

78.553/
SCJ

国外

高速大功率柴油机

上海柴油机厂

技术图书馆

1973.11.

前 言

为便于了解国外柴油机的一些情况，洋为中用，吸取其有用之处，我们概略地综合了国外缸径大于 160 毫米、转速高于 1000 转/分的四冲程高增压柴油机的一些典型产品及当前的一些试验动态，以供有关人员参考。

由于时间短促，水平很低，资料较少，如有不妥之处，请批评指正。

上海柴油机厂技术图书馆

1973 年 11 月

目 录

一、国外高速大功率柴油机概况.....	(1)
二、国外部分高速大功率柴油机简介.....	(18)
1. 西德 MTU的 MA956系列柴油机	(18)
2. 西德 MTU的 MB331系列柴油机	(33)
3. 法国SEMT的 PA4—200系列柴油机.....	(40)
4. 法国SEMT的 PA6—280系列柴油机.....	(47)
5. 法国SACM 的 AGO —240系列柴油机.....	(76)
6. 日本新泻的 DMP81Z 型柴油机.....	(91)
7. 英国 Paxman的 RP—200系列柴油机	(100)
8. 美国 GE的7FDL系列柴油机.....	(109)
9. 美国 Alco 的 251 系列柴油机.....	(118)
10. 苏联的 $\text{qH}\frac{19-21}{21}$ 系列柴油机.....	(122)
11. 意大利 I.F.Breda的 ID36SS系列柴油机.....	(126)
三、国外部分高速大功率四冲程柴油机的主要技术参数.....	(128)
四、特种用途柴油机主要技术参数.....	(132)

一、国外高速大功率柴油机概况

高速大功率柴油机已有四十多年的发展历史，早在三十年代初，西德本兹（Benz）厂曾为“兴登堡号”（Hindenberg）飞船设计制造了一台16缸V型1200马力、1650转/分的柴油机，每马力重量只有1.6公斤，其剖面见图1。

第二次世界大战期间，由于战争的需要，从事设计制造高速大功率柴油机的工厂迅速增加。这些柴油机一般都是自然充气发动机，只有个别采用机械增压，其性能指标都较低，主要用于小型舰艇、机车和移动动力。

战后，特别是涡轮增压器的成熟，使高速大功率柴油机得以迅速发展。六十年代初，西德的本兹和玛巴哈联合公司生产的MD系列柴油机（ $D=185, S=200$ ），在最大功率时其平均有效压力 P_e 已达 19.8 公斤/厘米²，活塞平均速度 C_m 为 11.9 米/秒，（按额定转速1790转/分计算；如按最高转速1900转/分计算，其 C_m 为 12.66 米/秒），强化系数 $\cdot P_e \cdot C_m = 236$ 。V型20缸的MD1082型（属现在MTU公司的MD538系列）的单机最大功率为4500马力，柴油机本身的重量为8吨左右，这相当于每马力重量为1.9公斤左右。这是六十年代指标最高的高速大功率柴油机。近十年来，这些指标没有多大的变化，它们仍能代表目前较先进的水平。

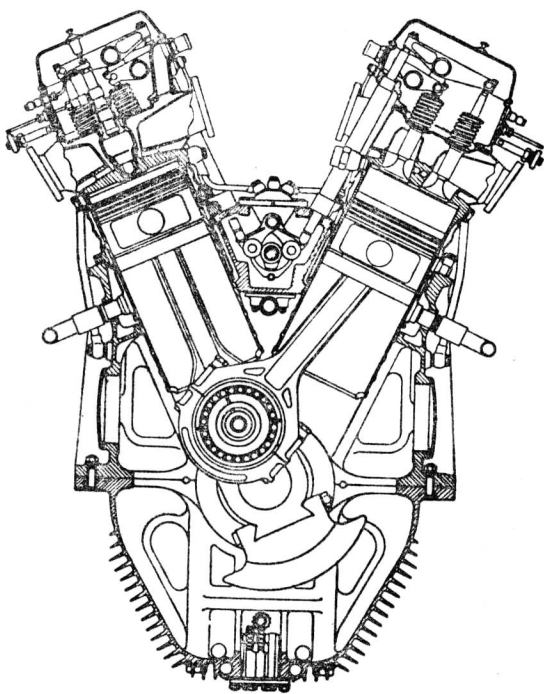


图1，1934年用于“兴登堡号”飞船的本兹柴油机

* 本文所指的强化系数仅作为一项相互比较的参考指标之一，它是 P_e 与 C_m 的简单乘积，单位是公斤·米/厘米平方·秒，没有再进一步简化。因为该单位没有多大意义，故把单位省略了。

我们认为这一指标不能完全反映柴油机的强化情况，不能直接用来比较四冲程柴油机与两冲程柴油机的强化程度。同时由于本文主要叙述四冲程柴油机，故亦未将此乘积数除2。

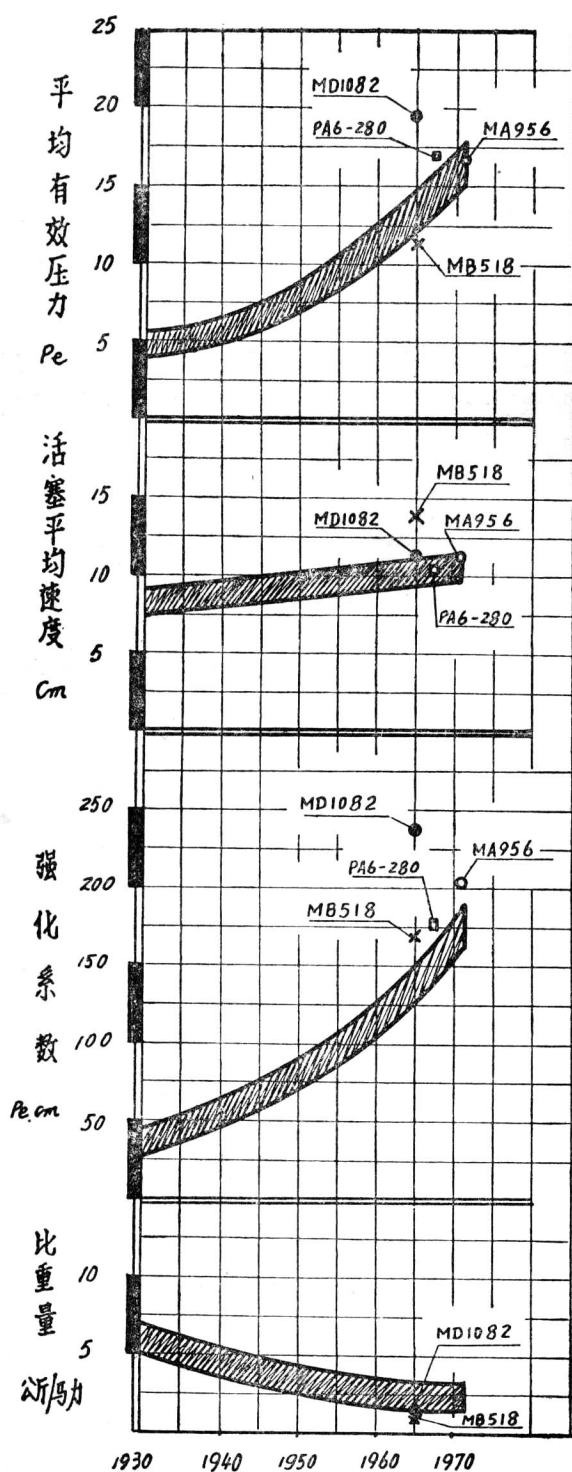


图 2，四十年来国外高速大功率柴油机
几项主要指标的进展

图 2 为四十年来国外高速大功率柴油机几项主要指标的进展。

从这些指标的变化可看出，至今高指标的高速大功率柴油机的 P_e 接近 20， C_m 接近 13， $P_e \cdot C_m$ 接近 200，个别的已超过 200。

由于舰艇和机车对单机功率的要求不断提高，这些指标还会继续提高。从各国近年来的研究试验和发展工作看来， P_e 不久就可能达到 25 左右， C_m 可能不会再提高多少， $P_e \cdot C_m$ 要超过 250。

至今多用途的高速大功率柴油机的单机最大功率为 6300 马力(法国 PA 6—280，18 缸)，供特种用途的西德 MTU 公司的 40 H672 型 40 缸工字型柴油机，其单机最大功率为 7000 马力。这比过去单机功率一般都在 4000 马力以下有较大的进展，主要是由于机车速度不断提高，用柴油机为动力的快艇也要求功率较大的单机，就是那些时速在 60 节左右的采用柴油机—燃气轮机联合装置的快艇亦要求用柴油机作巡航时的航速在 25 节左右，这样就需要把单机功率提高到大于 6000 马力的水平。

在一定的外形尺寸要求下，提高单机功率大致有下列几种方法：

1. 提高转速和活塞平均速度
2. 加大排量
 - (一) 增加缸数
 - (二) 增大单缸排量
3. 提高平均有效压力
 - (一) 提高增压度
 - (二) 改进混合，降低过量空气系数

1. 提高转速和活塞平均速度

高速大功率柴油机的活塞平均速度已有不少型号超过12米/秒,个别的如MTU公司的MB672和40H672,其 C_m 高达14.16米/秒。从目前赛车发动机能达到 $C_m = 25$ 米/秒还能短期可靠地运转的情况看来,柴油机的转速和活塞平均速度仍有继续提高的可能。但是,提高转速和活塞平均速度也受到部分零件的应力增大及磨损与摩擦损失增大的限制,使柴油机的寿命下降,或可靠性变差,而且有些使用对象对转速也有限制(如发电机组供电频率的限制),所以活塞平均速度的增长是比较缓慢的。

2. 加大排量

功率与排量近似直线关系。增加缸数是增大排量的途径之一,因而出现X型、工型、H型、△型、W型和星型等多种排列方案。但由于缸数增多,结构就较复杂,影响可靠性和维修简便性。一般认为,除特种用途外,最多缸数为20缸V型排列。

增大排量的另一措施是加大缸径或行程或两者兼有。从西德的MTU公司和法国的热机研究所(SEMT)的PA系列以及阿尔萨斯机器厂(SACM)的MGO到AGO系列这二十年来的发展,可以明显地看出这种趋势。西德MTU公司原来的玛巴哈MD系列($D = 185$, $S = 200$)已达到了设计极限,要提高单机功率就需要设计排量较大的系列,故60年代后期就设计了 $D = 230$, $S = 230$, $n = 1500$ 转/分的柴油机。由于曼(MAN)公司与玛巴哈(Maybach)的MC系列的缸径、行程、转速及功率等参数都相同,曼与本兹和玛巴哈合并成为MTU公司后,继续生产曼的23/23系列,亦即现在的MA956系列。至今该机型是转速为1500转/分排量最大的高速大功率柴油机。

法国热机研究所于1951年研制PA 1—175系列, $D = 175$, $S = 210$, $n = 1200$ 转/分,16缸功率为1000马力。后经改进,转速提高到1500转/分,16缸功率提高到1600马力,但仍不能满足单机功率的要求。1956年研制PA 4—185系列, $D = 185$, $S = 210$, $n = 1500$ 转/分,16缸功率为2400马力。1965年左右又研制PA 4—200系列, $D = 200$, $S = 210$, $n = 1500$ 转/分,16缸功率为2800马力。1970年左右又研制PA 6—280系列, $D = 280$, $S = 290$, $n = 1050$ 转/分,16缸功率为5600马力,18缸功率为6300马力。从此可看出,该所从缸径为175毫米逐步发展到280毫米,这是至今排量最大的高速大功率柴油机系列。

法国阿尔萨斯机器厂(SACM)首先也研制缸径为175的系列,称MG $\cap$ —A。后改进为MGO—B,1600转/分时,16缸功率为1650马力。随后又研制AGO—C系列, $D = 195$, $S = 180$, $n = 1600$ 转/分,16缸功率为2500马力。但单机功率还不能满足需要,后来又研制AGO—D系列, $D = 240$, $S = 220$, $n = 1350$ 转/分,改进后为AGO—E系列,20缸功率为5500马力。

从这些发展趋向可看出,高速大功率柴油机的排量越来越大。转速在1500转/分以上的柴油机,单缸排量已提高到9.56升(MTU的MA956),转速在1000转/分以上的柴油机,单缸排量已达17.86升(SEMT的PA6-280)。

3. 提高平均有效压力

提高柴油机功率最有效的途径是籍增压以提高平均有效压力。目前,四冲程高速柴油机的平均有效压力已达20公斤/厘米²,四冲程中速柴油机的平均有效压力已达25公斤/厘米²。

在试验室的多缸试验机, 有的已在平均有效压力超过30公斤/厘米²的工况下运转。

目前, 单级涡轮增压器的压比可达3.5~4, 这样就可以使平均有效压力达25公斤/厘米²左右, 参阅图3。

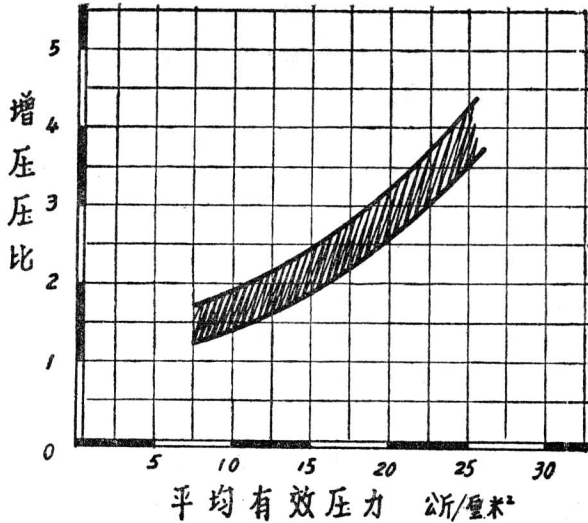


图3, 平均有效压力与增压压比的关系

但是, 用单级涡轮增压达到这样高的平均有效压力也带来了一些问题, 如热负荷和爆发压力过高等。为合理地解决这些问题, 国外近年来对增压系统、燃烧过程、混合气的形成和燃油系统等都进行了较多的研究试验。

在增压系统方面, 如何更有效地利用排气能量是目前研究的重要课题之一。在这方面, 如何结合脉冲增压与恒压增压的优点以达到更好的性能也是一个重点。

采用脉冲增压时, 由于涡轮是在脉冲气流下工作, 其效率较低, 而且为了适当地按排组合各缸的脉冲, 排气歧管也较复杂。如美国通用电气公司 (GE) 的16缸机, 采用脉冲增压时, 其排气歧管相当复杂, 见图4。

此外, 对于7、8、10、14、16和20缸柴油机, 为了使排气脉冲不相互干扰, 排气歧管的按排也较困难。

采用恒压增压时, 虽然涡轮全周进气, 效率较高, 排气管的布置也较简单; 但是, 柴油机在低转速时, 排气脉冲相互干扰, 甚至产生排气倒流现象, 大部分的排气能量就在排气管内消耗掉了。因此, 采用恒压增压时, 柴油机的低速性能较差。西德 MTU 公司的MB331系列曾用两种增压方式在相同的发动机上并在相同的排气温度下作过比较, 得出脉冲增压在低转速时的扭距要比恒压增压高得多, 而恒压增压在高转速时要比脉冲增压优越。

为了结合脉冲增压与恒压增压的优点, 以及使那些采用脉冲增压较困难的某些缸数的柴油机亦能采用脉冲增压, 国外对脉冲转换器进行了研究和应用。

脉冲转换器可消除传统脉冲增压方式中涡轮由于部分进气而引起的颇大的鼓风损失, 使

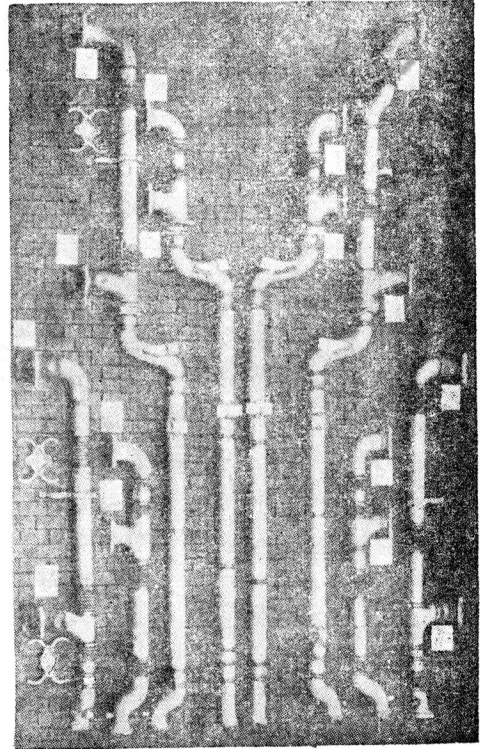
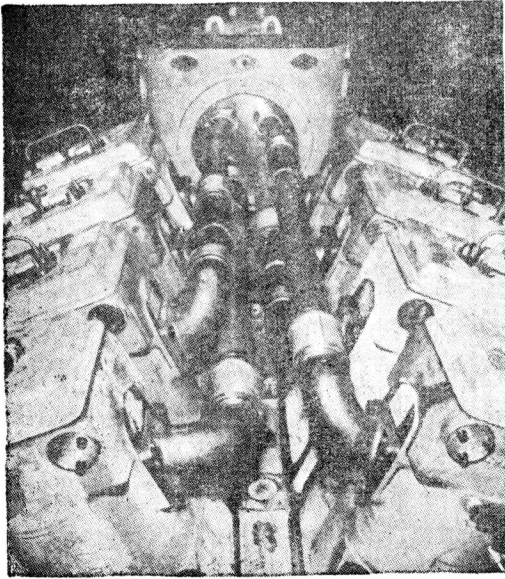


图 4， GE16缸机用脉冲增压时的排气歧管

涡轮近于全进气状态，提高了增压系统的总效率，保持了恒压增压的优点，同时又可使 7、8、10、14、16 和 20 缸机采用脉冲增压。

日本新泻铁工所曾在一台 8 缸中速机上（8 L40X）采用脉冲增压、恒压增压和脉冲转换器三种方式进行过比较试验，其结果见图 5。从燃油比耗率及排气温度看来，脉冲转换器的性能介于恒压与脉冲增压之间，唯独爆发压力稍高些。

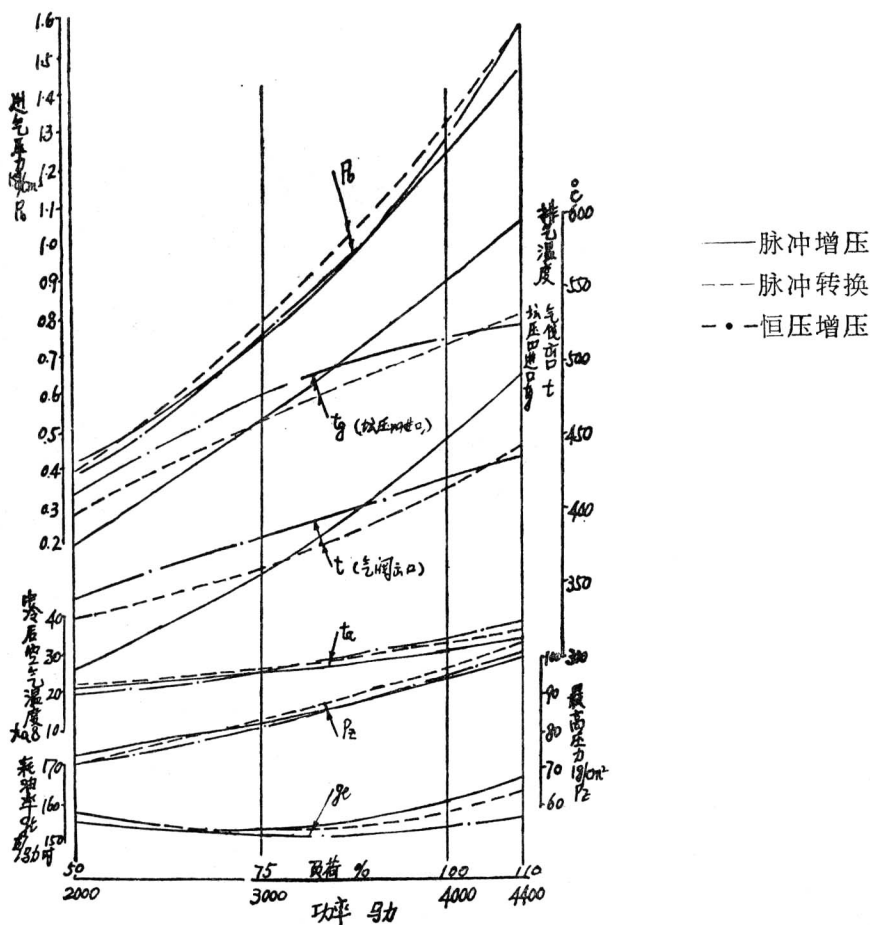


图 5，三种增压方式在 8 L40X 中速机上的试验结果

目前国外已有些高速大功率柴油机采用脉冲转换器，如法国 SACM 公司的 AGO-E 系列的 16 缸机，瑞士苏尔寿 (Sulzer) 公司的 LA24 系列的 16 缸机，匈牙利 Ganz 厂的 FE 系列的 16 缸机等。日本新泻铁工所的中速机也有一些系列的 8 缸和 16 缸机采用脉冲转换器，如 8 L 31EZ，8 L40X，16V40X 及 8 I 54X 等。

此外，对于如何较合理地解决在高增压度的情况下所带来的热负荷及爆发压力较高的问题，国外近年来对单级增压及两级增压也作了些分析比较试验。

两级增压有两种方式：一种是用两只增压器串联起来，但这一方案对柴油机的布置不利；另一种是用一只两级压气机和两级涡轮组成的增压器。日本新泻铁工所研制了一台这样

的两级增压器，其主要参数如下：

涡轮形式	两级均为轴流式
压气机形式	一级为轴流式、二级为离心式
最高转速（连续）	23000转/分
最大压比	3.5
涡轮进气温度	650°C
空气流量	180~230米 ³ /秒
涡轮叶轮外径	一级：285毫米 二级：310毫米
压气机叶轮外径	一级：260毫米 二级：360毫米
全长	1211毫米
净重	520公斤
轴承	滚珠轴承，弹性支承
润滑油	与柴油机相同
供油	强制，压力为0.4~0.6公斤/厘米 ²
冷却	水冷

该增压器配在该公司生产的D = 310, S = 380, n = 600转/分的6缸2300马力中速柴油机上,除两级增压及末级增压空气中冷外,还采取排气阀在进气行程终止前再打开一次的措施。这样,当 $Pe = 20.1$ 时,最大爆发压力只有100公斤/厘米²,燃油比耗率为160克/马力·小时。

用这样的增压器,当压比在3.5~4时,还可不必两级都采用中冷。但压比超过4时,则需采用两级中冷,而用这样的增压器就较难布置,这是目前正待解决的问题。

英国帕克斯曼(Paxman)公司曾在一台缸径为203毫米,行程为273毫米,转速为1000转/分的6缸四冲程柴油机上用单级和两级增压进行了对比及探讨试验。试验是用两台纳皮尔(Napier)增压器(一台SA065型和一台SA085型)串联起来进行的。根据试验结果指出,如果不对发动机燃烧室零件作大的改变,单级增压的极限在平均有效压力为23公斤/厘米²左右。在同样条件下,用两级增压可使平均有效压力达到26.7公斤/厘米²。当 Pe 大于17.2时,两级增压能改善柴油机的性能,并降低热负荷。若按原定的最高爆发压力163公斤/厘米²为极限,两级增压能达到的最高平均有效压力约为30公斤/厘米²。

日本富士公司也曾在它的3 MD26型三缸试验机上进行过两级增压、“米勒”进气方式及两级喷射的研究试验。在该基础上生产了一批W6M26H及W8M26H型两级增压柴油机,缸径为260毫米,行程为320毫米,转速为750转/分时,6缸及8缸机的功率分别为2100和2800马力,平均有效压力为24.8公斤/厘米²,这时的爆发压力为130公斤/厘米²。燃油比耗率为150克/马力·小时。6缸机(W6M26H)是用两台增压器(一台VTR-200和一台VTR-320型)串联起来,两级增压空气都中冷。

美国诺伯格(Nordberg)公司的13系列中速柴油机早已采用两级增压,也是用两台增压器串联,两级增压空气都经中冷。该系列的缸径为343毫米,行程为420毫米,转速为514

转/分，直列式8缸机的功率为3080马力。除两级增压外，进气阀的关闭时间还按柴油机的负荷变化而自动改变，当平均有效力为17.5时，爆发压力为126公斤/厘米²。

在提高平均有效压力的同时，还得采取措施控制甚至降低爆发压力。国外早在五十年代就开始进行这方面的研究试验。在第七届国际内燃机会议上，英国内燃机研究所曾提出用可压缩比活塞来控制爆发压力，以大幅度地提高平均有效压力。经过十多年来的实践，这项措施已为个别军用产品所采用，但未能得到更广泛的使用，这可能是由于：

- 1，活塞结构较复杂，使往复惯量增大。
- 2，由于活塞结构较复杂，其工作可靠性有待考验。
- 3，对于多缸机，较难保证每缸油压变化一致，因而也较难保证各缸活塞工作步调的一致。

控制爆发压力的另一措施是采用较低的有效压缩比。在这方面的措施也较多，如所谓“米勒”（Miller）方式，它是采用进气阀在下死点前关闭，从而使进入气缸后的空气稍经膨胀，以降低温度及有效压缩比，达到降低爆发压力的目的。从柴油机的起动性能及部分负荷时的经济性来考虑，一般应在75%负荷以上时才使进气阀在下死点之前关闭，在负荷小于75%时，进气阀还应在下死点后关闭。这样就需要一套按负荷变化而改变进气阀关闭时间的自动调节装置，这套装置较复杂，只有美国诺伯格公司和日本的富士公司采用。

另一措施是日本新泻铁工所采取的排气阀在进气行程终止前再打开一次的办法。这一措施实际上是放掉一小部分进入气缸的空气，同样使进入气缸后的空气稍经膨胀，以降低进气温度和有效压缩比，从而降低爆发压力。与“米勒”方式相比较，这一措施较简单，它在一般的排气凸轮上再加一小凸轮就是了。新泻铁工所用这一措施和该公司的两级增压器配在一台6缸中速机上作试验，当平均有效压力为20公斤/厘米²时，爆发压力只有100公斤/厘米²，使Pe与Pz的比值达到了1：5。这时的燃油比耗率为160克/马力·小时。

表一

名 称	代号	英 国 Mirrlees	英 国 Ruston	美 国 Nordberg	日 本 富 士	日 本 新 泻	日 本 阪 神
气 缸 直 径（毫米）	D	216	203	343	260	310	280
活 塞 行 程（毫米）	S	349	273	420	320	380	340
缸 数	i	3	6	8	6	6	6
转 速（转/分）	n	600	1000	514	750	600	630
平均有效压力(公斤/厘米 ²)	Pe	21.1	27.6	17.5	25	20	20.5
爆发压力（公斤/厘米 ² ）	Pz	87.9	160	126	130	100	105
燃油比耗率(克/马力·小时)	ge	190	165		160	160	167
增 压 压 比		2.6	2.7		3.5	2.2	2.7
说 明		可压缩比活塞	两级增压	两级增压+“米勒”方式	两级增压+“米勒”方式	两级增压+排气阀在进气行程终止前再打开一次	两级（主付）喷射

提高平均有效压力并降低爆发压力,除改进配气系统和增压系统外,供油和燃烧过程的改进也是个极重要的因素。近年来,国外在这一方面也作过一些研究试验并获得了一定的成效。如日本阪神公司曾在—台缸径为280毫米,行程为340毫米,转速为630转/分的6缸1800马力中速柴油机上作过两级(主付)喷射的试验。当该柴油机用—台VTR-320增压器并用主付燃烧室以及用两个不同的高压油泵分别向主付燃烧室喷油时,平均有效压力达20.5公斤/厘米²,而爆发压力只有105公斤/厘米²,燃油比耗率为167克/马力·小时。 P_e 与 P_z 之比亦为1:5左右。

综合上述这些试验结果见表一。

阪神的两级(主付)喷射示意图见图6。主油泵为单体泵,在上死点前8°开始供油,供油连续时间为40°左右。付油泵为合成泵,在上死点后向付燃烧室供油,供油连续时间为40°左右。

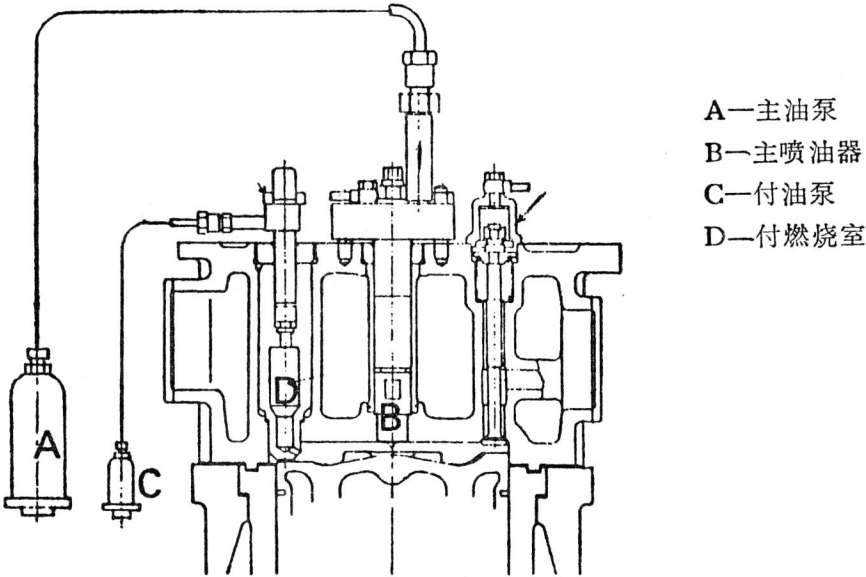


图6, 阪神两级(主付)喷射示意图

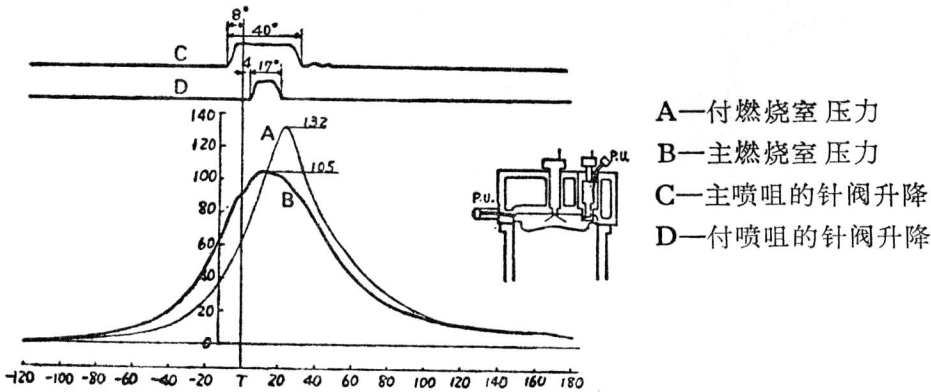


图7, 主付燃烧室压力及主付喷咀的针阀升降

约17°。这就是说主燃烧室的燃油着火后，付燃烧室的强烈气流使主燃烧室的大部分燃气混合物强烈运动，燃烧更柔和更完善，同时活塞正以更快的速度向下做功运动，因此气缸压力不但不会升高，反而大幅度地下降，见图7。

采用两级（主付）喷射，除显著地降低爆发压力外，压力升高比也大有改善。其所以能获得这样的效果，主要是控制了主燃烧室的放热规律。两级（主付）喷射与常规供油的放热规律比较见图8。

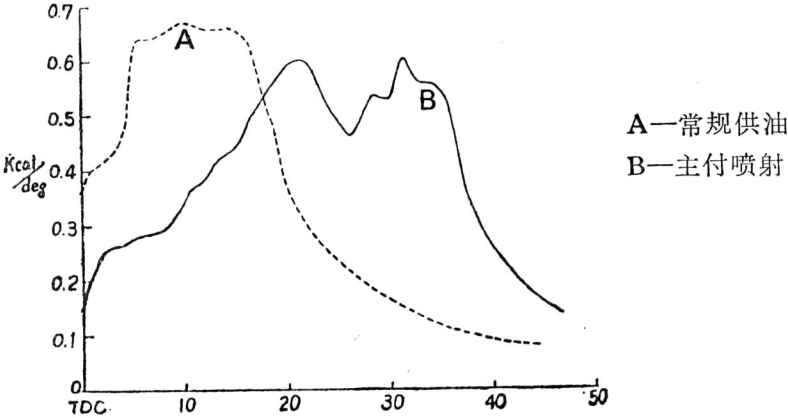


图8，两级(主付)喷射与常规供油的放热规律的比较

从两级（主付）喷射的放热规律可看出，放热速度最快的地方是在上死点后20°至35°，而常规供油是在5°至15°，而且最快速度比常规供油慢，燃烧终止较迅速。

西德曼（MAN）公司在它的40/54及52/55系列中速柴油机上也采用两级喷射。其高压油泵有两个柱塞付，一大一小，小的柱塞付直接置于大的柱塞付上面，见图9。

曼公司的这一措施主要是解决负荷低于20%时燃烧不稳的问题，燃用双燃料时，小柱塞付还能起引燃的作用。这样，燃用不同的重油时，燃油的不同迟燃特性的影响就较小。

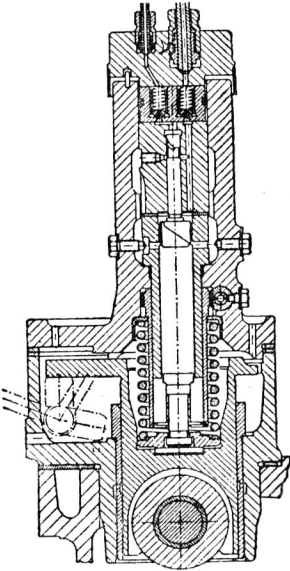


图9，曼公司中速机的双柱塞高压泵

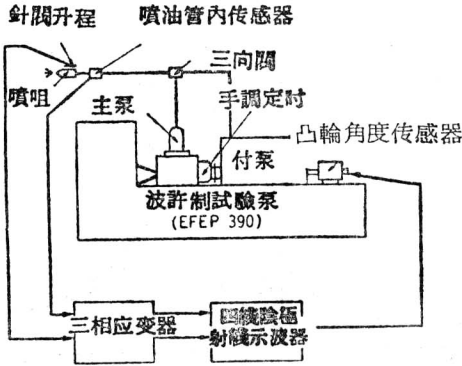


图10，日本富士的两级喷射试验装置

这一措施在某种程度上也起了改善燃烧和降低爆发压力的作用，这主要是由于引燃使放热规律有所改善。52/55系列中速机的平均有效压力为18和19.7公斤/厘米²，爆发压力分别为110和118公斤/厘米²，燃油比耗率为150克/马力·小时左右。

此外，日本富士公司在它的3 MD26中速试验机上也曾作过两级喷射的研究试验，其试验装置见图10。

从富士的试验结果看来，两级喷射在低负荷时能改善性能，但在高负荷时并没有什么效果。

从近年来的研究试验进展看来，在提高平均有效压力的同时亦可把爆发压力控制在一定的范围内。看来当平均有效压力在20至25公斤/厘米²时，把最高爆发压力控制在130公斤/厘米²以下是可能的，主要是采取适当的有效压缩比及配合比较完善的供油和放热规律，更充分地利用排气脉冲能量，以及更好地组织混合气的形成。

为了探讨更高强化以及高度强化后出现的问题，国外近年来还制成了一些高强化的单缸试验机并已开始在这些试验机上作探索试验。

例如英国内燃机研究所制成的 HPR-1 型单缸试验机，它是按平均有效压力为42公斤/厘米²、最高爆发压力为210公斤/厘米²设计的，缸径为108毫米，行程为114毫米，转速可达2800转/分，其剖面见图11。

该单缸试验机的结构比较简单，其一级和二级惯性力未作平衡，故没有平衡轴传动机构。据报导，除在起动及停车时有瞬时的摆动外，在运转过程中较平稳。试验机与外部联接的所有管道都采用挠性联接以承受这种摆动。

发动机的曲轴箱为简单的焊接结构。气缸体及气缸盖为铸铁件，用四个长的贯串螺栓紧固于曲轴箱上。从飞轮端看，配气凸轮轴位于右侧，高压油泵位于左侧。传动齿轮为直齿轮，安装在自由端，由一个焊接结构的罩壳罩着。从整个结构看来，拆装和调整都比较简便。

为了增加整个装置的质量以吸收振动，发动机按装在一个质量较大的

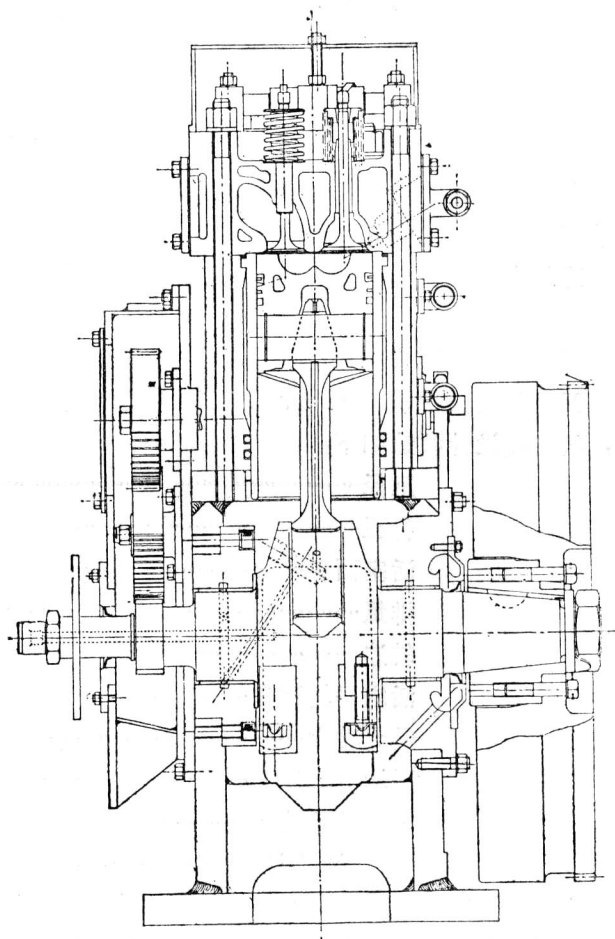


图11，英国内燃所的高强化单缸试验机

井字形钢座架上，见图12。发动机连同座架按装在四个弹性座垫上。这样可不必采用防振基础。

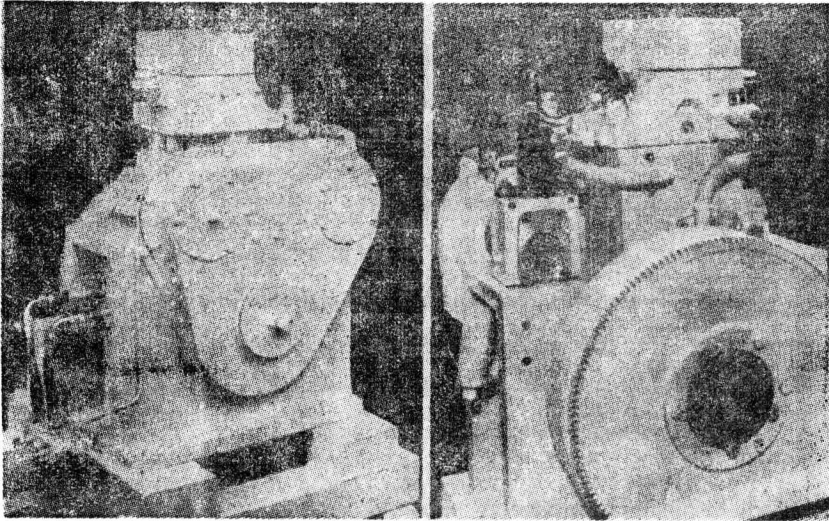


图12，发动机及井字形座架

曲轴经氮化处理，其主轴颈直径为82.55毫米，曲柄销直径为76.2毫米。专门设计的高压油泵能承受1200个大气压。

冷却水泵和润滑油泵分别由电动机驱动。冷却系统和润滑系统都有压力及温度自动调节装置。

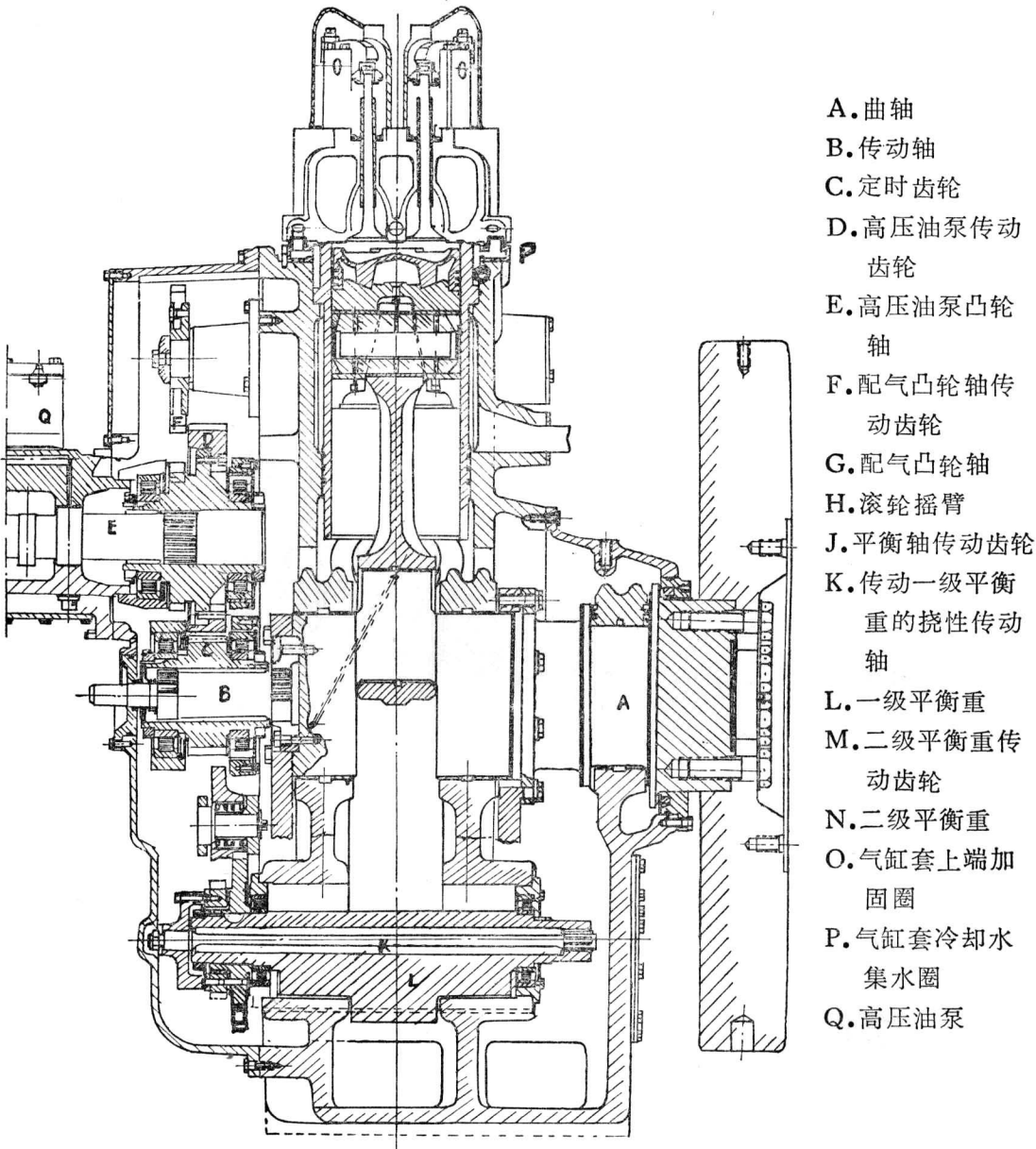
气缸套与气缸盖的密封采用金属对金属直接贴合，也可用金属垫片来调整存气间隙。

又例如英国雷卡图（Ricardo）研究所制成的“阿特拉斯”（Atlas）高强度单缸试验机，其主要设计参数如下：

缸径	216毫米（8 1/2吋）
行程	241毫米（9 1/2吋）
活塞面积	367厘米 ² （56吋 ² ）
排量	8.85升（540吋 ³ ）
转速	1500转/分
活塞平均速度	12.1米/秒
最大功率	570马力
平均有效压力	38.7公斤/厘米 ²
单位排量功率	64马力/升
单位活塞面积功率	1.56马力/厘米 ²

该试验机的纵横剖面见图13、14。机体和机座均为BS1452/17铸铁件，设计得较坚固。曲轴有三挡主轴承，其中两挡的直径为280毫米，靠飞轮端的一挡为240毫米。没有曲柄，曲柄销直接把两个主轴颈联接起来。曲柄销直径为190毫米，与曲轴主轴颈的重叠为114毫

米。一级和二级惯力均用平衡重平衡，传动机构位于自由端。置于缸体两侧各有一根凸轮轴分别控制进排气阀。机体两侧装有防爆门。



- A. 曲轴
- B. 传动轴
- C. 定时齿轮
- D. 高压油泵传动齿轮
- E. 高压油泵凸轮轴
- F. 配气凸轮轴传动齿轮
- G. 配气凸轮轴
- H. 滚轮摇臂
- J. 平衡轴传动齿轮
- K. 传动一级平衡重的挠性传动轴
- L. 一级平衡重
- M. 二级平衡重传动齿轮
- N. 二级平衡重
- O. 气缸套上端加固圈
- P. 气缸套冷却水集水圈
- Q. 高压油泵

图13，试验机纵剖面

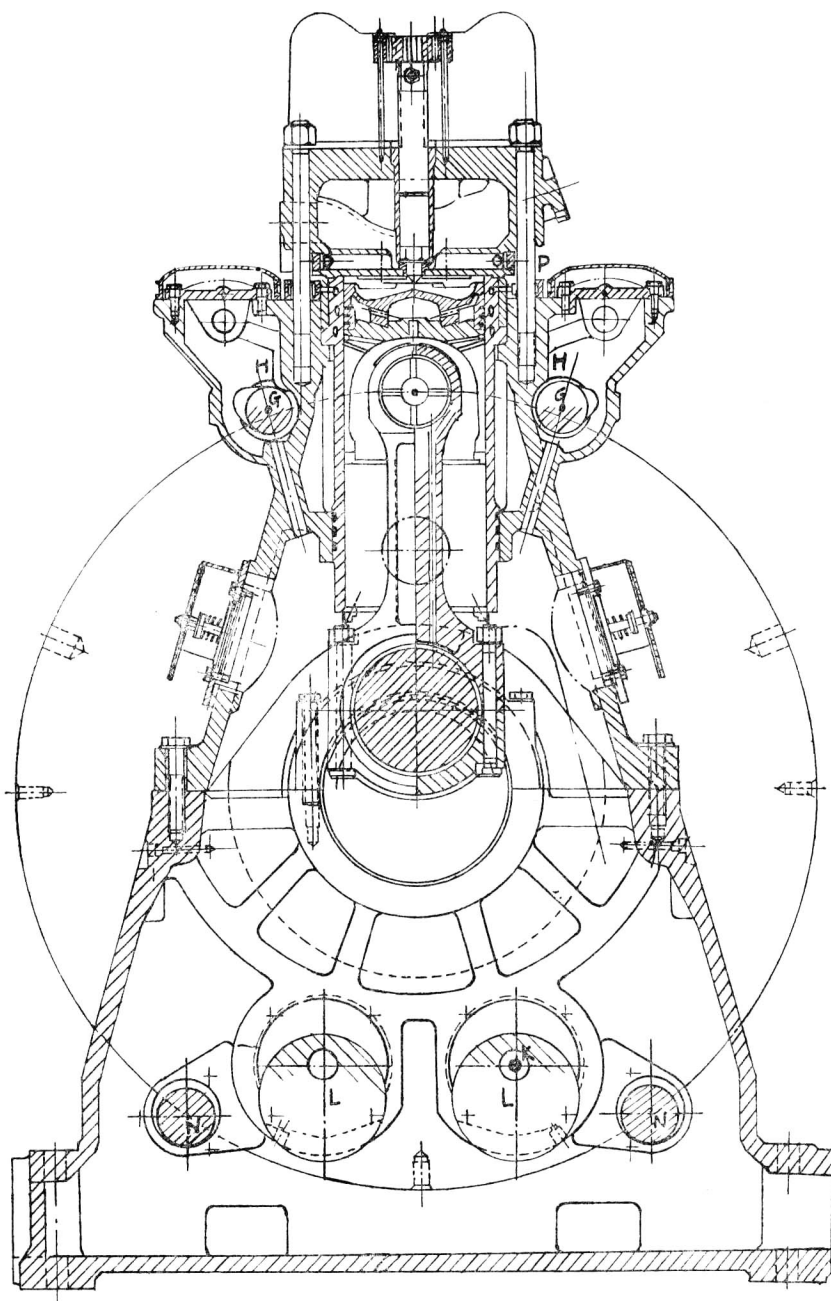


图14，试验机横剖面