜時（汽車），用正面阻力面積的概念來代替，所謂汽車的正面阻力面積就是汽車在與運動方向垂直的平面上的投影面積。汽車正面阻力面積的近似值，可用汽車軌距與其高之乘積 $F = B \cdot H$ 來確定。

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

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

由於空氣的密度在地平面上變化很小，因此可取 $c\rho = k$ ，此處 k 為空氣阻力的換算係數(流線型係數)，因此

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

乘積(kF)稱為汽車的“流線型因數”。

以公里/小時來表示速度，則最後得

$$P_w = \frac{kF v_a^3}{3.6^3} \approx \frac{kF v_a^3}{13}. \quad (20)$$

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，力圖將流線型因數降低。這點可用兩個辦法來做到：即減少正面阻力面積及減少流線型係數。

減少正面阻力面積，特別是減低汽車的總高，應以不妨礙司機及乘客乘坐的舒適為限。

現代汽車的正面阻力面積的數值範圍為：小排量的輕型汽車 1.5~2.0 公尺²；中排量和大量排的輕型汽車 1.7~2.2 公尺²；公共汽車 4.0~5.5 公尺²；中、小載重量的載重汽車 2.8~3.5 公尺²；大載重量的載重汽車 3.5~5.0 公尺²；如果車廂上裝有布蓬時，則 F 之值約增加 25~30%。

減少流線型係數的方法是使汽車成為流線型，即把突出的部分改平，車身各個部分之間平順的相連接及合理地選擇車身之寬、高、長之間的比例。

圖 12 所示是輕型汽車車身的形狀對於流線型係數 k 的影響。

敞蓬輕型汽車車身的 k 值較封閉型的為高，平均

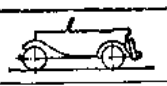
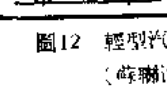
車身形狀	汽車型式	k
	ГАЗ-А	0.058~0.060
	ГАЗ-М1	0.038~0.040
	‘莫斯科人’	0.035~0.037
	ЗИС-110	0.028~0.030
	ГАЗ-М20	0.023~0.025
	理想的流線型	0.017~0.019

圖 12 輕型汽車車身的形狀對流線型係數的影響
(蘇聯汽車發動機研究所數據)。

在 0.01~0.6 之間。現代公共汽車的 k 值也是這樣。載重汽車的 k 值為 0.06~0.07。

汽車驅動輪的全部周線力 P_K 可按發動機的外特性，或按整個汽車的台上試驗或路上試驗而求得。

汽車發動機的外特性是以台上試驗求得的。發動機外特性可表明發動機的扭轉力矩 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：

$$P_K = \frac{M_m \eta_m i_K i_0}{r_K} = 716.2 \frac{N_m}{n_m} \times \frac{\eta_m i_K i_0}{r_K} \quad (21)$$

汽車的行駛速度與發動機轉速的關係如下：

$$v = \frac{2\pi r_K}{60 i_K i_0} n_m \approx 0.1046 \frac{r_K}{i_K i_0} n_m \text{ 公尺/秒}, \quad (22)$$

$$\text{或 } v_a = \frac{2\pi r_K 3.6}{60 \cdot i_K i_0} n_m \approx 0.376 \frac{r_K}{i_K i_0} n_m \text{ 公里/小時}, \quad (23)$$

$$\text{或 } v_c \approx 0.006 \frac{r_K}{i_K i_0} n_m \text{ 英里/小時}, \quad (24)$$

式中 r_K ——滾動半徑(吋)。

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

牽引力和扭轉力矩的最大值是與同一個轉速和速度值相對應的，這個轉速和速度值可由從坐標原點所引射線與功率曲線的切點來確定。

整個汽車的台上試驗，是在固定的條件下進行的[8]。

汽車的路上試驗是藉助於測功車來進行的[8]。

在美國，用下列簡化了的經驗公式來作最大扭轉力矩的近似計算：

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

式中 V_s ——發動機的工作容積。在用公制因次時，則得下列公式：

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

牽引力為驅動輪與路面的附着所限制。汽車驅動輪上的牽引力的最大值為車輪的滑轉所限制，這最大值由驅動輪作用於地面上的垂直載荷，或絕對值與之相等的驅動輪和地面之間的垂直反作用力 R_K 與附着係數 φ 的乘積來確定：

$$P_{K \max} = R_K \cdot \varphi. \quad (27)$$

公式(27)反映了對於實際過程的某些簡化，而並未計及車輪滾動上所耗的能量。當有彈性的車輪在硬路面上滾動時，則應採用下列公式

$$P_{K \max} = R_K (\varphi - f). \quad (28)$$

但因 f 與 φ 相較一般是很小的，因此上述的簡化在實際上是完全許可的。

車輪與路面之間的附着係數 由公式(27)可得：

$$\varphi = \frac{P_{\kappa \max}}{R_{\kappa}}, \quad (29)$$

也就是說，附着係數是：可能致使輪胎支承表面上的點對於地面作相對運動的力與作用於車輪上的垂直於地面的載荷之間的比值。

附着係數之值，主要隨路面的品質與輪胎的型式而變；現在已經知道在輪胎與路面的接觸面上的單位壓力，及車輪與路面的相對滑移對於 φ 之值也有影響，但究竟怎樣影響則尚未研究出徹底的結論。

減低輪胎內的空氣壓力，就會增大輪胎與路面的接觸面積，因此單位壓力就會下降，這樣在乾路面上會使附着係數增加若干。

在濕的硬路面上所觀察得的現象則正相反；單位壓力愈大，則在接觸面上的水層亦愈快的被擠出，因而提高了附着係數。

要使靜止狀態下的車輪開始滑轉或滑移，較維持正處於滑轉或滑移狀態下的車輪繼續滑轉或滑移需要施加較大的作用力。

與此相適應，附着係數有靜附着係數與動附着係數的區別；在實際情況下，前者略大於後者。

當滑轉和滑移的速度增大時，附着係數即下降，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清潔而且具有同樣表面的道路，這說明了 φ 值較高的原因。

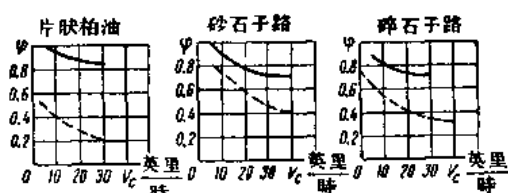


圖13 在不同路面上附着係數與速度的關係。

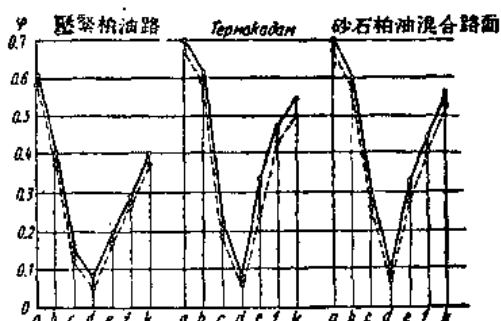


圖14 附着係數與道路表面狀態之間的關係：

a—乾路面；b—濕路面；c—帶油的路面；d—9克路上污泥加7克水；e—9克路上污泥加12克水；f—9克路上污泥加17克水；k—9克路上污泥加22克水。

在試驗室中研究道路表面對於 φ 值的關係時[14]，於試驗過程中在所研究的表面上鋪一層‘路上污泥’，這污泥是按照道路表面層的化學分析而配製成的。圖14所示是試驗的結果，指出道路表面層的狀態對於 φ 值有着劇烈的影響。圖中實線表示靜附着係數，虛線表示動附着係數。

在實際計算時，可採用表3內所列 φ 的平均值。

表3 空氣胎附着係數 φ 的平均值

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
夯實爐渣路	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	

實心輪胎（載重汽車用）的 φ 值，平均降低20~30%。

車輪與路面間的垂直反作用力 若汽車是不動地停放在水平地面上（圖15），則在前軸和後軸車輪上載荷，也就是

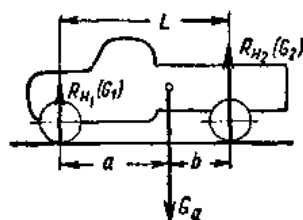


圖15 車輪與道路之間的垂直反作用力。

在車輪上所產生的垂直反作用力，可用下列公式求得：

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

式中 $G_1 + G_2 = G_a$ ； a 及 b ——由汽車的重心到其前軸和後軸的距離； $L = a + b$ ，式中 L ——汽車輪距。

$\frac{a}{L}$ 之比值介於下列範圍內：輕型汽車為 0.5~0.6；有載重的載重汽車為 0.7~0.85；無載重的載重汽車為 0.55~0.70。

在汽車行駛時，其垂直反作用力隨道路的坡度角 α 、行駛阻力以及牽引力而變。

前輪與後輪上的垂直反作用力的總和（圖8及圖15）為：

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

垂直反作用力又可由加在前軸和後軸的車輪上的

重量 $(G_1+G_2)\odot$ 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 ——前軸和後軸之反作用力改變係數。 未予考慮。

當驅動輪所傳輸的牽引力為最大值時(公式27), 垂直反作用力及其相應的改變係數將達其極限值。因此, 其極限值與驅動輪的數目及其位置有關。

表4所列是垂直反作用力之極限值及反作用力改變係數之極限值, 在這裏, 空氣阻力及滾動阻力之影響未予考慮。

表4 在傳輸牽引力時, 車輪上的垂直反作用力及其改變係數的極限值

驅 動 輪	車輪上的垂直反作用力		車輪上的反作用力改變係數	
	前 軸 R_{H1}	後 軸 R_{H2}	前 軸 m_1	後 軸 m_2
前 輪	$G_a \cos \alpha \frac{b}{L + \varphi h_g}$	$G_a \cos \alpha \frac{a + \varphi h_g}{L + \varphi h_g}$	$\frac{\cos \alpha L}{L + \varphi h_g}$	$\frac{\cos \alpha L (\alpha + \varphi h_g)}{a (L + \varphi h_g)}$
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)的 h_g (汽車重心的高度)值, 是用試驗方法測定的[8]。對於輕型汽車—— $h_g \approx 0.6 \sim 0.8$ 公尺; 對於載重汽車和公共汽車—— $h_g \approx 0.8 \sim 1.2$ 公尺。

表4中有波紋線的公式, 是確定在滑轉情況下牽引力的最大值 $P_{K \max}$ 的重要公式。

採用單位附着力 $\frac{P_{K \max}}{G_a} = u$ 的概念, 得:

$$u = \frac{R_H \cdot \varphi}{G_a}. \quad (33)$$

u 值與汽車驅動輪的位置有關, 並按下列公式來計算:

$$\text{前驅動輪} \rightarrow \cos \alpha \frac{b}{L + \varphi h_g} \varphi,$$

$$\text{後驅動輪} \rightarrow \cos \alpha \frac{a}{L - \varphi h_g} \varphi,$$

$$\text{前後驅動輪} \rightarrow \cos \alpha \varphi.$$

已知 u 之值, 即得:

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

運動微分方程式的積分及分析 根據運動微分方程式(1), 阻力之總和為

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

取 $\cos \alpha \approx 1$, 和 $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$, 並以

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

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

ψ 稱為道路總和阻力係數。

如不作上面之假設, 則總和阻力係數之準確值為:

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

圖16所示是以近似值 ψ 代替準確值 ψ' 所產生誤差(百分數)的關係曲線。這種代替在坡度角 α 不大時(10° 以內)是許可的。

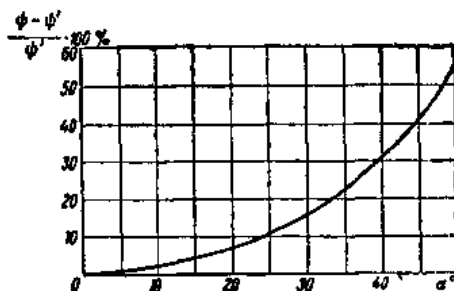


圖16 以道路總和阻力係數之近似值代替準確值所產生之誤差與坡度角之間的關係曲線。

[汽車的牽引平衡] 將等式(1)移項, 得:

$$P_K = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + \frac{k F v_a^2}{3.6^2} + \frac{\delta G_a}{g} j_{a0}. \quad (39)$$

● G_1 和 G_2 為校者所加。——校者