

# 第一章 内燃机的循环与性能指标

## 第一节 内燃机的理论循环

内燃机的实际工作过程是严格按照机械学的循环，周而复始地进行工作的。但是，由于内燃机以一种工质开式循环方式工作，气缸内循环起止点的工质不相同，过程起点的工质是新鲜充量，终点的工质则是燃烧产物，因此内燃机的实际循环是非常复杂的。若一开始就分析研究实际循环，会感到困难重重，无从着手。为此，人们往往根据内燃机工作过程的特征，经过适当的假定和简化，抽象出内燃机的理论循环。

分析内燃机的理论循环，可以用简单公式阐明各参数之间的关系，确定衡量内燃机工作过程进行情况的性能指标的理论极限。因此，理论循环的研究为提高内燃机的性能指明了基本途径，并为判断实际内燃机工作过程进行的完善程度及改进潜力提供了理论依据。

### 一、三种理论循环

虽然内燃机实际循环是多样的、不可逆的，而且往往还相当复杂，但通常总可以近似地用由一系列简单、典型、可逆的过程形成的理论循环来代替。对这样的理论循环就可以比较方便地进行分析和计算。

不同的假设条件，可以形成不同的理论循环。理论循环的假设越符合实际情况，分析的结论就越接近实际。

在理论循环中，一般假设：

(1) 工质是一种具有与空气在标准状态时一样的相对分子质量和比热容的理想气体，故又可称之为空气循环；

(2) 把气缸内部燃料燃烧加热工质的过程看成是自热源吸入同样热量的可逆定容加热过程或可逆定压加热过程；排气放热过程看成是在定容下向冷源放出同样热量的可逆放热过程；

(3) 既不进气也不排气，由封闭在气缸内的一定量的气体不断完成循环；

(4) 略去压缩和膨胀过程中工质与气缸壁之间的热交换，近似地认为是绝热压缩和绝热膨胀，并不考虑摩擦。

根据内燃机实际工作过程，结合工程热力学理论，按照不同的燃烧加热方式，一般将内燃机的理论循环分为三种，即定容加热循环、定压加热循环和混合（定容定压）加热循环。汽油机燃烧均匀混合气，燃烧速度快且在活塞上止点附近进行，气缸容积变化很小，因此其工作过程近似于定容加热循环；低速柴油机按定压加热循环方式工作，因为其为了限制最高燃烧压力，燃烧过程主要在活塞离开上止点以后进行，一面燃烧，一面膨胀，气缸压力基本保持不变，相当于定压加热；高速柴油机的工作过程很接近混合（定容定压）加热循环，在燃烧初期，部分燃油已与空气形成可燃混合气，燃烧速度快，气缸容积变化很小，而后由于边喷油、边混合、边燃烧，燃烧速度受到限制，气缸压力变化不明显。

### 1. 混合加热循环

理论循环可以表示在  $p-V$  图和  $T-s$  图上。其中  $p$ 、 $V$ 、 $T$  和  $s$  分别为工质压力、气缸容积、工质温度和熵。

图 1-1 所示的理论循环 123451 称为混合加热循环。它由可逆绝热压缩过程 1—2、可逆定容加热过程 2—3、可逆定压加热过程 3—4、可逆绝热膨胀过程 4—5 和可逆定容放热过程 5—1 五个过程组成。

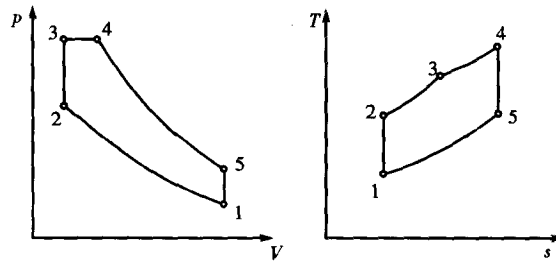


图 1-1 混合加热循环

常用以下三个特性参数来说明混合加热循环。

(1) 压缩比  $\epsilon_c$

$$\epsilon_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (1-1)$$

它说明燃烧（加热）前工质在气缸中被压缩的程度。

(2) 压力升高比  $\lambda$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \quad (1-2)$$

它说明定容燃烧（加热）时工质压力升高的倍数。

(3) 预胀比  $\rho$

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} \quad (1-3)$$

它说明定压燃烧（加热）时气缸容积增大的倍数。

如果进气状态（状态 1）和压缩比  $\epsilon_c$ 、压力升高比  $\lambda$  以及预胀比  $\rho$  均已知，整个混合加热循环也就确定了。

### 2. 定容加热循环

如图 1-2 所示，其加热过程 2—3 为定容加热过程，其他过程与混合加热循环相同。

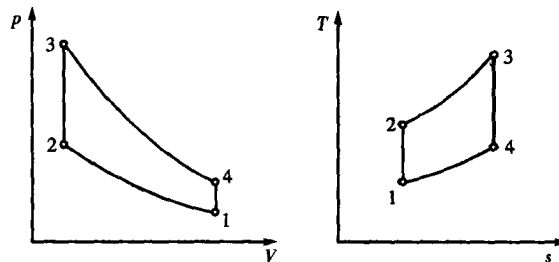


图 1-2 定容加热循环

在热力学分析中，把定容加热循环看做混合加热循环的一个特例。即当  $\rho = 1$  时， $V_4 = V_3$ ，状态 4 和状态 3 重合，混合加热循环就成了定容加热循环。

### 3. 定压加热循环

如图 1-3 所示，定压加热循环也可看做是混合加热循环的一个特例。即当  $\lambda = 1$  时， $p_3 = p_2$ ，状态 3 与状态 2 重合，混合加热循环便简化成为定压加热循环。

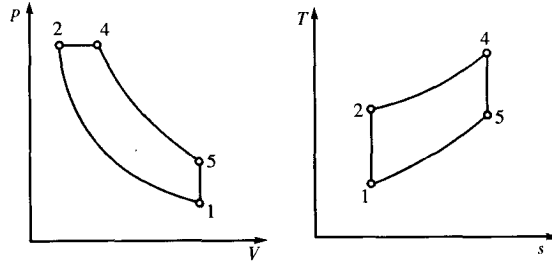


图 1-3 定压加热循环

## 二、循环的热效率和平均压力

热效率和平均压力分别是衡量内燃机经济性和动力性的重要指标。因此，用循环热效率和循环平均压力作为理论循环的评定指标。

### 1. 循环热效率 $\eta_t$

工质完成一个循环所做的净功  $W$  (kJ) 与它吸收的热量 (加热量)  $Q_1$  (kJ) 的比值称为循环热效率。即

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} \quad (1-4)$$

在理论循环中，工质吸收的热量  $Q_1$ ，只有一部分转变成循环净功  $W$ ，而另一部分热量  $Q_2$  放出给了环境（这是使热能不断地转变为机械能的必要条件）。因此

$$W = Q_1 - Q_2$$

$$\text{由此} \quad \eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1-5)$$

由于定容加热循环和定压加热循环可以看做是混合加热循环的两个特例，因此以混合加热循环为例，计算循环热效率。

根据工程热力学的计算公式，按绝热过程 1—2 有

$$T_2 = T_1 \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^{K-1} = T_1 \epsilon_c^{K-1}$$

式中： $K = \frac{c_p}{c_v}$ ——绝热指数；

$c_p$ ——工质的定压比热容 (kJ/kg·K)；

$c_v$ ——工质的定容比热容 (kJ/kg·K)。

按定容过程 2—3 有

$$T_3 = T_2 \left( \frac{p_3}{p_2} \right) = T_2 \lambda$$

按定压过程 3—4 有 
$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_4}{V_3} \right) = T_3 \rho$$

按绝热过程 4—5 有 
$$T_5 = T_4 \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{K-1} = T_4 \left( \frac{V_3 \rho}{V_1} \right)^{K-1} = T_4 \left( \frac{\rho}{\epsilon_c} \right)^{K-1}$$

在定容加热过程 2—3 和定压加热过程 3—4 中，工质吸收的热量分别为

$$Q_1' = mc_v (T_3 - T_2)$$

$$Q_1'' = mc_p (T_4 - T_3)$$

式中： $m$ ——工质的质量(kg)。

循环中工质总的吸热量为上述两者之和  $Q_1 = Q_1' + Q_1'' = mc_v [(T_3 - T_2) + K(T_4 - T_3)]$

在定容放热过程 5—1 中，工质放出的热量为  $Q_2 = mc_v (T_5 - T_1)$

将  $Q_1$  和  $Q_2$  代入公式 (1-5)，可得混合加热循环的热效率为

$$\eta_{\text{m}} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + K(T_4 - T_3)}$$

利用循环中各状态间的关系，得

$$\eta_{\text{m}} = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{K-1}} \frac{\lambda \rho^K - 1}{(\lambda - 1) + K\lambda(\rho - 1)} \quad (1-6)$$

根据式 (1-6) 取  $\rho = 1$  便可得到定容加热循环的热效率为

$$\eta_{\text{v}} = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{K-1}} \quad (1-7)$$

取  $\lambda = 1$  便可得到定压加热循环的热效率为

$$\eta_{\text{p}} = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{K-1}} \frac{\rho^K - 1}{K(\rho - 1)} \quad (1-8)$$

## 2. 循环平均压力 $p_t$

单位气缸工作容积的循环净功称为循环平均压力，即

$$p_t = \frac{W}{V_h} \quad (\text{kPa}) \quad (1-9)$$

式中： $V_h$ ——内燃机气缸工作容积 ( $\text{m}^3$ )， $V_h = V_1 - V_2 = \frac{\epsilon_c - 1}{\epsilon_c} V_1$ 。

根据工程热力学的计算公式，再由循环热效率计算公式，可得混合加热循环的循环平均压力为

$$p_{\text{m}} = \frac{\epsilon_c^K}{\epsilon_c - 1} \frac{p_1}{K-1} [(\lambda - 1) + K\lambda(\rho - 1)] \eta_{\text{m}} \quad (1-10)$$

上式中取  $\rho = 1$ ，便可得到定容加热循环的循环平均压力为

$$p_{\text{v}} = \frac{\epsilon_c^K}{\epsilon_c - 1} \frac{p_1}{K-1} (\lambda - 1) \eta_{\text{v}} \quad (1-11)$$

取  $\lambda = 1$ ，便可得到定压加热循环的循环平均压力为

$$p_{\text{p}} = \frac{\epsilon_c^K}{\epsilon_c - 1} \frac{p_1}{K-1} K(\rho - 1) \eta_{\text{p}} \quad (1-12)$$

## 3. 循环热效率和平均压力的影响因素

根据循环热效率和平均压力的计算公式，分析影响循环热效率和平均压力的因素如下。

### (1) 压缩比 $\epsilon_c$

如果压力升高比  $\lambda$  和预胀比  $\rho$  不变, 增加  $\epsilon_c$  三种理论循环的循环热效率  $\eta_i$  都提高。这是因为增加  $\epsilon_c$  可以提高工质最高温度, 扩大了循环的温度阶梯, 增加了膨胀比, 从而提高了  $\eta_i$ 。但是,  $\eta_i$  的提高率随  $\epsilon_c$  不断增大而逐渐降低。如图 1-4 所示定容加热循环  $\eta_i$  随  $\epsilon_c$  变化的关系, 当  $\epsilon_c$  较低时随  $\epsilon_c$  提高,  $\eta_i$  显著地增高, 而当  $\epsilon_c$  较高时, 随  $\epsilon_c$  提高,  $\eta_i$  增高较少。

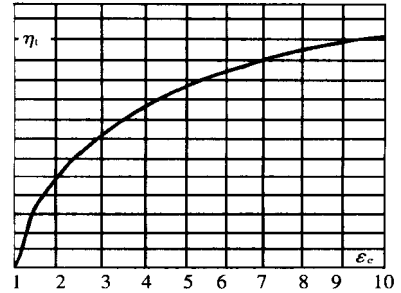


图 1-4  $\eta_i$  与  $\epsilon_c$  的关系

当  $\epsilon_c$  增加时, 三种理论循环的循环平均压力  $p_i$  都随之增加。

### (2) 绝热指数 $K$

随着  $K$  值的增加, 循环热效率  $\eta_i$  增加(图 1-5) 循环平均压力  $p_i$  也增加。不同的工质, 不同的温度, 具有不同的  $K$  值, 一般取空气的  $K = 1.40$ 。

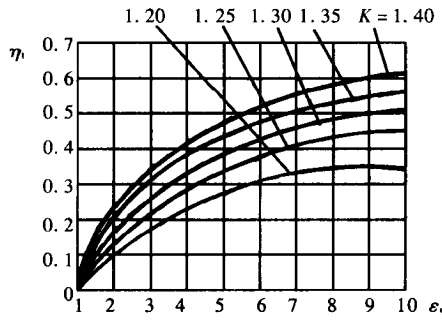


图 1-5  $\eta_i$  与  $K$  的关系

### (3) 压力升高比 $\lambda$

增大  $\lambda$  可以增加混合加热循环中定容加热过程中工质吸收的热量  $Q_1'$ , 提高了热量利用率, 因而提高了  $\eta_i$ 。其相互关系如图 1-6 所示。对于定容加热循环, 由于吸热量与放热量成比例变化,  $Q_2/Q_1$  不变, 所以  $\lambda$  对  $\eta_i$  没有影响。

由于  $\lambda$  增加时, 吸、放热量之差增加, 最高循环压力  $p_{max}$  上升, 所以混合与定容加热循环的平均压力  $p_i$  均随之增加。

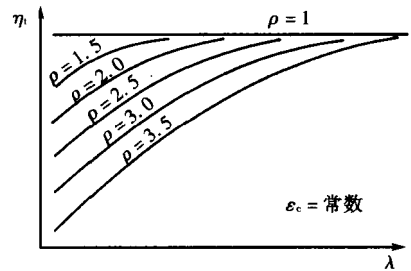


图 1-6  $\eta_i$  与  $\lambda$  的关系

增大  $\rho$ , 由于定压加热过程中工质吸收的热量增加, 而这部分热量是在膨胀比逐渐降低的情况下加入的, 因而  $\eta_i$  随之降低。混合加热循环的  $\eta_i$  与  $\rho$  的关系见图 1-6。

在混合加热循环中, 随着  $\rho$  增大,  $\eta_i$  降低, 这意味着在吸热量  $Q_1$  不变的情况下循环净功  $W$  减少了, 因而循环平均压力  $p_i$  也将降低; 而在等压加热循环中, 当  $\rho$  增加时,  $Q_1$  增加, 所以循环平均压力  $p_i$  将增加。

### (5) 压缩始点压力 $p_1$

$p_1$  的变化对循环热效率  $\eta_i$  没有影响, 但循环平均压力  $p_i$  随  $p_1$  的增加而增加。

以上从理论循环分析所得到的结果用以指导实践时, 必须考虑到内燃机实际工作条件的约束和限制。例如, 尽管理论循环的分析指出, 提高  $\epsilon_c$  和  $\lambda$  对提高  $\eta_i$  起着有利的作用, 但它将导致最高循环压力  $p_{max}$  的猛升。计算表明, 在  $\epsilon_c = 16$  和吸热量不变的条件下, 把  $\lambda$  从 1.75 提高到 2.25,  $\rho$  从 1.5 降到 1.3 混合加热循环的  $\eta_i$  和  $p_i$  增加 2% 左右, 而  $p_{max}$  却骤增 28%。同样在  $\lambda = 1.75$  和吸热量不变的条件下, 把  $\epsilon_c$  从 16 提高到 20 则  $\rho$  从 1.5 降低为 1.35,  $\eta_i$

和  $p_i$  只增加 1.4% 而  $p_{max}$  却增加 35% 之多。由此可见，为取得  $\eta_i$  和  $p_i$  的微小提高，却要付出  $p_{max}$  剧升的代价。 $p_{max}$  增加，对承载零件强度要求更高，这势必增加内燃机的重量，降低了内燃机的使用寿命和可靠性。

### 三、各种循环的比较

上面分别讨论了内燃机的三种理论循环，现在来比较它们的热效率。由于不同类型内燃机的工作条件不同，所以采用不同的比较条件。为了方便及直观地进行比较，利用各理论循环的  $T-s$  图来进行分析。

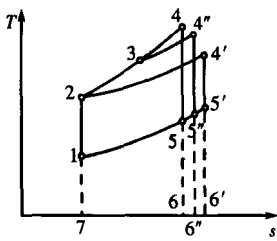


图 1-7

现以各循环的压缩比  $\epsilon_c$  相同为条件，比较三种理论循环的热效率  $\eta_i$ 。为了便于分析，设三种理论循环的压缩始点状态相同以及吸热量相同。图 1-7 所示为三种理论循环的  $T-s$  图：12451 为定容加热循环，124'5'1 为定压加热循环，1234''5''1 为混合加热循环。按假设的条件，三种循环的吸热量  $Q_1$  相同，即

$$\text{面积 } 24672 = \text{面积 } 24'6'72 = \text{面积 } 234''6''72$$

由图所示可知，面积 15671 ( $Q_{2v}$ ) < 面积 15''6''71 ( $Q_{2m}$ ) < 面积 15'6'71 ( $Q_{2p}$ )，也就是说，定容加热循环的放热量  $Q_{2v}$  最小，混合加热循环的放热量  $Q_{2m}$  次之，定压加热循环的放热量  $Q_{2p}$  最大。

根据式 (1-5)，三种理论循环的热效率之间有如下关系： $\eta_{iv} > \eta_{im} > \eta_{ip}$

即：在压缩比相同时，定容加热循环的热效率最高，混合加热循环的热效率次之，定压加热循环的热效率最低。

对于柴油机，其压缩比主要决定于保证燃料能可靠地点燃和正常燃烧的需要，当使用条件一定时，其压缩比也就基本上确定了。虽然柴油机不可能按定容加热循环工作，但为了得到较高的热效率，柴油机应按混合加热循环工作，有些柴油机甚至接近于按定容加热循环工作，以得到更高的热效率。

在某些情况下，内燃机的热负荷和机械负荷是主要的限制条件，因此再以各循环有相同的最高温度  $T_{max}$  及最高压力  $p_{max}$  为条件，比较三种理想循环的热效率。设压缩始点状态相同，则三种理想循环的  $T-s$  图如图 1-8 所示。循环 12451 为定容加热循环，循环 12'451 为定压加热循环，而循环 12''3451 为混合加热循环。由图可知，三种循环的放热过程 51 相同，其放热量  $Q_2$  也相同。但各循环的吸热量不相同：定容加热循环的吸热量  $Q_{1v}$  用面积 24672 表示，混合加热循环的吸热量  $Q_{1m}$  用面积 2''34672'' 表示，定压加热循环的吸热量  $Q_{1p}$  用面积 2'4672' 表示。且  $Q_{1v} < Q_{1m} < Q_{1p}$

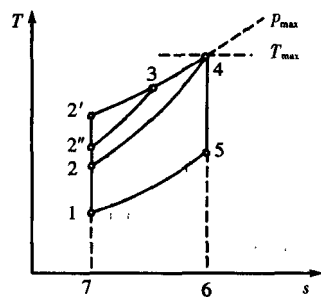


图 1-8

根据式 (1-5)，三种理论循环的热效率之间有如下关系： $\eta_{iv} < \eta_{im} < \eta_{ip}$

即：在最高压力和最高温度相同时，定压加热循环的热效率最高，混合加热循环的热效率次之，定容加热循环的热效率最低。

对于高增压柴油机，因受零部件强度的限制，必须限制其最高循环压力。因而按照上述结

论，为了得到较高的热效率，宜按定压加热循环工作。又如有些汽车用高速柴油机，为了改善工作平顺性，减小噪声，把最高循环压力限制在较低的数值，在此情况下，为了得到较高的热效率，按定压加热循环工作也是适宜的。

## 第二节 内燃机的实际循环

### 一、示功图

内燃机中燃料燃烧产生的热量是通过气缸内所进行的周而复始且连续不断的工作循环转化为机械能的。

内燃机气缸内部实际进行的工作循环非常复杂，为获得正确反映气缸内部实际情况的数据，通常利用示功器来测量相对于不同气缸容积  $V$  或曲轴转角  $\varphi$  时气缸内工质压力  $p$  的变化，所得的结果即为  $p-V$  或  $p-\varphi$  示功图。利用曲柄连杆机构的活塞位移与曲轴转角的关系， $p-V$  示功图和  $p-\varphi$  示功图二者可以互相转换。图 1-9 即为用示功器测得的 120B 型四行程单缸内燃机的  $p-\varphi$  示功图，图 1-10 是由图 1-9 的  $p-\varphi$  示功图转化成的  $p-V$  示功图。

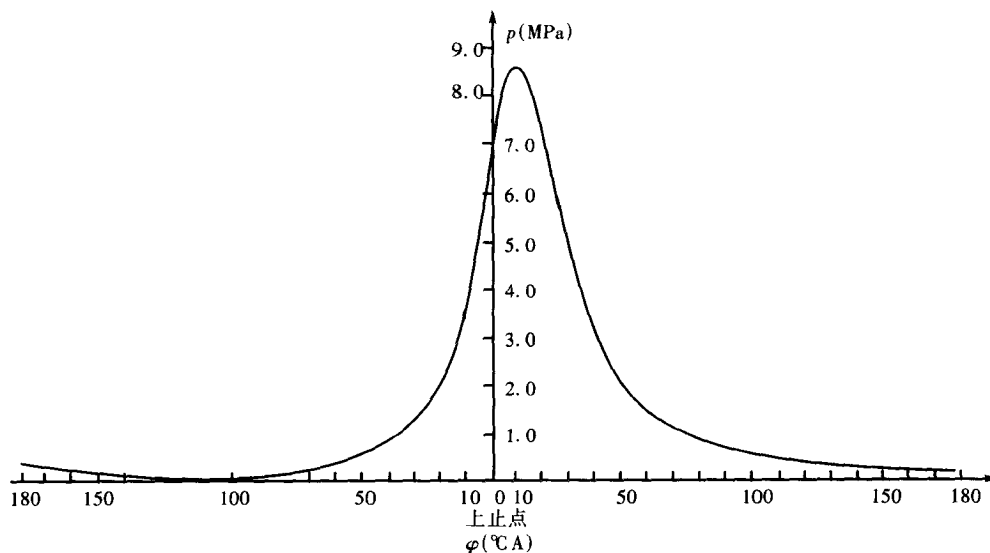


图 1-9 120B 型四行程单缸内燃机的  $p-\varphi$  示功图

$$p_0 = 0.1 \text{ MPa}, t_0 = 20^\circ\text{C}, p_{mc} = 0.65 \text{ MPa}, n = 2010 \text{ r/min}$$

从示功图可以观察到内燃机工作循环的不同阶段：进气、压缩、燃烧、膨胀以及排气过程中（由于进排气过程中气缸压力低，故未绘出）气缸压力的变化，通过数据处理，再运用热力学知识，可以对整个工作过程或工作过程的不同阶段进行的完善程度作出正确的判断。因此，示功图是研究内燃机工作过程的重要实验数据。

### 二、实际循环

四行程内燃机实际工作循环由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气等五个过程组成，如图 1-11

所示。对四行程内燃机来说，曲轴每转两转，活塞往复运动四个行程，内燃机完成一个工作循环。

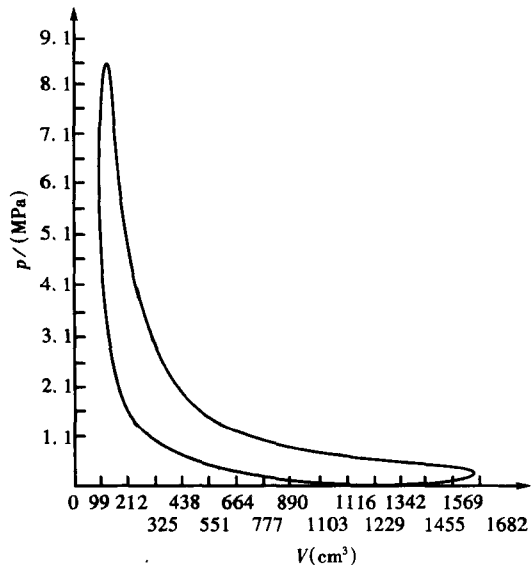


图 1-10 120B 型四行程单缸内燃机的  $p-V$  示功图

### 1. 进气过程

进气过程如图 1-11 中的  $ra$  线所示。在活塞接近上止点时，进气门打开，当活塞由上止点向下止点移动时，一开始上一循环留在压缩容积中的残余废气由点  $r$  膨胀至  $r'$ ，气缸压力由排气压力  $p_r$  降至  $p_{r'}$ ，然后新鲜工质被吸入气缸。由于进气系统有阻力，且新鲜工质进入气缸后，要受到高温零件和残余废气的加热，因此进气终了时的压力  $p_a$  常低于大气压力  $p_0$ ，而温度  $T_a$  常高于大气温度  $T_0$ 。

进气终点压力  $p_a$  和温度  $T_a$  的一般范围是：

	$p_a$	$T_a$ (K)
四行程汽油机	$(0.80 \sim 0.90)p_0$	340 ~ 380
四行程非增压柴油机	$(0.85 \sim 0.95)p_0$	300 ~ 340

### 2. 压缩过程

在压缩过程图 1-11 中的  $ac$  线)中，吸入气缸中的工质被压缩，其作用是扩大工作循环的温度范围，使工质得到最大限度的膨胀比，提高循环平均压力和热效率，同时创造燃料着火燃烧的的必要条件。

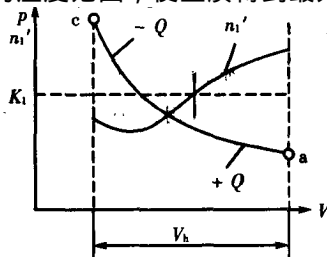


图 1-12 多变压缩指数  $n_i'$

实际的压缩过程与理论的之间存在很大差异。在实际内燃机中，真正对工质压缩开始于进气门完全关闭时；压缩过程中工质不断地与气缸壁进行数量上和方向上不一样的热交换；工质的数量由于泄漏而变化，其比热容也在变化；等等。上述方面的影响使得实际的压缩过程不再是绝热过程。如图 1-12 在压缩初期，由于工质的温度低于气缸壁的温度而受到加热，过程按照高于绝热指数  $K_i$  的多变压缩指数  $n_i'$  进行压缩后期工质温度

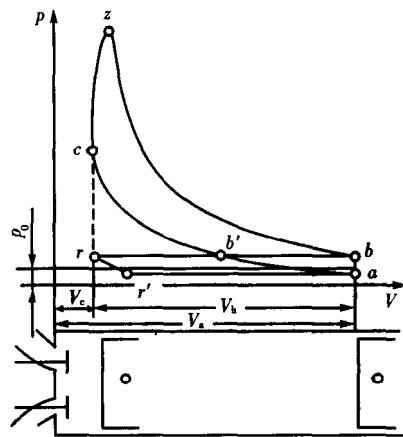


图 1-11 四行程非增压内燃机示功图  
 $V_c$  - 压缩终点时的气缸容积  $V_h$  - 气缸工作容积  $V_s$  - 气缸总容积  $p_0$  - 大气压力

超过气缸壁温度时，工质向气缸壁传热，过程按低于  $K_1$  的多变压缩指数  $n_1'$  进行。一般  $n_1'$  在 1.1 和 1.5 之间。

在实际循环的近似计算中，采用变化的  $n_1'$  值是困难的，而且也无此必要。可以用一个不变的平均多变压缩指数  $n_1$  取代之，只要以该指数所进行的压缩过程，其始点 a 和终点 c 的工质状态与实际压缩过程的相符。

$n_1$  的大致范围是：汽油机  $n_1 = 1.32 \sim 1.38$

柴油机  $n_1 = 1.35 \sim 1.42$

选取  $n_1$  值后，可按式求取压缩终了工质的压力和温度。

$$p_c = p_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \epsilon_c^{n_1} \quad (1-13)$$

$$T_c = T_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1 - 1} = T_a \epsilon_c^{n_1 - 1} \quad (1-14)$$

压缩终点压力  $p_c$  和温度  $T_c$  的一般范围是：

	$p_c$ (MPa)	$T_c$ (K)
汽油机	0.8~2.0	650~750
非增压柴油机	3.0~5.0	750~1 000
增压柴油机	5.0~7.5	900~1 100

一般用压缩比  $\epsilon_c$  表示工质在压缩过程中被压缩的程度。它是内燃机的一个重要结构参数，确定  $\epsilon_c$  时需考虑许多因素。汽油机  $\epsilon_c$  的大小主要受到所用燃料和燃烧室结构型式等的限制。柴油机  $\epsilon_c$  的选择主要是在避免过高的最高燃烧压力前提下，保证冷起动容易和在所有工况下获得可靠和有效的燃烧。一般直喷式柴油机  $\epsilon_c$  比分隔式柴油机的低，这是由于前者的相对传热面积较小和具有较大的压力升高比。为了抑制最高燃烧压力的增长，一般增压柴油机都采用较低的压缩比。

压缩比  $\epsilon_c$  的一般范围如下：

汽油机	$\epsilon_c = 6 \sim 10$
非增压柴油机	$\epsilon_c = 14 \sim 22$
增压柴油机	$\epsilon_c = 12 \sim 15$

### 3. 燃烧过程

燃烧过程 (图 1-11 中的  $c_z$  线) 的作用是将燃料的化学能转变为热能，使工质的压力和温度升高，然后将其中的一部分热能转变为机械功。

实际汽油机的燃烧过程不是瞬时完成的，它一般在上止点前开始点火，但其燃烧速度快，燃烧时气缸容积无显著变化，是在接近定容情况下进行的。而柴油机在上止点前开始喷油，它借助压缩终了高温空气的热量发火。开始燃烧很快，气缸容积无显著变化，气缸内压力升高很快，以后的燃烧在活塞由上止点向下止点移动的情况下进行，气缸容积略有增大，缸内压力增高不大，即整个燃烧过程可视为由接近定容加热和定压加热两部分组成。

最高燃烧压力  $p_z$  和最高燃烧温度  $T_z$  的一般范围是：

	$p_z$ (MPa)	$T_z$ (K)
汽油机	3.0~6.5	2 200~2 800

非增压柴油机	4.5~9.0	1 800~2 200
增压柴油机	9.0~15.0	

可见，柴油机的最高燃烧温度比汽油机低，这主要是柴油机为保证燃烧完善，可燃混合气中空气所占比例大，而且其部分燃料燃烧是在膨胀过程中进行的缘故。

#### 4. 膨胀过程

膨胀过程如图 1-11 的  $zb$  线所示，在其间燃烧产物所积聚的内能被转变为机械功。膨胀过程的进行比压缩过程更复杂，它除了具有热交换和工质泄漏外，还发生过后燃烧和高温分解物质的复合放热现象。

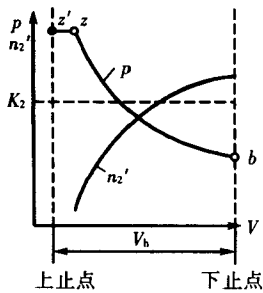


图 1-13 多变膨胀指数  $n_2'$

膨胀初期，在燃烧过程中未烧完的燃料进行着剧烈的过后燃烧，同时高温分解的物质产生复合放热现象，工质在不同程度上被加热，其不断变化着的多变膨胀指数  $n_2'$  在相当一段时间里小于绝热膨胀指数  $K_2$  如图 1-13 所示。直到过后燃烧和分解物质复合所放出的热量小于气缸壁传热后， $n_2'$  才开始愈来愈大于  $K_2$ 。一般  $n_2'$  在膨胀过程中是一个约从 1 到 1.5 的变数。

在实际计算中，为简便起见，用一个不变的平均多变膨胀指数  $n_2$  代替变化的  $n_2'$  但需使以  $n_2$  计算的膨胀过程始点和终点的压力、温度与实际膨胀过程的相符合。

$n_2$  的大致范围是：汽油机  $n_2 = 1.20 \sim 1.28$

柴油机  $n_2 = 1.15 \sim 1.25$

选定了  $n_2$  值后，膨胀终点的压力和温度可从下式求出。

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (1-15)$$

$$T_b = T_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (1-16)$$

式中： $\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\epsilon_c}{\rho}$  —— 后膨胀比。

膨胀终点压力  $p_b$  和温度  $T_b$  的一般范围为：

	$p_b$ (MPa)	$T_b$ (K)
汽油机	0.3~0.6	1 200~1 400
柴油机	0.2~0.5	1 000~1 200

由上可见，由于柴油机的膨胀比较大，转化为有用功的热量多，其膨胀终点的压力和温度均比汽油机低。

#### 5. 排气过程

排气过程如图 1-11 中的  $br$  线所示。排气门在下止点前打开，废气迅速排出，气缸内压力很快下降。由于受排气系统阻力的影响，排气压力略高于大气压力的数值。从热功转换来看，燃料燃烧产生的热量转换为有用功越多，排气温度越低，所以常用排气温度来衡量内燃机工作过程进行的好坏。

排气终点压力  $p_r$  和温度  $T_r$  的一般范围为

	$p_r$	$T_r(K)$
汽油机	$(1.05 \sim 1.2) p_0$	900 ~ 1100
柴油机	$(1.05 \sim 1.2) p_0$	700 ~ 900

### 三、实际循环和理论循环的比较

内燃机的实际循环存在许多不可避免的损失，使其不可能达到理论循环的热效率和平均压力数值。为了改善实际循环，有必要分析两种循环之间的差异和引起各项损失的原因。

现以非增压四行程柴油机为例进行讨论。图 1-14 表示其理论循环和实际循环  $p-V$  示功图，其中实线为实际循环，带点实线为与之相当的理论循环，二者吸热量相同。

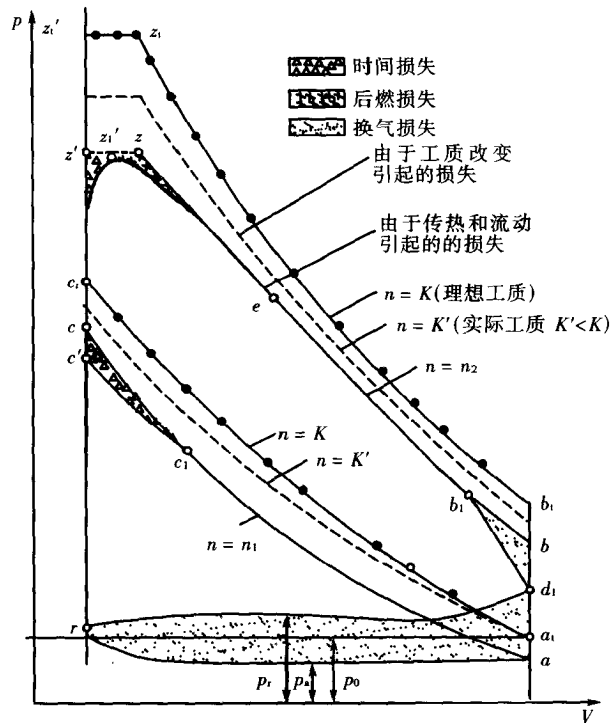


图 1-14 非增压柴油机理论循环和实际循环  $p-V$  示功图的比较

#### 1. 工质的影响

理论循环中的工质是理想的双原子气体，而实际循环中的工质是空气与燃料形成的可燃混合气和燃烧产物，从而对实际循环产生如下影响：

##### (1) 工质成分的变化

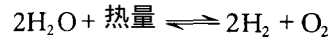
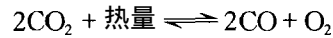
燃烧前的工质是可燃混合气和上一循环残余废气的混合物；燃烧后，工质成为燃烧产物。

##### (2) 工质比热容的变化

空气和燃气的比热容随温度的上升而增大，而且多原子燃气（ $\text{CO}_2$ 、 $\text{H}_2\text{O}$ 等）的比热容要比双原子气体（ $\text{O}_2$ 、 $\text{N}_2$ 、空气等）大。工质比热容随温度的上升而增大，意味着同样的吸热量在实际循环中所引起的压力和温度的升高比理论循环的低，其结果是循环热效率低，循环做功减少。

### (3) 工质的高温分解

当温度超过 $1000^{\circ}\text{C}$ ，实际工质的燃烧产物将发生一定数量的高温分解，与此同时，需要吸收相当的热量。所谓高温分解，是指发生下列可逆的化学反应：



高温分解须吸收热量，使燃烧阶段的压力和温度增长减少，其结果降低了循环热效率和平均压力。

### (4) 工质分子数的变化

燃料燃烧前后工质的物质的量会发生变化。对于液体燃料，燃烧后工质的物质的量增加，这对循环来说是有利的。

实际工质对循环起重要影响的是比热容随温度上升而增加这一特性，其他的影响相对较小，其综合结果是使循环热效率有所下降，反映在图 1-14 上，其燃烧膨胀线要低于理论循环的燃烧膨胀线（用虚线表示）。

#### 2. 换气损失

理论循环用定容定压加热和定容放热的过程（图 1-14 中的  $c_1z_1'z_1$  线和  $b_1a_1$  线）代替实际循环的燃烧和排气过程，没有工质替换，而实际上，吸入新鲜工质和排出废气是实际循环得以周而复始进行所必不可少的。在排气过程中，排气门需提前开启，废气在下止点前就开始排出（沿  $b_1d_1$  线）这使  $p-V$  示功图上的有用功面积减少（用麻点区表示）；在进气和排气过程中，由于进排气系统的阻力，需消耗一部分功，二者之和即为实际循环的换气损失。

#### 3. 传热损失

理论循环假设气缸壁与工质间没有热交换，但是，在实际循环中，气缸壁与工质间始终存在着热交换。在压缩过程初期，气缸壁温度较高而对工质加热；在后期，工质温度超过气缸壁温度而向其传热。在燃烧膨胀和排气过程中，工质始终不断地向气缸壁传热，在  $p-V$  示功图上所减少的有用功面积大于压缩线底下增加的面积，其差值即为实际循环的传热损失。

#### 4. 时间损失

理论循环中假设向工质定容加热时速度极快，可以瞬时完成，在等压加热时，加热速度能与活塞运动相配合，实现等压加热。而实际循环中燃料着火后的燃烧速度是有限的，燃料完全燃烧需要一定时间。这样就使：

(1) 压缩消耗功增加（图 1-14 上  $p_c > p_c'$ ）

由于燃烧速度有限，着火需在上止点前的  $c_1$  点开始，使燃烧过程在上止点后不久完全结束，工质吸热量能有效利用。

(2) 最高燃烧压力  $p_z$  减小

由于实际循环存在传热损失、燃烧速度有限等，使压力增长  $c_2z_2'$  小于理论循环的  $c_2z_2$ 。

(3) 预胀比  $\rho$  减小

理论循环的全部热量是在  $z_1$  以前加入的，实际循环由于传热和不完全燃烧等，使预胀比  $\rho$  减小（表现为  $z_1'z_1' < z_1z_1$ ）。

由于以上原因，实际的燃烧过程偏离理论的定容和定压过程，增加了压缩消耗功和减少了膨胀有用功，因此在图 1-14 上出现了上止点附近小三角形区所示的时间损失。

### 5. 燃烧损失

它包括后燃和不完全燃烧所引起的损失。

在理论循环中，全部热量在  $z$  点以前加入完毕。在实际循环中，当接近  $z$  点时，由于氧气浓度降低，引起燃烧速度下降，使膨胀线  $e$  点前燃烧还在进行，这就是后燃现象。后燃期间热功转换的效率大大下降，造成了后燃损失。

不完全燃烧是由混合气形成不良造成的，它使燃料的热值未充分利用，燃烧膨胀线的位置下移，产生不完全燃烧损失。

### 6. 泄漏损失

它是指气门和活塞环处部分工质从燃烧室内的泄漏而损失的做功量。

### 7. 流动损失

它包括活塞高速运动使工质在气缸内产生的涡流损失和工质在分隔式燃烧室中的流入、喷出引起的节流损失。

由于上述七项损失的存在，实际循环的热效率一定低于理论循环的热效率。在这些损失中工质的影响不可避免，影响较大的是换气损失、传热损失和燃烧损失。

## 第三节 内燃机的性能指标

内燃机的工作状况和工作性能的优劣，可用一定的指标来表示和评价。本节主要研究内燃机的动力性和经济性指标及其与工作过程的关系。内燃机的动力性和经济性指标有两种：一种是以工质对活塞做功为基础的指标称为指示指标，它用来评定实际工作循环进行的好坏；另一种是以内燃机曲轴输出功率为基础的指标称为有效指标，它代表内燃机的整机性能。

### 一、指示指标

#### 1. 指示功

指示功  $w_i$  是指气缸内工质完成一个工作循环所做的有用功。它的大小可以由  $p-V$  示功图中闭合曲线所占有的面积求得。如图 1-15 所示，a 中四行程非增压内燃机的指示功面积  $F$  由压缩、燃烧膨胀行程中所得到的面积  $F_1$  与进气、排气行程中消耗功面积  $F_2$ （即泵气损失）相减而成，即  $F_i = F_1 - F_2$ ；在四行程增压内燃机中（图 1-15b），进气压力大于排气压力，换气过程中工质对外做功，因此指示功面积  $F$  由面积  $F_2$  与面积  $F_1$  叠加而成，即  $F_i = F_1 +$

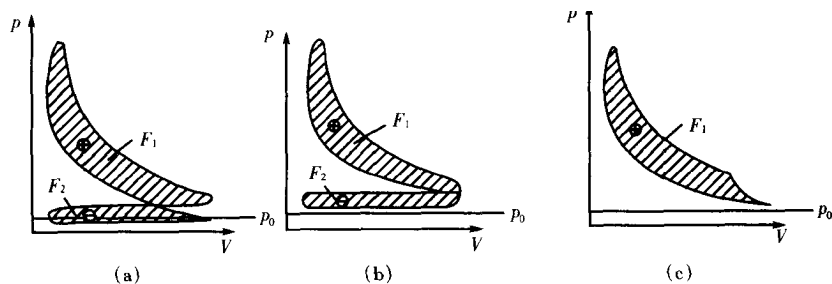


图 1-15 内燃机的  $p-V$  示功图

(a) 四行程非增压内燃机 (b) 四行程增压内燃机 (c) 二行程内燃机

$F_2$  在二行程内燃机中(图 1-15c), 只有一块示功图面积  $F_1$ , 它代表了指示功的大小。

指示功面积  $F_i$  可以通过求积仪或计算方法求得, 再用下式计算指示功  $W_i$  的值。

$$W_i = F_i ab \quad (\text{kJ}) \quad (1-17)$$

式中:  $F_i$ ——示功图面积;

$a$ ——示功图纵坐标比例尺;

$b$ ——示功图横坐标比例尺。

### 2. 平均指示压力

指示功反映了内燃机在一个工作循环中获得的有用功数量, 它除了与循环中热功转换的有效程度有关外, 还与气缸容积大小有关。为了比较不同气缸工作容积的内燃机循环的热功转换有效程度, 引入平均指示压力的概念。

平均指示压力  $p_{mi}$  是指单位气缸工作容积所作的指示功。

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (\text{MPa}) \quad (1-18)$$

式中:  $W_i$ ——指示功(kJ);

$V_h$ ——内燃机气缸工作容积(L)。

式(1-18)也可写成  $W_i = p_{mi} V_h = p_{mi} \frac{\pi D^2}{4} S$ , 其中  $D$  和  $S$  分别为活塞直径和活塞行程。

由此可见, 平均指示压力也可以理解为一个假想的平均不变的压力, 以这个压力作用在活塞顶上, 使活塞移动一个行程  $S$  所做的功恰好是指示功  $W_i$ 。

平均指示压力是从实际循环的角度来评价内燃机气缸工作容积利用率高高低的一个参数, 其值愈高, 同样大小的气缸工作容积所做的指示功愈大, 气缸工作容积的利用程度愈佳。因此, 平均指示压力是衡量内燃机实际循环动力性能的一个很重要的指标。

一般内燃机在标定工况下的  $p_{mi}$  值范围如下:

汽油机	0.7~1.43MPa
非增压柴油机	0.6~1.15MPa
增压柴油机	0.85~3.2MPa

### 3. 指示功率

内燃机单位时间内所作的指示功称为指示功率  $P_i$ 。

若一台内燃机的气缸数为  $i$  每缸的工作容积为  $V_h$ (L) 平均指示压力为  $p_{mi}$ (MPa) 转速为  $n$ (r/min), 则该内燃机的指示功率为:

$$P_i = W_i \frac{n}{60} \frac{2}{\tau} i \quad (\text{kW})$$

式中:  $\tau$ ——行程数。四行程  $\tau=4$  二行程  $\tau=2$ 。

根据式(1-18)有  $W_i = p_{mi} V_h$

代入上式可得

$$P_i = \frac{p_{mi} V_h n i}{30 \tau} \quad (\text{kW}) \quad (1-19)$$

### 4. 指示热效率和指示燃油消耗率

指示热效率  $\eta_{is}$  是内燃机实际循环指示功与所消耗的燃料热量的比值, 即

$$\eta_{it} = \frac{W_i}{Q_1} \quad (1-20)$$

式中： $Q_1$ ——得到指示功  $W_i$  所消耗的燃料热量 (kJ)。

对于一台内燃机，当测得其指示功率  $P_i$  (kW) 和每小时燃油消耗量  $q_{mf}$  (kg/h) 时，根据  $\eta_{it}$  的定义可得

$$\eta_{it} = \frac{3.6 \times 10^3 P_i}{q_{mf} H_u} \quad (1-21)$$

式中： $3.6 \times 10^3$ ——1kW·h 的热当量 [kJ/(kW·h)]；

$H_u$ ——燃料的低热值 (kJ/kg)。

指示燃油消耗率  $b_i$  是指单位指示功的耗油量，它通常以每指示千瓦小时的耗油量来表示。这样，对于一台内燃机，

$$b_i = \frac{q_{mf}}{P_i} \times 10^3 \quad [\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})] \quad (1-22)$$

指示热效率和指示燃油消耗率是表示实际循环经济性的指标。

结合式 (1-21) 和 (1-22)，它们之间存在着以下关系：

$$\eta_{it} = \frac{3.6 \times 10^6}{H_u b_i} \quad (1-23)$$

一般内燃机的  $\eta_{it}$  和  $b_i$  的统计范围如下：

	$\eta_{it}$	$b_i$ [g/(kW·h)]
汽油机	0.28~0.4	205~300
柴油机	0.41~0.48	175~205

可见，柴油机的指示热效率高于汽油机，而其指示燃油消耗率低于汽油机。

## 二、有效指标

### 1. 有效功率

内燃机发出的指示功率需扣除运动件的摩擦功率以及驱动附件所消耗的功率后才能变为曲轴的有效输出，所有这些消耗的功率总和称为机械损失功率  $P_m$ ，因而有效功率

$$P_e = P_i - P_m \quad (1-24)$$

内燃机的有效功率可以利用测功器和转速表分别测出内燃机曲轴的输出转矩（称为有效转矩）及转速，按以下公式求得：

$$P_e = T_{iq} \frac{2\pi n}{60} \times 10^{-3} = \frac{T_{iq} n}{9550} \quad (\text{kW}) \quad (1-25)$$

式中： $T_{iq}$ ——有效转矩 (N·m)；

$n$ ——转速 (r/min)。

### 2. 转速和活塞平均速度

转速  $n$  (r/min) 与活塞平均速度  $v_m$  (m/s) 的关系为

$$v_m = \frac{S n}{30} \quad (1-26)$$

式中： $S$ ——活塞行程 (m)。

提高内燃机的转速  $n$  (活塞平均速度  $v_m$  相应增大), 单位时间的做功次数增加, 可以使功率提高、单位功率的体积减小、重量减轻。但是,  $v_m$  增大, 将使内燃机的机械负荷和热负荷增加, 零件磨损加快, 寿命缩短, 机械损失增加。因此, 一般认为汽油机  $v_m$  不应超过 18m/s, 柴油机  $v_m$  不应超过 13m/s。

随着车用汽油机转速的不断提高, 为了保持  $v_m$  不超过允许值, 在结构上往往采用较短的活塞行程。对于柴油机和二行程内燃机等则  $S$  不宜太小, 因为不利于燃烧和扫气等。

### 3. 平均有效压力

平均有效压力  $p_{me}$  是指内燃机单位气缸工作容积所作的有效功。它是从内燃机实际输出功的角度来评定气缸工作容积的利用程度, 是衡量内燃机动力性能的一个很重要的参数。

与平均指示压力相似,  $p_{me}$  也可看做是一个假想的、平均不变的压力作用在活塞顶上, 使活塞移动一个行程所作的功等于每个循环所作的有效功。

按照  $p_{me}$  定义, 根据式 (1-19) 所表示的  $P$  和  $p_{mi}$  之间的关系, 可以得到  $P_e$  和  $p_{me}$  的关系式:

$$P_e = \frac{p_{me} V_h n i}{30 \tau} \quad (\text{kW}) \quad (1-27)$$

$$p_{me} = \frac{30 \tau P_e}{V_h n i} \quad (\text{MPa}) \quad (1-28)$$

应用式 (1-25) 和 (1-27) 的恒等关系, 可得

$$T_{tq} = \frac{318.3 p_{me} V_h i}{\tau} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-29)$$

因此对于一定气缸总工作容积即  $iV_h$  的内燃机, 平均有效压力  $p_{me}$  反映了内燃机有效转矩  $T_{tq}$  的大小, 即  $T_{tq} \propto p_{me}$ 。  $p_{me}$  大, 说明内燃机单位气缸工作容积对外输出的转矩多, 做功能力强。

$p_{me}$  值的一般范围为:

汽油机	0.65~1.2MPa
非增压柴油机	0.55~0.85MPa
增压柴油机	0.8~3.0MPa

### 4. 升功率

升功率  $P_L$  是内燃机每升气缸工作容积所做有效功率。即

$$P_L = \frac{P_e}{iV_h} \quad (\text{kW/L}) \quad (1-30)$$

由式 (1-27) 可得

$$P_L = \frac{p_{me} n}{30 \tau} \quad (1-31)$$

升功率  $P_L$  是评定内燃机整机动力性能和强化程度的重要指标之一, 它从内燃机有效功率的角度对其气缸工作容积的利用率作总的评价。  $P_L$  值愈大, 内燃机的强化程度愈高, 发出一定有效功率的内燃机尺寸愈小。由式 (1-31) 可知,  $P_L$  与  $p_{me}$  和  $n$  的乘积成正比, 因此不断提高  $p_{me}$  和  $n$  以获得更强化、更轻巧、更紧凑的内燃机, 一直是人们追求的目标。

$P_1$  一般在下列范围内：

汽油机 20~100kW/L

柴油机 10~40kW/L

### 5. 有效热效率和有效燃油消耗率

有效热效率和有效燃油消耗率是衡量内燃机经济性能的指标。

有效热效率  $\eta_{et}$  是内燃机实际循环的有效功  $W_e$  与得到此功所消耗的燃料热量  $Q_1$  之比值 即

$$\eta_{et} = \frac{W_e}{Q_1} \quad (1-32)$$

与前面  $\eta_{it}$  一样，可得

$$\eta_{et} = \frac{3.6 \times 10^3 P_e}{q_{mf} H_u} \quad (1-33)$$

当测得内燃机有效功率  $P_e$  和每小时耗油量  $q_{mf}$  以后，可利用上式计算出  $\eta_{et}$  值。

有效燃油消耗率  $b_e$  是指单位有效功的耗油量，通常用每有效千瓦小时所消耗的燃油量来表示。对于一台内燃机

$$b_e = \frac{q_{mf}}{P_e} \times 10^3 \quad [g/(kW \cdot h)] \quad (1-34)$$

由式 (1-33)， $b_e$  又可表示为

$$b_e = \frac{3.6 \times 10^6}{\eta_{et} H_u} \quad [g/(kW \cdot h)] \quad (1-35)$$

可见，有效热效率与有效燃油消耗率成反比，已知其中一值，就可求出另一值。

一般内燃机的  $\eta_{et}$  和  $b_e$  值大致在以下范围：

	$\eta_{et}$	$b_e [g/(kW \cdot h)]$
汽油机	0.2~0.3	270~410
非增压柴油机	0.27~0.38	220~310
增压柴油机	0.4~0.45	190~215

## 三、机械损失

作为内燃机用户最关心的是内燃机的有效指标，即从指示指标中扣除机械损失后的净指标。因此，在致力于提高内燃机性能指标时，应尽可能减少机械损失。若不注意这一点，在改善气缸内部指示指标的同时，不自觉地增加了机械损失，则无法获得预期的改进效果。

### 1. 机械损失的组成

#### (1) 活塞与活塞环的摩擦损失

这一部分损失是整个摩擦损失的主要部分。这是由于它们的滑动面大、相对速度高和润滑不充分等原因造成的。它与活塞的长度、活塞间隙以及活塞环的数目和环的张力等结构因素有关，它还随气缸压力、活塞速度以及润滑油粘度的升高而增加。

#### (2) 轴承与气门机构的摩擦损失

它包括所有主轴承、连杆轴承和凸轮轴轴承等的摩擦损失。在这些轴承中，由于润滑充分，因而摩擦系数很低。随着轴承直径的加大和转速的提高，轴颈圆周速度增大，这部分损失