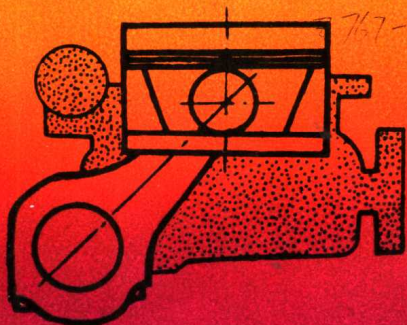


78-5522
NZB

~~78-5522~~
~~NZB~~

276883

~~Z000771~~



《内燃机》专题文集

燃烧过程研究



内燃机杂志编辑部

1978年1月

目 录

内燃机燃烧过程基本研究的进展《内燃机》杂志编辑部 高政冠 (1)

引言(1) 内燃机史前的基础研究(1) 汽油机燃烧问题及其改进(3)
预制混气燃烧反应的机理(6) 汽油机的燃烧与排气污染物(10) 柴油机
燃烧的基本特征(13) 直喷式燃烧系统的放热过程(23) 柴油机燃烧的排
出物(28) 简短小结(34) 附录:柴油机燃烧研究简史(34)

发动机燃烧研究的早期经验(英)H·R·Ricardo文 沈恒谔译 (39)

科学家与工程师(39) 火花点燃式发动机的燃烧速率(40) 爆震机理(42)
抗爆震的燃烧室(43) 坦克发动机的设计(44) 燃料燃烧性能研究(45) 汽
油机燃烧室改进(46)

柴油机放热率及其燃烧本质的研究W·T·Lyn文 亘水译 (48)

引言(48) 探索的途径(49) 一台小型直喷式发动机的放热率(49)
直喷式燃烧室的一个简单的燃烧模型(53) 高速纹影照相与放热率的关
系(54) 尾部放热的热量来源(55) 燃烧室结构对放热图形的影响(56)
讨论(59)

雷卡多研究所关于柴油机燃烧系统研制的实践和认识

.....上海内燃机研究所 裘孔光 (61)

燃烧室的设计(61) 空气和燃油混合过程的理论(64) 燃油穿透和雾化的
计算(67) 喷油系统的试验和发展(70) 空气运动研究(72) 燃烧系统
的发展(77) 彗星型燃烧室(79) 附录1(82) 附录2(87)

柴油机燃烧室设计资料西安交通大学内燃机教研组 林杰伦 (89)

开式燃烧室特点及参数统计(90) 开式燃烧室调试要点(90) 半分开式燃
烧室结构及参数统计(95) ω 形燃烧室(101) 球型燃烧室(102) 盆形燃
烧室(104) 涡流室燃烧室概述(104) 涡流室设计要点(106) 预燃室燃
烧室概述(112) 预燃室计算(114) 预燃室设计调试要点(115)

内燃机燃烧过程基本研究的进展

《内燃机》杂志编辑部 高政冠

引言

作者曾在另一处给出了一个科学技术进程的简化模型^{*}，并且指出在工程设计中采用数理模型先期分析，可以在数理模型上既不需化出多大代价而又能非常随意地更动方案结构参数，并根据预测到的性能结果来改进设计方案，因而进程快，效率高。而由于模拟实验技术总是与理论交织在一起，要进行数理模拟，科学理论起着极大的指导作用，这种指导作用是由所谓工程分析或应用研究这一环节来完成的。

该文也曾指出，应用研究一般从观察方案实施中呈现的有关现象开始，并将它与已知的现象或已知的定律、理论所包含的现象相比较，形成某种想法或假说，认为所关心的现象可以归于某种定律、理论或它们的结合。然后作出与这些定律、理论相联系的实验和量测以证实原来的设想。如果设想得不到肯定，就得回过头去修改设想，采用或补充另一些定律、理论；如果得到证实，就可

以用来构造具体现象的数理模型，并在随后的工程方案实样试验中予以考核。

在内燃机燃烧系统设计中，借助于数理模型上的先期分析，也可以比凑试法取得更好的效果。而为了构成内燃机燃烧的数理模型，同样需要开展工程分析或应用研究工作，本文所谓基础研究，指的就是这些。

因此，本文涉及的主要乃是：(1) 与内燃机燃烧现象有关的诸机理模型；(2) 这些模型对设计工作的实际指导意义；以及特别是(3) 构成这些机理模型的研究方法和进展情况。

下面将看到，由于内燃机燃烧现象是种类特别繁多的定律、理论交互结合而成的具体体现（定律₁ × 定律₂ × … 定律_n → 具体内燃机燃烧方案中的现象），所以要得到既简便可用又逼近实际的机理模型，就特别需要进行机理模型构成前的观察、假说以及相应的实验、量测工作。

一、内燃机史前的基础研究

在 Watt 之后，蒸汽机的广泛使用曾要求进一步改进蒸汽机。考察这种当时颇为新

颖的结构中所呈现的新现象，可以看到工作介质从高温热源接受热量，在膨胀中将膨

^{*} 高政冠：“内燃机强度设计中的理论探索和应用研究——兼论一个科学技术一般进程的简化模型”，1977年内燃机结构强度讨论会论文集

胀功传至活塞，并向低温冷源（如大气）排出热量。同时，为了能不断工作，活塞应返回原处，而工质也必须回到初始状态。进一步的研究使 Carnot 在 1824 年给出了对热机本质的认识，按他的意思，犹如当水从高水位流到低水位时就推动了水车，一个在量的方面不变的热量从高温传递到低温就有做功的结果，并且所做的功正比于 $(T_2 - T_1)/T_1$ （温差除以末温），且与工作介质无关。

Carnot 在这里仍沿用着热质学说，即“动力的发生不是由于蒸汽机中热质的消耗，而在于热质从热物体向冷物体传递”。但只要把不变的热量 Q （热量）代之以 Q/T （熵），他的一般考虑仍为有效。而熵概念的引进，就不仅由于把熵看成是能量利用的“无效因子”而使 Carnot 的结论能表达得更为简洁（对于给定的热源能量，冷源的熵增加愈大，能量的失效程度也就愈大），并且使熵成为一个更普遍的概念，而熵原理（一个孤立系统的熵是不会减少的）也就成为自然科学中普遍定律之一。Carnot 定律和熵原理形成过程表明，在既有定律或理论不能胜任解释新结构中所见到的新现象时，将会导致新的现象描述定律或新的阐述理论的产生。

随后，在蒸汽机结构的基础上，结合应用到燃气燃烧膨胀现象，出现了 Lenoir 煤气机（图 1）。活塞从下止点起吸进燃气，在向上止点运动的半途处点燃，因燃烧而使压力升高到 4~5 个大气压，由此产生的膨胀在同一行程中用来推动活塞。它的循环效率还很低，不超过 3~4%。

内燃机的进一步改进，就大大受益于

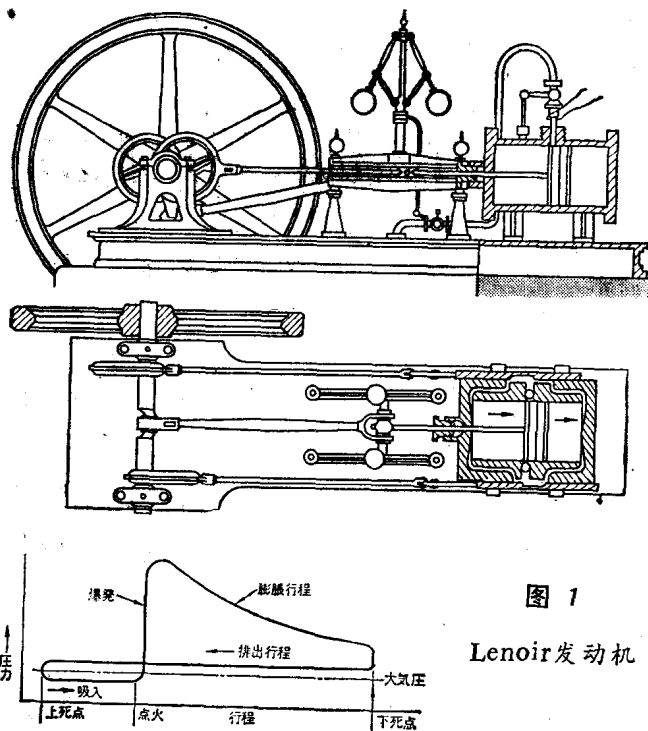


图 1

Lenoir 发动机

Carnot 定律。该定律指出：“为了得到所发生的很大的推动力，气体的温度首先应当尽可能地高一些，根据同样的原理，冷却也应当加甚”。因此，很早以来就有许多人致力于将燃烧前的混气进行压缩从而来提高它的性能。结果是，随着四冲程循环的出现（1873~83），可燃混气的压缩成为现实，一开始就在 2.5 的压缩比下得到了 10~12% 的循环效率。随着压缩比的继续提高，到 1894 年就已获得效率为 20~26% 的试验结果了。

燃烧前进行压缩的这种作用，正可以通过能量守恒定律和熵定律的具体应用而得到明确的估计。例如在图 2 所示的各循环中，都假定它们收受相同的热量，这可以在温—熵图中由面积 $A-2-3-B-A$ （没有压缩时）、 $A-2-3-B-A$ （低压压缩时）或 $A-2'-3'-B'-A$ （高压压缩时）来代表。在循环中向冷源排出的热量则由面积

A—2—4'—4—B—A
(没有压缩时)、A—
1—4—B—A (低压
缩时) 等所代表。按能
量守恒定律, 假定循环
可逆, 则循环过程所作
功可由收受和排出的热
量之差, 即图 2 上面的
2—3—4—4'—2、
图 2 下面的 1—2—3
—4—1 (低压缩时)
和 1—2'—3'—4'
—1 (高压缩时) 来代
表。由图可见, 压缩比
愈高, 在相同的吸热下,

从而使做功增加。此外, 图 2 中也显示了因
循环中膨胀不足所导致的损失 (例如在曲拐
内燃机中, 膨胀不能伸展到背压之下, 而在
类似如图 3 所示的那种快速活压机中, 膨胀
则可完善到接近或低于背压), 这种损失由
图 2 上面的 4—5—4'—4 及图 2 下面的
4—5—1—4 (低压缩时) 或 4'—5'—
1—4' (高压缩时) 所代表。由图可见,
压缩比增大时, 此项损失也减少。

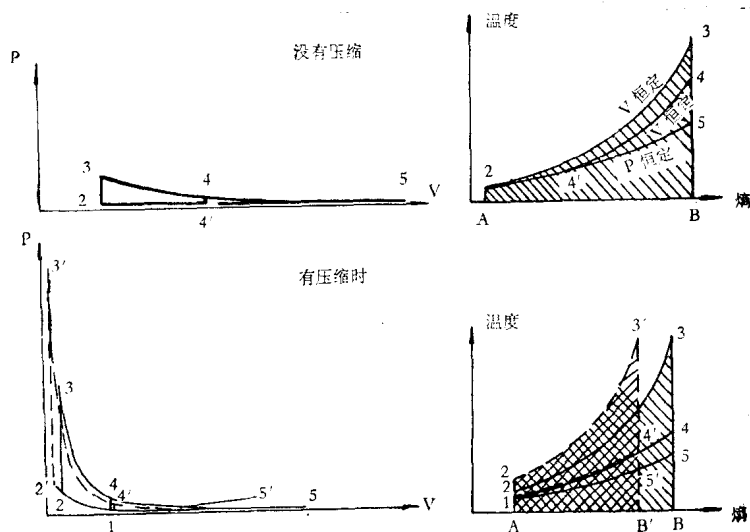


图 2 对燃烧前的混气进行压缩的作用

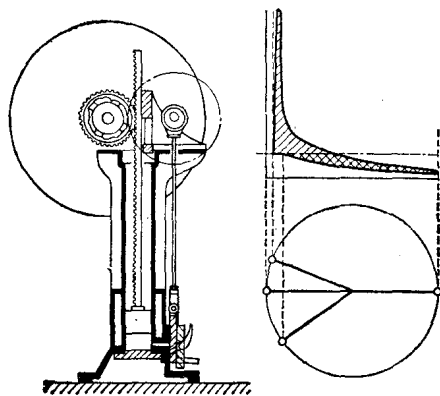


图 3 Otto & Langen 发动机(1867~68)

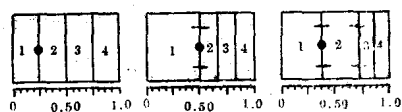
二、汽油机燃烧问题及其改进

1、气缸压力与火焰传播之间的联系

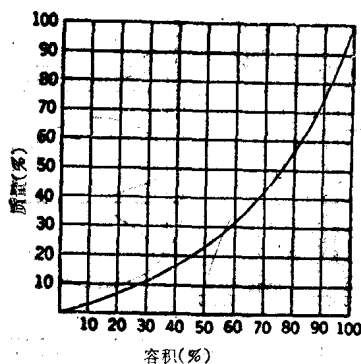
在汽油机出现初期, 人们已认识到汽油机所以能够做功, 主要是由于气缸中的油气发生燃烧而使气缸充量的温度和压力大大增高所致。这种温度和压力的增长可进一步设想为将与燃烧历程相联系。为了便于观察和了解这种联系的具体情况, 可以用一玻璃管

代替实际气缸, 玻璃管一端设有火花塞, 管内置放示功器, 来实验、量测点燃后的燃烧现象与压力升高 (从而温度升高) 之间的关连。随着高速摄影技术的发展, 人们则能直接摄下气缸中的燃烧现象, 并与相应的气缸压力波比较。实验表明, 在点火跳起火花后, 稍经延滞, 产生一稳定的呈兰色的前进焰面, 伴随着呈桔黄色的释热前锋, 扫过整个燃烧室 (鉴于焰面中存在着导电离子, 故

也可用电离探针检出火焰到达时的通电脉冲信号,由此测出火焰到达探针位置的时刻和火焰传播速度)。根据这种观察,可以建立起大致如图4(a)所示的火焰传播模型(图中忽略了活塞的运动);视油气为若干等分单元,自第一单元被点燃起,逐次传播到其它单元,而每一单元均受到正在燃烧的单元的压缩而随时处于不同的温度、压力状态下。实验表明,已燃混气在质量上所占比例与在容积上所占比例,有着如图4(b)所示的关系。



(a)



(b)

图4 汽油机中的火焰传播

发动机燃烧室中的压力升高是活塞运动和燃烧的总结果。使用高速摄影及气缸压力记录,减去由于活塞运动所致的压力增长部分而给出仅由燃烧所引起的压力增长,最后就得到了如图5所示由燃烧引起的压力增长比例与已燃烧质量比例随曲轴角的变化。这个结果清楚地显示了火焰传播与压力升高之间的密切关联,而使人们可以从火焰传播方面的具体措施来解决压力升高方面提出的需要。

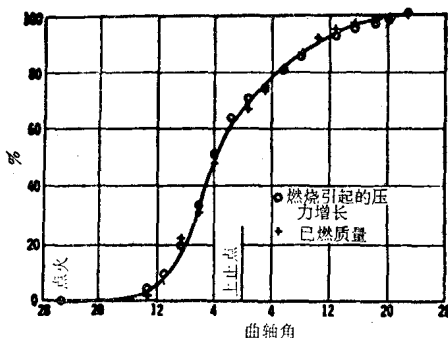


图5 在等容下由燃烧引起的压力增长与已燃烧质量的关系

这样,汽油机的循环效率和粗暴度(由压力升高率所决定)就可以通过火焰扩展速度即放热率的快慢及其相对于上止点的位置这个基本环节,而与许多能够影响此环节的具体设计控制参数相关连(汽油机理想效率基于上止点时的瞬时放热。如果瞬时放热发生在上止点之后,燃气的膨胀比将减小。如果瞬时放热在上止点之前,燃烧混气将被先被压缩、后再膨胀到与燃烧发生时刻相对称的位置,膨胀比因而同样减小。既然燃烧需要有一个历程,有部分混气就会在效率低于上止点时放热。如果放热率分布情况及着火时刻已经给定,则总的循环效率就可得出)。于是,根据上述燃烧机理模型,可以很清楚地看到如何通过更动有关设计参数,例如,由更动火花塞在燃烧室中的位置或燃烧室的形状(如图6所示例)来改变火焰扫过燃烧室的快慢,或者由更动点火时刻以改变燃烧位置是否靠近上止点,从而来调整发动机的循环效率和粗暴度。

按上述机理,为了大幅度增加汽油机的单位时间做功次数(即增加其转速),就必须加速气缸内的火焰传播速度。根据既有理论,火焰传播速度主要与混气的化学反应速率有关。在玻璃管燃烧器中已经注意到,当混气较浓、压力温度较高时,火焰加快传

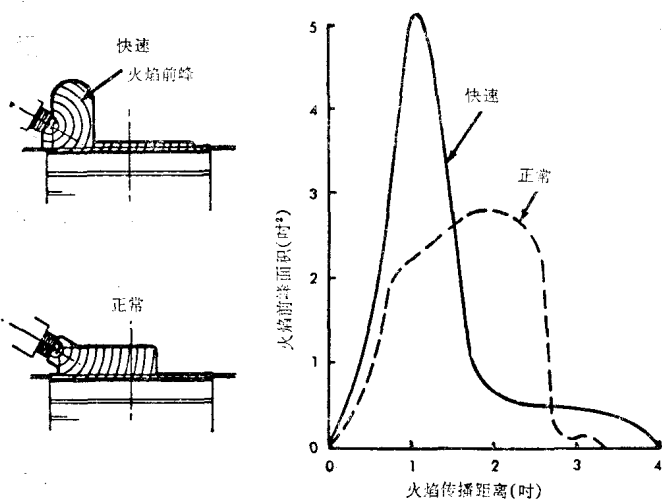


图 6 不同燃烧室的火焰前峰面积曲线及气缸压力曲线

播。当混气比比理论比浓10%左右时，火焰速度最快。一些细心的观察也曾指出，在发动机气缸内得到的压力升高率要比同容积的固定燃烧器中所得压力升高率大得多。Hopkinson 将这一现象推测为发动机活塞运动加强了混气的紊流状态，从而加速了火焰的扩展所致，并认为可用已燃与未燃部分换热能力对火焰传播速度的影响来解释。为了证实这一点，他在燃烧器中特意用风扇造成程度不等的紊流，并观察相应燃烧的快慢。实验表明，随着紊流程度的加强，燃烧得到加速。显然，改善活塞运动所产生的紊流，或者利用进气诱导紊流，可以适应发动机转速的大幅度增长。

2、压缩比提高与爆震

汽油机诞生不久，Carnot 定律马上用来指明增大压缩比是提高其循环效率的有效途径。然而，压缩比的继续提高很快因出现爆震现象而受到限制。

观察爆震时的气缸压力波，它起初与正常燃烧压力波完全一样，直到后来才突然发生很急剧的压力增长这个特征现象。在爆震时局部温度大大升高，严重时导致活塞、

缸头及排气阀损坏。鉴于压力升高与火焰传播之间的关连，并联想到混气受压缩升温时的自燃现象，可以假说爆震是由于气缸中未部未燃混气受已燃混气压缩，在火焰到达以前发生自燃而产生的爆炸波所引起(图7)。为了验证这个假说，Ricardo 把对着火花塞的末部混气一端的示功器的通道闷住以减少末部气体量，结果爆震倾向比闷住通道前有所减弱。若将通道冷却，冷却愈好，爆震倾向也愈弱。这个实验以及以后在爆震时摄得的燃烧照片支持了上述假说。

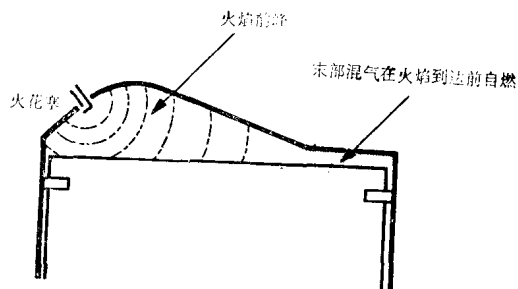
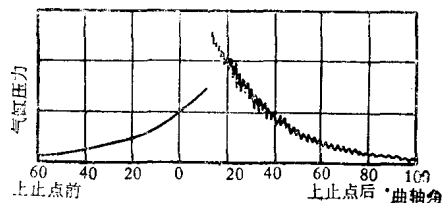


图 7 汽油机中末部混气的爆燃

一旦清楚地看清爆震的机理，就可以由火焰到达前的混气发生自燃这个基本环节看出许多原来难于想到的设计上的可控因素。例如，可以通过燃烧室结构（参见图6的速燃型燃烧室示例）、火花塞位置或紊流组织状况来缩短火焰传播路程或加快火焰速度，从而使末部混气在发生自燃之前就有火焰

到达。又例如可以冷却末部混气以抑制自燃。这些考虑曾导致了著名的 Ricardo “紊流燃烧室”的产生，它能在免除爆震的威胁下，使压缩比从第一次大战末的 4:1 提高到 4.8:1（当时汽油的辛烷值为 45~50），并随汽油质量的改进在 1935 年间进一步提高到 6:1。

三、预制混气燃烧反应的机理

1、燃烧的化学平衡与燃烧产物

一种碳氢燃料与空气作完全燃烧的反应可简单表述如下，示例中燃烧系排气污染试验用的标准混合燃料：

$C_7H_{13.02} + 10.255O_2 + 38.6N_2 \rightarrow 7CO_2 + 6.51H_2O + 38.6N_2$ 。此时，空气燃料重量比为 14.5/1，即为理论混合比。

为了进一步考虑燃烧产物，先假定氢因为比较活泼而首先与氧化合成水（我们不容易确定氧气在燃烧时按何种比例与氢或碳化

合）， $H + \frac{1}{2}O_2 = \frac{1}{2}H_2O$ 。碳然后转变成一氧化碳，如果还有足够的氧则随之再变成二氧化碳： $C + \frac{1}{2}O_2 = CO$ ， $CO + \frac{1}{2}O_2 = CO_2$ 。这样，如果空气不足，则在燃烧产物中会出现一些 CO 和 H_2 ；如果空气过多，则产物中可以发现 O_2 ，例如图 8 所示。更深入的研究表明燃烧产物也按所处的温度和压力状态而变动。

对燃烧产物即排气成分的关心一开始在于用作测定混气空燃比的手段，近来则随环境污染问题的出现而进一步受到重视。如此处所示，这方面的研究最初是从简单的化学热力平衡方面着手，在建立了燃烧过程的链反应图景后，才得到更细致的考察。而燃烧的链反应图景主要是在爆震的自燃机理的探究中得以发展。

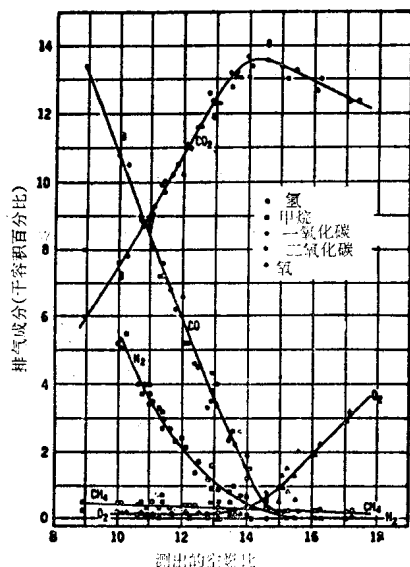


图 8 排气成份与空燃比，燃料为 C_8H_{17}

2、混气自燃的化学历程

在研究爆震时，人们注意到用苯作燃料，发动机不易爆震；若使用煤油，则爆震严重。二十年代初，Midgeley 经过多年对二万余种化合物的凑试试验，发现四乙铅有很显著的抗爆作用：在 200,000 个煤油分子中加入一个四乙铅分子所起的抗爆作用与在煤油中混合 25% 容量的苯所起的效果相当。

燃料及其添加剂影响爆震的机理如何？

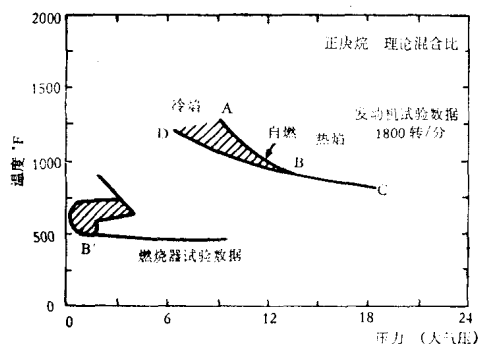
这个问题的解决对于弄清影响爆震（即末部混气自燃）的临界化学因素从而通过控制这些因素以利于掌握爆震有很大的意义。为此，在不同的燃料和有无添加剂状态下，人们通过在不同曲轴角定时下开启的取样阀，分析取得的采样，从而来考察气缸末部混气在爆震前的化学变化。实验表明，爆震前化学变化生成的稳定中间产物有过氧化物和醛类（主要是甲醛），其浓度随四乙铅的存在而降低，随压缩比的增加而增加。若向气缸引入较多的过氧化物，爆震倾向加剧；若引进较多的甲醛，爆震降低。这就表明，爆震的出现与火焰到达之前末部混气中过氧化物的浓度有关。

为了利于研究末部混气的状态，在倒拖的发动机上，使气缸中混气处在与发火的气缸中末部混气相仿的压力温度状态下。如果倒拖时不引入燃料，气缸内仅存在空气，则所得气缸压力基本上对于上止点为对称。如果在倒拖的气缸中引入燃气如庚烷，则所得气缸压力线在上止点后会偏高些，它显示了有某种焰前反应出现。与焰前反应相随，有时还能见到微弱的兰光，称之为冷焰。在不同进气压力下改变压缩比，并用光电管及示功器检测冷焰的出现时刻及相应的气缸压力，然后将压缩比继续提高，直到出现自

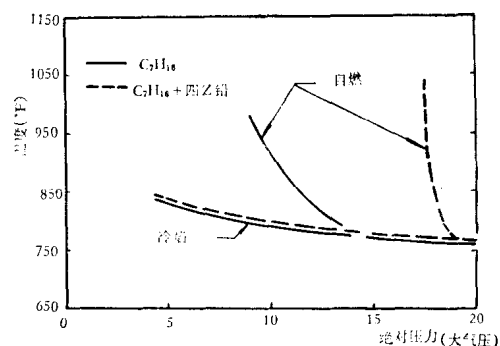
燃。所得冷焰出现时及发生自燃时的压力和温度可重新整理如图9(a)所示。为了便于比较，图9(a)中还示出了不是在倒拖气缸中而是在燃烧器中所得的结果。

以庚烷为例，其燃烧可用总结果表达式 $C_7H_{16} + 11O_2 \rightarrow 7CO_2 + 8H_2O$ 描述。但是，要一个庚烷分子同时碰到11个氧分子，这种几率是相当小的，反应似应有中间步骤。实测表明，随着温度增高，首先生成有机过氧化物： $C_7H_{16} + O_2 \rightarrow C_7H_{15}OOH$ ，即 $ROOH$ 。然后，迅速增加的过氧化物一方面分解形成氢氧基： $ROOH \rightarrow RO' + OH'$ ，且其中一些活性基重新组合形成过氧化氢 H_2O_2 ；另一方面则热解生成相对不活泼的醛类、酮类和烯炔： $ROOH + \text{热} \rightarrow \begin{matrix} R-C-H \\ || \\ O \end{matrix} + \begin{matrix} R-C-R \\ || \\ O \end{matrix} + R-CH=CH-R$ 。在这过程中出现冷焰（图10）。一些研究表明，冷焰至少可归之于甲醛分子的激发辐射。

曾经观察到，用氢作燃料，爆震增加。一方面可以假定用氢和用碳氢燃料时引起的爆震应归之于相同的化学反应原因；另一方面就氢而言，这种反应只能在含有氢和氧的简单物之间进行。因此，可先用氢来代替碳氢燃料从而便于着火前冷焰现象的研究。结果发现，其反应中存在自催化作用。就碳氢



(a) 在倒拖发动机上和燃烧器中所测得的冷焰和自燃界限



(b) 四乙铅对自燃界限的影响

图9 燃料出现冷焰和自燃的温度—压力界限

燃料而言，也许亦是因为氢氧基的存在而引起反应的自催化作用，亦即，它们作为链反应的活性中心而引起低温区自燃。这种想法的一个辅证是不含氢的燃料如一氧化碳很少爆震，当它缩去水汽后，爆震更微。实验表明，碳氢燃料在冷焰期末了由于链锁反应而形成了大量的 OH' 及 HO_2' 基，引起过氧化氢的急剧增加，最终导致自燃爆震。

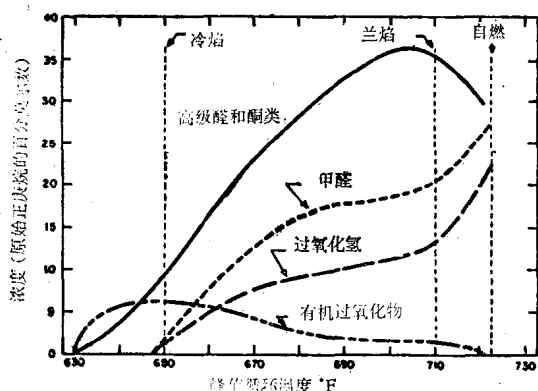


图 10 倒拖发动机上中间产物浓度
燃料：庚烷 燃空比：0.033

在燃料中引进四乙铅后，过氧化氢明显降低。鉴于四乙铅对氢燃料亦有抗爆作用，此时仅可能有 OH' 、 HO_2' 、 H' 等基团来与铅作用。因此可以设想，抗爆剂在碳氢燃料中主要在于使有机过氧化合物分解所生的基团去活，从而中断了形成过氧化氢的链反应。这在发动机上表现为燃料的自燃界限向高温区移动，如图9(b)所示例。

3、预制混气自燃的物理表现与滞燃期

与对混气自燃化学历程的探究相平行，人们也很早通过突然压缩使混气一下子保持于某种确定的温度压力状态，由此来考察变动温度压力状态对自燃的影响，了解混气自

燃的物理表现。图11(a)所示的记录清楚地显示了混气在自燃之前有一段诱导期，或称滞燃期。由图11(a)和(b)可看到所处温度愈高，滞燃期就愈短，可由此想到这是因所处温度

T 对燃烧反应率 $\frac{dq}{dt} = A e^{-\frac{E}{RT}}$ 的影响所致。

简单设想放热会升高温度： $\frac{dq}{dt} = C \frac{dT}{dt}$ ，而温度上升又反过来加速反应过程，这样有

$\frac{dT}{dt} = \frac{A}{C} e^{-\frac{E}{RT}}$ 。由此式的积分可知温度（从而压力）随时间在后期激增并几乎瞬时完成，而瞬时爆发前即诱导期内的反应量所占比例甚微。显然，测得的诱导期可以用来确定燃料燃烧反应的温度系数 $\frac{E}{R}$ ，从而活化能 E 。

基于上述考虑的热爆炸理论出现得较早。在建立了自燃的链反应化学图景后，应对自燃物理表现机理的阐述予以相应的扩充。设 n 为任一瞬时的活性分子数，而每单位时间由热碰撞所产生的活性分子数是 n_0 。此外，由于存在分子反应链，有 βn 个活性分子把它们相当大的能量直接输与非活性分子，而在这过程中同时又再产生 η 个活性分子，使反应辗转持续下去。又设 αn 是能量已经散逸了的分子数。于是活性分子数 n 的变化率为 $\frac{dn}{dt} = n_0 - \alpha n + \eta \beta n$ 。要是 $\eta \beta > \alpha$ ，

$$\text{则 } n = \left(N + \frac{n_0}{\eta \beta - \alpha} \right) e^{(\eta \beta - \alpha)t} - \frac{n_0}{\eta \beta - \alpha}。$$

亦即， n 将随时间作指数地自行加速，并最终导致爆炸。在这里，热量只是反应的结果，而在热爆炸场合，热量既是反应的结果，又是反应的原因。

总之，由于温度以及压力和浓度（空燃比，参见图11(c)）均影响反应率，因而就成为滞燃期长短的控制因素。滞燃期 τ 与温度

T 和压力 P 的关系可用下式表达:

$$\tau = A e^{\frac{E}{RT}} / p^n \quad (1)$$

式中 A、n 和活化能 E 对一定的燃料为常数, R 则为气体的普适常数。

由于发动机循环中温度 T、压力 P 是时间的函数, 设着火是在反应积累到某一临界值 $(X)_c$ 时发生, 并假定反应率在滞燃期 τ 内几乎恒定: $\frac{d}{dt} \left(\frac{(X)}{(X)_c} \right) = \frac{1}{\tau}$ (τ 愈短说明反应率愈剧烈)。这样, 当

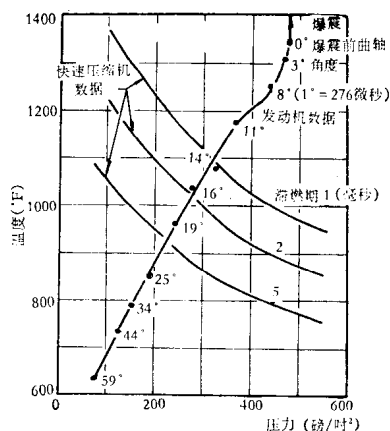
$$\frac{(X)}{(X)_c} = \int_{t=0}^{t=t_e} \frac{1}{\tau} dt = 1 \quad (2)$$

时, (X) 达临界值 $(X)_c$ 而发生着火。从已知的 τ 与 P、T 的关系以及运转中 P、T 的变化, 由上式可以判断在发动机运转工况下混气是否会发生自燃, 也可以确定实际滞燃期的长短。

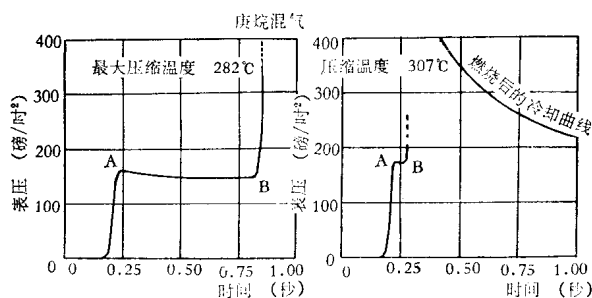
这样, 与温度和压力相并列, 滞燃期也是决定混气是否着火的重要参数。比较一下发动机倒拖时所得及在燃烧器中所得的着火界限 (图 9(a)), 可以看到前者所需的压力和温度较高。其原因就在于在发动机循环中可用作滞燃期的停留时间太短, 而使着火界

限移向滞燃期要求亦可较短的高温高压区 (图 11(b))。

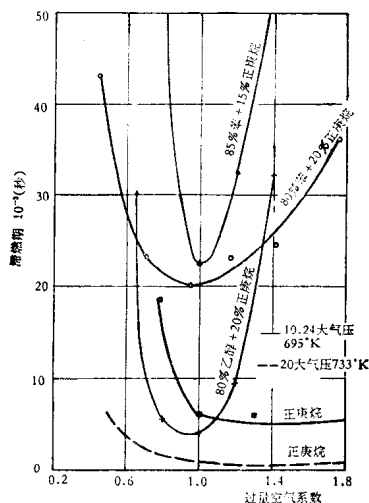
混气自燃理化机理的研究不仅促进了燃料的改进和爆震问题的进一步解决 (例如 1926 年汽油的抗爆性能以辛烷值表示为 57, 平均压缩比约 4.5:1; 到 1970 年辛烷值已达 96, 平均压缩比提高到 9.4:1), 而且为内燃机燃烧系统中的其它问题如排气污染、柴油机燃烧粗暴性及低温起动性的研究打下了坚实的基础。



(b) 滞燃期与着火界限: 发动机和快速压缩机数据



(a) 滞燃期



(c) 混气浓度对滞燃期的影响

图 11 混气自燃的诱导期

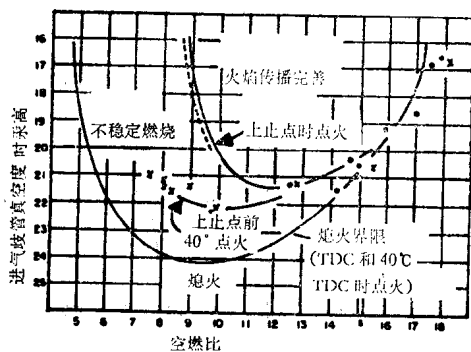
四、汽油机的燃烧与排气污染物

1、排出物形成机理

(1) 碳氢排出物与壁面淬冷

人们曾觉察到碳氢物排出量在汽车减速或空转时大大增加。为了了解其原因,首先在不同的进气真空度及空燃比下观察相应的碳氢排出物含量及火焰传播状况。可以看到,当工况逐渐接近熄火界限,例如在很高真空度或过浓混气下,火焰传播支离破碎,燃烧不完全,氧气大量排出,燃料在低温下未能燃尽而使碳氢排出物大大增多。图12给出了火焰传播完好、不完全及熄灭时的空燃比及进气真空度界限(图中虚线表示在这些过浓混气下在排气中可以发现火焰)。当混气过稀或过浓时,不完全燃烧所致的碳氢排出物将会很多。然而,在正常运转工况下看到的碳氢排出物又来自何方?

在观察框于两块板面或置于一管子内的预制混气的火焰传播情况时,曾注意到如果



发动机转速: 1000转/分 燃料: 异辛烷

压缩比: 6.7 点火定时: 上止点和上止点前 40 度

图 12 在不同空燃比及进气真空度下的火焰传播状况

板面之间离得很近或者管子很细,火焰会无法传播。显然,由于壁面的存在,一方面冷却了与壁面贴近的薄层混气,另一方面也导致断链反应,从而减缓甚至停止了反应的继续,以致使贴近壁面的火焰难于传播。通过改变板面之间距离或管径,可以测出妨碍火焰传播的临界淬冷区厚度,並由此可以考察混气温度、压力、浓度及壁面温度对该淬冷厚度的影响。

可以回忆起在汽油机正常燃烧研究中,为了确定火焰传播与压力增长之间的关连,曾注意到当火焰峰开始碰到燃烧室壁面时存在某种能量损失,这种损失无法仅用火焰紊流加快了与壁面之间的热交换来解释。还注意到与此同时发动机也排出许多碳氢物。也许,那种壁面淬冷效应是其共同的原因。

对燃烧室壁面处火焰状况所作的放大摄影表明火焰在壁面贴近处留下一段未反应混气的黑区,其厚度视发动机运转工况而处在0.002~0.015时之间。根据此淬冷层数据,可以计算出发动机燃烧完成时淬冷容积与总容积之比,这个数值与发动机上实测到的碳氢排出物相对浓度非常一致。这就表明:在一般工况下发动机碳氢排出物主要是由于燃烧反应在厚度为几十微米左右的壁面薄层处淬冷所致。

(2) 一氧化碳

前面已提及,一氧化碳是碳氢燃料的中间产物。图8已表明混气过浓时,排气中CO增加,且变动的斜率是很陡的。

(3) 一氧化氮

一般说来,在燃烧过程所达到的高温状

态下，氧分子发生分离： $O_2 \rightleftharpoons 2O$ 。然后与空气中的氮发生如下的链反应： $O + N_2 \rightleftharpoons NO + N$ ； $N + O_2 \rightleftharpoons NO + O$ 。如此，在燃烧高温下形成一氧化氮（NO），并保持至膨胀和排气行程，直到进入大气后再与更多的氧形成二氧化氮（NO₂）及其它氮氧化合物。

有人直接测定了高压燃烧容器中氢和空气燃烧时一个焰面临近处的 NO 生成率，如图13所示，图中时间轴零点表示焰面正巧通过该测点。这个测定结果表明，NO 的生成主要在于焰后的燃烧产物中。并且 NO 一旦形成，在膨胀期间就难于减少。

(4) 醛 类

在爆震机理研究中已经知道，甲醛是碳氢燃料发生低温焰前反应部分氧化时的产物。对于焰前区域的任何淬冷（例如冷壁所致），都将促使醛类形成并一直保持到排出发动机。图10所示测定表明在混气发生自燃之

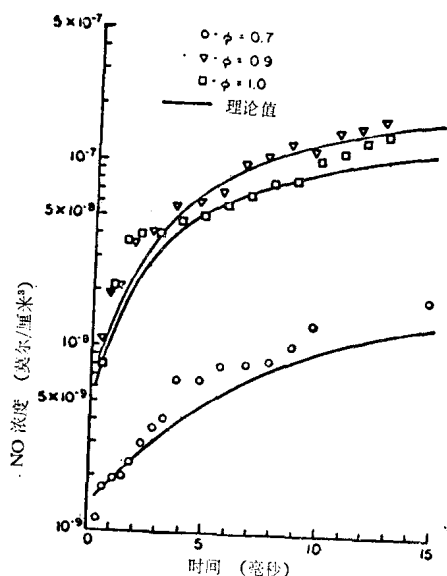


图 13 当混气比为 0.7、0.9(较稀)及 1(正确)时 NO 的实测生成率，相应的压力为 240、325、340 磅/吋²

前醛类的浓度是很高的。

2、从排出物形成机理看其控制途径

(1) 空燃比对碳氢排出物的影响

由于空燃比影响到淬冷层厚度（图14中曲线①），又影响到淬冷区燃料浓度（曲线②），因而就影响到燃烧室中 HC 的形成量

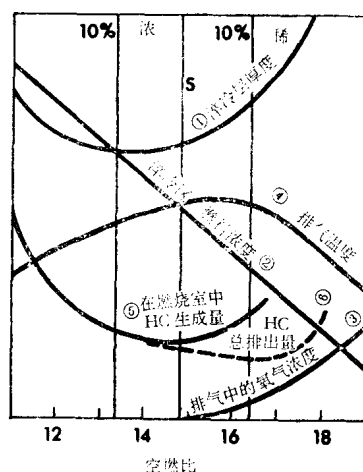


图 14 空燃比对碳氢排出物的影响

（曲线⑤ = 曲线① × 曲线②）。此外，由于空燃比也影响到排气中的氧气浓度（曲线③）以及排气平均温度（曲线④），所以进一步使 HC 排出物因在排气系统中的再反应（当具有足够的 O₂ 且排温超过 1200°F 时）随混气变稀而降低，其总的效果就如曲线⑥所示。

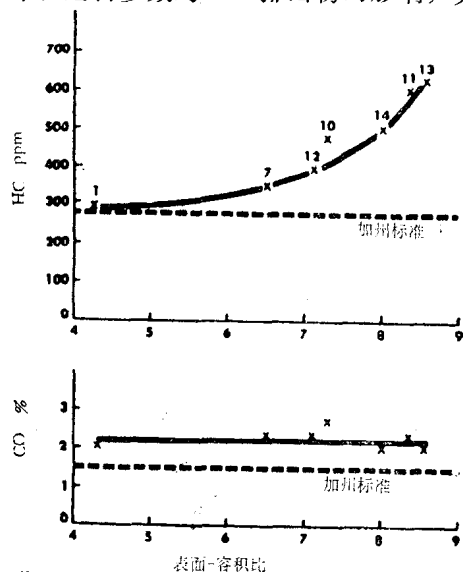
(2) 点火定时对 HC 排出量的影响

这样，延迟点火，可增加排气温度，从而促使 HC（以及 CO）的再氧化，故有利于 HC 的降低。

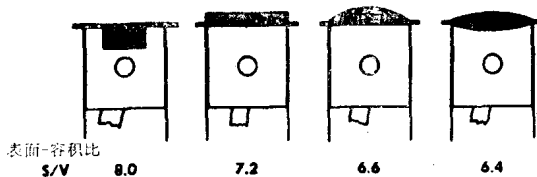
(3) 燃烧室表面积与容积比对碳氢排出物的影响

鉴于碳氢排出物主要由燃烧室壁面淬冷所致，减小燃烧室表面积的效用应是很显著的。图 15(a) 示出了实际结果，並表明表面积大小对 CO 则不起影响。显然，燃烧室表面积容积之比 (S/V) 可以用来阐述不少设计和运转参数对 HC 排出物的影响，其中包

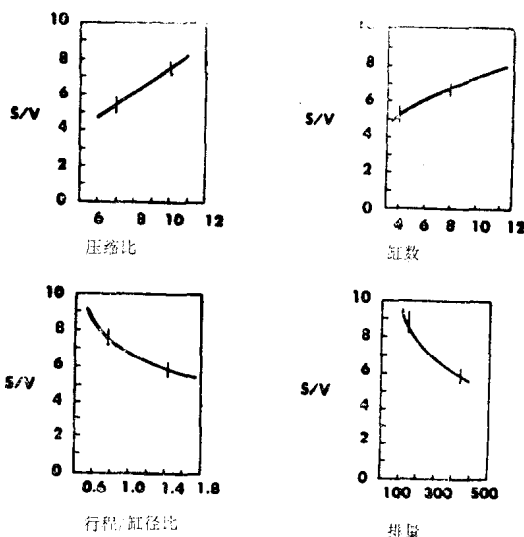
括燃烧室形状、压缩比、冲程缸径比、缸数和排量等，如图 15(b) 和 (c) 所示。



(a)



(b) 缸径 4 吋，排量 30 吋³， $V=1$ ，压缩比 9:1



(c)

图 15 表面容积比对 HC 排出量的影响 (a) 以及燃烧室结构、压缩比、行程缸径比、排量对表面容积比的控制 (b 和 c)

(4) 空燃比对 NO 的影响

空燃比既影响到燃气温度，也影响到燃烧过程中氧的充裕程度。理论上，混气当量比从 1 变会 1.1，会使最高循环温度上升 100°F ，而氧的浓度降低 50%。图 16 表示了空燃比对 NO 浓度的影响，图上三根曲线代表着三种不同的负荷因而三种不同的燃烧峰值温度状态。混气如果很浓，燃烧峰值温度及氧的浓度均下降，使 NO 降低。如果混气稀于 15.5:1，

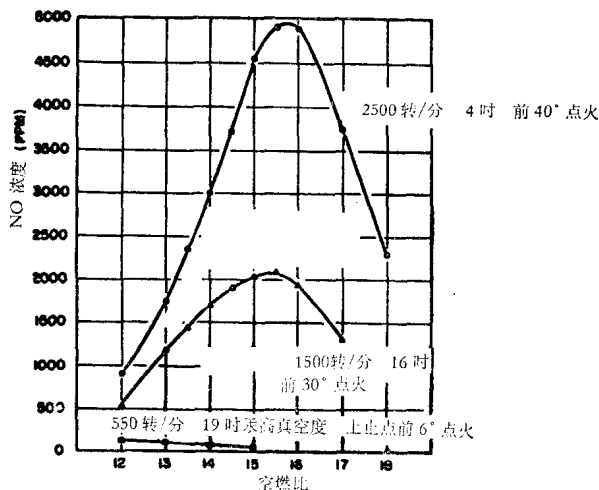


图 16 不同负荷状态下空燃比对 NO 排出量的影响

由于氧浓度增加而导致的 NO 增加开始被燃烧温度的下降而导致 NO 生成率的减慢所掩盖, 结果混气很稀时 NO 也下降。

(5) 点火定时对 NO 的影响

不同的点火定时影响到循环时达到的压力和温度, 从而也影响到 NO 的生成。点火愈提前, NO 浓度愈大。

(6) 进气真空度对 NO 的影响

进气真空度增加, 会导致负荷和最高循环温度的降低, 从而使排气中 NO 浓度减少。

(7) 排气再循环对 NO 的影响

利用排气再循环可以提高充量的热容量, 从而降低燃烧温度而使 NO 浓度减少。如图 17 所示, 5% 的排气再循环可使 NO 最

高浓度从 2330PPM 降低到 1400PPM。15% 的再循环可使 NO 进一步降低到 480PPM。

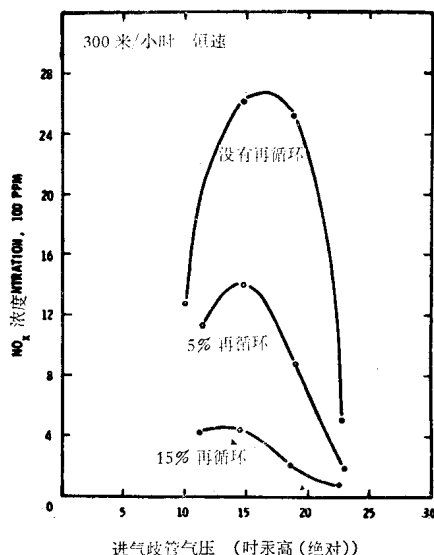


图 17 不同的排气再循环率对 NO_x 的影响

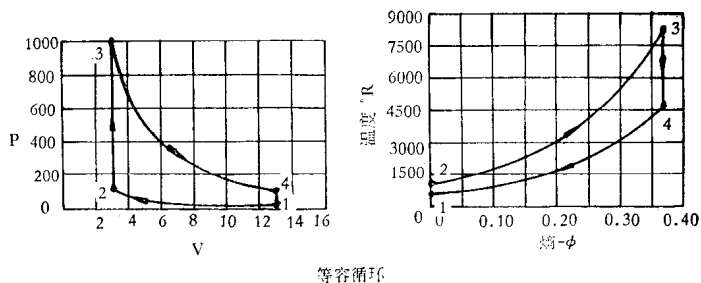
五、柴油机燃烧的基本特征

1、压缩比与投入炽热空气中燃料的压缩着火、以及爆发压力的限制与等压扩散燃烧

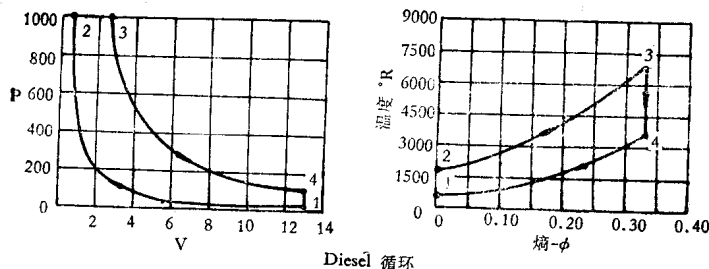
在汽油机上继续提高压缩比, 混气容易在很高的压缩温度下发生过早自燃, 在实际上难于实施。如果在气缸内仅引入空气, 在压缩终了时才喷入燃油使之在高温压缩空气中着火, 这样不仅可使燃料在很高的压缩比(因而很高的循环效率)下才得到燃烧, 而且可以由燃油喷入气缸的快慢来控制着火后的燃烧速率, 以便燃烧在等压过程中进行来保证爆发压力维持在允许的范围之内。这就是柴油机发

明时的基本考虑。

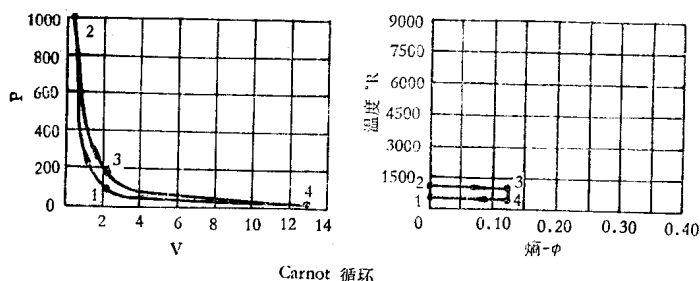
图 18 (a) 和 (b) 比较了等容循环和等压循环的压力容积和温熵图。可以看到, 在相同的爆发压力 (1000 磅/时²) 和相同的放热量 (1245 英热值/磅空气) 下, 等容循环的压缩比为 4.3, 热效率为 0.442, 而比功率(均效压力) 仅为 294 磅/时²; 等压循环则因压



(a) 等容循环: 压缩比 4.3, 最高温度 8°30°R, 热效率 0.442, 比功率 294 磅/时² 均效压力



(b) 等压循环: 压缩比 10.4, 最高温度 6957°R, 热效率 0.575, 均效压力 508 磅/时²



(c) 卡诺循环: 压缩比 33.6, 最高温度 860°R, 热效率 0.51, 均效压力 27.5 磅/时²

图 18 在同样的爆发压力 ($P_{max} = 1000$ 磅/时²) 限制下等容循环(a)、等压循环(b)和卡诺循环(c)的比较

缩比增加到20.4使压缩温度 T_2 特别高,故热效率可达0.573而输出比功率增至308磅/时²(在图18(c)上也比较了卡诺循环,在相同的1000磅/时²爆发压力限制下,放热量不得不减为上述放热量的10.3%,最高温度大大降低,所得热效率约0.51而比功率仅为27.5磅/时²!)。

然而,在柴油机出现后的实际运转中,发现因许多因素使原来设想的等压燃烧不能完全做到。

2、柴油机燃烧中的滞燃期、速燃期与扩散缓燃期

(1) 滞燃期与起动着火的预测

首先,人们注意到燃料并不是视排队投入气缸的次序一遇见空气就与之反应结

合的,实际上有着一个滞燃期。在图19中可以看到在喷油后,气缸压力的变化大致与压缩线重合(由于燃料的吸热和蒸发甚至使压力比压缩纯空气时更低一些),到滞燃期终了压力才急剧上升。除了燃料的分散、细化、吸热和蒸发等物理过程需要占用时间外,可能还因有碳氢物的分解和焰前反应而构成滞燃期。如果是物理过程在滞燃期中占主导地位的话,则汽油的滞燃期因它容易挥发照理要短一些。但是图20表明,对于任一个进气温度,汽油的滞燃期却均比柴油为长。因此,只能认为主要是化学历程支配着滞燃期的实际长短。然而,物理历程仍

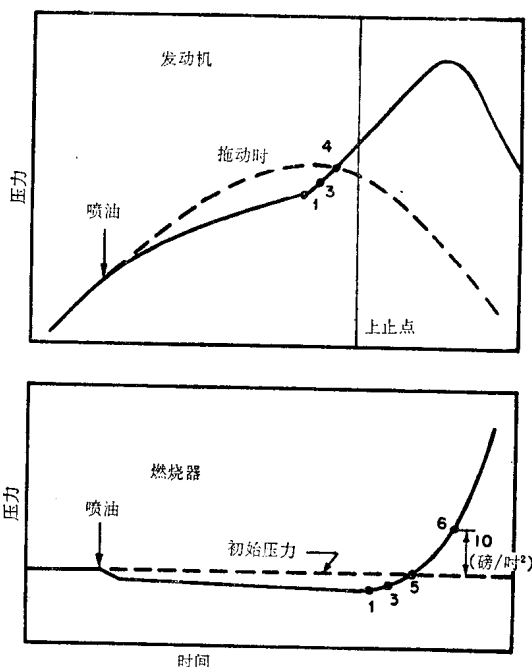


图 19 在发动机上及燃烧器中观察到的滞燃期

不可全然忽略。而正是由于此，才使(1)式中的常数在不同的实验中(包括空气压力、温度；油束温度、粒度及速度等)出现不同的数据。对于柴油机，最近的经验式为：

$$\tau = 0.22e^{(5600/T)P-0.727} \quad (3)$$

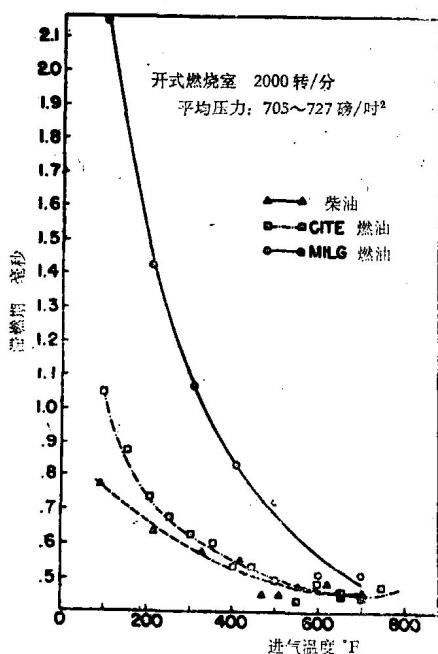
由于在循环过程中， $T(^{\circ}K)$ 、 P (牛顿/米²)均在变化， τ (秒)因而亦为曲轴角 θ 的函数： $\tau=f(\theta)$ 。当发动机转速为 N 转/分时，忽略滞燃期内局部空燃比变化对滞燃期的影响，由(2)式，着火应在 $\frac{1}{6N} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{d\theta}{\tau}$

$$=1\text{之时发生，即有 } \Delta\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{6N} \cdot \frac{d\theta}{f(\theta)}。$$

如此可得到不同喷油定时下着火所需滞燃期的变化。一般说来，在上止点前 12° 曲轴角

左右时所需滞燃期最小，起动时可将动态喷油定时定于该时刻附近。

这样，可利用一定转速及环境温度下的可达压缩温度(图21(a))并利用起动油量下可达压缩温度随循环次数的增长(图21(b))估计出可达压缩温度。同时，由既定的喷油定时(即恒定的可用滞燃角，因为实践表明起动时着火总出现在上止点附近)和已知的起动转速(通常在160~220转/分之间)给出可用的滞燃期绝对时间，并由此按滞燃期与所需着火温度的关系(图21(c))得知所需的着火温度。比较可达压缩温度与所需着火温度的大小，可预期发动机的起动性能。



(a)



(b)

图 20 不同气体温度和燃料对滞燃期的影响