

苏联海军部教育局审定为
海运学校轮机科教材

船舶内燃机

(理論与計算)

И. И. 楚德科夫著

朱尚文 葛益熙 李庆宜译

人民交通出版社

本書系根据苏联海运出版社1955年出版的“船舶內燃机”(理論与計算)一書譯出。原書为И.И.楚馬欽柯所著。

本書共分为二篇：第一篇內燃机的理論，第二篇內燃机机件的驗算；可作为海河运中等技术学校輪机科“船舶內燃机”課程的教材，亦可供輪机人員業務學習及实际工作之参考。

船 舶 內 燃 机

(理論与計算)

И. И. ЧУМАЧЕНКО

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Части вторая и третья
ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ИЗДАТЕЛЬСТВО
“МОРСКОЙ ТРАНСПОРТ”
МОСКВА • 1955

本書根据苏联海运出版社1955年莫斯科俄文版本譯出

朱尚文 葛益紀 李庆宜譯

*

人 民 交 通 出 版 社 出 版

(北京安定門外和平里)

北京市書刊出版業營業許可証出字第〇〇六号

新 華 書 店 發 行

公 私 合 營 慈 成 印 刷 工 厂 印 刷

*

1958年11月北京第一版 1958年11月北京第一次印刷

开本：787×1092 1/32 印張：7 1/8 張

全書：199,000字 印数：1~1500册

統一書号：15044.6137

定价(10)：1.00元

目 录

第 一 篇 內燃机的理論

第一章 內燃机的热力循环	1
§ 1. 基本定义	1
§ 2. 发动机的热力循环及其热效率	6
§ 3. 各种循环热效率的比較	10
第二章 发动机的实际工作过程	13
§ 4. 表征充气过程的参数	13
§ 5. 压缩过程	21
§ 6. 燃烧过程	24
§ 7. 燃烧产物的膨胀及排出过程	35
§ 8. 发动机的平均指示压力及指示功率	38
§ 9. 指示效率及有效效率	43
§ 10. 发动机的机械效率、有效功率及燃料消耗量	44
§ 11. 发动机主要尺寸的确定	48
§ 12. 发动机工作过程的計算示例	50
§ 13. 計算循环示功图的繪制	55
§ 14. 发动机的特性	58
第三章 二冲程发动机的排气与换气	59
§ 15. 二冲程发动机排气和换气过程計算的热力基础	59
§ 16. 自由排气过程	62
§ 17. 换气期間內的排气过程	65
§ 18. 换气过程	67
§ 19. “时面”图的繪制	70
§ 20. 换气校正計算例题	75

30011

BUSE4/21

第四章 发动机的功率提高和增压	80
§ 21. 提高发动机功率的方法	80
§ 22. 增压的方法	81
§ 23. 增压式发动机工作循环的计算	86
第五章 换气泵的计算	91
§ 24. 活塞式换气泵	91
§ 25. 迴轉式换气泵	93
第六章 发动机的运动学与动力学	96
§ 26. 曲柄-连杆机构运动学的基本关系式	96
§ 27. 作用在曲柄-连杆机构上的力	100
§ 28. 飞轮转矩和飞轮主要尺寸的确定	109
§ 29. 发动机的平衡	112

第二篇 内燃机机件的计算

第七章 活塞及其零件	125
§ 30. 验算的必要性	125
§ 31. 活塞主要尺寸的选择和计算	125
§ 32. 活塞环和活塞销	132
第八章 曲柄-连杆机构的机件	135
§ 33. 活塞杆、十字头和滑块	135
§ 34. 连杆	139
§ 35. 曲轴	145
第九章 固定机件 (发动机的机体)	160
§ 36. 机座、主轴承和机架	160
§ 37. 工作气缸和衬筒	170
§ 38. 工作气缸盖	175
第十章 阀及阀的传动装置	183
§ 39. 进气阀与排气阀	183
§ 40. 起动阀	186

§41. 閥的彈簧	187
§42. 凸輪軸和閥的搖臂	190
§43. 凸輪盤的橫斷面	194
第十一章 柴油机的噴油器和燃料泵的基本尺寸	197
§44. 噴油器	197
§45. 燃料泵	199
第十二章 发动机工作过程的調整和試驗	200
§46. 发动机工作过程的調整	200
§47. 平均指示压力的確定	208
§48. 发动机有效功率的確定	210
§49. 发动机的热平衡	212
§50. 柴油机噴油器的試驗	216
§51. 拋錨試驗与航行試驗	217
第十三章 廢热的利用	220
§52. 利廢的任务及其效率	220
§53. 利廢鍋爐的構造	222
§54. 計算利廢裝置的基本知識	223

7545-11/4458

工学院

18609

211217

目

第一 篇

內燃机的理論

第一章 內燃机的热力循环	1
§ 1. 基本定义	1
§ 2. 发动机的热力循环及其热效率	6
§ 3. 各种循环热效率的比較	10
第二章 发动机的实际工作过程	13
§ 4. 表征充气过程的参数	13
§ 5. 压缩过程	21
§ 6. 燃烧过程	24
§ 7. 燃烧产物的膨胀及排出过程	35
§ 8. 发动机的平均指示压力及指示功率	38
§ 9. 指示效率及有效效率	43
§ 10. 发动机的机械效率、有效功率及燃料消耗量	44
§ 11. 发动机主要尺寸的确定	48
§ 12. 发动机工作过程的計算示例	50
§ 13. 計算循环示功图的繪制	55
§ 14. 发动机的特性	58
第三章 二冲程发动机的排气与换气	59
§ 15. 二冲程发动机排气和换气过程計算的热力基础	59
§ 16. 自由排气过程	62
§ 17. 换气期間內的排气过程	65
§ 18. 换气过程	67
§ 19. “时面”图的繪制	70
§ 20. 换气校正計算例题	75

30011

DV54/21

第四章 发动机的功率提高和增压	80
§21. 提高发动机功率的方法	80
§22. 增压的方法	81
§23. 增压式发动机工作循环的计算	86
第五章 换气泵的计算	91
§24. 活塞式换气泵	91
§25. 迴轉式换气泵	93
第六章 发动机的运动学与动力学	96
§26. 曲柄-连杆机构运动学的基本关系式	96
§27. 作用在曲柄-连杆机构上的力	100
§28. 飞轮转矩和飞轮主要尺寸的确定	109
§29. 发动机的平衡	112

第二篇 内燃机机件的计算

第七章 活塞及其零件	125
§30. 验算的必要性	125
§31. 活塞主要尺寸的选择和计算	125
§32. 活塞环和活塞销	132
第八章 曲柄-连杆机构的机件	135
§33. 活塞杆、十字头和滑块	135
§34. 连杆	139
§35. 曲轴	145
第九章 固定机件（发动机的机体）	160
§36. 机座、主轴承和机架	160
§37. 工作气缸和衬筒	170
§38. 工作气缸盖	175
第十章 阀及阀的传动装置	183
§39. 进气阀与排气阀	183
§40. 起动阀	186

§41. 閥的彈簧	187
§42. 凸輪軸和閥的搖臂	190
§43. 凸輪盤的橫断面	194
第十一章 柴油机的噴油器和燃料泵的基本尺寸	197
§44. 噴油器	197
§45. 燃料泵	199
第十二章 发动机工作过程的調整和試驗	200
§46. 发动机工作过程的調整	200
§47. 平均指示压力的確定	208
§48. 发动机有效功率的確定	210
§49. 发动机的热平衡	212
§50. 柴油机噴油器的試驗	216
§51. 拋錨試驗与航行試驗	217
第十三章 廢热的利用	220
§52. 利廢的任务及其效率	220
§53. 利廢鍋爐的構造	222
§54. 計算利廢裝置的基本知識	223

第一篇 內燃机的理論

第一章 內燃机的热力循环

§ 1. 基本定义

在內燃机的气缸中，随着热能轉变为机械功的同时发生热化学过程及热力过程。

从热力学中得知，卡諾循环是一种理想的循环。由于实现此种循环具有实际的困难，故在內燃机中系实现一种加热及放热过程与卡諾循环有所区别的其他循环。

这些循环叫做热力循环。热力循环如同理想循环一样，系以如下的假設来实现的：

- 1) 假設过程是由定量的理想气体来完成的；
- 2) 气体的比热与温度无关；
- 3) 压缩及膨胀过程的完成沒有热交换，即这些过程是絕热的；
- 4) 循环是瞬間加热及放热的封閉循环；
- 5) 循环的完成沒有热损失也沒有吸气及排气时的损失。

研究有这样假設的热力循环就有可能分析气缸內所发生的过程；確定內燃机結構的发展方向，发动机所能有的热效率。

內燃机的基本热力循环根据加热的方式可区分为：1) 定容加热循环，2) 定压加热循环，3) 最初按定容加热，然后按定压加热的循环。

发动机热力循环的特性以下列基本参数来表示。

发动机的压缩比 ϵ ，代表气缸的全部容积 V_a 与压缩室的容积 V_c 之比值，

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}。 \quad (1)$$

但因为

$$V_a = V_s + V_c,$$

則

$$\epsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c} = \frac{V_s}{V_c} + 1,$$

式中: V_s ——活塞在一个行程内所扫过的容积(工作容积)。

压力升高比 λ , 代表燃烧的最高压力 P_z 与压缩终点压力 P_c 之比值,

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}. \quad (2)$$

初膨胀比 ρ , 代表燃烧终点的容积 V_z 与压缩室的容积 V_c 之比值,

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}. \quad (3)$$

后膨胀比 δ , 代表膨胀终点的容积 V_b 与燃烧终点的容积 V_z 之比值,

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}. \quad (4)$$

在这三个基本参数中 ϵ 、 ρ 及 δ 間存在着一定的关系。那末, 如果 ρ 和 δ 相乘, 則我們得到

$$\rho\delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_z},$$

但 $V_b = V_a$, 因此,

$$\rho\delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_a}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \epsilon,$$

最后得

$$\rho\delta = \epsilon. \quad (5)$$

压力升高比 λ 同参数 ϵ 、 ρ 及 δ 沒有直接的联系。

§ 2. 发动机的热力循环及其热效率

最初按恒定容积（定容），然后按恒定压力（定压）加热的循环，叫做混合循环。该循环是内燃机循环最普遍的形式。

如果以 Q_1' 表示在綫段 $C-Z'$ （图 1）上所加入的热量，即为 $V =$ 常数时加入的热量，以 Q_1'' 表示在綫段 $Z'-Z$ 上所加入的热量，即为 $P =$ 常数时加入的热量，那么在每一个循环内所加入的全部热量为，

$$Q_1 = Q_1' + Q_1''。$$

为了使气体的状态在发动机气缸中膨胀后相当于初参数（点 a ），则必須自气体中取出一部分热量 Q_2 。热的放出系完成于定容情况下的 $b-a$ 綫段内。

从热力学中知道，循环的热效率，可用下式来表明：

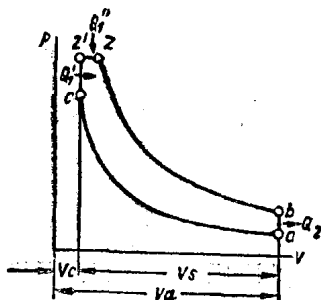


圖1 混合循环

$$\eta_t = \frac{(Q_1' + Q_1'') - Q_2}{Q_1' + Q_1''} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''}。 (6)$$

数值 Q_1' 、 Q_1'' 及 Q_2 可以借温度及定比热来表示。

在第一个阶段内全部加入的热量用来增加气体的内能，因为过程是在 $V =$ 常数，即 $V_c = V_z'$ 时完成的，

$$Q_1' = c_v (T_z' - T_c)， (7)$$

T_z' ——加入 Q_1' 卡路热的终了时气体的温度；

T_c ——压缩终了时气体的温度；

C_v ——气体的定容比热。

在第二个阶段内热量在定压下加入

$$Q_1'' = C_p (T_z - T_{z'}), \quad (8)$$

式中：

T_z ——加入 Q_1'' 卡路热的终了时气体的温度；

C_p ——气体的定压比热。

因为热的放出是在定容下完成的，则

$$Q_2 = C_v (T_b - T_a), \quad (9)$$

T_b ——膨胀终点的气体温度；

T_a ——压缩始点的气体温度。

将这些式子〔(7)、(8)、(9)——译者注〕代入公式(6)中后则得

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v (T_b - T_a)}{C_v (T_{z'} - T_c) + C_p (T_z - T_{z'})},$$

或者，分子及分母同除以 C_v 后，

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_{z'} - T_c + k (T_z - T_{z'})}. \quad (10)$$

由于个别过程的极点同时属于这个循环的两个部份，因此可以用压缩始点的温度 T_a 来表示所有极点的温度。

在绝热压缩过程中（曲线 ac ）压缩终点温度 T_c 可用参数的关系式来确定

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1},$$

但按定义(1)

$$\frac{V_a}{V_c} = \epsilon,$$

因此,

$$T'_c = T_a \epsilon^{k-1}. \quad (11)$$

点 C 及点 Z' ①是在同一定容綫上, 所以溫度 $T_{z'}$ 可由下列等式求出:

$$\frac{T_{z'}}{T_c} = \frac{P_{z'}}{P_c},$$

但

$$\frac{P_{z'}}{P_c} = \lambda,$$

因此,

$$T_{z'} = T_c \lambda = T_a \epsilon^{k-1} \lambda. \quad (12)$$

在定压(綫段 Z—Z') 过程时点 Z' 及 Z 間的溫度关系可按 $P = \text{常数}$ 时的参数关系来确定

$$\frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{T_z}{T_{z'}},$$

但

$$V_{z'} = V_c, \text{ 而 } \frac{V_z}{V_c} = \rho,$$

所以

$$T_z = T_{z'} \rho = T_a \epsilon^{k-1} \lambda \rho. \quad (13)$$

在絕热膨胀过程中(曲綫 Zb) 膨胀終点溫度 T_b 可从下列参数关系

① 原書誤为 Z——譯者。

來確定

$$\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_b} \right)^{k-1},$$

但

$$\frac{V_b}{V_a} = \delta,$$

因此

$$T_b = T_a \frac{1}{\delta^{k-1}} = T_a \lambda \rho \left(\frac{\delta}{\rho} \right)^{k-1}$$

因為

$\rho \delta = \epsilon$ ，則

$$T_b = T_a \lambda \rho^k. \quad (14)$$

將得到的溫度數值代入公式(10)中並消去 T_a ，我們得到

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (15)$$

用系噴射燃料的柴油機(無氣噴射式柴油機)可按照混合循環來計算。

如果在定壓下加热的循環(圖2)中熱效率的公式可直接由混合循環熱效率公式得到。因為在加热的過程中壓力始終不變，即 $P_a = P_c$ ，所以在這種情況下壓力升高比 $\lambda = 1$ 。

如將數值 $\lambda = 1$ 代入混合循環熱效率的公式內，則我們得到定壓加熱循環的熱效率為

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (16)$$

空氣噴射式柴油機(壓縮機式)按照定壓($P = \text{常數}$)加熱循環來計算，該式柴油機中燃燒過程接近於 $P = \text{常數}$ 的過程。

在定容加熱循環中(圖3)熱效率的公式也可由混合循環熱效率方程式中得到。

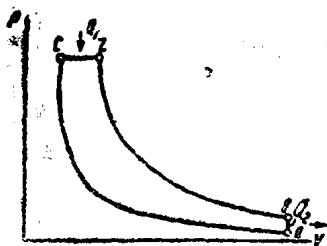


圖2 定压加热循环

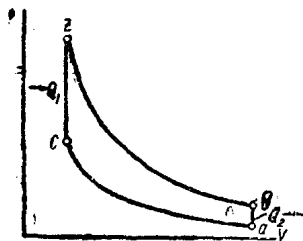


圖3 定容加热循环

在这个循环中 $V_2 = V_1$ 及初膨胀比具有特值即等于 1。如将数值 $\rho = 1$ 代入混合循环式 (15) 中，我們即得到定容 ($V = \text{常数}$) 加热循环的热效率：

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (17)$$

凡是外部混合式的发动机以及热球式发动机都按定容加热循环来计算。

§ 3. 各种循环热效率的比较

从比较公式 (15)、(16) 及 (17) 可以看出，定容 ($V = \text{常数}$) 加热循环的热效率有最简单的关系式，比较复杂的是定压 ($P = \text{常数}$) 加热循环的热效率公式。

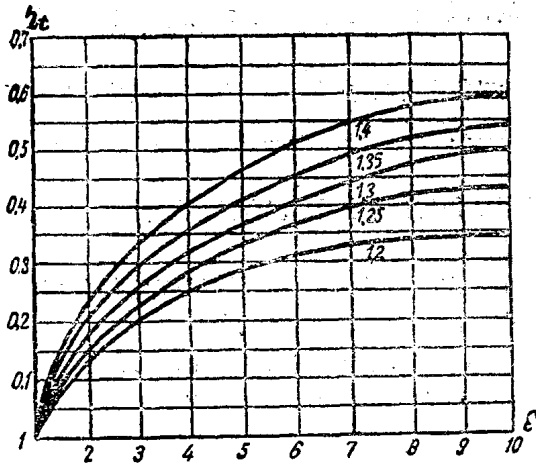
从公式 (17) 看得出，定容加热循环的热效率仅与压缩比及绝热指数有关。这个公式的分析证明，增加压缩比 ϵ 及绝热指数 k 时热效率是增加的。

在表 1 中给出，不同的 ϵ 及 k 在 1.2 到 1.4 范围内变化时的 η_c 值。这些关系表示在曲线图 (图 4) 中。从曲线图中很明显的看出，在低压缩比时 η_c 值增加得快，如果 ϵ 接近于 10 则 η_c 值增加得较缓慢。

在现有的外部混合式发动机中最大的压缩比不超过 $\epsilon = 9$ 。当压缩比在该数值的情况下速燃热力循环的热效率可达到 49% (假如绝热指数 $k = 1.35$ 时)。

表 1

k	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
1.20	0.13	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26	0.25	0.30	0.32	0.34	0.36	0.37
1.25	0.16	0.21	0.25	0.28	0.29	0.31	0.33	0.36	0.39	0.41	0.42	0.44
1.30	0.19	0.24	0.28	0.31	0.34	0.36	0.38	0.42	0.41	0.46	0.43	0.50
1.35	0.22	0.27	0.32	0.35	0.38	0.41	0.43	0.47	0.49	0.52	0.54	0.55
1.40	0.25	0.31	0.36	0.40	0.43	0.46	0.48	0.52	0.55	0.57	0.59	0.61

圖4 定容 ($V=\text{常数}$) 加热循环的热效率与压缩比的关系

定容加热循环的热效率与发动机的负荷无关系。

从公式 (16) 中很明显的可以看出定压 ($P=\text{常数}$) 加热循环的热效率，随着压缩比 ϵ 及绝热指数 k 的增加而增高，但随着初膨胀比 ρ 的增加而降低。 ρ 的大小与加入的热量 Q_1 有关，可见是随负荷而增加的。因此循环的经济性随发动机负荷的增加而降低。在表 2 中给出了不同的 ϵ 及 ρ 值时 $k=1.35$ 的渐燃循环的热效率。

如果在压缩比 ϵ 相同时比较定容 ($V=\text{常数}$) 及定压 ($P=\text{常数}$) 加

表 2

ρ \ ϵ	10	12	14	16	18
1.5	0.52	0.54	0.57	0.59	0.61
2.1	.49	0.52	0.55	0.57	0.59
2.5	0.46	0.49	0.52	0.54	0.56

热循环，则前一种循环的热效率比后一种循环的热效率高。可燃混合气的自然温度是工作过程接近于定容 ($V = \text{常数}$) 循环的外部混合式发动机的压缩比的极限，因为随着压缩比 ϵ 增加其压缩终点的温度 T_c 亦增高。

在实际发动机中所取的压缩比的情况下，按定压加热循环工作的发动机与外部混合式发动机（定容加热循环）的比较指出，前者的热效率较后者为高。

从热效率 η_t 值的观点来看，混合循环是介于定压循环和定容循环之间的一种循环。

从发动机能够工作的条件来看，特别是从零件中产生的应力来看，循环的最大压力值 P_z 具有很大的意义。

表 3 中给出，定容、定压及混合循环的最大压力 ($P_z = 50$ 绝对大气压) 相同的情况下，三种循环热效率的比较。

表 3

循 环	压 缩 比 ϵ	η_t
定容 ($V = \text{常数}$) 加热循环	7.5	0.549
混合加热循环.....	12.2	0.607
定压 ($P = \text{常数}$) 加热循环	16.3	0.613

因此，当限制循环的最大压力时，定压 ($P = \text{常数}$) 加热循环最为有利。