

中等專業學校試用教材

汽车发动机及汽车 理论与计算

西安公路学院 主編



人民交通出版社

中等專業學校試用教材

汽车发动机及汽车 理论与计算

(汽車技術使用与修理专业用)

西安公路学院 主編

人民交通出版社

本書講述汽車發動機理論、發動機計算、汽車理論和汽車計算，共分四篇二十六章。

本書由西安公路學院主編，山東交通專科學校協助編寫。

本書可作為交通中等專業學校汽車技術使用與修理專業試用教材，亦可供交通部門有關專業人員工作和學習的參考。

希望使用本書的單位或個人，多多提出改進意見，逕寄西安公路學院，以便再版時修改。

目 录

前 言.....	5
----------	---

第一篇 发 动 机 理 論

第一章 汽車发动机的工作过程.....	6
第一节 发动机的理論循环与实际循环.....	6
第二节 进气及排气过程.....	8
第三节 压縮过程.....	14
第四节 汽車用燃料及其燃烧.....	17
第五节 燃烧过程.....	22
第六节 膨胀过程.....	34
第二章 发动机的功率和經濟性.....	36
第七节 发动机的指示功率.....	36
第八节 发动机的有效功率.....	38
第九节 发动机的燃料消耗量.....	40
第三章 发动机的效率和热平衡.....	41
第十节 发动机的效率.....	41
第十一节 发动机的热平衡.....	43
第四章 发动机的特性.....	44
第十二节 发动机的調整特性.....	45
第十三节 发动机的速度特性.....	48
第十四节 发动机的載荷特性.....	53
第十五节 发动机的惰轉特性.....	54
第五章 发动机的試驗.....	55
第十六节 发动机有效功率的測定.....	55
第十七节 发动机曲軸轉速的測定.....	58
第十八节 发动机示功图的測繪.....	59
第十九节 发动机燃料消耗量的測定.....	61

第二篇 发 动 机 計 算

第一章 发动机曲柄連杆机构的动力学.....	63
第一节 中心曲柄連杆机构的运动学.....	63

第二节	曲柄連杆机构运动部分的質量	64
第三节	曲柄連杆机构中所发生的慣性力	66
第四节	发动机的普通动力学	66
第五节	发动机的平衡	68
第二章	活塞組、連杆、曲軸的强度校核	75
第六节	活塞	75
第七节	活塞环	76
第八节	活塞銷	78
第九节	連杆	79
第十节	曲軸	82
第三章	发动机的配气机构	86
第十一节	气門的运动学	86
第十二节	气門	90
第十三节	气門弹簧	92
第十四节	凸輪軸	93

第三篇 汽車理論

第一章	汽車的主要运行性能和行駛时作用在汽車上的力	95
第一节	汽車的主要运行性能	95
第二节	汽車驅動輪上的牽引力	95
第三节	传动系統的机械效率	97
第四节	彈性車輪的滚动	98
第五节	汽車的滚动阻力	99
第六节	空气阻力	102
第七节	上坡阻力	104
第八节	汽車的加速阻力	104
第九节	驅動車輪与道路間的附着力	106
第十节	汽車車輪的径向反作用力	107
第二章	汽車的牽引性能及牽引計算	110
第十一节	汽車的牽引平衡	110
第十二节	汽車的动力特性	112
第十三节	汽車的加速性能	115
第十四节	汽車的功率平衡	118
第十五节	汽車結構对动力特性的影响	121
第十六节	汽車的牽引計算	126
第三章	汽車的制動性能	132
第十七节	汽車制動时車輪上的力	132

第十八节 制动性能的衡量指标	133
第四章 汽車的燃料經濟性	136
第十九节 发动机的經濟特性	137
第二十节 汽車穩定行駛的經濟特性	140
第二十一节 汽車非穩定行駛时的燃料經濟性	141
第二十二节 汽車的使用因素和結構参数对穩定行駛經濟性的影响	143
第五章 汽車的操縱性	146
第二十三节 彈性輪胎的橫向偏出及其对操縱性的影响	146
第二十四节 汽車轉向輪的摆振	149
第六章 汽車的穩定性	150
第二十五节 汽車的縱向穩定性	150
第二十六节 汽車的橫向穩定性	151
第二十七节 汽車前后輪的甩动	152
第七章 汽車的通过性	155
第二十八节 汽車的通过性	155
第八章 汽車行駛的平順性	157
第二十九节 汽車行駛的平順性	157
第九章 汽車列車的运行性能	160
第三十节 汽車列車的牽引动力性	160
第三十一节 汽車列車的運動学	165
第三十二节 挂車的穩定性	170
第十章 汽車的性能試驗	173
第三十三节 汽車的道路試驗	173
第三十四节 汽車的實驗室試驗	178

第四篇 汽車計算

第一章 汽車各机构及部件載荷的确定法	182
第一节 汽車各机件所受載荷的性質	182
第二节 在进行强度計算时計算用載荷的确定	182
第三节 在进行耐久計算时計算用載荷的确定	184
第二章 离合器的計算	187
第四节 离合器主要尺寸的确定	187
第五节 离合器的磨損及发热驗算	189
第六节 离合器压力彈簧的計算	192
第三章 变速器的計算	195
第七节 变速器齒輪的計算	195
第八节 变速器軸的計算	200

第四章 万向传动机件的計算.....	202
第九节 万向节的計算.....	202
第十节 万向传动軸的計算.....	205
第五章 驅動桥的計算.....	207
第十一节 主传动器的計算.....	208
第十二节 差速器的計算.....	213
第十三节 半軸的計算.....	216
第六章 从动桥的計算.....	221
第十四节 从动桥梁的計算.....	222
第十五节 轉向节和主銷的計算.....	224
第七章 悬架和車架的計算.....	229
第十六节 悬架弹性元件的計算.....	229
第十七节 車架的計算.....	236
第八章 操縱机构的計算.....	238
第十八节 制动器的計算.....	238
第十九节 制动传力机构的計算.....	241
第二十节 轉向器的計算.....	245
第二十一节 轉向传动机构的計算.....	248

前 言

本書是根据中等专业学校汽車技术使用与修理专业的教学大綱編写的，包括发动機理論、发动機計算、汽車理論和汽車計算等四部分。

根据本专业的性質和培养目標的要求，書中主要內容如下：

发动機理論部分——为了使学生了解发动機工作的基本原理以及如何評价一部发动機，因此重点內容为发动機工作过程（特别是汽油机和柴油机的燃烧过程）、发动機性能指标和发动機的特性，其中对在各种運轉和使用条件下，发动機工作性能的变化情况作較多闡述，以便使学生在各种使用情况下，能正确地运用发动機。

发动機計算部分——对各主要零件，只介紹一般的强度核算。为了确定各零件的受力情况，同时由于发动機各机件、机构的耐磨性和工作的可靠性与发动機運轉和受力情况有重要关系，故动力学內容闡述較多。

汽車理論部分——重点內容为汽車的牵引性能、汽車燃料經濟性和汽車列車运行性能等。通过这些主要內容的學習，使学生了解汽車的主要使用性能，并能一般确定在各种使用条件下，如何正确运用汽車，以便尽可能保証汽車最高的使用效能，延长汽車寿命，以达到安全運輸和節約运行材料。对汽車列車的研究是我国当前交通運輸事业的重要問題，所以書中加入这一部分內容。

汽車計算部分——由于目前汽車修理企业单位需要对汽車底盘零件自行配制和对底盘进行改装，故对汽車底盘各机构及部件載荷的确定法和对主要易損零件的受力分析、强度計算等作較詳細的說明。

为了使理論能联系实际，对汽車发动機和汽車性能試驗，都分別有专章介紹。

第一篇 發 動 機 理 論

第一章 汽車發動機的工作過程

第一节 發動機的理论循环与实际循环

內燃机是现代汽車拖拉机發動機的主要形式。在內燃机中燃料的化学能轉变为机械功。从热力学中我們知道，循环就是指工作物質（简称工質），經過一系列連續的状态变化后所完成的封閉过程。在实际过程中，由于这一变化进行得非常复杂，因此，使研究工作很困难，并且很难判定它的完善程度，同时，也很难得到提高發動機經濟性途径的明确概念。

研究理論循环就可以使这些問題的解决变得容易得多，用理論循环代替实际循环是基于下列四个假定：

- 1) 假定循环是在具有一定数量的同一工質中进行的，因此，不致慮气缸充气和废气排出气缸的流动损失，以及漏气损失。
- 2) 假定工質的化学成分在整个循环的进行中并不改变，同时燃料燃烧的实际过程是用外界加入热量来代替的，这就可以不致慮由于燃料燃烧不完善所引起的热损失。
- 3) 假定压缩与膨胀过程是在絕热情况下进行的，因此，沒有传热损失。
- 4) 假定工質的比热是常数，即不随所处的溫度与压力而变。

經過以上簡化后，使循环的热量利用达到最高程度，而且，使寻求理論循环的效率与循环中热力参数的主要关系变得容易得多。

發動機的理论循环有两种：

1. 等容加热循环：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。

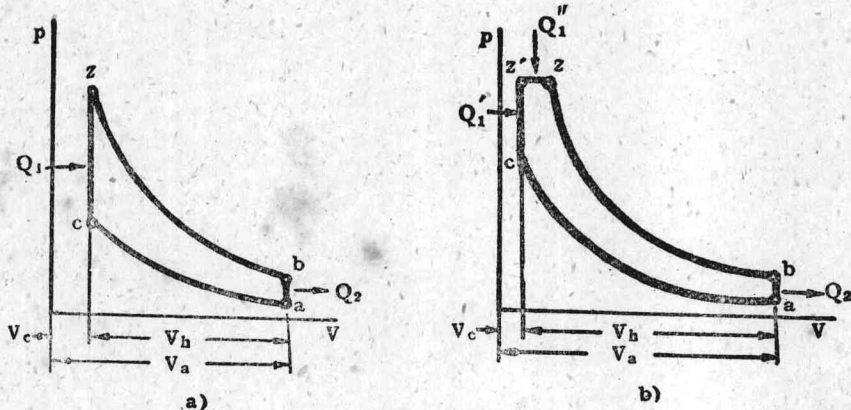


图1-1 理論循环示功图
a-等容加热循环； b-混合加热循环

所有强制点火式发动机（如采用汽油、煤油、酒精和煤气等为燃料的发动机）的实际循环都可以按等容加热循环来估计。

等容加热循环的热效率为：

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-1)$$

式中：\$Q_1\$、\$Q_2\$——加入及传出的热量；

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

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

2. 混合加热循环：如图1-1b所示，这种循环的特点是：加入的总热量\$Q_1\$的一部分\$Q'_1\$是在等容情况下加入的，而另一部分\$Q''_1\$是在等压情况下加入的。

所有现代汽车用压燃式发动机（柴油机）的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为：

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (1-2)$$

$$\text{式中： } \lambda = \frac{p_2}{p_c} \text{——压力升高比；}$$

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

从公式1-1可知，随着压缩比\$\epsilon\$的增加，由于热量利用的改善，便使等容加热循环的热效率\$\eta_t\$提高，因此希望采用高的压缩比。但\$\epsilon\$的增加，受到燃料性质的限制，改善燃料性质是提高\$\epsilon\$的主要方面。另外，压缩比\$\epsilon\$增加到一定值之后，热效率随压缩比增加的程度减小，而压力很快的升高，这便使发动机零件的机械负荷加大，增加了发动机零件的尺寸、重量和磨损。因此，增加\$\epsilon\$亦是有限的。

由公式1-2可知，混合加热循环的热效率\$\eta_t\$值除了与\$\epsilon\$值有关外（其关系与等容加热循环同），同时还与\$\lambda\$及\$\rho\$值有关。当\$\lambda\$值增大，\$\rho\$值减小时，即在等容情况下加入的热量\$Q'_1\$增加，等压情况下加入的热量\$Q''_1\$减少时，热效率增加。在极限情况下，当\$\rho\$减小到1时，混合加热循环变成等容加热循环，此时热效率值达最大值。因此得到这样一个结论：在压缩比相等的情况下，等容加热循环的热效率较混合加热循环为高。

但在实际使用中按混合加热循环工作的柴油机的热效率较高，这是因为实际使用的柴油机压缩比较高的缘故。

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。其实际循环的示功图如图1-2所示。

图中虚线表示大气压力线。\$r-a\$曲线表示当活塞向下止点移动时，气体从进气门进入气缸的过程。当活塞返回时，工作气体被压缩，同时与缸壁发生热交换，因此压缩过程是按多变

曲綫 $a-c$ 进行的。在压缩过程終了，活塞到达上止点前， c 点进行点火或燃料噴入，燃烧过程沿曲綫 $c-z$ 进行。对汽化器式发动机（图1-2a），燃料燃烧近乎在容积不变的情况下进行；对柴油机则一部分在近乎容积不变的情况下进行（ $c-z'$ 曲綫），另一部分在近乎压力不变的情况下进行（ $z'-z$ 曲綫）。然后，气体沿多变曲綫 $z-b$ 进行膨胀过程对外作功，排气門在活塞到达下止点前 b 点开启，然后活塞向上止点移动沿 $b-r$ 曲綫进行排气过程。以上五个过程是在活塞四个行程（曲軸轉二轉）內完成的，因而称四行程发动机。

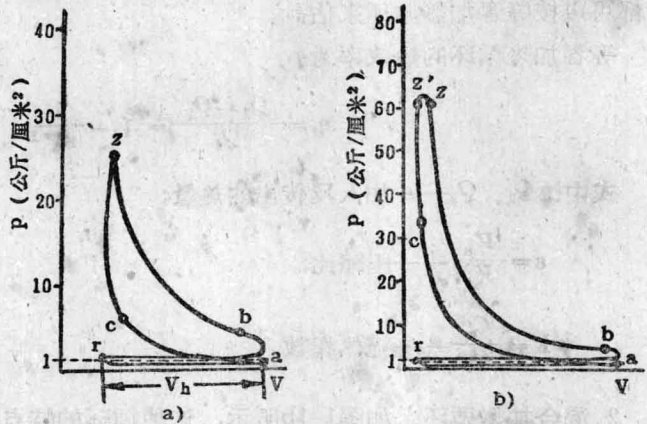


图1-2 四行程发动机的示功图
a-汽化器式发动机的； b-柴油机的

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計算先作出理想示功图，再经过一些修正后，用繪图法得出。

第二节 进气及排气过程

在发动机的进气和排气过程中，是将新鲜的气体（可燃混合气或空气）来代替已工作过的燃烧产物（废气）的。因此，进排气过程也可称为换气过程。实际上，在某一时期內排气和进气是同时进行的，因此，通常把这两个过程放在一起来研究。

一、四行程发动机的换气过程

换气过程在理論上是：进、排气門开启時間各占一个行程，但实际的换气过程为了使废气清除干淨和充进更多的新鲜气体，气門总是提早开启和迟后关闭的。

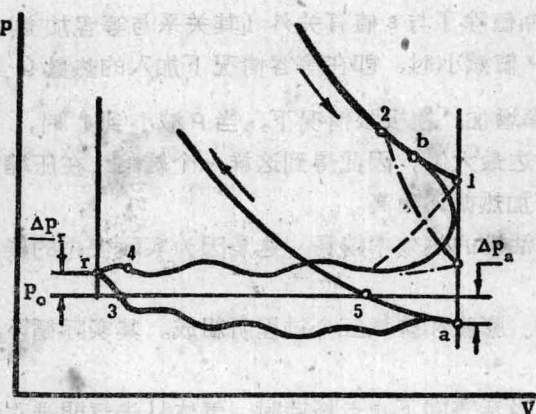


图1-3 四行程发动机的换气过程

当膨胀終了，活塞在下止点前，排气門就开启了。这样可利用气体比較高的压力自行排出气缸；并且当活塞向上止点移动进行排气时，排气門的通道已很大，可使废气很順利地排出。若在点1才开启排气門（参看图1-3），則气缸內較高的压力，使活塞向上止点移动进行排气时承受的反压力較高，因而消耗的功較多，使有用功减少（图1-3中虛綫所示）。过早的打开排气門，如在点2开启，則部分还具有較大能量的气体沒有作功就被排出，因而使有用功减少（图1-3中点划綫所示）。只有适当的提早（在点

b)，才能使用功最大（图1-3 中实线所示）。

当排气終了，活塞到达上止点时，排气門繼續开着，直到活塞經過上止点向下止点移动，气缸內压力降低时才关闭（如点3）。这样迟后关闭排气門是为了在排气終了仍具有較大的气門通道截面，讓气体順利排出，并且利用气流的慣性繼續进行排气，直到气缸內压力降低。排气門的提早开启和迟后关闭使排气所消耗的功减少，废气清除比較干淨。

进气門是在排气接近終了，活塞在上止点前开始开启的（如点4）。这样可使进气开始时具有足够大的进气通道截面，使新鮮气体容易进入气缸。活塞向下止点移动，新鮮气体不断进入气缸，当活塞到达下止点再返回时，气缸內压力可能还低于进气管內压力（如在点5前），而且气体还具有一定慣性繼續充入气缸，因而进气門迟关可使充气量增加，但过迟关闭，充入的新鮮气体会被活塞压出，使充量反而降低。在进气門提早开启和排气門迟后关闭的这段时间內，进排气門都是开着的，称为气門迭开时期。这时废气是否会流进进气系統呢？回答是否定的。因为废气具有一定慣性，要繼續往排气門流出，而此时进气門开度較小，在較短的迭开時間內是不会发生这种現象的。但如迭开时期过大，則会发生废气流入进气系統的现象，这样新鮮气体将被染汚，充量亦下降。选择适当的气門提早开启和迟后关闭時間（配气定时），可使废气清除干淨，新气充量增加。对不同的发动机，由于气流慣性等不同，应选择不同的气門提早开启和迟后关闭時間。

在进气或排气过程中，由于活塞移动速度不均匀，气門通道截面亦时时在变化，因此通过气門机构的气体流量时刻在变化，这将引起进气管中或排气管中气体压力的波动，如图1-3所示。

通常是以 r 点的压力 p_r 表示排气压力， a 点的压力 p_a 表示进气压力， r 点和 a 点的溫度分別表示排气終了和进气終了的溫度。

二、换气过程参数的計算

1. 进气終点压力 p_a ：新鮮气体在大气压力 p_0 下，以一定的流速进入气缸的过程中，遇到空气滤清器、汽化器、进气管、气門通道等的各种阻力，因而使进气压力 p_a 低于大气压力 p_0 （图1-3）。进气压力 p_a 是随进气系統中阻力大小及运轉情况而发生变化的。

例如，采用不合适的空气滤清器及其技术状况不好，将使阻力增加很多，而使 p_a 下降可达 $0.04 \sim 0.05$ 公斤/厘米² 或者更多一些。

不应有的进气管轉弯及轉弯半径过小和管道內壁粗糙，都使进气阻力增大，压力下降。

不同发动机在运轉过程中，随着轉速的增加，气体流速增加，因而阻力损失加大，进气压力下降，其下降值 Δp_a 大致与轉速 n 的平方成正比： $\Delta p_a = An^2$ 。

随着发动机轉速的提高，进气压力下降，如图1-4所示。在汽化器式发动机是用节气門开度来調节发动机負荷的，当負荷减少时，即节气門开度减小，此时阻力增大，压力下降，如图1-4所示。100%表示节气門全开， p_a 最大。

根据气体流速。計算进气系統內各部分的压力降

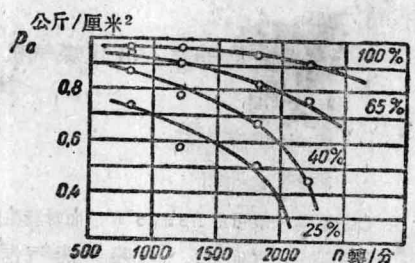


图1-4 进气压力 p_a 随轉速和节气門开度而变化的情形

而求得进气压力是较复杂的，而且计算时假设的条件与实际情况相差较远。因此，对已有发动机的 p_a 值可通过试验来决定，对新设计的发动机可通过与同类型发动机的统计资料来进行选择。

一般汽车用发动机在额定工作情况下，其 p_a 值大致如下：

汽油机	0.75~0.90公斤/厘米 ²
柴油机	0.80~0.93公斤/厘米 ²
发生炉煤气机	0.70~0.80公斤/厘米 ²

由于 p_a 的数值对于发动机性能的影响很大，必须予以正确的估计。当没有掌握许多发动机的结构和参数而不易正确估计 p_a 值时，可用下列公式进行计算：

$$p_a = p_0 \left[1 - \frac{n^2}{513 \times 10^6} \left(\frac{V_h}{f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-3)$$

式中： V_h ——气缸工作容积；

k ——绝热指数， $k=1.4$ ；

φ ——流动系数，对于铸铁进气管全负荷时，

$\varphi=0.7\sim0.8$ ；

f ——气门通路断面积。

不同类型的发动机进气阻力是不同的。柴油机没有汽化器，因而进气压力一般较汽化器式发动机为高；在发生炉煤气机中增加了煤气发生炉、煤气冷却器及煤气滤清器等阻力，因而压力一般较低些。

2. 进气终点温度 T_a ：新气进入气缸后，温度由原来的大气温度 T_0 变化到 T_a 。温度的变化主要是由于：

1) 进气管中的加热——在汽化器式发动机内，为了使燃料与空气形成均匀的混合气，一般都有意的对进气管进行加热以提高新气温度，使燃料蒸发。在柴油机及煤气机进气管内，不存在使燃料蒸发的問題，因此新气在进气管内被加热得较少。

2) 高温机件的加热——气缸内各机件的温度是较高的，如活塞顶温度约在 200°C 以上，气缸壁温度在 100°C 以上，排气门温度达 $700\sim800^{\circ}\text{C}$ ，当新气进入气缸与它们接触时，便受热而使温度提高。

3) 燃料的蒸发——液体燃料蒸发时吸收热量，使新气温度下降。

由于以上三个因素的影响，新气温度由 T_0 变化到 T'_0 ，改变值 $\Delta T = T'_0 - T_0$ 随发动机种类而不同，如：

汽油机及压缩、液化煤气机	10~45 $^{\circ}\text{C}$
柴油机	10~25 $^{\circ}\text{C}$
发生炉煤气机	10~20 $^{\circ}\text{C}$
酒精发动机	80~90 $^{\circ}\text{C}$

大气温度 T_0 一般可取 $273+15^{\circ}\text{K}$ ，而对发生炉煤气机，由于煤气来自发生炉，所以 T_0 取作 $273+(25\sim40)^{\circ}\text{K}$ 。

新气进入气缸后，与残余废气混合而使温度由 T'_0 变化到进气終了温度 T_a 。根据新气与废气混合的热量平衡可求得 T_a 。

热量平衡即在混合时新气所吸收的热量等于残余废气所放出的热量。

$$G_n c (T_n - T'_0) = G_r c_r (T'_r - T_n) \quad (1-4)$$

式中: G_n 和 G_r ——新气重量和残余废气重量;

c 和 c_r ——新气比热和残余废气比热,

T_n 和 T'_0 ——进气终了温度和新气温度;

T'_r ——与新气混合时残余废气的温度。

在近似计算中假定: $c = c_r$ 、 $T'_r = T_r$ (T_r 为排气终了温度); 并以 $G_r/G_n = \gamma$ (γ 为残余废气系数) 代入式1-4得:

$$T_n = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (1-5)$$

一般 T_n 值为: 汽化器式发动机 $\approx 340 \sim 400^\circ \text{K}$

柴油机 $\approx 310 \sim 360^\circ \text{K}$

3. 排气终点压力 p_r : 排气终点压力 p_r , 影响到残余气体的密度; p_r 高, 残余废气量增加, 因此也影响了新鲜气体的充量。所以希望 p_r 要低。由于排气系统阻力影响的结果, 使 p_r 高于大气压力 p_0 ($p_r = p_0 + \Delta p_r$)。排气系统的阻力, 对于 Δp_r 有很大的影响。例如: 当安装有消声器时, 就会使排气压力增大很多, 如图1-5中虚线所示。

消声器把排气瞬时及终点的压力都增大了, 因此必须把排气系统设计得使 Δp_r 变小。如适当的选择排气门及消声器的形状等, 能保证阻力减小。

当发动机的转速 n 增加时, 由于气流速度增加, 流动损失增加, 因此 p_r 也增大。增大值 Δp_r 与转速的平方成正比。

p_r 的精确计算是很复杂的, 对于汽化器式发动机, 节气门全开时的 p_r 可以根据 B.A. 彼得罗夫所提出的经验公式作近似计算:

$$p_r = 1.033(1 + 0.55 \times 10^{-4} n) \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (1-6)$$

式中: n ——发动机的转速。

p_r 值的一般范围为 $1.05 \sim 1.25$ 公斤/厘米²。

4. 排气终点的气体温度 T_r : 增加 T_r 值将减少残余气体的密度, 因而减少了它的数量。 T_r 值决定于压缩比、转速、混合气的成分及燃料燃烧的完善程度等。当压缩比增大时, 由于膨胀充分, T_r 减低。转速增加时在膨胀和排气过程中, 传热的时间减少, 即从燃烧产物中传出的热量减少, 而废气中带走的热量增加, 同时燃料在膨胀线上继续进行燃烧的量增加, 使温度 T_r 增高。 T_r 值变化在 $700 \sim 1200^\circ \text{K}$ 之间。柴油机相当于小的数值, 这是因为柴油机压缩比大, 膨胀充分, 所以排气温度较低。 T_r 也可以用经验公式计算:

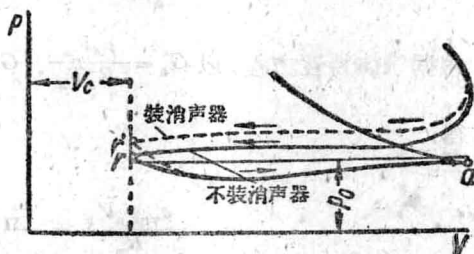


图1-5 装消声器对排气线的影响

$$T_r = \frac{350}{\frac{1.2}{\lg n} + 0.005(\varepsilon - 3) + 0.01(\alpha - 1)} \quad (1-7)$$

式中: n, ε, α ——分别代表发动机的转速、压缩比和过量空气系数。

5. 充气系数 η_v : 充气系数是用来估计进入气缸中可燃混合气数量的, 亦是用来比较不同发动机充气完善程度的一个因数。它的定义是: 实际充入发动机气缸的新气量 G_e (即在 p_a 、 T_a 情况下充入气缸的新气量) 与在理论情况下 (即在 p_0 、 T_0 情况下) 充入气缸工作容积 V_h 的新气量 G_0 之比。

$$\eta_v = G_e / G_0$$

在一般情况下, 实际进气压力小、进气终点温度高, 所以实际充量 G_e 较理论充量 G_0 小, 故充气系数是小于 1 的。

充气系数的计算如下:

根据新气与残余废气混合前后的热平衡方程式:

$$G_a c_{va} T_a = G_r c_{vr} T_r + G_e c_{ve} T'_0 \quad (1-8)$$

式中: G_a, G_r, G_e ——分别代表工作混合气、残余废气、新气的重量;

c_{va}, c_{vr}, c_{ve} ——分别代表工作混合气、残余废气、新气的定容比热;

T_r, T'_0 ——残余废气温度和新气已受热的温度。

根据气体特性方程, 以 $G_a = \frac{p_a V_a}{R_a T_a}$ 、 $G_r = \frac{p_r V_r}{R_r T_r}$ 、 $G_e = G_0 \eta_v = \frac{p_0 V_h}{R_e T_0} \eta_v$ 代入热平衡方程式, 得:

$$\frac{c_{va} p_a V_a}{R_a} = \frac{c_{vr} p_r V_r}{R_r} + \frac{c_{ve} p_0 V_h T'_0}{R_e T_0} \eta_v$$

对四行程发动机, 假定没有气门迟开, 则在排气终点 (r 点) 残余废气所占容积 V_r 等于燃烧室容积 V_c 。

以 V_c 除各项并假定 $\frac{c_{va}}{R_a} = \frac{c_{vr}}{R_r} = \frac{c_{ve}}{R_e}$, 则得:

$$\eta_v = \frac{(p_a \varepsilon - p_r) T_0}{p_0 (\varepsilon - 1) T'_0} \quad (1-9)$$

发动机充气系数越高, 性能越好。充气系数高, 说明进排气系统的设计好。从公式 1-9 看出, 增加进气压力 p_a , 减小排气压力 p_r , 都将使充气系数提高。由于 p_a 乘以 ε , 所以它较 p_r 对充气系数的影响要大些。这主要由于 p_r 的增减仅对 V_c 这部分容积发生影响, 而 p_a 的增减将对气缸总容积 V_a 发生影响, 所以进气压力 p_a 较排气压力 p_r 对充气系数的影响大 ε 倍。因此, 减小进气阻力, 提高进气压力应放在首要地位。

进气温度对 η_v 亦发生影响。进气温度越低, 气体密度越大, 充气系数也就越高。在前面

已叙述过影响进气温度的各因素。在使用过程中应该注意保证一定的水温和适当的进气预热。如果温度过高，将使充气系数下降。当采用浓混合气及汽化潜热较大的燃料(如酒精)，由于蒸发时吸热较多，进气温度显著降低，所以充气系数亦较高。从公式 1-9 不能得到如下的结论：随着 ε 增加，充气系数下降。因为 ε 增加还将影响到残余废气量及缸壁温度而间接影响充气，由于后者影响较大，因此在实际四行程发动机中，随着 ε 的增加，充气系数总是增加的。

在使用过程中，随着发动机运转情况的变化，充气系数亦是变更的。

载荷变更时：在汽化器式发动机，随着载荷减小，节气门关小，进气阻力增大，使充气系数下降。在柴油机随着载荷的变更，进气系统阻力并没有多大变化，只是每循环供油量改变(供油量改变会影响进气温度而使充量改变，但影响不大)，所以，柴油机随着载荷的变更，充气系数将不发生多大变化。

转速变更时：当载荷不变而转速改变时，气流速度变化，在进排气系统中的阻力损失将急剧地改变。随着转速的增加，进气压力 p_a 减小，排气压力 p_r 增加，虽然这时新气与缸壁接触时间缩短而使 ΔT 稍减，但不能抵消 p_a 及 p_r 对 η_v 的影响。充气系数 η_v 随转速 n 的变化关系如图 1-5 所示。

曲线 3 表明 η_v 与转速的关系是：随着转速的升高，充气系数下降。

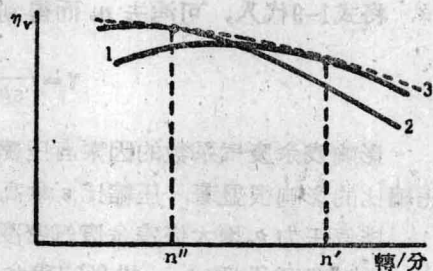


图 1-6 转速及气门定时对充气系数的影响

这根曲线是假定在每一转速下，发动机都是在最佳的气门定时情况下运转的。在实际情况下，发动机是不能按此情况工作的。实际发动机充气系数将按曲线 1 或 2 的形状来变化，这是因为已选定的气门定时只对某一转速最适合。如曲线 2 所选定的气门定时，对较低的转速 n'' 最适合，此时充气系数最高。若转速降低时，气流速度降低，惯性力减小，气缸一部分的充量在压缩开始时，将被活塞推回进气系统中(此时进气门迟后关闭就显得过大)；而且气门迭开时间亦显得过长，将使部分燃烧产物流入进气系统。所以当转速低于 n'' 时，充气系数下降；超过 n'' 时，随着转速增加，气流阻力损失增大，充气系数亦下降。曲线 1 是选定的另一适合于较高转速 n' 的气门定时，充气系数在 n' 达到最大值。曲线 1 称气门定时的高速调整，曲线 2 称气门定时的低速调整；气门定时低速调整适用于低速发动机，高速调整适用于高速发动机。

发动机充气系数的一般范围：

汽化器式发动机

$$\eta_v = 0.75 \sim 0.85$$

柴油机

$$\eta_v = 0.78 \sim 0.92$$

侧置气门的汽化器式发动机由于进气阻力较大，其充气系数偏低。柴油机的充气系数较高，主要是因为进气阻力较小、预热较小。

以上介绍的充气系数范围值不是恒定不变的，它将随技术的发展而发生变化。

6. 残余废气系数 γ ：在排气終了，活塞只到上止点，而在燃烧室容积 V_c 内的废气将不易排掉。所以，每一次从前一循环到后一循环在气缸内总留有残余废气，它染污了新鲜气体

并使充气量降低，使发动机的功率及经济性下降。

残余废气存在的多少以残余废气系数来衡量。即留在气缸内残余废气的重量 G_r 与实际进入气缸的新鲜气体重量 G_e 之比：

$$\gamma = \frac{G_r}{G_e}$$

根据气体特性方程： $G_r = \frac{p_r V_r}{R_r T_r}$ ； $G_e = G_0 \eta_v = \frac{p_0 V_h}{R_e T_0} \eta_v$ 。

将 G_r 、 G_e 值代入上式得：

$$\gamma = \frac{p_r V_r}{R_r T_r} \cdot \frac{R_e T_0}{p_0 V_h \eta_v}$$

假定 $R_r = R_e$ ，并以 $\frac{V_r}{V_h} = \frac{1}{s-1}$ 代入上式，则得 γ 与其它参数之间的关系式：

$$\gamma = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (s-1)} \quad (1-10)$$

将式1-9代入，可消去 η_v 而得到另一型式的关系式：

$$\gamma = \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \cdot \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \quad (1-11)$$

影响残余废气系数的因素有压缩比 ε 、排气温度 T_r 及排气压力 p_r 。在四行程发动机中压缩比的影响很显著，压缩比 ε 愈高，亦即残余废气所占据的相对容积愈小，则 γ 减小。

排气压力 p_r 增大使残余废气密度增加，同时使充气量减小，因此残余废气系数增大。

排气温度 T_r 和 p_r 一样影响残余废气的密度，因此 T_r 提高，残余废气系数则下降。

发动机的运转情况使 p_r 及 T_r 改变，因而影响残余废气系数。

对汽化器式发动机，当载荷增加时，即节气门开大，新气充量就增加，因而残余废气系数减小；当负荷减小时，新气充量减小，所以 γ 迅速增加；当发动机怠速时， γ 达到最大值。

对柴油机，当载荷增加时，这时虽进、排气阻力没有多大改变，但排气温度 T_r 增加了，使残余废气密度减小，因而残余废气系数减小。

当载荷不变，转速增加时，进排气阻力损失增加，使 p_r 增加， p_a 下降，这将使残余废气量增加，新气充量减少，所以 γ 增加。

在燃烧室容积内没有清除作用的四行程发动机中，残余废气系数的数值当全负荷时，在下列范围内变更：

汽化器式或煤气发动机

0.06~0.16

柴油机

0.03~0.06

第三节 压缩过程

发动机中压缩过程的作用是为了提高工作过程的温度，为了保证燃烧产物在实际发动机中有可能膨胀，和创造工作混合气燃烧的良好条件。这样能使热量更好的转变为有用功，并使