

44905

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

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。

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，但尚未能完全一致，故在書末附有中俄名詞對照表以供讀者參考。

3. 本卷的第一、五章曾承林曦同志校訂，第三章曾承金耀奎同志校訂，第四章曾承朱復炎同志校訂，第六章曾承王紹祖同志校訂，第七章曾承盛景方同志校訂，第八章曾承胡先約同志校訂。

本 卷 譯 者

卞伯紳、林 曦、老文雄、李光榮、金耀奎、陳丹之、
舒忠銓、葉 智、鄧錫予

*

*

*

書號 1027

1956 年 1 月第一版

1956 年 1 月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 字數 765 千字 印張 26⁷/₈ 插頁 2 0,001—2,500 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) 5.34 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. Артоболевский), 阿切爾康(Н. С. Ачеркан), 別斯普羅茲萬內依(И. М. Беспрозванный), 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), 康紐沙婭(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. Мариенвах), 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

工程師阿維納利烏斯(А. М. Авенариус)、副教授技術科學候補博士勃柳多夫(В. П. Блюдов)、教授技術科學博士勃利林格(Н. Р. Брилинг)、技術科學候補博士布哈利納(Е. В. Бухарина)、教授技術科學博士萬雪依德特(В. А. Ваншейдт)、副教授技術學校候補博士噶耳金(Ю. М. Галкин)、技術科學候補博士耿金(К. И. Генкин)、教授吉特季斯(В. Ю. Гиттис)、工程師貢恰羅夫(Н. Р. Гончаров)、副教授技術科學候補博士古荪爾曼(И. И. Гутерман)、工程師佳謙柯(Н. Х. Дьяченко)、工程師克烈普斯(Л. И. Крепс)、教授技術科學博士列寧(И. М. Ленин)、教授技術科學博士李布羅維奇(Б. Г. Либрович)、副教授技術科學候補博士馬里雅文斯基(А. М. Малявинский)、技術科學博士彼特羅夫(В. А. Петров)、技術科學候補博士波波夫(А. А. Попов)、工程師普羅柯菲也夫(В. И. Прокофьев)、工程師普噶夫柯(С. В. Пугавко)、教授赫魯曉夫(М. М. Хрущов)、副教授技術科學候補博士福爾斯簡(С. В. Форстен)。

*

*

*

科 學 編 輯

工程師勃里茲仰斯基(А. С. Близнянский)(術語和符號)、教授技術科學博士勃利林格(Н. Р. Брилинг)(第一至八章)、工程師馬爾庫斯(М. Е. Маркус)(全卷科學編輯)、教授施普陵克(Б. 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)和工程師伊昂諾夫(П. М. Ионов)

※

全卷組織編輯比巴諾娃(Р. А. Бибанова)

*

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卷講的是內燃機。在第十卷內收集了各種發動機構造和計算的知識和數據；並說明蘇聯在斯大林五年計劃的年代裏所出產的內燃機的構造，以及某些外國製造的內燃機的構造。

第一章反映出對於內燃機工作時那些過程的最新見解。此章介紹發動機的理論知識、熱力計算的例題和發動機在工作時的參數。

本章材料是根據工廠、科學研究所和實驗室的工作經驗。

後面幾章——第二、三和四章——是講船用與陸用、汽車拖拉機和坦克發動機的構造形式。這裏面有對新式構造的分析，摘錄了它們的構造和經濟使用參數，說明了內燃機構造發展的過程和趨勢。同時也討論到發動機的個別零件和部件。除了敘述構造形式外，還列有計算公式和原始資料的數據。

第五章敘述內燃機混合氣的形成。設計師們從此章可以找到設計燃料設備——汽化器、燃料泵和噴油器所必需的資料。

第六章內容包括：內燃機的理論知識，總體構造，以及現代發動機所用電氣設備的零件及其特性。載有為不同型式車輛選擇電氣設備的指示。還載有蘇聯工廠出產的汽車用電氣設備（發電機、起動機、分電盤、火花塞和磁電機）的參考資料。

在第六章內，也討論了發動機反轉和起動過程，載有反轉裝置及其操縱的說明，以及反轉離合器的構造和計算。

第七章包括內燃機試驗方法的一切必要的說明。

第八章是燃氣透平。本章包括燃氣透平的基本原理圖及熱循環；給出燃氣透平通用的熱力計算法，對現有某些燃氣透平加以說明。

在準備本卷材料的工作中，評閱者對著者和編者提供了很大的幫助，他們對個別段落或者整個一章的內容提出全面的批評和建議。爲了上述的幫助，我們對下列諸位表示深深的謝意：工程師阿維納利烏斯（А.М.Авенариус）（第三、五章）、技術科學博士鮑爾金斯基（В.Н.Болтинский）（第七章）、工程師郭里德別爾格（Г.И.Гольдберг）（第六章）、教授吉特季斯（В.Ю.Гиттис）（第五章）、副教授柯洛索夫（В.А.Колосов）（第一、五、六章）、工程師柯涅夫（Б.Ф.Конев）（第五章）、工程師波里雅柯夫（З.С.Поляков）（第五、六章）、工程師普噶夫柯（С.В.Пугавко）（第二、三章）、工程師薩莫里（Г.И.Самоль）（第三章）、教授斯荅潘諾夫（Ю.А.Степанов）（第四章）、教授技術科學博士哈依洛夫（М.А.Хайпов）（第一章）、工程師契斯托茲沃諾夫（С.Б.Чистозвонov）（第三章）、教授施涅茲（Я.И.Шнез）（第八章）。

同時還應向在整理和編輯本卷時花費很多時間而細心工作的技術編輯：教授勃利林格(Н.Р.Брилинг)、教授施普陵克(Б.Э.Шпринк)和工程師馬爾庫斯(М.Е. Маркус)致以謝意。

蘇聯機器製造百科全書總編輯誠懇地接受讀者對本卷所提出的批評與建議——這些將作為以後工作的參考。

馬爾金斯(Л.Мартенс)

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЭНЦИКЛОПЕДИЧЕСКИЙ СПРАВОЧНИК

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель Совета и главный редактор
акад. Е. А. ЧУДАКОВ

С. А. АКОПОВ, И. И. АРТОБОЛЕВСКИЙ, Н. С. АЧЕРКАН, И. М. БЕСПРОЗВАННЫЙ,
Н. Т. ГУДЦОВ, В. И. ДИКУШИН, А. И. ЕФРЕМОВ, В. К. ЗАПОРОЖЕЦ, А. И. ЗИМИН,
Н. С. КАЗАКОВ, М. В. КИРПИЧЕВ, В. М. КОВАН, Ю. П. КОНЮШАЯ, А. А. ЛИПГАРТ,
В. А. МАЛЫШЕВ, Л. К. МАРТЕНС, Л. М. МАРИЕНБАХ, Г. А. НИКОЛАЕВ, И. А. ОДИНГ
(зам. председателя Редсовета), Е. О. ПАТОН, Л. К. РАМЗИН, Н. Н. РУБЦОВ, М. А. САВЕРИН
(зам. председателя Редсовета), И. И. СЕМЕНЧЕНКО, С. В. СЕРЕНСЕН, К. К. ХРЕНОВ,
М. М. ХРУЩОВ, Н. А. ШАМИН, А. Н. ШЕЛЕСТ, Л. Я. ШУХГАЛЬТЕР (зам. главного редактора),
А. С. ЯКОВЛЕВ

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

ТОМ 10

Ответственный редактор
проф., д-р техн. наук Л. К. МАРТЕНС

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА — 1948

目次

原編者的話	1
-------	---

固定式和運輸式內燃機

第一章 內燃機的原理及性能

(李布羅維奇, 彼特羅夫著, 葉智譯)

內燃機原理	1
四衝程發動機的實際循環	1
整體發動機作功參數	14
熱力計算例題	16
內燃機性能	21
參考文獻	29

第二章 船用與陸用發動機的構造形式

(舒忠銓譯)

船用及陸用柴油機與煤氣機的主要參數	1
柴油機	1
煤氣發動機	4
船用及陸用柴油機與煤氣發動機的基本類型	8
四衝程柴油機	8
二衝程柴油機	11
熱球式發動機	18
煤氣發動機	18
船用及陸用內燃機的主要機件	19
曲軸	19
連桿與十字頭機構	23
連桿及其附件	23
活塞桿、十字頭與滑板	25
連桿的強度計算	26
活塞桿、十字頭與滑板的強度計算	28
活塞、活塞銷與活塞環	28
汽缸與汽缸套	32
汽缸蓋	35
機座、曲軸箱與機架	37
機座	37
機架與曲軸箱	39
船用與陸用內燃機的配氣系統	41
進氣閥與排氣閥	41
配氣機構	44
內燃機的進氣系統	48
進氣的主要系統	48
進氣系統的構造形式	49
配氣機構的構造與材料	50
增壓	53

第三章 汽車-拖拉機用內燃機的構造形式

(阿維納利烏斯, 布哈利納, 吉特季斯, 賈恰羅夫,

吉雅琴科, 克烈普斯著, 林巖譯)

汽車-拖拉機的發動機	1
汽車-拖拉機發動機的基本參數	1
汽車-拖拉機發動機的構造	4
汽車-拖拉機發動機的零件	27
高速發動機的活塞環	赫魯曉夫著 43
氣體燃料汽車發動機	耿金著 48
按鄂圖循環工作的四衝程氣體燃料汽車發動機	48
按狄塞爾-鄂圖複合循環及奈容(Эппен)循環工作的四衝程氣體燃料汽車發動機	52
二衝程氣體燃料發動機	55
氣體燃料高速發動機工作循環的比較	56
運輸用小行程發動機	普羅柯菲也夫著 56
汽車-拖拉機及坦克發動機的冷卻系統	84
任務、分類及組成單位	84
水冷式	84
空氣冷式	92
高沸點液體冷式	95
蒸發冷式	95
汽車-拖拉機及坦克發動機的潤滑系統	95
滑油的冷卻法	97
參考文獻	103

第四章 坦克發動機的結構組成

(古荅爾曼, 弗爾斯倫著, 鄧錫予譯)

概論	1
GMC 型二衝程柴油機	15
列蘭特四衝程柴油機	16
福特GAA-V-8型汽化器發動機	25
馬依巴黑HL-230 型汽化器發動機	31

第五章 內燃機混合氣的形成

(李光榮譯)

汽化器式發動機混合氣的形成及汽化器	列寧著 1
對汽化器的基本要求	1
單量孔的汽化器	2
汽化器的輔助裝置	8
現代的汽化器	10
流量計	16

汽化器的燃料供應系統	16
高速柴油機中混合氣的形成	
..... 勃利林, 維黑爾特, 古荪爾曼著	18
燃料的霧化	18
在各種型式燃燒室中混合氣的形成	24
分裂燃燒室式柴油機	25
渦流室式燃燒室的柴油機	28
預燃室式柴油機	32
輔助空氣式燃燒室	35
高速柴油機的噴油泵	古荪爾曼著 37
高速柴油機的燃料供應系統	37
噴油泵的工作及構造	39
噴油泵的特性	43
噴油泵特性的校正	49
內燃機的噴油器	波波夫著 52
噴油器的用途	52
空氣噴油式噴油器	52
使用油泵噴油的噴油器	54
參考文獻	65

第六章 內燃機的電氣設備, 起動及反轉裝置

(林 曦譯)

內燃機的電氣設備	加爾金著 1
基本器械及主要線路	1
電壓的選定	2
蓄電池	3
發電機、斷電器(跳閘)及電壓調節器	5
點火	16
火花塞	17
蓄電池點火	20
磁電機	26
起動機	32
車輛電氣設備線路總圖	37
高速發動機的起動	維黑爾特著 40

中俄名詞對照表

高速柴油機的起動	40
發動機的起動及反轉過程	波波夫著 47
發動機的起動氣閥及其計算	49
反轉裝置及操縱系	委魯博夫著 51
四衝程發動機的操縱系(手操縱式)	51
柯洛勉斯基(Коломенский)工廠	
四衝程發動機的操縱系	52
MAN 型二衝程發動機的操縱系	54
蘇魯采爾(Зульцер)二衝程發動機操縱系	54
反轉離合器	普噶夫柯著 57
總論	57
反轉離合器的構造	58
反轉減速傳動系的構造	66
參考文獻	73

第七章 內燃機試驗

(彼特羅夫著, 金耀奎、老文雄合譯)

試驗種類	1
試驗時應測量的數據	1
發動機有效功率的測定	1
指示功率的測定	10
燃料消耗量的測定	16
空氣消耗量的測定	18
溫度的測定	19
參考文獻	21

第八章 燃氣透平

(勃柳多夫著, 陳丹之譯)

基本原理圖及熱循環	1
燃氣透平的熱力計算	5
燃氣透平裝置的主要設備	7
燃氣透平裝置	9
燃氣透平用的材料	10
燃氣透平的幾種通用型號及裝置式樣	11
參考文獻	12

I-XI

第一章 內燃機的原理及性能

內 燃 機 原 理

四衝程發動機的實際循環

工作過程及示功圖

曲軸迴轉兩週所完成的四衝程發動機的工作循環,包括下列五個基本的、循環交替的及部分交錯的不

同過程:進氣、壓縮、燃燒、膨脹及排氣。

示功圖是以圖形表示出一個工作循環時間內汽缸裏的氣體壓力變化,該圖可以直接在穩定情況下工作的發動機上取得,或者根據熱之計算結果繪出。

示功圖根據活塞位移(以 $p-V$ 為坐標的示功圖)

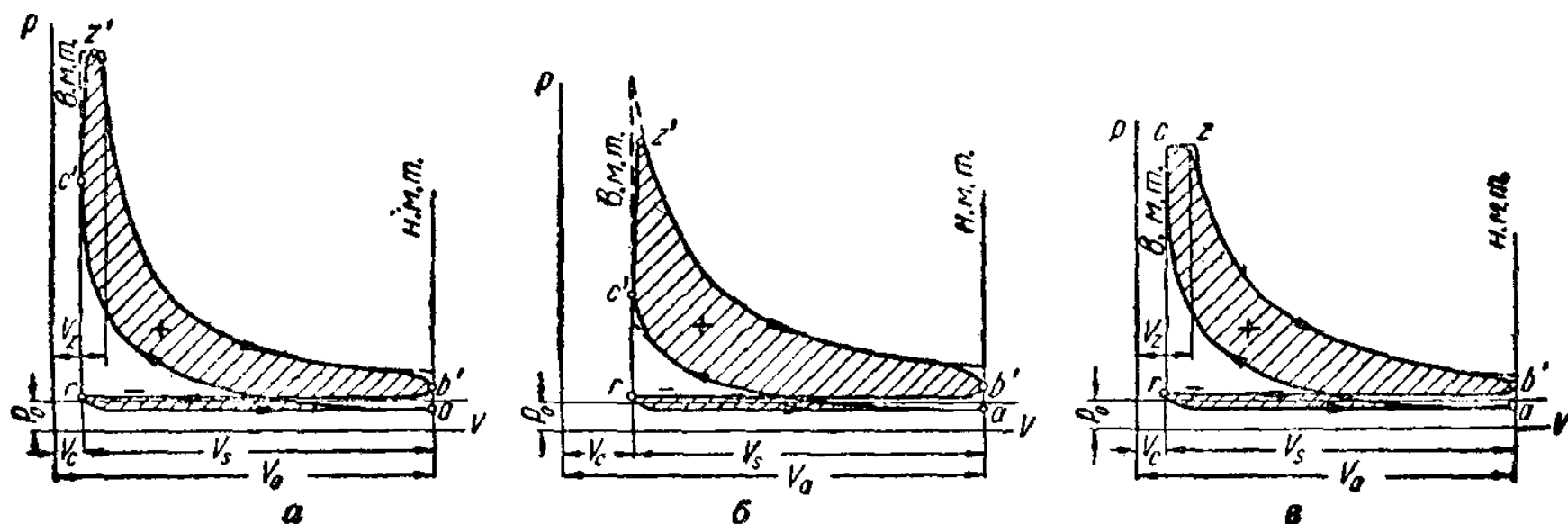


圖 1 按複合、鄂圖及狄塞爾循環工作的發動機示功圖:

B.M.m. — 上死點; H.M.m. — 下死點。

及曲軸轉角度數(以 $p-\varphi^\circ$ 為坐標的‘展開’圖)表示出汽缸裏氣體壓力的變化。

以 $p-V$ 為坐標的圖宜於決定每一循環汽缸內氣體的有效功值(直接以面積求得),而 $p-\varphi^\circ$ 坐標者易於研究壓力隨時間變化的情形。

下列是幾種示功圖(以 $p-V$ 為坐標)的圖例:

- 1) 具有油泵噴油的高速柴油機(圖 1, a);
- 2) 汽化器發動機及直接噴射輕油的發動機(圖 1, b);
- 3) 使用壓縮空氣噴油的固定式低速柴油機(圖 1, c)。

圖中實線分別表示複合、鄂圖及狄塞爾實際循環的汽缸內氣體壓力的變化,而虛線則表示相當的理論

循環者。在上面三種情況中,各圖均是無增壓器而自大氣中正常吸入空氣的工作中求得的。

相當於一循環汽缸內有用功的面積,在上述情況下,等於圖上兩個面積的代數和:正值是由膨脹及壓縮過程得到的,而負值則是消耗於克服排氣及進氣阻力所做的功。

使用增壓器的航空發動機在排氣及進氣時期中,氣體的排吸功通常為正值,其數值可根據增壓壓力 p_k 及外界空氣壓力 p_H 求得(圖 2)。

在分析航空發動機工作過程時,這部分排吸功要分別計算,每一循環的指示功可以認為是相當於 $ac'z'$ $b'a$ 面積(圖 1, a 及 b)。

分 氣 對 時 角

氣閥的開啓及關閉時間,不應與上下死點相重合,以保證便於自汽缸清除廢氣,增加充入汽缸的新混合氣及增大功率(表 1~4)。進氣及排氣時間應根據轉速及氣閥系統構造的特點,並且對於各類型的發動機,通常是要根據實驗來選定的。

圖 3 上給出了氣閥的升高曲線並顯出了氣閥啓閉

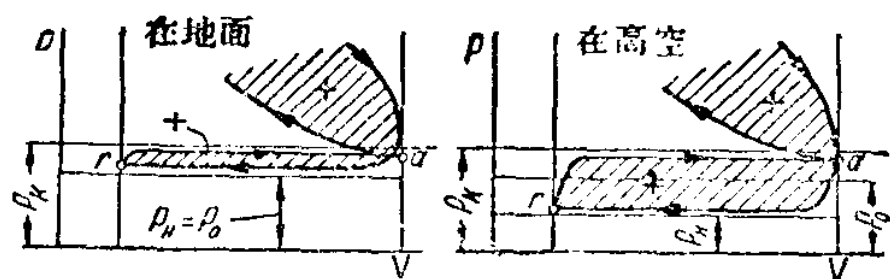


圖 2 裝有增壓器的航空發動機的排氣和進氣過程。

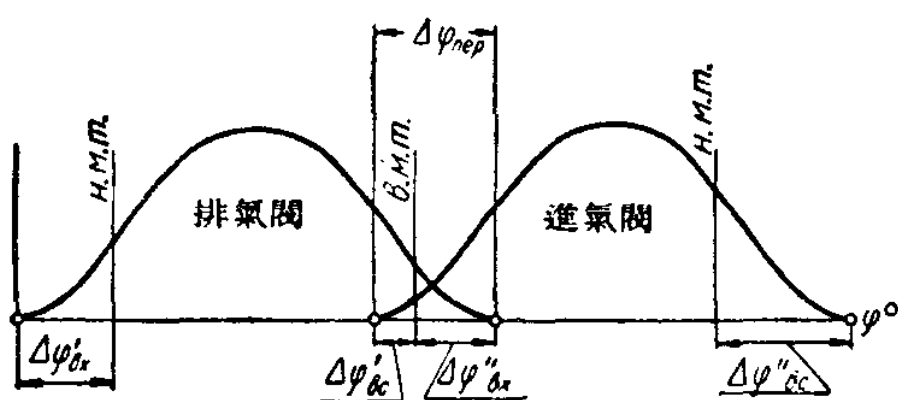


圖3 按曲軸迴轉角度氣閥升高的變化曲線。

時間與上下死點的關係。

相當大的排氣閥早開角度 $\Delta\varphi'_{bx}$ ，保證當排氣開始時，廢氣能及時地自汽缸排出，它增加了每循環的有用功。

在排氣末期，爲了改善汽缸清掃廢氣，必須有排氣閥晚關角度 $\Delta\varphi''_{bx}$ ；這就可以利用排氣管路內廢氣的動能。

在極大多數情況下，進氣閥在靠近上死點前適當角度 $\Delta\varphi'_{bc}$ 早開。剛開啓時，氣閥的緩慢運動，容許進氣過程早一些開始，即當汽缸內產生足夠克服進氣系統阻力的低壓時，即可開始進氣。

氣閥同開角 $\Delta\varphi_{nep}$ 是不會引起發動機的任何不正常工作現象的。若氣閥同時開啓的期間不長，氣流通路截面不大，氣閥內外壓力差很小，則不足以使廢氣在汽缸內改變它的運動方向而倒流衝入進氣管內。

適當選擇氣閥同開角度，可以使發動機汽缸內發生通風清掃作用：高速機——新氣進入汽缸排擠廢氣；無增壓器的發動機——利用廢氣向外衝出的動能；有增壓器的——利用汽缸前較高的充氣壓力來清掃。

表1 機器腳踏車發動機的分氣對時角

發 動 機	氣 閥 裝 置	$N_{e\max}$ 時 n (轉/分)	以曲軸迴轉角度表示 的氣閥開啓延續角度						$\Delta\psi_{nep}$
			進氣			排氣			
			$\Delta\varphi'_{bc}$	$\Delta\varphi''_{bc}$	$\Delta\varphi_{bc}$	$\Delta\varphi'_{bx}$	$\Delta\varphi''_{bx}$	$\Delta\varphi_{bx}$	
AM-600	邊置	3800	25	65	270	65	25	270	50
FN;500 cm^3	邊置	4000	8	50	238	50	25	255	33
BMW R-16	頂置	4100	19	60	259	60	19	259	38
FN;500 cm^3	頂置	4200	20	50	250	70	30	280	50
BMW R-11	邊置	4600	8	50	238	45	14	239	22
Л-8;350 cm^3	頂置	4800	30	70	280	70	30	280	60
BSA;500 cm^3	頂置	5200	40	70	290	55	19	254	59

表2 坦克-拖拉機發動機分氣對時角

發動機	正常轉速 n (轉/分)	以曲軸迴轉角度表示的氣閥開啓延續角度					
		進氣			排氣		
		$\Delta\varphi'_{bc}$	$\Delta\varphi''_{bc}$	$\Delta\varphi_{bc}$	$\Delta\varphi'_{bx}$	$\Delta\varphi''_{bx}$	$\Delta\varphi_{bx}$
B-2 B-2B柴油機	1800	20	48	248	48	20	248
ГАЗ-70(坦克T-70)	3400	-6	46	220	42	8	230
M-17T(坦克BT-7)	1700	5	60	245	46	10	236
1MA(CT3-HATH)	1250	-8	38	210	51	9	240
M-17(柴油機)	850	20	20	220	50	16	246
CT3-XT3	1050	-10	40	210	50	10	240
'斯大林-60'(CT3)	650	-10	42	212	35	10	225

進氣閥的關閉若具有相當的延遲角度 $\Delta\varphi''_{bc}$ ，則可提高汽缸填充新氣的能力；特別在高速時更爲顯著。在上述情況下，可以利用沿進氣歧管高速氣流的動能。由於這個原因，並且因爲在壓縮過程剛開始時，汽缸內氣體的壓力仍較外界爲低，故充氣過程不在下死點終了，而延長到壓縮過程的初期。

表3 汽車發動機分氣對時角

發動機	在 $N_{e_{max}}$ 時 n (轉/分)	以曲軸迴轉角度表示之氣閥開啓延續角					
		進氣			排氣		
		$\Delta\varphi'_{bc}$	$\Delta\varphi''_{bc}$	$\Delta\varphi_{bc}$	$\Delta\varphi'_{bx}$	$\Delta\varphi''_{bx}$	$\Delta\varphi_{bx}$
ЗИС-5	2400	-2	48	226	45	2	227
ГАЗ-A及ГАЗ-AA	2200	7.5	48.5	236	51.5	4.5	236
M-1	2800	21	70	271	60	13	253
ЗИС-101	3200	16.5	58.5	255	66.5	31.5	278
司蒂倍克	2500	-2	47	225	43	2	225

表4 增壓航空發動機分氣對時角

發動機	正常轉速 n (轉/分)	以曲軸迴轉角度表示之氣閥開啓延續角					
		進氣			排氣		
		$\Delta\varphi'_{bc}$	$\Delta\varphi''_{bc}$	$\Delta\varphi_{bc}$	$\Delta\varphi'_{bx}$	$\Delta\varphi''_{bx}$	$\Delta\varphi_{bx}$
AM-35及AM-38	2050	20	62	262	62	20	262
BK-105及BK-106	2700	10	60	250	60	20	260
АИЛ-82	2400	20	44	244	74	30	284
M-11(無增壓器)	1600	5	48	233	57	9	246

進 氣 過 程

進氣過程的特徵是新氣填入汽缸（在柴油機及直接噴射輕油的發動機——填入空氣，在汽化器、瓦斯或發生爐煤氣發動機則為燃料與空氣的混合氣）。

在進氣終了求出決定汽缸內氣體情況的公式時，通常研究簡化了的示功圖（圖4）；圖上以 r 點表示排氣終了及進氣開始，而 α 點為進氣終了及壓縮開始。

由於流體阻力，排氣線高於大氣壓力線，而進氣線却低於進氣管前的壓力水平線。在沒有增壓器的發動機進氣管前的壓力就等於大氣壓力，有增壓器的發動機通常則大於大氣壓力。

進氣前汽缸內氣體的情況為壓力 P_r 及溫度 T_r 。

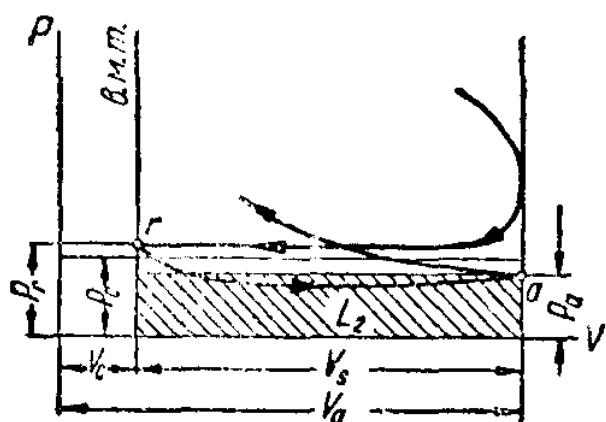


圖4 已簡化的示功圖。

根據許多發動機上取得示功圖的分析，可以認為在低及中轉速 $P_r = (1.05 \sim 1.1)P_0$ ，而在相當於最大功率的 n 時， $P_r = (1.15 \sim 1.20)P_0$ ；具有排氣消聲器的發動機， P_r 則應較高。

汽缸內剩餘氣體的溫度 T_r ，接近氣閥外的廢氣溫度； T_r 隨發動機轉速和負荷的加大而增高。當提高壓縮比或混合氣過稀或過濃時，則 T_r 稍微降低。

在最大功率情況的熱力計算中應用 $T_r = 900 \sim 1100^\circ\text{K}$ （汽化器發動機）及 $T_r = 600 \sim 800^\circ\text{K}$ （柴油機）。

進氣時汽缸的進氣量是以容積效率 η_v 表示，它等於：

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_T} \quad (1)$$

$$\text{或} \quad \eta_v = \frac{V'}{V_s} \quad (2)$$

式中 G_g ——每循環實際進入汽缸內的新氣重量； G_T ——在外界溫度與壓力下，可以充滿容積 V_s 的新氣重量（對於具有增壓器的發動機，是指在增壓後情況的新氣）； V' ——在外界溫度與壓力下（或增壓器以後），每循環實際進入汽缸新氣的體積； V_s ——汽缸的工作容積。

根據是混合氣或僅是空氣，容積效率分為：按混合氣的 $\eta_v^{c.m.}$ 和空氣的 η_v 。

煤氣發動機的容積效率差別可以很大，而汽化器發動機的容積效率則相差不多（不大於2%）。在汽化器發動機的熱力計算中，可以認為 $\eta_v = \eta_v^{c.m.}$ 。

為了求出 η_v 公式，應用下列簡化的假定[14]：

- 1) 在示功圖上的 r 點進氣過程開始，至 α 點終了；
- 2) 在進氣以後，汽缸內氣體的動能等於零；
- 3) 在進氣溫度，新氣和剩餘氣體的比熱值是相同的；
- 4) 進氣衝程中，汽缸內氣體所完成的絕對功（圖4）， $L_2 = P_a \cdot V_{s0}$ 。

在以上假定下，進氣期內能量平衡公式具有下列形式：

$$U_r + U_0 + \Delta Q + AL_1 = U_a + AL_2 \text{ 仟卡/循環} \quad (3)$$

式中 U_r ——進氣前汽缸內剩餘氣體的內能； U_0 ——進入發動機汽缸前新氣的內能； ΔQ ——預熱熱量，等於新氣自歧管及汽缸內壁所獲得的熱量，減去（對汽化器發動機而言）耗於燃料蒸發的熱量； L_1 ——在進氣歧管內，輸送新氣的絕對功（公斤·公尺/循環）； U_a ——進氣衝程終了時，汽缸內全部氣體的內能； $L_2 = P_a \cdot V_{s0}$ ——進氣衝程中汽缸內氣體的絕對功。

以符號表示： M_r 、 M_0 及 M_a ——相當於進氣後汽缸內剩餘氣體、新氣及所有氣體的莫爾數； T_r 、 T_0 及 T_a ——上述氣體的絕對溫度； ΔT ——新氣在進入汽缸時，因受熱所昇高的溫度； T'_0 ——新氣進入汽缸時的絕對溫度，則可根據特性公式得到：

$$U_r = mc_v \cdot M_r \cdot T_r = P_r V_c \frac{mc_v}{848};$$

$$U_0 = mc_v M_0 T_0 = P_0 V_s \eta_v \cdot \frac{mc_v}{848};$$

$$U_a = mc_v M_a T_a = P_a V_a \frac{mc_v}{848};$$

$$\text{及} \quad \Delta Q = mc_p \cdot M_0 \Delta T = P_0 V_s \eta_v \frac{\Delta T}{T_0} \cdot \frac{mc_p}{848}.$$

$$\text{還有} AL_1 = AP_0 V_s \eta_v \text{ 及 } AL_2 = AP_a V_{s0}.$$

將得到的各項代入已求得的公式(3)內，並以 k 代 $\frac{mc_p}{mc_v}$ 比值以及經過相當的變換後，結果即得最後形式：

● 根據決定 η_v 的公式，實際新氣的體積，在它進入進氣歧管的情況時等於 $\eta_v \cdot V_s$ 。

$$\eta_n = \frac{T_0}{T'_0} \frac{1}{k(\epsilon-1)} \left[\frac{p_a}{p_0} (\epsilon k - k + 1) - \frac{p_r}{p_0} \right] \quad (4)$$

溫度比值 $\frac{T'_0}{T_0}$ 的影響 溫度 T'_0 係根據在進氣歧管內新氣的受熱程度，並根據（對於汽化器發動機而言）由於燃料揮發而空氣溫度降低而定。爲了混合氣形成的改善，並減少進氣歧管內壁上的附着油層，在汽化器發動機進氣管壁裝有特殊加熱裝置。加熱可以利用廢氣（多數的汽車發動機），或者利用自汽缸水套傳來的熱水（通常用在沒有增壓器的航空發動機上）。

進入各汽缸不同量的燃料油層，引起了各汽缸混合氣成分的改變，從而降低了發動機的功率和經濟性能。

以廢氣加熱歧管的汽化器發動機，在計算中可以使用 $T'_0 = T_0 + (10 \sim 30^\circ)$ 。

對於用水加熱的汽化器發動機，隨着燃料的揮發，空氣溫度的降低，隨後又被吸熱所增加的溫度抵消了，因此 $T'_0 \approx T_0$ 。

高速柴油機進氣歧管加熱裝置只是爲了使發動機起動容易。但是由於進入的空氣被柴油機的活塞、汽缸襯套、汽缸蓋及氣閥的高熱表面所預熱， T'_0 總比 T_0 高一些。根據構造的特徵及工作情況，在柴油機可以認爲 $T'_0 = T_0 + (20 \sim 40^\circ)$ 。

發生爐煤氣發動機的 T'_0 常大於 T_0 ，這是由於發生爐產生的氣體未能充分冷卻的緣故。不用說，這類發動機是不需要任何特殊加熱裝置的。

爲了增加發動機的功率，必須降低溫度 T'_0 。汽化器發動機混合氣加熱的合理程度是：因改善汽化，在功率及經濟性上的收穫仍超過 η_n 降低所引起的損失。過度加熱是有害的；因 η_n 降低使功率減小，或者甚至引起震爆。

壓力比值 $\frac{p_a}{p_0}$ 及 $\frac{p_r}{p_0}$ 的影響 當 p_0 壓力爲常數時，爲了提高 η_n ，必須一方面增大 p_a ，而另一方面減小 p_r 。應盡量減小進氣及排氣系統的流體阻力損失。爲了達到上述要求，則應：

- 1) 擴大氣閥通路截面並使流路成流線型；
 - 2) 選用適當的分氣對時角；
 - 3) 使用平滑的、形狀簡單的、截面較大的進氣管。
- 進氣管設計必須注意：不要使各汽缸的混合氣分配不均，並且要注意管子的尺寸，以免在使用時管內氣體發生波動而減少進氣量。

由公式 (4) 可以看出比值 $\frac{p_a}{p_0}$ 有一乘數要比 1 大得

多（柴油機更爲顯著），所以對於 η_n 的影響較之 $\frac{p_r}{p_0}$ 更大得多。因此，爲了增大功率，在設計發動機時；設計者首先應盡量減小進氣系統的阻力；若因地位受到限制而氣閥直徑不能加大或數目不能增多時，則應盡量減小進氣閥的阻力。

壓縮比、轉速及發動機類型的影響 從公式 (4) 可以變換成幾種其他形式，例如：

$$\eta_n = \frac{T_0}{T'_0} \left[\frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r - p_a}{p_0 k (\epsilon - 1)} \right] \quad (5)$$

可以看出，當 ϵ 加大時，效率 η_n 應該增加一些。

ϵ 對 η_n 的影響並不大，實際上在選擇壓縮比時應考慮其他條件的限制；例如，汽化器發動機的爆震或預燃現象及柴油機的起動要求。

圖 5 所示是不同速度發動機 η_n 按轉速變化的典型曲線。

當加大 n 時， η_n 減小的原因是：克服進氣

及排氣阻力，氣閥內

外壓力差必須加大，於是使 p_a 減小， p_r 加大。在高轉速範圍內， η_n 曲線降低較快，這是因爲上述壓力差與氣流速度的平方成正比（見布諾利定理），所以也與轉速的平方成正比。

當 n 低而 η_n 也降低的原因是不能用公式 (4) 來解釋的，這是因爲進氣管內新氣的流速太低，當壓縮過程開始後，氣流動量不能產生足夠的壓力，繼續進氣。因此，當 n 極低時壓縮過程開始，因氣閥在下死點 ($\Delta\varphi''_{bc}$ 角) 以後仍繼續開放若干時間，所以氣體要倒流到進氣管中。

當沒有增壓器工作時，最大的 η_n 值在下列限度之內：高速柴油機——自 0.8 至 0.9；汽化器發動機——自 0.75 至 0.85。

汽化器發動機的 η_n 值較低，這是因爲裝有擴散喉管、加熱器及形狀複雜的進氣管的緣故。發生爐煤氣發動機的 η_n 也較低，主要原因是煤氣和空氣混合氣的溫度較高。

當進行在 $N_{e \max}$ 轉速的熱力計算時，可以採用：

$\eta_n = 0.75 \sim 0.85$ ——用於高速柴油機；

$\eta_n = 0.75 \sim 0.80$ ——用於具有頂置氣閥的汽化器發動機和煤氣發動機；

$\eta_n = 0.68 \sim 0.75$ ——用於邊置氣閥式汽化器發動機；

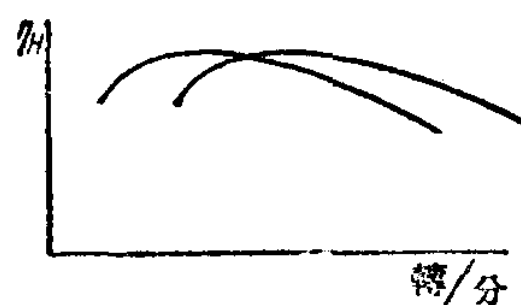


圖 5 根據轉速、充氣係數的改變曲線。

$\eta_n = 0.65 \sim 0.70$ ——用於發生爐煤氣發動機。

殘餘氣體係數 γ 是指在進氣終了時，廢氣使新氣摻雜的程度而言，以殘餘氣體莫爾數與新氣莫爾數之比來表示。

按特性方程式代替廢氣及新氣的莫爾數，並經過整理以後，則得

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\eta_n} \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{T_0}{T_r} \quad (6)$$

γ 值可由熱力計算中求得者，通常均在下列範圍以內： $\gamma = 0.03 \sim 0.06$ ——用於高速柴油機； $\gamma = 0.05 \sim 0.15$ ——用於當節氣門全開時工作的汽化器發動機。

用於柴油機的 γ 值較小，因其壓縮比很大。

在熱力計算中，決定進氣終了時汽缸內氣體壓力 p_a 的公式，可以自公式(4)得到，式內假定 $k=1.4$ ：

$$p_a = \frac{1}{1.4\epsilon - 0.4} \left[p_r + 1.4p_0(\epsilon - 1)\eta_n \frac{T_0'}{T_0} \right] \text{公斤/公分}^2 \quad (7)$$

在全負荷而無增壓時，根據 n 的大小， p_a 值總在 $0.75 \sim 0.90$ 公斤/公分² 範圍以內。用於汽化器及發生爐煤氣發動機的 p_a 值較低，因其 η_n 值較低。

決定進氣終了汽缸內氣體的溫度 T_a 的公式，是由下列等式求得

$$M_a = M_1 + M_r,$$

式中 M_r 、 M_1 及 M_a ——分別代表進氣後汽缸內剩餘氣體、新氣及混合氣體的莫爾數。

因為 $M_r = \gamma M_1$ ，則利用特性方程式經整理之後得：

$$T_a = \frac{T_0}{(1+\gamma)\eta_n} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \text{°K} \quad (8)$$

按公式(8)決定的溫度 T_a 通常具有下列各值：

$T_a = 310 \sim 350 \text{°K}$ ——用於高速柴油機； $T_a = 340 \sim 400 \text{°K}$ ——用於汽化器發動機。

壓 縮 過 程

在實際發動機內，壓縮過程是按複雜的規律進行的。這過程複雜的基本原因是：1)在壓縮過程初期，新氣仍繼續進入汽缸；2)在壓縮過程的不同階段，氣體和缸壁間熱交換的數量及符號也不相同；3)氣體所接觸缸壁光面不斷減少；4)活塞環及氣閥的隙縫有氣體漏出；5)在壓縮過程末期，燃料已開始燃燒。

爲了決定壓縮過程終止時氣體的參數，通常假定壓縮按多變過程進行，其指數 n_1 是自始至終都不變的。

n_1 值可自發動機取得示功圖來決定。選定指數 n_1 應該是：按 n_1 算出圖上自 α 點到燃燒開始時的壓縮功，等於實際發動機的壓縮功。

爲設計發動機而估計指數 n_1 時，若所設計結構及工作情況和那些已經實驗決定 n_1 值的發動機大不相同，則應將影響 n_1 的不同因素考慮進去。

隨着轉速 n 的增大，則工作循環的延續時間縮短，結果壓縮期間、缸壁和氣體的熱交換以及漏氣損失均將減少。因此，壓縮應近似絕熱過程，故指數 n_1 應增大。

按最大功率的轉速作熱力計算時，應根據發動機的速度、類型及結構的特點而採用 $n_1 = 1.34 \sim 1.39$ 。

當加強冷却時，例如從空氣冷却改爲水冷却，則活塞頂、汽缸壁及燃燒室的溫度均將降低。這樣可使壓縮氣體更爲冷却，於是指數 n_1 減小。

當冷却液的溫度較高或用空氣冷却時， n_1 數值應該較大。

當提高 ϵ 因而使汽缸內氣體的溫度及壓力較高時，一方面是壓縮氣體散熱較多，另一方面是壓縮期間漏氣較多。

在汽化器發動機中，雖然壓縮比較低，但因燃料蒸發消耗了熱量，指數 n_1 反而較小。

上死點前若無燃燒，則汽缸內氣體的壓力和溫度 p_c 及 T_c 在熱力計算中，可根據壓力及溫度 p_a 、 T_a 以及按指數 n_1 用改換形式的多變方程式決定：

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1} \text{公斤/公分}^2 \quad (9)$$

$$\text{及} \quad T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \text{°K} \quad (10)$$

不同發動機按照公式(9)及(10)所計算得的 p_c 及 T_c 的數值，如表5所列。

表5 p_c 及 T_c 的數值

發 動 機	p_c (公斤/公分 ²)	T_c °K
無增壓器的汽化器發動機	7~12	600~750
有增壓器的汽化器發動機	12~20	650~750
高速柴油機	30~40	750~900
煤氣發動機	12~18	700~800

當設計發動機時，選擇壓縮比必須考慮下列主要條件。

汽化器、煤氣及其他以火花點燃混合氣的發動機，其汽缸中氣體的溫度應較低於，或者最高是等於混合氣的自然溫度。否則就可能發生預燃及不能控制的燃燒，而使發動機正常的工作遭受破壞。

此外,在選擇汽化器發動機的壓縮比 ϵ 時,必須根據已知燃料的性質,所選之 ϵ 應使發動機用該項燃料在所有運轉情況下均無爆震。

在柴油機中,爲了保證噴入燃料能夠點燃,壓縮終了溫度應超過燃料的自燃溫度。然而過高的 ϵ 值是應該避免的,因爲 ϵ 過高則燃燒終了時壓力太大,並且在起動發動機時搖轉困難。

汽化器發動機的 ϵ 值在下列範圍以內:拖拉機柴油發動機 $\epsilon=3.5\sim4.5$;汽車發動機 $\epsilon=4.2\sim6.7$;機器腳踏車發動機 $\epsilon=5.4\sim10.0$;航空發動機 $\epsilon=5.5\sim7.5$ 。

發生爐煤氣及煤氣發動機之 ϵ 值通常較汽車汽化器發動機高一些($\epsilon=6.5\sim9.0$),因前者是用具有高辛烷值的氣態燃料。

對於高速柴油機,按其噴油的方法及燃燒室的構造,常遇到的 ϵ 是 $12\sim20$ 。

燃 燒 過 程

燃料的燃燒及廢氣成分 發動機燃料燃燒過程的特徵是:分子組織分裂,然後是碳及氫的氧化。根據參加燃燒氧氣量的多少,即可知道這燃燒是否完全。

燃料和空氣(氧)的相對比例用過量空氣係數 α 來表示,它表示實際配合的空氣量(或氧氣)與理論上燃料完全燃燒所必需的空氣量之比。

燃料完全氧化(成爲 CO_2 及 H_2O)所必需的空氣量叫做理論空氣量。按照燃料的成分這數量可自 C 、 CO 及 H_2 燃燒反應公式決定。

1 公斤燃料所必需的,以莫爾表示的理論空氣量的方程式爲:

1)按重量表示燃料成分,可用下式決定, $g_{\text{C}}+g_{\text{H}_2}+g_{\text{O}_2}=1$ 公斤,

$$L'_T = \frac{\frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}_2}}{4} - \frac{g_{\text{O}_2}}{32}}{0.21}; \quad (11)$$

2)用化學式 $\text{C}_m\text{H}_n\text{O}_r$ 表示燃料成分,

$$L''_T = \frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{0.21}; \quad (12)$$

3)用容積表示燃料成分,例如: $r_{\text{CO}}+r_{\text{H}_2}+r_{\text{C}_m\text{H}_n}+r_{\text{O}_2}+r_{\text{CO}_2}+r_{\text{H}_2\text{O}}+r_{\text{N}_2}=1$,

$$L''_T = \frac{\frac{r_{\text{CO}}}{2} + \frac{r_{\text{H}_2}}{2} + r_{\text{C}_m\text{H}_n} \left(m + \frac{n}{4} \right) - r_{\text{O}_2}}{0.21}。 \quad (13)$$

1 公斤燃料在理論上所必需的空氣量(公斤):

$$L_T = 28.95 \cdot L'_T, \quad (14)$$

式中 28.95——空氣的分子量。

在一般情況下,當 α 爲任何值時,燃料廢氣係由 CO_2 、 CO 、 H_2O 、 H_2 、 O_2 、 N_2 及 C_mH_n 組成。

但若不考慮熱分解而進行熱力計算時,則廢氣係由下列成分組成:1)當 $\alpha>1$ 時,由 CO_2 、 H_2O 、 O_2 及 N_2 ,還有極少量的 CO 、 H_2 及 C_mH_n 組成;2)當 $\alpha=1$ 時,由 CO_2 、 H_2O 及 N_2 ,並有極少量的 CO 、 H_2 、 O_2 及 C_mH_n 組成;3)當 $\alpha<1$ 時,由 CO_2 、 CO 、 H_2O 及 N_2 ,並有少量的 O_2 及 C_mH_n 組成,且假定僅有燃料的單碳分子的燃燒並不完全。

考慮有部分 CO_2 及 H_2O 分子在燃燒時分解,計算時在任何 α 都可以認爲廢氣包括: CO_2 、 CO 、 H_2O 、 H_2 、 O_2 及 N_2 ;忽略所含碳氫化合物。通常廢氣中只含有極少量(0.2~0.4%)的甲烷(CH_4)。

在不考慮分解的熱力計算中,可根據燃燒的反應式來決定廢氣的成分及數量,對於 $\alpha\geq 1$ 及燃料成分爲 $g_{\text{C}}+g_{\text{H}_2}+g_{\text{O}_2}=1$ 公斤時,可按式:

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{g_{\text{C}}}{12} \text{ 莫爾/公斤} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{g_{\text{H}_2}}{2} \text{ 莫爾/公斤} \end{aligned} \quad (15)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0.79\alpha L'_T \text{ 莫爾/公斤}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0.21(\alpha-1)L'_T \text{ 莫爾/公斤。}$$

廢氣全部數量

$$M_2 = \alpha L'_T + \frac{g_{\text{H}_2}}{4} + \frac{g_{\text{O}_2}}{32} \text{ 莫爾/公斤。}$$

對於 $\text{C}_m\text{H}_n\text{O}_r$ 成分的燃料:

$$M'_{\text{CO}_2} = m \text{ 莫爾/莫爾;}$$

$$M'_{\text{N}_2} = 0.79\alpha L''_T \text{ 莫爾/莫爾;}$$

$$M'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n}{2} \text{ 莫爾/莫爾;} \quad (16)$$

$$M'_{\text{O}_2} = 0.21(\alpha-1)L''_T \text{ 莫爾/莫爾;}$$

$$M'_2 = \alpha L''_T + \frac{n}{4} + \frac{r}{2} \text{ 莫爾/莫爾。}$$

氣態燃料具有成分爲: $r_{\text{CO}}+r_{\text{H}_2}+r_{\text{C}_m\text{H}_n}+r_{\text{O}_2}+r_{\text{CO}_2}+r_{\text{H}_2\text{O}}+r_{\text{N}_2}=1$ 莫爾;

$$M'_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}} + m \cdot r_{\text{C}_m\text{H}_n} + r_{\text{CO}_2} \text{ 莫爾/莫爾;}$$

$$M'_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2} + \frac{n}{2} \cdot r_{\text{C}_m\text{H}_n} + r_{\text{H}_2\text{O}} \text{ 莫爾/莫爾;}$$

$$M'_{\text{N}_2} = 0.79\alpha L''_T + r_{\text{N}_2} \text{ 莫爾/莫爾;}$$

$$M'_{\text{O}_2} = 0.21(\alpha-1)L''_T \text{ 莫爾/莫爾;} \quad (17)$$

$$M'_2 = \alpha L''_T + r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{N_2} + r_{O_2}$$

$$+ \frac{1}{2}r_{CO} + \frac{1}{2}r_{H_2} + \frac{n}{4}r_{C_mH_n} \text{ 莫爾/公斤;}$$

對於 $0.7 \leq \alpha \leq 1$ 及 $g_C + g_{H_2} + g_{O_2} = 1$ 公斤成分的燃料:

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12} - 0.42(1-\alpha)L'_T \text{ 莫爾/公斤;}$$

$$M_{CO} = 0.42(1-\alpha)L'_T \text{ 莫爾/公斤;}$$

$$M_{H_2O} = \frac{g_{H_2}}{2} \text{ 莫爾/公斤;} \quad (18)$$

$$M_{N_2} = 0.79\alpha L'_T \text{ 莫爾/公斤;}$$

$$M_2 = \alpha L'_T + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} + 0.21(1-\alpha)L'_T \text{ 莫爾/公斤。}$$

當燃燒時, 汽缸內氣體莫爾數量的改變是以分子改變係數 μ 表示的, 它是指汽缸內氣體在燃燒後的莫爾數 ($M_2 + M_T$) 對燃燒前莫爾數 ($M_1 + M_T$) 之比

$$\mu = \frac{M_2 + M_T}{M_1 + M_T}$$

此處, M_1 ——燃燒前新氣的莫爾數。

$$\text{對於柴油機: } M_1 = \alpha L'_T \text{ 莫爾/公斤。} \quad (19)$$

對於汽化器發動機及直接噴入輕油的發動機:

$$M_1 = \alpha L'_T + \frac{1}{m_m} \text{ 莫爾/公斤,} \quad (20)$$

式中 m_m ——燃料的分子量。

對於煤氣及發生爐煤氣發動機:

$$M'_1 = \alpha L''_T + 1 \text{ 莫爾/莫爾。} \quad (21)$$

以 μ_0 表示 $\frac{M_2}{M_1}$ 之比 (化學反應分子改變係數),

則得:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} \quad (22)$$

係數 μ_0 的計算:

1) 當 $\alpha \geq 1$ 時, 用於汽化器發動機的燃燒:

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} - \frac{1}{m_m}}{\alpha L'_T + \frac{1}{m_m}}; \quad (23)$$

當 $0.7 \leq \alpha \leq 1$ 時

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} + 0.21(1-\alpha)L'_T - \frac{1}{m_m}}{\alpha L'_T + \frac{1}{m_m}}; \quad (24)$$

2) 對於柴油機的燃燒, 當 $\alpha \geq 1$ 時

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32}}{\alpha L'_T}; \quad (25)$$

3) 對於煤氣發動機, 成分為 $r_{CO} + r_{H_2} + r_{C_mH_n} + r_{O_2} + r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{N_2} = 1$ 莫爾的燃料在 $\alpha \geq 1$ 時

$$\mu_0 = 1 - \frac{\frac{1}{2}r_{CO} + \frac{1}{2}r_{H_2} + \left(1 - \frac{n}{4}\right)r_{C_mH_n}}{\alpha L''_T + 1} \quad (26)$$

由 μ_0 公式的分析中可以知道:

1) 對於液體燃料及石臘基的碳氫化合物 ($n > 4$), 在任何 α 值時, 係數 $\mu_0 > 1$;

2) 對於甲烷, 當 $\alpha > 1$ 時, 係數 $\mu_0 = 1$;

3) 對於氣態燃料, 例如照明氣體和發生爐煤氣, 當 $\alpha \geq 1$ 時, 係數 $\mu_0 < 1$ 。

工作氣體的比熱值 在發動機工作過程中參加的氣體的平均分子比熱值具有下列各式 (仟卡/莫爾·度)。

用於壓縮終了, 此時溫度 T_c 可以具有自 600 至 1000°K 的值。

$$\left. \begin{aligned} \text{二氧化碳 } (mc_v)_{290}^{T_c} &= 6.6 + 2.8 \times 10^{-3} T_c \\ \text{一氧化碳 } (mc_v)_{290}^{T_c} &= 4.6 + 0.8 \times 10^{-3} T_c \\ \text{水蒸汽 } (mc_v)_{290}^{T_c} &= 5.5 + 1.3 \times 10^{-3} T_c \\ \text{氫 } (mc_v)_{290}^{T_c} &= 4.8 + 0.3 \times 10^{-3} T_c \\ \text{氮 } (mc_v)_{290}^{T_c} &= 4.7 + 0.6 \times 10^{-3} T_c \\ \text{氧 } (mc_v)_{290}^{T_c} &= 4.6 + 1.1 \times 10^{-3} T_c \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

用於燃燒終了, 當溫度 T_z 對於不同的發動機而言, 在 1800~3000°K 範圍內時。

$$\left. \begin{aligned} \text{二氧化碳 } (mc_v)_{290}^{T_z} &= 9.2 + 0.8 \times 10^{-3} T_z \\ \text{一氧化碳 } (mc_v)_{290}^{T_z} &= 5.0 + 0.5 \times 10^{-3} T_z \\ \text{水蒸汽 } (mc_v)_{290}^{T_z} &= 5.7 + 1.2 \times 10^{-3} T_z \\ \text{氫 } (mc_v)_{290}^{T_z} &= 4.5 + 0.5 \times 10^{-3} T_z \\ \text{氮 } (mc_v)_{290}^{T_z} &= 5.1 + 0.4 \times 10^{-3} T_z \\ \text{氧 } (mc_v)_{290}^{T_z} &= 5.5 + 0.4 \times 10^{-3} T_z \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

當 p = 常數時, 平均分子比熱值為

$$(mc_p)_{290}^T = 1.985 + (mc_v)_{290}^T \text{ 仟卡/莫爾·度。} \quad (29)$$

[燃料與工作混合氣體的發熱量] 燃料高發熱量是以仟卡(大卡)為單位的熱量, 是指每單位重量燃料在測熱計內完全燃燒後, 並將測熱計內的燃成物冷卻