

内燃机译丛



RAP58/403

3

1964

內 燃 机 译 丛

1964年第3期

开本 787×1092 1/16 印张 5 字数 156,000
1964年12月第1版 1964年12月第1次印刷
印数 1—8,000

編 輯 者: 內 燃 机 译 丛 編 译 委 員 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

- 25年来内燃机的发展概况..... [西德] H. Buschmann (1)

理論設計試驗

- 輪二冲程发动机的扫气作用(二)..... [民主德国] A. Jante (5)
- Sulzer-RD 型柴油机扫气及增压系統的进一步发展... [西德] R. Stoffel (16)
- 关于发动机高轉速的一般問題..... [西德] G. W. Mayback (24)
- 內燃机气体的流动損失..... [法国] P. Lorain (30)
- 在分隔式燃燒室柴油机中燃燒室通孔对燃燒
敲击声的影响..... [日本] 長尾不二夫 等 (36)
- 輪內燃机傳热的科学研究水平..... [苏联] A. A. Чирков (40)
- 农用发动机的燃燒理輪..... [日本] 武 長 幸 (47)
- 固定式汽油机軍用标准活塞环的改进..... [美国] J. H. Horton 等 (55)
J. M. Clark, Jr.
- 運轉因素对 CMД 型拖拉机发动机活塞热状
态的影响..... [苏联] A. Ф. Шеховцов (62)

測試技术与設備

- 曲軸上的应力測量及提高其疲劳强度的方法..... [西德] B. Finnern (68)

工艺与材料

- 內燃机零件的氮化工艺..... [波兰] W. Wilek (75)

25 年来内燃机的发展概况

[西德] H. Buschmann

自从 Huygens 和 Papin 第一次使内燃活塞式发动机的理想付诸实现,直到 1860 年 Lenoir 根据不断的类似试验第一个将内燃机用于实际以来,已经过去二百年了。Lenoir 发动机的效率很低,因为它没有预压缩。1876 年 Nicolaus Otto 创造了四冲程煤气发动机,这是压缩式发动机的创举。100 年前, Otto 建立了 Deutz 工厂就意味着内燃机工业的开端。上世纪末,在奥格斯堡机器厂——即今日 MAN 公司的前身——Diesel 的发动机首次投入了运转。

在本世纪二十年代里,内燃机有了迅速的发展。第一次世界大战前,以内燃机为明显标志的汽车在交通运输方面还很少出现,甚至购买大型载重汽车还得由国家拨出高额的补贴以资鼓励。海轮采用柴油机直到 1912 年才出现第一艘。第一次世界大战末期,汽油机制造业有了蓬勃的发展,并在少数的飞机上应用。

从 1919 年起,第一批内燃机就已在莱比锡博览会上展出,以后迅速增多。

1939 年 4 月,《MTZ》专门报道了关于“1939 年莱比锡春季博览会上的内燃机”,《MTZ》也就是在那个时期创刊的。报道中也谈到了“德国内燃机的生产批量增长惊人,特别是对各种型式、等级的柴油机需要量更为浩大,所有样本一销而空”。

第一期《MTZ》报道了美国的发动机生产情况。1937 年美国柴油机出售量已达 200 万马力,其中最

大的柴油机(双作用,二冲程)可发出 7,000 马力。当时还处于燃油用压缩空气喷入气缸逐步改为用喷油泵加压喷入气缸的过渡时期。

经过这些年来的重大发展,内燃机的研究、设计、制造和推广已经取得了极快的进展。可以大胆地预言,将来内燃机的发展具有一切可能性。例如,在二十年代里,当查斯(Sass)教授把二冲程船用柴油机设计成单缸功率为 1,000 马力时^[2],人们对这样高的功率都很怀疑,同时国内外都认为这个设计原则是不可能的,然而,今天人们已将单缸功率超过了 3,000 马力。佛劳姆

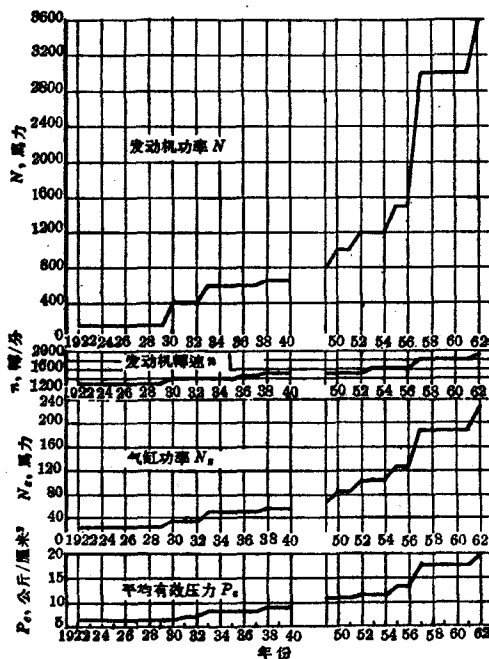


图 1 高速大功率柴油机的平均有效压力、单缸功率、转速和发动机功率的增长情况

(Pflaum) 于 1932 年在他取得教授资格的关于内燃机压力进一步发展趋势的论文中曾认为: 在使用增压的情况下, 燃烧压力是有可能争取达到 110 个大气压。这在当时简直没有人肯相信, 可是, 才过了二十年, 这一数值就已被超过, 而今天对达到这个数值已不希罕, 甚至认为还可大大提高^[3]。高速柴油机方面的发展特别引人注意, 主要是在第二次世界大战之后的一段时期内, 它们的指示数据有了巨大的增长(图 1)。

从这些例子中, 可以看出内燃机制造业中各个方面有了惊人的迅速提高。其原因在于技术水平的普遍提高, 测量技术方面的巨大变革, 大力地推进了研究和发展工作。内燃机能达到目前这样高的水平, 在很大程度上是由于材料工业、附属工业和燃料工业也起了促进作用。

1951 年在巴黎首次举行的国际内燃机会议上(后来简称为 CIMAC) 所选择的下列讨论主题, 标志着近几年来最迫切而在研究中得到惊人成果的课题范围:

1953 年, 米兰(意大利): 中等功率和大功率柴油机燃用重油的问题;

1955 年, 海牙(荷兰): 大功率船机和铁道机车方面的柴油机;

1957 年, 苏黎世(瑞士): 增压和燃气轮机;

1959 年, 威斯巴登(德国): 1,500 马力以下的发动机和燃气轮机;

1962 年, 哥本哈根(丹麦): 3,000 马力以上的发动机和燃气轮机, 1,500 马力以上的煤气机;

1965 年, 伦敦(英国): 平均有效压力在 11.6 公斤/厘米² 以上的四冲程发动机, 平均有效压力在 8.5 公斤/厘米² 以上的二冲程发动机, 燃气轮机的个别问题。

由于发展过程中走了一些弯路, 在过去的 25 年中始终不断地出现着发展不同方向的老问题, 这在今天还是不可能彻底解决的。在这些问题中, 首先重要的是选择四冲程还是二冲程, 新近还有该用气孔配气还是加装排气阀进行气体更换。四冲程发动机因活塞温度较低, 且能进一步加以利用的废气热量较高, 故可容许较高的活塞速度。根据一些鉴定, 由于二冲程发动机的热负荷较四冲程发动机高, 所以四冲程发动机就比二冲程具有广泛发展的可能性。近年来, 部分名厂放弃了二冲程机的生产, 另一部分名厂除了生产四冲程机外, 又对二冲程机作了

新的改进, 其他的一些厂家则两种兼有, 甚至产量近似。

其他原则性问题是: 中小功率范围内的汽油机和柴油机选用水冷还是风冷; 采用吸气式还是用增压式; 燃烧室的形状。

由于多方面的影响, 内燃机的各个部门出现了多种学派, 并产生了一般较新的知识, 兹略举几例来说明某些适用范围内设计方向的演进, 以及目前所达到的程度。

一、用于交通运输和工业上的发动机

四冲程汽油机在轿车方面占着优势地位, 战后并成功地实现了燃料喷射的方法。但汽化器式发动机由于在起动、调节和油耗方面的性能已得到了根本性的改进, 故仍占绝对优势。二冲程汽油机目前只有在几乎已被完全淘汰的三轮卡、摩托车以及越来越少的双轮车和小型轿车上应用。新近为了节省润滑油和提高排气洁净度, 使用了自动滤油装置, 效果显著^[4]。

四冲程汽油机的压缩比所以能不断提高是由于燃料工业发展的成果。使用普通燃料及压缩比等于 8~9 的平均值时, 就能达到稍高于 8 公斤/厘米² 的平均有效压力。冲程-缸径比较小(0.8 以下)能提高发动机的转速, 在工作容积为 2 升的发动机上转速可达 5,000 转/分, 有的还可更高。属于小冲程容积系列范围(1.6~2.2 升)中的车用柴油机, 在类型和产量方面都有所增长^[5]。转速提高到 4,500 转/分时发出最大功率, 这时 $P_e = 8.5$ 公斤/厘米², 即 35 马力/升。在农业生产、交通运输以及第二次世界大战以后的各企业社团方面, 小型柴油机的使用量增长出人意外, 并且正在继续增长中。

空气冷却早在内燃机发展初期就已存在, 并在本世纪初就已很快地用在轿车和载重汽车上, 以后还进一步用在航空发动机方面。由于风冷式发动机比水冷式发动机具有更多适于战争用途的物理优点, 所以在第二次世界大战中, 由于战争的需要加强了风冷式发动机的系统试验和结构设计工作, 对风冷式发动机的发展是一次非常强烈的刺激。目前正在生产大批用于固定式机组和各种交通工具上的风冷式汽油机和柴油机, 其中包括功率在 300 马力以上、转速超过 2,000 转/分的增压 12 缸发动机。依靠少数先驱厂家的带头, 风冷式发动机在许多厂家的生产计划中已占有了确定不移的地位。为使空气冷

却法更趋完善,近年来常常采用自动调节的办法。

废气涡轮增压方面,在近 25 年中虽然早已能够提供良好的废气涡轮增压器,但在较小柴油机上的应用进展较慢,最近才应用于成批生产的大型载重汽车发动机中。这个方法在柴油机上一经试用就使冲程容积降低到 1.7 升。不久以前,在较大的汽油发动机上也已出现了废气涡轮增压器^[6]。

在交通运输方面应用的柴油机领域中,最重大的变革就是混合配气和“M”过程。用“M”过程既能省油又能柔和运转,并使平均有效压力达到 $P_e=10$ 公斤/厘米²,这是自吸式柴油机到目前为止从未达到过的数值。《MTZ》1964 年第 1 期上有一篇文章报道了这方面的有关情况^[7]。这种“M”型柴油机,现在又进一步发展成为“HM”型柴油机,这是第一种实现过去所追求的、不需作任何变动就具有多种燃料性的发动机。

二、铁道运输中用的发动机

1940 年和 1941 年在《MTZ》上发表的关于初步奠基工作的报告,在促使铁道运输真正开始采用柴油机作动力方面具有技术史上的价值。就当时流行式样的机车安装柴油发动机而言,要使速度达到 150 公里/小时的话,那就要要求发动机功率在 2,000 马力以上。发动机制造厂借助于齐柏林(Zeppelin)风洞测出了空气阻力,才得以选定了流线型的车辆外形。今天已经定型的机车外廓就是由当时那种外形演进而来的,能够大幅度地减低驱动功率,也能通过高速柴油机的使用减少了机车重量。起先人们在机车上安装下两台都是 410 马力的发动机,这样一来,奔驰于汉堡和柏林之间著名的“飞行的汉堡人”号列车就达到了列车运行时刻表所规定的每小时 150 公里的速度。为减少空气阻力,对车辆外形进一步作了改善后,列车就不需要 820 马力,只用 680 马力就能以它充分的剩余加速度达到 160 公里/小时的速度。《MTZ》曾详尽地报道过这方面的发展工作^[8],这对铁道发展史来说是有很大大意义的。

在进行这些研究时,曾制造了一种铁道交通方面专用的装备有大功率高速柴油机的发动机装置^[9],因其机动性能特别良好,所以取得了圆满的研究成果。1936 年一列具有 2×600 马力功率的三节列车速度达到 205 公里/小时,1939 年达到了 215 公里/小时。

1949 年出版的《MTZ》附刊第一册《内燃机列车运输》介绍了关于欧洲和美国用内燃机进行铁道牵

引的概况^[10]。当时在美国铁道上蒸汽机车仍以 85% 的绝对多数占着优势,但柴油机驱动在经济性和机动性方面的显著优点使蒸汽机车的生产完全屈居下风。1955 年在海牙(荷兰)举行的国际会议上已经有了 1,000 马力以上的铁道机车发动机的报道,这是具有高度增压的 16 缸四冲程发动机, P_e 达 18 公斤/厘米²。世界上最强力的柴油机车具有液压传动装置,发动机功率为 4,000 马力,目前铁道机车用的 20 缸四冲程 5,000 马力柴油机已经出现。

此外,高增压比已经提高到 3(图 2),平均有效压力已经超过了 $P_e=20$ 公斤/厘米²。由于热负荷还没有到达极限,所以完全可能作进一步的提高。

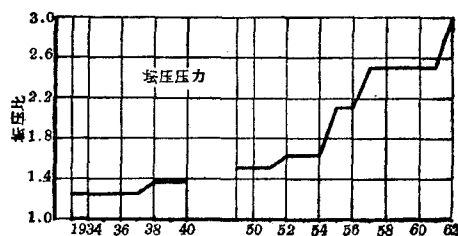


图2 高速柴油机增压压力比的增长情况

三、船用发动机

中小型船舶都采用各种式样及大小不同的柴油机,内河航行方面早就采用内燃机了。内河和沿海航行中蒸汽机正在逐渐绝迹。

小型船艇都装用二冲程或四冲程的汽油机。

没有几年以前,海运方面看来似乎还只有汽轮机才能适应大功率需要,然而,自从证实柴油机具有燃用重油的性能以来,才以它突出的热效率争得了声望。此外,加上高增压的采用,最近二冲程低速机(110~130 转/分)已突破了单缸功率 3,000 马力的界限。也就是说,一台 12 缸发动机可以发出功率 36,000 马力,这对越造越大的船舶来说是完全够用的了。在这么大的数值面前,大功率汽轮机无法再占据优势地位了。

大型二冲程船用柴油机的尺寸和重量很大(缸径 90 厘米,冲程 185 厘米,外形尺寸约为 $22 \times 5 \times 12$ 米,重量约为 1,200 吨),且由于只有一台,运转发生故障时就会造成整个驱动功率的降落,所以常以多台发动机取而代之。用高速柴油机作多台,发动机驱动具有根本性的优点。吕卡多(Ricardo)于 1931 年就从可靠性的角度出发提出了采用高速柴油机的建议^[11],这种发动机是由他酝酿成熟的,运转性能

相当可靠。同样,日尔曼輪船公司董事长查斯(Sass)教授也曾推荐过装用多台高速柴油机和采用高增压,同时提到了安特林(Oederlin)^[13]早期在二冲程发动机上进行的增压試驗,到1942年这项試驗已經达到了15~18公斤/厘米²的平均有效压力。

使用多台具有机械、液压或电气傳动装置的高速柴油机进行船舶驅動的优越性,早就在航海方面得到了証实。多年来,一大批商船和軍用艦船的实践就是多台高速柴油机驅動的优越性的証明^[14~17]。

进一步发展的任务是使高速发动机能够燃用重油轉轉,尽管这方面已經具有了很有成效的試驗結果^[18],但对高速活塞式发动机來說仍然不是輕易就能达此目的。

四、未来的发展任务

根据上述关于內燃机結構和应用的主要方面的叙述,可以看出需要設法解决的任务和发展趋势的大致輪廓。結論是:改善发动机性能是必要的也是可能的。以下談一些牽涉得較远的問題。

減輕重量,尽可能使单位功率的体积縮到最小,促使发动机得到比目前高得多的高速性能。凡是能够滿足鎂合金和鋁合金工艺特性的場合都可以采用輕金屬,以便获得輕型結構。通过計算和運轉模拟試驗,能够得到下限的可靠設計强度。求取零件应力分布情况的方法有很多种,求出的結果可以用作取得傳力零件最适当形状的依据。采用机械計算法可以簡化必要橫截面的确定。

經常注意已制定的各种标准,对制造厂和用戶都有好处。利用已由个别厂家用过的装配式結構,将各种标准进一步統一起来是具有經濟性意义的。汽油机压缩室形状一向几乎没有什么原則性的变动,与此同时,柴油机却有了为数很多的变型燃燒室。人們也許正在柴油机結構設計进一步演进的过程中,致力于更加接近最有利的混合气形成,这可能将促使活塞形状和噴油系統零件的种数减少。

活塞冷却这个重要的問題不仅在最大的发动机方面需要很好地解决,在中小型发动机方面也应給以更多的注意,因为活塞冷却对功率提高的影响并不是微不足道的,并且对活塞和活塞环的效能和寿命也有相当好处。如果使用放射性同位素的話,从測量活塞环的磨損量就可以迅速地判断出发动机結構上的区别——用或不用活塞冷却。这方法也可用

来比較各种不同的冷却剂和潤滑剂,特别适用檢驗滑动軸承^[25]。在物理或化学作用影响下的所有零件特别容易损坏,为了延长它們的寿命,必須作进一步的改进,办法是:审慎地选用材料、表面处理的方法、燃料和滑油。

燃料消耗量有可能大大降低,这是已由个别有关方面的优异典型所証明了的。人們对发动机排出廢气的混合物給予特别的注意,絕不是仅仅因为在这上面还可能有点油水可取的緣故。由于发动机在交通方面的使用量迅速增长,空气被毒化^[26,27]、水源被染汚現已到了令人不能容忍的地步。此外,还有震动和噪声,这倒可以用技术手段消除的,費用并不高。由于海上和內河航行用的二冲程发动机廢气中所含油质^[4]进入了水中,現在已經对植物、动物以及人类(飲用水)造成了非常严重的危險性。对这些特别情况,必須立即采取措施。运动摩托艇发出肆无忌惮的噪声,使沿河两岸居民不得安宁,奧地利的行政机关已經禁止在湖泊上行駛运动摩托艇^[28]。

自从市場上有了最小型的廢气渦輪增压器供应后,从原則上說来,那怕是小型柴油机也不應該再白白地浪费掉廢气中所包含的能量了。这种小型廢气渦輪增压器用在冲程容积为1.5升的四冲程发动机上就能大大提高功率。目前部分发动机的增压度已經超过100%,但具有中間冷却(渦輪冷却)的多級增压器能达到的增压度还要高得多。单級徑流压气机容許的压力比在3以上^[29]。在有些場合下,特别在船舶设备方面,能够通过利用廢热改善內燃机的热效率^[30]。

五、展 望

提高內燃机质量的措施是在其他发动机的排挤下实施的。往复式活塞式发动机与燃气輪机之間早先曾在部分領域中有过成效卓著的竞争。結構新穎的旋轉活塞式发动机正在开始付諸实用。現在已經初步得到了能使燃料化学能量直接轉換为电能的方法,省去了发动机发出机械能的步驟,并且在實踐中已經做到了能够发出一定限度的功率^[31]。这样一来,說不定內燃机也許会成为多余的了。面对最近25年来技术迅速的发展,面对由原子反应堆发出能量方面的发展,人們可以設想:較远的将来,內燃机将会經歷人們意想不到的变迁。(参考文献从略)

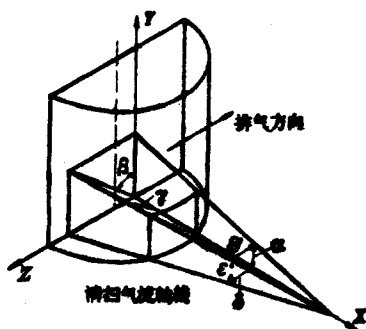
晶 石譯自《MTZ》1964年第1期,梅 先校

論二冲程发动机的扫气作用(二)

[民主德国] A. Jante

八、气缸空間內的清扫气流軸綫

即使通过扫气图已有可能簡便地检查扫气过程,但是在設計时,仍必須先大体上确定清扫气流的方位,这样,当用扫气图来检查时,才能使所需的修改降低到最低的限度。为此,首先必須确定清扫气流軸綫在空間的方向(图 24)。在图中所示的 6 个角度中,通常只需确定或是已知两个即可求出其余的角度。实际应用时,常喜采用 δ 、 ϵ 和 β 、 γ 两组角度。



清扫气流的各个角度之间的关系					
$\tan \delta$	=	$\sin \beta \cdot \tan \gamma$			
$\sin \epsilon$	=	$\cos \beta \cdot \sin \gamma$			
$\sin \delta$	=	$\tan \beta \cdot \tan \epsilon$			
$\cos \gamma$	=	$\cos \delta \cdot \cos \epsilon$			
$\tan \alpha$	=	$\cos \beta \cdot \tan \gamma$			
$\tan \epsilon$	=	$\tan \alpha \cdot \cos \delta$			
$\tan \delta$	=	$\tan \alpha \cdot \tan \beta$			
$\sin \gamma$	=	$\cos \gamma \cdot \tan \delta$			
$\sin \epsilon$	=	$\sin \alpha \cdot \cos \delta$			
$\sin \gamma$	=	$\tan \beta \cdot \sin \epsilon$			
$\sin \epsilon$	=	$\tan \alpha \cdot \cos \gamma$			
$\cos \gamma$	=	$\cos \alpha \cdot \cos \delta$			
$\tan \delta$	=	$\cos \alpha \cdot \tan \delta$			
$\tan \gamma$	=	$\sin \alpha \cdot \tan \beta$			
$\sin \gamma$	=	$\sin \beta \cdot \sin \gamma$			
$\sin \delta$	=	$\sin \delta \cdot \cos \epsilon$			

图 24 气缸中清扫气流軸綫的方向

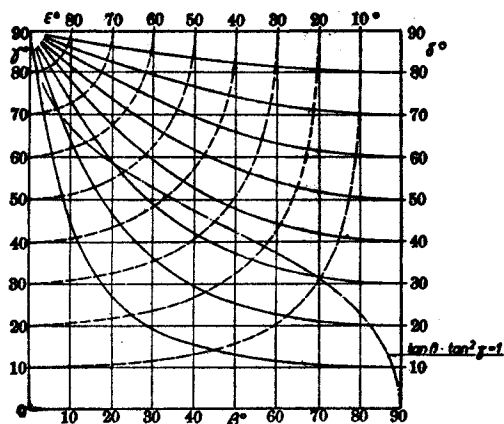


图 25 表示清扫气流軸綫角度之关系与稳定性曲綫的諸模图

图中附表表示了这些角度之間的关系。图 25 表示了 β - γ 座标系中角度 δ 和 ϵ 的变化关系,因此,該图也就表示上述两组常用角度之間的关系。此外,图中还繪有一根由左上方通往右下方的点划綫,其数学方程式为 $\tan \beta \cdot \tan^2 \gamma = 1$, 这条曲綫叫做稳定性曲綫。此曲綫虽可用理論上的公式来表示,但却不能准确地加以証明。因此,我們可以将其看成由大量試驗結果总结出来的經驗公式。它的中間范围一段($\beta = 20 \sim 70^\circ$)也可以其轉折点之間切綫的方

程式表示,即 $(\beta + 2) \cdot \gamma = 130^\circ$ 。图 26 表示了直接以 δ 、 ϵ 角为座标的稳定性曲綫。

如果同时对于第六节中所述的气流中心綫交点 S 进行正确的选择或是相应地加以移动的話,那末通过稳定性曲綫上每一点所确定的每一对清扫气流都能形成稳定的扫气图。当清扫气流的对数更多时,并不需要使所有的扫气軸綫都位于稳定性曲綫上,这时,如果每一股流入气缸的气流虽有偏差,但其重心位置仍然落在稳定性曲綫上的話,那末也仍然认为

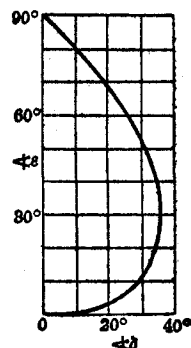


图 26 ϵ - δ 座标系中的稳定性曲綫

是满意的。例如,在图 27 中如以清扫气流軸綫 1 和 2 来表示在一个气缸中共同作用的两对气孔的話,气缸的有效截面积分别为 $f_{c1} = h \cdot b_1 \cdot \eta_{f1}$ 和 $f_{c2} = h \cdot b_2 \cdot \eta_{f2}$, 那末我們如将 1、2 之間的連綫作如此划分,即使 $f_{c1} \cdot a_1 = f_{c2} \cdot a_2$ 或 $\frac{a_1}{a_2} = \frac{f_{c2}}{f_{c1}}$, 則由此所得的分点 A 就能够落在 γ - β 座标系的稳定性曲綫上。

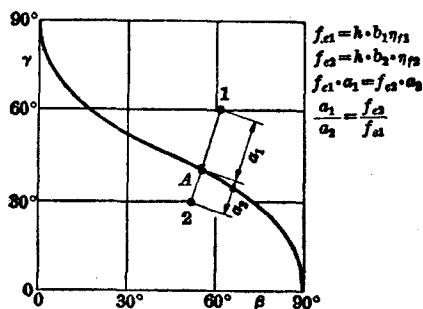


图 27 一个气缸中,两对偏离稳定性曲綫气孔的重心位置

在图 28 中,表示了三股清扫气流 V 、 M 和 H 在半个气缸中的作用情况。这些气流是成对称地分布的。此外,在对称平面的背壁处还有一个进气孔 R 。这时,合理的布置方案是使清扫气流軸綫对于气缸中間对称平面上的投射角度,由清扫气流 V 开始逐渐倾斜,而每一对对称清扫气流中心綫的交点应向后上方依次升高并落在一根固定的曲綫上。这根曲綫在图 28 中以粗虛綫表示。同样的檢查方法也

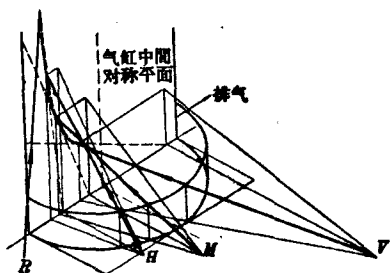


图 28 多对清扫气流 V 、 M 、 H 以及一股中間傾斜气流 R 在一个气缸中的作用情况簡图

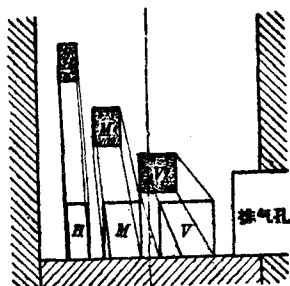


图 29 表示气道壁面投影面积的气缸纵剖面

表示在气缸中間对称平面上,清扫气道壁面的綫一直延长到該平面上。这时,各个气道的投影面积应当按其原有序向上逐渐增加,而不应产生过分重迭的現象(图 29)。

九、清扫空气在交界平面内的引导

在設計气道时,必須考虑到布置气道的空間是有限的,而且在直列式发动机中,气道应当通过两个气缸之間的对称平面,即所謂交界平面(Grenzebene)。在图 30 中表示了每缸一对清扫气流的簡图,在交界平面上打有阴影綫。图 31 是再次用清扫气流軸綫来表示上述情况。因此,清扫气流最高可以由边界平面沿清扫气流軸綫方向被引入气缸,而清扫空气必須沿着交界平面从任一方向引向清扫气流軸綫。清扫空气可能自几乎平行于气缸軸綫的方向由下方 C 点被引入,而后必須在由流动方向和清扫气流軸綫方向所形成的 δ 平面內轉过 $90^\circ - \delta$ 的角度。但是,空气也可能由点 A 引入,这时,气流是沿清扫气

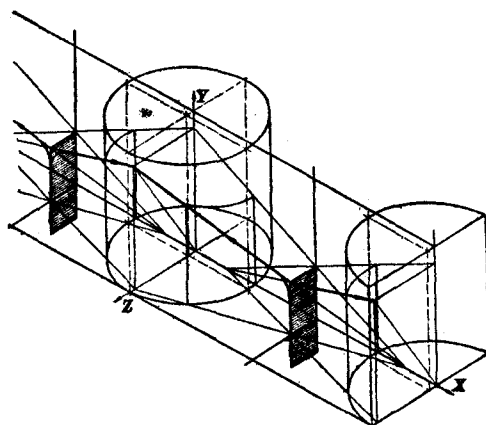


图 30 每缸一对清扫气流的两个气缸以及两缸間的交界平面簡图

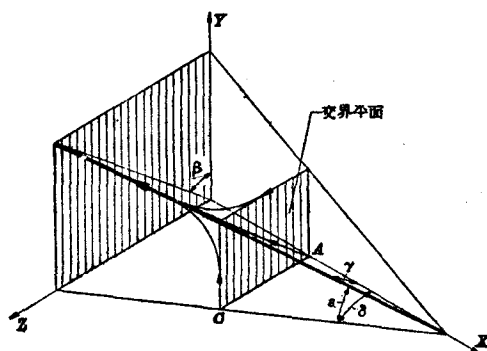


图 31 清扫气流軸綫和交界平面

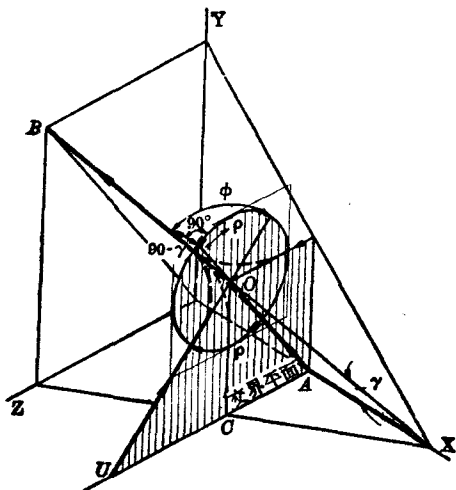


图 32 清扫空气由交界平面转向清扫气流轴线
X-B 为清扫气流轴线

流轴线在交界平面上的投影方向引入的。这时则是在 β 平面内转过 $90^\circ - \gamma$ 的角度。由图 32 可见，对于某一任意流动方向（与投影 A 的夹角为 ρ ）而言，转向角度 ϕ 可由下式求得：

$$\cos \phi = \cos \rho \cdot \cos (90^\circ - \gamma)$$

在图 33 中表示了上述关系。由图可见，转向角 ϕ 可能在 $90^\circ - \gamma$ 到 $90^\circ + \gamma$ 的范围内波动，而当沿清扫气流轴线投影(A)的方向流动时（在 β 平面内），转向角度的数值最小。如果这种引导方向在结构上不易实现，而同时又不想直接过渡到 δ 平面的话，那末也可以采用任何的中間数值，这个数值在图 34 中以角度 σ 和 τ 来表示。由此所得的角度关系为：

$$\sin \gamma \cdot \cos \beta = \sin \psi \cdot \cos \tau = \sin \epsilon$$

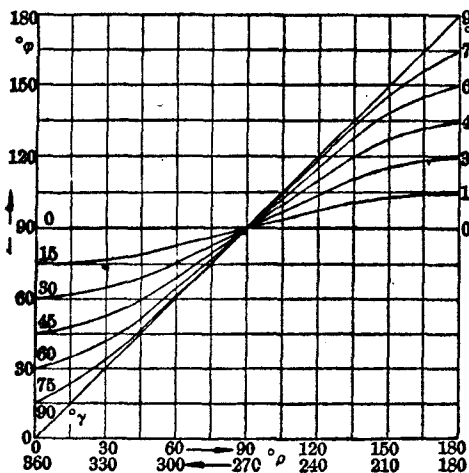


图 33 表示清扫空气从交界平面的转向角度的诺模图

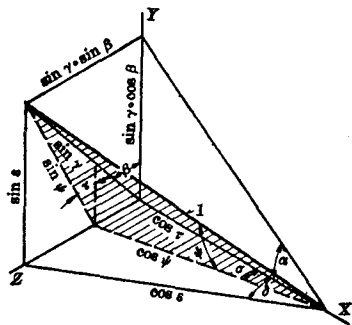


图 34 在 β, γ 和 δ, ϵ 平面間的中間角度位置的确定

和

$$\tan \beta = \tan \tau + \cos \alpha \cdot \tan \tau$$

在图 35 中，表示了由下方引导(δ, ϵ)、由扫气轴线投影方向引导(β, γ)和由中間角度值方向(τ, σ, ψ)来引导时清扫空气管道的简图。

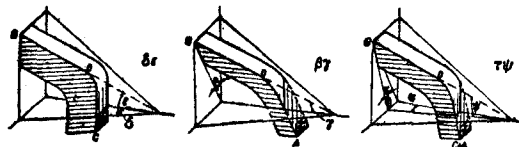


图 35 清扫空气管道在各个平面内的结构简图
GE——交界平面

十、清扫空气管道的設計

图 36 完善地表示了一种 β, γ -型的典型扫气管道图，这种管道可以保证气流自交界平面 GE 的转向角度最小。因为气缸中扫气管道出口处的孔道截面积应当最小，故管道壁面应作成相对于角度 γ 和 β 沿气流方向缩小 $10 \sim 20$ 度的形式。例如，在正视图中，在倾斜角度为 β 的管道中心线两边，分别画 $\beta - 10^\circ$ 和 $\beta + 10^\circ$ 两条线表示管道的壁面。在图中这两个平面的交线形成了交点 Z。这时，为了在扫气模型上进行检查，这根交线建议用一个暂时放置在那儿的配合件的棱边表示。在 Z-P 和 Z-Q 剖面以及其間所有通过 Z 点的剖面中，气道中心线的倾斜角度皆为 γ （相对于平活塞顶面或是在 Z-P 和 Z-Q 之間的 Z-x 平面与气缸横断面的交线而言），同时这

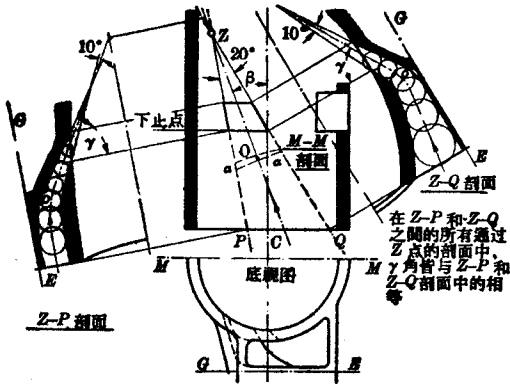


图 36 β 、 γ -型清扫空气管道结构简图

儿的气道壁面,例如,则由 $\gamma+5^\circ$ 和 $\gamma-5^\circ$ 两条角度线来表示。因此,为了检查扫气管道,可以将角度为 $\gamma+5^\circ$ 和 $\gamma-5^\circ$ 的样板一边紧靠在不平活塞顶面上,样板顶面向上对着棱边 Z, 那末,样板的另一边必须紧贴气道壁上。当气缸中气孔的高度为常数时,气道的上下壁面不是平面,于是以 γ 样板来检查时,应在 Z-P 和 Z-Q 之间整个过程中一步一步地进行,同样亦应按这种形成规律将气道鑲入试验扫气模型,并且必须以这种方法进行修正,这样才有可能按照图 36 来进行单值的测量。为使截面积在由清扫气流轴线转向交界平面时不断增加,可以利用内切圆来检查其截面积变化的连续性(与一般流体力学中的情况相同)。通过在交界平面和气缸壁之间清扫空气的引导,使气道沿气流方向产生了进一步的收缩,这个收缩一直延伸到发动机的纵向中心平面。因此,在较远的背部,即在正对排气孔的扫气道上,必须注意到的是不会由于气道在平面图上的扩大而产生气道的显著增大,这一点毫无疑问在剖面 Z-P 和 Z-Q 上很明显可以看到的。

图 37 表示了由下方引导清扫空气的 δ 、 ϵ -型的典型扫气管道图。这时,气道也应在气缸中向其出口方向不断地减小,即气道壁也应在两个剖面的方向内收缩 $10\sim 20$ 度。为了检查角度 $\epsilon+5^\circ$ 和 $\epsilon-5^\circ$, 样板也应如此安置,即使其顶端紧贴棱边 Z。这时,气道的上下壁面也不是平面,故必须根据气孔高度在 Z-P 和 Z-Q 平面之间一步一步地进行检查。也必须用类似的方法来检查由交界平面转向的连续性。采用矩形孔道后,由于可以布置多对气孔,故可使气缸周边得到很好的利用。这种结构的缺点是清扫气流轴线与交界平面内的转向角度较大。在所有情况下,由扫气蓄压器和曲轴箱通往气道的入口处应当

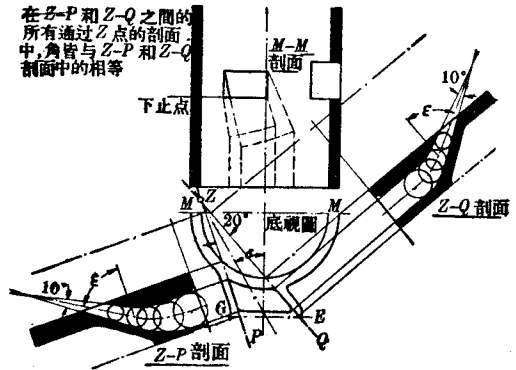


图 37 δ 、 ϵ -型清扫空气管道结构简图

倒成圆角。

与四冲程发动机相比,在发动机长度相同的情况下,二冲程发动机仍然是有优点的。如果在二冲程发动机中,为了考虑到扫气管道的布置,而选用较大的气缸中心距,那末,在气缸中心距相同的情况下,四冲程发动机就可以采用较大的缸径,这样其功率将能接近或者甚至超过二冲程发动机。因此,为了保持二冲程发动机在经济性方面的优点,实现较小的气缸中心距是具有重大意义的。这时,引导清扫空气的总管置于相邻气缸的交界平面内,将有助于上述目的的实现。当多缸发动机按一般点火次序工作时,两个相邻气缸不会出现扫气周期互相重叠的情况。这也就是说,只需使总的空气管道足以保证对于一个气缸的适度进气量即可。图 38 表示了两对 β 、 γ -型扫气孔的总管^[2],而图 39 则表示了 δ 、 ϵ -型扫气管道的类似结构。由图 40 可见,将引导气道的位置自气缸间最窄的区域移出一些,就可以使气缸中心距更加减小。由图 38 到图 40 的具体实例可见,空气管道是怎样首先从发动机机罩下引入,而最后又怎样引至气缸套中去的。机体和气缸两个零件当以铸铁制造时,可以将空气管道预先鑄入,这样就不需要再进行机械加工。由于不可避免的鑄造误差存在,必然会使气道由机体过渡到气缸时产生一定的困难。这时,应当绝对防止气流在气缸套内向单边偏离,因为这样会使扫气轴线偏离应有的方向。图 41 表示了一种克服上述困难的可能方案,这时允许存在一定的鑄造误差。此外,这种结构也有一定的缺点,即气缸套只是在气孔部分间接受到冷却,而在此以下的大部分则不再受到冷却。因此,很快就采用了其它的方法,即将空气管道仅仅布置在气缸套内,而这时将气缸的气孔部分作成双层结构,这就

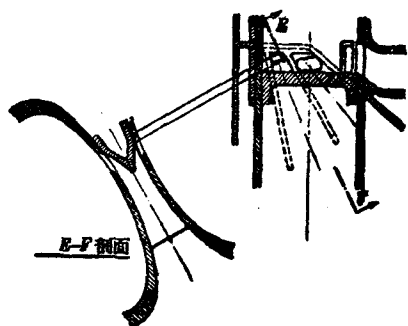


图 38 交界平面内的扫气总管,适用于 β 、 γ -型气道

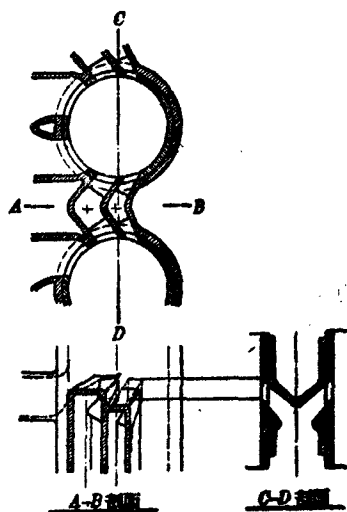


图 39 交界平面内的扫气总管,适用于 δ 、 ϵ -型气道

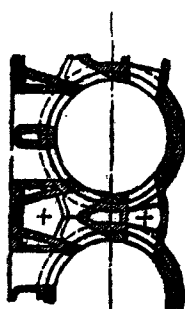
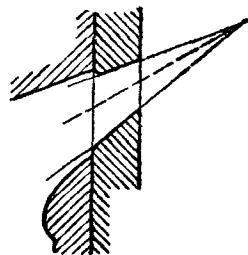


图 40 交界平面内的扫气总管,适用于 δ 、 ϵ -型扫气道,而且其位置已自气缸圈最窄的区域向外移出

图 41 清扫空气管道在机体和气缸套之间的过渡情况



使得有可能以冷却水来直接冷却全部气缸,特别是冷却其排气管道部分。因此,提出了这样的任务,即仅仅用气缸套的管道,即通过一个较短的且在进出口处具有斜切口的管道来引导空气。如果已能得到满意的扫气图的话,那末,为了能够正确地设计管道,还必须注意将单个气道的清扫空气引向气道轴线方向。

十一、关于短扫气道的作用方向

为了试验短斜切口气道的方向,曾进行了一些基本试验。空气从风扇经由一个很大的蓄压式管道引向流出喷嘴。喷嘴的出口是方形的,其方向在两个横剖面上皆与水平方向倾斜 45° ,因而清扫气流轴线方向应当与空气流动方向之间成大约 35° 的夹角,于是,当气流由扫气管道模型流出时,气流方向必须转过 145° 。在长度为400毫米模型的两个架子上装有一排皮托管,皮托管排在工作时可围绕排气喷嘴的一根对角线旋转,其测量宽度则为24厘米。图42表示了动压测量面的位置。管道的几何轴线通过测量范围的中心零点。首先减小气缸壁的厚度,即此处的管道长度,其方法是一片一片地减小模型板的厚度。图43所表示的是绘有等气流速度曲线的气流特性图。这时,曲线旁标注的数字就是所测得的气流最高速度。图43a表示的是空气管道进口处没有倒角时的情况;而图43b表示的是其进口处倒成圆角时的情况。当孔道的出口尺寸为 50×50 毫米时,模型板厚度在40毫米以上的管道工作性能仍然是满意的;当厚度减至30毫米时,就产生了一定的误差;而当厚度继续减至20毫米时,误差就会超出允许的范围。这时,当气道进口不倒角时的误差为 20° ,而当气道进口倒角时的误差则几乎达到 40° ,因为倒角本身也意味着导管长度的缩短。因此,当扫气压力相同时,由于气道锐角倒圆可以使空气流量增加大约25%,于是,提出了这样的任务:在通常导管长度不再达到20毫米壁厚的情况下,寻找改善气流引导的方法并设法去检查它们的性能。图44a表示了一种用中间肋条来分隔气道的方法。这时,与所示剖面相垂直的剖面图形仍与图中所示的情况相同,于是整个气道被分隔为4个部分。在每个分隔气道中,相对的引导平面相互的倾斜角度约为 10° ,各分隔气道轴线之间的倾斜角度则为 30° 。在这种情况下,气流最高速度点的位置误差仍然向上偏移 6° 以上。如果现在将导向肋再向其转向边内侧移动的话(图44b所示),当然这时

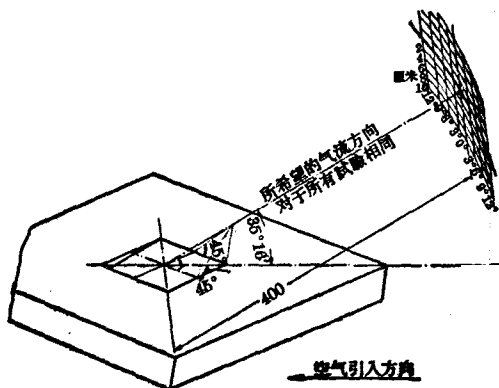


图 42 試驗短斜切口气道作用方向的装置

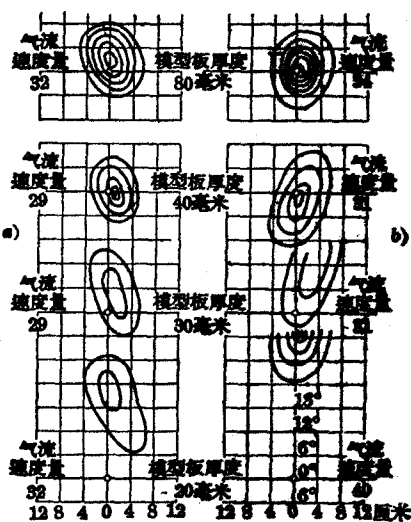


图 43 各种长度气道作用方向的测量结果

- a) 气道进口不倒角;
b) 气道进口倒角

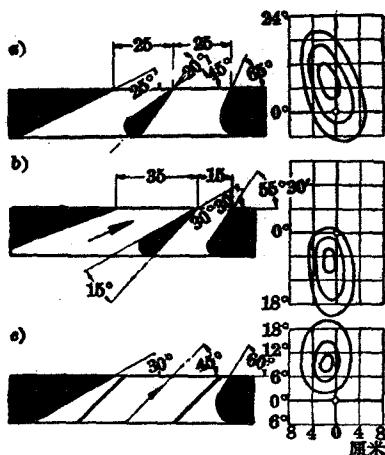


图 44 管道剖面 and 气流特性图

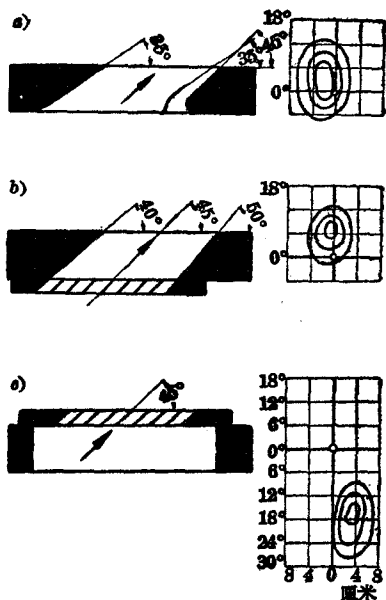


图 45 管道剖面 and 气流特性图

各分隔气道内的相对壁面和各分隔气道轴线之间的倾斜角度还要减小一些，则这时的位置误差将向相反的方向偏移 6° 。但是，因为导向肋的铸造较为困难，故可以按图 44c 的方式以钢板圈来分隔气道，它嵌入气道中心并与气道铸成一体。这时，在气道中央形成了一个尺寸为 40 毫米的方形通道，在这个通道四周是 4 个长方形的通道和 4 个角上的小方形通道。采用这种结构时的气流位置偏差约为 9° 。在图 45a 中，仅仅在转向内壁处安装了一个短的弯曲导向板，它也使气流靠近气道壁的这一边，并因此使图形的准确度提高，其误差仅为 3° 。在图 45b 中，在气道入口处装有一个蜂窝式导向板，这时的误差约为 7° 。为了能够单独评价蜂窝式导向板的性能，也试验了按图 45c 所示的布置方案，这时产生了相反方向的误差，其值约为 17° 。为了使全部气流得到很好的方向稳定性，或者说，为了使位于壁面之间的被分隔气流的边界层再加速至与整个气流的速度相同并因而使气流再合并为一个整体，必须尽可能使各气流部分仍集中在一个方向上。这些有关试验结果的简单描述已足以说明，即使在短的扫气道中，仍然存在实现对气体完善引导的有效方法。常常也有可能在此缸中直的扫气道以前，再自扫气蓄压器接入一段加长和弯曲的管道。这段管道可以采用单体精密铸造的方法制造，以降低其生产的废品率。同时，这种方法也适用于单层壁式气缸的结构。

十二、現有發動機結構實例

根據以上所說明的設計原則，可能達到良好結果的事實可從 Klöckner-Humbolt-Deutz 公司的二沖程發動機得到證明。作者曾於 1933~1945 年致力於這種發動機在掃氣、燃料噴射和燃燒室方面的工作。它們的型號是 TM 325 型、TM 330 型、TM 436 型、TM 448 型和 TM 233 型。作者也曾為羅斯托克(Rostock)柴油機工廠的新產品 NZD 48 型和 NZD 72 型發動機進行了掃氣管道的設計工作，然後在木製模型上利用掃氣圖來進行檢查和修正，因此，最後在試運轉中就不需再在掃氣系統方面進行什麼修改了。圖 46 表示了上述發動機在最終確定了氣孔管道以後的掃氣圖，而圖 47 則表示了這兩台八缸發動機的特性曲線，其最低比燃料消耗量分別為 149

和 155 克/馬力小時，這個數值是敢於同任何同類型發動機競爭的。當然，在燃料噴射規律與燃燒室設計方面的努力也有助於達到上述結果。在這種情況下，必須再一次強調，掃氣圖雖然是掃氣情況好壞的一個判斷參數，但並不是保證發動機性能良好的絕對充分條件。因為在燃料噴射、燃燒和氣缸潤滑等方面，還存在許多可能的影響因素，故有時雖然掃氣情況是良好的，但卻可能得不到滿意的工作性能。但是，在一台掃氣圖不好的發動機上，就再也不可能在扭矩和比燃料消耗量方面發揮出優良的性能來了。

上述原則不僅能應用於大型船用柴油機，且也適用於小型曲軸箱掃氣式汽油機。作為具體實例，圖 48 表示了一台排量为 45 厘米³的小型發動機在兩種轉速工況下的動態掃氣圖，而圖 49 則表示了這台發

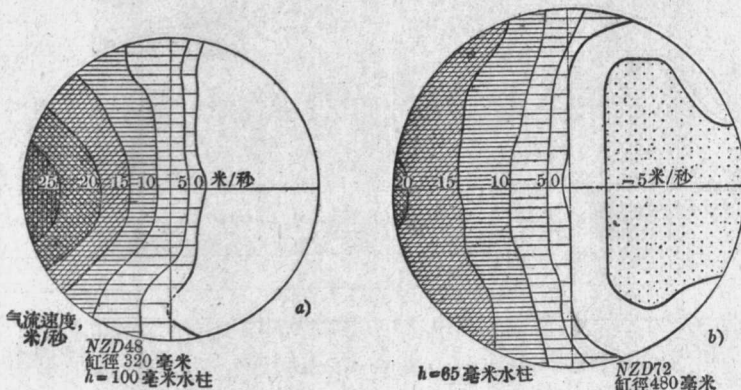


圖 46 羅斯托克柴油機工廠新的二沖程發動機的掃氣圖

- a) NZD 48 型：缸徑 $B=320$ 毫米；沖程 $H=480$ 毫米
b) NZD 72 型：缸徑 $B=480$ 毫米；沖程 $H=720$ 毫米

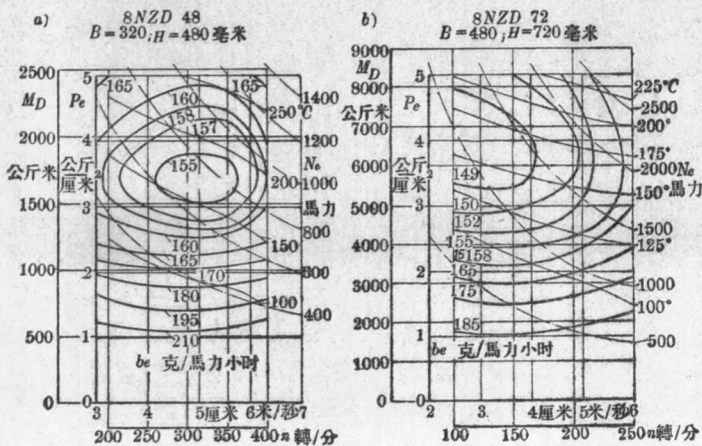


圖 47 羅斯托克柴油機工廠新的二沖程發動機的特性曲線

- a) 8NZD 48 型； b) 8NZD 72 型

发动机的特性线图。其平均有效压力几乎达到5公斤/厘米²，这在小型发动机上已是颇为引人注目的了，同时，该发动机也能在很宽的转速和负荷范围内保持连续平静的运转。有关德莱斯登 (Dresden) 高等

工业学校内燃机和汽车运用研究所 (IVK) 发展的试验发动机 (NZD 12.5 和 KZD 12.4) 的情况，可见文献 [3]。

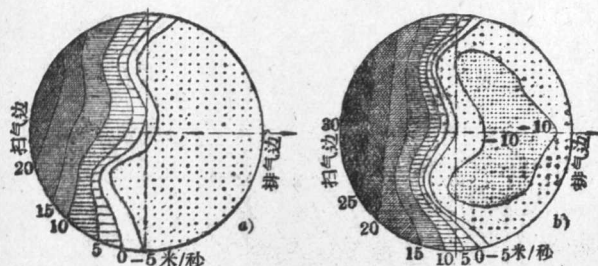


图 48 一台缸径为 38 毫米，冲程为 40 毫米的小型汽油机的动力式扫气图

- a) $n = 2,000$ 转/分；
- b) $n = 3,500$ 转/分

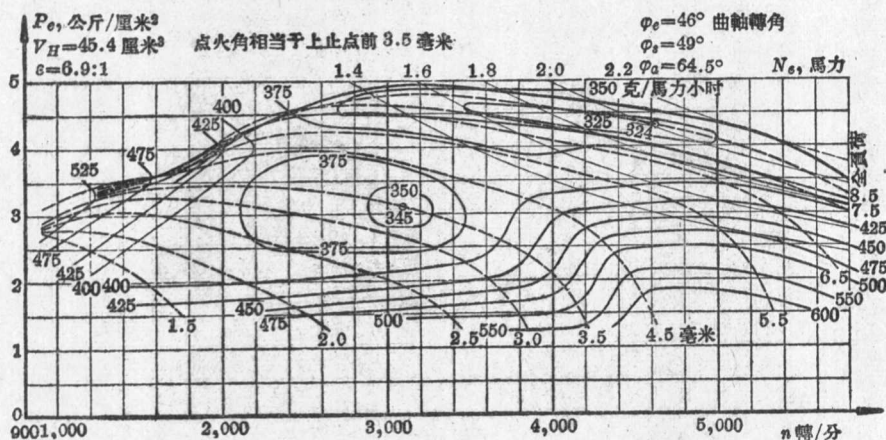


图 49 缸径为 38 毫米，冲程为 40 毫米的小型汽油机的特性曲线

十三、增压

四冲程发动机通过采用增压或是提高增压压力的方法来与二冲程发动机的进展相抗衡。可是，二冲程发动机的发展也是沿着同样的道路进行的，这时，在中型和大型发动机上也以各种联接方式应用着废气涡轮增压。但是，因为有关这方面的文献已经很多了，故本文不需再作进一步的说明，宁可主要介绍一下有关应用排气压力波的可能性。

当排气孔一打开以后，在气缸内高压燃烧气体的作用下，引起了一个压力波。该压力波以音速自排气孔传入排气管。当管端封闭时，压力波以全波正反射，而当管端开启时，则几乎是完全的负反射。如果现在管端的情况为从全闭到全开之间的某一中间数值，那末，反射也就是一种中间情况——从全波正反射不断减小，先达到零值，随后再进入负波反射的区域。因为反射情况不仅与管道截面积的变化有关，而且也与压力波的幅度有关，故也就不可能有这

样一种使所有幅度波动都没有反射的管端结构。对于有限的管道截面变化而言，即除了将废气直接排至大气中或是说管道截面积为无穷大的情况以外，都会产生以下的现象，即管道截面的每一次减小都将会引起一个正的反射，而每一次扩大则会引起一个负的反射。如果现在考虑一下，在排气孔以后必须出现怎样的理想压力变化，那末，首先在压力波的前沿后方需要有一个排气中的压力降存在，这个压力降可以降低所需要的扫气压力。此后，如果扫气孔关闭的话，就希望避免新鲜充量在过后排气期间内的排出，这时，就要求在排气孔前面重新产生高的压力。必须使排气管 (单缸发动机) 的断面的变化与上述要求相适应。也就是说，其断面必须首先不断扩大，以保证向气孔连续送回一个负的反射波；最后当管道扩大到一定程度以后，再几乎突然收缩，这时，排气阻力仍然必须保持在允许的数值范围以内，而管道的长度则应根据保证压力波及时反射的要求来决定。

在图 50a 中表示了一台单缸试验发动机，其排气管的第一段为 1 米长的弯管，接着是一段 7 米多的渐扩管，渐扩管的端部直径为 700 毫米，其后接了一个孔径为 150 毫米的喷口，在喷口以后还接了一段长约 8 米的排气管，用来将废气自试验室中引出。在下方的图 50c 中，表示了气缸以后排气管中的压力波动情况。由于这时所产生的低达 0.4 公斤/厘米² 的真空度的作用，可以使发动机不带扫气泵运转。这时，只需将机体三面的扫气盖打开，空气就可以自外界自由地吸入。排气压力变化图还表明：正压力反射波几乎以全波再返回气缸，于是就将这时已从排气孔流出的一部分清扫空气再推回去，因此，就使气缸受到有效的增压，这一点可从图 50b 所示的弱弹簧压力变化图看到，亦可由所达到的平均有效压力 $P_e = 7$ 公斤/厘米² 得到证明。如果说，在这单缸发动机上，排气能量不仅可以产生过后充气，而且还可以保证供给清扫空气，从而可以省去专门

的扫气泵的话，那末，在多缸发动机中，也可能用排气来实现过后充气，并因此避免对称配气相图的缺点^[4]。图 51a 表示了一台四缸发动机的排气装置，其中每两个气缸共用一个排气歧管。这时，应如此选择长度 L ，即使得从第一缸或第二缸送出的压力波在排气孔关闭以前到达第三缸或第四缸，反之亦然。同时，为了防止多次反射的干扰，再将废气从两个排气歧管经过长度为 L 的总管送往一个排气罐。这样，从排气罐来的负反射波和从气缸来的正反射波将再在管子分叉部分相遇并相互抵消。在图 51b 中，表示了用弱弹簧测取的气缸压力变化图，由图可见，增压压力 Δ 约达到 0.4 个大气压。图 51c 表示了发动机在普通排气和惯性增压排气情况下比燃料消耗量随负荷变化的关系。在图 51d 中则表示了发动机采用增压后的特性线图。为了进行比较，图中同时还输入了对于普通发动机的比燃料消耗量为 200 克/马力小时的曲线，这样，就可以使我们更

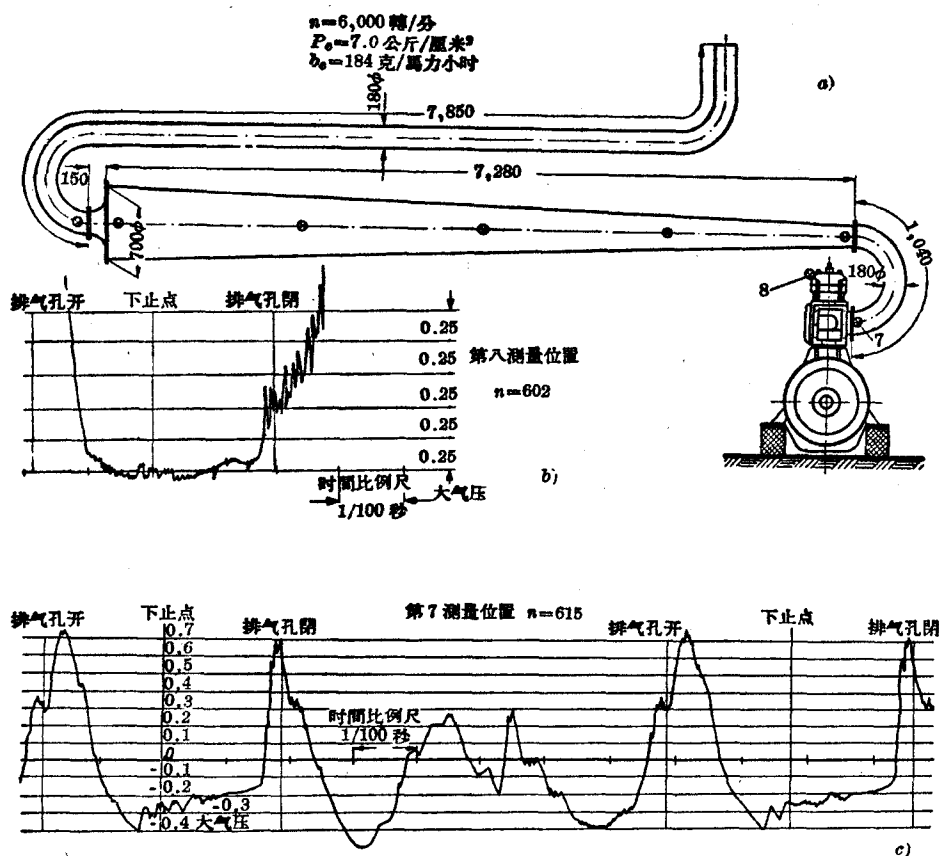


图 50 利用排气能量来进行扫气和增压

- a) 单缸试验发动机的布置;
- b) 用弱弹簧测取的气缸压力变化图;
- c) 气缸以后的排气压力变化图

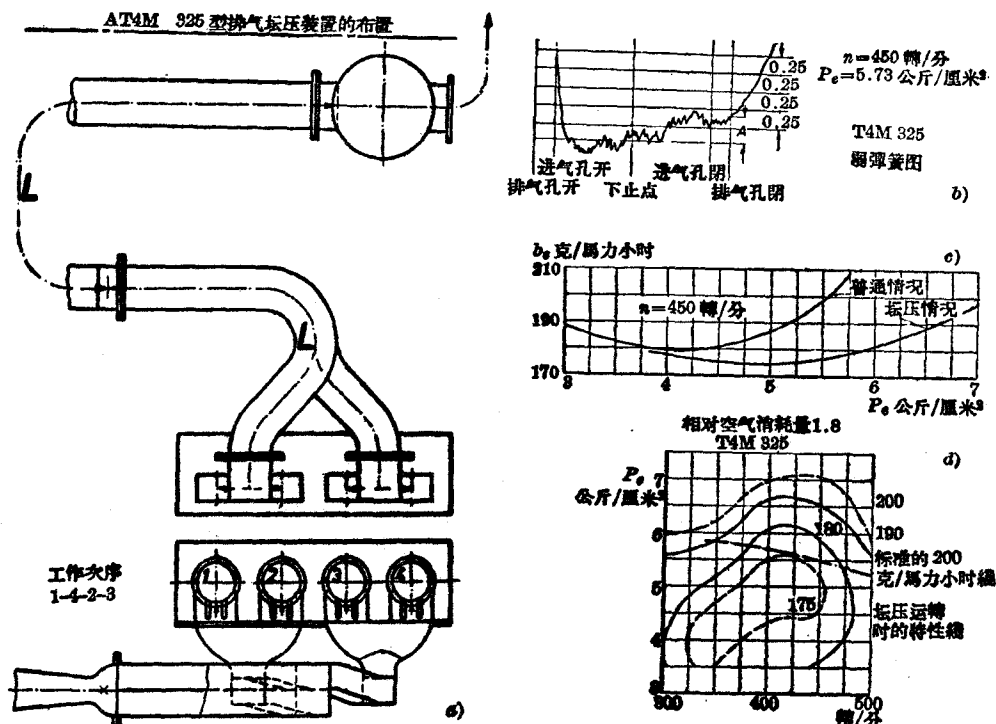


图 51 四缸柴油机的动力惯性排气增压

- 试验装置;
- 用弱弹簧测取的气缸压力变化图;
- 普通排气和废气增压情况下的比燃料消耗量随负荷变化的关系曲线;
- 废气增压发动机的特性曲线和正常排气情况下的 $b_e=200$ 克/马力小时曲线

加明确发动机使用范围的扩大情况。

前已说明, 在对称的配气相图中, 提前排气压力波的正波反射可以怎样抵消过后排气的有害作用, 不过, 这只是在有限的转速范围内才是有效的。此外, 在整个转速范围内, 也可以避免过后排气, 这时只需使配气相图成为非对称的。实现这个要求的

简便方法是: 在活塞控制的排气孔以后, 再装上一个转阀。图 52 左方表示了气孔的对称配气相图①, 其右方则表示了转阀的简图②。在图①中, 排气孔于 C 点开启, 此后不久就打开扫气孔。这时, 直到下止点 A 为止, 图②中排气孔的截面积 a 应当不受转阀的影响。当达到下止点时, 排气转阀开始关闭, 当曲

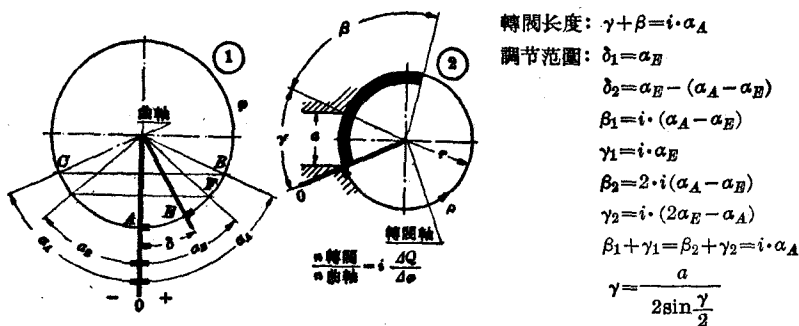


图 52 用曲柄转角表示的配气相角①和排气转阀控制的配气相图② (图中列有设计转阀的各项公式)