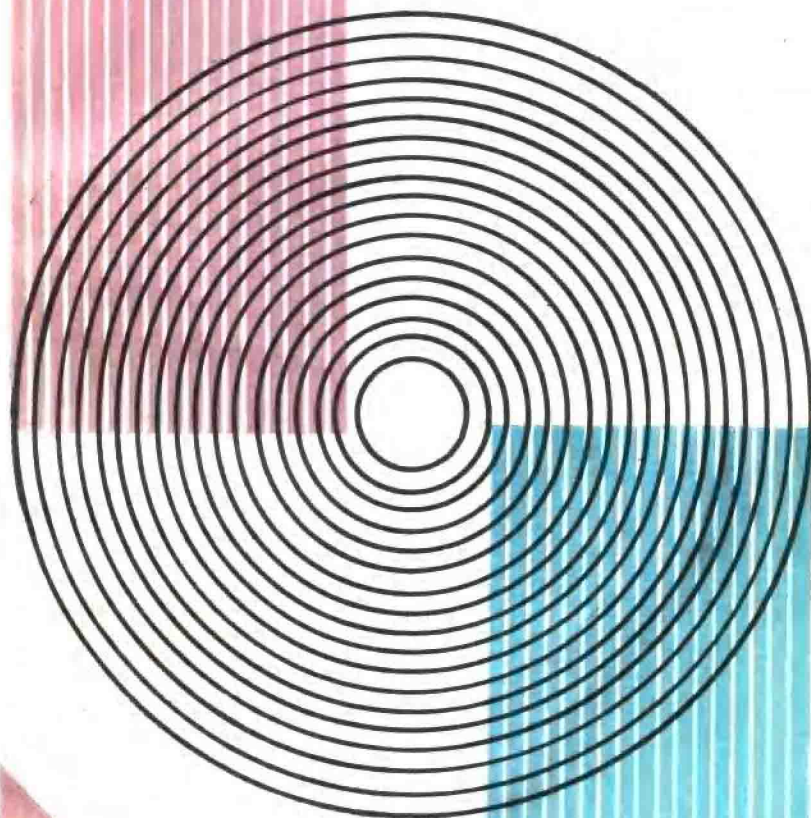


可变压缩比 发动机

〔苏〕 B. H. 杰米道夫 著



1955年5月

可 变 压 缩 比 发 动 机

〔苏〕B.П.杰米道夫 著

苗志明 译 乔五之 校

为了发展与改进内燃机,需要解决许多相互矛盾的问题,实验研究证明用可变压缩比发动机就能得到满意的解决。本书介绍了不同结构的可变压缩比发动机。其中有自动调整涡流室容积的发动机、自动调整压缩比活塞、两行程可变压缩比发动机。还介绍了某些用于科学研究目的的可变压缩比发动机。

介绍了可变压缩比发动机能保证在冷起动和无负荷时,压缩比提高到20~22,而在满负荷时,压缩比可降低到6~8。它能保证发动机燃料多样化。还论述了它能在限制发动机的机械应力和热应力的情况下,增大有效功率。

Двигатели с переменной

степенью сжатия

В. П. Демицов

Машиностроение

1978, Москва

可变压缩比发动机

[苏] В. П. 杰米道夫 著

苗志明 译 乔五之 校

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可出字第117号)

河北省永清县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ · 印张 $5^{3/8}$ · 字数 117 千字

1985年3月北京第一版·1985年3月北京第一次印刷

印数 0,001—4,850 · 定价0.91元

统一书号: 15033·5766

前 言

内燃机的发展与改进，需要解决许多问题，其中如采用高增压、低温起动的可靠性及不同馏份燃料的使用等，都是比较重要的问题。

靠高增压强化发动机的手段是可以显著地提高升功率，但不应引起机械应力和热应力的增加以及使有效燃料消耗率指标的变坏。这种情况只能在适当地降低压缩比时才能达到。而另一方面，为创造保证低温起动和使用不同馏份燃料的条件，则又需提高压缩比。

分析苏联和其他国家进行的研究，可以得出如下结论：对内燃机各种相互矛盾的要求，用可变压缩比发动机就能得到满意的解决。

早在二十世纪初就产生了创造这种发动机想法，到现在已有许多能保证改变压缩比的结构设计。为了能够比较容易了解已有的结构并选择其中采用最多者，在本书里介绍了不同结构的可变压缩比发动机。其中有法国伊斯巴诺—斯由扎（ИСПАНО-СЮИЗА）公司研制的涡流室自动调整容积的发动机的结构和原理。

详细地讨论了由不列颠发动机科学研究所（BICERI）研制的自动调整压缩比活塞（ПАРСС）。使用这种结构的活塞，能保证发动机在冷起动和无负荷时，压缩比提高到20~22，而在满负荷时，压缩比可降低到6~8；将工作循环中最大压力限制在许可的水平。书中还指出了完善这种活塞结

构的途径，以及美国大陆公司对这种活塞进行大量试验的结果。

书中提供了两行程可变压缩比发动机，其中包括自由活塞式燃气发生器的设计和试验资料，以及由全苏函授工业学院（ВЗПИ）提出的无压气机式燃气发生器的初步试验结果。

研究了保证发动机燃料多样化的基本措施，并指出采用可变压缩比发动机，容易解决使用多种燃料时产生的问题。在此情况下，不论燃料的品质如何，均可保证在各种工况条件下可靠的工作，并改善了低温起动性能。

本书还论述了高增压发动机的强化问题。指出，可变压缩比发动机能在限制发动机的机械应力和热应力的情况下，使发动机的有效功率增大。

新的可变压缩比发动机的设计和现有样机的改进都必须通过许多的试验研究和改进设计的工作。特别是改变压缩比时的工作过程的研究更有特殊的意义。因此，在这本书里，介绍了某些用于科学研究目的的可变压缩比发动机，其中包括以研究燃烧过程为目的的发动机。

目 录

前 言

I. 压缩比对发动机工作过程参数的影响及其主要指标	1
一、几何压缩比和实际压缩比	1
二、压缩比对柴油机参数的影响	4
三、高增压涡轮活塞式发动机压缩比的变化	13
II. 可变压缩比发动机的结构及其发展方向	36
一、改变发动机压缩比的装置	36
二、自动调整涡流室容积的发动机	44
三、气动缓冲器式可变压缩比发动机	48
四、活塞自动调整压缩比的发动机	52
五、两行程可变压缩比发动机	70
六、自由活塞式燃气发生器	77
III. 可变压缩比发动机的动力性和使用性指标	92
一、可变压缩比发动机上的增压	92
二、多种燃料可变压缩比发动机	106
三、低温起动时发动机压缩比的改变	119
IV. 研究用的可变压缩比发动机	137
一、用于研究燃料性能和工作过程的可变压缩比发动 机	137
二、液压型自动调整压缩比活塞式实验发动机	146
三、透明窗口发动机	154
参考文献	161

I. 压缩比对发动机工作过程参数的影响及其主要指标

一、几何压缩比和实际压缩比

压缩比是发动机的重要结构参数，它决定了发动机的动力性和经济性。压缩比大小的确定，取决于燃烧室的形状、混合气的形成方法、燃料的牌号、有无增压、发动机的转速、冷却系统的方式以及其它因素。

最小压缩比 (ϵ_{min}) 值，应保证发动机低温条件下启动时，燃料能可靠的燃烧。只要知道了压缩终了的气体温度，即燃料在燃烧室着火时的必需温度，就可计算出最小压缩比 (ϵ_{min}) 值。无增压柴油机压缩比不低于14。

最大压缩比 (ϵ_{max}) 值的大小，取决于发动机结构强度，也就是承受高机械负荷和热负荷的能力。压缩比的增大，发动机的热效率增高，但是在压缩比大于18~20后，热效率的提高明显减小。这是由于随着最大爆发压力的提高，发动机的机械效率迅速降低的缘故。

因此，目前在无增压的柴油机中，压缩比的变化范围为14~20。下面列举出不同燃烧室的柴油机的压缩比值。

统一式燃烧室及容积式混合燃烧室14~17

涡流室式燃烧室及预燃室式燃烧室16~20

多种燃料发动机，由于使用十六烷值低的自燃性差的燃料。所以，其压缩比值可高达20，甚至超过。

几何压缩比 ϵ 与实际压缩比 ϵ_r 有所区别。几何压缩比

是发动机气缸容积 V_a 与燃烧室容积 V_c 之比。

$$\varepsilon = V_a / V_c \quad \varepsilon = (V_c + V_h) / V_c \quad (1)$$

此处: V_h ——气缸工作容积。

发动机的几何压缩比,表明在理论循环中,气体被开始压缩至压缩结束时容积的变化关系,也就是活塞位置从下止点到上止点气缸容积的变化关系。考虑到进气门的迟关,那么,真正的压缩过程开始于活塞过了下死点后。表1列举了一些苏联生产的四缸柴油机的进气门迟关角。

进气门关闭前的活塞压缩行程,称作“损失行程”,从表1中可以看出所列举的发动机,损失行程的曲轴转角是 $40^\circ \sim 56^\circ$ 。损失行程是活塞从下止点起,进气门关闭时止。它可使 Д-37 发动机压缩比降低 9%; 而 ЯМЗ-236 发动机压缩比降低 17%。

影响实际压缩比值的因素还有: 活塞气缸组零件的加工公差,这个公差是指活塞顶与燃烧室之间的空隙(即活塞在上止点时与缸体平面的距离)。比如: ЯМЗ 四行程柴油机,由于

表 1

参 数	发 动 机 型 号					
	А-41	СМД-14	ЯМЗ-236	Д-37	Д-20	Д-6
活塞直径 D (毫米)	130	120	130	105	125	150
活塞行程 S (毫米)	140	140	140	120	140	180
气缸工作容积 V_h (升)	1.86	1.58	1.86	1.04	1.72	3.25
进气迟关角(下止 点后)	50	46	56	40	46	48
压缩比:						
几何压缩比 ε	16.5	16.5	16.5	16.5	15	15
实际压缩比 ε_n	14.3	14.7	13.7	15.1	13.3	13.2
$\varepsilon_n / \varepsilon$	0.865	0.89	0.83	0.91	0.89	0.88

工艺公差造成的空隙可达1~1.2毫米，而燃烧室容积可能在 ± 1 厘米³范围内变化〔28〕，因此可使压缩比的偏差达到1.5（参阅图1）。

同样，发动机压缩过程真正的结束，也不是在上止点，而是在上止点前若干度。其目的使燃料在气缸中预先获得一定的温度，为燃烧过程创造了很好的条件。此时，可以认为压缩过程大体上结束。其后，由于燃料的着火，压力急剧增加。对于不同的发动机，喷油提前角的范围相当大。甚至同一发动机，由于负荷工况的变化、燃料的等级、发动机的转速以及其它因素，都会使它不成为常量。

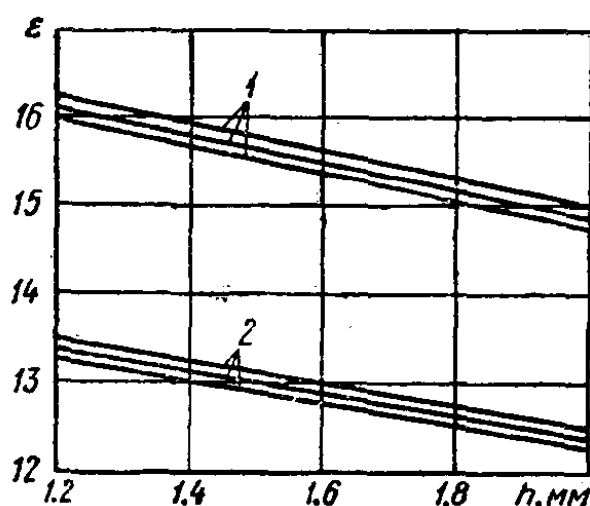


图1 四行程 ЯМЗ 柴油机活塞顶部空隙 h 与压缩比的关系
1—几何压缩比 2—实际压缩比

要确定所有因素对实际压缩比的影响是困难的，通常仅考虑进气门迟关角的影响。实际压缩比是指进气门关闭时，气缸内的气体容积 V_a' 与燃烧室容积 V_c 之比。

$$\varepsilon_x = V_a' / V_c = (V_c + V_h') / V_c \quad (2)$$

式中 V_h' ——考虑活塞“损失行程”时的气缸工作容积。

某些发动机的实际压缩比 ε_x 列举在表1中。

如果仅计算进气门迟关，而活塞行程不变，燃烧室容积不变，那么，以此确定的实际压缩比，其绝对值总是小于几何压缩比。

两行程发动机的实际压缩比与上面介绍的情况相类似。

根据两行程发动机的特点，

$$V_h' = V_h(1 - \psi),$$

式中 ψ ——相当于活塞损失行程部分。实际压缩比的计算方法如下：

$$\varepsilon_x = \frac{V_h(1 - \psi) + V_c}{V_c} \quad (3)$$

从等式 (3) 可以导出几何压缩比与实际压缩比之间的关系：

$$\varepsilon = (\varepsilon_x - \psi) / (1 - \psi) \quad (4)$$

一般地对于活塞损失行程部分 ψ 可以作为 0 的四行程发动机而言，几何压缩比与实际压缩比实际上是同样的。而对于两行程发动机其值则大不相同。因而，对于四行程发动机，通常只计算几何压缩比，而两行程发动机的压缩比要根据等式 (3) 来计算。

二、压缩比对柴油机参数的影响

考察压缩比对柴油机在增压及无增压时工作参数的影响，以便为制造可变压缩比发动机的合理性提供依据。

图 2 是非增压发动机混合加热循环的 $p-V$ 及 $T-S$ 图。此刻压缩比不同，供给的燃料相同。比较该图可以看出，随着压缩比的提高，效率增高，每循环有效功增加，而膨胀終了的气体压力和温度被降低。

热效率 η_i 与压缩比 ε 的关系见图 3。制取该图时绝热指数 $K = 1.4$ ，压力升高比 $\lambda = 2$ ，预膨胀比 $\rho = 1.2$ 。

热效率的计算方法如下：

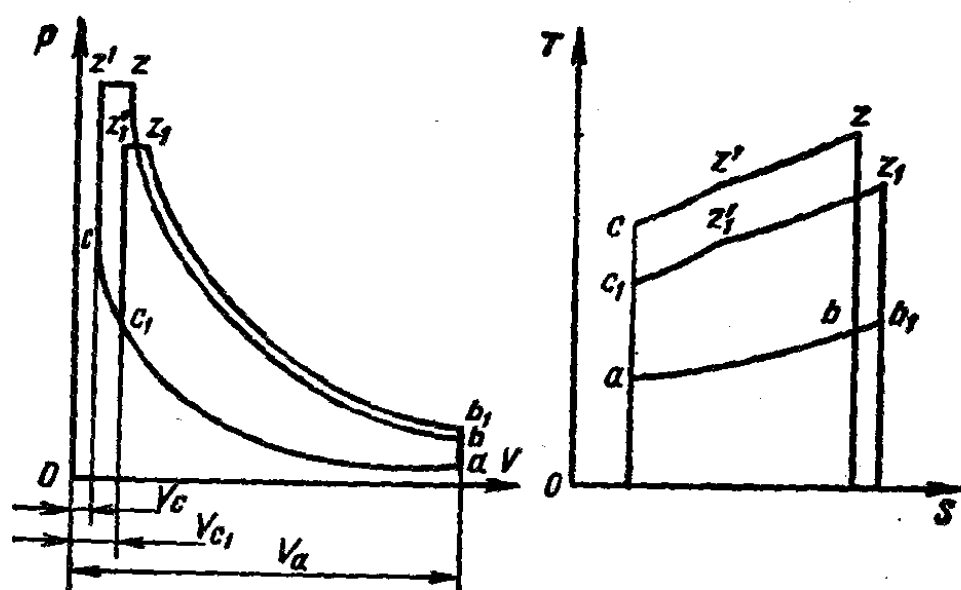


图2 非增压发动机热循环的 $P-V$ 及 $T-S$ 图

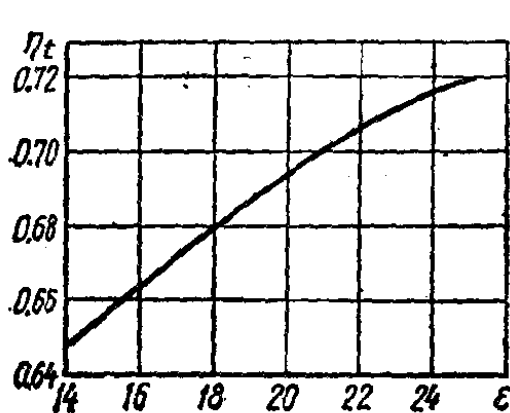


图3 理论循环热效率
与压缩比的关系

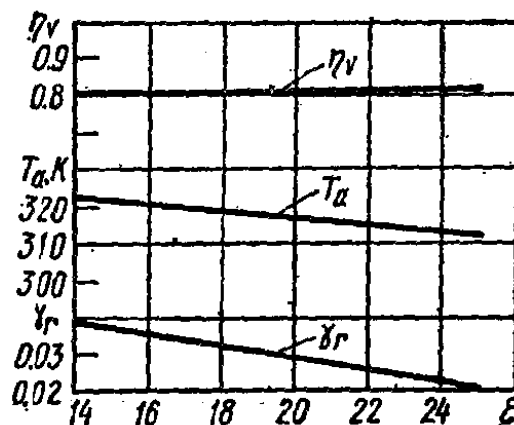


图4 压缩比对进气过程
参数的影响

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)},$$

式中 $\lambda = p_z/p_c$; $\rho = V_2/V_{z'}$;

$$k = C_p/C_v$$

分析 $\eta_t = f(\epsilon)$ 曲线可以看出, 压缩比增大, 热效率不

断增长。在压缩比值低的区域, η_i 的上升明显, 而压缩比值大时, 上升的速度降低。

因此, η_i 与 ϵ 关系的研究, 可以预先确定非增压发动机, 用增大压缩比的方法来强化发动机的合理范围。

实际工作循环的主要参数与压缩比的关系曲线, 在图 4 ~ 图 7 中表明。计算确定的参数, 适用于四行程非增压柴油机, 其压缩比分别为 14、16.5、20 及 25。空气过量系数 α 固定不变, 并等于 1.52, 压力升高比 $\lambda = 2$ 。

压缩开始时的温度 T_a , 主要受气缸内的残留气体量的影响。随着压缩比的增大, 残留气体系数 γ , 则减小, 因此, 温度 T_a 降低 (参看图 4)。

在计算充气系数 η_v 时, 如果认为进气和排气的条件 —

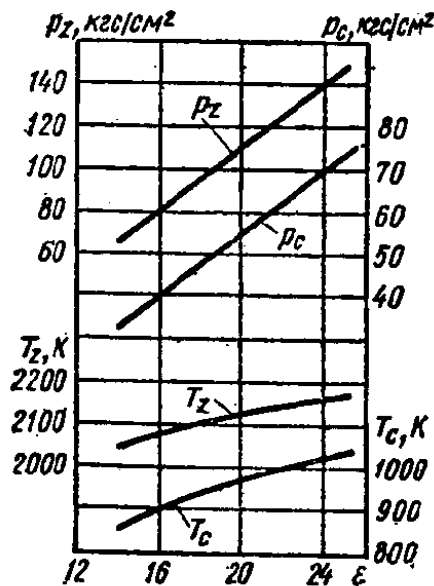


图 5 燃烧过程及压缩过程参数与压缩比变化的关系

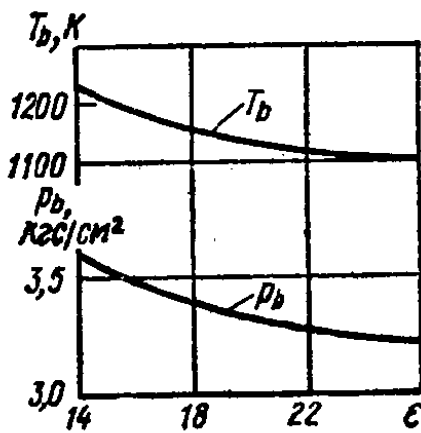


图 6 压缩比与膨胀过程结束时参数的关系

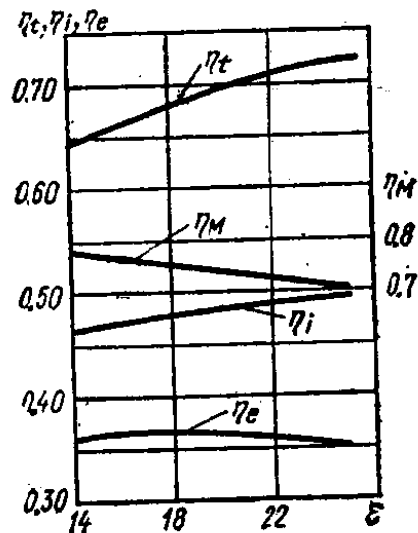


图 7 压缩比对热循环、工作循环的经济指标的影响

致，那么，压力升高比 $\lambda = \text{常量}$ ，压缩比的变化对 η_v 量影响不明显（参看图 4）。这已被试验所证实〔12〕。

对于无增压发动机，压缩终了压力 p_c 的增大情况，主要取决于压缩比变化（参看图 5）。在这种情况下，压缩比 ε 对于压缩多变指数 η_1 影响不明显〔12〕，因而在计算过程中当压缩比 ε 等于变量时， η_1 可以不变。

最大爆发压力 $p_{z.m.x}$ 的变化特性可见图 5，由于计算过程中采用压力升高比 λ 等于常量，所以， $p_c = f(\varepsilon)$ 及 $p_z = f(\varepsilon)$ 为等距曲线。在图 5 上还标明了压缩终了温度 T_c 以及燃烧终了的温度 T_z 的变化曲线。

分析混合加热循环，可以得出：随着压缩比的增大，温度 T_b 以及气体膨胀结束时的压力 p_b 都降低（参看图 2）。图 6 是实际循环的参数变化曲线。

热效率 η_t 以及指示效率 η_i 与压缩比的关系，在图 7 上标明。图中计算时，压力升高比 λ 以及初期膨胀比 ρ 值保持不变。

从曲线上可以看出，指示效率 η_i 随着压缩比的增大上升的程度，要比热效率 η_t 稍低些。循环有效参数 η_e 随着压缩比的增大甚至降低（比如：在压缩比超过 18 以上时），其原因是由于混合气的形成及燃烧过程变坏，机械损失明显增大（图 7）。

发动机机械效率的计算，可按 Д. А. 巴罗诺夫公式〔36〕：

$$\eta_M = 1 - (1 - \eta_{Mo}) \left[1 + \frac{k(\varepsilon - \varepsilon_0)}{p_{TPO}} \right] \frac{\eta_{io}}{\eta_i},$$

式中 p_{TPO} ——平均机械损失压力，公斤力/厘米²；

η_M ——机械效率；

k —— 压缩比对摩擦压力 p_{TP} 影响的计算系数, $k = (0.07 \sim 0.08)$ 公斤力/厘米²。

计算时, 当 $k = 0.08$, 其余值分别为: $\varepsilon_0 = 16.5$; $p_{TP0} = 2.08$ 公斤力/厘米²;

$$\eta_{Mo} = 0.768;$$

$$\eta_{io} = 0.476。$$

图 8 是根据试验结果绘制的压缩比对指示燃料消耗率 g_i 、最大爆发压力 p_z 、发动机的工作粗暴程度 $(\Delta p / \Delta \varphi)_{cp}$ 、以及平均机械损失压力 p_{TP} 的影响。压缩比 ε 从 12 增长到 19, 引起发动机指示指标的改善情况是这样的: $\varepsilon = 12$ 时, $g_i = 153$ 克/马力·小时; $\varepsilon = 19$ 时, $g_i = 132$ 克/马力·小时。同时, 随着压缩比的增大, 燃料的着火落后期缩短, 发动机的工作粗暴程度 $(\Delta p / \Delta \varphi)_{cp}$ 减小, 而混合气的最大爆发压力此时上升, 引起机械损失增加。

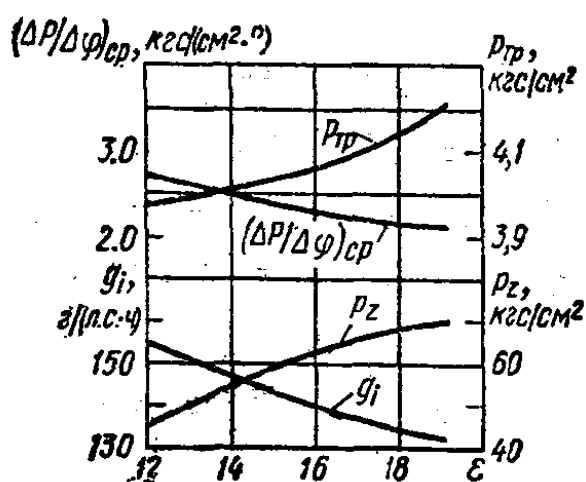


图 8 压缩比 ε 对单缸柴油机参数的影响 ($n = 1200$ 转/分; $p_e = 2.32$ 公斤力/厘米²)

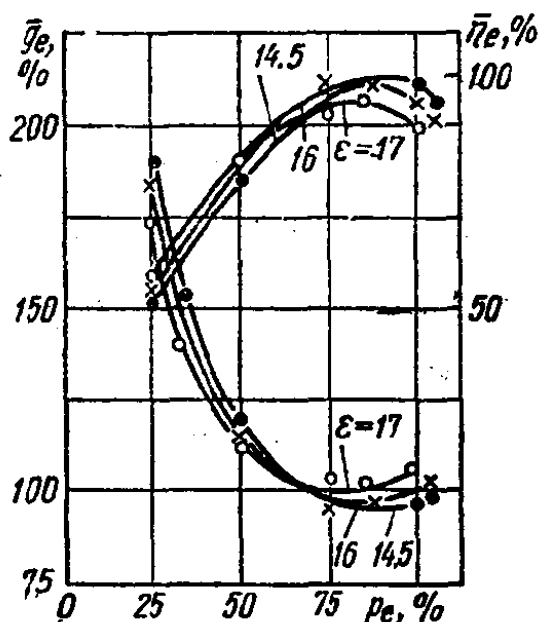


图 9 单缸柴油机不同压缩比时的负荷特性 ($n = 1400$ 转/分)

因此，对于无增压柴油机，提高压缩比不会导致发动机工作循环有效参数的显著改善。但柴油机压缩比的增大，为改善起动特性以及扩大燃料使用范围提供了依据。

众所周知，根据柴油机可靠起动条件所选择的固定压缩比，只能在负荷变化不大情况下保证其工作过程的有效性。当发动机工作的速度或负荷状态发生变化时，所固定的压缩比将不再是理想的压缩比了。

评价压缩比对非增压发动机的转速及负荷特性的影响，不仅在理论方面，而且在实际方面也是有意义的，特别是对于可变压缩比发动机。

下面介绍的是阿塞拜疆工学院，在ИТ9-3М单缸柴油机上的试验结果。其压缩比的选择范围较大，而且能在不停车的情况下调整为最佳的喷油提前角。

图9是负荷特性曲线图，坐标的相对关系是 $\bar{g}_e = f(p_e)$ 。绘制曲线时，发动机转速 $n = 1400$ 转/分，燃料喷油提前角为最佳〔16〕。

从曲线的变化可以看出，随着负荷的增大，最佳的压缩比 ϵ 值减小；而负荷降低时，压缩比值增大。这可以作如下解释：在中、小负荷区，随着压缩比 ϵ 的增大，指示燃料消耗率 g_i 减小的速度比机械损失增长的快， ϵ 值愈大 $\bar{g}_e$ 降的愈低。在大负荷时，情况相反，机械损失的增长速度比指示燃料消耗率减少的快，也就是压缩比值大时发动机的经济性变差。

据ИТ9-3М实验发动机试验的结果可以推荐：在中、小负荷时，最优压缩比值为17；在大负荷时，最优压缩比值为14.5。

应当指出，发动机转速的变化，对最佳压缩比的影响，

要比负荷变化对最佳压缩比的影响小些。发动机转速变化不大时，最佳压缩比值可以不变。

增压发动机压缩比的选择，必须考虑其零件机械应力和热应力的限制，但也要考虑到能够可靠的起动的基本条件。当增压压力 $p_k = 1.3 \sim 2.0$ 公斤力/厘米² 时，压缩比通常不高于 15~17。当增压压力更高时，压缩比还要低于上述指标。在高增压发动机中，过高的压缩比将会导致最大爆发压力按下式过分的增大：

$$p_{z\max} = p_k \varepsilon^{n-1} \lambda$$

图10所示曲线为最大爆发压力 ($p_{z\max}$) 值与增压压力 (p_k) 及压力升高比 (λ) 的关系，其压缩比 $\varepsilon = 16.5$ 。从图10中可以看出，高增压以及压力升高比 λ 大时， $p_{z\max}$ 值就可能大大高于发动机零件的允许强度。爆发压力 p_z 与压缩比变化关系，可从图11中的曲线得到证实。制取该曲线时，

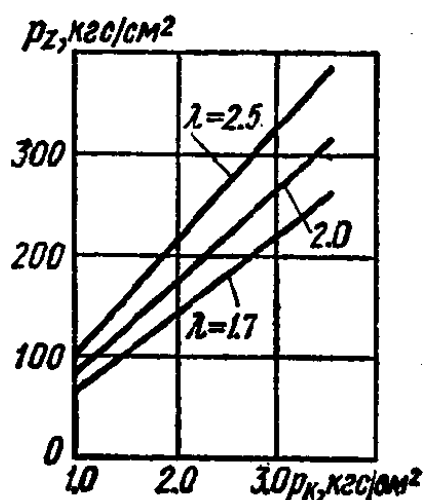


图10 p_z 与 p_k 及 λ 的关系

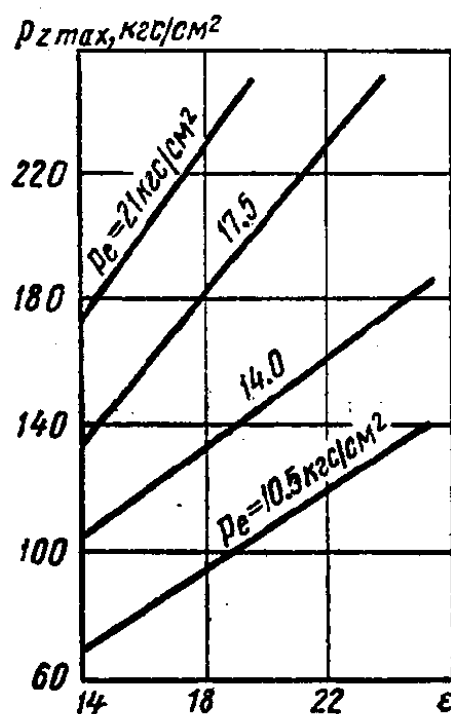


图11 不同负荷时的爆发压力与压缩比的关系

对发动机进行了多种负荷试验〔27〕。

所以，在没有能够靠降低 ε 或 λ 以控制其爆发压力 p_z 的结构措施之前，是不允许创造高强化增压发动机的。

用减小压力升高比的方法，降低最大爆发压力 $p_{z\max}$ ，实际上是靠改变燃料的提前供给而实现的。但是，这种方法的效果不能使人满意，因为会使发动机的经济指标恶化，并且降低了在增压压力增高的情况下功率的提高。

在采用双相或分段控制供油后，才有极大的可能使最大爆发压力 $p_{z\max}$ 降低下来。由全苏函授工学院（ВЗПИ）分院进行的理论和试验研究证明，控制供油规律是可以明显地改善发动机的动力性能〔11〕。

法兰西石油学院研制的“ВИГОМ过程”，是控制供油的典型例子。方法是这样的：当活塞的位置在排气上止点附近时，直接向气缸内喷入一些燃料。其目的是为控制燃烧过程创造好的条件。因为这部分燃料的燃烧，给主要部分燃料的加热蒸发以及自燃创造了良好的条件，最大程度的缩短了着火落后期。

对缸径 120 毫米、压缩比 19、曲轴转速 2600 转/分钟的预燃室柴油机〔24〕试验结果表明：“ВИГОМ过程”的柴油机工作情况比普通喷射法的工作情况要柔和些。

根据苏联中央柴油机科学研究所的资料，在 Ч16.5/21 型柴油机上，用两个油泵分别供油给同一个喷油器的分段供油，可使正常工况下工作过程的粗暴程度从 5.5 降低到 2.7 公斤力/厘米²·度。另一个分段供油的例子是“何苏”（Haushin）公司在 6MUH28 高增压柴油机上试用的双相供油法，当 $p_c = 20.5$ 公斤力/厘米² 时，爆发压力从 130 降到 105 公斤力/厘米²。还有其他分段供油方案，也已为人们所知。