

内燃机工作过程计算

A. C. 奥尔林主编

高等教育出版社

15.8 2

1017107

內燃机工作过程計算

手冊性参考書

A. C. 奥尔林主編
吳大昌等譯

高等教育出版社



本書系根据苏联国立机器制造書籍出版社 (Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы) 出版的奥尔林 (А. С. Орлин) 主編“內燃机工作过程計算” (Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания) 1955 年版譯出。

書中介紹了增压的和不增压的、四冲程和二冲程压燃式發动机热計算的方法。給出了附有原始参数估計的, 煤气發动机和煤气-液体燃料發动机工作循环的計算。进行了渦輪压气机計算。也給出了計算例題。

這本書是供工程技术工作人員用的, 但也可供高等学校內燃机專業学生用。

本書第一章由吳大昌譯, 第二、三章由吳兆汉譯, 第四、五章由李竹林譯, 第六章由秦有方譯, 全部譯稿由吳兆汉, 彭兆元审閱整理。

內 燃 机 工 作 过 程 計 算

A. C. 奥 尔 林 主 編

吳大昌 吳兆汉 李竹林 秦有方譯

高 等 教 育 出 版 社 出 版 北 京 瑞 璃 廠 170 号

(北京市書刊出版業營業許可証出字第 051 号)

京 華 印 書 局 印 刷 新 華 書 店 總 經 售

統一書号 15010·530 開本 850×1168 $1/8$ 印張 $4^{12}/16$ 字數 112,000 印數 0001—1,800
1957 年 9 月第 1 版 1957 年 9 月北京第 1 次印刷 定價 (10) ¥ 0.75

所用的主要符号

- p_0 ——周围介质的压力, 绝对大气压;
 p_a ——压缩开始时气缸内的压力, 绝对大气压;
 p_c ——压缩终了时气缸内的压力, 绝对大气压;
 p_z ——燃烧终了时气缸内的压力, 绝对大气压;
 p_b ——膨胀终了时气缸内的压力, 绝对大气压;
 p_r ——排气压力; 在四冲程发动机为排气终了时气缸内的压力, 在二冲程发动机为排气系统内的压力, 绝对大气压;
 p_k ——增压压力, 在增压器内压缩以后的(在发动机以前)换气空气压力; 绝对大气压;
 p_H ——换气孔开启的瞬间气缸内的压力, 绝对大气压;
 p_H ——换气时气缸内的平均压力, 绝对大气压;
 p ——换气时气缸内气体压力的瞬时值, 绝对大气压;
 p_i ——平均指示压力, 公斤/公分²;
 p_e ——平均有效压力, 公斤/公分²;
 T° ——绝对温度;
 t° ——摄氏表温度;
 T_0 ——周围空气的温度;
 T_a ——压缩开始时气缸内的温度;
 T_c ——压缩终了时气缸内的温度;
 T_z ——燃烧终了时气缸内的温度;
 T_b ——膨胀终了时气缸内的温度;
 T_r ——排气的温度; 在四冲程发动机为排气终了时气缸内的温度, 在二冲程发动机为排气系统内的温度;
 T_k ——在增压器内压缩以后(在发动机以前)的增压和换气空气的温度;
 T_H ——换气时气缸内的平均温度;
 V_H ——活塞所扫过的气缸工作容积, 公升;
 V_a ——压缩开始前气缸的总容积, 公尺³;
 V_c ——压缩终了时的气缸容积, 公尺³;
 V_b ——膨胀终了排气机构开启时气缸容积, 公尺³;
 V ——气缸容积瞬时值, 公尺³;
 ν_0 ——在额定条件下空气的比容, 公尺³/公斤;
 L_0 ——燃烧 1 公斤燃料理论必需空气量, 公斤分子;
 L'_0 ——燃烧 1 公斤燃料理论必需空气量, 公斤;
 L''_0 ——燃烧 1 公斤燃料理论必需空气量, 公尺³(在温度 15°C 及压力 760 公厘水银柱时);
 M_1 ——可燃混合物的量, 公斤分子;
 M_2 ——燃烧产物的量, 公斤分子;
 μ_0 ——理论分子变化系数;

μ ——实际的分子变化系数;
 Q_H ——液体燃料的低热值, 千卡/公斤;
 H_H ——气体燃料的低热值, 千卡/标准公尺³;
 α ——过量空气系数;
 ε ——实际压缩比;
 ε' ——名义(几何)压缩比;
 n_1 ——发动机内的压缩多变指数;
 n_2 ——发动机内的膨胀多变指数;
 n_H ——增压器内的压缩多变指数;
 η_v ——发动机气缸的充填系数;
 η_{vH} ——增压器供给系数;
 γ ——剩气系数(余气系数);
 λ ——压力升高比;
 ρ ——初膨胀比;
 δ ——后膨胀比;
 ξ_b ——燃烧线上的热量利用系数;
 ψ ——换气和排气孔启闭所损失的活
塞冲程部分比;
 φ ——过量换气空气系数;
 φ_0 ——换气系数;
 φ_n ——示功图丰满系数;
 η_m ——机械效率;
 η_i ——发动机指示效率;
 η_e ——发动机有效效率;

η_{ad} ——增压器绝热效率;
 N_i ——发动机指示功率, 马力;
 N_e ——发动机有效功率, 马力;
 N_H ——增压器所需功率, 马力;
 n ——发动机曲轴每分钟的转数;
 g_i ——指示耗油量, 公斤/指示马力-小时;
 g_e ——有效耗油量, 公斤/有效马力-小时;
 G_T ——发动机耗油量, 公斤/小时;
 D ——发动机气缸直径, 公厘;
 S ——活塞总冲程, 公厘;
 i ——发动机气缸数;
 c_m ——活塞平均速度, 公尺/秒;
 G_a ——发动机的空气耗量, 公斤/秒;
 L_{ad} ——增压器内空气压缩的绝热功, 公斤-公尺;
 c_p ——空气等压热容量(比热)千卡/公斤分子度;
 c_v ——空气的等容热容量, 千卡/公斤分子度;
 c_p' ——燃烧产物的等压热容量, 千卡/公斤分子度;
 c_v' ——燃烧产物的等容热容量, 千卡/公斤分子度。

序

本書供設計師和計算員參考之用，也可供學生學習內燃機以及進行課程設計和畢業設計時參考之用。

在這本手冊中介紹了不增壓的和增壓的四沖程和二沖程壓燃式內燃機的热計算方法。敘述了煤氣發動機和煤氣-液體發動機工作循環的計算。提供了進行計算時所必須選用的原始參數數值的估計法，以及各種不同類型發動機在額定工作情況下這些原始參數的變化範圍。研究了分開式燃燒室發動機的計算特點。敘述了二沖程發動機進氣和排氣機構斷面的計算方法。

最後，第六章介紹了由離心式增壓器和氣渦輪所組成的渦輪壓氣機的計算方法，及齒輪轉子容積式增壓器計算。提供了求定增壓器和渦輪工作過程參數及主要尺寸的方法。

各種計算方法均附有例題，以方便於手冊的運用。

各章的作者為：尼格馬吐林(И. Н. Нигматулин)(第一章)，米羅諾夫(А. П. Миронов)(第二章)，里奧諾夫(О. Б. Леонов)(第三章)，米席爾紐克(Г. Н. Мизернюк)(第四章)，奧琴卓娃(Т. Д. Однцова)(第五章)，邱爾辛(М. М. Чурсин)(第六章)。普羅卓羅夫(М. А. Прозоров)也參加了第六章的編著。

維魯保夫(Д. Н. Вырубов)和尼格馬吐林曾參加了這一手冊的校閱。

目 录

序	iv
所用的主要符号	v
第一章 用液体燃料工作的压燃式发动机的的工作过程	1
§1. 原始参数的选择和计算	2
§2. 发动机工作循环的计算	8
§3. 发动机的指示指标和有效指标	21
§4. 发动机工作过程计算例题	37
§5. 活塞式发动机废气涡轮增压前排气温度的计算	40
第二章 分开式燃烧室主要尺寸的确定	40
§6. 涡流室的混合物形成	40
§7. 预燃室的混合物形成	46
第三章 煤气发动机的工作过程	48
§8. 原始参数的选择和计算	48
§9. 发动机工作过程的计算	51
§10. 发动机的指示指标和有效指标	56
§11. 4T36/45煤气发动机工作过程计算例题	56
第四章 用煤气加液体燃料工作的发动机的的工作过程	63
§12. 原始参数的选择和计算	64
§13. 工作循环的计算	66
§14. 发动机的指示指标和有效指标	69
§15. 用煤气加液体燃料工作的发动机工作过程计算例题	69
第五章 二冲程发动机气缸的换气及充填计算	78
§16. 换气图和可用时间断面的求定	78
§17. 换气开始前排气的计算	85
§18. 换气-充填的计算	89
§19. 强迫排气的计算	91
§20. 曲轴箱换气的 J16.5/20-1 (最新式) 发动机排气和换气计算例题	95
第六章 增压器及废气涡轮增压的计算	100
§21. 离心式增压器的计算	100
§22. 离心式增压器计算例题	111
§23. 废气涡轮增压的计算	116
§24. 废气涡轮增压计算例题	127
§25. 容积式增压器的计算	133
§26. JA3-204 发动机的容积式增压器计算例题	137
附录 1	141
附录 2	142
参考书目	145

第一章 用液体燃料工作的 压燃式发动机的的工作过程

内燃机工作循环热计算的任务是: 决定循环的指标, 这些指标是代表工作过程有效性和经济性的; 也决定气缸内的最大压力和随活塞冲程而变的压力, 这些压力是计算发动机零件强度, 刚性和耐磨性所必需的。根据热计算, 可以在实用上足够准确地绘出示功图, 计算平均指示压力, 并根据给定的功率决定新设计发动机气缸的数目和尺寸。

工作过程热计算是在相应于发动机全部功率的工作情况下进行的, 此时燃料供应和燃烧条件都最有利。在发动机的其他工作情况下(部分负荷或过载), 过量空气系数, 初膨胀比, 压力升高比, 及一系列其他参数便将变更, 在进行这些情况下工作循环的计算时就必须考虑这些变更。

实验研究指出, 发动机工作时, 由于气体动力学条件, 燃料喷射时压力的波动、火焰传播速度及许多其他因素均不相同, 结果各工作循环的进行并不一致; 前后循环之间有某些差别。相邻工作循环平均指示压力和燃烧压力的变动范围可达 10%。

因此计算时采用发动机稳定工作时所得许多循环的平均数据。

本章叙述压燃式四冲程和二冲程内燃机不增压及用增压工作时热计算的进行程序。

同时也给出进行计算所必需的原始参数数值的估计法, 也给出额定工作情况下不同类型发动机的这些参数的变化范围。

最通用的计算方法, 是根据选择压力升高比 λ 和燃烧终结压

力 p_z 的数值来计算燃烧终结参数, 如第三、四章所述。在某些情形, 计算时选择初膨胀比 ρ , 如第一章所述即是。

§ 1. 原始参数的选择和计算

当选择计算的原始参数——压缩比 ε , 过量空气系数 α , 压缩开始压力和温度 p_a , T_a , 剩气压力 p , 时, 必须考虑到气缸尺寸、转速、冲程数、混气形成方法和增压比(如用增压器时)。

实际压缩比 $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ (见图 1) 是压缩开始容积对压缩终结容积

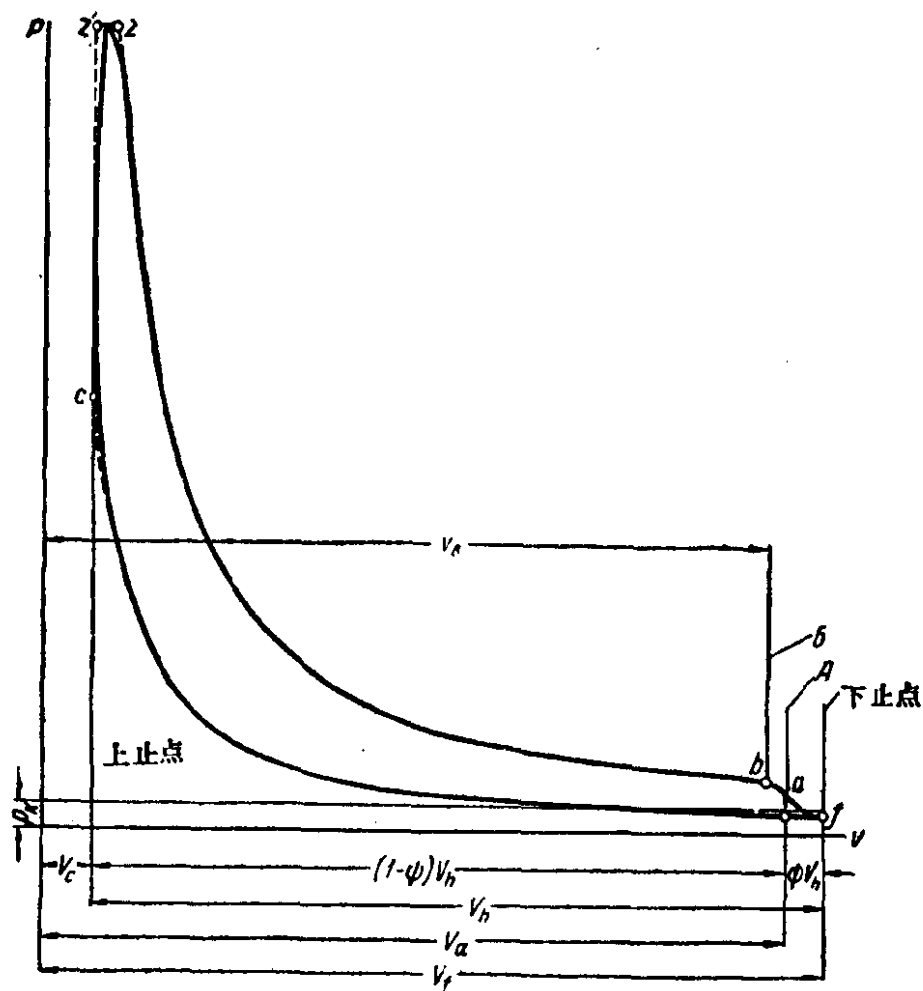


圖 1. 直流换气的二冲程发动机示功图
(或没有排吸冲程的四冲程发动机示功图):

A—压缩开始, 在二冲程发动机是换气和排气孔或阀关闭的瞬间(在四冲程发动机是进气阀关闭的瞬间); B—排气开始, 在二冲程发动机是排气孔或阀开启的起始(在四冲程发动机是排气阀开启的起始)。

之比。在四冲程發動机, V_a 是进气閥关闭后的气缸容积; 在二冲程發動机, V_a 是换气孔和排气孔(或閥)关闭以后的气缸容积。

几何压缩比 $\varepsilon' = \frac{V_f}{V_c}$, 式中 V_f 是活塞在下止点时气缸的全部容积。

压燃式發動机压缩比的最小值是这样选定的, 即压缩終了时气缸内气体的温度 T_c 至少超过燃料的自然温度 200° 。

压缩比超过 18—20 不合适的, 因为这将引起压缩終了时的压力以及相应地燃烧最大压力都显著升高, 从而使得机械效率下降, 并必要加强發動机的結構特别是連杆-曲柄机构各零件的構造。

对于不同类型的發動机:

低速發動机: $\varepsilon = 13—15$;

高速發動机(其中包括船用和汽車拖拉机用): $\varepsilon = 15—20$;

帶增压的發動机: $\varepsilon = 12—14$ 。

活塞平均速度 $C_m < 6.5$ 公尺/秒的發動机称为低速的, $C_m > 6.5$ 公尺/秒称为高速的(ГОСТ 4393-48)。

过量空气系数 α 压燃式發動机在額定負荷时, α 取在下列范围内:

低速發動机(固定的和船用的): $\alpha = 1.6—2.0$;

高速發動机(船用的和汽車拖拉机的): $\alpha = 1.2—1.7$;

帶增压的發動机: $\alpha = 1.8—2.2$ 。

周圍介質的压力和温度 当訂購者未作特別規定时, 取: $p_0 = 760$ 公厘水銀柱; $T_0 = 288^\circ$ 绝对温度。

压缩开始时的压力 p_a 一四冲程發動机在进气閥关闭以后, 二冲程發動机在换气-增压机构关闭以后气缸内气体压力为:

四冲程低速發動机: $p_a = (0.90—0.95)p_0$;

四冲程高速發動机: $p_a = (0.80—0.90)p_0$;

四冲程增压發動机: $p_a = (0.85—1.1)p_k$;

二冲程發動机: $p_a = (0.90—1.05)p_{k_0}$

当用增压工作时, p_a 接近于 p_{k_0}

当增压压力高时 ($p_k > 2$ 绝对大气压), 可取 $p_a \approx p_k$

倘使采用惯性增压, 或二冲程發動机在配气机构关闭前气缸容积有很大变化时, 在这些情况下可能 $p_a > p_k$ 。 p_a 的数值不仅与增压空气的压力 p_k 有关, 而且在某种程度上与配气相位、进气系统的尺寸和构造也有关系。

剩气压力 p_r 的值为:

低速四冲程發動机: $p_r = (1.03—1.10)p_0$;

高速四冲程發動机: $p_r = (1.05—1.15)p_0$;

二冲程發動机: $p_r = (0.8—0.9)p_k$;

四冲程和二冲程当用增压及废气涡轮时: $p_r = (0.75—0.90)p_{k_0}$

换气-增压空气温度 T_k 指在增压器后發動机前的空气温度。倘使在增压器之后有空气中間冷却器, 则 T_k 指冷却器后空气温度。

增压器后空气温度为:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_n - 1}{n_n}} \quad (1)$$

增压器内空气压缩多变指数 n_n 的数值, 与增压器的型式及冷却程度有关:

活塞式增压器: $n_n = 1.4—1.6$;

容积式(轉子式)增压器: $n_n = 1.55—1.75$;

外壳不冷却的离心式增压器: $n_n = 1.8—1.9$ 甚至更大一些, 到 2;

外壳冷却的离心式增压器: $n_n = 1.4—1.8$ 。

在高增压的發動机——复合式發動机——内, 涡轮-压气机的

外壳通常是加以冷却的,并且从涡轮-压气机通往发动机的输气管有冷却用的水套。此外,在复合式发动机采用专门的散热器来冷却增压器后的空气,否则增压高时发动机热状态过分强烈,因而很短工作时间之内发动机的活塞、活塞涨圈和气阀就发生故障。

圖 2 示当初温 $t_0 = 5, 10, 15$ 和 25° 时,絕热压缩 ($k = 1.4$) 的 t_k 变化曲线。

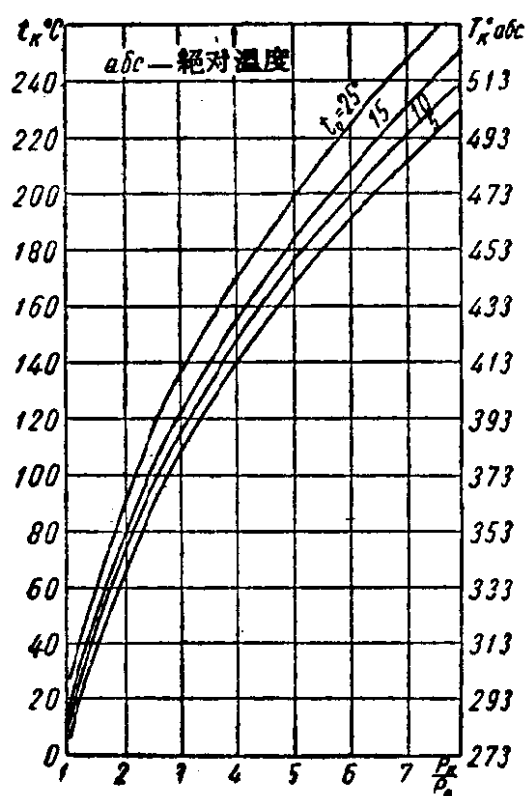


圖 2. 增压器后空气温度与 p_k/p_0 的关系。

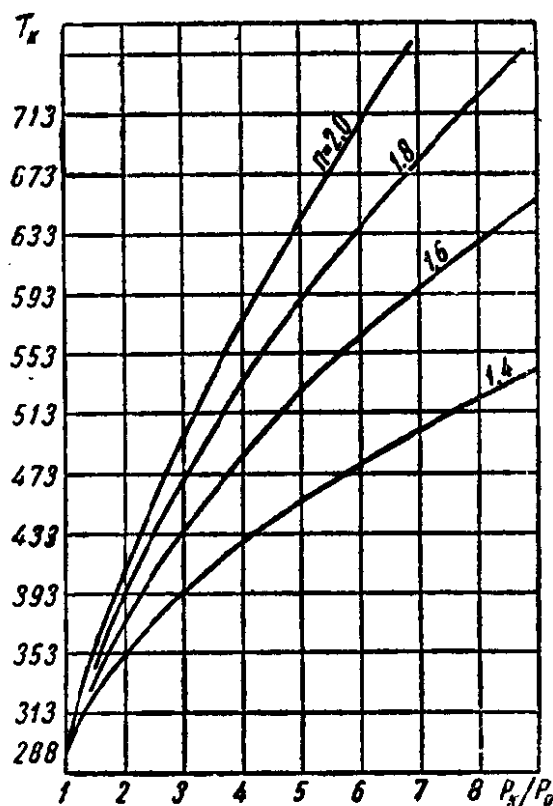


圖 3. 压缩时空气温度与 p_k/p_0 的关系。

圖 3 示当 $n_k = 1.4; 1.6; 1.8; 2.0$; 及初温 $t_0 = 15^\circ\text{C}$ 时 $T_k = f\left(\frac{p_k}{p_0}\right)$ 的数值。

在进入发动机之前一公斤空气的比容为:

$$v_k = \frac{RT_k}{p_k} \text{ 公尺}^3/\text{公斤}。$$

或者,已知空气的气体常数 $R = 29.27$, 則

$$v_k = \frac{29.27}{10^4} \times \frac{T_k}{p_k} \text{公尺}^3/\text{公斤}。$$

在进入发动机之前 1 公尺³ 的空气重量为:

$$\gamma_k = \frac{1}{v_k} \text{公斤/公尺}^3。$$

表 1 给出当 $p_0 = 1$ 绝对大气压, $t_0 = 15^\circ\text{C}$ 及 $n_H = 1.4$ 时, v_k 和 γ_k 数值与 $\frac{p_k}{p_0}$ 的关系。

表 1. 当 $P_0 = 1$ 绝对大气压, $t_0 = 15^\circ\text{C}$, 及 $n_H = 1.4$ 时

$\left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{n_H-1}{n_H}}$, v_k 及 γ_k 数值与 $\left(\frac{p_k}{p_0}\right)$ 的关系

$\frac{p_k}{p_0}$	$\left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{n_H-1}{n_H}}$	$\gamma_k \frac{\text{公斤}}{\text{公尺}^3}$	$v_k \frac{\text{公尺}^3}{\text{公斤}}$	$\frac{p_k}{p_0}$	$\left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{n_H-1}{n_H}}$	$\gamma_k \frac{\text{公斤}}{\text{公尺}^3}$	$v_k \frac{\text{公尺}^3}{\text{公斤}}$
1	1	1.19	0.840	4.5	1.536	3.48	0.287
1.3	1.078	1.43	0.698	5.0	1.584	3.76	0.266
1.5	1.123	1.58	0.632	5.5	1.624	4.03	0.248
2.0	1.219	1.95	0.514	6.0	1.668	4.29	0.233
2.5	1.299	2.28	0.438	6.5	1.707	4.50	0.222
3.0	1.369	2.60	0.384	7.0	1.743	4.74	0.211
3.5	1.430	2.91	0.344	7.5	1.778	4.97	0.201
4.0	1.486	3.20	0.313	8.0	1.810	5.24	0.191

圖 4 示在同样的周围介质条件下, 当 $n_H = 1.4; 1.6; 1.8;$ 和 2.0 时, $\gamma_k = f\left(\frac{p_k}{p_0}\right)$ 的数值。

发动机换气和充气的空气耗量 用换气空气过量系数和换气系数来估计二冲程发动机中换气空气的耗量。

换气空气过量系数为:

$$\varphi = \frac{V_H}{V_h} \quad (2)$$

式中 V_H ——每循环经换气机构供入的空气容积 (换算成压力 p_k 和

溫度 T_k 下的容积), 公尺³/循环。

换气系数为:

$$\varphi_o = \frac{V_n}{V_o} = \frac{G_n}{G_o}; \quad (3)$$

此处 G_n ——每循环经过换气机构而供入的空气重量, 公斤/循环;

$G_n = \gamma_k V_n$ 公斤/循环;

V_o ——在换气和排气机构关闭以后, 留在气缸内的空气容积 (换算成压力 p_k 和温度 T_k 下的容积), 公尺³/循环;

G_o ——在换气和排气机构关闭以后, 留在气缸内的空气重量, 公斤/循环;

$G_o = \gamma_k V_o$ 公斤/循环,

此处 γ_k ——增压器后发动机前贮气器中 1 公尺³空气的重量。

因为

$$\eta_v = \frac{V_o}{V_k},$$

故

$$\varphi_o = \frac{V_n}{V_h} \cdot \frac{V_h}{V_o} = \frac{\varphi}{\eta_v}. \quad (4)$$

总过量空气系数 $\alpha_{cy.m}$ 是经过换气机构供入的空气重量与燃料燃烧理论必需空气重量之比:

$$\alpha_{cy.m} = \frac{G_n}{G_o} = \alpha \varphi_o. \quad (5)$$

为发动机换气和增压所必需的增压器气量为:

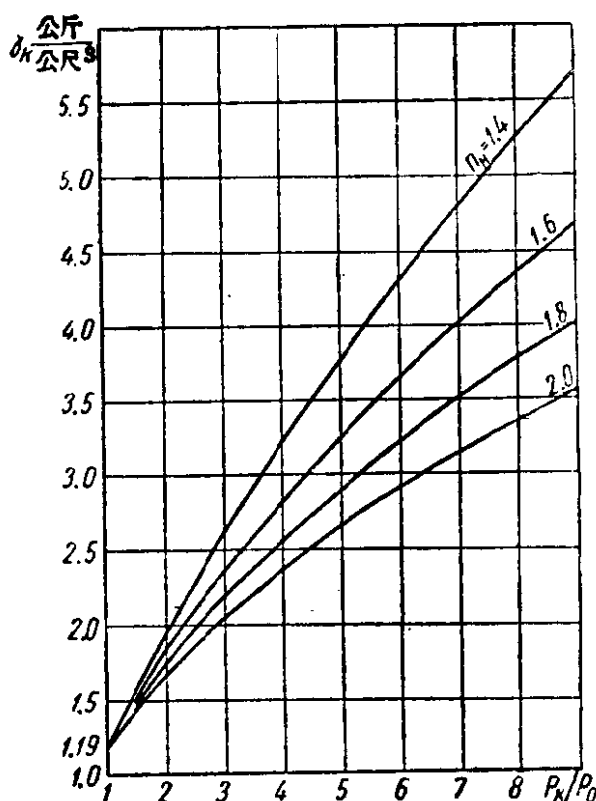


圖 4. 1 公尺³的空气重量与 p_k/p_0 的关系。

$$G_B = G_T \alpha \varphi_o L'_0 \text{ 公斤/小时。} \quad (6)$$

对于现有的发动机, φ 和 φ_o 的数值为:

具有单独换气泵的二冲程发动机: $\varphi = 1.20—1.5$; $\varphi_o = 1.25—1.9$;

以曲轴箱换气的二冲程发动机: $\varphi = 0.4—0.7$; $\varphi_o = 1.1—1.2$;

不增压的四冲程发动机: $\varphi_o = 1$;

增压的四冲程发动机: $\varphi_o = 1.05—1.2$ 。

§ 2. 发动机工作循环的计算

燃料, 空气和燃烧产物 对于石油燃料, 可以足够准确地假定其重量组成比如下: $C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$ 。燃料的热值(低热值)为:

$$Q_u = 8100C + 24600H - 2600(O - S) - 600W \text{ 千卡/公斤,} \quad (7)$$

式中 O, S 和 W ——燃料内氧, 硫和水分的重量比。

在计算中可以足够准确地取 $Q_u = 10000$ 千卡/公斤。

燃烧 1 公斤燃料理论必需空气量的公斤分子数为:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right] = 0.495 \text{ 公斤分子/公斤;} \quad (7a)$$

其重量则为:

$$L'_0 = 28.96 L_0 = 14.3 \text{ 公斤/公斤,}$$

式中 28.96——空气的分子量;

其容积为(当 15°C 和 760 公厘水银柱时):

$$L''_0 = 11.7 \text{ 公尺}^3/\text{公斤。}$$

在表 2 内给出 αL_0 及 $\alpha L'_0$ 数值与 α 的关系。

1 公斤燃料燃烧产物的公斤分子数为:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} \text{ 公斤分子/公斤;}$$

表 2. L, L', M, M', μ_0 及 μ 的数值与 α 的关系

α	$L = \alpha L_0$ (公斤分子/公斤)	$L' = \alpha L'_0$ (公斤/公斤)	燃 烧 产 物						μ_0	μ (当 $\gamma = 0.06$ 时)
			M_{CO_2} (公斤分子/公斤)	M_{H_2O} (公斤分子/公斤)	M_{O_2} (公斤分子/公斤)	M_{N_2} (公斤分子/公斤)	M (公斤分子/公斤)	M' (公斤/公斤)		
1	0.495	14.32	0.0717	0.0650	0.000	0.391	0.528	15.32	1.066	1.062
1.4	0.693	20.05			0.042	0.547	0.725	21.05	1.045	1.042
1.8	0.891	25.78			0.083	0.704	0.924	26.78	1.037	1.033
2.2	1.089	31.50			0.125	0.861	1.122	32.50	1.030	1.029
2.6	1.287	37.25			0.166	1.016	1.319	38.25	1.024	1.023
3.0	1.485	42.96			0.208	1.173	1.518	43.96	1.022	1.021
3.5	1.732	50.15			0.260	1.368	1.765	51.15	1.019	1.018
4.0	1.980	57.3			0.312	1.564	2.013	58.30	1.017	1.016
5.0	2.475	71.6	0.0717	0.0650	0.416	1.955	2.508	72.60	1.013	1.012
6.0	2.970	86.0			0.520	2.345	3.002	87.00	1.006	1.005

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ 公斤分子/公斤;}$$

$$M_{O_2} = 0.21(\alpha - 1)L_0 \text{ 公斤分子/公斤;}$$

$$M_{N_2} = 0.79 \alpha L_0 \text{ 公斤分子/公斤;}$$

$$\begin{aligned} M &= M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.21)L_0 \text{ 公斤分子/公斤.} \end{aligned} \tag{8}$$

燃烧时公斤分子数增量为:

$$\Delta M = M - \alpha L_0 = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \text{ 公斤分子/公斤.} \tag{9}$$

1 公斤燃料燃烧产物的重量为:

$$M'_2 = \alpha L'_0 + 1 \text{ 公斤/公斤.} \tag{10}$$

理論的分子变化系数为:

$$\mu_0 = \frac{M}{\alpha L_0} = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha L_0}. \quad (11)$$

四冲程发动机的剩气系数 γ 为:

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \times \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}, \quad (12)$$

式中 ΔT ——新鲜充量自缸壁所得的预热。

对于增压的发动机:

$$\gamma = \frac{T_\kappa + \Delta T}{T_r} \times \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (13)$$

ΔT 和 T_r 的数值为:

不增压的四冲程发动机:

$$\Delta T = 10—20^\circ; \quad T_r = 700—800^\circ \text{ 绝对温度};$$

增压的四冲程发动机:

$$\Delta T = 0—10^\circ; \quad T_r = 800—1000^\circ \text{ 绝对温度};$$

二冲程发动机:

$$\Delta T = 5—15^\circ; \quad T_r = 700—1000^\circ \text{ 绝对温度}。$$

全负荷时的剩气系数为:

四冲程发动机: $\gamma = 0.03—0.06$;

直流式换气由气阀排气的二冲程发动机: $\gamma = 0.08—0.15$;

直流式换气由气孔排气的二冲程发动机: $\gamma = 0.03—0.07$;

迴流式换气的二冲程发动机: $\gamma = 0.15—0.30$;

曲轴箱换气的二冲程发动机: $\gamma = 0.30—0.40$ 。

实际的分子变化系数为:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (14)$$

在表 2 中给出 M'_1 , μ_0 及 μ 数值与过量空气系数 α 的关系。

压缩开始时充量温度 四冲程发动机在进气阀关闭以后和二冲程发动机在换气或排气机构关闭以后, 发动机气缸内充量的温