

内燃机译丛



R14-8, 40L

4

1964

內 燃 机 譯 丛

(双 月 刊)

欢 迎 預 訂

《內燃机譯丛》已經上級批准,自一九六五年开始定期出版。

《內燃机譯丛》是面向生产、面向科研的綜合性刊物,主要介紹国外內燃机方面理論研究的探索情况,試驗研究的成果,測試技术和工艺材料的应用与发展,以及綜合性报导和評論等。

《內燃机譯丛》的特色是內容照顾全面,包括农用、車用与船用等方面,每期辟有近况与动向、理論設計試驗、測試技术与設備、工艺与材料等分类,此外,注意文种的选择,以便选讀。

《內燃机譯丛》的讀者对象为广大的从事內燃机工作的生产、科研及教学人員。

《內燃机譯丛》为双月刊,定期后第一期于一九六五年二月二十六日出版,十六开本,八十面,每期定价五角五分。

《內燃机譯丛》由上海市报刊发行处总发行,各地邮电局均可預訂,如訂閱不便,也可向上海市科学技术編譯館邮购。

內燃机譯丛編輯部

地址:上海南昌路五十九号

內 燃 机 译 丛

1964年第4期

开本 787×1092 1/16 印張 5 字數 156,000
1965年1月第1版 1965年1月第1次印刷
印數 1—8,000

編 輯 者: 內燃机译丛編译委员会
出 版 者: 上海市科学技术編译館
(上海南昌路59号)
印 刷 者: 商务印书館上海厂
总发行处: 新华书店上海发行所
經 售 处: 全国各地新华书店

目 录

近况与动向

- 美国汽车发动机的技术近况及动向 [美国] S. Starkman (1)

理論設計試驗

- 柴油机喷射特性 [美国] P. G. Burman (11)
F. Deluca
- 輪內燃机燃燒室的温度 [日本] 金田 彰 夫 (16)
三原 資 巨
- 柴油机燃燒室設計的基本原則 [日本] 大造寺 達 (26)
- 高功率柴油机的气缸排列、平衡、振动和扭轉振动 [日本] 富山 修 (32)
- 內燃机菌形气閥中的应力 [英国] H. Fessler (41)
E. Ollerton
- 內燃机的外特性及其解析式 [苏联] Г. В. Мельников (46)
- 增压四冲程柴油机运用渦輪致冷的热力探討 [西德] K. Zinner (49)
H. Reulien
- 农用汽油机活塞的散热 [日本] 多田 寿雄 (58)
古 浜 庄 一

測試技术与設備

- 內燃机排气瞬时温度的測量 [英国] R. S. Benson (63)
- 活塞环徑向压力图測量仪 [苏联] М. С. Розовский (71)
О. П. Федосов

工艺与材料

- 加錫增强灰鑄鉄强度的探討 [美国] J. B. Long (75)
- 圓角滾軋法提高曲軸的疲劳寿命和弯矩 [美国] Herbert Chase (78)

美国汽車发动机的技术近况及动向

[美国] S. Starkman

一、緒 言

强制点火发动机工作性能的改善——油耗、功率——将遇到愈来愈多的困难問題，要解决这些問題，也将付出愈来愈大的代价。

首先是对压缩比增长的限制。因为压缩梯度的不合理的增加，以及由之而产生的结构振动，都对压缩比的增长有着限制；同时，超过最大压缩比之后，油耗就得不到改善。

其次是目前技术中不可避免的原因，即排气中还有不希望有的产物。

超供给、使用层状混合物的燃烧室、结构的改进以及诸如使用影响排气成分的附件等，均为上述問題提出了解决的办法。

但是，由于价格因素复杂，使得发动机市場上出现了各种不同的设计。

燃气轮机就是一种成就，它已经过了一系列的試驗，并在汽車上采用。

燃气轮机目前的工作特性，至少在美国市場上是有竞争能力的，最重要的一点还在于它不会遇到和在改进活塞式发动机效率时所遇到的那种严重困难。

本文在于分析美国汽車发动机的目前发展，现时状况以及将来的趋向等等。

二、强制点火发动机改进工作的过去及目前进展

为便于更好地探討問題，就得先对美国小客車

装用的汽油机演变的有关調查統計作一番研究。第一个論証是一般的汽油机在朝着更好的总的工作特性发展。发展中，除維持了一般的使用水平外，还保存了其平稳性和耐用性。

众所周知，在加大功率的同时又减低油耗，最好的方法在于提高压缩比，其限度在于不要引起“敲缸”（“Cliquetis”）。图1列出了14年来发动机压缩比的发展状况。

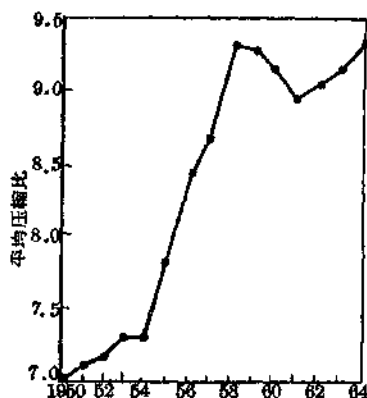


图1 压缩比的进展状况

对于某一年来说，平均压缩比是当年各主要汽車公司生产的各种类型发动机压缩比的数字平均值。例如，1964年的压缩比就是五大公司（尽管通用公司由5个不同的、而且相互竞争的公司组成，仍被視作一个組織）、29个不同类型发动机的平均值。

值得注意的是1958年的各类型发动机平均压缩比最高；其后的6年，一直没有再达到这种高度。

我們得更深入地來研究這有關燃燒問題的重要課題。作為汽車用強制點火發動機的未來，是和這種壓縮比的暫時減小、一反前4年的迅速增長的趨向有關。

圖2表明了強制點火發動機的平均排量。顯然，近年來汽缸工作容積有所減小，它出現在1960年的各類型上；而1969年的各類型則降低了壓縮比。平均汽缸工作容積的下降，並不是由於壓縮比下降的原因。事實上，這是由於1960年市場上出現了“緊湊型”小客車的關係。由於這種小客車的出現，相當數量的更小的四缸或六缸發動機也出現了。圖3示出了缸徑和沖程的尺寸演變，說明這方面無過大的變化，只是沖程稍有減小，而缸徑却有所增大。

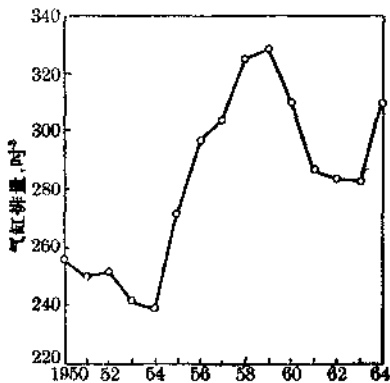


圖2 汽缸工作容積的進展

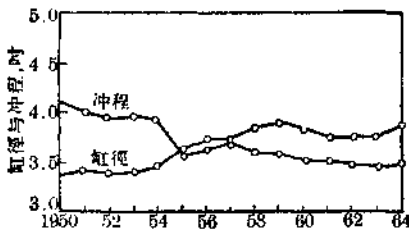


圖3 缸徑和沖程的進展

圖4示出了刊物上公布的名义平均功率的演變狀況。這種功率是製造者宣稱的該發動機可以發出的最大功率，在汽車上實際使用時，就只能給驅動輪提供1/2或2/3的功率，這一點是非常重要的。所以在此提出，因為還將討論與目前強制點火發動機相競爭的適合於未來發動機的遠景尺寸。圖4還指出了由於缺乏依據在圖1、2及3中均未標出的另一因素，即使用者方面取得的功率平均值，而不是在說明書上標出的功率平均值。似乎自1958年起，美國一般購買者所購買的汽車，其功率總包括在提供功率(Puissance offerte)的75~80%之間，這說

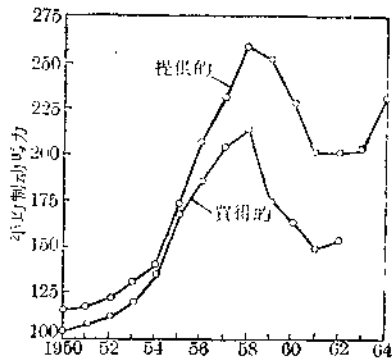


圖4 名义功率的进展(馬力)

明購買者喜歡小功率的汽車。在1960~1962年之間，發動機發展的趨向為功率減小。這種趨向，在實際售出的小客車上要比庫存的更為明顯。

這種趨向，是不能完全以“緊湊型”小客車投入市場來解析的。

在小客車的發展中，出現所謂“緊湊型”是一種不正常的現象。漸漸地，它們又發展成大汽車的尺寸和功率。1964年的“緊湊型”小客車和1960年的比較，也只是在名義上相似罷了。這種變化，特別是在大功率方面的變化，在圖4曲線的右側部分可以看出。

三、強制點火發動機未來發展中的問題

粗爆(Rumble)和敲缸

在50年代，人們已經察覺到燃料的嚴重問題，也看出了問題的所在。問題既和增加壓縮比有關(已如圖1所示)，也和燃燒室殘積的形成有關。表面的現象為發動機出現响声，這就是行話里的“粗爆”。這種响声近似於自燃的响声。

人們也公布了一系列的有關這種現象的研究結果，這裡介紹一些以供參考。

一般地說，1960年以前的報告，只限於提出事實，到最近幾年，方才有人提出可能的挽救方法。

“粗爆”是一種低頻的响声，其可聽的頻率範圍在400~2,000赫之間，而自燃的有時稱作“爆震”(“Détonation”)的，其可聽頻率範圍則在5,000~8,000赫之間。

這兩種响声間的其它不同處是：在“粗爆”情況下，發動機燃燒室內的燃氣並不出現自燃情況下所出現的一般的振動。

這種“粗爆”並不能為諸如四乙鉛之類的抗爆劑所避免或減輕，也不決定於燃料的成分如何。

早先，這種响声的出現被認為是發動機結構上

的机械振动;而问题在于压力增长的梯度太大。1929年起,下述的这种困难被发现了:这个“老”问题,由于提前点火和由于发动机燃烧室内残积形成而引起的不正时点火就变得更加棘手。这种不正时点火的发动机,尽管其燃烧室也设计得很正确,压缩比总在8~10之间。

1959年起,发动机“粗爆”的声响被认为是由于曲轴扭转振动所致。燃料中的添加剂、油料组成的研究、发动机结构的改进以及燃烧室的设计等等,均对这个问题作了部分的解决,并可在对“粗爆”影响不大的情况下,稍稍地提高一些压缩比。

但是,许多研究都证明,在作提高压缩比试验以前,关于压力梯度的控制方面还有许多工作要做。公认当压缩指数超过1.75公斤/厘米²度(Kgf/cm²d²)时,发动机将发出“粗爆”的声响。应该指出,美国某些重要的制造厂家已采取措施,生产压缩比在11~13.5之间的发动机,以作为64年型“高工作性能”的改进。这种425马力的发动机,绝大部分将在赛车上采用。这种发动机应该有非常清洁的燃烧室,以便使其正常工作。作者个人认为,在不久的将来,由于“粗爆”及其它一些将要谈到的问题,尽管在一些较为先进的类型上存在着11~13.5的压缩比,但压缩比仍不会普遍地提高。

关于“敲缸”的问题,可以认为提高辛烷值,使之超过目前的98~100,这在经济上是行不通的。即使在技术上可能生产不引起敲缸的燃料,而且使用压缩比超过15的发动机,其情形也一样。

该结论部分地得自装用压缩比直到12的小客车发动机。

四、适合最大功率及最大效率的压缩比

四冲程发动机油耗及功率的改进,在理论上并无界限,其压缩比可以达到300或者更大。压缩比可以达到25的V8发动机在试验室的试验中,出人意外地揭露出它有适于压缩比在17左右的性能存在。

图5~8均自文献[13]中摘出,表明了工作容积为5,300厘米³的发动机,其工作性能的不同标准是怎样随着压缩比的变化而变化的。在这一种V形8缸的并带平顶气缸盖的发动机的基础上,可在活塞顶上安置斜撑,使活塞具有分段的高度,以便于改变压缩比。

对实际压缩比的测定,还是采用Helmholtz的反响装置原理。

在节流阀全开的情形下,直到20的各种压缩比都可以无“敲缸”地工作。

这是由于采用了每升加有1.6毫升四乙铅和1.6克锰化物—AK33X的异辛烷油——的关系。但是,在节流阀全开、压缩比为25时,发动机工作组仍不能取得可以避振的性能,但在部分载荷试验时,表明这是可以实现的。

图5指出了在达到压缩比的最高点17时,指示效率和实际效率与之同时增长,但如超过此值,则就下降。

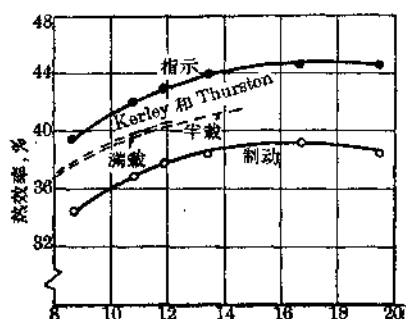


图5 2,000转/分最经济调节节流阀全开的热效率

图6标出了随纵座标功率发生的现象,根据图5也可以看出这一点。但是,混合气的比例都得逐次地调整,这样才能获得最大的效率或功率。Kerley和Thurston新近宣布了其单缸发动机的试验结果,但其压缩比值较小。该研究的有限的结果已在图5中表明。压缩比越是加大,则效率的增加就越有限,这是和Caris及Nelson的工作相吻合的。

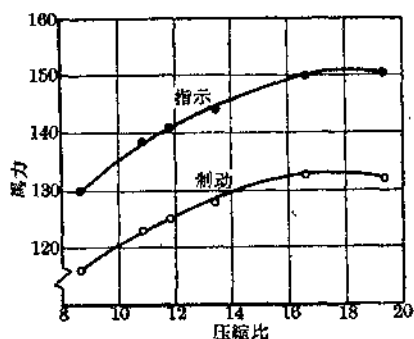


图6 2,000转/分节流阀全开时的功率(马力)

图7指出了文献[13]中的效率。当各发动机以相当于一辆美国小客车在平路行驶条件下的速度和载荷工作时,其效率如此。在这种部分载荷的情况下,对于最大的效率,就更加明显地表示出需要有合

适的压缩比,这和图5中节流阀全开的情形不大一样。从理论可以推断出效率不继续增加的事实,文献[13]的作者也给我们作了解析。这种现象是由于在循环的燃烧阶段有废气存在,致使燃烧延迟或缓慢的结果。这在图8中明确地表示了出来。在同一图

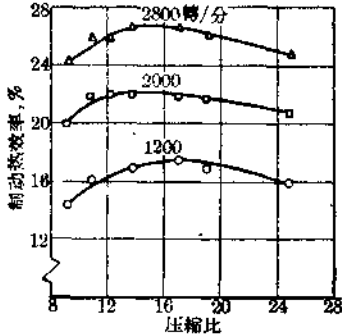


图7 部分开启时道路载荷热效率

上,还可以看到压缩比为8.7和23.4情况下发动机第一缸的压缩-容积曲线。很明显,高压比发动机的曲线比低压比的离理想的曲线更远;理想曲线则以虚线标出。这是因为在高压比的发动机中,当膨胀冲程时燃烧仍在进行,因此,可以获得的功就减少了。

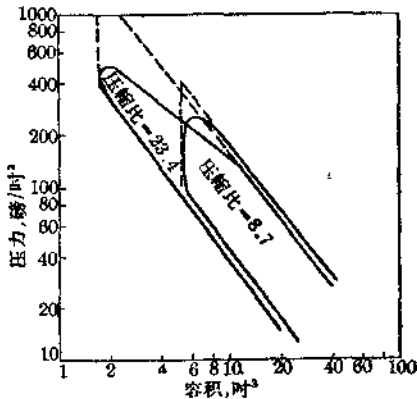


图8 压缩比为8.7之发动机和23.4之发动机的压缩容积比

废气的排除问题

近10年来,由于往复运动发动机的工作,大气的污染问题就更为严重。在加利福尼亚的洛杉矶地区,问题就更为尖锐。在该地区,由于大气循环不足、强烈的日照、稠密的人口以及大量的汽车等问题汇集在一起,使问题更为棘手。每天,在气象消息中都有“烟”的公报,有时广播电台还要就空气污染已达危险程度而向居民发出警告。污染气体达到高浓度时的危险,如“洛杉矶”类型,在于使人感到窒息,眼

睛感到刺涩,对有咳嗽病的人更会引起阵地地呼吸困难。此外,这种污染还对蔬菜有危害性,并导致减产。最近有人提到为癌肿病(Cancerigene)的产物,也同样是一个问题。

加利福尼亚的情况非常明显,绝大部分是由汽车引起的。汽车对空气的污染是通过曲轴箱的通风、油箱的散发油气、汽化器汽油的雾化以及排气等污浊气体形成的。汽车所散发的有害物质为未燃的碳氢化合物(hydrocarbons imbrulés)、碳的氧化物、氮的氧化物、含硫的硬石膏、铅、氧化碳氢化合物以及多环芳香族(诸如苯并吡喃酮——Le benzopyrène,它和癌的起源有关)。

如果加利福尼亚的情况已达到危险程度,则美国其它大城市的负责当局也不能不有所忧虑。可以这样认为,尽管洛杉矶或旧金山的雾(brouillard)的组成并不和匹兹堡、芝加哥或者纽约一样,也不和伦敦及巴黎一样,但不久的将来,汽车排出的污浊气体,仍将形成一个全国性的问题,甚至是一个国际的问题。1961年,关于曲轴箱的通风问题,在加利福尼亚售出的载重汽车上已经得到解决。这个问题,直到1963年才在美国全国范围内得到解决。这是由于汽车制造者在其所制造的汽车上采用了一个在发动机内作排气再循环的装置。问题困难的地方在于如何控制排气的成分。试验证明,汽车发动机排气中含碳氧化物为5%,碳氢化合物为0.4%,氮氧化物为0.3%;这是指在最恶劣的使用条件下排出废气中的各种化合物的含量。上述浓度的变化很大,不仅在不同发动机之间,就是同一发动机,在不同的使用、调整和维修条件下,都会发生极大的变化。为了改变排气的成分,其最大的努力是在排气管上装置一个迟燃的催化燃烧器。加利福尼亚当局规定的检查标准为:经过这种装置排出的废气中,碳氢化合物要低于0.0275%,而碳氧化物则不能超过1.5%。各种各样的装置都经过大气污染控制委员会的试验检查,这种试验仍在进行,但直到现在为止还没有宣布同意哪种特定的装置。如果一旦有一、二种可以认为是合适的产品,加利福尼亚将会立即宣布,新的及使用着的小客车都得装上这种机构。但是采用、控制、维修以及更换这种装置的价格,要想不超出50元美金,还不是一件容易的事。

尽管目前还没有人谈到减少或消灭耐久的氮氧化合物,但其空气的光化学污染是早已为人所共知的。最近,有人无可争辩地证明,氮氧化合物本身能对有机体的生存产生危害。

上述发动机的排气中,各种化合物的基本成分是为人所共知的事。简单的化学平衡和化学计算,就可以得出燃烧过程中所产生的碳氢化合物及其比例。试验证明,废气在高温和高压条件下形成后,就一直维持其反应循环中最大相邻温度和压力的比例。试验也证明,未燃的碳氢化合物来自于和室壁接触时火焰的“骤然熄灭”(“Quenching”——“淬熄”)。这样,发动机就自然无可避免地要产生碳氢化合物、未燃烧的碳氢化合物以及氮氧化化合物的倾向,这种倾向又为通常采用的增加功率和减少油耗的手段所加强;诸如增加压缩比、多供混合气以避免在满载情况下的敲缸等。

这些现象,再加上前述之各点,就使得对性能的改善变得越来越麻烦。所以发动机的竞争在这方面确实是大有可为的。

五、往复运动发动机之各种可能的形式

1. 层状给气发动机

从投资上看,选定一个在特性上有所改进的发动机,其最经济的方法在于使该发动机尽可能地保有其原型的特性。

如果要得到保有原特性的发动机,同时又减少油耗、避免污染大气以及带有相对平顺的工作性能,对研究人员来说,改进燃烧方法是有意義的。

在这种研究中,注意力首先应该集中在燃料是怎样燃烧的。在美国,压燃的结果无法满足上述的要求。在油耗以及排气中只含微量碳氢化合物方面,柴油发动机具有优点,但这些优点却为其结构重量大,以及为了避免排烟及某些工作条件下的敲击(接近于“粗暴”),又得减少其比功率。

这方面欧洲取得了一些成就。尽管柴油机相当好,但在美国的小客車及輕型載重汽車上采用不多。

因此,往复式活塞式发动机仍将是强制点火式的。燃料的准备和引入是目前争论的唯一问题;但问题牵涉极广。

现在,从理论上讲,一台活塞式发动机,应尽可能地无敲缸、燃烧完全以及没有太高的燃烧压力,同时又具有合理的压力梯度,在任何负荷情况下给予良好的效率。但是,这受到了许多限制:

(1) 要油耗最少,发动机就得准确地得到满足负荷和节流阀全开情况下工作所必需的燃料。

(2) 为了避免高压和大的压力梯度,燃烧过程中,能量的释放应该是受到限制的。非常明显,如果

燃烧受到正确地控制,则不会产生敲缸问题。

(3) 为了解决未燃的碳氢化合物的问题,就需要具备下列三个条件:

1) 燃烧不应该在低压情况下进行(象一般汽缸式带节流阀的发动机那样);

2) 燃料应该不接触气缸壁;

3) 燃烧过程中其浓度不应该增加。可以使碳氧化物的比例接近于最小,以取得稀薄混合物或者非常接近于化学当量的混合物。

在理论上应该提供接近于化学当量的油气混合物,所以才以合理的压力进行喷射和点火。在发火之前,这种混合气应该和壁保持接触。这可以取得一个理想的、理论的类型,其给气是和燃烧的发展相联系的。燃料出现在火星前面,也可由其他任何方式点火,但都是按照油气混合气在燃烧室中的情况而定。

有一种旧方法和许多的新方法,它们想通过各种不同的途径来实现上述目的。这里举几个比较突出的例子:

(1) Hesselmann 均匀给气发动机;

(2) Texaco 燃烧法;

(3) Heintz 均匀给气发动机;

(4) I. F. P. 方法。

上述各例的主要优点为:和一般汽油发动机相比,部分负荷时燃料比较经济;不管燃料的防爆程度如何,敲缸的可能性极小。

但其基本的特征却是不相同的。Broderson 和 Heintz 采用了主燃室以外的附属室或前室的方法,燃烧是在这里开始的。其他如 Texaco 和 Witsky 等方法,则采用了直接喷射室,燃烧的控制是通过油气的混合供给来实现的。I. F. P. 方法是采用汽化,并有选择地把汽化得很好的燃料引到火花塞处。

目前,在美国最受人注意的方法就是 Texaco 和 Witsky 法。图 9^[28]介绍了 Texaco 法的主要原理。图 10^[28]为 Witsky 的工作原理。值得说明的是,在 Texaco 方法中,燃料是喷入进气涡流中,点火则在离缸壁不远喷射气流的方向进行。但 Witsky 的方法则相反,燃料的喷入是反气流方向的,燃料则通过该气流维持在燃烧室的中央,点火则在此中心进行。

该两方法引起了发动机试验量的问题,也包括多缸发动机的。其结果并不总如人们所想象的那样,但低于实际功率 0.5 和雅尔* / 马力小时 (0.226 公斤 / 马力小时) 的比油耗仍易于在各种载荷下获

* 法国古衡名,今当作牛瓦——编者注

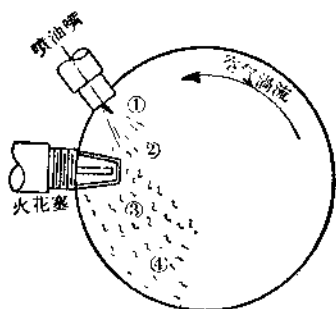


图9 Texaco 燃烧法

- ①油雾； ②混合气区域；
③火焰前部； ④燃烧产物

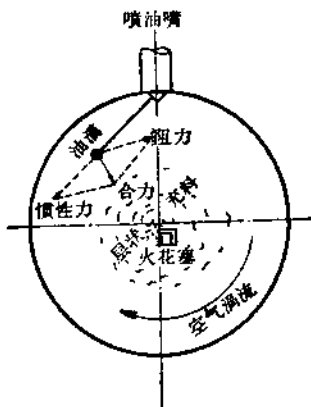


图10 Witsky 燃烧系统

得。目前尚没有取得产生未燃的碳氢化合物、碳氧化物、氮氧化物以及硝酸氧化物的发动机的数据。但是不论何种燃料，只要是挥发性的，就可避免敲缸。

关于在层状给气发动机里产生未燃的碳氢化合物的问题，该文作者所提到的唯一消息是有关于Heintz发动机。其结果如图11，其计算相同于文献[28]。未燃物的产生只在最大功率60%或其以上时才不低于“加利福尼亚州汽车污染管理”局[16]的规定。可惜的是绝大部分均在这60%以下，其未燃物的产生是不可接受的。

这种倾向并没有什么值得惊奇的。Heintz发动机的供给，在低转速的情况下，只是充入前室，在高转速情况下，汽化混合物才进入主燃室，无需为避免混合气和壁的接触而作其他工作。

此外，Heintz方法有希望在部分负荷情况下取得比一般汽化器发动机更为经济的燃料消耗。同时，它还可以燃用各种质量的燃料，使用煤油似乎也无多大困难。

尽管有许多研究工作者了解了层状给气发动机，也尽管低油耗及无敲缸等优点已经表现出来，但

并不等于说其他一些要求，诸如排气污染减轻等已经实现。

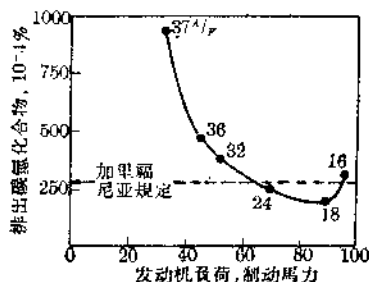


图11

2. 汪克尔发动机

尽管汪克尔发动机不是美国发明的，但在美国受到了极大的重视[29, 30]。单是注意这种发动机的出版物、生产方法以及王子牌运动车上的装用是不够的。在本文里，要指出其设计的特点以及其工作的某些特征。

该发动机的工作原理基于一中央件在一外摆线(épitrochoïdal)的壳体中旋转。图12是该发动机的剖视图，在目前看来似乎是结构最好的一种。其外壳是固定的，带有两个外摆线突缘，其内件则接于一行星齿轮组上，使其和定子以三点接触，以构成用来进气、压缩和燃烧的三个空间。其热力循环并不相异于往复活塞式发动机的循环，相同于四冲程(Peau de Rochas)循环。

该发动机在测功器上的试验结果如下：如果不超负荷，其实际平均压力为150磅/时²绝对(10.6公斤/厘米²)，其比油耗则为0.5~0.6利维尔/马力小时(0.226~0.272公斤/马力小时)。

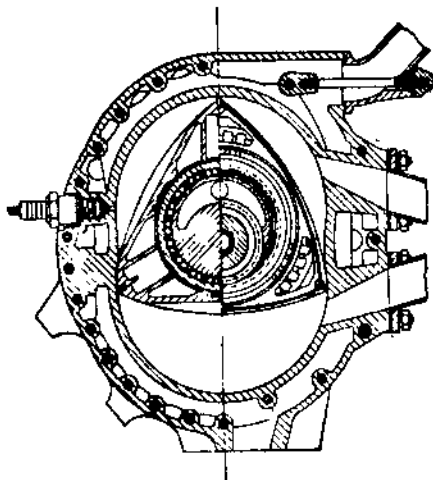


图12 汪克尔发动机剖视图

新近的一些結果指出，汽化器式往復活塞式發動機的一些老問題，如有火焰的驟然熄滅^[20]和敲缸^[30]等等，在汪克爾發動機的旋轉燃燒室中也沒有得到完全的解決。

該設計表示出，還應採用活塞環，以防止漏氣以及泄入箱體。即使帶有活塞環，在高轉數下，仍有大量的燃氣流向鄰近低壓的空間。這意味着一種功率的損失及油耗的增加。另外，活塞環還應該受到潤滑，如同二沖程發動機一樣，要使潤滑油和汽油混合。通常以在汽油中加入1~2%的潤滑油效果最好。

無人了解汪克爾發動機產生未燃碳氫化合物的傾向。汪克爾發動機的燃燒過程與一般活塞發動機無甚差異。但是，在汽油中加入潤滑油（至少目前看來）是非常不好的，因為它導致排氣中的碳氫化合物的出現。

在結構簡單、緊湊、輕巧以及無振動方面，汪克爾發動機是一個飛躍的進步；同時它還減少了油耗，並且放寬了對燃料質量的要求，以及減輕了對空氣的污染。

3. 燃氣輪機

(1) 對其循環的探討

如同汪克爾發動機一樣，燃氣輪機也作為汽車發動機被採用了。克萊斯勒公司就在小客車上裝用燃氣輪機^[31]。在詳述這問題之前，可以先作一個渦輪推進器在美國發展的概括說明。10年以來，這方面的工作進展得相當迅速。

燃氣輪機作為汽車發動機的簡單設計思想已在圖13中概括地表明。這是眾所周知的簡單的開式循環，但是屬於獨立動力渦輪的。如果最大扭矩——無离合器和變扭器——要在起動時取得，該渦輪機就不能連接在主軸上。同時，如果要想減少油耗，這種發動機就只適宜於在大載荷上應用。然而，目前已制成了相當數量的試驗汽車，舊金山城也擁有一個可以完全滿足需要的、以渦輪機帶動的消防泵。

現時最流行的看法是在小客車上採用燃氣輪機需要加用一個回熱器（Récupérateur de chaleur）。

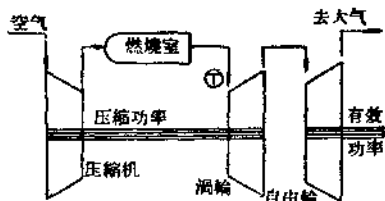


圖13 簡單燃氣輪機循環

圖14就表明了一個採用該回熱器的循環。其目的為在壓縮機出口和燃燒室進口處利用廢氣給氣流以部分能量。這和美國“克萊斯勒”及“通用”汽車公司新近發表的設計思想^[32]是相類似的。

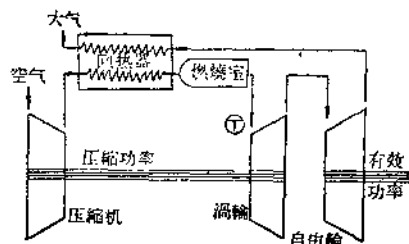


圖14 回熱器燃氣輪機循環

圖15指出了回熱器的應用對比油耗的影響。該圖曲線的計算計入了圖中所表示的各效率，但略去了其他的一些損失。這就是為什麼它們應該被視作不同組成假定效率下的最小可能，同時它們也可以用作不同組合效率間循環的比較。組合效率在壓縮機為80%；在渦輪為85%；在回熱器則為90%。上述均為實際獲得量，但並非各種速率情況下的實際獲得量。

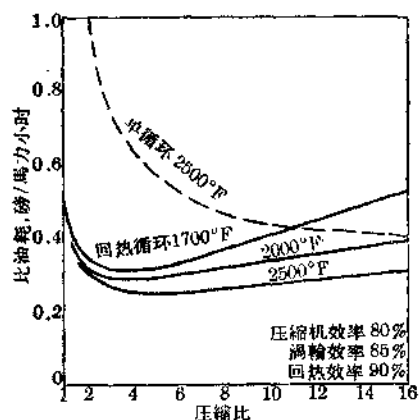


圖15 簡單循環和回熱器循環的比較

從圖15中，我們可以得到重要的認識，這就是有關於目前冶金技術狀況，也有關於目前流體力學所達到的水平。就目前的材料狀況看，現時要在汽車上採用能耐1,700°F (930°C)高溫廢氣的燃氣渦輪機葉輪還是不可能的。對汽車來說，根據目前壓縮機的技术狀況，其離心力是比較小的，這已把進氣量計算在內(0.5~1公斤/秒)。壓縮機離心力受壓力所限制，根據目前情況看，取4的比例似乎最合適。

有鑒于此，圖15明確地指出了採用回熱器的重要性。例如，我們假設簡單循環，其進入渦輪的溫度

为 $2,550^{\circ}\text{F}$ ($1,375^{\circ}\text{C}$)，就无法和在合理的压力比下其进入温度为 $1,700^{\circ}\text{F}$ (930°C) 的回热器循环作比较。

这就比满压力比下涡轮机的油耗更重要了——最大功率(全负荷)，这就是在最常用的转数下部分负荷的工作特性。事实上，这更是对半载荷压力比的比较。因为压缩比为 4 的离心压缩机，但其经常工作的为 3，带有效率的损失。为了对工作特性作比较(以相对值)，使用图 15 中那种减少了压力比的曲线还是可以的，尽管这些曲线是假定不同根本因素的效率为常数而作出的。

采用回热器结果的重要意义是不容忽视的。图 16 指出了此因素对油耗的影响已经达到了相当程度。该曲线的升起，最大程度地标出了全负荷的压力比；该比数自单级压缩取得。不仅如此，在新的情况下，还应有更好的结果，诸如在回热器中废气的积累等也应该得到避免。

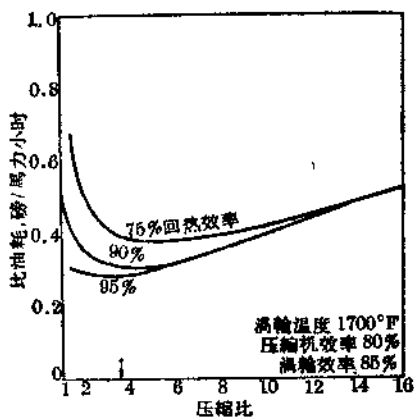


图 16 回热器对效率的影响

如果考虑到以中间冷却和回流之外的加热分枝压缩，可以想象，一定会有更多的方案(文献[33]包括了 11 种不同循环的分析，并对各有关方面作了介绍)。这里讨论的是其中的一个，为两级压缩，采用中间冷却、加热和回流。图 17 指出了一种循环的方式。美国福特公司的发动机是建立在这种循环的基础上的[38, 341]。该图表就足以说明问题了。在部分负荷情况下的小油耗方面，该图的重要特点就在于功率涡轮的位置推前，压缩涡轮侧减低了速度。

图 18 是关于 3 个中等负荷循环的比较。应该注意的是回热、加热及中间冷却循环的曲线在理论上是平坦的，如果给以相当高的压力比时(福特公司的计划中压力比为 16)，几乎在各种负荷的情况下都如此。因此，福特公司取得了 0.47 利维尔/马力

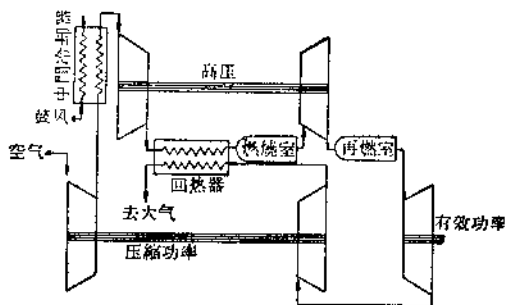


图 17 加热、中间冷却、回热燃气轮机循环

小时(210 克/马力小时)的比油耗，可以与该计算中最小可能的 0.33 利维尔/马力小时(147 克/马力小时)作一比较。该假设并未计入为中间冷却的散热器所消耗的功率，以及其它的一些内在的消耗。

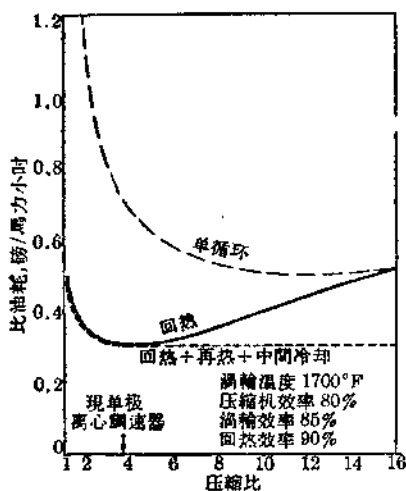


图 18 各循环效率比较图

福特公司所选择的燃气轮机循环是很符合一般的低油耗的要求的。但这也是复杂的，即使与回热循环作比较，也是如此。尽管其尺寸不太大，可以安置在小客车的发动机罩内，但这仍然是适用于载重汽车的发动机。其 704 号计划的发动机可以达到 300 马力。

(2) 油耗和加速

对于装用燃气轮机的以及作试验的小客车，在其精确的工作特性方面，还缺乏足够的资料。通用汽车公司的火鸟(Firebird)系列给我们提供了线索。不过，它和各种克莱斯勒装用燃气轮机汽车所提出的片断材料一样，不足以提出令人信服的论据。与另一些假设作一比较，就可得出如何来计算加速和油耗了，这也正是人们所期望的。

图 19 指出了一辆美国型小客车在平路上，没有

正面风力的情况下行驶时，维持其稳定车速所必需的功率。这就是指轮胎所需的功率。推动 3,500 磅 (1,580 公斤) 重的汽车，以每小时 90 英里 (145 公里/小时) 的速度行驶时，则需要 100 马力。可以用本图和涡轮机效率图 (图 20) 作一比较。曲线提出了可以应用的可靠数据，在离心压缩机压缩比为 4 的情况下，其效率分别为：压缩机 80%；涡轮机 85%；回热器 90%。这种计算是指 100 和 200 马力发动机的。

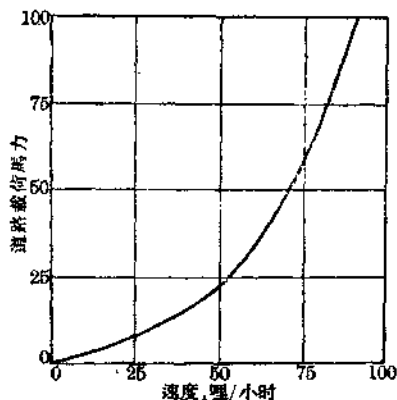


图 19 在道路载荷条件下汽车的工作特性

标明“无载荷无摩擦”的曲线为空载行驶曲线，这里除了涡轮和压缩机外，并无其他内部损耗。涡轮的最高温度限制了在压缩机轴的一定转速下可以获得的有效功率。图 20 指出了压缩机在任何一定转速下涡轮机和汽车加速的有效功率，如除去下述各消耗的功率，即附件需要的功率、内部的损耗（这里假定空载为 4 马力）以及对于那些被认为温度不超过 1,700°F (930°C) 的汽车在十字路口的速度功率。这样图 20 就明确地指出了图 19 中汽车的加

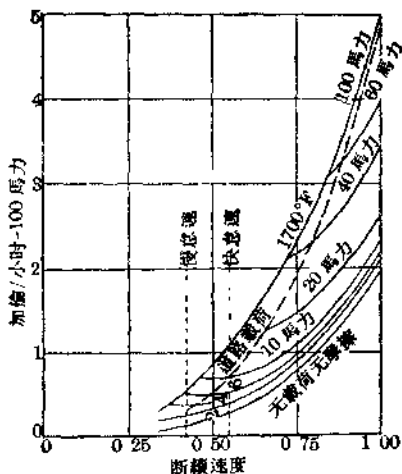


图 20 回热循环效率图

速性和燃料的经济性。也应注意选择空转速度的作用，它与加速有效功率及油耗都有关系。

文献[35]中，介绍了通用汽车公司大鸟汽车的计算，其结果如图 21。

比之活塞式发动机，由于压缩机轴的速度、压缩机加速以及有效功率等之间的关系，燃气轮机并无抖动 (nervosité)。应该重视使用图 21 中的数据，采用 200 马力发动机的重达 3,500 磅 (1,580 公斤) 之汽车的加速可能性。在图 22 上可以见到其结果 (200 马力的选择，可能太高了点，但仍应如此，因为图 21 所给出的值为通用汽车公司所得出的)。

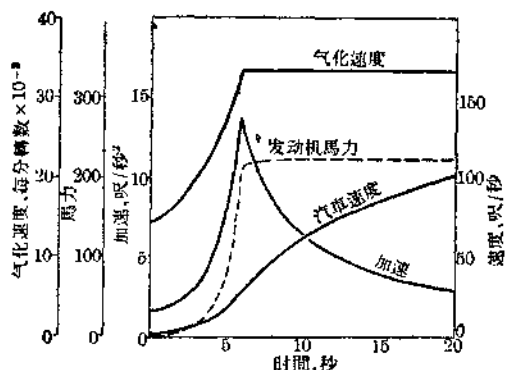


图 21 燃气轮机加速特性

在图 22 上有两根快、慢相关的不同转速的空转曲线，这已在图 20 中标出。

在图 22 上还可以注意某几个代表美国产品汽车的加速度，它们自 0~45 和自 0~60 英里/小时 (72.5 和 96.5 公里/小时)。这种比较也并非对燃气轮机非常不利，但在低速度情况下的加速，燃气轮机汽车的特性还是不好的。

关于自 0~60 英里/小时加速的另一报导是重

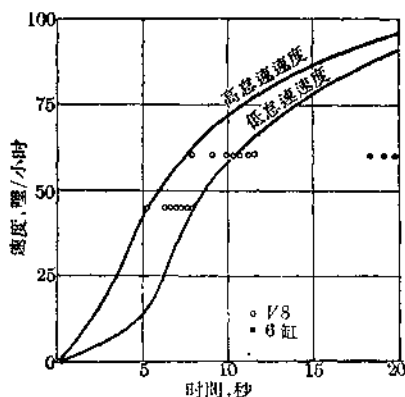


图 22 燃气轮机汽车的加速

为 3,900 磅(1,760 公斤)、功率为 130 馬力的克萊斯勒燃气輪机汽車,在 13~14 秒間完成了自 0~60 英里/小时的加速。这比图 22 的計算結果有利,該結果中插入了相对功率及汽車质量因素。

图 23 所計算的油耗是具有图 19 中那种特性的汽車的油耗,裝用 100~200 馬力燃气輪机。也标出了一些非克萊斯勒公司現在所制造的汽車計算。这里也有一些来自各方面的汽油机汽車的計算。

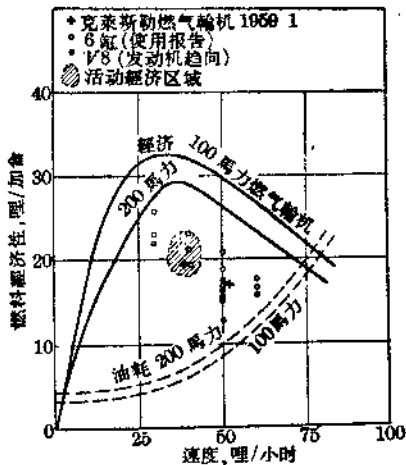


图 23 燃气輪机汽車的经济性

在这种情况下,燃气輪机似乎能以在平路上的常速取得油耗的良好結果。

在一种“接戶”(“Porte à Porte”)使用条件下,比之活塞发动机燃气輪机不是最經濟的。这可以根据图 20 的結果作出計算。可以认为,在相同功率下,

空轉燃气輪机的油耗几乎 4 倍于汽油发动机。

目前的一些燃气輪机的研究报告和在汽車上的試驗,表明其排出的廢气是非常清洁的。既沒有烟,也沒有碳的問題:其碳氢化合物的含量最多为普通汽油机的 1% (以燃料的重量計),同时也无多量的氮氧化合物。这种发动机可以燃用自汽油到柴油的任何具有合理揮发性的燃料。但含鉛的燃料不能大量燃用,以免使回热器生垢。

燃气輪机是可以滿足改进小客車行駛的各种要求的。目前存在的是价格和耐用的問題(飞机的燃气輪机,大修間隔为 4,000 小时)。

从价格上看,目前就不值得在其排气管上采用什么特殊装置来和活塞发动机竞争了。

4. 发动机的其他可能性

这里还应该提出发动机的另外两种可能性,其一为多少年来一直为人們所注意的自由活塞发动机^[36, 87],但目前很少有人在这方面作研究。由于汽車的尺寸問題,这种发动机在实践中尚未取得成功。

能量的直接轉換系統的采用,尽管仅仅是可能性,但却是极大的可能性。目前,在用作推进的样机方面,以及滿足平順性、經濟性和使用上便于采用的燃料方面,都还没有任何消息。但是,这并不排斥象燃料电池等能量直接轉換系不可避免地要在汽車上采用。不过,这又属于遙远之事了。(参考文献从略)

周开金譯自 «Ingénieurs de l'automobile»

1964 年,第 4 期,賀庆中校

柴油機噴射特性

[美國] P. G. Burman F. Deluca

編者按：本文摘自美國《Fuel Injection And Controls For Internal Combustion Engines》一書。該書所述內容在國內尚未有所發表。為滿足讀者需要，本譯從以後將陸續刊登書中 6~10 節（柱塞和套筒設計、噴油泵凸輪、出油閥、噴油器、霧化特性）的摘要。

噴射特性是決定柴油機扭矩、轉速、油耗和排煙等的主要因素。本文茲就這些特性和控制方法進行研究。

一、供油特性

供油特性是指燃油量和轉速的變化關係，它直接影響柴油機的扭矩特性和調速器設計。柴油機的充氣效率一般隨着轉速的上升而下降。如果供油特性和充氣效率一致，就可以得到理想的扭矩曲線。一個平坦或稍稍向下傾斜的供油特性，能給予良好的扭矩曲線。渦輪增壓柴油機要求一個向上傾斜的供油特性，因為在低轉速時它的空氣流量反而減少。帶校正器的油泵能夠修正供油特性，以獲得滿意的扭矩曲線。

1. 孔式油泵

用柱塞套進回油孔，借關閉和開啟來控制供油量的叫孔式油泵。它的供油特性一般是向上傾斜，如圖 1 所示。其原因是：第一，燃油在通過油孔倒流時發生節流現象，供油在油孔全部關閉前已提前開始。從圖 2 所示的柱塞頂的瞬時壓力示波圖上可以看出壓力的變化。轉速愈高，節流作用愈大，供油開始亦愈提前。油孔關閉前的供油量稱“先流量”。第二，在油孔開啟後若干度內，由於燃油慣性和壓力逐

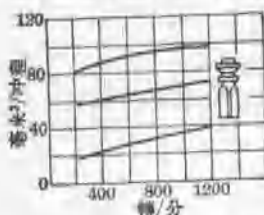


圖 1 孔式油泵供油特性

漸下降，供油仍繼續進行，即所謂“後流量”。此外，當轉速上升後，噴射壓力也上升，使出油閥關閉較快。較多的燃油在高压下被壓縮，然後又



圖 2 孔式油泵壓力示波圖

從噴嘴排出。從圖 2 上可以看出，油孔開啟後噴射壓力繼續在上升。所以後流量比先流量更為顯著。

先流量和後流量對供油的影響決定於下列幾點：油孔的尺寸和形狀；在油孔關閉和開啟時柱塞移動的速率；出油閥和噴嘴，如開啟壓力、有效通過面積和油管殘余壓力等等。表 1 列出各種因素對供油特性的影響。

一般說來，油孔關閉和開啟愈快，通過出油閥、油管和噴嘴的流動阻力愈大，在滿負荷時供油特性向上傾斜的趨勢就愈小。在部分負荷時因為油量小，阻力影響不顯著，供油特性就比較不易平坦。

圖 3 所示為不同型式的噴嘴對供油特性的影響。軸針式噴嘴的噴孔面積因受針閥開程控制，隨

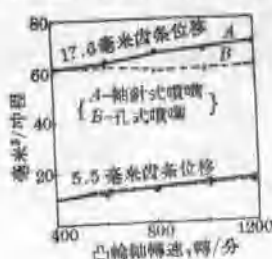


圖 3 噴嘴對孔式油泵供油特性的影響

着轉速而增加，所以供油特性向上傾斜較多。孔式噴嘴的噴孔面積是不變的，供油特性較平坦。

2. 閥式油泵

用帶有彈簧的進油閥來控制供油量的叫閥式油泵，它的供

表 1 影响孔式油泵供油特性的因素

因 素	影响供油程度	备 注
进油不足	大	不允许,因将造成喷射不规则
燃油压缩率	小	体积和压力差太小
柱塞和针阀的漏油	小	漏油量只占全部供油量一小部分
减 载 (不变的)	小	
减载(变的)	大	间隙愈大,供油特性愈平坦
出油阀流量 约束和开启压力	中	当这些因素增加后,对于带有变化的减载出油阀,则供油特性下倾趋势减少。对于带有标准的出油阀,则供油特性上倾趋势减少
喷嘴喷孔面积	中	增加喷孔面积,供油特性更向上倾斜
喷嘴开启压力	中	减低压力,供油特性向上倾斜减少
进油孔 (圆形)	中	油孔愈大,供油特性向上倾斜愈少
进油孔 (菱形)	中	供油特性平坦,因先流量和后流量减少
倒 流	小	出油阀开启压力低时最大
后 流 量	中	在出油阀和喷嘴开启压力较低和喷嘴喷孔较大时最大
先 流 量	小	在出油阀和喷嘴开启压力较低时最大

油特性略向下倾斜,如图 4 所示,这是由于阀的惯性所造成。关闭和开启的延迟随着转速在增加。进油过程中一部分燃油在排油过程中又从油孔流回。当进油时间随着转速上升而愈来愈短时,就发生进油不足现象。此外,阀式油泵柱塞顶上燃油剩余容积比孔式油泵大,当转速上升和压力较高时,燃油的压缩量亦较多。

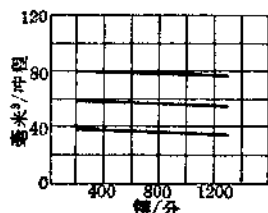


图 4 阀式油泵带无减载出油阀的供油特性

3. 进油节流式油泵

用节流法来控制进油可以得到向下倾斜的供油特性,如图 5a 所示。此种油泵在转速下降时必须限制最大供油量,以防止超负荷。调速器可以设计得较小,甚至取消。图 5b 就是一种典型的供油特性,可以不要调速器就应用到车辆柴油机。

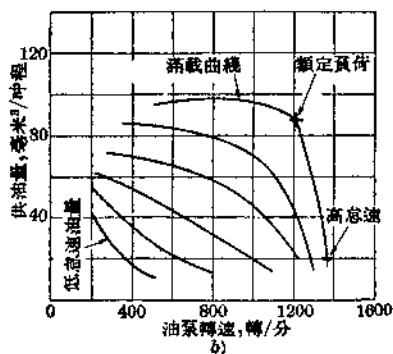
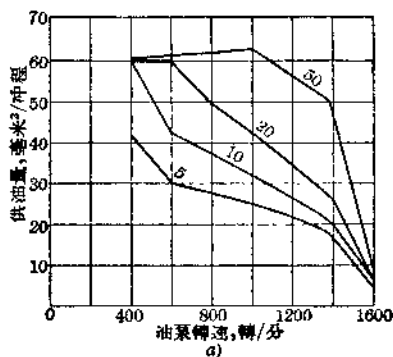


图 5 供油特性

a) 不同进油压力时的节流控制式油泵;
b) 不带调速器的运转

二、用出油阀改进供油特性

1. 变化的减载容积

减载式出油阀的油泵供油量是柱塞有效行程减去出油阀减载容积的函数。如果减载容积能随着转速而增加,供油特性将平坦或向下倾斜。在阀的研配圆柱导向部分,油槽的面积逐渐向上减小。如果阀升程较高,落座时间较长,倒流就会较多。狭槽能产生节流作用,使更多燃油从油管中流回。图 6 下面曲线代表近似平坦的供油特性。如果改变出油阀

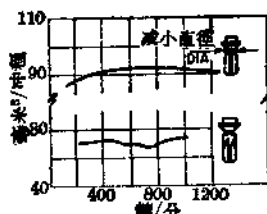


图 6 孔式泵供油特性

弹簧刚度或初压缩,供油特性亦会相应变化。

2. 不同的减载作用

在最近发展中,利用减载阀柱和出油阀座内孔的不同间隙可以得到各种不同的减载。根据发动机

这种出油阀的缺点是喷射延迟随着转速增加较快,如图 7 所示。主要因为在喷射循环内减载较大,而且发生时间较短。

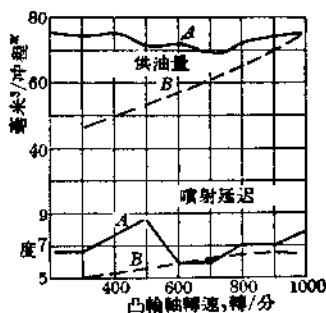


图7 带可调整的(A)或标准的(B)出油閥和針針式噴嘴的噴射特性

的扭矩要求,間隙从0.001时变化到0.007时。图6上面曲线就是由普通出油閥修正后的供油特性。

在所有轉速范围内,閥行程实际上是相同的。全部减載发生在高轉速,当轉速下降閥落座較慢时减載就减少;因在落座前燃油从閥間隙繼續流入油管。

改变减載圆柱体徑向間隙对供油特性的影响见图8下面一組曲线。上下相应曲线的距离代表不同間隙和轉速时的有效减載容积。

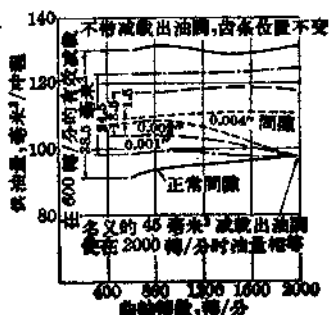


图8 不同圆柱体徑向間隙出油閥的有效减載作用

3. 出油閥的約束作用

在出油閥中开約束孔亦能使供油曲线向下傾斜。此时节流不决定于閥行程。約束作用和随着轉速迅速上升的压力使油量下降。

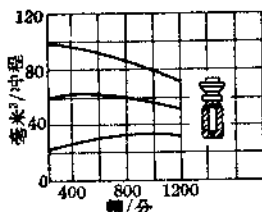


图9 孔式泵供油特性

出油閥約束作用使供油特性向下傾斜,如图9所示。油管入口处的約束亦起同样作用。但这些方法均有缺点:

(1) 因为在滿載轉速范围内,供油量下降和噴射延續增加,要求較大

柱塞直徑;(2)較高的噴射压力作用在柱塞頂上,滾輪、凸輪和凸輪軸的負荷均增大;(3)噴射延遲随着

轉速迅速地增加,因此在大多数应用場合要裝有供油角度自动提前机构。

三、規則性噴射的最低油量

油泵油嘴有一連續規則性噴射的最低油量。理論上讲,此油量 Q_m 决定于噴嘴开启和关闭压力 P_0 和 P_c 、从油泵出油閥到噴嘴針閥座間的高压容积 V 以及燃油的彈性模数 K 。

$$Q_m = \frac{V}{K} (P_0 - P_c)$$

噴嘴开启和关闭压力又决定于針閥直徑 D 和閥座直徑 d 。

$$P_c = P_0 \frac{D^2 - d^2}{D^2}$$

所以

$$Q_m = \frac{V}{K} \frac{d^2}{D^2} P_0$$

实际上,影响規則性噴射的最低油量还有另外一些因素。改进方法見表2。

表2 降低規則性噴射最低油量的方法

項 目	改 变 要 求
油孔关闭时的凸輪速度	增加
油管內徑	减少
高压容积	减少
噴嘴开启压力	减少
噴嘴針閥行程	减少
柱塞直徑	增加
噴嘴压力調整彈簧	选择适当刚度
出油閥减載容积	見下述

选择出油閥减載容积,一般只注意滿負荷时沒有二次噴射,但此容积在低負荷或怠速时就可能太大,而造成噴射的周期性不規則。采用变化的减載容积能糾正此現象,因为在低負荷或怠速时只有部分减載。較高的殘余压力可使噴射規則化。

不規則性噴射将造成柴油机工作粗暴,故必須避免。不規則性脉冲一般用手靠着油管就能感触,亦可用閃光仪或示波仪等檢查。图10表示一个不規則噴射的典型压力图。

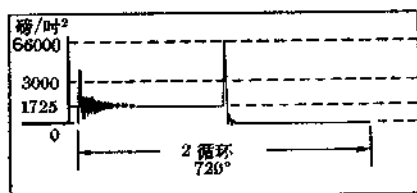


图10 怠速时周期性不規則噴射的压力示波图 (噴嘴开启压力4,000 磅/吋²)

* 原文誤印为毫米/冲程——編者注

四、噴射延迟

从供油开始到噴油开始的时间叫做噴射延迟。在常速柴油机上,調整油泵供油角度时,可先考虑此延迟;但在变速柴油机上就无法事先考虑,因延迟角度随着轉速在增加。除非装有供油提前机构,噴射开始角度将随着轉速的上升而迟后,这对柴油机工作过程是不利的。經大量研究,噴射延迟可分为两个阶段:(1)第一个压力波从油泵到噴嘴的时间;(2)此波到噴嘴后和針閥从閥座开始上升之間的时间。

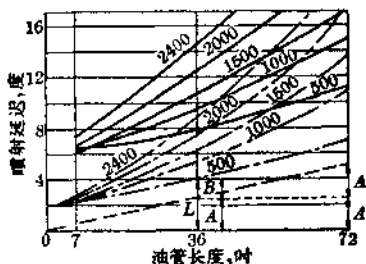


图 11 不同油泵轉速(轉/分)时油管长度对噴射延迟的影响

A—經過油管的时间; B—噴嘴开启时间

图 11 表示油管长度、油泵轉速和出油閥減載对噴射延迟的影响。因为通过油管的压力波以音速在燃油中前进,噴油延迟是随着油管长度而增加。当油泵轉速上升时,噴油延迟角度亦成比例地增加。由于不同轉速时油管中残余压力在变化,各曲线之間距离并不相等。带減載出油閥的噴油延迟角度较大,因为残余压力减少,压力波的音速下降。

图 12a 表明噴射延迟随着噴嘴开启压力的提高而增加。当油泵带有減載出油閥和轉速在 1,000 轉/分以上时,压力的影响就不显著,如图 12b 所示。

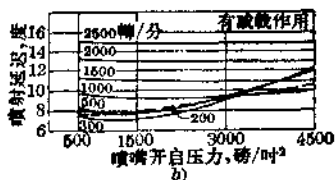
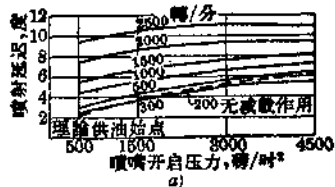


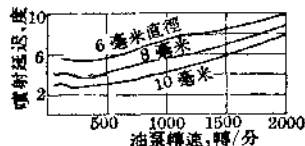
图 12 噴嘴开启压力对噴射延迟的影响

(柱塞: 8 毫米, 油管: 0.093 吋內徑 × 36 吋长)

图 13 表明噴油延迟随着油泵柱塞直径的增加而縮短。因为直径增大后, 燃油进入油管的初速度

上升。压力波的初速度是音速和燃油初速度之和。残余压力亦相应上升, 結果使噴射压力较高。

图 14 表示油管在不同轉速时对噴射延迟的影响。管徑較大后, 影响就很小。



6 毫米直径	12	24	36 呎
8 毫米	24	48	72 呎
10 毫米	41	82	123 呎

供油开始点的燃油速度

图 13 燃油速度对噴射延迟的影响 (出油閥无減載, 油管: 0.093 吋內徑 × 36 吋长)

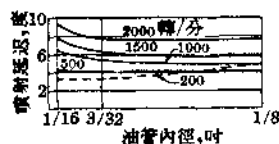


图 14 油管內徑对噴射延迟的影响 (出油閥无減載, 油管长 36 吋)

图 15 示出残余压力和噴嘴开启压力之差对噴射延迟的影响。差值愈小, 噴射延迟愈小。为了提高残余压力, 可将出油閥減載容积尽可能地减小, 但以不出現二次噴射为限。噴嘴往复质量和壳体应尽量减小, 使噴嘴能迅速地关闭。

图 16 表明噴射压力在不同油管长度时对噴射延迟的影响。当噴射压力上升和油管长度縮短时,

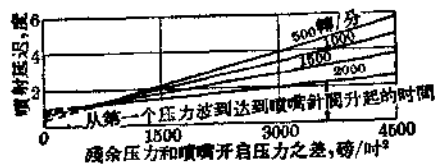


图 15 残余压力和噴嘴开启压力之差对噴射延迟的影响

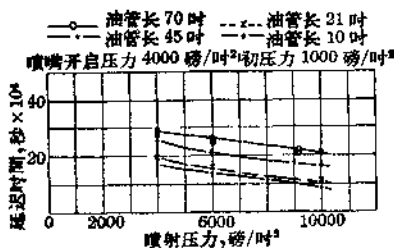


图 16 多柱塞系統噴射压力对噴射延迟的影响

噴射延迟就减少。为了保证多缸柴油机的均匀噴射, 各缸的油管长度应该相等。