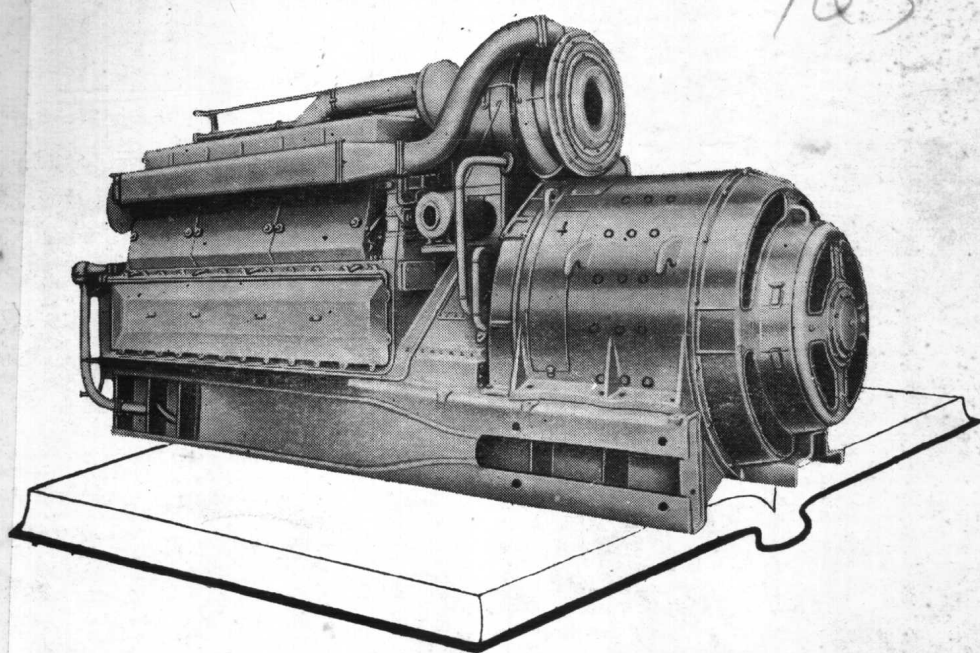


柴油机的增压装置



中國科學技術情報研究所

1959年8月

柴油机的增压装置

編輯者 中國科學技術情報研究所
出版 北京朝內大街 117 号
印刷者 中國科學技術情報研究所印刷厂
發行處 中國科學技術情報研究所
訂購 北京朝內大街 117 号

工本費 0.71 元 1959 年 8 月出版

前 言

柴油机是用途十分广泛的一种动力机械。利用增压装置以后,可以提高功率、减小体积,降低燃料消耗量,使柴油机的使用有更进一步的推广。涡轮增压也是柴油机的主要发展方向之一。在国际第四届内燃机会议上特别着重地讨论了这个问题。我国有关的研究单位和企业部门也正在研究设计与制造。

本文收集了一部分近年来有关增压装置方面的资料,加以综述,供研究人员、工程技术人员及机械专业学校教师和学生参考。

就所收集的资料来看,尚不够全面;就问题的介绍来看,尚不够深入。加之仓促编成,谬误遗漏之处必多,有待于以后继续修正和补充。并祈读者指正。

目 錄

一、導言.....	(1)
二、增压裝置及其系統.....	(2)
1. 增压裝置.....	(2)
2. 廢气渦輪增压.....	(3)
3. 复合增压裝置.....	(3)
4. 普通增压与高增压.....	(7)
5. 其他增压方案.....	(9)
a. 米勒氏(miller)高增压方案.....	(9)
b. 波恩(Bone)式增压方案.....	(11)
c. “Compres”——“压一脹”式增压器.....	(11)
三、与設計增压裝置有关的一些問題.....	(14)
1. 机械負荷与热力負荷問題.....	(14)
2. 渦輪增压器与發动机的配合.....	(17)
3. 扫气問題.....	(21)
4. 高地区使用廢气渦輪增压的方法.....	(26)
四、部分增压裝置及增压器介紹.....	(27)
1. MAN 厂的增压裝置.....	(27)
2. Brown Boveri 公司的增压器.....	(36)
3. Sulzer的增压裝置.....	(41)
4. Fiat 式增压裝置.....	(44)
5. Götaverken 增压裝置.....	(46)
6. H & W 的增压裝置.....	(47)
7. Napier 厂的增压器.....	(48)
8. Napier Nomad 复合式發动机.....	(53)
9. Nordberg 的米勒式增压.....	(56)
五、运用增压裝置的經驗.....	(58)
1. 低速大型二冲程柴油机的增压經驗.....	(58)
2. 高速中型二冲程柴油机的增压經驗.....	(63)

一. 導 言

柴油机才有五十年的歷史。在这短短的时期內，其發展甚为迅速，現在应用范围十分广泛。近年來由于增压裝置的普遍采用，柴油机已有取蒸汽机地位而代之的趋势。这一点表现在运输机械方面特別突出。

1939年欧洲各國商船中使用柴油机的噸位数僅占总噸位数的28%。1954年已增長至40%，而在斯塔的那維亞國家达77%。

1952—53年度內柴油機車占機車总数的11.4%，1956—57年度已增至19.3%。北美諸國的柴油機車已占总数的78%左右。英國今年已停止生產供应國內市場的蒸汽機車。

現在2.5噸以上的汽車差不多都使用柴油机。

農業机械中柴油机使用也越來越多。以欧洲大陸各國为例，用柴油机的已占整个農業机械的35~95%，制造中的已增長到50~100%。

柴油机有二冲程和四冲程之分。关于二冲程和四冲程柴油机的發展远景和应用范围的問題是相当复杂的。不少人根据个人的經驗提出了不同的結論。有的認為在某一种用途上采用二冲程，有的則認為应采用四冲程。甚至有認為在同一种用途上使用二冲程和四冲程的。

当然，二冲程和四冲程柴油机都有其优点和缺点。只有根据大量的統計数据、掌握丰富的經驗才能得出比較合理的結論。苏联A. C. 奥尔林院士等認為船用及工業用大功率柴油机中，除汽輪机和燃气輪机外，应用二冲程發动机是比較优越的。根据外型尺寸小、重量輕、在中等及低轉速（100~400轉/分）时能獲得大功率的要求，二冲程發动机用于上述裝置中最有發展前途。

苏联阿布洛莫夫工程师等認為在機車上采用四冲程的柴油机是較有前途的。如不要較高的增压，則二冲程与四冲程柴油机效率間的差別即可減小。如果不要求較高的轉速，用二冲程可以簡化機構，增加使用可靠性。

目前柴油机制造业密切注意的問題主要是：

1. 减小單位功率重量；
2. 燃料問題；
3. 提高功率——总功率和气缸功率。

减小單位功率重量的主要途徑是采用輕金屬和利用焊接机身代替鑄件。目前高速柴油机單位重量一般在5~6公斤/馬力左右，要做到3公斤/馬力以下也有可能。苏联M-50輕型高速柴油机的單位重量是1.7公斤/馬力。当然，提高功率也是減輕單位功率重量的一个重要途徑。

燃料問題中主要是用重燃料、酒精或廉价的鍋爐燃油以及多种燃料的問題。自1954年西德MAN厂制成MAN型柴油机以后，对燃用重燃料和多种燃料問題提供了新的方案。燃用酒精的問題近年來又有人在研究，如印度哈夫曼博士等先后在1954及1956年進行了試驗，發表了論文，提出了所謂“气化器-柴油机裝置”，并且認為特別适用于全載荷和超載荷的情況。目前的問題是如何以適當的壓縮溫度來保證發动机的運轉正常。

采用廉价的鍋爐燃油会有一些困难。在燃料進入燃料泵和由此流入噴咀以前要加热。鍋爐燃油含灰量和含硫量大，因而另件磨損和腐蝕会增加。

現在運轉中船用的柴油机最大功率是22500馬力。正在設計制造的最大达24000馬力。一般提高功率的主要途徑是：提高轉速，增大气缸直徑和添加增压裝置。

提高轉速和增大气缸直徑需要从根本上改变發動机的結構，这是制造厂所不喜欢采用的。可是也有一些厂在这方面努力。如瑞士Sulzer公司所設計的24000馬力的柴油机缸徑达900公厘。英國Harland丹麥B & W公司最大标准气缸直徑是750公厘，現在也考慮改为880公厘。

要提高功率，又要不从根本上改变發動机結構，只有利用增压。增压問題在近年來發展如此迅速的原因就在这里。目前有些國家50馬力以上柴油机差不多全都安上了增压裝置了。

二．增压裝置及其系統

1．增压裝置

顧名思义，增压就是增加柴油机進气的压力，以提高發動机的功率。實踐証明，可加大功率30~35%。如采用中間冷却器，效率更会提高。采用增压还可以大大地减小柴油机的尺寸和重量。表1是帶增压裝置和不帶增压裝置的兩種柴油机主要規格的比較。

表1：

規 格 名 称		不 帶 增 压 的 柴 油 机	帶 增 压 的 柴 油 机
功率	馬力	11000	11250
气缸数		12	9
气缸直徑	公厘	740	740
冲程長度	公厘	1600	1600
轉数	轉/分	115	115
总重量	噸	600	450
單位功率重量	公斤/馬力	54.5	40
机体長度	公厘	21340	17400

增压裝置是多种多样的。大致可以分为以下三大类：

1. 傳动增压裝置；
2. 廢气渦輪增压裝置；
3. 复合增压裝置。

其中傳动增压裝置不利用發動机廢气能量，必然消耗主机功率，或者是消耗其他能源，所以采用者很少。

2. 廢氣渦輪增壓

廢氣渦輪增壓利用發動機廢氣能量驅動渦輪，從而帶動空氣壓縮機，無需外部能源，是目前增壓裝置中的主要形式之一。其基本佈置如圖 1。

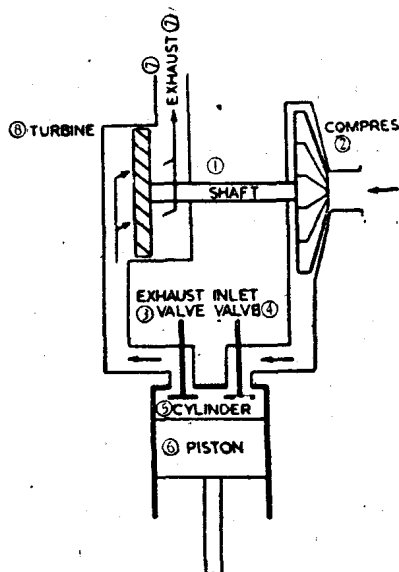


圖 1 說明

- ①軸 ②壓縮機 ③排氣門 ④進氣門
⑤氣缸 ⑥活塞 ⑦廢氣 ⑧渦輪

渦輪增壓系統如依照排氣系統來分類的話，可分為：脈沖式廢氣渦輪增壓，均壓式廢氣渦輪增壓和脈沖轉換式廢氣渦輪增壓。

脈沖式增壓裝置的特点是每個氣缸或每組氣缸各自有排氣歧管，排氣時互不干擾。所以能利用廢氣的脈沖能量。採用者較多。瑞士 Sulzer 公司的 RT67 型就是一例，該公司認為每組最好是 3 個氣缸，全機氣缸數必須能被 3 除盡，否則燃料消耗要多 3 克/馬力。但是這種裝置排氣系統複雜，平均效率也不高。

均壓式增壓裝置的特点是氣缸的排氣通到一支共同排氣管中，由此管將廢氣導入渦輪，因此渦輪是在等壓的氣流下運轉，效率高。並且排氣系統簡單。其缺點是不能充分利用廢氣能量。

脈沖轉換式增壓裝置就是針對上述兩種裝置的優缺點設計出來的。如美國 De Laval 公司將廢氣的脈沖能量通過沖波轉換器 (Pulse converter) 轉變為壓力能，使渦輪能在穩定的氣流下運轉。這種形式增壓器的前途還有待於對沖波轉換器本身的研究。試驗證明，當增壓壓力比在 1.8 以上時，脈沖轉換式的效率比脈沖式的高。但在 1.5 以下時，還是脈沖式的效率高些。

現在在柴油機上單獨應用脈沖式或均壓式增壓器的情況在四沖程上比較普遍，在二沖程上有一定的困難。主要是與二沖程發動機排氣溫度較低，空氣消耗量較大。同時，必須要有一套能使進氣與排氣之間產生必需的壓力差的機構。在用增壓器時必須做到能保證發動機起動可靠，在最小可靠轉數和低負荷時運轉正常以及具有一定的靈活性。

蘇聯 A. C. 奧爾林院士等認為單獨使用時，還是用脈沖式增壓較為優越。但在應用時必須注意選擇：進氣和排氣機構的尺寸，進氣、排氣時間的正確配合以及排氣系統的尺寸和形狀。因此應用脈沖式增壓器時必須對柴油機結構，特別是排氣系統的結構作重要的改變。

複合增壓裝置是解決上述困難的一種裝置系統。

3. 複合增壓裝置

複合增壓裝置是將機械增壓裝置和渦輪裝置結合起來的複合裝置。在這種增壓裝置中，根據結構形式及其作用分為 4 個系統：

1. 串聯增壓系統；

2. 并联增压系统;
3. 混合增压系统;
4. 复合式发动机。

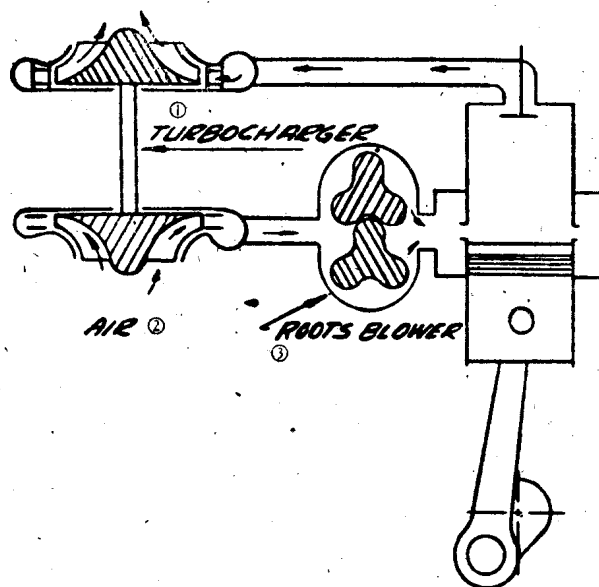


图 2

① 涡轮增压器 ② 空气 ③ 鲁茨鼓风机

在串联增压系统中，增压空气的压缩分为两个阶段，开始在废气涡轮增压器内增压，然后在机械传动增压装置内进行增压。其工作情况如图 2 中的示意图。

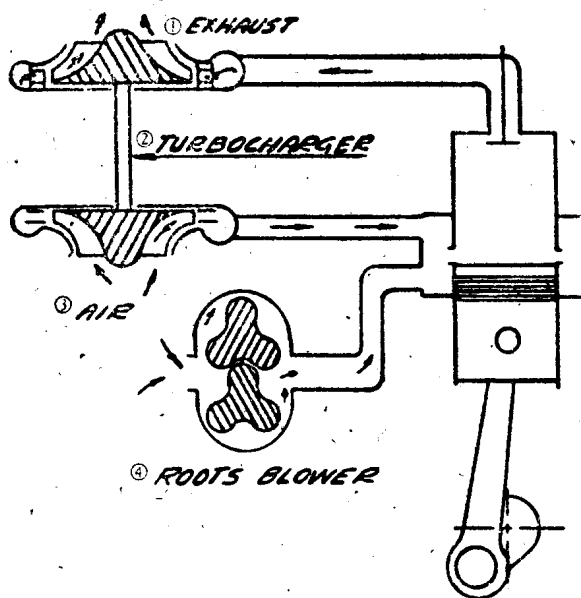


图 3

① 废气 涡轮增压器② ③ 空气 ④ 鲁茨鼓风机

这种系统的优点是涡轮增压器与柴油机的轴没有机械联结，涡轮在更好的叶片圆周速度进气绝对速度之下运转，因而能提高涡轮增压器在交变负荷下运转的效率。空气在涡轮增压器内进行预压，就能减小传动增压器的压缩比，从而提高了它的效率并减小了它的尺寸。传动增压器作为第二级压缩，就能以较大的反压力运转，并且能有效地进行第一级和第二级以后的空气冷却。

按照发动机的排气系统的不同，串联增压系统中又分为脉冲串联增压系统和高压串联增压系统。

并联增压系统就是涡轮增压器与辅助压气泵向发动机气缸送气（图3）。在用并联系统时，传动增压装置中的压气泵和涡轮增压器的尺寸可以比串联时小一些。但是需要仔细选择涡轮增压器和传动增压压气泵的性能。为了保证涡轮增压器在任何情况下稳定地运转，必须使增压空气有较低的压力，而其消耗量尽可能地增大。

并联系统中也有等压并联和脉冲并联之分。

目前采用串联增压系统的厂家比较多，而采用并联的只有西德的MAN厂。该厂认为这种装置用在一定气缸数的柴油机上有困难，特别是用在7缸的柴油机上。

混合增压系统是将并联系统和串联系统联合起来。在起动和小载荷时用串联系统，然后再用并联系统。这样可以克服并联系统的一些缺点。

复合增压装置的第4种系统是将涡轮增压器用机械变速器、液压联轴器或其他传动装置，与柴油机曲轴相连。图4是这种装置一种方案的示意图。在小载荷下起动时，涡轮增压器的涡轮功率还不能把必需数量的空气送进柴油机。增压器所需的部分功率由柴油机曲轴供应而传到涡轮增压器的转子上。在载荷较大时，涡轮的剩余功率传到柴油机的曲轴上。因此有人把这种系统叫做复合式发动机。这种系统成功地运用在英国Napier Nomad高速柴油机上。英国Harland & Wolff公司根据此类系统制成了对置活塞式船用柴油机。这种柴油机的涡轮增压器不与柴油机的曲轴相连，而可以自动地与电动机相连接。在起动、空车或小载荷的情况下，当涡轮增压器的转子转速降到1800转/分以下时，电动机就自动起动而带

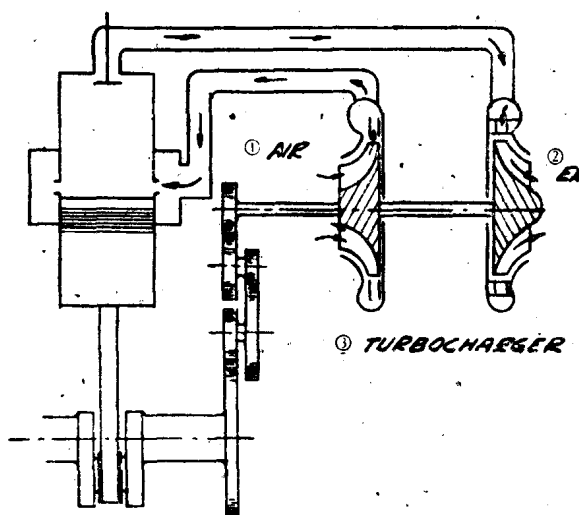


图 4

① 空气

② 废气

③ 增压器

动轉子，以增大其轉速，保証將必需数量的空气送入柴油机的气缸內。

另外还有人在設計着新的方案。其中之一如图 5，是由曲軸傳动的增压器來給柴油机增压，將用廢气驅動的渦輪与柴油机一起并联，使其功率傳給曲軸。这种裝置中的增压压力可以改变，也可以改变渦輪的進气压力。

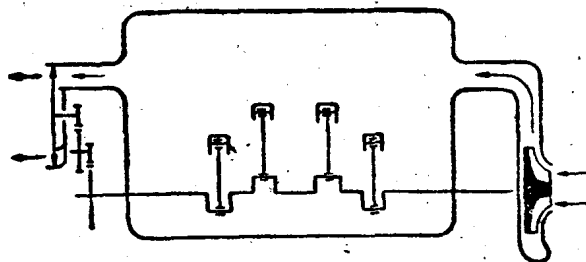


图 5

苏联專家 E. M. 列夫在一次报告中曾用“理想的气体膨脹曲綫”來說明这种复合裝置中的热力学問題。如图 6：

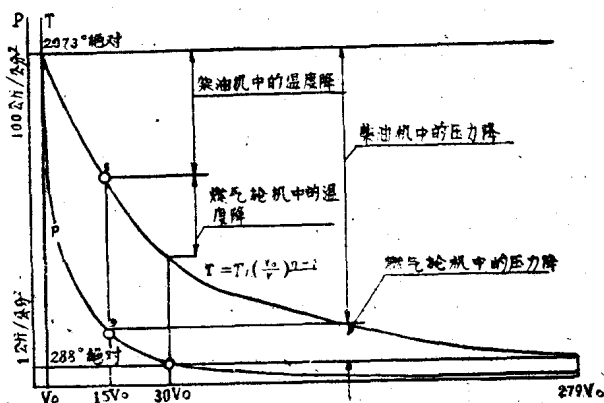


图 6

按热力学公式：

$$p_2 = p_1 \frac{1}{\delta^n}; \quad T_2 = T_1 \frac{1}{\delta^{n-1}};$$

p_1, T_1 及 p_2, T_2 为膨脹开始及終了时的温度和压力

δ ——膨脹比 n ——膨脹的多变曲綫指数

$$\delta_1 = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{100}{1} \right)^{\frac{1}{1.35}} = 30.2$$

$$\delta_2 = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{2073}{288} \right)^{\frac{1}{0.35}} = 279$$

$$T_2 = T_1 \frac{1}{\delta^{n-1}} = 2073 \times \frac{1}{30.2^{0.35}} = 630^\circ (\text{绝对}) = 375^\circ \text{C}$$

$$p_2 = p_1 \frac{1}{\delta_2^n} = 100 \times \frac{1}{279^{1.35}} = 0.05 \text{ 公斤/公分}^2$$

因此，在这个系统中，当膨胀比为30，总的压力降与温度降约为：压力降从100至1公斤/公分²，温度降从1800°至350°C。

虽然，从热力学的观点来看，提高膨胀比是极有利的，但随之提高的压缩比则会造成困难。故由于必须保证发动机的机械强度和正常寿命，通常压缩和膨胀比的大小的数值为15—17。

这就表明，气体在柴油机的气缸中膨胀接近終了时的压力及温度将有下列的数值：

$$P_2 = 100 \frac{1}{15^{1.35}} = 2.6 \text{ 公斤/公分}^2;$$

$$T_2 = 2073 \frac{1}{15^{0.35}} = 788^\circ \text{ (绝对)} = 515^\circ \text{C}$$

这样，在柴油机的总落差中能利用的压力降是从100至2.6公斤/公分²，温度降从1800°至515°C，而在燃气轮机中能利用的压力降从2.6至1公斤/公分²，温度降从515至357°C。

实际上，由于气体在发动机的排气机构中的节流关系，进入涡轮中的废气压力很少超过1.4—1.5公斤/公分²。这表明，在涡轮中的气体膨胀比约为：

$$\delta_T = \left(\frac{1.5}{1} \right)^{\frac{1}{1.35}} = 1.35$$

膨胀終了时的温度：

$$T_2 = 788 \times \frac{1}{1.35^{0.35}} = 709^\circ \text{ (绝对)} = 436^\circ \text{C}$$

涡轮中的温度降也相应地从515°至436°C。

因此从总的膨胀曲线高度看，涡轮部分降低得非常小。

同时，涡轮在单位功率及其他指标方面，比柴油机更有效。所以在复合式发动机中，相应地降低柴油机的作用，提高涡轮的相对作用是合理的。

在利用废气涡轮增压的柴油机中，涡轮压缩机与柴油机是一个互相调节和联系的系统。即涡轮所利用的废气能和涡轮消耗在柴油机增压方面的能得到平衡时，其工作才会正常。

因此，要扩大涡轮部分的功率，就必须解除这种平衡，消除自动调节，使它能用各种方法来调整柴油机的功及涡轮的功之间的比例。

按 Napier 公司的研究，认为复合式发动机的性能应包括以下数点：

- ① 最大容许气缸压力1300磅/吋²；
- ② 压缩机效率80%；
- ③ 涡轮效率85%；
- ④ 发动机为二冲程，扫气需要30%的超量空气；
- ⑤ 压缩机入口与发动机排气之间的空气压力降为10%；
- ⑥ 不完全膨胀部分能全部回收利用。

4. 普通增压与高增压

根据增压空气平均有效压力的大小，除了普通增压装置（或称低压式增压装置）以外，还有高增压装置。目前的趋势是四冲程发动机向高增压方向发展，而二冲程发动机大部分还是处于利用低压式增压装置的阶段。

低压式增压装置一般平均有效压力为 $5 \sim 7.5$ 公斤/公分²，压缩比不超过 $1.5:1$ 。在某些高速柴油机中，平均有效压力还要更高些，在全负荷时约为 $6.5 \sim 9.5$ 公斤/公分²，超负荷时可达 10.5 公斤/公分²。

高增压柴油机的性能，一般具有下列各项标准：

1. 平均有效压力在 12 公斤/公分² 以上；
2. 充气压力在 1 公斤/公分²（绝对）以上；
3. 燃烧压力在 85 公斤/公分² 以上，超过压缩压力至少 15 公斤/公分²；
4. 燃烧时的过量空气 λ 等于或大于 2 ；
5. 增压空气冷却到绝热压缩的最后温度以下。

在某些高增压装置上，平均有效压力可达 16 公斤/公分²。

高增压的突出优点是提高功率效能高。一般能提高发动机输出功率 120% 以上，甚至能达到 180% ，从而使发动机单位功率重量更加减低。燃料消耗也减小了。西德MAN厂K6V45/66高增压柴油机的燃料消耗只有 140 克/马力·小时。但在使用高增压时必须特别注意发动机的结构强度，并必须作适当的变更。

低压式增压装置有如下几个优点：

1. 在发动机的结构和材料上不须要作很大的改变，原来按自然充气设计的柴油机都易于改装上废气涡轮增压器。需改装的部分如下：

a. 采用增压器后，扫气空气量增加可达 30% ，故气门时间应重叠，最高可达 140° 。因此需要改变偏心轮轴的设计。如下图：

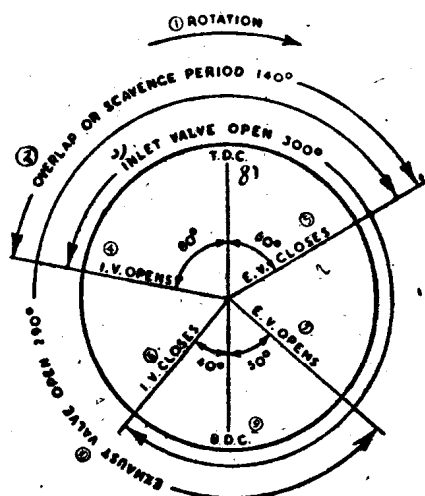


图 7.

- ① 旋转方向
- ② 重叠或扫气期 140°
- ③ 进气阀开 300°
- ④ 进气阀开
- ⑤ 排气阀关
- ⑥ 进气阀关
- ⑦ 排气阀开
- ⑧ 上止点
- ⑨ 下止点
- ⑩ 排气阀开 290°

b. 采用脉冲增压系统时，燃烧角度小于 240° 曲轴角度的各气缸，应分别地用不同的排气管联结，使排气脉冲能量得到利用。

c. 燃料喷射系统的容量应加大。

d. 在某些情况下，气门的直径，活塞顶形状及进排气管都需要改装。

2. 废气涡轮增压器能自动地适应负荷的变化而无须调节。其速度决定于废气的排气量与温度。其起动、运转与停车与自然充气式相同，并无困难。

5. 其他增压方案

a. 米勒氏 (miller) 高增压方案

目前的高增压方案中还有米勒式增压方法。

米勒氏增压又称低温增压，其工作过程与设计根据可归结如下：

- 发动机的效率决定于膨胀比而不决定于压缩比。
- 功率输出的限制决定于气缸的热力条件（即气缸壁冷却水所吸收的热量）。
- 经过涡轮增压器压缩后，空气在恒定压力下冷却-通过一热交换装置，在进入气缸前保持恒定的温度。
- 气缸的压缩比是因起动的需要而决定的。在起动后，依增压的压力而逐渐减低。（压缩比减低，可以减低气缸的压缩压力与温度，在一定的最大气缸压力下燃烧时能有较大的增压。从而使平均循环温度全面降低）。
- 降低有效的发动机压缩比方法是提前关闭进气门，即在活塞达到下止点以前。因此在活塞到达下止点时，气缸中的空气膨胀，使压缩开始时空气温度降低。在二冲程中，是在压缩冲程的一段时间内保持进气门开启，排出一部分充气而减低纯压缩比。
- 用调整进气门偏心轮的角度作进气门的正时。有一套专门的气门正时机构。

低温增压的目的是使进气压力维持在普通发动机的水平，采用加强冷却以增加进入气缸的空气量。

美国 Nordberg 公司采用米勒氏增压方案的压燃式发动机除发动机外，有一具废气涡轮增压器，一具中间冷却器，装在增压器与进气门之间，和一个能按不同负荷而调整的气门正时机构。功率范围600—4000马力，正在设计中的发动机的最大气缸压力在100大气压以上。

下图是这个正时机构的简图

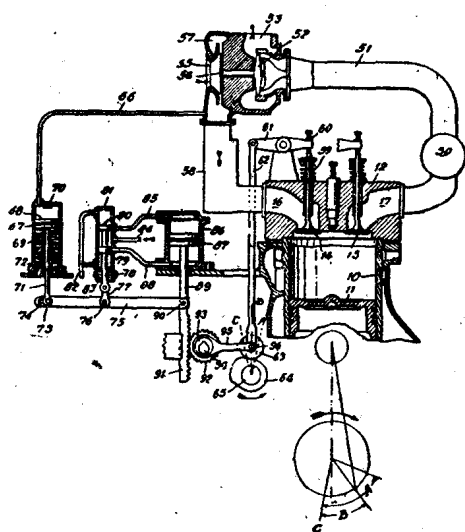


图 8

在全负荷时，绝对增压压力曾达到过28—42磅/吋²，但却避免使全循环的压力增加太大。在进气冲程中活塞未达到下止点以前关闭进气门，使吸入空气的膨胀压力与普通的增压发动机相近。在普通的压力与低温下开始压缩冲程。选定的压力与温度要在压缩冲程終了时有安全的爆燃。

如同所有装置废气涡轮增压器的柴油机相同，当负荷减低时，空气的充气压力也降低。如气门正时不改变则压缩力不够而发生超量的点火迟滞与错发火现象。

为保持正确的点火，米勒系统能在负荷减少时自动地增加空气的初温和减少气缸中的膨胀容量。当发动机以恒定速度运转时，进气歧管中的增压压力所达到的数值，与一个未增压的发动机从全负荷减到50%负荷时相同。因此，

气門的正时，使在50%負荷以下时，气缸中不發生膨脹，压缩开始时，温度与压力和進入的空气相等。从另一方面看，在下行冲程中進气門关闭的一点也可以看成是上行冲程中气缸中淨有效压缩的起点。在低負荷时，發动机就能在全压缩比下运转，而在高負荷时压缩比較小。進气歧管的空气温度在整个負荷範圍内都能保持大致恒定，因此压缩終了的温度最初是恒定的，然后在負荷增加时温度減低。

这一型式的發动机已有許多在使用中。图9为一台典型的V形16缸發动机的性能数据（負荷从零到110%）。發动机在每分鐘500轉时發出4,000制動馬力。气缸直徑13吋（330公厘），冲程16 $\frac{1}{2}$ 吋（419公厘），全負荷时平均有效压力为180磅/吋²（12.67公斤/公分²），其平均指示压力則为211磅/吋²（14.82公斤/公分²）。在这一負荷下（進气与压缩压力如图），發动机每一指示馬力-小时燃烧空气8.5磅。图上綫3为渦輪机前温度，随着綫9所表示的超量空气而減少，成为全部超量空气比（稍后还包括扫气的空气）的函数。

在气門重叠期間，進气歧管与排气歧管之間的有效压力微差 ΔP 使扫气空气流过燃烧空間。为求得完全地扫气，在每一循环中，進气歧管处的空气量应比排气歧管处大三倍。

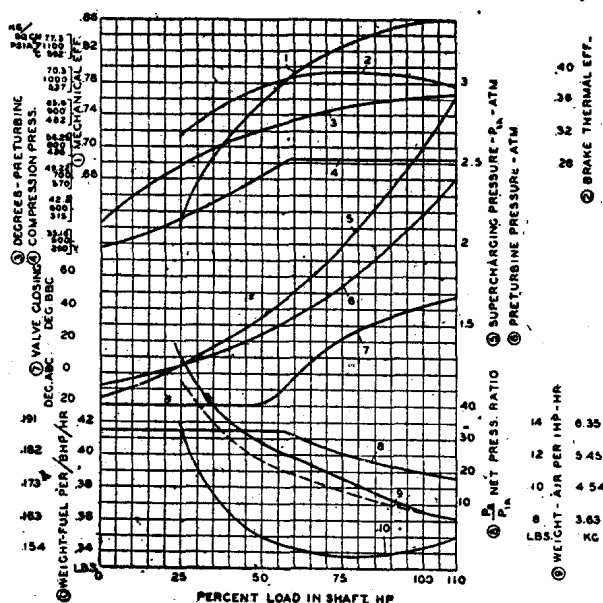


图 9

- ① 机械效率
- ② 制動热效率
- ③ 渦輪机前温度
- ④ 压缩压力
- ⑤ 增压压力
- ⑥ 渦輪机前压力
- ⑦ 气門关闭
- ⑧ 淨压力比
- ⑨ 馬力/小时空气重量
- ⑩ 燃料重/制動馬力·小时
- ⑪ 負荷百分比率（軸馬力）

在全負荷下，進气歧管温度为100°F（38°C），需要扫气空气量为2.3磅/指示馬力-小时（1.03公斤/馬力，小时），因此，全部的空气需要量达10.8磅/指示馬力-小时。

在低負荷时，因有效压力微差的消失甚至会造成反流，進气門晚开可減少气門重合度，而減少反流。進气門的时间調整由图中曲綫⑦表示。曲綫⑧表示在進气歧管中压缩压力与增压压力之間的淨压力比。曲綫④表示气缸压缩压力。

曲綫②表示制動热效率。按美国的方法，它表示燃料的高热值。故如根据低热值时，图上数值應該乘以1.06，这样就使低热值的热效率达到41%。

米勒增压方法与通常的增压法相比較，它可以在不增加热負荷的情况下獲得良好的效果。米勒增压發动机在各种功率下，傳給冷却水的热量都不会超量。下表是根据一台六汽缸（缸徑13吋，冲程16 $\frac{1}{2}$ 吋）發动机在450轉/分鐘时，量測其热流量所得的結果。可以看出在热負荷相等，而僅有輕微压力增加时，在平均有效压力方面，低温增压系統比通常增压系統

要高得多。

b. 波恩(Bone)式增压方案

这种增压方式为二次膨胀冷却法，为 Cooper-Bessemer 公司所采用。其工作过程如图 10。

从通常使用的废气涡轮增压器出来的压缩空气（压力与温度均已提高），直接进入一个涡轮冷却器的径流式压缩机部分，并且在这里进一步受到压缩，使空气温度更进一步提高，高压高温的空气被导入冷却器。由于受热空气与冷却水之间有较大的温度差，与一次压缩相比，冷却器能够把较大的热量传给冷却水。这种预先冷却过的压缩空气，它的压力比气缸增压所要求的空气压力要高。因而可以利用来推动涡轮冷却器的空气涡轮。空气由于做功膨胀而进一步得到很大冷却。

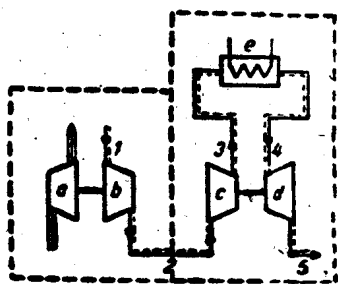


图10 a, b. 涡轮机
c 压缩机
d 空气涡轮
e 冷却器

用这种方法，能将压缩空气在进入气缸前的温度降低到低于废气涡轮增压器进口处的空气温度（即周围环境的温度）。表 2 中列出发动机负荷为平均有效压力 11.6 公斤/公分² 时各部分的温度。

表 2：测量所得的温度

点	1	2	3	4	5
°C	39	90	110	37.5	15.5

这种增压方式在发动机使用于热带地区时最有利。

高增压式废气涡轮增压目前还是在初期的阶段。无疑地，在高功率发动机上采用高增压，在目前的设计和制造技术上已完全可能对已有的机型大加改进。如果废气温度能再提高，平均有效制动压力还可以增高。研究结果证明发动机在平均有效制动压力 18—20 公斤/公分²（256/284 磅/吋²）下运转已不存在什么问题。但平均有效压力的限度尚不能确定。某些设计师的结论是：排气脉冲的能量已不足以驱动涡轮机，必须增加废气的能量。即增加排气压力和利用发动机的背压。

c. “Comprex” — “压-胀”式增压器

1958年3月美国机械工程师学会(ASME)燃气轮机年会上，曾有一篇论文“压-胀式增压(comprex) — 柴油机增压新观点”，介绍了这种新的增压技术和装置。是由美国的 I-T-E Circuit Breaker Co. 与 Brown-Boveri 公司共同研究设计的。

设计“压-胀”式增压器的主要企图是想使废气直接与要压缩的空气接触，使能量直接由废气传给压缩空气，利用非稳定性(Non-steady)气流。在其结构中，单一的旋转部件

同时進行压缩与膨胀。其部件如图11；即热定子（最左），轉子，轉子外殼与冷定子。轉子上有一定数目的管道。在两种压力水平下，每一根管子交替地受到空气与燃气的压力。

膨胀的燃气直接作用于要压缩的空气。它們的接触即發生在轉子的管道中。轉子的旋轉，使在正確的时间通道与定子气孔联通。其操作可以用图12加以說明。

在一次循环中，轉子的一个通道經過定子的气孔，使管道开启和关闭。相当于一根管子有A，B，C，D 4个閘門。閘A与B在通道的一边，控制空气流；閘C与D在通道的另一边，控制廢气流。閘B与D控制循环中的高压部分，閘A与C則为低压部分。

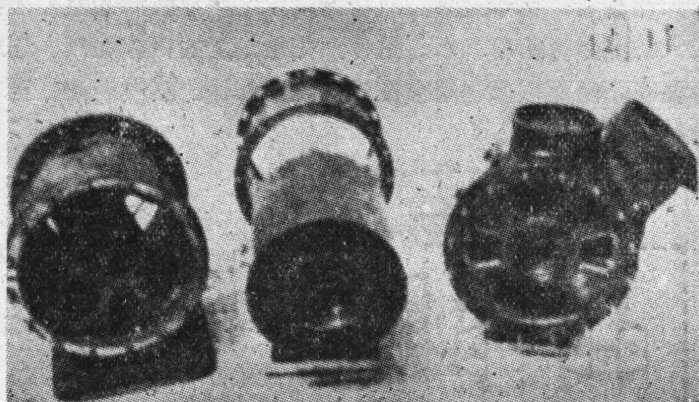


图 11

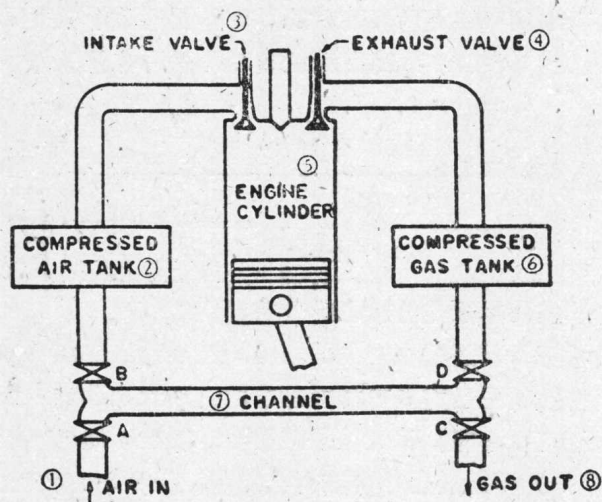


图 12

①空气入口 ②压缩空气罐 ③进气閘 ④排气閘 ⑤气缸 ⑥压缩
廢气罐 ⑦管道 ⑧排气出口

开始时假定空气系在周围的压力下已進入管道中，而全部閘均关闭。打开閘D，廢气進入管道，形成一种压力波，这种近于音速的压力波走在廢气的前面，并形成“交接面”

(Interface)；管道中的空气受到压缩而向前移动至B，閘B打开，高压空气進入发动机的进气歧管。而此时閘D也已关闭，因此在管道中發生廢气的膨胀；与此同时，已压缩的空气完全進入进气歧管，閘B关闭。打开閘C，因管道中的压力仍高于外界压力，因此產生第二次膨胀波，使廢气加速排除；閘A打开，吸入新鲜空气。而当管道中充滿空气后，关闭閘A与

C, 再重复这一循环。

在实际的“压-胀”式增压器上, 这种阀的开关是由转子的旋转来完成的。转子的管道通过定子上的气孔; 而转子的旋转速度和长度, 以及定子上气孔的位置, 起到阀的定时作用。转子中有多数(如35个)管道, 它们在同一瞬间进行着循环中不同阶段的工作, 结果形成连续不断的压缩空气流。

“压-胀”式增压器的一个实际应用是作柴油机增压。但在起动和怠速时, 如系由柴油机曲轴驱动时, 因转速太低, 或排气温度太低, 而使定时不准或供应空气不足。为此, 必

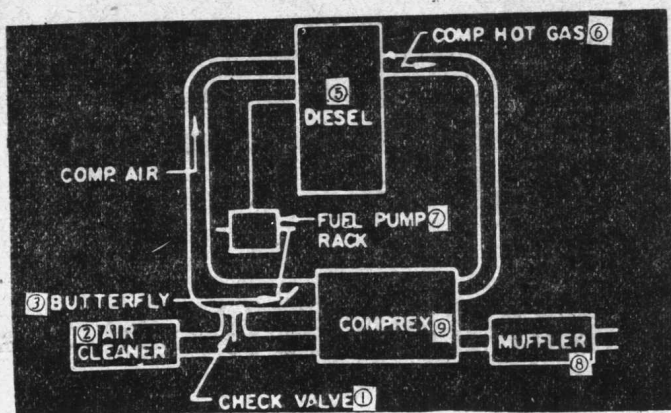


图 13

①止回阀 ②空气滤清器 ③蝶形阀 ④压缩空气 ⑤柴油机 ⑥压缩废气 ⑦燃料泵 ⑧消声器 ⑨“压-胀”式增压器

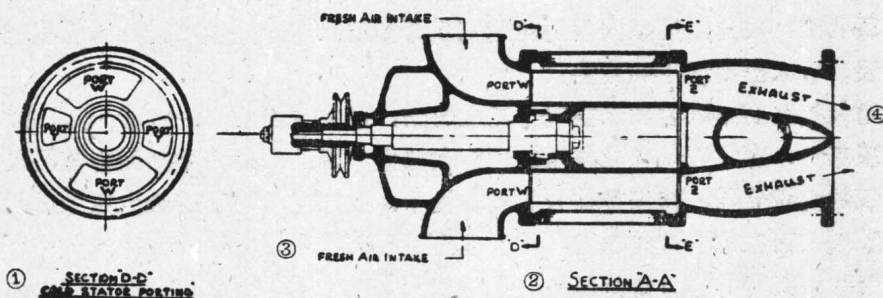


图 13a

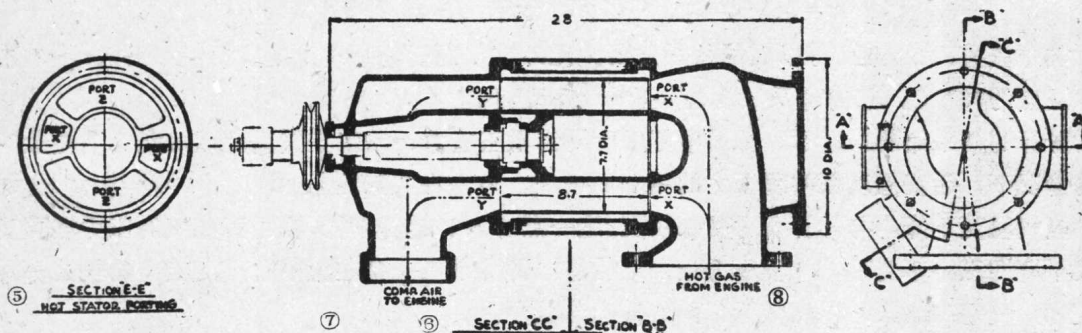


图 13b

①“D-D”截面——冷转子气孔 ②“A-A”截面 ③新鲜空气进口 ④排气管 ⑤“E-E”截面——热转子气孔 ⑥“C-C”截面, “B-B”截面 ⑦至发动机的压缩空气 ⑧来自发动机的热气体