

高等农业学校教学参考书

拖拉机汽车学

第三册

拖拉机汽车发动机理论基础

南京农学院农业机械化分院
北京农业机械化学院 合編

农业出版社

高等农业学校教学参考書

拖 拉 机 汽 車 学

第 三 册

(拖拉机汽車发动机理論基础)

南京农学院农业机械化分院
北京农业机械化学院 合編

农 业 出 版 社

高等农业学校教学参考书
拖 拉 机 汽 车 学
第三册
(拖拉机汽车发动机理论基础)
南京农学院农业机械化分院 合編
北京农业机械化学院

农业出版社出版

(北京西便门胡同7号)

北京市书刊出版业营业登记证出字第108号

新华书店上海发行所发行 各地新华书店經售
上海洪兴印刷厂印刷

787×1092毫米 1/16 · 91/2 印张 · 202,000字

1960年4月第1版

1960年4月第1次印刷

印数：12,100册 定价：(9)0.98元

第一册 172 60.4. 京德

出版者說明

本書是中华人民共和国农业部农业教育局組織編写的全国性农业机械化专业教材之一。为农业机械化学院和农学院农业机械系教学参考書。

全書共分四册：第一册为拖拉机汽車发动机构造；第二册为拖拉机汽車底盘构造；第三册为拖拉机汽車发动机理論基础；第四册为拖拉机汽車理論基础。本册系第三册，內容共分三篇，第一篇是拖拉机汽車发动机原理；第二篇是发动机基本尺寸的确定和曲柄連杆机构的动力学；第三篇是柴油机的燃料供給系及調速器。

参加討論本書編写大綱及取材內容的学校有：南京农学院农业机械化分院、北京农业机械化学院、东北农学院、西北农学院、浙江农学院、沈阳农学院。

参加本書审訂會議的学校有：南京农学院农业机械化分院、北京农业机械化学院、东北农学院、西北农学院、沈阳农学院。

对于本書的意見請逕寄南京浦鎮南京农学院农业机械化分院农业机械化系拖拉机汽車教研組，以便再版时修正。

前 言

拖拉机汽车发动机理论基础是拖拉机汽车学的主要内容之一。农业机械化专业同学在熟悉发动机构造基础上进一步学习发动机理论基础是完全必要的。书中主要内容包有发动机原理、发动机动力学、柴油机燃料供给系和调速器的理论部分。

发动机的主要工作指标(功率、经济性、可靠性和耐磨性)与气缸中工作过程的正常进行以及影响工作过程的各种因素有着密切的关系,确定这些相互的关系是发动机原理的主要课题,对于农业机械化专业的学生,熟悉发动机的工作过程、发动机的特性和各种因素,特别是运用因素对发动机工作的影响是极其重要的。

发动机各个机件、机构以及整体的耐磨性和工作可靠性决定于一系列的原因,其中包括发动机工作时所产生的作用力。所以对本专业的同学,阐明发动机的动力学问题是很重要的。

目前大多数拖拉机及某些载重汽车的发动机都是采用柴油机,因此本书比较详细地叙述了柴油机燃料供给系和调速器有关理论部分。

考虑到发动机机件的强度计算及其余各系统(如冷却、润滑系等)的计算对于使用者来说关系较少,所以把它略去。

目 录

前 言

第一篇 拖拉机汽车发动机原理

第一章 发动机的实际循环和工作过程.....	1
§1 概述.....	1
§2 进气过程和排气过程.....	3
§3 压缩过程.....	11
§4 燃烧过程.....	14
I 汽化器式发动机的燃烧过程.....	15
II 柴油机的燃烧过程.....	24
III 燃烧方程式.....	30
§5 膨胀过程.....	41
§6 标志工作循环的参数.....	42
§7 标志整个发动机工作的参数.....	45
§8 发动机的加热平衡.....	47
第二章 发动机的特性.....	49
§1 发动机的调整特性.....	50
§2 发动机的外特性.....	55
§3 发动机的载荷特性.....	61
§4 发动机的情转特性.....	66
第三章 发动机的试验.....	68
§1 发动机试验的分类和内容.....	68
§2 发动机试验的设备及测功器.....	68
§3 发动机试验的其他测量装置和仪器.....	75
§4 发动机试验的组织 and 进行试验的方法.....	83
§5 发动机试验结果的整理.....	84
§6 发动机试验的安全技术.....	86

第二篇 发动机基本尺寸的确定和曲柄连杆机构的动力学

第一章 发动机基本尺寸的确定.....	87
§1 发动机的主要比较参数.....	87
§2 发动机型式、转速、气缸数与行程数的选择.....	90
§3 发动机基本尺寸的确定.....	92
第二章 发动机曲柄连杆机构的运动学和动力学.....	94

§ 1	曲柄連杆机构的运动学	94
§ 2	曲柄連杆机构运动部分的质量	96
§ 3	曲柄連杆机构中所发生的慣性力	98
§ 4	发动机的普通动力学	99
§ 5	发动机的平衡	101
§ 6	曲軸軸頸表面上比压力的确定和磨損图的繪制	111
第三章	发动机飞輪的作用和飞輪轉动慣量的确定	117
§ 1	对拖拉机发动机飞輪的要求	117
§ 2	对汽車发动机飞輪的要求	123
§ 3	飞輪轉动慣量的确定	124

第三篇 柴油机的燃料供給系及調速器

第一章	柴油机的燃料供給系	125
§ 1	概述	125
§ 2	燃油的雾化	125
§ 3	燃燒室	128
§ 4	高压油泵的特性及其校正	134
第二章	調速器	137
§ 1	在发动机上安装調速器的必要性	137
§ 2	調速器的特性和工作指标	138
§ 3	气力式調速器	142
§ 4	全制式調速器的优点	145

第一篇 拖拉机汽车发动机原理

第一章 发动机的实际循环和工作过程

§1. 概 述

内燃机是现代汽车拖拉机发动机的主要型式。在内燃机中,燃料的热能转变为机械功。由于这一转变的实际过程是极其复杂的,这就使研究工作增加了复杂性,因而在评定这些过程进行的完善程度,和如何提高发动机经济性方面,要涉及很多因素。

研究理论循环就可以使这些问题比较容易得到解决。在理论循环中,假定工质是不更换的,因此不必考虑气缸充气和废气排出的损失和漏气损失;假定燃料燃烧的实际过程是用加入热量来代替,就可以不必考虑由于燃料燃烧所引起的热损失;假定压缩过程和膨胀过程是在绝热情况下进行的,因此就没有传热损失;还可以假设工质的比热是常数,即不随温度而变更。所有这些都使理论循环的热量利用为最高。在研究内燃机实际循环以前,先研究以下两种理论循环。

等容加热(鄂图)循环 如图1-1a所示,这种循环的特点是每循环所加入的热量 Q_1 是在等容情况下进行的。

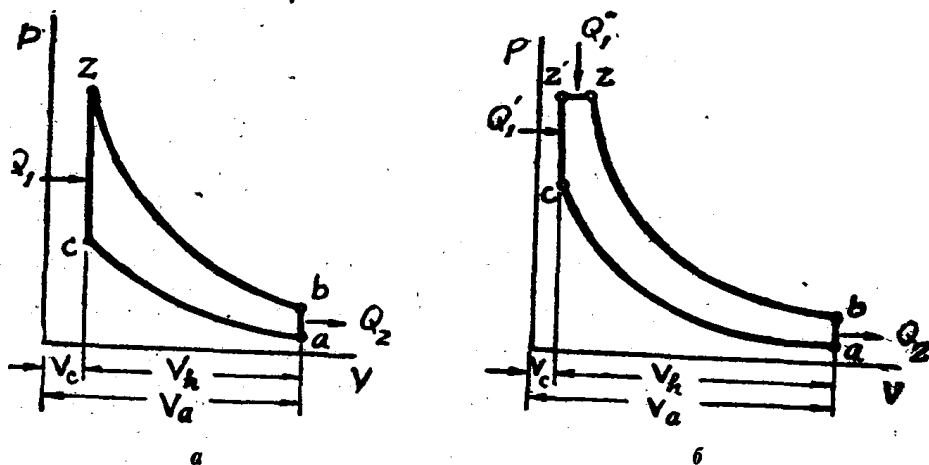


图 1-1 理论循环示功图

a—等容加热循环 b—混合加热循环

所有强制点火式发动机,如汽油、煤油、酒精和煤气等的实际循环都可按等容加热循环来估计,对于用重油工作的烧球式发动机也属于这一类型。

等容加热循环的热效率经过演算后,可用下式来表示:

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1-1)$$

式中 Q_1 、 Q_2 —— 加入或传出的热量；

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ —— 压缩比；}$$

$$K = \frac{C_p}{C_v} \text{ —— 绝热指数。}$$

混合加热(薩巴台)循环 如图 1-16 所示, 这种循环的特点是加入的总热量 Q_1 可以分成 Q_1' 和 Q_1'' 两部分, 其中热量 Q_1' 是在等容情况下加入的, 而热量 Q_1'' 是在等压情况下加入的。

所有现代压燃式发动机(柴油机)中, 燃料都是用机械方法喷散的, 其实际循环通常都按混合加热循环来估计。

混合加热循环的热效率可用下式来表示:

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (1-2)$$

式中 $\lambda = \frac{p_3}{p_c}$ —— 压力升高比;

$$\rho = \frac{V_z}{V_a} \text{ —— 预胀比。}$$

从公式(1-1)可知, 随着压缩比 ε 的增加, 由于热量利用的改善, 便使等容加热循环的热效率 η_i 提高, 因此希望尽可能采用高的压缩比, 但在实际发动机中, 压缩比的提高由于受到燃料性质的限制, 只能提高到一定的范围。关于压缩比的选择, 将在本章 § 3 中比较详细的讨论。增加绝热过程指数 k 值(即采用不同的工质), 同样会对热效率 η_i 产生有利的影响, 可是通常所用气体的 k 值差别是比较小的, 所以其实际意义不大。

由公式(1-2)可知, 混合加热循环的热效率 η_i 值也与 ε 和 k 值有关, 其影响与上述情况相似。除此以外, 混合加热循环的 η_i 值还与 λ 和 ρ 值有关。当加入的总热量 Q_1 为常数时, λ 和 ρ 有一定的函数关系, λ 值增大(即等容情况下加入的热量 Q_1' 增多), ρ 值就相应的减小, 这时绝热膨胀线的位置就降低了, 于是使传出的热量 Q_2 减少, 所以热效率 η_i 便增加。当 $\rho = 1$ 时, 混合循环就变成等容加热循环, 此时 η_i 值达最高值。由此得出的结论, 骤然看来似乎等容加热循环的热效率要比混合循环为高, 显然这与实际情况不符, 这主要是由于上述结论是在假定 ε 相同的基础上得出的, 事实上按混合加热循环工作的压燃式发动机的压缩比要比按等容加热循环工作的汽化器式发动机的压缩比高得多, 有时要超过 2 倍以上, 所以实际压燃式发动机的热效率要比汽化器式发动机为高。

发动机的实际循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程所组成。发动机实际循环的示功图如图 1-2 和 1-3 所示。

对发动机实际循环各过程进行的情况以及各种因素对其影响进行深入的了解, 就可以更好的运用发动机并提高其功率和经济性, 研究这些过程, 还可以作为设计新发动机时, 选

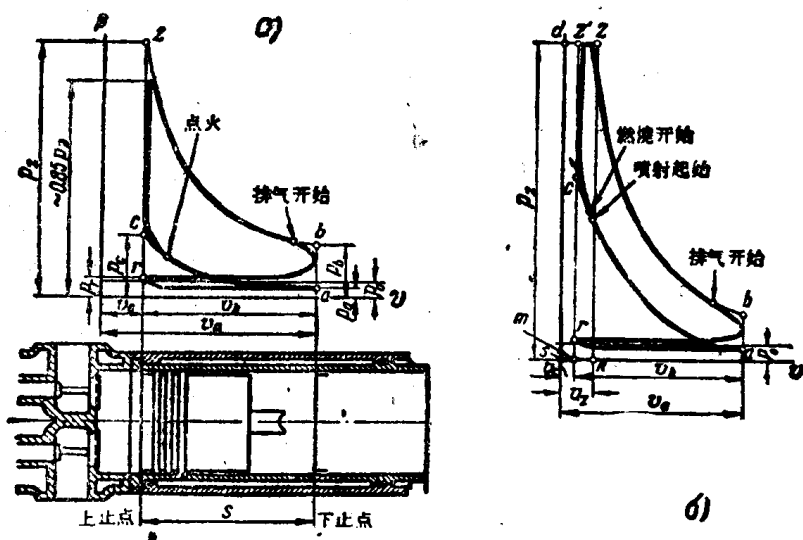


图 1-2 四行程发动机的示功图

a—汽化器式发动机 b—柴油机

择有关参数的依据。

发动机实际循环的示功图，可以用已有的发动机通过实验方法作出，也可以通过一系列的计算，先作出理论示功图，再经过一些修正，用绘图的方法作出。如果采用后一种方法，就必须知道示功图中各特征点 (a, c, z, z' 和 b) 的参数的变化规律。

表明上述各点的参数为：气体的绝对压力 p ，气体的体积 V 和气体的绝对温度 T 。

以下我们将一面研究发动机中各工作过程进行的情况及各种因素对工作过程的影响，

一面确定各过程终点的参数 p, V, T ，并查明压力的变化规律。

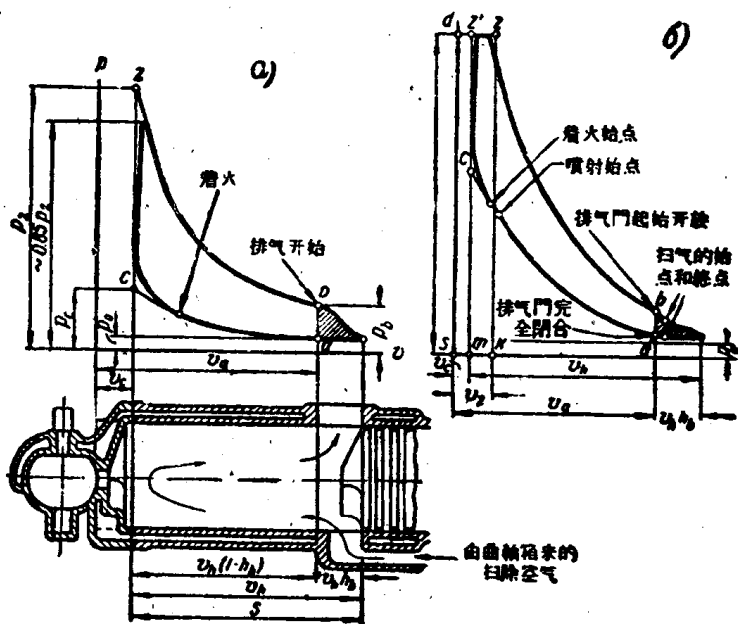


图 1-3 二行程发动机的示功图

a—用曲轴箱换气的烧球式发动机 b—用特殊换气泵的柴油机

§ 2. 进气过程和排气过程

在发动机的进气和排气过程中，将以新鲜的充量（可燃混合气或空气）来代替工作过的燃烧产物（废气）。因此，有时称进排气过程为发动机的换气过程。在实际发动机中，排气和

进气过程总是在某一时期内同时进行的,所以通常是把这些过程放在一起研究。

四冲程发动机的换气过程 如图1-4所示。理论上排气门应在活塞达下止点时才开启(如点 b),但由于此时气门的通道截面过小,废气将不能即时的从气缸中排出,因此在排气

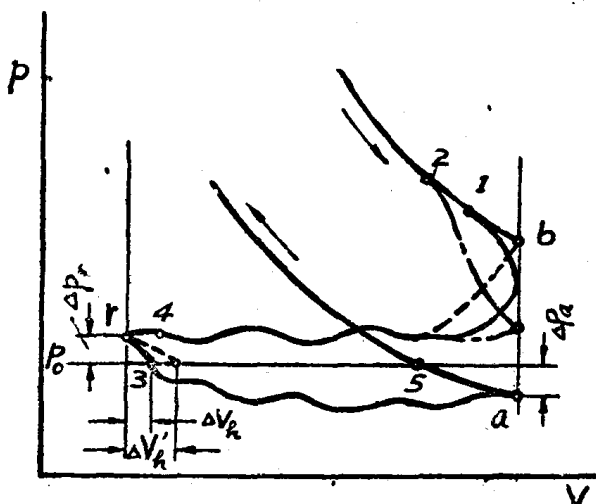


图1-4 四行程发动机的进气和排气过程

行程开始时,气缸内将有高的反压力,于是引起示功图上有用面积减小,因此必须使排气门在活塞达下止点以前开启。

如果排气门开启过早(如点 2),则远在活塞到达下止点以前,废气就开始从气缸中排出,气体压力很快降低,示功图上的面积也会减小。因此,排气门提前开启的时间如果选择得适当(如点 1),就可以使示功图最为丰满,发动机功率最大。

废气通过排气门及排气系统时,会遇到一定的流动阻力,这样在发动机气缸中残存的压力就比大气压力 p_0 稍高。并且由于活塞速度和排气门开启的截面都是在变化的,所以在长的排气管的任何截面上,压力将时刻地改变着,即出现气体压力的波动。自然,这种压力的变化也将传到气缸中,因而一般情况下气缸中的压力也可能带有周期性地升高或降低。在排气过程中,热量自气体传给气缸壁而受到损失,且传热表面随着活塞向上止点的移动而减少。此外,部分气体还可能通过活塞和气缸壁之间不严密处漏入发动机的曲轴箱。

理论上当活塞达上止点时应将排气门关闭,但这时由于气缸中具有比大气压力较高的压力,即便这时开启进气门,气缸也不能立刻进气,为了使气缸内压力降低到与大气压力相等,就需要消费相当于 $\Delta V_r'$ 的一部分活塞行程。为此,排气门的关闭总是具有某些落后(例如在点 3)。这样还可以利用气体的惯性使废气继续排出,促使 r 点的压力降低。于是在进气时期内于气缸中燃烧产物膨胀到压力 p_0 所损失的部分活塞行程将减低到 ΔV_r 值,使进气过程的那部分活塞冲程将可大些,即有利于新鲜充量的增加。

在以后,我们将以排气终点 r 的参数,即压力 p_r 和温度 T_r ,表示排气过程的平均压力和温度。

现在我们来研究进气过程,如果进气门在活塞位于上止点时才开始开启,由于它开启的速度是有限的,故进气过程开始时,进气门的通道截面不够大,因而使进气过程变坏。为了在进气开始时保证有足够的通道截面,进气门必须在活塞达上止点前(某一点 4)就开始开启。

但是,在进气门开启到排气门关闭这段时间(即气门开放重叠时期)中,一方面燃烧产物可能从气缸内流入进气系统,并与将要进入气缸内的新鲜空气混合,这将染污新鲜空气,并使充量值减少。另一方面也可能有部分新鲜空气,特别是可燃混合气随燃烧产物进入排气系统,这将恶化发动机工作的经济性。上述现象在很大程度上与气门开放重叠时期的选择,

以及排气系统中,气缸中和进气系统中的气体动力现象所产生的压力差有关。适当的选择进气门开始开启的时间,不仅可使活塞行程开始时的充气条件良好,并且可以减少在排气门完全关闭后燃烧室中残留的废气数量。

在进气过程中,充量由于受到进气系统中(如空气滤清器、汽化器、进气歧管、气门等)的流动阻力,因而使气缸中的压力常低于大气压力 p_0 (带增压器的除外),与排气过程相似,气缸中气体的压力也呈现有波动的现象。当新鲜充量在进入气缸的过程中,由于与进气歧管、气缸壁、气缸盖和活塞等热机件接触而被加热。因而使新鲜充量的温度比大气温度 T_0 要高。

进气过程在理论上应在活塞达下止点时结束,实际上这是不适宜的,进气门的关闭也应具有某些落后(如点 δ),这样在压缩行程开始时,还可以利用充气的运动惯性,以便使进入气缸的气体数量尽可能增加。

我们用进气终点为 a 的压力 p_a 和温度 T_a 来代表进气过程的平均压力和温度。

二行程发动机的换气过程与四行程发动机不同,二行程发动机中废气的排除和新鲜充气的进入是在膨胀行程接近終了及压缩行程开始时期借空气或混合气的清除作用来完成的(参考图1-3),这就代替了四行程发动机中在排气及进气行程中借活塞的运动强制使气缸清除及充入的作用。

假定当活塞顶与排气孔边缘重合时为排气过程的开始。事实上流动过程的开始还要早一些,只要第一道活塞环开始开启排气孔,流动就开始了。因为活塞的上部与气缸壁之间具有很大的间隙。但是标志强烈流动过程的压力迅速降落要在活塞顶与排气孔上边缘重合之后再过一个时期才开始。这是由于气体本身具有惯性,要使气体开始运动,必须要经历一定的时间。

当换气孔上边缘与活塞顶重合时,新鲜充气往往不能立即进入气缸,这是很自然的,因为这时气缸内的压力尚高于换气贮气箱内的压力。某些情况下,甚至可能有气体自气缸中向换气贮气箱内运动的倒流现象,适当选择换气和排气孔开启时间、排气孔尺寸和换气压力,就可使废气倒流的现象减少到允许范围内。活塞继续运动时,气缸内的废气由于气缸内与排气系统中的压力差及气体的加速影响而继续外流,于是气缸内的压力迅速降落,也使废气倒流的可能减弱。从某一时刻起,新鲜充气就开始进入气缸,把气缸内的废气从排气孔驱入排气管。新鲜充气在进入气缸后沿着一定的路线而运动,这路线与清扫的方法,进气机构的构造型式,活塞顶的形状,气缸内和与它邻近系统内的压力比有关。

无论四行程或二行程的发动机,由于换气过程的结果,在压缩开始时气缸内的充量将由可燃混合气或空气及残留在气缸中的废气所组成。为了增加发动机的功率,我们希望气缸的充量尽可能加多。而充量中可燃混合气或空气的数量与换气过程结束时的压力 p_a 、温度 T_a 和残余气体的数量有关。

以下我们将研究排气和进气終了时各点的参数。

排气终点的气体压力 p , 排气终点的压力 p , 影响到残余废气的密度,因而也就影响

新鲜充气的数量。所以希望 p_r 尽可能降低。压力 p_r 可用下式表明, $p_r = p_0 + \Delta p_r$ 。排气系统的阻力对 Δp_r 值有很大影响, 例如在排气系统中装有消声器, 就会使排气压力增加很多。

如图 1-5a 所示。所以设计师必须把排气系统设计得使它的 Δp_r 质最小。例如适当地选择排气门的形状、排气管和消声器的形状等, 以保证最小的阻力。

精确的计算 p_r 是比较困难的, 它的平均值约为 1.05—1.25 公斤/厘米², 也可以利用西涅乌茨基 (Синевцкий) 教授所得经验公式进行大致的估算。

$$p_r = \frac{3p_0 - p_a}{2} \text{ 公斤/厘米}^2, \quad (1-3)$$

式中 p_0 和 p_a ——大气压力和吸气终点的压力。

排气终点的温度 T_r , 增加 T_r 值将减小残余气体的密度, 因而也减少它的数量。 T_r 值决定于发动机的压缩比, 转速, 混合气的成分, 燃料燃烧的完善程度, 点火或喷油时间和其他因素。

现代内燃机的 T_r 值变化于 600—1000°K (绝对) 范围内。柴油机相当于小的数值, 因为柴油机的压缩比大, 膨胀充分, 所以排气终点的温度较低; 汽化器式发动机相当于大的数值。

T_r 值也可用下面的经验公式算出, 这个公式是根据汽车拖拉机发动机工作过程的实验数据和计算分析得出来的。

$$T_r = \frac{350}{\frac{1.2}{\lg n} + 0.005(\epsilon - 3) + 0.01(\alpha - 1)}, \quad (1-4)$$

图 1-5 各种因素对进气和排气过程的影响

式中 n, ϵ, α ——分别为发动机的转速, 压缩比和过量空气系数。

进气终点的压力 p_a 进气终点的压力 p_a 由于受到进气系统中阻力的影响总是低于大气压力 p_0 , 压力 p_a 可用下式表明:

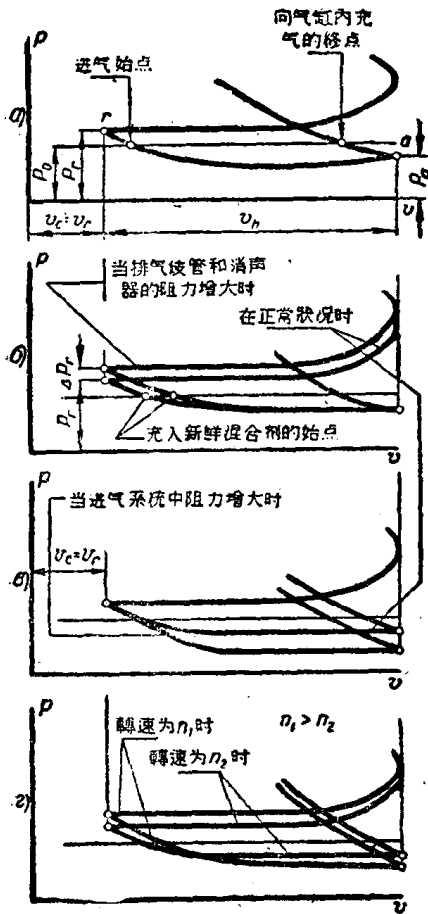
$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (1-5)$$

只有带增压器的发动机中压力 p_a 值才可能比 p_0 值高。

进气终点的压力 p_a 值与下述因素有关:

1. 空气滤清器的阻力。随着空气滤清器的型式及其技术状态不同, 可使进气压力降低 0.04—0.05 公斤/厘米², 或甚至更多一些。

2. 进气系统中管道的长度和截面, 有无转弯处, 转弯处的数目及转弯半径, 管道内壁的粗糙程度以及通过汽化器和气门时气体所受的阻力。应该指出: 在某些情况下, 增加进气管的长度, 还可能造成有利的结果, 这是由于管道增长时, 其中压力波动变更了自己的性质, 可



能产生共振现象,于是在较大程度上帮助新鲜充量压入气缸中。

3. 发动机的配气定时适应于转速的情况对 p_a 值有很大影响,一定的配气定时在某转速情况下,对 p_a 值产生有利的作用,当转速改变时,就可能会产生不利的影晌。

4. 发动机的转速增加时,气体流经进气系统中的阻力增加,于是使 p_a 值下降(见图 1-5e);汽化器式发动机的负荷减小时,节流阀关闭, p_a 值也会下降(见图 1-5e)。

由于影响 p_a 值的因素很多,使得在理论上确定 p_a 值很不方便,因此 p_a 值最好是根据试验资料进行估计。

四行程汽化器式发动机在节流阀全开和额定转速下工作时, p_a 值变化在 0.75—0.85 公斤/厘米² 范围内。

柴油机在同样转速下,由于进气系统比较简单(没有汽化器), p_a 值较汽化器式发动机稍高,约为 0.85—0.9 公斤/厘米²。

对于用发生炉煤气的发动机, p_a 值将决定于煤气发生炉的阻力,煤气滤清器、煤气管道、混合器、进气歧管和气门等的阻力。这与燃料块的尺寸和发生炉仓内燃料的数量,以及煤气管道和滤清器的不洁度等有关。煤气发生装置的阻力值一般变化在 0.06—0.10 公斤/厘米² 范围内,有时还会大些,这要看煤气发生装置的构造和发动机的转速而定。因此把汽化器式发动机改装为煤气发动机时, p_a 值可能高于或低于同一发动机以液体燃料工作时的 p_a 值,要看汽化器和煤气发生装置在运转时的阻力对比而定。

燃用液化煤气和压缩煤气的发动机的 p_a 值要看减压器和混合器等 的性质而定,可以认为这种发动机的 p_a 值范围和汽化器发动机大致相同。

在二行程用曲轴箱换气的发动机中,点 a 相当于排气孔闭合时的情况(图 1-3a),因此可取 p_a 值等于 1 公斤/厘米²。

带增压器的四行程或二行程发动机的 p_a 值,根据所选用增压器的型式而有不同,一般正常增压时, p_a 值不高于 1.4 公斤/厘米²。

进气终点的气体体积 V_a 。在进气终点时,气体所占的体积等于 V_a ,对于新设计的发动机, V_a 值是未知数,因为既不知道活塞的排量 V_h ,又不知道燃烧室的体积 V_c (或 V_r)。为了确定 a 点的横坐标,必须要知道 V_a 的数值。因此就四行程发动机而言,要先选定压缩比的数值(见本章 § 3):

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c}$$

并假定燃烧室的体积 V_c 为 1 个单位,然后就可以找出 a 点的横坐标:

$$V_a = \varepsilon \cdot 1$$

二行程发动机的压缩比可用下式表示:

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h(1 - h_b)}{V_c}$$

式中 h_b ——排气孔的高度,以活塞行程的百分数表示(图 1-3a), h_b 的变化范围很广,由 0.12—0.25。

进气终点的气体温度 T_a 。温度 T_a 值与大气的温度 T_0 、新鲜充气与热机件接触的加热

程度 ΔT 和残留废气的数量和温度有关。

ΔT 值与发动机的构造特点、载荷的大小、转速的高低及所用燃料的种类有关。从气缸充气的观点来看,加热必须尽可能减小。所以在有些发动机中(柴油机、用液化煤气、压缩煤气或发生炉煤气的发动机),不需要用加热的方法来改善混合气的形成时,常常将进气系统和排气系统隔开。但对于用燃料挥发性不好的发动机(如酒精、煤油),为了避免燃料膜的形成,致使混合气在各气缸之间分配不均以及引起燃料的冷凝等,就必须对进气进行适当的预热。

ΔT 值的平均变化范围:柴油机为 $10-20^{\circ}\text{C}$,汽油发动机及压缩或液化煤气发动机为 $10-45^{\circ}\text{C}$,发生炉煤气发动机为 $25-40^{\circ}\text{C}$,酒精发动机为 $80-90^{\circ}\text{C}$,煤油发动机为 $60-110^{\circ}\text{C}$ 。

为了确定 T_a 值,可利用新鲜充量与残余废气在混合前后的热量平衡方程式:

$$C_{v_0}L(T_0 + \Delta T) + C'_{v_0}M_r \cdot T_r = C'_{v_0}(L + M_r)T_a,$$

式中 C_{v_0} 、 C'_{v_0} 及 C'_{v_0} ——分别代表新鲜充量,残余废气及工作混合气的等容平均莫尔比热;

L 、 M_r ——分别代表新鲜充量和残余废气的公斤莫尔数(以后简称莫尔数);

T_0 ——大气温度,可以认为 $T_0 = 273 + 15^{\circ}$;

T_r ——残余废气的温度。

因为新鲜充量的比热 C_{v_0} 与工作混合气的比热 C'_{v_0} 相差不大,可以认为 $C_{v_0} = C'_{v_0}$; 又残余废气的比热 C'_{v_0} 可认为等于 ζC_{v_0} , 其中 ζ 为校正系数。

将上述假定代入上面的热量平衡方程式中,并消去 C_{v_0} 后,得:

$$L(T_0 + \Delta T) + \zeta M_r T_r = (L + M_r)T_a$$

将方程式各项除以 L 并以 $M_r/L = \gamma$ 替代, γ 称为余气系数得进气的温度为:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \zeta \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}$$

系数 ζ 取决于 $T_r \cdot \alpha$ 及燃料的成分,在一般情况下 $\zeta \approx 1.08-1.15$ 。因此当 γ 值不大时,可取 $\zeta = 1$ 。最后得

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma} \quad (1-6)$$

上式对于用液体燃料或气体燃料的四行程和二行程的发动机都能适用。 T_a 值的一般范围:

汽化器式发动机 $T_a \approx 340-400^{\circ}\text{K}$,

柴油机 $T_a \approx 310-360^{\circ}\text{K}$ 。

充量系数 η_v 充量系数是用来衡量不同发动机在换气过程中气缸充气完善程度的指标,它的大小对发动机的工作产生极重要的影响,所以希望尽可能提高 η_v 值。

充量系数表示实际进入气缸的新鲜充量(可燃混合气或空气的莫尔数或重量),与周围空气的压力为 p_0 及温度为 T_0 的情况下可能充满工作容积的充量之比。

所以

$$\eta_v = \frac{L}{V_h} = \frac{G_c}{G_0}^* \quad (1-7)$$

式中 L 和 G_c ——分别代表实际进入气缸内新鲜充量的莫尔数或重量；

V_h 和 G_0 ——分别代表当 p_0 、 T_0 情况下可能充入气缸内充量的莫尔数或重量。

于是根据气体特性方程式 $p_0 \eta_v \cdot V_h = 848 L \cdot T_0$

新鲜充量为

$$L = \frac{p_0 \eta_v V_h}{848 T_0}$$

工作混合气的总量为

$$L + M_r = \frac{p_a V_a}{848 T_a}$$

两式相除得

$$\frac{L + M_r}{L} = \frac{p_a V_a}{848 T_a} \bigg/ \frac{p_0 V_h \eta_v}{848 T_0}$$

考虑到

$$V_a = V_h + V_c = V_h + \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h \quad \text{及} \quad \frac{M_r}{L} = \gamma,$$

于是得

$$1 + \gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_0}{p_0 T_a \eta_v}$$

由此可将充量系数写成下列形式：

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_0}{p_0 T_a (1 + \gamma)} \quad (1-8)$$

若将上式分母中的 $T_a(1 + \gamma)$ 以公式(1-6)代替, 于是得

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_0}{p_0 (T_0 + \Delta T + \gamma T_r)} \quad (1-9)$$

在推导(1-8)和(1-7)式时, 并没有应用过任何一种型式发动机所特有的任何关系和限制, 因此它对于所有型式四行程和二行程的发动机都适用。

这些公式指出, η_v 与 p_a 成正比, 而与 $T_a(1 + \gamma)$ 的乘积成反比。至于什么因素影响 p_a 和 T_a , 已在前面讲过。

分析公式(1-9)可知, 如果压缩比 ε 增加, 充量系数 η_v 即减小。但是这种一般性的结论是不正确的。对于四行程的发动机, 不可将 ε 的影响和 γ 的影响分开讨论。当燃烧室中没有清扫作用时, γ 的数值是与 ε 值密切联系着的。在公式(1-8)中, 压缩比 ε 通过 γ 的间接影响, 较通过 $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$ 的直接影响为更大, 结果在四行程发动机中 ε 的增加可使 η_v 值增加。并

* 参考 T. M. 密里庫莫夫著“高速自燃式发动机理论”一书 73 页。

且在 ε 较大时, 由于燃烧产物可以有更完全的膨胀, 因此气缸的工作表面的温度较低, 这也可以使 η_v 值增加。

在四行程发动机中, 燃烧室中若具有清扫作用, 以及在二行程发动机中, 则 γ 值与清扫作用的品质有关, 而与 ε 无关。这时 η_v 值随 ε 的增加而减小。但当 γ 增加不多时, 就会使 η_v 显著下降, 这说明燃烧室中的清扫作用非常重要。

以上所得到的 η_v 公式有自己的缺点, 因为 η_v 和 γ 包括在同一公式中, 这样要决定一个数值时, 必须知道另外一个。

可以得到不包括 γ 的 η_v 公式。但是对四行程和二行程发动机它们将是不同的。

对于四行程的发动机, 假定没有气门开放重迭时期, 因而燃烧室中的清扫作用也没有, 那么残余气体的容积 V_r 将等于燃烧室的容积 V_c 。

进气终点时, 气体的热量平衡方程式为:

$$G_a C_{v1} T_a = G_r C_v T_r + G_c O_{v1} T'_0,$$

式中 G_r ——充满燃烧室 V_c 内的残余气体的重量。

根据气体特性方程式得:

$$G_a = \frac{p_a V_a}{R_a T_a}, \quad G_r = \frac{p_r V_c}{R_r T_r} \quad \text{和} \quad G_c = G_{0\eta_v} = \frac{p_0 V_{\lambda} \eta_v}{R_0 T'_0},$$

其中 R_a 、 R_r 和 R_0 ——分别代表工作混合气、废气和新鲜充量的气体常数。

将 G_a 、 G_r 和 G_c 值代入热平衡方程式中得到,

$$\frac{p_a V_a C'_{v1}}{R_a} = \frac{p_r V_c C'_v}{R_r} + \frac{p_0 V_{\lambda} O_{v1} T'_0}{R_0 T'_0} \eta_v.$$

以 V_c 除各项, 并假定

$$\frac{O_r}{R_0} = \frac{C'_{v1}}{R_a} = \frac{C'_v}{R_r},$$

于是

$$\eta_v = \frac{(p_a \varepsilon - p_r) T'_0}{p_0 (\varepsilon - 1) T'_0} \quad (1-9')$$

从公式(1-9')可以作出很重要的结论: 用增加 p_a 值的方法来增加 η_v 时, 即使 p_r 值有一些增加也是合适的。因为 p_a 上还乘 ε 值, 所以宁愿增加 p_a 值。它的物理意义在于 p_a 的增加分布在整个气缸容积 V_a 中, 而 p_r 增加时仅分布在容积 V_c 中, 即小于容积 V_a 的 ε 倍。

设计师广泛应用这一点, 在现代四行程发动机中, 进气机构的尺寸总是较大于排气机构的尺寸, 以力图保证较大的 p_a 值, 虽然这样使 p_r 值有些增加。

现在谈一下发动机工作情况对 η_v 的影响:

发动机载荷对 η_v 的影响, 随发动机所用的调节方法而各不相同。对于汽化器式及气体燃料发动机, 载荷是通过变更节流阀位置来变更的。当转速 n 不变, 载荷减小, 即节流阀开度减小时, 结果 η_v 值下降而 γ 将增大。

对于柴油机, 当转速 n 为常数时, 载荷的改变是通过变更循环喷油量而实现的。这时进气和排气系统的阻力并没有重大的改变。随着载荷加大, 喷油量加多, T_r 增加, 充量的加热值 ΔT 因气缸壁受热较强也增加了, 虽然 γ 由于残余废气的密度减少而有些减少, 而乘积