

# 发动机燃烧室\*

Zuojin Zhu<sup>a</sup>

(zuojin@ustc.edu.cn)

<sup>a</sup> Faculty of Engineering Science, University of Science and Technology of China,  
Hefei, 230026, China

2015 年 9 月 23 日

---

\*Edited by Dr. Zuojin Zhu at <http://www.ustc.edu.cn/>.

# 目 录

<b>1</b>	<b>燃气轮机燃烧室</b>	<b>4</b>
1.1	引言	4
1.2	初始段内的燃烧	4
1.3	混合和化学反应	5
1.4	燃烧段	6
1.5	燃气轮机排放的污染物	7
1.5.1	CO	7
1.5.2	温度对 CO、NO排放量的影响	7
1.5.3	燃烧的特征时间	8
1.5.4	烟尘	10
1.5.5	减少烟尘的添加剂	10
1.6	燃烧控制技术	11
1.6.1	NASA旋流稳焰器式燃烧室	12
1.6.2	预混式燃烧室	13
<b>2</b>	<b>火花点火式发动机</b>	<b>13</b>
2.1	引言	13
2.2	发动机燃烧过程	14
2.3	火焰传播	15
2.4	火花点火式发动机的废气	16
2.4.1	NO的形成	16
2.4.2	CO的排放量	17
2.4.3	HC的排放量	18
2.4.4	控制污染物的方法	21
<b>3</b>	<b>柴油发动机</b>	<b>24</b>
3.1	引言	24
3.2	直接喷射型发动机	25
3.3	预燃室型发动机	26
3.4	燃料喷射	27
3.4.1	喷流雾化过程	27
3.4.2	喷雾穿透深度	27
3.4.3	燃料的蒸发	29
3.4.4	燃料喷雾的物理模型	29
3.4.5	喷雾后期	30
3.5	壁面上的燃料沉积	31
3.6	释热率	31
3.7	预点火过程	32

3.8	点火延迟时间 . . . . .	32
3.9	预点火的化学反应 . . . . .	33
3.10	柴油机中的火焰传播 . . . . .	33
3.11	柴油发动机的废气 . . . . .	34
3.11.1	未燃烧的碳氢化合物 . . . . .	34
3.11.2	CO . . . . .	35
3.11.3	ON . . . . .	35
3.11.4	烟尘微粒 . . . . .	36
3.11.5	噪音 . . . . .	36
3.11.6	废气气味 . . . . .	36
3.11.7	排放物控制 . . . . .	36
3.11.8	烟尘排放强度控制 . . . . .	37
<b>4</b>	<b>索 引</b>	<b>39</b>

本章介绍发动机燃烧室，绝大部分内容，摘自文献 [1]第九章，差别仅体现在叙述方式。

## §1 燃气轮机燃烧室

### §1.1 引言

最简单的燃烧室，是横截面积不变的空气管道 [2]。缺点是：从压气机来的空气速度很高，造成液体燃料喷射燃烧的压力损失过大。即使是用扩展管把速度减小到30m/s，要保持喷口处的火焰稳定，在这个速度值下仍然太难。

如图 1所示，在钝体稳焰器的后部，或用叶片旋流器产生旋流，可以产生有利于燃料氧化剂的混合和燃烧的回流区。燃气轮机的叶片可承受的温度，不会太高。从压气机出来的空气，分成两部分，一部分直接进入燃烧室的初始段，另一部分绕过初始段进入燃烧室的燃烧段，并与初始段出来的产物混合。在最大功率条件下，燃烧效率可高达99%以上，但在发动机低速运行时，燃烧效率会降低。

燃气轮机所需的运行条件，范围很宽。在飞机起飞之前，只要有一定的功率保持发动机运转即可；在飞机起时，则需要最大功率，使飞机离开地面。这是飞机功率的极端情况，在起飞后的航行和找落期间，飞机的功率，实际上比起飞时所需的要低。在不同的高度，入口的空气压力不同，发动机燃烧室内的压力也是有变化的。

燃气轮机燃烧室的设计，主要考虑的是：在低速、全功率运行时，在燃料、空气进入量有较大变动的范围内何确保火焰稳定、燃烧的高效率、排放的污染物较少。发动机输出功率的变化，造成在初始段、燃烧段，燃料和空气总比值的差别很大，对燃烧效率、污染物排放的影响明显。

燃气轮机主要用在飞机上，在船舶和陆地发电站也有应用。图 1是典型的燃气轮烧室，组成部分主要有：初始段、燃烧段、稀释段。在初始段，燃料喷射到回流区，混合比接近化学当量比，要求确保火焰稳定。在燃烧段，加入二次空气，促进燃料完全燃烧。在稀释段，加入空气与废气混合，降低温度，使燃烧室排气管温度分布，与汽轮机、喷口导向叶片相适应。燃气轮机特性列于表 1中，对于两种空气入口条件，给出了初始段、燃烧段、稀释段的当量比 $\phi$ 、气体平均温度 $T$ 、燃烧效率 $\eta$ 。

在燃料负荷较大、燃烧室运行良好的情况下，燃烧效率可表示为燃料负荷的函数。燃料负荷定义为

$$\text{燃料负荷} = \frac{m_f}{V p^2} \quad (1)$$

其中 $m_f$ 为燃料的质量流量， $V$ 为燃烧室的体积， $p$ 为燃烧室内的压力。从表 1可知，当压力为25atm时，燃烧效率在初始段为75%，在稀释段可达100%；当压力为1.5atm时，燃烧效率在初始段只能达到40%，在稀释段达到97%。

### §1.2 初始段内的燃烧

在初始段，燃烧需要的时间是

$$t_c = t_e + t_d + t_r \quad (2)$$

其中 $t_e$ 为液滴蒸发时间， $t_d$ 为扩散或混合时间， $t_r$ 为反应时间。蒸发开始不久，扩散、反应随之发生，因此总的燃烧时间，是由上述时间中最长的那一段决定的。对于单个油滴燃烧，其控制因素与压力的关系，如图 2所示 [3]。若油滴直径是50 $\mu\text{m}$ ，在相应的燃烧过程中，当燃烧压力低于0.1atm时，蒸发、反应速度低于扩散速度；当压力为0.5atm时，反应速度占主导地位。而当压力分别为1，5，12atm时，起控制作用的分别是扩散、非稳态效应、超临界效应。研究表明 [4]：当液滴直径小于80 $\mu\text{m}$ 时，液滴蒸发，对燃烧室特性影响很小，但可能是污染物生成的主要原因。

对液滴蒸发作用的估计，几乎所有都是以单滴燃烧为基础的。用实验数据进行最佳拟合，可得液滴蒸发时质量减少率方程 [5]

$$-\frac{dm}{dt} = A_1 \cdot (1 + 0.38\text{Re}^{0.5}), \quad A_1 = 6.3 \times 10^6 [(T_g - T_f) \cdot d] \cdot \frac{H_2}{H_1} \quad (3)$$

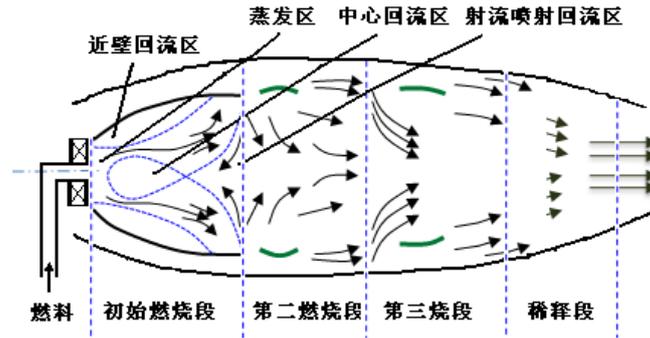


图 1 燃气轮机燃烧室

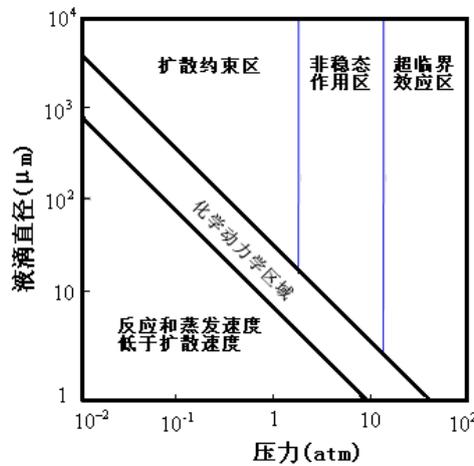


图 2 燃烧过程的化学控制和物理控制示意图

其中 $m$ 是液滴的质量，单位 $g$ ； $d$ 是液滴的直径，单位 $\mu m$ ； $T_g$ 是气体温度，单位 $K$ ； $T_f$ 是液滴液膜的温度，单位 $K$ 。 $H_2$ 是系统压力下的潜热，单位 $J$ ； $H_1$ 是 $1\text{ atm}$ 下的潜热，单位 $J$ ； $Re$ 是以液滴初始直径、相对速度为依据的雷诺数。

在实际应用中，当液滴通过热气流时，相对速度很难确定。若雷诺数处于范围 $0\sim 25$ ，则液滴在初始段的停留时间约为 $5ms$ ，按化学当量比计算得到的火焰温度，约为 $2330K$ 。用这些近似值，对方程(3)进行积分，可推算出可被完全蒸发的液滴的最大尺寸。

对于压缩比范围为 $5\sim 25$ 的发动机燃烧室，液滴可被完全蒸发需要的时间 $t$ 和液滴初始尺寸 $d$ 的关系是 [5]

$$d = A_2 \cdot (1 + Re^{0.5}), \quad A_2 = [48.5 + 5.6t - (0.67t + 10.05)\log(p_c)] \quad (4)$$

式中 $p_c$ 是燃烧压力。根据这个表达式，可以对蒸发时间 $t$ 进行初步估算。另外，根据对燃气轮机燃烧室内温度和混合速度的测量 [4]，有可能对初始段、燃烧段、释热段的参数，进行较好的估算。但是，迄今为止，尚无充分的数据，可以准确地给出液滴蒸发时间。

### §1.3 混合和化学反应

燃气轮机燃烧室初始段、燃烧段、释热段的混合速度和化学反应速度，决定了燃烧室特性。混合引起气体组分浓度的变化，它决定于气体的流场。通常，化学反应是与混合相关的。在对燃烧室进行预测时，要考虑的是化学反应、流动的相互作用，尽管难度很大，Spalding [6]还是编制了相应的计算

表 1 燃气轮机特性

空气入口条件		各段特性		
温度(K)	压力(atm)	初始段	燃烧段	稀释段
800	25			
$\phi$		1.0	0.5	0.3
$T$		2200	1900	1500
$\eta$		75	98	100
300	1.5			
$\phi$		0.5	0.25	0.15
$T$		1100	950	700
$\eta$		40	96	97

机程序,通过求解质量、动量、能量、组分的守恒方程,来模拟燃烧室的特性。这个程序把自由区、自由边界层、壁面边界层分开来考虑,并用一些假设来描述燃料混合。这种方法已用于模拟预混湍流火焰。但因实验数据缺乏,以验证物理化学模型的可靠性,要把这种方法用于模拟燃烧室,有难度。

另一种方法,是把初始段看成搅拌反应器,燃烧段看成柱塞流反应器。理想的搅拌反应器,是指搅拌很强的反应器,其中气体的混合时间远远小于化学反应时间。若在高压下,通过小孔把燃料和氧化剂喷入球形燃烧室,即可得到这种很强的搅拌,使室内气体各参数接近均匀。在初始段,见图 1,从旋流器出来的流体,与从燃烧室外壳侧壁进来的空气,会形成强烈的回流。在回流区,尽管湍流度大,但其中的参数并非均匀。高速摄影发现,火焰闪现是间断的,说明有大尺度旋涡。在搅拌、柱塞流反应器方面的研究,并没有证实在初始段混合达到完全均匀。

在燃气轮机燃烧室内,化学反应发生在分子、原子、离子之间。文献 [7]给出一个基本反应表,适合碳氢化合物在空气中的燃烧。列出的14个反应,涉及的组分是:  $C_aH_b$ 、 $O_2$ 、 $CO$ 、 $OH$ 、 $H_2$ 、 $H$ 、 $O$ 、 $H_2O$ 、 $N$ 、 $N_2$ 。求解时,要把化学反应动力学与流动模型结合起来,用大型计算机模拟。至于究竟要包含多少基本反应,选择多大的化学反应速度的常数值,尚未确定。已经证明,流动模型不能反映燃烧室的真实情况,但若修正方程中的常数项,有些模型仍然可以比较满意地反映燃烧室排气管中的温度、速度、和浓度等参数。这些模型不能正确地预测燃烧室特性,原因在于对燃烧系统的动力学、混合、液滴的蒸发特性模拟,是不全面、不恰当的。

燃气轮机燃烧室对化学反应速度的变化,似乎是不敏感的。这一点用不同的化学反应方案进行预测,对结果进行比较,就可以发现。这种不敏感性,说明对燃烧室的起控制作用的,是混合。这时,用简单的化学反应动力学即可。

#### §1.4 燃烧段

在燃烧段,空气以喷射的形式,从燃烧室的侧壁进入燃烧室,与初始段生成的气体产物迅速混合。若空气喷射只有少数几个入口,混合迅速,则可以假设混合物在燃烧段的流动有柱塞流形式。如图 1所示,实际上,大多数燃烧室在长度方向上都有几个进气口,设想各点的流动形式,接近柱塞流的确很难。但研究发现,这种简化假设,有利于预测燃烧室特性。通常,在经过燃烧段之后,只有一小部分未燃尽的  $CO$ 和碳氢化合物,进入下游的稀释段。

燃烧室排放的废气,含有  $CO$ 、 $NO_x$ 、 $HC$ 等污染物。目前,这些二次污染物排放条件的提高,要求对燃烧室的燃烧机理、特性进行更详尽的研究。大部分非预混的燃烧室,对化学反应速度的不敏感性,意味着燃烧室内的气体混合是燃烧特性的控制因素。研究表明,改变雾化性能,用雾化作用小的蒸发器,只要液滴直径小于 $100\mu m$ ,蒸发过程对燃烧效率的影响很小。因为有回火和不安全事故发生,燃料与空气在进入燃烧室之前的预混,实际上已经不用,尽管预混燃烧室的燃烧效率要明显高

于喷雾型的燃烧室。对于预混燃烧室，其流动特性和压力损失特性，与普通的燃烧室类似。若用空气鼓风机实现部分预混，则可以提高燃烧效率，降低污染物排放量。可见，改善混合，是提高燃烧完全度的决定因素。

## §1.5 燃气轮机排放的污染物

在燃气轮机排放的废气中，污染物有 CO、NO<sub>x</sub>、碳氢化合物、醛、烟尘。对于涡轮喷气发动机、涡轮风扇发动机、涡轮螺旋桨发动机，测量发现，它们废气污染物的排放特性很相似 [8]。在文献 [8]中，航空发动机输出功率，用于描述发动机废气中污染物排放量，单位是g/kg(燃料)。在低功率下，由于混合不好、产物受过剩空气冷却，污染物中 CO、碳氢化合物 HC、醛的排放量较大。在高功率下，废气污染物的排放量很低。由于燃烧压力的增加、燃烧室高混合比区域的增大，NO<sub>x</sub>、烟尘的排放量随功率的提高而增大。

### §1.5.1 CO

燃气轮机运行时，燃烧室产生的一氧化碳 CO，是碳氢化合物氧化的中间产物。若氧气充分和温度足够高，这些中间产物会在排出之前变成 CO<sub>2</sub>，不致于滞留在排放的废气中。产生 CO的原因，是在燃烧室初始段燃料燃烧不完全，在燃烧段近壁空气流中或在下游，因局部温度低出现熄火。提高进气管空气的温度、压力，可以降低 CO的排放量。

为了减少航空发动机的污染物排放量，应尽可能提高燃烧效率。对实际燃烧室，有效的方法是：

- (1) 改进雾化。要消除大液滴，为此，可用空气鼓风机。在燃料流速较低时，雾化空气压力不够高，需要用压气机，直接向雾化器补充一部分压缩空气。
- (2) 增加初始段的气流。要使总的空气、燃料当量比值达到0.85左右。
- (3) 增加初始段的容积，延长燃料的停留时间。
- (4) 减少冷却空气的流量。通常，这些冷却空气中含有大量的 CO、HC，可以沿冷却内壁迅速移到下游，从排气口排出。若把从初始段流出的空气，直接引入反应的中心区，则可把这些污染物进一步氧化。
- (5) 放散压缩空气。在低功率下，从压气机把空气直接放散，特别有用。它导致初始段燃料-空气比增加，从而提高燃烧效率。
- (6) 燃料分段供给，以产生分段燃烧。

燃料分段，是燃气轮机燃烧室设计用的术语。这种燃烧室，燃料从不同位置分段供给，流量也分别控制。通常，向燃烧室供给燃料和空气，分两步走。第一步，以低于化学当量比的方式，供给大部分燃料，形成燃料过剩的混合物。第二步，以高于化学当量比的方式，供给另一部分燃料和空气，以产生空气过剩的混合物，第一步形成的化合物中的未燃物，可在第二步实现燃烧。标准的燃气轮机，是以分段燃烧的形式运行的。

在环形燃烧室中，有若干燃料喷嘴，沿圆周布置。为实现燃料分段供给，一种方法，是交替地让相邻的喷嘴停止、减少供油，交替产生燃料过剩区。另一种方法，用燃烧室半圆上的所有喷嘴供油。

位置不同的喷嘴，把燃料沿径向喷入燃烧室，交替产生燃料过剩区。这种技术在双排环形燃烧室中已被采用。当功率要求较高时，可在燃烧段单独安装喷嘴，把燃料供入到下游区域中 [9]。

### §1.5.2 温度对 CO、NO排放量的影响

在燃气轮机燃烧室的初始段、燃烧段、释热段，混合气体所能达到的最高温度，对 CO、NO<sub>x</sub>的排放量，影响较大，如图 3所示。当温度从1600K增加到1800K时，CO的排放量急剧下降，而NO<sub>x</sub>的

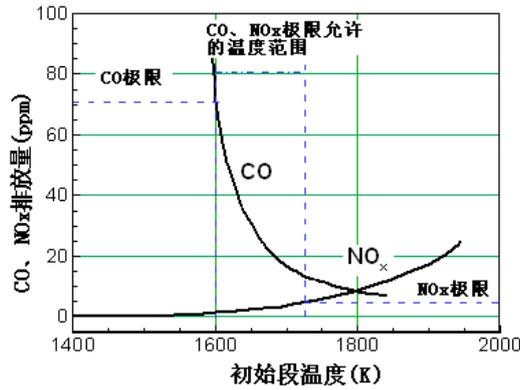


图 3 初始段温度对 CO、NO<sub>x</sub>排放量的影响 [10]

排放量，随温度上升，却从1600K开始而大大增加，并且按照指数关系激增至超过排放允许的阈值。图 3表明，只有温度限制在范围1600~1700K内时，这两种污染物排放量，才保持在排放阈值以内。许多现代设计，为了能同时满足 CO、NO<sub>x</sub>、HC的排放要求，都试图把燃烧反应的温度控制在这个狭窄的范围内。但是，在湍流扩散控制混合的一般传统燃烧室内，要把燃烧反应温度限制在如此狭窄的范围内，很困难。甚至对于预混式燃烧室，要做到这一点，也有一定的困难。

燃烧室性能的评价基础，是 CO、NO<sub>x</sub>的排放量。对于一般的燃烧室，在空载运转条件下，排放量是：CO 100g/kg(燃料)，NO<sub>x</sub> 2g/kg(燃料)；在满负荷运转条件下，排放量是：CO 5g/kg(燃料)，NO<sub>x</sub> 40g/kg(燃料)。燃烧室的设计要求是尽可能降低污染物的排放量，即从空载到满负荷的整个运转区间内，CO、NO<sub>x</sub>的排放量要尽量降低。研究发现，用空气鼓风雾化、控制燃烧室内的混合比，可以达到目的。

### §1.5.3 燃烧的特征时间

在传统燃烧室初始段，混合、燃烧可以用过程完成所需的特征时间描述。表 2给出了两相燃烧的特征时间 [4]。油滴的生存时间  $\tau_{eb}$ ，取决于初始直径和蒸发速度。混合的特征时间，相当于被喷射流体的旋涡扩散时间  $\tau_{fi}$ 。它取决于回流区的小尺度混合，它发生在燃料喷嘴附近高温燃烧产物旋涡和燃料蒸气旋涡之间。剪切层外围的新鲜空气，与燃料-燃烧产物混合物之间的混合时间，表示为剪切层中的旋涡扩散时间  $\tau_{sl}$ 。燃料的组分浓度和燃烧速度，决定燃料的点火延迟时间和燃烧时间  $\tau_{HC}$ 。NO的形成时间特别长，所以单独用  $\tau_{NO}$ 表示。把混合、燃烧用这些单独的时间表示，是一种简化的方法，只要估算出这些时间的数量级，就可对降低污染物排放的技术措施有效性，作出合理的解释。改善燃烧室性能、减少污染物排放量的措施如下：

- (1) 改善燃料雾化，减少  $\tau_{eb}$ 。
- (2) 提高空气、燃料的喷射速度，减少  $\tau_{fi}$ 。
- (3) 增加空气流过初始段的速度，减少  $\tau_{sl}$ 。
- (4) 提高局部反应温度，减少  $\tau_{HC}$ 。
- (5) 降低局部反应温度，增加  $\tau_{NO}$ 。

通常，燃料的点火延迟和燃烧时间  $\tau_{hc}$ ，比NO<sub>x</sub>的形成时间  $\tau_{NO}$ 短一些。当速度超过某一临界值是，会出现脱火吹熄。改善混合，可以加快燃烧速度，提高燃烧效率，降低NO<sub>x</sub>的产量。改善燃料雾化，可以显著改善燃烧室的性能，与预混方法联合时，可以达到最大限度。

特征时间的估算公式如下 [11]：

表 2 两相湍流燃烧和污染物形成的特征时间

时间	符号	物理化学过程
油滴生存时间	$\tau_{eb}$	油滴蒸发和燃烧
喷射燃料的旋涡扩散时间	$\tau_{fi}$	回流区内燃料喷嘴附近的小尺度混合
剪切层内的旋涡扩散时间	$\tau_{sl}$	新鲜空气与循环废气-燃料混合物之间的大尺度混合
燃料点火延迟和燃烧时间	$\tau_{hc}$	燃料均相燃烧生成 $CO_2$
NO的形成时间	$\tau_{NO}$	形成NO的均相动力学过程

表 3 根据初始段条件算出的特征时间

初始段平均当量比 $\phi_\rho$	$\tau_{sl}(ms)$	$\tau_{hc}(ms)$	$\tau_{NO}(ms)$
0.7	10	0.20	330
0.8	10	0.17	53
0.9	10	0.15	15
1.0	10	0.13	7
1.1	10	0.16	23
1.2	10	0.20	109
1.4	10	0.40	> 1000

- 修正  $d^2$ 定律, 可得:  $\tau_{eb} = d_0^2/\beta$ , 这里 $d_0$ 是液滴的初始直径;  $\beta$ 是蒸发系数。
- 假设燃料的穿透长度, 正比于油滴的蒸发时间  $\tau_{eb}$ 、燃料的初始速度  $v_f$  [12], 可得:  $\tau_{fi} = (v_f/v_a)\tau_{eb}$ , 其中 $v_a$ 是自由流的相当速度。
- 设初始段液体的质量为  $m$ , 燃烧室的特征尺寸为  $L$ , 根据空气流量和陪衬管道压降估算的输入功率为  $P$ , 搅拌反应器实验常数为  $c$ ,  $\tau_{sl} = c(mL^2/P)^{1/3}$ 。
- 根据层流火焰速度和爆燃波的厚度, 可算出  $\tau_{hc}$ 。
- 根据 $NO_x$ 生成的初始动力学速度、化学平衡状态下 $NO_x$ 的浓度, 可得  $\tau_{NO}$ 。

当空气质量流量不变时, 通过改变燃料喷射量, 可改变初始段燃料、空气的平均当量比  $\phi_\rho$ 。当入口压力为14.67atm、温度为700K时, 保持燃烧室形状和空气流量不变, 点火延迟和燃烧时间,  $NO_x$ 的形成时间, 和剪切层的旋涡扩散时间, 列于表 3中 [11]。当液滴的平均直径从150 $\mu m$ 减小到10 $\mu m$ 时, 燃烧时间的特征值, 如表 4所示 [11]。

表 3-4给出的特征时间, 表明:

- (1)  $\tau_{sl} \gg \tau_{hc}$ , 湍流混合时间远大于燃烧时间。

表 4 液体燃料燃烧特征时间计算值

平均直径( $\mu m$ )	$\tau_{sl}(ms)$	$\tau_{hc}(ms)$	$\tau_{eb}(ms)$
150	10	0.13	9.8
100	10	0.13	3.6
50	10	0.13	1.2
25	10	0.13	0.4
10	10	0.13	0.2

- (2)  $\tau_{sl} \leq \tau_{NO}$ , 湍流混合时间, 稍小于接近化学当量比时的NO<sub>x</sub>形成时间。
- (3)  $\tau_{NO} \gg \tau_{hc}$ , NO<sub>x</sub>形成时间远大于燃烧时间。
- (4) 大油滴:  $\tau_{eb} \approx \tau_{sl}$ ; 小油滴:  $\tau_{eb} < \tau_{sl}$ . 当雾化的油滴直径大于100 $\mu\text{m}$ 时, 可能难以完全蒸发。

#### §1.5.4 烟尘

在控制碳黑生成的因素中, 与化学反应动力学相比, 燃料雾化、蒸发过程、燃料与空气的混合更重要。在油雾密集区, 油滴蒸发形成高混合比的混合物, 它先与高温循环气体作用, 随后与主空气流混合。**碳黑生成速度**, 是由当地的温度和混合比决定的。蒸发减少了油滴的质量、动量。研究表明, 存在临界速度, 在速度的临界值以内, 油滴是被火焰包络的 [13]。包络火焰, 为碳黑生成提供了最适宜的条件, 应尽量避免。通过改善雾化和减小油滴尺寸, 可使油滴迅速蒸发; 增大油滴或气体的速度以提高两者的相对速度, 既能促进油滴蒸发, 又能形成尾部火焰。提高油蒸汽与空气之间的混合速度, 也可以减少碳黑生成量。喷雾要有足够的动量, 才能进入主空气流。若改善了雾化但喷雾穿透能力却很低, 则烟尘的排放量有可能增加。用**高压双路式、双孔式喷雾器**试验时, 发现过这种情况 [10]。

未预混的液体燃料和空气进入初始段, 会形成大的旋涡, 大旋涡内的混合比可能高于、或低于燃烧室的总混合比。旋涡的大小, 取决于空气喷口的尺寸、回流区的大小和回流强度。增加初始段的空气供应量, 会降低温度, 改善混合, 增加氧气浓度, 大大减少碳黑生成量和烟尘排放量。但过多的空气供应, 会影响点火、火焰稳定性, 对此要有综合考虑。

烟尘的排放量, 也受到燃料特性方面许多变化的影响。油滴的尺寸, 会因粘度和表面张力的降低而减小。喷射的燃料, 会因燃料挥发性提高而迅速蒸发。碳黑生成趋势, 会因芳香烃含量增加, 燃料沸点、碳氢比提高, 而有所增加。

#### §1.5.5 减少烟尘的添加剂

燃气轮机废气中的烟尘, 由石墨状碳微粒组成。当颗粒直径在可见光波长范围内时, 烟尘可见度较高。烟尘的电子显微照片显示, 烟尘颗粒形状不规则, 且会形成直径约1  $\mu\text{m}$ 的烧结块, 由直径约0.01  $\mu\text{m}$ 的球形微粒组成。

烟尘排放量, 取决于效果相反的两个过程: 初始段燃料过剩区内碳颗粒的生成, 燃烧段空气过剩区内这些颗粒的燃烧。若能减少碳黑生成量, 当然最好。实际上, 初始段允许碳黑形成, 只好在炭黑排放之前, 用燃烧减少烟尘排放量。研究发现, 燃料过剩的燃烧段碳粒的产生, 原因是在该段燃料和空气混合不均匀。碳黑的形成, 取决于以碳氢离子为核的小颗粒的烧结、或聚合过程。对碳黑生成影响很大的因素, 有燃烧室**运行压力、燃料成分、燃料空气混合比、湍流混合**。

燃烧段温度很高, 可以有效地燃烧碳颗粒, 以消除小碳粒、减小大烧结块的尺寸。控制烟尘排放量的方法, 有两种: 一是**改进燃烧室**, 强化碳黑的氧化; 二是在燃料中用少量**金属有机物添加剂**。

文献 [14]报道了锰基添加剂对燃气轮机排放的微粒质量、大小分布、化学成分的影响。含锰的质量分数大约为25%的添加剂, 是最有效的, 它对长途发动机性能的不利影响, 也最小。金属有机物能限制纯碳粒的聚集、烧结, 也能起表面催化作用, 使碳黑氧化速度增加。添加剂可以消除烟尘, 这种看法是以可见烟尘观察为基础的。如文献 [14]所描述的, 在燃气轮机燃烧室模型上进行锰基添加剂实验。用气体取样探针上的过滤器, 收集烟尘。若没用锰基添加剂, 实验10h以后, 发现燃烧室内壁积炭严重。若用锰基添加剂, 实验20h以后, 发现燃烧室内壁没有积炭。对于添加剂体积分数0.06%燃料, 电子显微照相显示, 生成的烟尘颗粒平均直径约为0.03  $\mu\text{m}$ 。与纯燃料的显微照相比较, 发现添加剂导致颗粒平均粒径变小, 使烟尘颗粒粒径分布发生变化。添加剂不仅影响碳粒氧化, 而且抑制积炭、烧结。添加剂的锰最后几乎全部排放出来, 燃烧室内锰的存积, 可忽略不计。当锰基添加剂的体积分数小于0.01%时, 排出的碳的质量[g/kg(燃料)]降低。否则, 若**添加剂体积分数**大于0.01%, 排

出的碳的质量，会随添加剂的增加而显著增大，原因是添加剂阻止了燃烧室内壁上碳的沉积，从而增加了排放的碳的总质量。

添加剂的确有助于减少烟尘排放量，但也增加了对健康的危害性。原因如下：

- (1) 燃烧室排放的废气中，含有像氧化锰这样的金属氧化物，属于附加污染物。
- (2) 碳微粒的吸附和聚集，促进产生烟雾的非均相反应。
- (3) 将碳粒直径减小到大约 $0.03\ \mu\text{m}$ ，不可见的尘埃，进入人体的肺部，可能造成肺癌。

## §1.6 燃烧控制技术

燃烧室的几何形状、燃料和空气的流量、燃料雾化，是燃烧效率、污染物排放量的决定因素。燃料、空气的迅速混合，也是减少污染物排放量的因素，但若混合过快，会增加废气中未燃碳氢化合物 HC、CO 的排放量。研究发现 [4]，对燃烧室内的特征时间，控制措施如下：

- (1) **油滴生存时间** ( $\tau_{\text{eb}}$ )。压力雾化喷嘴，通常是按照功率负荷全满条件进行设计的，在低功率负荷情况下，雾化变差，导致燃烧效率降低。喷嘴把燃料喷射到主反应区，反应区的位置随燃料喷射流量不同而变化，喷雾张角和油滴的动量也有变化。对于大直径、高动量的油滴，当它穿过主反应区到达主空气流时，周围可能会形成包络火焰，为碳黑生成提供适宜条件。当火焰在低温空气中熄灭时，油滴不能完全蒸发。当用空气鼓风雾化时，则有一部分从压气机引来的空气，通过燃料喷口直接进入燃烧室。所谓辅助空气雾化，是指雾化系统用了辅助空气泵，把空气的压力增加到一个超过压气机输出压力的值。把压力雾化，改为空气雾化、或辅助空气雾化，则油滴的直径会减小，雾化性能可以得到改善。液滴直径的降低，并不一定能改善燃烧性能。若能控制混合，使火焰熄火尽量减少，则降低油滴的直径，就可以改善燃烧性能，减少污染物排放量。
- (2) **燃烧混合时间** ( $\tau_{\text{fb}}$ )。燃料蒸汽应当与空气相混合，空气不是直接进入燃烧室的，就是从喷嘴喷入的。循环气流还会把燃烧产物，带入燃料空气混合的区域。为加快混合，可以加大空气的速度，使空气的动量增加，循环气流的大量增加。速度梯度最大的地方，就是混合最强烈之处。在初始段中心区，燃料蒸汽、空气、循环废气混合强烈、而迅速，使燃烧性能显著改善。若燃料蒸汽未能进入强混合区、或从强混合区流出，则会导致污染物排放量增加。对于传统的燃烧室，测试发现 [4]，发动机排放的 CO，大部分是在初始段回流中心区形成的。燃料空气的强烈混合、油滴的快速蒸发，能避免形成油滴包络火焰，减少 NO<sub>x</sub> 的排放量。另一方面，燃料空气在高温下的混合，可导致 NO<sub>x</sub> 的局部浓度很大。实际上，强化混合，有时会引起 NO<sub>x</sub> 排放量增加。因此，为减低 NO<sub>x</sub> 排放量，必须控制混合过程。为同时减少 CO、HC 排放量，有必要用分段燃烧的形式。否则，只加强混合，尽管可以减少 HC，但会升高温度，造成 NO<sub>x</sub> 排放量增加。

只有燃料空气混合达到分子混合程度时，化学反应才能发生。在湍流情况下，燃料过剩混合物，先以大尺度微团迁移到空气过剩的化合物中，再通过分子扩散完成分子混合。对气体燃料火焰，测试发现，燃料和氧气都可能出现在某一位置，但湍流脉动造成它们出现的时刻不同，导致不混合。在这种情况下，还需要一定的附加时间，来完成分子间的混合。在燃气轮机燃烧段，有扩散火焰特征。控制燃烧速度的是燃料空气的混合。燃烧主要发生在混合区域或区域附近。火焰前沿是脉动的，燃烧似乎不会在大范围内发生，而是发生在混合浓度接近化学当量浓度的小范围内。火焰前沿面内，温度最高。火焰前沿面内湍流脉动的特征时间，对于 NO<sub>x</sub> 的形成，是一个重要因素。

碳黑生成，出现在燃料过剩程度很大的情况下。这可以用喷嘴附近燃料过剩区的混合时间表征。在火焰温度下，CO 的浓度很高，它们在火焰面空气侧达到完全燃烧，燃烧过程可用空气侧的混合时间来表征。

- (3) **旋涡扩散时间** ( $\tau_{\text{sl}}$ )。根据特征时间，燃烧室初始段可以分成几个区域，如图 4 所示。每个区域，对应一个独特的特征时间。在剪切层内，燃料、空气、燃烧产物发生混合。空气速度可以影响混

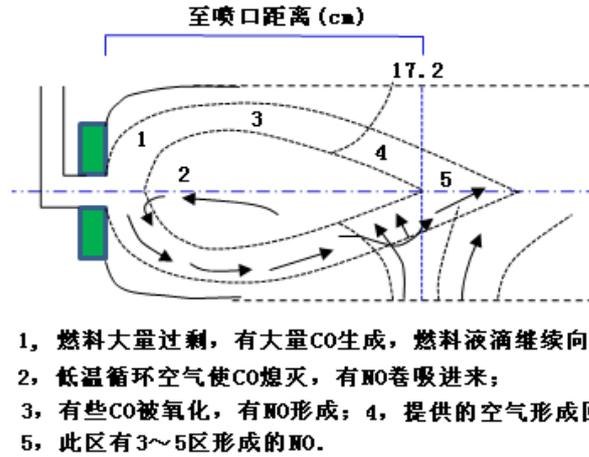


图 4 初始段根据特征时间分区的示意图

合时间、速度梯度、剪切力。较慢的混合可提高燃料燃烧完全度，增加混合时间  $\tau_{sl}$ ，可以提高燃烧效率，但同时也给NO<sub>x</sub>的形成提高了较多的时间。若燃料穿过剪切层而未燃尽，则污染物的排放量将显著增加。据报道 [15]，改变初始段空气的供应总流量，以燃料过剩、空气过剩、提前熄火为条件，在发动机设计运行的范围内，在发动机负荷全满的运行条件下，可使NO<sub>x</sub>的排放量降低10%。只改变初始段内壁空气喷口位置、直径，也能减少NO<sub>x</sub>排放量。若减少燃料供应量以降低发动机功率，同时又保持空气速度分布、混合速度不变，则燃烧将出现熄火，造成HC、CO排放量增加。但若把压气机的空气放散掉一部分，减少燃烧室空气供应总流量，加大混合时间  $\tau_{sl}$ ，就可降低HC、CO排放量。在这些条件下，增加燃料在燃烧室内的平均停留时间，比减少混合时间更重要。因为，加大燃料停留时间，可以在发动机低负荷运行时，也有较高的燃烧效率。通常的喷雾燃烧 [4]，类似于湍流扩散燃烧，燃烧速度与混合速度近似相等，燃烧反应是在接近化学当量比的混合物中发生的。

- (4) **化学动力学时间** ( $\tau_{hc}$  和  $\tau_{NO}$ )。燃料和CO氧化所需要的时间  $\tau_{hc}$ ，NO<sub>x</sub>生成所需要的时间  $\tau_{NO}$ ，都是化学动力学控制的。化学反应速度的大小，取决于温度。若混合比等于化学当量比，氧化速度很快，燃烧迅速完成，同时也生成大量NO<sub>x</sub>。否则，温度就要低一些。控制目标是试图把温度控制在一个狭窄的范围，使碳氢化合物能够充分燃烧，而NO的生成量却很小。需要指出的是，在预蒸发、预混式燃烧室中，尽管预混混合物与燃烧产物混合，带来了局部稀释，但化学动力学时间， $\tau_{hc}$  和  $\tau_{NO}$ ，仍然起支配作用。

### §1.6.1 NASA旋流稳焰器式燃烧室

对于标准燃烧室，全部燃料喷射到初始段，导致火焰占据燃烧室横截面的绝大部分。燃烧是在化学当量比附近进行的，燃烧温度比所要求的排气温度，大约高1000K，燃烧伴随着辐射和对流传热，因而必须对燃烧室内壁用冷却薄膜保护。对于NASA旋流稳定器燃烧室，沿圆周方向装有100到300独立的旋流稳焰器，每个稳焰器都有独立的燃料供应系统。空气从旋流器之间喷出，每个稳焰器上会形成一个小火焰，燃料的燃烧在火焰中完成。旋流器后边尾流回流区，有很好的混合作用。火焰长度大约100mm，高温燃料产物与周围空气的混合，在较短的距离内完成，这一距离比传统燃烧室所要求的距离，要短得多。改变一组旋流器的燃料流量，很容易组织分段燃烧。改变旋流器的几何尺寸和叶片角度，可以控制总的混合比。为减小油滴直径，可用液膜雾化器。在发动机功率负荷全满的条件下，可以实现NO<sub>x</sub>排放量大大减小；在低功率时，可以通过关闭或减少旋流器的供油量，使CO、HC排放量也保持在低水平。

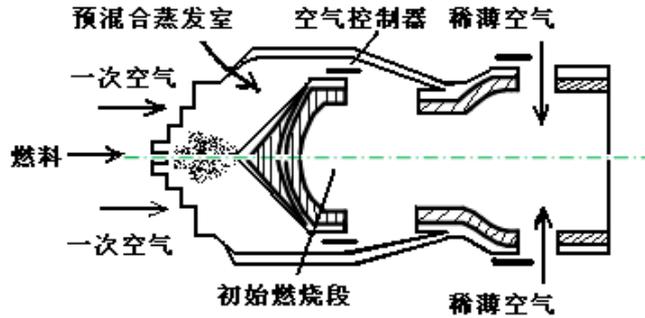


图 5 预混燃气轮机燃烧室

### §1.6.2 预混式燃烧室

在**预混燃烧室**中，燃料喷入预混室，先被蒸发再与初始空气混合。空气速度很大，且注意避开任何点火源、或能稳定火焰的障碍物。经过预混的燃料空气化合物，先被引到初始燃烧段，被点燃再与稀释空气相混合，如图 5 所示的，是适用于小型燃气轮机的燃烧室。为了完全蒸发燃料，必须给初始空气供应足够的热量，在进入初始燃烧段之前，还要有足够的时间，使燃料空气完全混合。对于初始燃烧段内，预混混合物、回流的燃烧气体、空气控制器来的二次空气之间，仍然有混合。预混燃烧室中的混合，发生在化学当量比附近。研究发现 [4]，若把混合入口当量比降到化学当量比之下， $\text{NO}_x$  的形成时间  $\tau_{\text{NO}}$  可明显减少，碳氢化合物的形成时间  $\tau_{\text{HC}}$ ，则不会有太大的增加，结果是  $\text{NO}_x$  排放量大大减少，CO、HC 的排放量则不会增加很多。

在预混燃烧室中，火焰从初始段传播到上游预混室的过程中，回火可能性会增大。若流动速度低于预混混合物中的火焰传播速度，则会发生回火。在这里，火焰传播速度远大于层流火焰传播速度，因为湍流度高，由压气机来的空气温度和压力也较高。

预混能消除燃料空气混合的非均匀。若混合物是空气过剩，则混物流经整个燃烧室时，不存在化学当量比情况下燃烧的可能性，这时混合物当量比燃烧的热点消失。在接近可燃极限的混合比时的操作也是可行的，这时将不会发生回火、或脱火。在初始段，预混条件下的热解和碳黑形成也将是不可能的。但是，尽管已知这些优越性，预混气体有**爆炸危险**，采用预混系统要慎重。随着预防爆炸经验的积累，已经有一些预混燃气轮机应用。

## §2 火花点火式发动机

### §2.1 引言

火花点火发动机，可用于各种汽车，也是城市空气主要污染源，因为废气中含有空气污染物未燃的 HC、 $\text{NO}_x$ 。一些位置固定的发动机，也排放这些空气污染物。它们排放的最大允许值，简称排放阈值，要求改善发动机的设计，提高燃烧性能，使污染物排放量达标。对污染物的生成和控制，文献 [16] 对火花点火发动机的技术状况作了评述，通过研究燃烧机理，讨论了废气反应器和催化转换器的应用。

对于四冲程发动机，研究发现，在**吸气冲程**，燃料和空气通过入口阀进入气缸。通常在进入气缸前燃料已经汽化，但燃料流量很大时除外。空气以有旋流方式进入燃烧室。经过入口阀，流体形成交叉射流，随后喷射到气缸壁上。在此之前排气冲程后期，气缸中的残余气体，与进入的新鲜混合物气流发生混合。在吸气冲程和**压缩冲程**完成大部分之后，一般的假定，是均匀的混合物已经形成。实际上，并非如此，气缸内可能有一些不均匀混合物。点火时，存在旋流和湍流脉动。气缸特性曲线，如图 6 所示。从特性曲线，可以看出**气缸压力** (a)，**燃尽质量分数** (b)，**气体温度** (c) 在燃烧各阶段的情

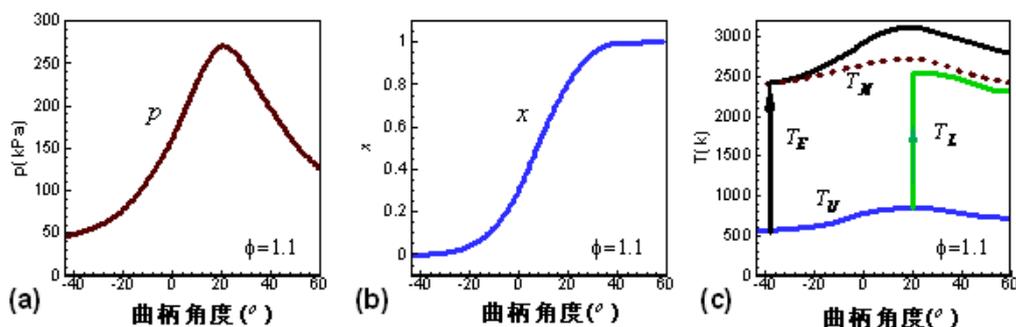


图 6 气缸特性曲线，即气缸压力  $p$ (a)，燃尽质量分数  $x$ (b)，和未燃气体温度  $T_U$ 、已燃气体温度  $T_M$ (c)与曲柄角度的关系 [16]，虚线表示燃烧气体平均温度

况。在压缩冲程接近结束时，火花塞产生火花点火。形成的火焰，从火花塞迅速向气缸壁、活塞顶部传播。火焰传播速度，取决于燃料空气混合物的物理性质、混合物的均匀性、湍流强度。若在可燃界限以内的混合比，通常认为是均匀的。决定湍流强度的，是吸入气流的入口条件、完成吸气冲程和压缩冲程期间的速度脉动衰减。

火焰面前沿的形状，会因燃烧室的形状而变化。当火焰前沿接近冷的固体表面时，会出现熄火，因此火焰不会到达冷的气缸壁面。所有的冷却表面，都存在未燃气体的熄火层，厚度大约为0.1mm。在活塞、气缸壁的缝隙处，火焰基本上不能传播，且缝隙内还有未燃气体。燃烧时间是几个毫秒，火焰前沿从火花塞传播在气缸壁面。但是，当未燃烧气体与高温燃烧产物接触时，仍然可能出现残余燃烧。由于存在高温下的非平衡化学反应，燃烧温度足以生成大量 $NO_x$ 、中间产物CO。

在**膨胀冲程**，气体体积增加。快速冷却、温度降低，冻结了CO、 $NO_x$ 的反应。在**排气冲程**，排气阀打开，活塞把汽缸壁上有一定厚度的熄火边界层内的气体刷下来。烟尘排出的废物污染物，来源于冻结的 $NO_x$ 、CO、熄火边界层的未燃尽碳氢化合物 HC。

污染物的排放量，在很大程度上，取决于燃料空气混合当量比 (简称混合比)，如图 7所示。在低混合比时，CO含量很低，HC含量也较低。在稍低于化学当量比时，NO含量最大，当混合比再减小或增大时，NO含量将下降。发动机启动时，使用阻风阀，可导致火花塞附近出现高当量比的混合物，增加CO、HC的排放量。随着发动机温度的升高，打开阻风阀，当量比降低，在正常操作情况下，混合物中空气过剩，污染物CO、HC、NO排放量减少。在加速时，需要加大功率，应尽量把混合比控制在化学当量比附近。

CO、NO的生成过程，主要取决于燃烧动力学因素，与 HC的形成过程不同。未燃尽的 HC,是火焰在壁面上的熄火造成的，也与气体边界层、混合、壁面附近的氧化有关。通常认为，在火花点火发动机中，燃烧气体状态非常接近热力学平衡，而这种看法也是预测燃烧气体温度、密度、浓度的基础。

## §2.2 发动机燃烧过程

发动机燃烧过程，取决于燃料空气混合物在点火前的状态，这个状态是燃料空气的混合决定的。汽化器用于燃料空气混合，为了提高混合有效性，燃料必须先蒸发，随后在与空气混合。对于很多汽化器，并不能实现燃料完全蒸发，在燃料流量较大时完全蒸发更难。进入气缸的混合物，有时可能含油滴、燃料过剩、或空气过剩的气体微团。为了燃料空气混合均匀，需要在进气管、汽化器设计上用一些控制技术，确保发动机正常运行时燃烧性能良好。在发动机启动、大功率加速等特殊情况下，这些促进混合的控制技术，仍不能保证油滴完全蒸发，还需要改进。对于多缸发动机，各个气缸的混合比，可能相差10%。

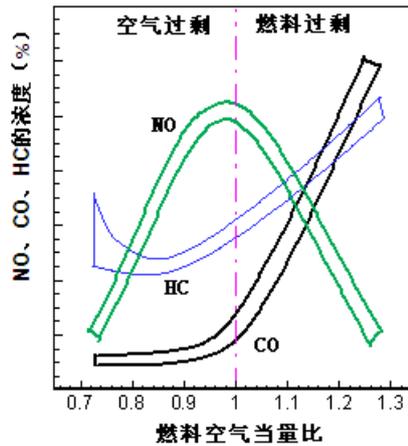


图 7 火花点火发动机废气中 HC、CO、NO 浓度与燃料空气混合当量比的关系 [16]

燃烧时，气缸内的参数与曲柄角度的关系，如图 6 所示。曲线  $p$  [见图 6(a)] 给出了气缸压力，可见活塞上移压缩、燃烧后的气体膨胀，使气缸压力增加，在上死点后  $20^\circ$  处，压力达到最大值。此后，在膨胀冲程结束时，活塞下移气缸容积增大，压力会下降。曲线  $x$  [见图 6(b)] 代表燃料的燃尽质量分数。从温度曲线 [见图 6(c)] 可知，温度出现瞬间升高，点火发生在  $-40^\circ$ 。在上死点  $30^\circ$  处，燃烧停止。

整个燃烧过程不大可能同时发生，它是分几个独立阶段进行的。为预测燃烧过程，需要以热力学为基础，而且要知道点火前后燃料空气的混合均匀性。为此，文献 [17] 提出了一个简单模型。该模型假设初始均匀混合物满足热力学平衡条件，气缸压力与位置无关；局部燃烧状态的气体所占的容积可以忽略，气体压缩过程是等温的；已燃和未燃气体在给定点的比热均为常数。用气体状态方程，质量、能量守恒方程，该模型可估算出燃尽质量分数  $x$ ，并把燃尽质量分数  $x$  表示为压力的函数。

燃料空气初始混合比，燃尽的与未燃的气体之间的混合，决定了化学反应速度的大小，而反应速度决定了温度分布。最简单的假设是：正在燃烧的燃料，与燃烧产物立即混合，气缸内气体温度均匀一致。研究表明 [16]：这种完全混合的假设，与较薄湍流火焰前沿的观察结果不一致，也不符合已燃气体中存在温度梯度的事实。文献 [16] 给出了近似处理：假设在燃烧的早期，并不存在混合；随着压力的增加，火焰前沿后部燃烧产物气体将被等熵压缩；未燃混合物也被等熵压缩。当等熵压缩、膨胀时，燃料各组分在定常压力下燃烧，但压力与焓是变化的。

如图 6(c) 所示，两部分的气体温度都表示为曲柄角度的函数，一部分是循环前期燃烧气体温度  $T_E$ ，另一部分是后期燃烧气体温度  $T_L$ 。每一部分燃烧产物气体温度均用  $T_M$  表示，未燃气体温度用  $T_U$  表示。实际上，每一部分气体都是在前期后期两种极端情况下燃烧的，正因为如此，整个燃烧过程的温度变化明显。计算表明 [16]：在前期和后期，燃烧产物气体温度峰值相差可达  $500\text{K}$ 。这些温度变化对燃烧气体中  $\text{NO}_x$  形成，影响很大。

若假设燃烧产物处于热力学平衡，则可以算出气缸压力、未燃气体、已燃气体温度分布、燃尽质量分数。把这些数据与测量结果相结合，就可以确定燃烧特性。为了研究污染物排放量和燃烧性能，有助于燃气轮机燃烧室的设计，已经开发了发动机燃烧室的计算机模拟程序。

### §2.3 火焰传播

在火花点火式发动机中，压缩冲程结束时（上死点），气体混合物温度应低于自动点火温度（自燃温度）。根据这个要求，可以选择压缩比。燃烧先在火花塞的电极之间发生，然后因气体间的热传导，火焰从开始燃烧的气体中心，向下一层气体传播。燃烧波向汽缸壁传播，导致未燃混合物被压缩。若压缩致未燃气体的温度升高，超过了自燃温度值，则这些未燃的残余混合物，就会立即自燃着火。通常，燃料的辛烷成分越多，自燃温度就越高。因此，发动机压缩比越大，所要求的燃料辛烷成

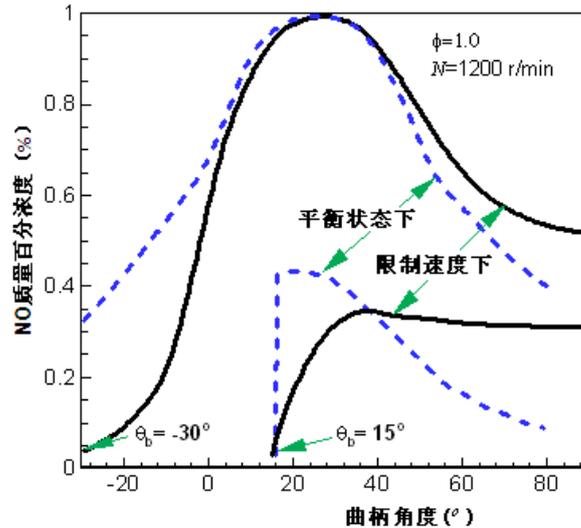


图 8 计算得出的NO浓度与曲柄角度的关系, 对应于不同时间 ( $-30^\circ$ 和 $15^\circ$ ) 的两组气体。虚线表示平衡状态想NO的浓度, 实线表示限制速度下NO的浓度 [16]

分就得越多, 这样就可避免压缩冲程结束之前的自燃。

气缸壁上的高温沉积物, 有点火作用; 若气缸顶部温度不低, 顶部沉积物也有点火作用。在汽缸壁、顶部沉积物点火的情况下, 火焰波由几个源点传播, 燃烧室内压力很快升高, 足以超过正常运行最高值 $20\sim 30\text{bar}$ , 导致热损失、活塞圈磨损增加。沉积物点火的反复作用, 会进一步提高壁面温度, 从而出现更多的沉积物点火源。通常, 汽缸壁和顶部壁面温度的提高, 有利于减少壁面熄火边界层的厚度、减少发动机热损失。因此, 发动机设计优化时, 力求避免壁面沉积物点火, 尽量使壁面温度均匀, 接近但低于沉积物自燃温度。

若火花提前点火时间过长, 在压缩冲程就会出现点火、燃烧, 使压力峰值增加很多 ( $20\sim 40\text{bar}$ )。若气体混合不均匀, 则出现点火延迟, 改变火焰通过混合气体的传播速度。若混合比等于化学当量比, 则点火延迟很短, 发动机能正常运行。对于火花塞之间的混合气体, 若其混合比不等于化学当量比, 有燃料过剩、或空气过剩, 点火延迟时间将增加, 发动机运行效率降低。混合气体的不均匀性, 造成的不均匀运行和低效率, 会带来发动机剧烈振动。对于单缸发动机, 这种现象更显著。

## §2.4 火花点火式发动机的废气

### §2.4.1 NO的形成

在火花点火发动机废物中的 $\text{NO}_x$ 中, 只有NO是在火焰前沿面及火焰后部气体中产生的。对于燃烧后的气体, 因压缩而处于高温情况下, 在火焰后部气体中形成的NO较多。燃烧后的气体中, O、 $\text{O}_2$ 、OH、H、 $\text{N}_2$ 处于局部平衡, 而且N呈稳定状态。根据泽尔多维奇的燃烧机理, 可以用数值积分算出NO的质量分数。

对于曲柄角度为 $-30^\circ$ 和 $15^\circ$ 时的两组气体, 其中的NO浓度与曲柄角度的关系, 如图 8所示。在前期燃烧的气体中形成的NO浓度, 比后期燃烧气体中形成的NO浓度要大得多。原因在于循环前期燃烧的气体温度高, NO生成反应速度大。

NO浓度可以通过取样, 用化学荧光辐射技术进行测量。通过在单缸发动机实验, 可以测出NO摩尔分数与曲柄角度的关系。与计算结果的对比, 如图 9所示 [16]。NO 的摩尔分数, 是在离火花塞的两个不同的距离点测定的 [17]。火焰前沿面, 先达到测量窗口 $W_2$  ( $-5^\circ$ ), 再到达窗口 $W_3$  ( $10^\circ$ )。实验表明, 在近点火火花的窗口 $W_2$  处, 测得的NO浓度, 明显要高于 $W_3$ 处测得的NO浓度。这些实验和计算

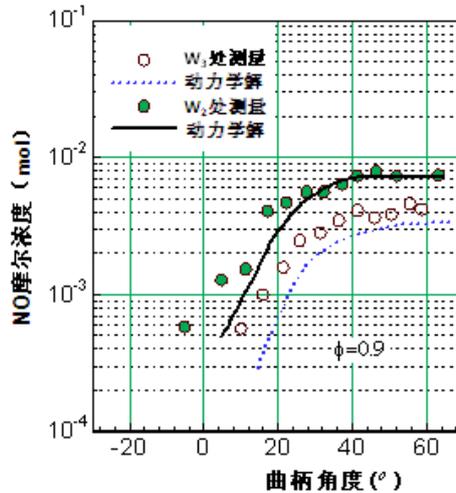


图 9 单缸发动机NO浓度的测量值与计算值的对比。NO浓度是提高石英窥视窗口监测燃烧产物辐射得到的。火焰前沿面先经过 $W_2$ 窗口 ( $-5^\circ$ ), 然后再经过 $W_3$ 窗口 $10^\circ$  [16]

结果表明, NO形成速度有限。在膨胀冲程, NO化学反应将被冻结, 且在燃烧室中NO有浓度梯度。

燃烧室形状和压缩比, 是影响NO排放量的重要设计、操作参数, 因为火焰长度和速度、混合物进口的压力和温度、点火时间、新鲜气体与循环气体的混合、发动机运行效率, 都受这些参数影响。在燃料燃烧过程和膨胀的前期, 燃烧气体的温度和氧气的浓度, 是影响NO形成的最重要因素。

当混合物的混合比低时, NO浓度在膨胀冲程的初期就被冻结, 只有少量发生热解。当混合比高时, 在NO浓度冻结之前, 当气缸压力达到最大时, 在NO浓度峰值处, 有大量的NO被热解。

**废气再循环 (EGR)**, 是减小 NO排放量的一种有效方法。一部分发动机废气用作再循环, 与进入的新鲜气体混合。废气属于未燃燃料含量很少的气体, 它的再循环参与混合, 使燃料、氧气的浓度下降, 从而降低能量分布密度, 导致燃烧产物气体温度下降, 火焰速度下降。测试发现, 废气再循环, 可明显减少 NO排放量, 而在低混合比时更明显。

NO排放量的很多控制方法, 对**单位燃料消耗量**, 有直接影响。NO排放量、和燃料的消耗量, 对发动机压缩比、点火时间、燃烧速度、混合比、废气再循环是敏感的。计算发现 [16]: 在 NO排放量低的情况下, **低速运行发动机**有较合适的单位燃料消耗量; 在 NO排放量高的情况下, **高速运行发动机**有较合适的单位燃料消耗量。

### §2.4.2 CO的排放量

在传统发动机中, CO排放量主要是通过燃料空气混合比进行控制的。对于高的混合物混合比, 废气中 CO浓度, 随燃料过剩量的增加而升高。对于低的混合物混合比, 废气中 CO浓度对混合比的变化不敏感, CO摩尔浓度的数量级是  $10^{-3}$ 。

火焰后的产物, 在最高循环温度(2800K)和压力 (15~40atm)的条件下, 基本上达到平衡状态。在最高温度、压力下, CO达到平衡所需要的时间, 比压缩、膨胀带来的燃烧气体条件改变所需要的时间要短。因此, 燃烧反应带下游的燃烧气体中, CO浓度会迅速达到平衡状态的浓度。曲柄在上死点之后大约 $\sim 60^\circ$ 角之前, 燃烧气体基本上将保持平衡状态。

根据实验和理论研究, 可以得出结论 [16]: 对于高混合物混合比, 测得的CO浓度平均值, 与废气中 CO的平衡浓度比较接近; 对于接近化学当量比的情况, 测量值与局部平衡状态下 CO浓度的预测值相等, 浓度在数量级上要大于相应排气条件下 CO浓度平衡值; 对于低混合物混合比, 测量值比局部平衡状态下的预测值, 要高得多。对于低混合比运行的发动机, 燃烧室壁面熄火层产生的 CO,

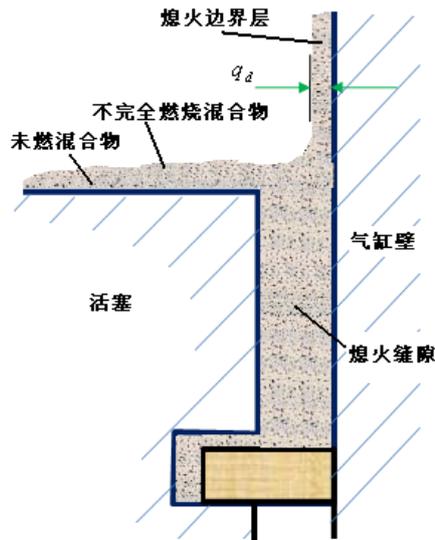


图 10 活塞和气缸的局部断面图（显示了熄火层、活塞顶-第一活塞环-汽缸壁之间的熄火容积） [16]

占排放量的绝大部分。在排气过程，因 HC 的局部氧化，也能生成 CO。

低混合比操作，可以最有效地控制 CO 排放量。发动机起动时，CO 排放量要比正常运行时高得多，因为这时采用的阻风阀，使发动机在高混合比的情况下运行。发动机加速运行时，混合比的加大，也会增加 CO 排放量。

### §2.4.3 HC 的排放量

若燃料空气混合比大约为 1/18，在碳氢化合物 HC 排放量达到最小值。当混合比很小时，发动机点火困难，导致 HC 排放量迅速增大[见图 7]。这时，火焰传播速度变得很慢，在气体膨胀冷却使反应停止之前，燃料不会完全燃烧。对于高混合比情况，未燃 HC 排放是燃料过剩造成的。在正常运行情况下，除了熄火边界层、气缸缝隙中的气体混合物，大部分的气体混合物都能完全燃烧。

熄火层、活塞顶-第一活塞环-汽缸壁之间的熄火容积，如图 10 所示 [16]。冷的壁面，可阻止火焰传播。壁面冷却，使火焰熄灭，在壁面附近形成约  $100\ \mu\text{m}$  的熄火边界层，其中含未燃尽的碳氢化合物 HC。对发动机废气的色层分析发现，存在有超过 200 种有机化合物。这些化合物与大气的反应是不一致的，只有一些能够形成光化学烟雾。废气中碳氢化合物 HC 成分与燃料的成分有关。对于烯烃和芳香烃含量较高的燃料，相应的废气中 HC，反应性较大。在热解、氧化后，废气中会存在原始燃料中没有的碳氢化合物。

熄火边界层厚度，主要取决于熄火时未燃混合物的温度、压力，也与燃料空气混合比有关。对于高的混合物混合比，熄火层厚度很小；对于低的混合物混合比，其厚度因火焰速度较小而变大。当发动机从全速运行到空载运行时，预计熄火层厚度将从大约  $75\ \mu\text{m}$  增加到  $400\ \mu\text{m}$ 。因火焰达到气缸头部、活塞面不同部位的时刻不同，在气缸头部、活塞面上的熄火层厚度，是不一致的。

现在，阀门周围、活塞面和气缸头部之间的熄火缝隙，大部分已能消除，仍然存在的主要缝隙，是第一活塞环上部的活塞与气缸壁面之间的那部分容积。研究发现 [18]，改进活塞的设计，可以大大降低废气中 HC 排放量。当负荷增加时，燃烧室壁面温度的提高和熄火后 HC 的氧化，使废气中 HC 含量下降。气缸壁面粗糙度、壁面沉积物的增加，可以使 HC 排放量增大。

在排气冲程，发动机内外的压力差、活塞的移动，把废气经过排气阀排出。熄火层中未燃尽 HC 释放程度，取决于气体动力学因素未燃尽 HC 与燃烧产物气体微团混合，将被氧化，而氧化程度取决于混合物温度和混合比。快速反应取样器对浓度的测量，发现排气冲程结束时，HC 的浓度很高。

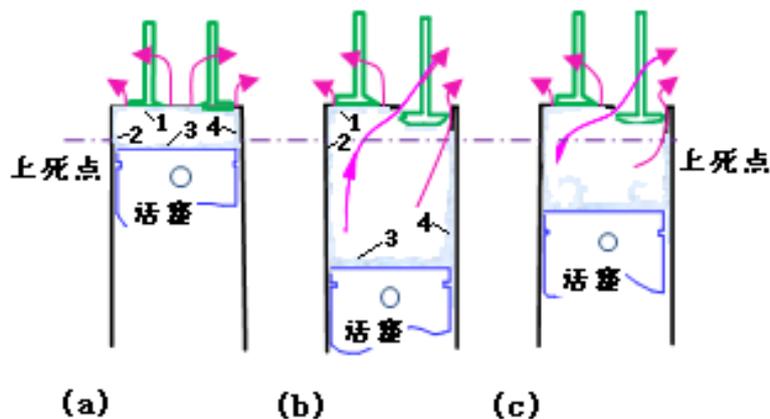


图 11 影响碳氢化合物 HC排放的主要过程示意图。(a)形成熄火边界层1,2,3和熄火缝隙4; (b)第一个活塞环上面的活塞顶部与气缸壁面之间的熄火容积4中的气体因压力下降而膨胀。当废气阀打开时,气缸顶部熄火层1,2由气缸排出; (c)在排气冲程,活塞向上运动,含未燃HC的气缸壁边界层被卷成旋涡 [16]。

熄火层的形成和发展,可以用于对废气中HC的测量结果作出解释 [19]。如图 11(a)所示,在燃烧室壁面上的火焰熄灭,壁面上出现熄火边界层,汽缸壁和活塞之间出现熄火缝隙。在膨胀冲程,见图 11(b),边界层区域扩大,厚度增加。排气阀打开时,发动机内外的压力差,使大量气体流出阀门,而且熄火边界层中的部分气体也被排出。在排气冲程,见图 11(c),活塞上移,刮掉了气缸壁面上的边界层,并被卷成气体旋涡。排气冲程结束时,这种含HC颇多的气体旋涡,将从气缸中排出。

单缸发动机的实验结果 [16, 19],如图 12、13所示。图 12给出了废气瞬时质量流量的测量值,并把它表示为曲柄角度的函数。排气阀打开后,废气立即从气阀流出,放气过程开始。当活塞处于下死点时,废气流从超音速变成亚音速状态,且质量流量下降。在这一阶段,放气过程控制着排气,活塞移动的作用不大。当活塞从下死点向上移动时,废气被迫从排气阀流出。在图 12中,实线曲线是以等熵压缩模型为基础,根据方程

$$\dot{m}_E = \rho A_p V_p \quad (5)$$

计算得出的。其中 $\rho$ 是废气的密度, $A_p$ 是活塞头部的横截面积, $V_p$ 是活塞移动的速度。

图 13(a)(b)分别给出了放气过程中排气阀外测得的 HC浓度和 HC质量浓度的测量值,并把它表示为曲柄角度的函数,以显示 HC排放量在放气过程的瞬时变化。在放气过程,熄火层的部分HC随燃烧产物一起流出。这一冲程结束时,排放的 HC浓度较高,质量流量也大,完全是一部分旋涡气体(它是由活塞上移、刮掉气缸壁上熄火层形成的)从气缸排出造成的。排气等熵压缩模型和活塞上移非可压模型估算结果,与单缸发动机的实验测量结果相当吻合(见图 12)。

表 5给出了发动机设计、操作参数对废气中HC排放量的影响。通常,对 HC排放量有影响的设计、操作参数,相应的分析从以下四个方面考虑:

- (1) 燃烧室熄火区的形成;
- (2) 燃烧室熄火后的氧化;
- (3) 离开燃烧室时 HC的质量浓度;
- (4) 排烟系统的氧化。

为了减少因熄火形成的 HC产量,要综合考虑设计、操作参数的影响。为加快燃烧后的反应,应提高温度和氧气浓度,以达到减少 HC排放量的目的。但是,提高废气温度,会增加单位燃料消耗量,因此废气升温的方法,通常不用。

表 5 发动机设计、操作参数对HC排放量的影响

HC熄火区的形成	熄火后的氧化	离开燃烧室时HC的浓度	排烟系统中的氧化
a. 有效面积与体积比 1. 压缩比 2. 燃烧室结构 3. 点火时间	a. 与室内空气的混合 1. 速度 2. 进气系统结构 3. 燃烧室结构	a. 发动机尺寸与形状 1. 压缩比 2. 燃烧室结构 3. 阀门重合打开时间	a. 氧气浓度 1. 混合比 2. 向排气口喷入的空气量
b. 熄火层厚度 1. 压缩比/EGR <sup>1</sup> 2. 负荷 3. 壁面温度 4. 壁面粗糙度 5. 壁面沉积物	b. 氧气浓度 1. 混合比	b. 操作参数 1. 负荷 2. 排气压力 3. 速度	b. 废气温度 1. 压缩比 2. 点火时间 3. 负荷 4. 混合比/EGR 5. 燃烧效率 6. 热损失
c. 熄火缝隙 1. 燃烧室结构 2. 混合比/EGR 3. 负荷 4. 沉积物	c. 膨胀时室内气体温度 1. 压缩比 2. 点火时间 3. 负荷 4. 混合比/EGR 5. 燃烧速率		c. 停留时间 1. 排气系统容积 2. 废气流量
	d. 壁面温度		d. 废气反应器 1. 热力反应器 2. 催化转换器

<sup>1</sup>EGR: Exhaust Gas Recycle, 废气再循环。

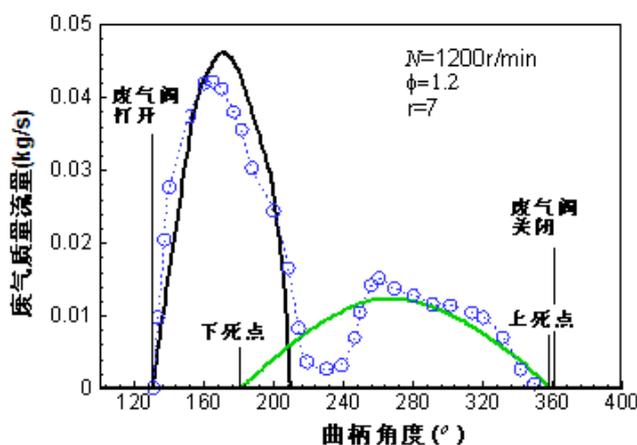


图 12 排气阀外测得的废气瞬时质量流量（虚线）；排气过程的等熵可压缩模型和活塞移动过程的非可压缩明显（实现） [16]

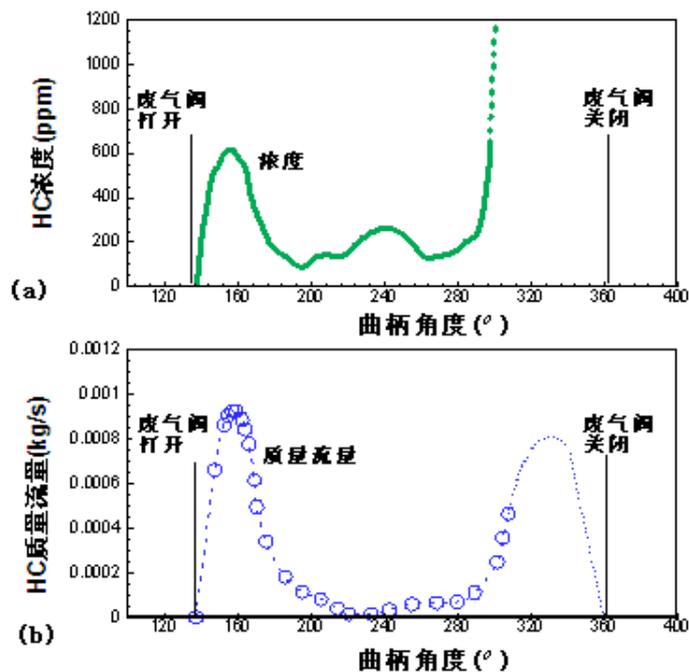


图 13 排气过程的废气中的HC浓度、质量流量的变化 [16]

#### §2.4.4 控制污染物的方法

以上讨论的，主要是如何控制燃烧来降低污染物排放量的方法。在这些方法完善之前，对于各种发动机，污染物的排放处理，是用废气反应器。有两种废气反应器，已经在汽车上得到应用。催化转换器，用了 NO 还原催化剂、CO 和 HC 的氧化催化剂处理废气。热力反应器，主要功能是完全燃烧未燃尽的 HC 和 CO。

汽车发动机用的催化转换器，如图 14 所示。从发动机排出的废气，被强制通过球粒催化床。通常，催化剂是由少量活泼物质如贵金属、过渡金属、非过渡技术的结合物组成，并沉积在热稳定性良好的支承材料（比如铝）上。适合控制 HC 和 CO 含量的催化剂，包括贵金属铂、铑、钯。这些金属不易中毒，与支承材料几乎不发生反应，并且止光特性较好。然而，这些催化剂遇磷、硫、铅，易中毒。因此上述成分在燃料中的含量非常少。

在有氢气和 CO 的情况下，通过催化转换，可以减少 NO 排放量。为此，一种合适的催化剂是含钨的催化材料。NO 的催化剂，主要要求是不易氧化，反应产物是氮气而不是氨，不易中毒。催化剂表面结构的热稳定性要好，其性能与气体温度、燃料空气混合比之间有一定关系。在催化和热力反应器中，CO 和 HC 的转化程度与反应器温度的关系，如图 15 所示。

催化转换器，对燃料空气混合比很敏感，可用作废气中的氧气传感器，并入反馈系统控制燃料流量。催化转换器使用的特殊问题，是燃料中的硫转化为硫酸的形式排放，在高速公路附近，可能有高浓度的硫酸盐。

热力反应器，用于在高温下混合氧化未燃尽的 HC 和 CO。热力反应器结构，要求有较低的热损失、较长的停留时间、较小的热惰性。它的操作温度，决定于废气进口温度、反应器的热损失、反应器中参与燃烧的 HC、CO、H<sub>2</sub> 的数量。燃料过剩时，需要输入二次空气来处理废气，由于过剩燃料燃烧，反应器内温度可达 200°C。空气过剩时，反应器内温度较低，要大幅度降低废气中 HC、CO 的排放量也比较难。主要缺点，是未燃尽燃料的燃烧，不会增加发动机的驱动力。

传统的火花点火发动机，发展水平高，在产品的成本、可靠性方面，使改革型设计产品，难以与之媲美、抗衡、竞争。对传统发动机作局部改进，也旨在节省燃料和降低污染物排放量。这些局部改

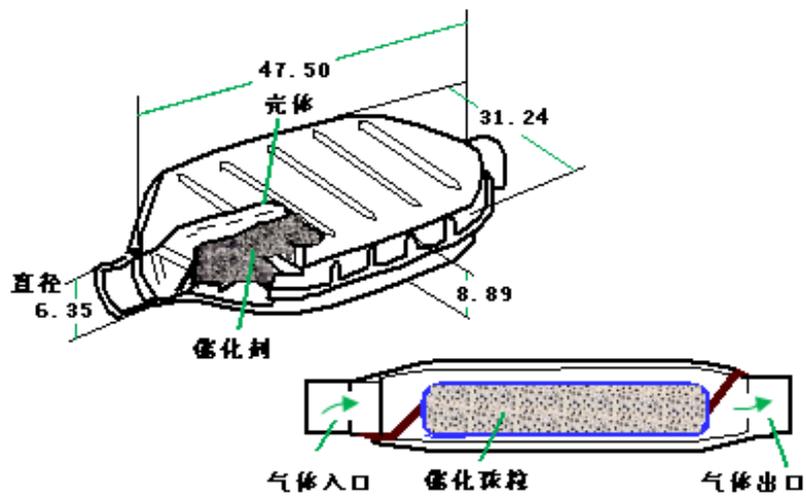


图 14 球粒催化转换器示意图

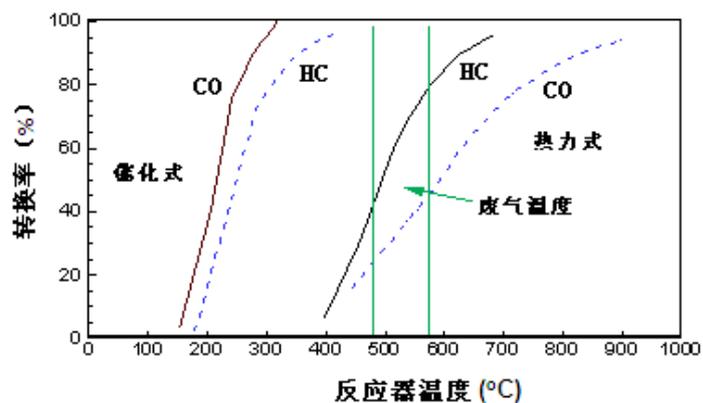


图 15 废气处理用的催化转换器与热力反应器的比较 [16]

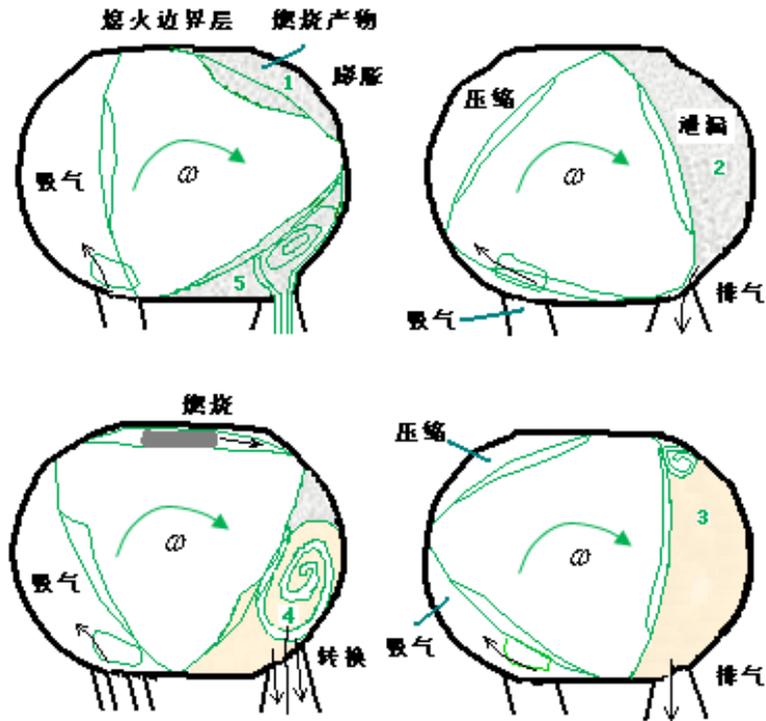


图 16 Wenkel型发动机排气过程中HC的熄火和泄漏情况示意图 [16]

进的发动机有两种（Wankel型和分段燃烧型）已经批量生产。

在Wenkel型转缸式发动机中，未燃尽混合物被送回旋轮顶部与旋轮外壳之间空隙中。旋流转动时，这种空隙的形状也发生变化，空隙中的气体要燃烧、膨胀，并最终从发动机排出。相应的循环过程，与往复式火花点火冲程发动机的循环过程相同。采用旋轮结构，明显降低了发动机的重量，但旋轮和外壳之间的密封，还没有达到预期的要求，导致 HC排放量较高，而NO 排放量却比较低。对于Wenkel型发动机，NO排放量与混合比的关系，与活塞式发动机的类似。当空气稍有过剩时，NO的浓度达到最大。废气再循环、点火时间、发动机负荷对 NO排放量的影响，也与活塞式的类似。

Wenkel型发动机排气过程中，HC的熄火和泄漏情况，如图 16所示。在图示的空间 1内燃烧已经完成，但沿旋轮壁和旋轮外壳，还有一个未燃尽的熄火层。旋轮转动，将把熄火层刮到尾部形成的燃烧气体旋涡中。在阶段 2，排气阀打开并排出已燃气体，旋流顶部的一部分熄火层也被带出；同时，未燃尽燃料和空气从压缩室向旋轮尾部、外壳构成的区域泄漏。直到燃烧室中的火焰前沿到达密封顶点为止，当旋轮进一步朝图中的位置 3移动时，旋轮从排气阀附近移开，因此就只有燃烧气体排出。当旋轮到达图中的位置 4以前，旋涡不断增加。Wenkel 型发动机HC 浓度的最大值，与传统活塞式相近。

对于Wenkel型发动机，有效表面积与体积的比值较大，这个比值，还有燃料空气混合比、点火时间、发动机负荷和转速，对 HC排放量都有影响。燃烧室的凹形轮廓、密封件的设计、有效泄漏面积，也是 HC排放量的重要影响因素。为了降低排放量，还得应用催化转换器和热力反应器。

对于分段燃烧型发动机，燃烧室的不同区域内混合气混合比是不同的。通常，在独立预燃室、或燃烧室的某一区域内，都会有燃料过剩区域。燃烧分两个阶段，先按高混合比燃烧，再迅速混合，在低混合比下完成燃烧。避免了在化学当量比下的燃烧，燃烧期、膨胀期的气体温度都较低，热分解较少，爆燃可能性减小，可用的压缩比较大。分段燃烧，既可节约燃料，也可降低污染物排放量。经验表明，与传统发动机相比，这种发动机可以在混合比更小、废气再循环(EGR)比更大的情况下运行。

分段燃烧发动机燃烧室及其高压喷嘴，如图 17所示。活塞顶部下凹陷，燃料直接喷射到这一凹

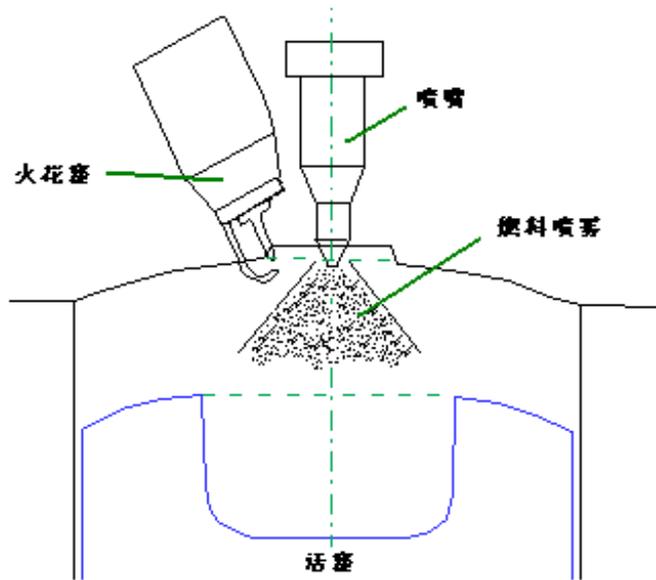


图 17 分段燃烧发动机燃烧室及其高压喷嘴示意图 [16]

陷处，空气流在这里会产生旋涡。燃料喷射是时间调节的，使火花塞附近混合物有高混合比，气缸内点火容易，而发动机燃料空气总的混合比将保持空气过剩。这种分段燃烧发动机与柴油机有点相似。低混合比运行，避免燃料空气按照化学当量比燃烧所致的高温，可使  $\text{NO}_x$  排放量较低。碳氢化合物 HC、CO 的排放量，相当于或低于传统火花点火发动机的水平。在节约燃料方面，效果更显著。

分段燃烧发动机的预燃系统，如图 18 所示，设置在发动机气缸的顶部。燃料通过油喷嘴直接喷射到预燃室中，混合物是在燃料过剩情况下点火。点火后膨胀的气体经过与主燃烧室相通的喷口喷入主燃烧室，与供入的空气混合燃烧。这种发动机的  $\text{NO}$  排放量较低，对燃料空气总的混合比的变化，不太敏感。当发动机在低混合比下运行时，CO 的排放量也是比较低的。若再注意选择燃料喷射速度、压力、点火时间，则废气中 HC 的浓度也可降到非常低的水平。

对于火花点火式发动机，排放废气中的**烟尘颗粒物**主要是碳黑、铅、硫酸盐。当发动机用**铅添加剂燃料**运行时，排放的固体颗粒，可达  $0.5\text{g}/\text{km}$ 。当汽车用无铅燃料时，固体颗粒排放量会明显降低。通常，冷发动机的颗粒排放量，要比热发动机的大得多。用含铅燃料时，颗粒尺寸分布的情况是，大约 80%（质量百分数）的颗粒，粒径小于  $2\mu\text{m}$ ，大约 40% 的颗粒粒径低于  $0.2\mu\text{m}$ 。

发动机排出的烟尘颗粒，绝大部分是在排气系统中形成的，源自气相冷凝；凝聚增大颗粒的尺寸。这些颗粒可能直接排放出来，也可能在排气系统壁上沉积，结块后再排出。在发动机加速运行时，当废气量突然增加时，颗粒，铁锈、结垢物也将被突然排放。在排出颗粒的总质量中，铅化物的质量约占 20%~80%。通过适当调节控制，碳黑的排放量可以降到很低的水平。

### §3 柴油发动机

#### §3.1 引言

柴油发动机，在运输系统、固定的能源动力系统中已经得到广泛应用。柴油机大多用于公路交通的货车、大客车，有些地区甚至代替蒸汽机，用于铁路交通系统。在偏僻地区，主电网有故障时，柴油机用来发电。城市的公共汽车，有时也用柴油机提供运输动力。

柴油机的特点是能节约燃料，热效率比火花点火发动机高得多。原因在于压缩比较大，用自燃

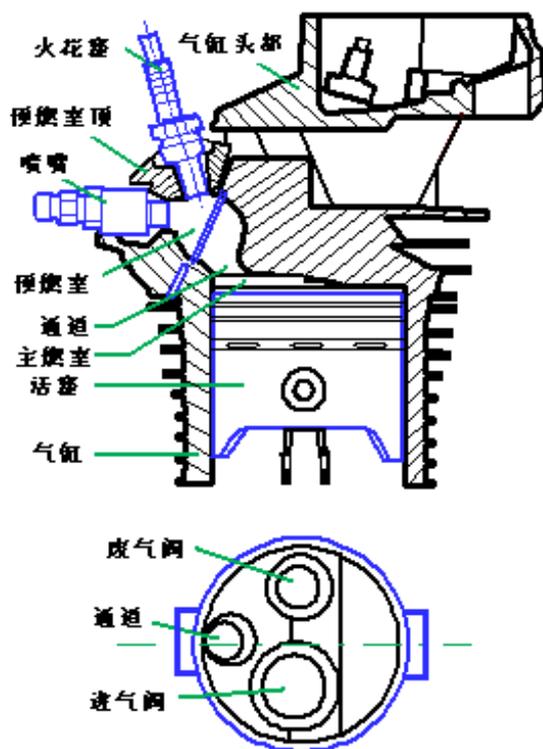


图 18 分段燃烧发动机的预燃系统（容积空间占42%） [20]

点火，没有节流阀，排气损失小，燃烧过程中的燃料空气总的混合比，低于化学当量比。但是，柴油机经常排放刺激气味的黑烟，产生的噪音较大。大量的研究，使柴油机污染物排放量明显减少。大多数柴油机，与类似火花点火发动机相比，CO、碳氢化合物HC的排放量更少。柴油机的许多特殊问题，涉及到喷入燃料的点火，因此，开展了高压下喷雾蒸发燃烧特性的大量研究。在柴油机燃烧室内，只有在燃料空气混合比、温度、火焰传播的要求都满足的地方，才能发生点火。燃烧室内沿长度方向，混合比、温度都是有很大变化的。对于柴油机研究，重点就是把握燃烧机理，优化设计，尽量提高燃烧效率，降低污染物排放量。

柴油机主要有两种类型，一种是**直接喷射型**，另一种是**间接喷射型**。直接喷射和间接喷射，是指燃料进入燃烧室的方式。间接喷射，是先把燃料喷射入单独的预燃室，与部分空气混合后再进入主燃烧室。直接喷射是常用的，把燃料直接喷射入燃烧室。间接喷射的目的是用预燃室完全蒸发燃料，力求避免液滴进入主燃烧室。柴油机不需要火花点火，燃料蒸汽空气混合物，在高压压缩比的压缩下温度可超过着火点，发生自燃。

### §3.2 直接喷射型发动机

对于直接喷射的发动机，燃料空气混合所需的动能，一部分来自液体燃料的喷射，另一部分来自空气的喷射。燃料的比动能是

$$E_f = C \frac{\Delta p_f}{\rho_f} \quad (6)$$

$C$ 为速度系数， $\Delta p_f$ 为喷口的压降， $\rho_f$ 为燃料密度。在喷射过程中，喷口压降是变化的，开始为0，而后逐渐增加到最大值，最后在喷射结束时又降为0。这个压降，对油滴尺寸大小、燃料空气混合速度都有影响。喷射即将结束时喷口压降的减少，可能降低混合性能 [21]。

在吸气冲程，空气经过吸气口有一定的速度，若在吸气口设置旋流阀，使空气有旋流流动。在压

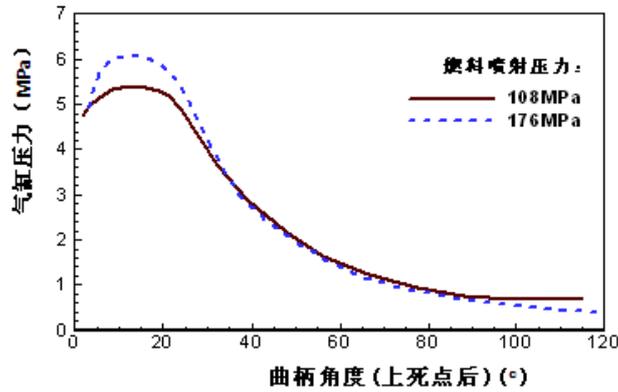


图 19 气缸压力与曲柄角度的关系 [23]

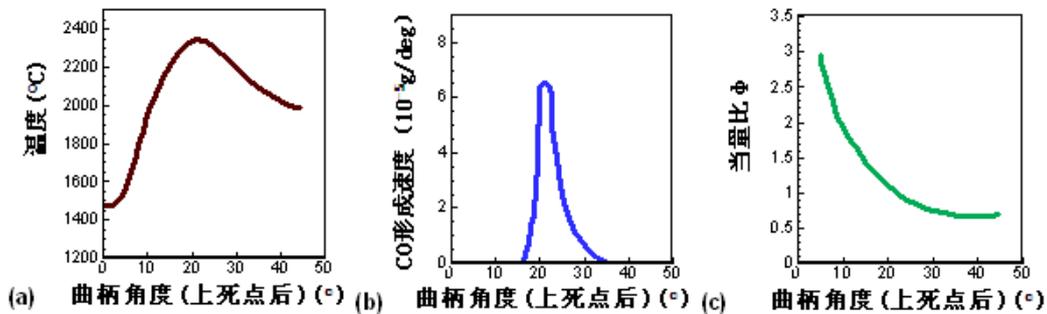


图 20 中压喷射燃烧带中混合温度(a)、NO形成速度(b)、燃料空气混合当量比 $\phi$ (c)与曲柄角度的关系 [23]

缩冲程，非旋流部分衰减剧烈，旋流仍保持着。当活塞接近上死点时，燃料径向喷入气缸，并把空气卷吸到喷雾中。因此，空气流动形式有两部分组成，一部分是旋流的切向运动，另一部分是燃料喷射引起的径向运动。

研究发现 [22]：燃料喷雾锥的顶端可以穿透燃烧室，直喷到壁面上，喷雾锥核受空气旋流流动的影响很小，几乎没有产生明显的偏转。但较小的油滴和燃料蒸气会被旋流带离喷雾锥中心区。

柴油机燃料的雾化和空气的旋流，要保持平衡。雾化程度过大，会降低喷雾锥的穿透性，旋流越强同样会降低穿透性。上述两种情况，都会使燃料空气的混合变差，降低发动机的燃烧性能。燃料雾化、空气旋流的最佳值，因发动机而异，取决于燃烧室的几何形状、喷嘴的数目和大小、油滴尺寸分布、旋流空气和喷射燃料的相对动量。

气缸压力与曲柄角度的关系，如图 19所示。可见，在上死点（TDC）后大约  $10^\circ$  时，气缸压力达到的最大值，约为 6MPa。燃料在喷射压力为 108MPa 时，气缸压力随曲柄角度的变化曲线，不同于喷射压力为 176MPa 时的变化曲线。在中等喷射压力（108MPa）下，燃烧带中混合温度、NO 形成速度、燃料空气混合当量比随曲柄角度的变化，如图 20 所示。随曲柄角度增加，当量比降低，温度先升高后下降，在混合当量比接近 1 时，达到最大值。几乎所有的 NO 都是在当量比很窄的范围内形成的。用较高的喷射压力，造成的膨胀初期局部温度升高，可使 NO 的形成速度加大。

### §3.3 预燃室型发动机

预燃室发动机的燃烧室，分为预燃室和主燃室。先把燃料喷射到预燃室的空气中，在发生膨胀

后,再进入主燃烧室。气体经过主燃烧室入口时,产生旋流。这种发动机,有时称为间接喷射式、或燃烧室分开式发动机。混合先是借助压缩冲程进入预燃室的空气流,后是借助于从预燃室进入主燃室的燃烧产物气流。混合并不主要取决于燃料喷射的动能,喷射压力可以低于开式燃烧室型发动机的喷射压力。预燃室型发动机的最高压力、压力升高的速度、噪音水平,都比开始燃烧室型发动机的低。预燃室型发动机,面积-容积比较大,湍流强度较高,造成冷却损失较大,热效率较低,而且当气体从预燃室进入主燃室时,高速气体冲击会产生较大的局部热应力。

预燃室在燃烧初期,因燃料过剩,其中的碳黑生成量较大。在燃烧后期,从预燃室进入主燃室的气体速度湍流强度较大,可与主燃室内的空气充分混合,促进的充分燃烧结果,是烟尘、NO、HC的排放量,都比开式燃烧室发动机相应的排放量低。

### §3.4 燃料喷射

柴油机燃料喷射系统,用高压泵和小尺寸的**喷嘴**。喷嘴的主要类型,有节流型、针栓型、单孔型和多孔型用单孔喷嘴时,需要在燃烧室壁面上钻透一个小孔,使液体燃料喷入,形成一个圆形液体射流。燃料经过喷口的压差很大,液体燃料的喷射速度大约几百米/秒,射流的初始直径不足1mm.因此,燃料会很快破碎成液滴,在喷口处很短的距离内形成液体喷雾。高速液滴从周围卷吸空气,形成含液滴的两相流,其动量来源于液滴。

#### §3.4.1 喷流雾化过程

喷射液体碎裂的原因,是液体射流的不稳定及液体与周围空气的剪切力。液滴大小不均匀,但按照一定的规律分布。液滴运动的阻力,是液滴尺寸和液滴与空气之间的速度差的函数。大的液滴动量较大,其穿透深度大于小的液滴。喷射液滴在燃烧室内的环境,是随时间变化的。刚开始喷射时,液滴进入相对静止的空气,后来则是进入前部液滴所形成的射流中。燃料喷射持续时间很短,柴油机的燃油雾化是非稳态过程,其特点完全不同于汽轮机、燃油锅炉等设备中的雾化。油滴所受相对阻力不同,导致油滴重聚,沿喷雾长度方向油滴尺寸分布的变化。

与其它喷雾一样,柴油液体先破裂为细丝,再变成大的油滴,随后分成小油滴。只要韦伯数( $We$ )大于临界值,油滴会不断地分裂为更小的液滴。**韦伯数**  $We$ 定义为惯性力和表面张力之比:

$$We = \frac{\rho D v^2}{\sigma} \quad (7)$$

式中 $\rho$ 为油滴质量密度, $D$ 油滴直径, $v$ 油滴与空气之间的速度差, $\sigma$ 为表面张力。韦伯数的临界值大约等于10.

对于柴油机,燃油雾化质量至关重要。在限定的时间内,燃油必须完成蒸发、燃烧。所有液滴在接触到燃烧室壁面之前,都要完全蒸发为蒸气。否则,在燃烧室冷却壁面上,会出现积碳,且必然有未燃尽的HC排出。油滴蒸发之后,要求有足够的时间,使油蒸气与空气混合,且在气体冷却、排出之前,要求有足够的时间完成燃烧。为满足这些要求,尤其重要的一点,是保证喷雾中不要形成大的油滴,油滴直径最好小于 $20\mu\text{m}$ 。

喷雾射流形状、油滴尺寸分布,主要取决于喷嘴压降、喷口几何形状、空气密度、液体的性质等。实验发现 [24],在液体喷射压力为280bar,室内空气压力为10bar的情况下,当喷嘴直径从0.4mm变化到0.8mm时,油滴直径变化范围是 $2\sim 40\mu\text{m}$ ,如图21所示。喷嘴直接的变化,对油滴直径分布的影响,如图22所示。燃烧室压力、喷射压力对油滴直径的影响,见图23。

研究发现 [25, 26, 27]:在超临界条件下,油滴蒸发燃烧特性,与在临界条件下的相比,区别不明显。据推测,喷射到超临界气体介质中的液体射流,可以按连续流体处理,因到达临界点,表面张力消失,喷油迅速雾化蒸发。

#### §3.4.2 喷雾穿透深度

对于喷射入柴油机燃烧室的液雾,其穿透深度是指所有液滴都完全蒸发时的位置到喷口的距离。

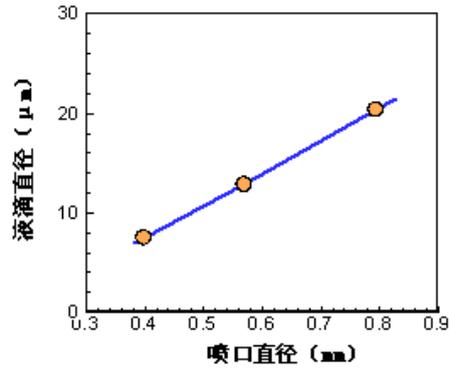


图 21 柴油雾化的液滴平均直径与喷嘴直径的关系 [24]

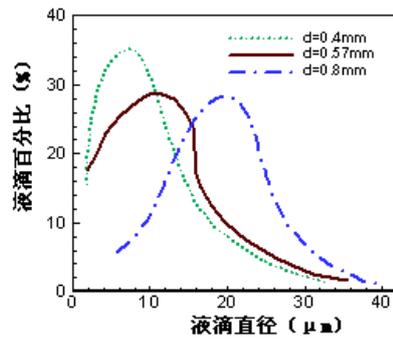


图 22 喷嘴直径和长度对液滴尺寸分布的影响 [24], 喷射压力280bar, 室内压力10bar.

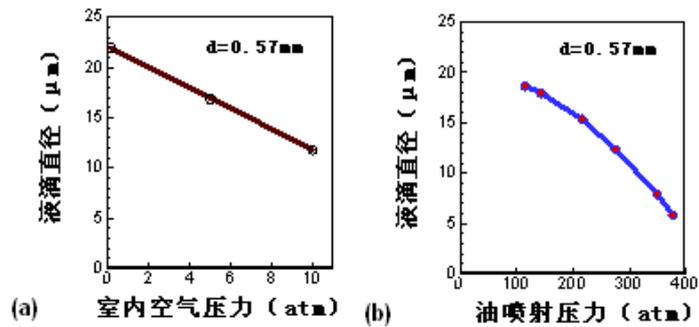


图 23 喷嘴直径为0.57mm时柴油喷雾的平均直径的变化 [24], (a)随室内空气压力; (b)随油喷射压力

这个穿透深度的精确定义，很难给出，因为决定于能观测到的最小液滴的尺寸。若用照像方法确定，则决定于光学测量系统对微粒的分辨率。对于穿透深度，测量得出的经验公式是 [28]:

$$x = 56.1\sqrt{B} \cdot \left(\frac{530}{T_g}\right)^{1/4}, \quad B = td \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_a}\right)^{1/2} \quad (8)$$

式中 $d$ 为喷口直径 (mm),  $t$ 开始时刻计起的喷射时间 (s),  $\Delta p$ 为有效喷射压力 (bar),  $T_g$ 燃烧室空气温度(K),  $\rho_a$ 燃烧室空气密度(kg/m<sup>3</sup>)。可以看出，减小喷射时间和喷口直径的积，可以降低穿透深度。穿透深度正比于  $(\Delta p)^{0.25}$ 。但是，随喷射压力的升高，油滴平均直径减小。通常，柴油机采用较高的喷射压力，使油滴平均直径达到 10 $\mu$ m左右。

液滴和空气之间有质量、动量、能量交换。喷口附近的喷雾是两相流射流。射流扩展，决定于空气被卷吸入射流的量随喷口距离的变化率，射流内液、气两相流体的密度比值。柴油喷射过程的射流分析，已经推导出出的穿透深度公式是 [29]:

$$x = \frac{d}{2\alpha} [\sqrt{B} - 1], \quad B = \frac{4\alpha(tv_f)}{d} \left(\frac{\rho_f}{\rho_j}\right)^{1/2} \quad (9)$$

式中 $d$ 是喷口直径,  $\alpha$ 是射流扩展系数 ( $\approx 0.085$ ),  $t$ 是喷射时间,  $v_f$ 是燃油喷射速度,  $\rho_f$ 、 $\rho_j$ 分别是燃油和周围介质的密度。

### §3.4.3 燃料的蒸发

柴油机的燃料喷射，压力很高，相应的范围是200~2000bar，它超过了大多数成分的临界压力。因此，当燃油喷出，压力突然下降时，会出现闪蒸。增压发动机气缸内空气压力，有时可能很高，但一般情况下气缸内空气压力均在20~60bar之间。燃油闪蒸的数量和份额，有点模糊，不大清楚。通常，闪蒸份额是个小量。但是很少的闪蒸，在最初的预点火中的作用是重要的。柴油机燃料蒸发，特别是涡轮增压柴油机的燃料蒸发，可能发生在超临界条件下。这种蒸发的程度，还将取决于柴油的化学成分。

油滴的蒸发速度，是尺寸、运动轨迹、温度、油滴周围气体浓度的函数。油滴直径的减小，造成油滴表面积、体积的比值增加有利于提高油滴的传热速度，油滴的蒸发速度。大油滴集中在射流核心，它会使周围气体熄火；气体与油滴之间温度差的减小，会进一步降低油滴的蒸发速度。

当曲柄经过4个曲柄度时，估计喷雾可到达气缸壁面上 [22]。若曲柄转速是1800r/min, 这个时间段大约相当于 0.4ms。在这个时间段内，小油滴可以完全蒸发，大油滴仅部分蒸发，可以预计喷雾会直接撞击到壁面上。研究发现 [30]: 在自然吸气柴油机的标准空气条件下，直径小于 11 $\mu$ m的正十六烷液滴，能全部蒸发。这种尺寸的大部分油滴，都将被旋流空气从喷雾核心带离。

在成分多样的液体喷雾中，随着油滴蒸发程度的加大，油滴中沸点高的成分浓度增加。当空气温度提高时，高沸点成分的浓度增加更明显。结果造成燃料蒸气部分按成分分开：喷雾中心处的油滴，含有大量沸点较高的化合物；而被旋流空气带走的燃料蒸气，含有大量较轻的化合物。

### §3.4.4 燃料喷雾的物理模型

旋流空气中燃料喷雾燃烧的物理模型示意图，见图 24 [30]。油滴尺寸的初始分布是高斯分布。直径较大的油滴集中在喷雾核心区。空气旋流可携带喷雾外围的小油滴穿过喷雾核心区，使燃料空气混合比的分布呈不对称分布。这种混合比分布曲线沿喷雾长度方向有变化。在喷雾下游边缘附近集中着一些较小的油滴。绝大多数被空气带离的油滴，在点火前完全蒸发。

研究表明 [21, 22]: 在喷雾中，点火先开始于喷雾下游边缘附近，接着单独的小火焰前沿就会向周围传播，点燃周围的可燃混合物。尽管混合物含有一些燃料过剩的气团将率先着火，但按质量平均计算的总混合比，则仍然小于化学当量比，即总体上是空气过剩。在喷雾下游以外的区域，混合物混合比太低不足以发生点火，但气体温度却足够高，足以热解燃料和发生部分氧化反应。部分氧化



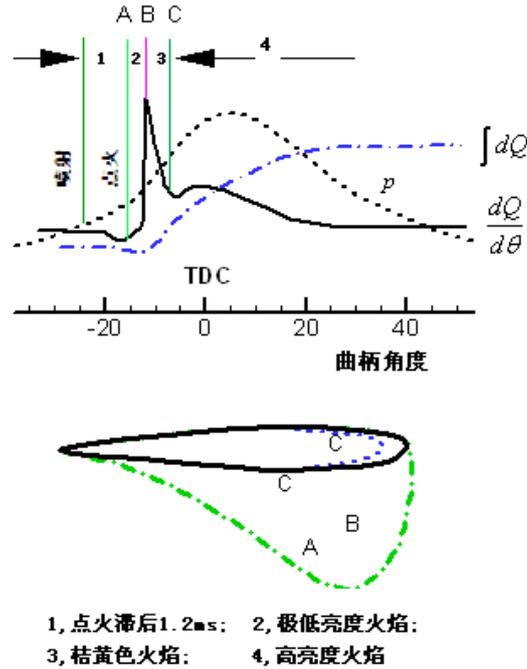


图 25 DI柴油机释热率与压力、喷雾距离的关系 [30]

采用逆止阀和节流喷嘴来降低后喷射的影响，可显著减少碳粒、未燃尽 HC和 CO的排放量

### §3.5 壁面上的燃料沉积

燃料喷雾能直接碰撞到气缸壁上，条件是喷雾中有动量足够大的一个液滴，未能在空气流的作用下出现大偏移变向、或未能完全蒸发。对于小型高速发动机，液滴撞击汽缸壁形成液膜是常有的。这一液膜的蒸发速度，决定于气体和壁面温度、气体压力和速度、燃料的特性。液膜有空气掠过，火焰就能传播到近壁距离很短的区域内。壁面上剩余燃料的燃烧完全度，取决于燃料的蒸发速度、燃料氧气的混合。若周围气体中氧气的浓度较低，或者燃料氧气不能充分混合，则燃料就只能蒸发不能燃烧。

在膨胀冲程，因活塞运动，气体会向外径方向流动，以充满活塞顶部与气缸端部的空间。在浅碗形燃烧室内，大部分燃烧发生在碗形空间。对于深碗形燃烧室，径向流动更重要。在膨胀冲程，仍有旋流，但旋流速度要比压缩冲程的要低。径向气流结合旋流气流，会促使燃烧蒸气、来自壁面上的燃烧产物，再流向气缸壁面，使壁面附近区域出现旋涡和流烟。这些旋涡含有碳黑颗粒，燃烧时火焰明亮。

### §3.6 释热率

DI型柴油机释热率、压力变化、和喷雾距离的关系 [30]，如图 25所示。DI型柴油机释热率、压力变化、和喷雾距离的关系 [30]，如图 25所示。当曲柄运动到上死点TDC前 22°时，开始燃料喷射，气缸压力会不断上升。燃料的点火延迟时间，大约为 1.2ms，在点火延迟期间，热空气把热量传递给燃料，燃料的释热率为负值。射流前部的油滴，先蒸发，以形成均匀的燃料空气混合物。油滴全部蒸发所需要的时间，比点火延迟时间少得多。当曲柄在上死点前 13°时，燃料开始点火；当曲柄在上死点前 10°时，燃料燃烧速度达到最大。在点火延迟后期，喷雾下缘外面的燃料便开始燃烧。当曲柄到达上死点前 10°时，火焰是很透明的，这表明燃料的燃烧，基本上被限制在射流的预混部分。

当燃料的释热率达到最大时,即在图 25的B点处,燃料累积的释热量,大约我总的释热量的 5%,意味着点火后所燃烧的燃料量大约我燃料总量的 5%。当曲柄在上死点前 10°时,可以观察到橙色明亮火焰,但是在曲柄角度到达上死点前7°之前,这种火焰并不传播到射流顶部。在后续的燃烧过程中,因有碳粒存在,可以看到火焰亮度较高。高亮度是扩散火焰的特征,它的出现证明了燃料先蒸发,再扩散到空气中,并以气体扩散火焰的形式燃烧。

气缸的热损失,与发动机的基本操作参数,如活塞速度、发动机负荷等有关。对于深碗式柴油机,在其上部的中心部分,当只有少量的空气流动时,辐射传热量,可达总传热量的 40%。瞬时辐射传热量,有时可能占瞬时总传热量的 50%。在火焰中,碳粒的温度大约为 2000K,火焰中的红外辐射来源于这一部分的碳粒。在燃烧剧烈的初始阶段,辐射传热也是很强烈的,但是当曲柄咋上死点后 30°之后,辐射传热便迅速降低,表面火焰的释热强度开始下降。

**湍流强度**决定着气流速度和温度的脉动。辐射传热对温度极其敏感。当火焰温度脉动达到 100K或更大时,会导致辐射传热和总的传热量明显增加。气体湍流脉动,可明显增加壁面上的对流传热,也是造成传热量脉动的原因。发动机中,用高温陶瓷衬套、增加材料绝热性能的实验,导致了发动机“热”部件的出现,如活塞、气缸端部、各种阀、气缸衬套和排气零件等。这样,就使发动机热效率较高。

### §3.7 预点火过程

柴油机内的燃烧,是从燃烧室中的许多**自燃点火中心**开始的,与汽油机内的火花点火有严格的区别。柴油机内的预点火,分为物理和化学两个过程 [30]。物理过程包括:液体射流的断裂和油滴的形成;喷雾的传热、油滴的蒸发;燃料蒸气向空气扩散形成可燃混合物。化学过程包括:重碳氢化合物的热解;热解产物和氧气之间的预点火反应。

喷射刚开始时,燃料的蒸气量不足,不出现明显的燃烧。预点火初期,可燃混合物气团的形成是支配性物理过程,在喷射过程的后期,引起自燃点火的化学过程转为支配型化学过程。

### §3.8 点火延迟时间

**点火延迟时间**,定义为柴油机中从喷射开始到形成若干个明显的点火中心所需要的时间。它的作用,对燃烧过程是重要的,对发动机的机械应力、噪音、污染物排放量影响很大。通常,实际采用的确定方法有两种:一种是借助于气缸压力测量,另一种是借助于气缸发光情况。测量发现,气缸压力有一个明显的突增点,这是由燃料开始燃烧造成的。这时,气缸内有充分的放热反应,使气缸内气体压力明显增加。若可测出从开始喷射到可见光放射的时间段,就可确定燃料的点火延迟时间。可见光放射主要来源于化学辐射或热辐射。化学辐射是甲醛分子激发的结果,而热辐射是火焰中高温碳原子造成的。在高速直接喷射式柴油机中,根据燃料开始燃烧导致气缸压力突增所测得的点火延迟时间为 1ms;而根据辐射可见光所测得的点火延迟时间是 1.2ms,后者稍大一点。

测得气缸压力的时间曲线,比较容易一些,而且由此确定的燃料点火延迟时间,通常都具有可重复性。柴油的点火延迟时间,与进入气缸的空气温度关系密切。例如,当进入气缸的空气温度,从 313K增加到 671K时,点火延迟就从 0.75ms降低到 0.45ms。挥发性强的燃料,点火延迟较长 [30]。燃料喷射温度保持相同,汽油的点火延迟为 2.14ms,2号柴油的点火延迟是 0.75ms。汽油挥发性强于柴油,汽油的蒸发和扩散速度比柴油的要大。因此,若燃料的点火延迟是物理过程控制的,则汽油的就要小一点。但是,对于高速柴油机,对点火延迟起控制作用的,恰恰是化学过程。测量发现,空气温度、压力、氧气浓度是点火延迟的主要影响因素。燃料的喷射量、喷射速度、喷射阀的控制压力、喷嘴尺寸这些物理因素,对点火延迟,影响很小。影响物理过程的其它因素,如空气速度、湍流强度等对点火延迟几乎没有影响。当油滴直径增大时,物理过程将变得比较重要。用低压喷射及加大喷口直径,可以改变点火延迟。涡轮增压可以减小点火延迟的影响及发动机噪音 [31]。

表 6 确定燃料点火延迟时间的经验常数 [30]

燃料	A	C	D	n
煤油	$2.76 \times 10^{-2}$	-1.60	7280	-1.23
正庚烷	0.748	-1.39	5270	-1.44
正十二烷	0.845	-2.02	4350	-1.31
正十六烷	0.872	+2.10	4050	-1.24

### §3.9 预点火的化学反应

对四种不同的液态碳氢化合物, 实验发现 [32], 在点火后期有过氧化物和乙醛生成, 而且在气缸压力突增之前, 这些生成物的浓度就已经达到最大。对于十六烷含量较高的燃料, 这些中间产物的浓度达到最大值所需的时间, 比十六烷含量较低的燃料的要早。预点火反应有两个阶段。第一阶段反应缓慢, 有过氧化物和乙醛等中间产物生成。第二阶段, 当这些中间产物浓度达到临界值时, 快速链式反应将导致燃料的自燃点火。在喷雾的一些区域, 若混合物的混合比过大或过小, 造成中间产物的浓度低于临界值, 则部分氧化产物 (比如, 乙醛、CO) 就可能冻结而不再进一步发生反应。当这些中间产物浓度达到临界值时, 点火后期即告结束。

中间产物临界浓度, 即足以使化学反应开始并使气缸压力突增的浓度, 取决于进入燃烧室的燃料和空气的总质量和热容量。确定柴油机点火延迟时间 (ID) 的表达式如下:

$$ID = Ap^n \cdot \exp(E_a/R_0T) \quad (10)$$

式中A取决于燃烧室几何形状的常量;  $E_a$ 为燃料总的活化能;  $R_0$ 为通用气体常数;  $T$ 为绝对温度;  $p$ 为绝对压力;  $n$ 为指数。用该式计算发现, 对于点火延迟时间, 汽油的比柴油的要长。化学反应因素燃料的活化能, 对ID的影响, 比燃料挥发性更重要。燃料总的活化能随十六烷含量降低而增加, 十六烷含量低的燃料较稳定, 更不易着火。用于计算各种燃料的点火延迟时间的表达式是:

$$ID = Ap^n \cdot \sigma^m, \quad \sigma = p_o/(0.21P_{\text{总}}), \quad m = CD/T, \quad (11)$$

其中ID的单位是ms,  $p_o$ 是氧气的分压, 因此在大气中空气的 $\sigma = 1$ 。 $p_{\text{总}}$ 是混合物总压。气缸压力 $p$ 单位是 bar, 温度单位是K。经验常数A、C、D和指数  $n$ 的值, 见表 6

若燃料中加入一些芳香烃, 则十六烷含量较低的燃料, 会出现更多点火和预点火的操作问题。

### §3.10 柴油机中的火焰传播

通常, 非增压柴油机的压缩范围, 是 17~22。在压缩冲程即将结束, 而燃烧尚未开始之前, 气缸压力处于 40~70bar, 气体温度处于 810~1000K。柴油自燃点火温度约为 650K, 因此气体温度远高于燃料着火点温度。在活塞到达上死点之前, 开始燃料喷射, 经历点火延迟时间段, 当活塞到达上死点时, 燃料开始燃烧。在点火延迟后期, 最小油滴可完全蒸发, 其蒸气可被加热到着火点温度以上, 在蒸气温度超过自燃点火温度的每一位置, 均出现自燃烧。此后的燃烧速度, 取决于燃料空气混合。对于大型、低速柴油机, 有足够的时间 (约200ms) 使燃料完全燃烧。在这种情况下, 紧靠喷雾动量就能使燃料空气充分混合。对于小型柴油机 (气缸直径约为200mm), 尽管燃料空气完全混合所需的时间也够充分, 但混合所需的距离却还不够。为增加燃料喷射距离, 可用旋流喷射, 使射流沿壁面呈旋流运动。

气体温度高于燃料的自燃点火温度, 燃料空气的混合就成为释放化学能的一个控制因素。释放能量的速度, 取决于燃料空气宏观混合, 而不是微观湍流运输。湍流混合, 需要研究大尺度湍流与小尺度湍流的相互作用, 需要确定温度、压力、速度、浓度的时间、空间变化的情况。

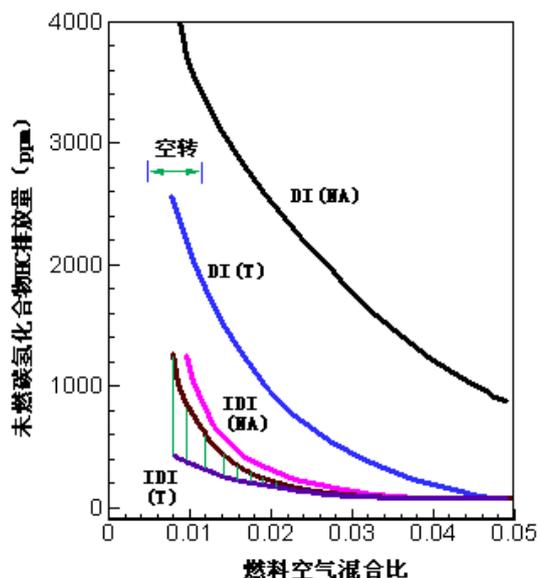


图 26 柴油机燃料空气混合比对未燃碳氢混合物 HC排放量的影响 [33], DI, 直径喷射; IDI, 间接喷射; NA, 自然吸气; T, 涡轮增压

### §3.11 柴油发动机的废气

柴油机废气的未燃碳氢化合物HC, 来源于原始燃料, 或热解物, 或再化合的中间产物。另外, 还有一小部分碳氢化合物来源于润滑油。对于柴油机的循环, 每一次的空气量几乎是不变的, 而燃料喷射量则是随柴油机负荷变化的。也就是说, 一旦柴油机负荷发生变化, 燃料雾化质量、喷射时间、气缸压力温度、壁面上燃料沉积量, 都会发生变化。增加燃料喷射量, 射流核心燃料就多, 并有燃料油滴撞击气缸壁面; 就会延迟燃料的喷射时间周期, 若喷射时间、喷射速度保持不变, 循环后期就得喷射较多的燃料。如此一来, 在循环将要结束时, 化学反应所需的时间会减少, 同时燃料浓度将增加。这两方面的因素, 造成化学反应速度降低。但另一方面, 由于增加了参与燃烧的燃料, 气缸的热损失百分比也有所下降, 气体温度就会比较高, 相应的高温使化学反应速度增加。

#### §3.11.1 未燃烧的碳氢化合物

在空转、低负荷运行时, 发动机燃料不会到达汽缸壁上, 喷雾核心燃料浓度也较低。在这种情况下, 未燃碳氢化合物HC, 主要来源于喷雾下游边缘的低混合比区域。因温度低, 混合比又很小, 化学反应速度较慢。发动机空转时, 在这个区域未燃化合物的量与燃料总喷射量的比值, 是最高的。

非满负荷运行时, 燃料空气混合比将会加大, 射流核心处的燃料浓度, 也会因此增大, 气缸上会沉积较多的燃料。这种情况也会导致未燃HC形成。但是, 随后因混合物中氧气含量大, 温度也不断升高, 促进了氧化反应, 因此将会降低未燃碳氢化合物HC排放量。

满负荷、或超负荷运行时, 燃料空气混合比的增加, 射流核心处和气缸壁面附近, 会有较多的未燃HC生成。这便增加了未燃HC排放量。在直接喷射型和间接喷射型发动机中, 燃料空气混合比对未燃HC排放量的影响, 如图 26所示。

用涡轮增压方法, 可以提高整个循环过程中气体的平均温度, 直接增大氧化反应速度、降低未燃 HC排放量, 在排气管和涡轮增压器中, 还会有进一步的氧化反应发生。涡轮增压, 使反应时间增加, 混合得到改善, 废气问题较高。若提前喷射燃料, 将增加点火延迟时间, 还可能增加未燃 HC排放量。

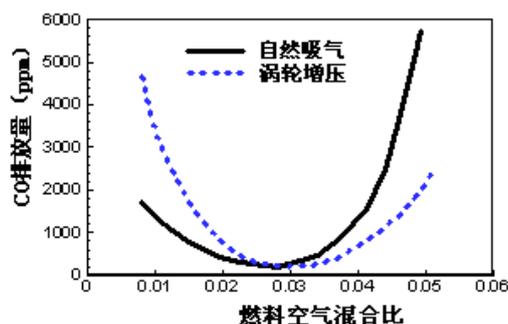


图 27 柴油机燃料空气混合比对 CO 排放量的影响 [33]

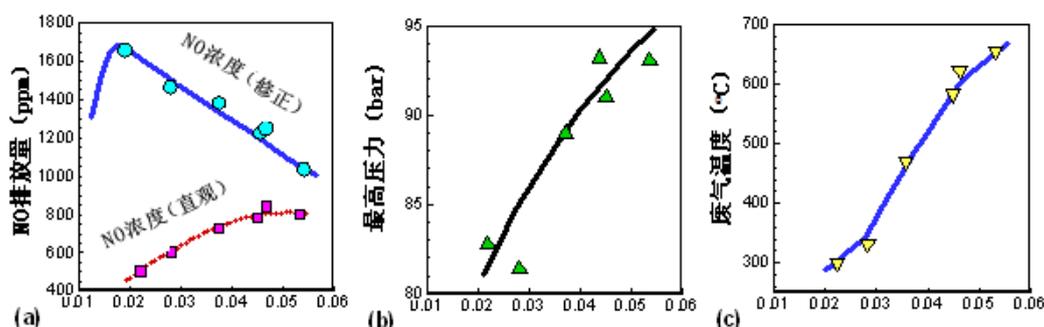


图 28 DI型柴油机燃料空气混合比对 NO 排放量(a)、其它性能参数(b-c)的影响 [30]

直接喷射 (DI) 发动机的旋流速度要适当。增加旋流速度,可以改善燃料空气混合、加速碳氢化合物的氧化。但是,若旋流速度过大,就有可能使射流扩张角过大、或造成射流紊乱,增加未燃 HC 排放量。改变碗形活塞直径与深度的比值,可以对DI发动机旋流速度进行有效控制。根据动量守恒原理,可知对于深碗形活塞,相应的旋流速度比浅碗形活塞情况下的要高。

### §3.11.2 CO

在DI发动机喷雾燃烧初期,在空气过剩的火焰区域,有可能形成 CO. 该区域的温度不高,燃料蒸气少量氧化。在喷雾核心和气缸壁面附近,CO生成速度很快。CO的氧化速度,主要取决于当地氧气浓度、混合速度、气体温度、CO氧化反应所需要的时间。燃料空气混合比对CO排放量影响,如图27所示。发动机低负荷运行时,气缸内气体温度较低,CO排放量较大。随着负荷的增加,燃料空气混合比增加,气体温度不断提高,CO排放量将逐渐减少。但是,当燃料空气混合比超过一个极限值时,尽管气体温度仍会增加,由于氧气浓度较低,反应时间较短,CO的氧化反而减弱。为节约燃料,要适当控制旋流速度,使CO排放量应达到最小。

### §3.11.3 ON

在柴油机的喷雾燃烧过程中,NO生成量与当地氧原子的浓度有关,这个浓度是氧分子浓度和温度的函数。在压缩冲程,温度较低,通常不会生成NO。与其它型号的发动机一样,降低温度,可减少NO生成量,而当燃料空气混合比接近化学当量比时,更是如此。

燃料空气总的混合比,对发动机NO排放量、性能参数的影响,如图28所示。当混合比从0.02增加到0.06时直观NO排放量、废气温度随之增加。延迟燃料喷射是减低NO排放量的有效方法,而这样也会降低燃料利用率、发动机功率。

在高压、低温（与预混燃烧相比）和慢速混合条件下，燃料原子团的过平衡浓度的数量级不会很大。柴油机内的混合、燃烧，主要发生在接近化学当量比的条件下，捷尔道维奇的理论足以描述柴油机内 NO 的反应动力学机理。若燃料喷射压力很高，在膨胀初期就有较高温度，NO 就会很快生成。废气再循环可降低气体温度，减少 NO 排放量，但这样就会使碳黑排放量显著增加。

#### §3.11.4 烟尘微粒

发动机废气中的烟尘微粒形态如下：

- (1) 液体微粒，呈白、或蓝色雾状。当发动机起动、空转、低负荷运行时，会排放出这种微粒，它们主要由未燃烧的燃料、少量未燃的润滑油组成，可能还有部分氧化物。这些液体微粒，将随发动机负荷的增加和气缸壁面温度的升高，而逐渐消失。
- (2) 碳黑或黑烟尘。这是燃料不完全燃烧的产物，主要是在发动机满负荷时运行时形成的。
- (3) 其它微粒，是由润滑油和燃料添加剂形成的。

发动机排放出的黑烟，是形状不规则的、烧结在一起的细小碳粒组成的。在有氧气 O<sub>2</sub> 情况下，燃料分子发生热解，有可能生成碳粒。若 O<sub>2</sub> 量足，温度够高，则这些碳粒随后有可能被烧掉。

在喷雾核心，特别是在发动机高负荷运行时，O<sub>2</sub> 浓度较低，高沸点组分浓度较大，燃料分子有可能热解，生成乙炔和氢。接着，乙炔同时冷凝脱氢，生成固体碳粒。因存在 O<sub>2</sub>，可能发生部分氧化生成大量 CO。若 CO 和 CO<sub>2</sub> 的比值，超过平衡常数，则有可能生成固体碳粒。高负荷运行时，喷雾炬撞击到气缸壁面上，也能形成固体碳粒，这些碳粒随后会随活塞从汽缸壁上刮掉，然后或烧掉或通过排气管排放出来。

#### §3.11.5 噪音

在柴油机中，燃烧过程产生的激发力，能够是发动机部件产生振动并产生噪音。缩短点火延迟时间，可降低压力上升速度和压力的最大值，使压力曲线变得比较平滑，这样就能降低危害性中频范围内（400~3000Hz）危害性最大的燃烧噪音。为降低噪音，通常采用的方法是：延迟燃料喷射，调整喷射速度，用涡轮增压，增加压缩比，用十六烷值较高的燃料。

#### §3.11.6 废气气味

柴油机废气的气味有两种：一种是煤油型气味，另一种是燃烧烟气味。这些气味，来自单氧和多氧的某些氧化物，和某些燃料分馏产生的化合物。例如在柴油机的废气中，散发煤油气味的主要化合物，包括：烷基苯、四氢化萘等。废气未燃的燃料，主要产生煤油气味。废气中的烟气味，与被氧化的芳香族化合物有关。燃烧不完全，就会排放出有味的气体。

#### §3.11.7 排放物控制

如同其它类型的燃烧室一样，对于柴油机采用的许多控制方法，可降低不完全燃烧产物的浓度，但却增加 NO 排放量。许多控制方法，可以用来降低 NO 排放量，但同时也会降低柴油机的燃料利用率。柴油机废气中氧气 O<sub>2</sub> 过量，造成催化剂对排放物几乎不起任何控制作用。在燃烧过程，通过延长喷射时间，加入一定的水、采用废气再循环，能够降低气缸内的最高温度、氧气 O<sub>2</sub> 浓度，从而有效地减少 NO 排放量。

加入一定的水，能够改变混合物的点火下限，并降低最高燃烧温度值，导致未燃 HC 和 CO 排放量增加。废气再循环能够增加混合物的热容量，既能降低 NO 排放量，也能减低未燃 HC 排放量。为了减少废气中污染物排放量，再循环废气量必须合理控制。随着发动机负荷的增加，再循环废气量也要减少。

柴油机主要用于重型车辆。但是，NO 排放量仍然不能达到 0.24854845g/km。

### §3.11.8 烟尘排放强度控制

为了降低柴油机**烟尘排放强度**，可以控制和改变的因素有：

- **燃料种类**。降低十六烷的含量，可以减小碳粒生成速度、烟尘排放量。
- **喷射时间**。提前喷射，可延长点火延迟时间，使点火之前可喷射的燃料增加，循环过程可达到更高的温度，燃料燃烧加快，总的结果是降低废气烟尘排放强度。过久延迟点火，也能降低烟尘排放强度，因为火焰温度降低时，碳粒的生成速度会减小。
- **喷射速度**。喷射速度增加，可缩短喷射持续时间，是减少废气烟尘排放量的一种有效方法。
- **燃料雾化**。改善雾化质量，减小油滴初始直径，可降低烟尘排放量。
- **空气入口温度**。可使循环过程保持较高的温度，可以增大燃料蒸发速度，化学反应速度。空气入口温度的影响，有赖于燃料的挥发性。若燃料挥发性好，增加气体温度，可以减小燃料的穿透深度和雾化张角，造成喷嘴附近油滴局部浓度过高，燃料空气混合比过大，从而增加烟尘排放强度。对于低挥发性的燃料，增加空气入口温度，能够加速氧化反应，使其速度高于热解速度，从而降低烟尘排放强度。
- **二次点火**。二次点火、二次喷射、或者泄漏滴入燃料，对烟尘排放强度影响很坏。

### 参考文献

- [1] 韩昭沧，郭伯伟，能源、燃烧与环境，冶金工业出版社，1991。（译著From: N. Chigier, *Energy Combustion and Environment*, University of Sheffield, 1981.）
- [2] A.H. Lefebvre *Design Considerations in Advanced Gas Turbine Systems* Pergamon, p.3, 1968.
- [3] T. A. Brzustowski, *Can. J. Chem. Eng.* 43(1965)30-35.
- [4] A.M. Mellor, Gas turbine engine pollution, *Prog. Energy Combust. Science*, 1(1976) 111-133.
- [5] J. Odgers, Current theories of combustion within gas turbine chambers, *Fifteenth International Symposium on Combustion*, The Combustion Institute, pp.1321-1338, 1975.
- [6] D.B. Spalding, Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames, *Thirteenth International Symposium on Combustion*, The Combustion Institute, pp.649-657, 1971.
- [7] D.C. Hammond, A.M. Mellor, Analytical calculations for the performance and pollutant emissions for gas turbine combustors, *Combustion Science and Tech NOlogy*, 4(1971)101.
- [8] R.F. Sawyer, N.P. Cernansky, A.K. Oppenheim, Factors controlling pollutant emissions from gas turbine engines, *AGARD conference Proc. No. 125 on Atmospheric Pollution by Aircraft Engines*. 1973.
- [9] A.H. Lefebvre, R.S. Fletcher, A preliminary study on the influence of fuel staging on nitric oxide emissions from gas turbine combustors, *AGARD conference Proc. No. 125 on Atmospheric Pollution by Aircraft Engines*, sec. 30, 1973.
- [10] A.H. Lefebvre, Pollution control in continuous combustion engines, *Fifteenth International Symposium on Combustion*, The Combustion Institute, pp.1169-1180, 1975.
- [11] A. Vranos, Turbulent mixing and NO<sub>x</sub> formation in gas turbine combustors, *Combustion and Flame*, 22(1974)253.

- [12] S.L. Plee, A.M. Mellor, Characteristic time correlation for lean blowoff of bluff-body-stabilized flames, *Combustion and Flame*, 35(1979)61-80.
- [13] A. Sjögren, Soot formation by combustion of an atomized liquid fuel, *Thirteenth International Symposium on Combustion*, The Combustion Institute, pp.919–927, 1973.
- [14] P.J. Pagni, L. Hughes, T. Novakov, Smoke suppressant additive effects on particulate emissions from gas turbine combustors, *AGARD conference Proc. No. 125 on Atmospheric Pollution by Aircraft Engines*, pp.28.1–28.11,1973.
- [15] W.R. Wade, W. Cornelius, Emission characteristics of continuous combustion systems of vehicular power plants-gas turbine, steam, Sterling, in: *Emissions from Continuous Combustion Systems*, W. Cornelius, W.G. Agnew(eds.), Plenum Press, New York, p. 375, 1972.
- [16] J.B. Heywood, Pollutant formation and control in spark-ignition engines, *Prog. Energy Combust. Science*, 1(1976) 135-164.
- [17] G.A. Lavoie, *Combustion and Flame*, 15(1970)97-108.
- [18] J.T. Wentworth, SAE, Trans., 80, Paper 710587(1971)
- [19] R.J. Tabaczynski, J.B. Heywood, J.C. Keck, SAE, Trans., 83, Paper 72112(1972).
- [20] F.F. Pischinger, K.J. Klocker, Single cylinder study of stratified charge process with pre-chamber injection engine, SAE, Paper 741162 (1974).
- [21] J. Rife, J.B. Heywood, Photographic and performance studies of diesel combustion with a rapid compression machine, SAE, Paper 740948 (1974).
- [22] R. Watts, W.M. Scott, Air motion and fuel distribution requirements in high-speed direct-injection diesel engines, *Diesel Engine Combustion Symposium*, Institute of Mechanical Engineers, London, pp. 167-177, 1970.
- [23] S.M. Shahed, P.F. Flynn, W.T. Lyn, A model for the formation of emissions in a direct-injection diesel engine, *Combustion Modelling in Reciprocating Engines, International Symposium sponsored by General Motors Research Labs*, The Combustion Institute, pp.6-7, Nov., 1978.
- [24] R. Sass, *Compressorless diesel engines*, Springer-Verlag, Berlin, 1929.
- [25] R. Natarajan, T.A. Brzustowski, Some new observation on the combustion of hydrocarbon droplets at elevated pressures, *Combustion Science and Technology*, 2(1970)259.
- [26] J.A. Newman, T.A. Brzustowski, Behavior of a liquid jet near the thermodynamic critical region, *AIAA J.* 9(1971)1595.
- [27] R. Natarajan, A shadowgraphic investigation of high pressure droplet vaporization, *Combustion and Flame*, 26(1976)407.
- [28] J.C. Dent, SAE, Trans., 80, Paper 710571(1971)
- [29] R.B. Melton, Diesel fuel injection viewed as a jet phenomenon, SAE, Trans., 80, Paper 710132(1971)
- [30] N.A. Henein, Analysis of Pollutant formation and control and fuel economy in diesel engines, *Prog. Energy Combust. Science*, 1(1976)165-207.
- [31] P.S. Pederson, B. Qvale, A model for the physical part of the ignition delay in a diesel engine, SAE, Paper 740716 (1974).
- [32] F.H. Garner, F. Morton, and J.B. Saundy, *Journal of the Institute of Petroleum*, 47(1961)175-193.
- [33] J.M. Perez, J.T.M. Landen, Exhaust ignition characteristics of pre-combustion chamber engine, SAE, Paper 680421(1968)

## 索引

- CO排放量, 35
- HC的熄火, 23
- HC排放量, 34
- NO<sub>x</sub>形成时间, 10
- NO生成量, 35
- Wenkel型, 23
- 爆炸危险, 13
- 穿透深度, 29
- 催化转换器, 21
- 单位燃料消耗量, 17
- 等熵压缩, 15
- 低速运行发动机, 17
- 点火时间, 23
- 点火延迟时间, 32, 33
- 二次点火, 37
- 废气再循环 (EGR), 17
- 分段燃烧型, 23
- 负荷, 23
- 改进燃烧室, 10
- 高负荷运行, 36
- 高速运行发动机, 17
- 高压双路式, 10
- 化学动力学时间, 12
- 化学荧光辐射, 16
- 混合时间, 9
- 基本反应表, 6
- 极限值, 35
- 间接喷射型, 25
- 捷尔道维奇, 36
- 金属有机物添加剂, 10
- 进气管空气, 7
- 近壁空气流, 7
- 近似处理, 15
- 空气入口温度, 37
- 空载运转条件, 8
- 链式反应, 33
- 两相流射流, 29
- 满负荷运转, 8
- 煤油型气味, 36
- 逆止阀, 31
- 排气冲程, 14
- 喷射时间, 34, 37
- 喷射速度, 37
- 喷雾边缘, 30
- 喷雾核心区, 29
- 喷嘴, 27
- 膨胀冲程, 14
- 气缸压力, 13
- 气缸压力温度, 34
- 气体温度, 13
- 铅添加剂燃料, 24
- 燃尽质量分数, 13
- 燃料沉积量, 34
- 燃料成分, 10
- 燃料的比动能, 25
- 燃料负荷, 4
- 燃料空气混合比, 10, 23
- 燃料雾化, 37
- 燃料压力, 30
- 燃料种类, 37
- 燃烧混合时间, 11
- 燃烧时间, 9
- 燃烧室特性, 4
- 热解产物, 30
- 热力反应器, 21
- 上死点, 15
- 释热率, 31
- 双孔式喷雾器, 10
- 碳黑颗粒, 31
- 碳黑生成速度, 10

添加剂体积分数, 10

湍流混合, 10

湍流强度, 32

完全蒸发需要的时间, 5

碗形活塞, 35

碗形空间, 31

韦伯数, 27

雾化质量, 34

吸气冲程, 13

泄漏, 23

旋流稳焰器, 12

旋涡扩散时间, 11

压缩冲程, 13

烟尘颗粒物, 24

烟尘排放强度, 37

烟尘微粒形态, 36

烟气味, 36

液滴撞击, 31

油滴生成时间, 11

预混燃烧室, 13

运行压力, 10

噪音, 36

直接喷射型, 25

质量减少率, 4

中间产物浓度, 33

转速, 23

自燃点火温度, 33

自燃点火中心, 32