

技 术 革 新 活 叶 資 料

# 柴 油 机 的 改 进

多快好省、技术革新經驗交流會議資料匯編



机械工业出版社

机 械 工 业 出 版 社

## 出版者的話

本書是第一机械工业部第六局于今年七月在天津召开的多、快、好、省，技术革新經驗交流會議的資料匯編。其中包括参加會議各厂所提供的資料的絕大部分，由我社分类匯編成下列各个部分分册出版：刀具、夹具、量仪、鑄造、鍛压、机械加工、焊接、热处理、油漆电鍍、材料代用及節約、齒輪、軸承、繞簧机、鍋駝机、柴油机、煤气机与磚砌煤气爐、油泵油咀工艺、發动机零件制造工艺、大梁和車輛制造工艺、高频电动砂輪軸。

这些資料都是全国生产汽車、拖拉机、动力机械、农业机械和軸承的各工厂的生产經驗总结。因此，它不仅可供这类工厂的技术人員和工人互相参考，而且其大部分也可使其他机器制造工厂的技术人員和工人参考。

本分册是柴油机部分，主要介紹柴油的几个主要方面所作的改进工作的經驗总结，有增压研究，半分开式燃燒室的試驗，液压起动机的設計等資料。

著者：上海动力机械厂

NO. 2270

---

1958年11月第一版    1958年11月第一版第一次印刷

850×1158  $1/32$  字数 56 千字 印張  $2\frac{3}{16}$  0,001—16,000 册

机械工业出版社(北京阜成門外百万庄)出版

机械工业出版社印刷厂印刷    新华書店發行

---

北京市書刊出版业營業  
許可証出字第008号

統一書号 T 15033·1391

定 价 (9) 0.29 元

# 半分开式燃燒室試驗

## 一、前言

根据四局(57)器四技柴字第548号指示,責成我厂作半分开式燃燒室的試驗研究工作。經過半年多的時間作了技术准备工作,其中四分之三時間給协作准备工作所占用,如活塞由济南柴油机厂三月份交貨,三套油咀上海柴油机厂代為加工,在二月份交貨,接着就列入四月份計劃作半分开式燃燒室的試驗工作。經過一个多月的試驗,終于对第二方案的活塞适用那些参数可以获得最佳經濟性及粗暴性摸索初步結果,由于理論知識的局限,又是一項新的柴油机工作理論,所以在分析問題中出現很多問題,因此仅能向領導上提出試驗过程以及一些現象記錄供領導及專家参考,以便指示我們再作試驗,最后作出結論。

## 二、試驗前后

汽車局苏联專家沙吉洛夫同志建議在160型柴油机上改变活塞頂部形式以及改变噴油咀的霧角、孔徑、噴油压力和噴油咀伸入燃燒室的距离,可以提高柴油机的經濟性和減輕柴油机工作時間的粗暴性,通过实验証實了沙吉洛夫專家建議的正确性。

这一試驗在苏联中央柴油机科学研究所已經对418/22型柴油机上进行过,获得良好效果,为进一步了解半分开式燃燒室应用在160系列柴油机性能如何,为此須作試驗。

沙吉洛夫專家的具体建議如下:

### 1 燃燒室形状大小三种方案:

|      |               |               |             |
|------|---------------|---------------|-------------|
| 第一方案 | $D_K = 94$ 公厘 | $d_K = 56$ 公厘 | $h = 40$ 公厘 |
| 第二方案 | $D_K = 92$ 公厘 | $d_K = 54$ 公厘 | $h = 40$ 公厘 |
| 第三方案 | $D_K = 90$ 公厘 | $d_K = 52$ 公厘 | $h = 40$ 公厘 |

### 2 噴油咀形式方案:

噴油咀仍為多孔針式仅改变其孔徑和霧角

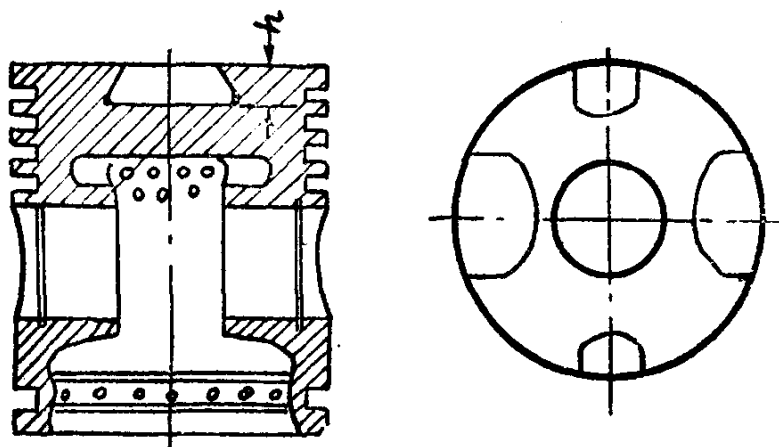


圖 1 半分开式活塞示意圖。

|      |                                  |
|------|----------------------------------|
| 第一方案 | $7 \times Q.20 \times 140^\circ$ |
| 第二方案 | $7 \times 0.25 \times 140^\circ$ |
| 第三方案 | $7 \times 0.25 \times 150^\circ$ |

(以排列次序分別为孔数  $\times$  孔徑  $\times$  霧角)

### 3 可变参数的建議:

(1) 油泵供油提前角由上死点前  $20^\circ \sim 34^\circ$  範圍內, 每隔  $2^\circ$  調整一次。

(2) 噴油压力在  $200 \sim 280$  公斤/公分<sup>2</sup> 範圍內, 每隔 15 公斤/公分<sup>2</sup> 調整一次。

(3) 噴油咀离汽缸盖平面距离由 1.5, 2.5, 2 三範圍調整。

可变参数的三点建議在我們具体試驗过程中曾作改变, 如油泵供油提前角我們試驗过程中認為繼續向后延迟才能肯定好坏, 因此就在上死点前  $17^\circ$  也作試驗, 噴油咀高度也是如此, 对某种形式的油咀高度小于專家建議参数的, 曾进行了 0.5 公厘的試驗, 同时对某种形式的油咀高度大些的进行了 4.5 公厘的試驗。噴油压力因为 每隔 15 公斤/公分<sup>2</sup> 影响不显著, 因此改为每 30 公斤/公分<sup>2</sup> 調整。总之在貫徹苏联專家原精神下灵活应用。

原来活塞的加工按專家建議的精神, 先从第三方案着手 (即  $D_k = 90$  公厘,  $d_k = 52$  公厘,  $h = 40$  公厘), 这样可以减少試驗費用, 但济南柴油机厂忽視了这一点, 交来一套六只  $D_k$  尺寸大小不均的活塞, 一

般均在 91 公厘左右，而  $d_k$  尺寸一般在 56 公厘，既非第一方案又非第二、三方案，为避免浪费和时间的消逝，我们自行修改到  $D_k = 92$  公厘， $d_k = 56$  公厘， $h = 40$  公厘使六只活塞的燃烧室统一尺寸，这样试验结果可能与局要求有些出入，但也无法挽救。

该次试验是在捷克“SKOA”工厂制造的 160 型陆用固定发动机上进行的，原机不按风扇水箱，这次临时按装了水箱，油耗必然比原来要高。同时由于工厂试验设备的简陋，配电盘在试验前曾请地方电厂校对，认为在 100 瓩时我厂功率表只指示 90 瓩，因此在指示 90 瓩时实际发动动担负着额负荷工作（附仪表检查报告表），好在以上影响数值均为常数，而这次试验能获得相对值就可以，为了获得相对值我们对原机作了一次性能试验供最后比较用。

#### 4 试验步骤：

- (1) 油咀伸入燃烧室不同高度的比较试验。
- (2) 不同喷油压力的比较试验。
- (3) 不同形式油咀的比较试验。
- (4) 工作粗暴性的比较试验。
- (5) 半分开式与统一式燃烧室的性能比较试验。

以上五步骤分别作如下说明和报告：

##### (1) 不同喷油咀离缸盖平面距离的比较试验：

试验目的：通过高度的改变对燃油消耗的影响。

试验条件： $7 \times 0.25 \times 150^\circ$  喷油咀，喷射压力 200 公斤/公分<sup>2</sup> 额定负荷时测量数值。

变数：油泵供油提前角，油咀高度。

通过试验得到图 2 曲线图，从图中可以看出喷油咀伸出越小燃油消耗越少，最好情况在油泵供油角  $20^\circ$ ，高度 1.5 公厘时油耗为每马力小时 170 克。为什么能从改变高度而使油耗下降呢？我们初步认为这和它具有特殊的燃烧室形式分不开的，从苏联百科全书第十卷第五章关于“高速柴油机中混合气的形成”一文中曾经指出“空气在环形管道中的流速随活塞接近上死点而增长；对于这种形式的燃烧室来说，

空气流速在活塞到达上死点前  $12^\circ$  至  $6^\circ$  时达到最大值，在混合剂的形成所需的能量中，50~60% 的能量是来自于燃料的喷射，其余的能量则来自于进气的“涡流”。

我们发动机的  $d_k/D_k = 0.32 \sim 0.35$  与书中所列举很相似，所以我们油咀

高度在 1.5 公厘比 4.5 公厘好的理由也可能用涡流能量来解释，即在 1.5 公厘高度喷射的油粒假如全部接受“涡流能”形成良好混合，但在 4.5 公厘高度喷射的油粒有一部分在死角里不能充分、及时地利用“涡流能”，如图 3 所示，这一部分燃油就近于浪费，因此油耗上升。

另外，一种说法：由于喷油的提高即进入汽缸盖里的部分增加，而使油咀冷却情况改善造成雾化情况良好，前后两者结合在一起油耗因之降低。

在试验过程中，我们曾对三套不同形式的喷油咀都作了试验，其中  $7 \times 0.20 \times 150^\circ$  喷油咀对高度改变的敏感性不大，其规律仍符合  $7 \times 0.25 \times 150^\circ$  喷油咀的曲线。但是改变高度对  $7 \times 0.20 \times 140^\circ$  的喷油咀是非常不利，在任何供油提前角均冒烟，只有当高度在 0.5 公厘时才能正常工作，这也说明了当高度在 4.5 公厘时确实有一部分燃油粒在死角中没有获得充分的混合而排到排气管道中燃烧冒烟造成燃油无谓的损耗。

以上的分析在我们本身是很缺乏把握，希望有关方面多给指导与帮助。

## (2) 不同喷油压力比较试验：

试验目的：通过试验了解喷油压力对燃油消耗的影响。

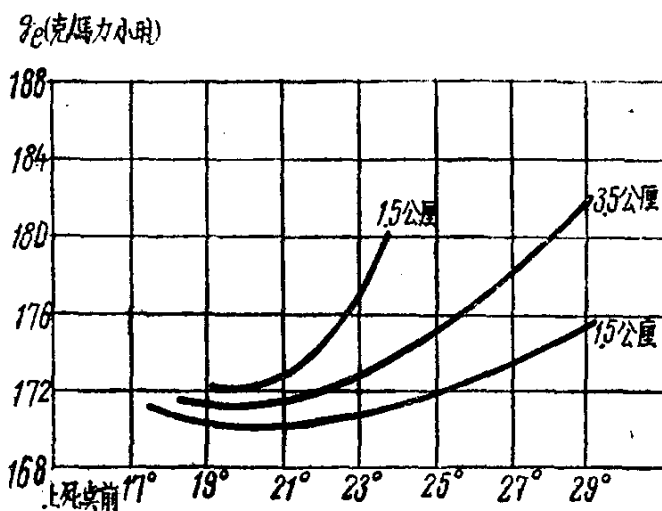


图 2



图 3

試驗条件： $7 \times 0.20 \times 140^\circ$  噴油咀，噴油咀离气缸盖高度为0.5公厘，額定負荷时測量数值。

变数：噴油压力，油泵供油提前角。

通过試驗得到噴油压力，油泵供油提前角和燃油消耗三者的关系曲綫（如圖 4 所示），从圖中看出噴油压力过高是不利的。

噴油压力影响燃油消耗的理由初步見解如下：噴油压力高会使整个燃料供油系統所受的应力提高，并減低了工作的可靠性。这一段叙述在 B 保勤斯基所作的汽車拖拉机發动机一書中曾指出过，我們認為这也是改变压力影响燃油消耗的确切理由，同时我們还認為提高噴油压力后，燃油所需的噴射延續時間相对减少，从而燃油在燃燒室里与空气混合時間也相应縮短則混合不良，燃燒也就不善。在試驗过程中还發現伴随噴油压力的提高排气温度也相应提高和回油量的增加，以上現象曾对  $7 \times 0.25 \times 150^\circ$  的油咀作了比較試驗，其現象一样，如圖 5 曲綫所表明。

（3）不同形式油咀的比較試驗：

試驗目的：通过各种孔徑，霧角的噴油試驗要达到以上二者对燃油消耗

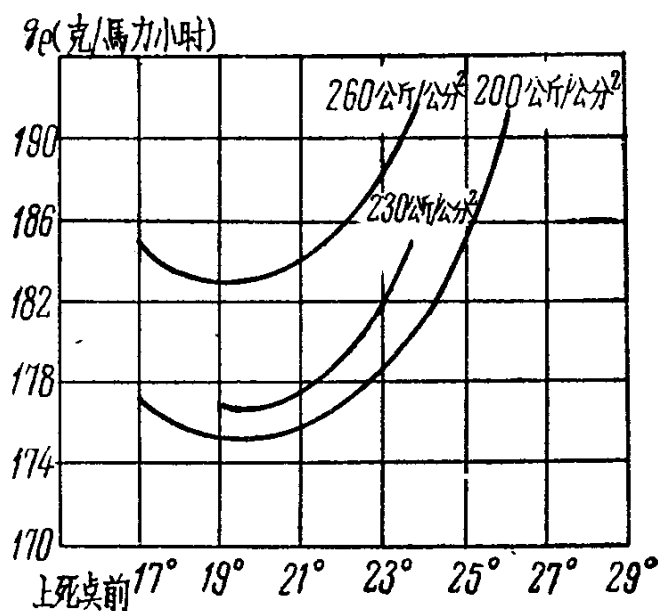


圖 4

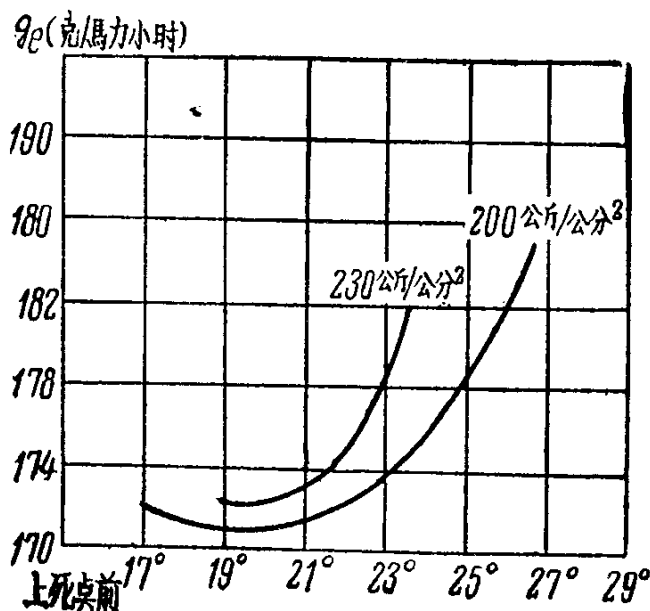


圖 5

的影响关系。

試驗条件：噴油压力 200 公斤/公分<sup>2</sup>，噴油咀离汽缸盖高度为 1.5 公厘，額定載荷时測量数值。

变数：油泵供油提前角，三种不同形式的油咀。

由圖 6 可以看出孔徑大者比小者优，霧角大者比小者强。試驗結果認為  $7 \times 0.25 \times 150^\circ$  的油咀在油泵供油角  $20^\circ$  时 燃油消耗 171 克/馬力小时。孔徑大的优点，我們同样也引証 B. 保勤斯基教授所說“应

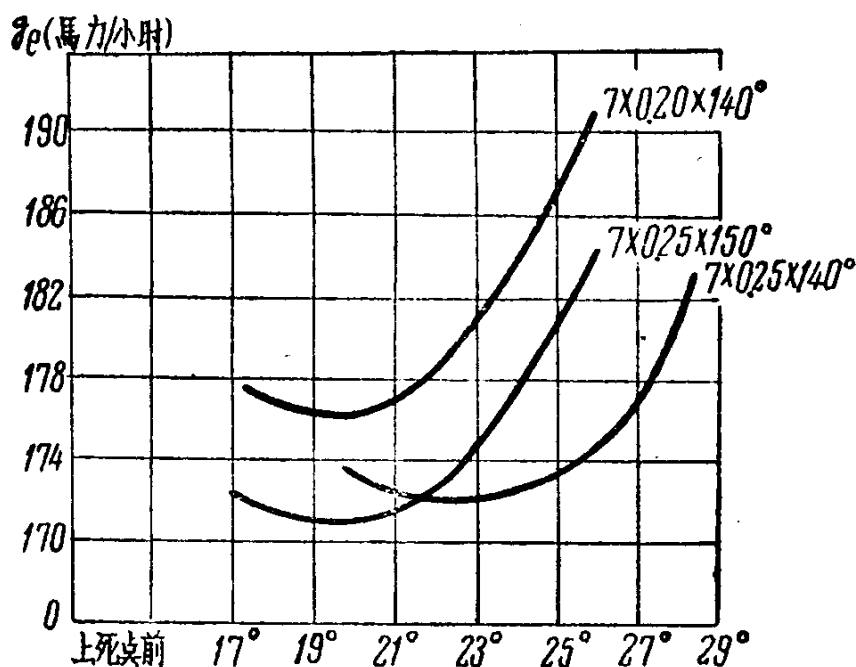


圖 6

当記住当减小噴油孔的直徑时，霧化將較細，但是同时会减低燃料进入空气層的貫徹（貫穿能力）距离，这是很重要的，因为这样可能使很大部分空气沒有用来参与燃燒”。反过來說，就是孔徑大，就可以避免以上缺点，但霧化不好了，可是半分开式燃燒室的工作原理并不是依靠孔徑大小来直接达到良好霧化，而是依靠燃油噴入，較高溫活塞上燃油蒸發“气体”来工作的。这种“气体”將比任何可能小的孔徑所不及的，因此油咀开始噴出較粗的燃油并不妨碍其工作性能。

霧角的大小影响耗油量，我們認為和第一种高度試驗的見解可能一致的，霧角小了出現死角的部分也就增加，为了减少死角对混合气

的影响，从試驗結果看出  $7 \times 0.25 \times 140^\circ$  噴油最低耗油量在上死点前  $23^\circ$  这是合理的，这样活塞就离上死点較远，减少了死角对混合气充分利用“渦流能”的影响，但这种最好的情况还赶不上  $7 \times 0.25 \times 150^\circ$  噴油咀的最低耗油量。

#### (4) 工作粗暴性比較試驗：

試驗目的：通过試驗要确定半分开式究竟可以改善工作粗暴性否。

試驗条件：噴油咀离汽缸头平面 0.5 公厘。

噴油压力 200 公斤/公分<sup>2</sup>，滿負荷时测量数值。

变数：油泵供油提前角，三种形式油咀。

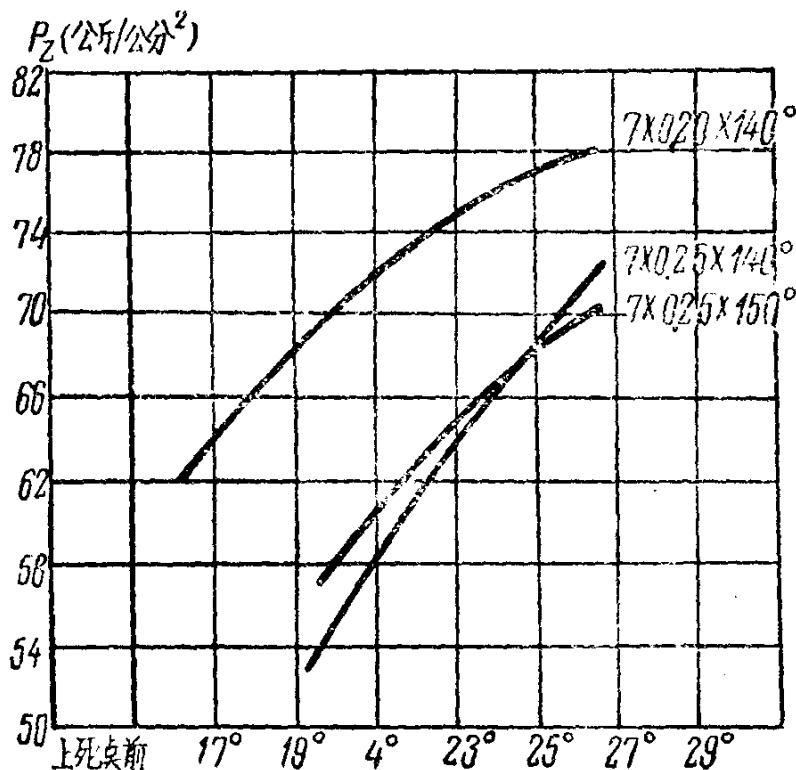


圖 7

通过試驗目前只得到各种油咀的粗暴性的比較，我們在統一式室与半分开式室比較試驗就可以肯定的回答粗暴性在半分开式室中得到了改善。至所以能够减低粗暴性是和以前三項試驗的推論是分不开的，从圖 7 看到  $7 \times 0.25 \times 150^\circ$  噴油咀爆發压力比其他形式的油咀低，而

前三項試驗中每次都認為該種油咀良好，而目前粗暴性試驗中也是  $7 \times 0.25 \times 150$  最好。

### (5) 半分開式的與統一式燃燒室的性能比較試驗：

試驗目的：是該次試驗的最終目的，耗油、爆發、壓力究竟下降多少。

#### 試驗條件：

1. 統一式室；

2. 半分開式室

噴射壓力 250 公斤/公分<sup>2</sup>

200 公斤/公分<sup>2</sup>

油泵供油提前角  $26.5^\circ$

$20^\circ$

油咀離缸頭高度 4.5 公厘

1.5 公厘

變數：在各種不同負荷時記載數值。

試驗結果顯示出半分開式室的優越性，在額定負荷時半分開式室的燃油消耗為 170 克/馬力小時，相對原發動機的燃油消耗 182 克/馬力小時。

$g_d$  (克/馬力小時)

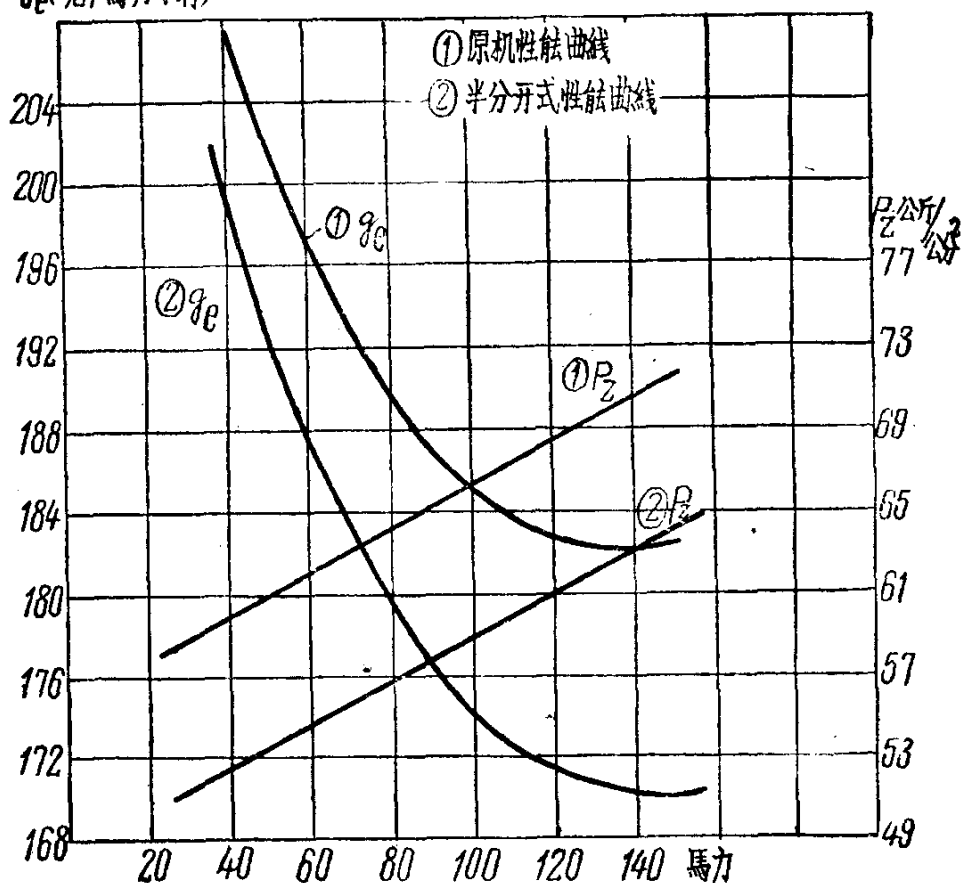


圖 8

爆發压力平均值，半分开式室为 62 公斤/公分<sup>2</sup> 比原机 70 公斤/公分<sup>2</sup> 下降 8 公斤/公分<sup>2</sup>。

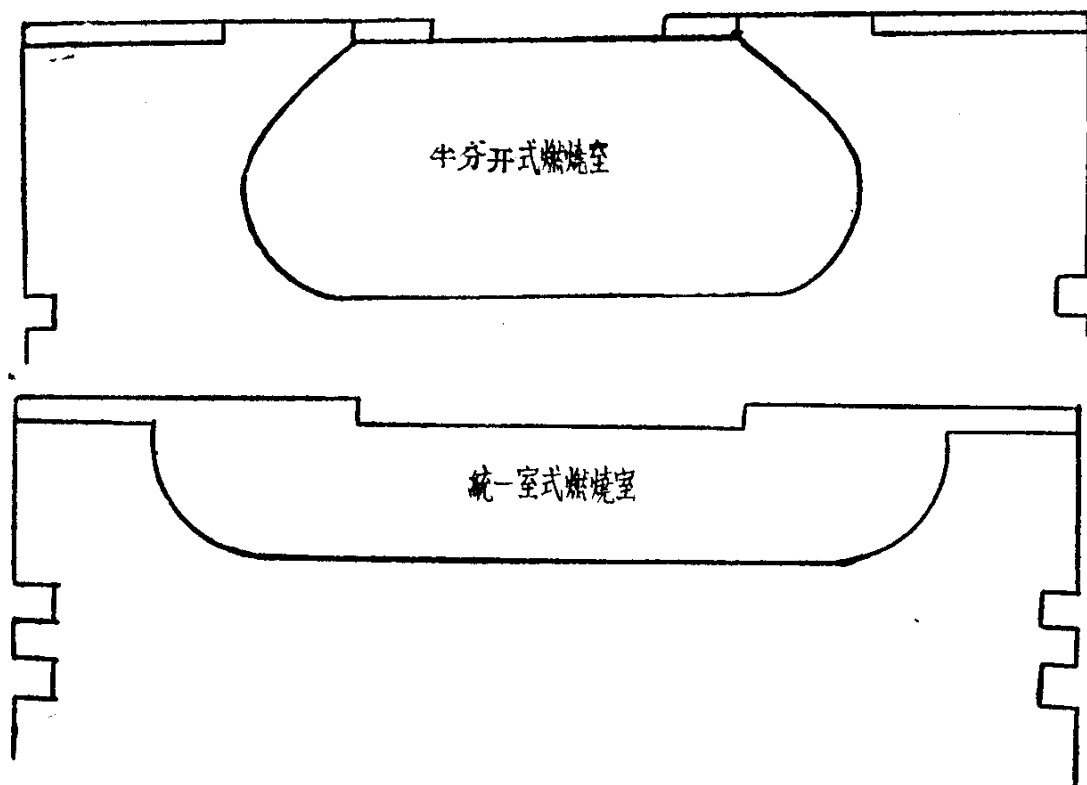


圖9 半分开式与統一式活塞頂部比較(比例1:1)。

### 三、几点意見

通过試驗半分开式燃燒室發動机确实节省燃油消耗量，在国家供油尚不能全部滿足的情况下可节约外匯，通过再行試驗即将原活塞結構改变，并向全国推广，經濟意义很大。同时在試驗过程中發現孔徑大对燃燒有利，計劃进一步改进活塞結構（專家的第三方案）和油咀形式再作次燃重柴油的試驗，如果确能收效則对国民經济是有重大貢獻的。

（濰坊柴油机厂）

# 6L350 增压柴油机試驗

## 一、增压試驗改装內容

1 增压器 是采用原有美国制Copper-Bessemer GSB型柴油机所用廢气增压器，該增压器为美国 Elliott 厂制造，型号为BF-34。主要規格如下：

|                  |                    |
|------------------|--------------------|
| 柴油机增压后出力         | 750匹               |
| 柴油机气缸数           | 6                  |
| 增压器透平进气口         | 2                  |
| 最高轉数             | 16000轉/分           |
| 透平前廢气溫度          | 不超过1020° F (550°C) |
| 透平前廢气最高溫度(两小时过载) | 不超过1100° F (594°C) |
| 冷却水进出口溫升         | 不超过30° F (16.6°C)  |
| 潤滑油进口溫度          | 不超过160° F (71°C)   |
| 泄油溫度             | 不超过180° F (82°C)   |

以上数据見

Instructions for installation, operation, and Maintenance for Elliott-Buchi Turba-charger BF-26, BF-34, BF-44, with self-contained lubrication system.

結構上看来，这个增压器是較旧的，而根据初步計算的結果，估計可用于 6350 柴油机，增加出力50%左右，因而采用此增压器。

增压器由一單級軸流式燃气輪机和一封閉式离心压縮机联在同一軸上构成。軸承为平面軸承，澆有薄巴氏合金。潤滑油系統由自帶之油泵供油，油泵用减速齒輪与主軸联接，出油分一路冷却軸心。

2 进排气凸輪 利用廢气透平增压，以提高出力的柴油机，要使扫气良好，并降低热負荷，采用較非增压柴油机大得多的进排气閥重叠角，重叠角的大小与柴油机轉数等有关。轉数高的重叠角需要大些。确定良好的重叠角，要經過一些不同重叠角運轉比較，即在額定負荷下选出排气溫度，耗油率，最高爆發压力都符合要求的重叠角。因此

原书缺页

公厘，其它结构与联接件均未变动。

#### 4 进排气管：

(1) 进气管直径和原来非增压者一样，仍为 200 公厘，其它的结构亦无什么改动，只不过在前端装置了测量空气流量的孔板式流量计而已。

(2) 排气管则不然，它作了很大的改动，试验用废气增压器系冲击式燃气轮机，即布希系统 (Buoch System)。为了更好地利用废气能量，从气缸排出的气体的速度希望能减少损失，于是考虑采用较小断面的排气管，又考虑到气缸的扫气问题，为了使彼此干扰减小，分成了二根排气管。按发火顺序 1—5—3—6—2—4，1、2、3 缸合用一根排气总管，4、5、6 缸合用另一根排气总管。增压器进口孔的直径，须与排气管直径一致，于是采用了直径为 148 公厘的排气总管，而排气支管之直径则是 140 公厘。总管断面积与排气阀打开时最大有效面积之比是 2.2 倍。(气阀直径为 124 公厘，升程为 23 公厘)。由于气缸头布置的限制，不能加大气阀直径，更改气缸头的工作也来不及准备，故气流的损失较大，排气总管中的压力波幅亦较低，排气的能量还欠充分利用，又排气管是用水冷式的。

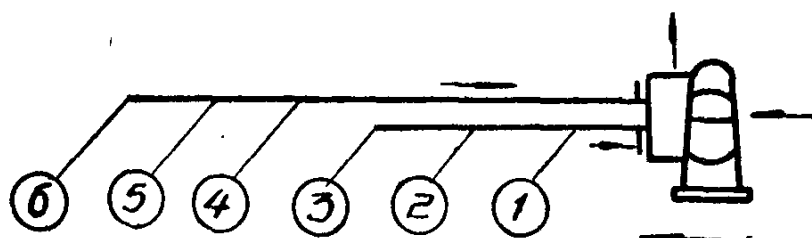


圖 2 排气分支圖。

5 活塞 原来为船用 6350 的鑄鉄活塞，考虑到增压后，汽缸内热量的增加，为了减少热负荷，故采用了陆用 6350 的鋁合金活塞。

6 冷却水系統 基本上和非增压的冷却系統一样，只不过增加了增压器本身的冷却系統和排气管冷却及旁通。

7 抽風管 曲軸箱中的油气应用抽風管接往离心式压气机之进气端，然后鼓进气缸中。

## 二、測 量

1. 主要的測量項目及采用的儀器如下:

(1) 進氣管壓力: 測量廢氣增壓器離心式壓氣機出口壓力及進氣管末端壓力, 用U形管的水銀柱高度計測量。

(2) 風量: 利用孔板流量計測量( $\frac{d^2}{D^2} = 0.45$ ), 設計及修正方法系按照“熱工測量及儀表”一書所載。

$d$  —— 孔板上孔的直徑。                       $D$  —— 進氣管的直徑。

(3) 排氣溫度: 用熱電偶溫度計測量, 在透平進口處則用捷克制水銀高溫計測量。

(4) 進氣溫度: 用普通水銀溫度計測量。

(5) 排氣壓力: 用水銀U形管壓力計于透平前測量。

(6) 增壓器轉數: 從增壓器油泵處, 裝設一引出軸, 用普通轉速表測量。

(7) 爆發壓力及示功圖: 用原有之示功儀測量。

(8) 排氣管中壓力變化的測量: 用機械傳動低壓變化壓力指示計測量, 此儀器是本廠製造, 內容是參考 Trans of the ASME 1951年 “Research in the Exhaust Manifold” 一文中的測量裝置。

(9) 柴油機功率: 用原有水力測功儀測量。

由於條件的限制, 如活塞溫度分布, 空氣過量系數, 掃氣系數等, 就沒有測量。

## 三、試車過程

1 試車時所采用的油類。

(1) 中石 # -10 輕柴油, 高熱值為 11035 大卡/公斤。

(2) 輕柴油和重柴油的混合油, 高熱值 10932 大卡/公斤。

(3) 潤滑油為中石 # 30 及 # 40 號。

(4) 廢氣增壓器潤滑油為透平油。

2 增壓試驗運轉時各參數的數值。

(1) 噴油咀及高压燃油泵仍暫時应用原来非增压柴油机所用者。

(2) 噴油咀噴油压力为 250 公斤/公分<sup>2</sup>。

(3) 噴油提前角为上死点前19°。

(4) 压缩比为12.8。

(5) 进气閥开啓提前角为上死点前70°，落后角为下死点后36°。

(6) 排气閥排气提前角为下死点前50°，落后角为上死点后60°。

**3 增压运转** 是由馬力逐漸由 0 加大至 840 的阶段。

(1) 各級馬力遞增之匹数如下：

0, 300, 450, 600, 650, 700, 750, 800, 840。

(2) 在各級馬力运转时，轉数固定为 350 轉/分。

(3) 650匹以上，各級馬力均經過 3 小时連續运转。

(4) 于此阶段試驗时，未發生問題，由 650 匹以上各級馬力經過 3 小时連續运转后，測量活塞銷軸承溫度，各缸均未超过80°C，在許可範圍以內。

**4 增压运转** 是馬力逐漸由 840 匹加大至 900 匹的。

(1) 在此阶段运转前，柴油机本身曾首先进行下面几点調整：

a) 压缩比調整为12.5。

b) 噴油咀更換为增压用特制之 9 孔油咀，高压燃油泵更換上增压用特制之大規格油泵。

c) 因压缩比改变，活塞上死点位置下移，所以噴油咀之高低位置亦相应的向下移动了 3.5 公厘，以适应燃燒室。

d) 因更換了大規格高压燃油泵，所以噴油提前角調整为上死点前12°。

e) 其他参数和 (2) 項所列者相同。

(2) 在此阶段运转中，轉数固定为 350 轉/分。

(3) 在此阶段运转中，規定最高爆發压力不得超过 57 公斤/公分<sup>2</sup>，排气溫度不得超过 440°C，活塞銷軸承溫度不得超过 80°C。

(4) 各級馬力遞增之匹数如下：

840, 870, 900。

(5) 各級馬力均經過 3 小时連續運轉。

(6) 當此階段運轉時，相對於各級馬力數所測得之最高爆發壓力，排氣溫度及耗油量如下表所列：

| 馬力數 | 參數名稱                      | 氣缸序號  |       |       |       |       |       |
|-----|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|     |                           | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     |
| 840 | 爆發壓力(公斤/公分 <sup>2</sup> ) | 54.29 | 51.43 | 54.29 | 54.29 | 54.29 | 54.29 |
|     | 排氣溫度(°C)                  | 365   | 370   | 362   | 380   | 368   | 360   |
|     | 耗油量(克/馬力小時)               | 169.2 |       |       |       |       |       |
| 870 | 爆發壓力(公斤/公分 <sup>2</sup> ) | 52.86 | 51.43 | 52.86 | 54.29 | 54.29 | 52.86 |
|     | 排氣溫度(°C)                  | 375   | 375   | 365   | 385   | 380   | 385   |
|     | 耗油量(克/馬力小時)               | 169   |       |       |       |       |       |
| 900 | 爆發壓力(公斤/公分 <sup>2</sup> ) | 52.14 | 52.14 | 54.29 | 54.29 | 55    | 53.57 |
|     | 排氣溫度(°C)                  | 400   | 405   | 375   | 400   | 395   | 400   |
|     | 耗油量(克/馬力小時)               | 170   |       |       |       |       |       |

(7) 从上表看来，机器運轉是不正常的，因馬力加大，而爆發壓力反有降低之趋向，尤其第二缸更見偏低，又第二缸油咀之油針閥及油針體曾經咬死數次，排氣溫度則因增壓柴油機有扫氣的緣故，所以各缸並沒有顯著的差別。經過摸索及試驗後，証明產生此毛病之原因是進排氣閥重疊角不适宜之緣故，因將重疊角由原來的130°調整為118°，即進氣提前角為68°，排氣落后角為50°後，運轉情況顯著地好轉。

這時，當900匹，350轉/分之情況下。

各缸爆發壓力分別為54.29，54.29，55，55，55，55公斤/公分<sup>2</sup>。

各缸排氣溫度分別為385°C，380°C，380°C，385°C，375°C，385°C。

耗油量為164.3克/馬力小時。

故即耗油量較表中所列者降低了5.7克，排氣溫度則降低了15°C左右，各缸爆發壓力相差僅0.71公斤/公分<sup>2</sup>。

此後曾將進氣提前角加大至 $69\frac{1}{2}^\circ$ 及75°，排氣落后角則保持原來