

第七屆
國際內燃機會議
論文集

(柴油機、煤氣機部分)

一九六五年

目 录

- 一、A1 高速預燃式柴油机承受热負荷部件的温度分佈
与运轉条件的关系 [西德] E. Kuechler (1)
- 二、A2 四冲程高增压柴油机直接噴射和預燃室的比較
..... [法] M. J. Gallois (16)
- 三、A3 柴油机的扭轉振动阻尼 [意] R. Maciotta 等 (29)
- 四、A4 渦輪高增压柴油机中低进气温度对热应力和机
械应力的影响 [西德] O. Syassen (42)
- 五、A5 四冲程高增压柴油机的进展... [丹麦] V. Bock 等 (54)
- 六、A6 高平均有效压力不产生高机械負荷或热負荷的
渦輪增压柴油机的发展
..... [英] W. P. Mansfield 等 (65)
- 七、A7 在 21.1 公斤/厘米² 平均有效压力下 持續运轉
的柴油机的发展 [美] R. R. Robinson 等 (76)
- 八、A8 二冲程強載船用柴油机的热負荷
..... [英] C. C. J. French 等 (94)
- 九、A9 向更高功率发展的二冲程船用柴油机
..... [荷兰] J. J. Broeze 等 (108)
- 十、A10 Götaverken 新型二冲程船用低速柴油 机試驗
結果 [瑞典] G. Hellström (123)
- 十一、A11 研究和发展 平均有效压力为 14.1 公斤/厘米²
的中速柴油机的一些經驗 [英] E. K. Brock 等 (134)
- 十二、A12 发展四冲程強載柴油机的測試技术
..... [英] J. M. Radford 等 (149)

- 十三、A13設計和发展結構緊湊的高速輕型 Paxman
Ventura V 型發動機過程中的一些問題
.....[英] W. R. Dingle 等 (165)
- 十四、A14四冲程高升功率增壓柴油機的發展
.....[美] P. S. Vaughan (180)
- 十五、A15一種定型中速柴油機的進一步發展工作
.....[英] N. D. Whitehouse 等 (194)
- 十六、B1 高性能的煤氣機..... [美] L. Brinson (208)
- 十七、B2 帶燃燒空氣冷卻系統的大型火花點火煤氣機
的發展.....[美] M. J. Helmich (220)
- 十八、B3 渦輪高增壓柴油機的噪聲分佈
..... [西德] W. Pflaum 等 (235)
- 十九、B4 強載內燃機的活塞環.....[瑞典] C. Englisch (246)
- 二十、B5 高速柴油機承受高熱負荷零件的發展
..... [日] 岡村健二 (260)
- 二十一、B6 機車用四冲程柴油機的軸承問題
.....[瑞士] H. Perrin (269)
- 二十二、B14渦輪增壓器用于高參數二冲程和四冲程發動
機的潛力..... [英] H. R. M. Craig 等 (277)
- 二十三、B15為提高大型二冲程柴油機功率而對增壓系統
和噴油系統所進行的探討..... [西德] H. Scobel (290)
- 二十四、B16大型二冲程柴油機渦輪增壓的有關問題
..... [瑞士] G. Gyssler (303)

高速预燃式柴油机承受热负荷部件的 温度分布与运载条件的关系

[西德] Daimler-Benz 公司

工程博士 E. Kuechler

一、概 述

在一给定的工作容积下，发动机可通过增加转速或提高平均有效压力的方法来提高其功率。

增加喷入燃烧室的燃油量将使平均压力上升，这样，每个循环将具有较高的燃烧压力和温度。

围绕燃烧空间诸零件——装有预燃室和气阀的缸盖、气缸套与活塞——不仅承受较高的机械负荷，同时还受到提高了的热负荷。

图 1 示出形成燃烧空间的诸部件。图中活塞处于上死点后约 80° 曲轴转角的位置，在正常进行的燃烧规律下，此时燃油能量的转换已差不多接近終了。

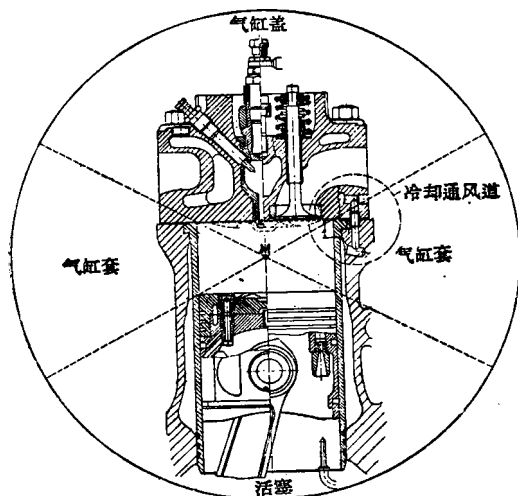


图 1 燃烧室剖面

作为有用输出功的燃油能量的利用也差不多接近于完成了，因为再经过 $30 \sim 40^\circ$ 曲轴转角后，燃气便将从排气阀排出。

大家都知道，在燃烧开始时热量的转换最多，这时，形成燃烧室空间的各个部件承受的热应力最大。

如图 1 所示，两条交叉的线是从燃烧空间中心“M”点向活塞——气缸套，气缸套——气缸盖的接触点画出的，形成的四个扇形面可以当作燃烧空间各部件热交换的区域。

为了热交换，假定不顾高的机械刚度的要求，使冷却空间的路线选择得尽可能短，那么，适宜的表面便是一个决定性的因素。

如进一步所了解的：最大热量发生于工作循环的开始约上死点后 20° 曲轴转角处，此时通过气缸套的直接对流换热很小。这就意味着只有气缸盖和活塞的散热面积对燃烧进程的热控制有着决定意义。

图 2 的两条曲线给出了中间冷却发动机 V16/1 (该发动机参数见图 4) 的燃气向活塞顶传热情况。两条曲线是在假定活塞具有较高的 300°C 平均温度下计算求得的。

根据曲线图所示，燃气向活塞顶放出最大热量的时间是上死点后 20° 曲轴转角处，燃气温度最大值约在上死点后 40° 曲轴转角处。从曲线的变化情况可以得出结论：气体传给气缸壁热量的最大值与散给活塞顶、气缸盖热量的最大值是有相位差的。

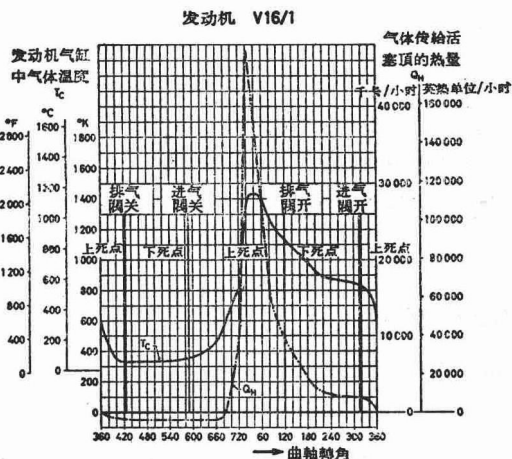


图 2 活塞的热负荷

图 3 是 V10/0 型发动机(其参数见图 4)的一个标准气缸燃烧室表面面积随曲轴转角的变化曲线。当活塞处于上死点附近时,气缸壁的面积小到可以忽略不计;在上死点后 20° 曲轴转角时,气缸壁部份的面积占燃烧空间表面总面积的 9%;而在上死点后约 80° 曲轴转角时,气缸壁部份的面积才等于活塞及气缸盖表面面积之和。

图 3 的传热曲线以百分数表示。显然,在热影响最大的期间,有效的燃烧空间面积仅为活塞在下死点时可用面积的 $1/3$ 。

在燃烧开始时,活塞与气缸盖的底部面积将接受 90% 以上的燃气散给冷却空间的总热量。因此,从燃气到活塞顶再到活塞环,又从活塞环经气缸壁到冷却水的热传递是一个值得深入细致探讨的很有意义的研究课题。

关于从活塞顶到活塞环的热流和温度分布,已经有人作过全面的研究。在选择活塞最佳材料和决定最适当的设计时,这些试验结果是有价值的。

比较困难的工作是研究燃气向气缸盖的热传递。

目前, Daimler-Benz 公司发展的大功率柴油机,其预燃室设置在中央位置。两对进排气阀对称于气缸盖上预燃室燃烧器的颈

部。进排气通道的配置,阀的可靠的排列,以及预燃室的装置都是与气缸盖的设计紧密联系着的。为了运转的可靠性,向冷却空间的散热面积与横截面只须满足一个要求,即气缸盖零件热负荷差值不超过许可的限度。

为了研究燃烧空间各部件的温度分布关系。Daimler-Benz 公司在各种运转条件下进行了试验。这篇报告包括以下几个部份:

- (1) 带燃烧器的预燃室;
- (2) 气缸盖;
- (3) 阀与阀座;
- (4) 气缸套;
- (5) 活塞。

试验用发动机见图 4。

试验中使用了各种仪表装置,为发动机负荷、转速、喷油开始时间、压缩、空气温度等测量设备在图或表中都加以特别注明。

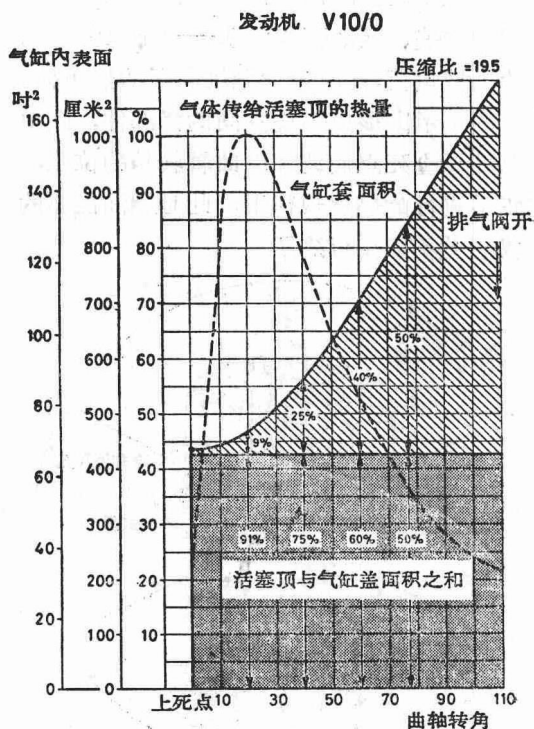


图 3 不同活塞位置时燃烧室表面面积的分配曲线

发动机	气缸数	缸径 毫米 吋	行程 毫米 吋	功率 馬力	轉速 轉/分	备注
V16/1	16	(190) 7½	(230) 9⅞	2350	1500	▼▼ 带有高压和中冷器
A1/1	1	(190) 7½	(230) 9⅞	160	1500	▼▼
V12/1	12	(190) 7½	(230) 9⅞	1350	1500	▼▼ 带有高压鼓风机
V6/0	6	(165) 6½	(175) 6⅞	360	2200	
V16/2	16	(190) 7½	(230) 9⅞	1800	1500	▼▼ 带有增压鼓风机
V8/0	8	(165) 6½	(175) 6⅞	600	2200	▼
V10/0	10	(165) 6½	(175) 6⅞	750	2200	▼
V12/2	12	(185) 7⅞	(200) 7⅞	1200	1500	▼▼
V1/2	1	(175) 6⅞	(205) 8⅞	125	1500	▼▼

图 4 試驗用发动机

二、預燃室与燃燒器的温度測量

根据預燃室温度的全部測量資料，都明显說明，在燃燒器噴孔附近的所有机件中，燃燒器承受着最高热負荷。抗热性差的材料在有定运转时间内就会被高的热負荷所损坏。

良好的燃燒器颈部断面的设计，对減輕燃燒器噴孔的热負荷是一个有效的措施。图 5 是一个设计较差的預燃室燃燒器四个測量点上測得的温度曲线。

非常明显，设计燃燒器时，应该尽量避免噴孔处截面的突然收缩。

图 5 中的燃燒器，其沿室壁分佈的四个測量点的温度见图 5 右边曲线所示。最高温度达 800℃ 以上，系在燃燒器噴孔之间测得。燃燒器上最高热应力的部份是与最狭的截面积相重合的。燃燒器截面积的变化曲线如图 5 左边曲线所示。设圆锥部份以上的截面积为 100%，根据截面积的測量，噴孔处的热传导截面积降低到 20%。而根据经验，为了避免局部过热，截面积通常不得降低到 40% 以下。

需要足够的传热截面的要求，常常与需

要良好燃燒过程的燃燒器的设计相矛盾。摆在设计者面前的问题是寻求一个尽可能同时兼顧到两方面要求的折衷方案。

根据增压发动机預燃室温度測量的综合结果，编绘了带有內表面温度*的数据的特性曲线图 6。发动机装有机械增压器。与废气涡轮增压发动机相比，当发动机转速恒定时，机械增压器的输气量与发动机負荷无关，基本上保持不变。特性曲线图上画出了等温线。曲线图清楚地揭示了預燃室热負荷的特性。在这种情况下，也可以采用其它測量点的数据绘制特性曲线，其差别仅在于温度的绝对值不同而已。

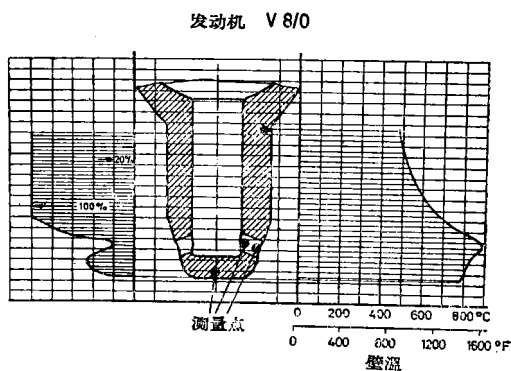


图 5 預燃室燃燒器的热負荷与断面积曲线

* 譯者註：內表面温度是指图 6 左边截面图測量点 3 的温度。

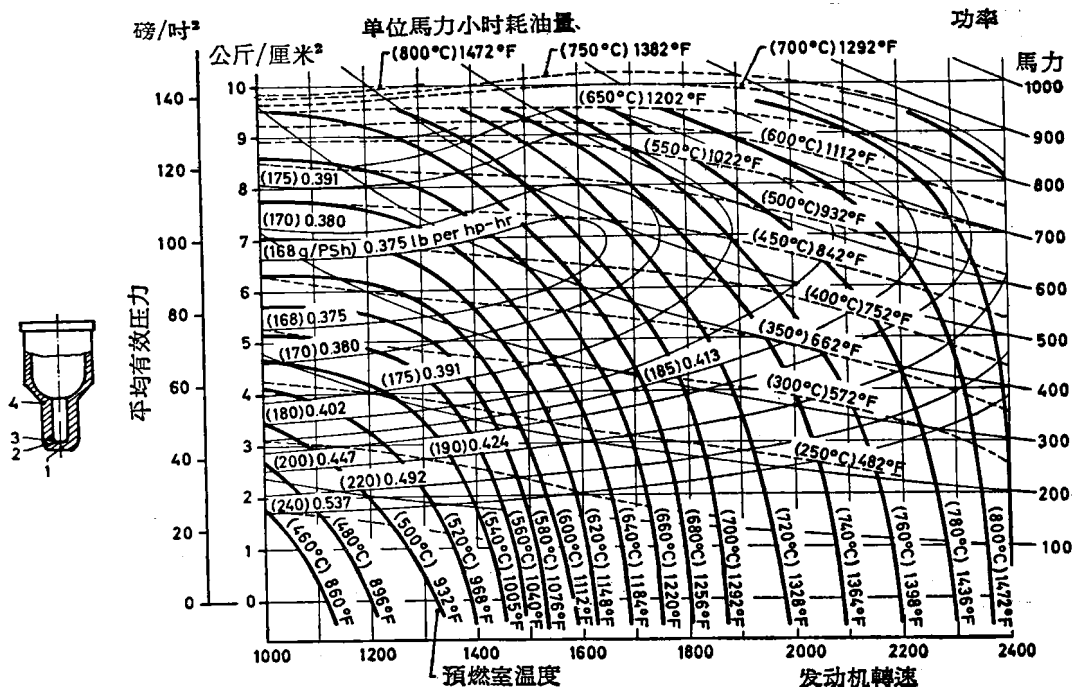


图 6 机械增压发动机温度特性曲线
发动机 V10/0 预燃室内表面测量点 3.

从测量到的预燃室热负荷可以清楚地看出，当发动机运转条件由于某种原因而变化时，排气温度的变化与预燃室上一个测量点的温度线间根本无法进行比较。如图 6 平均压力对转速的座标图所示，排气温度的等温线几乎是水平的。而预燃室温度的等温线则遵循另一种规律。在发动机的较高转速范围内，预燃室的温度差不多与平均压力无关。

当发动机在短时间内从空载到满载运转，以及其后又在短时间内从满载回到空载运转时，了解预燃室各测量点上的温度变化是很有意思的。

图 7 给出了一台增压发动机预燃室测量点的运行温度对时间的关系曲线。在加载过程时，2200 转/分下 830 马力的满负荷可以在 15~20 秒内建立。曲线表明，在 30 秒钟后已经达到最高温度值的 90%，约在 60 秒钟后，温度便达到其最大值。温度的下降则比较缓和，但从卸载开始到重新达到起动温度，也仅仅需要 60~80 秒钟。发动机加载

运转时最大的温度升高率是每秒 40°C。冷却时温度下降约每秒 20°C。

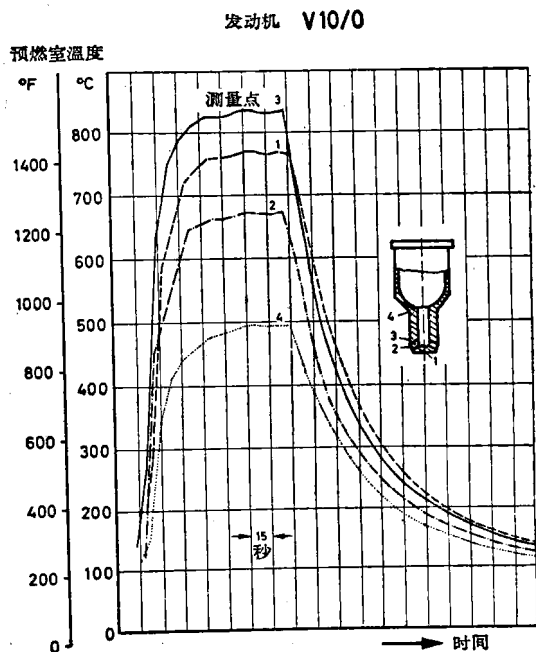


图 7 负荷迅速变化时增压发动机
预燃室温度变化曲线

在美国进行的试验测得，当燃气温度变化 1200°C 时，燃烧室壁上最大的温度波动约 30°C 。

在进行有效的测量后可以认为：热冲击作用主要与负载的迅速变化有关。

三、燃烧器喷柱的影响

测量预燃室的温度表明，热负荷最大的地方在燃烧器喷孔之间。温升是由燃烧室的火焰喷柱引起的。当尚未燃烧的燃油与主燃室空气中的氧接触时，喷柱的温度进一步升高。

在预燃室设置于气缸盖中的情况下，热量常常是对称地辐射到燃烧室内。大家都知道，燃烧器的喷柱具有火焰的特性。在火焰中，由于氧的分佈而有不同的温度区。

采用易熔合金温度塞分析活塞顶的温度区，很容易识别经预燃室非辐射状进入还十分窄狭的燃烧空间的热量。

活塞顶上的温度分佈区如图8所示。在活塞顶上安装了一组具有不同熔点的温度塞。在A1/1单缸机型上(见图4)，被测试

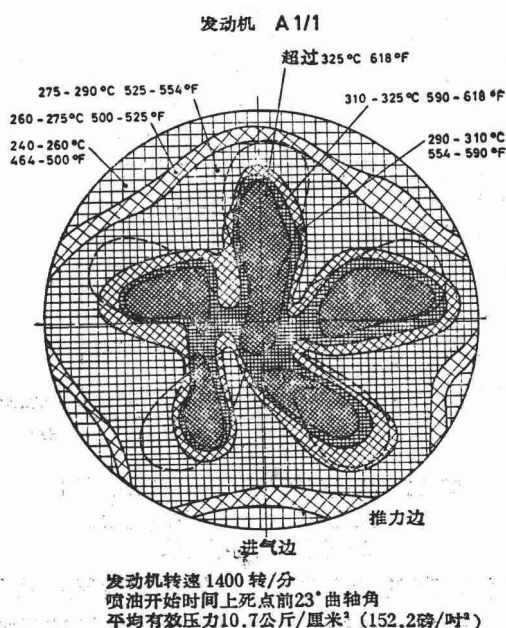


图8 用易熔合金温度塞测量的活塞顶温度

的活塞在1400转/分110马力的工况下运转15分钟。运转后，仔细地分析易熔合金温度塞的情况，并画出温度分佈图。

温度区是按温度塞熔点范围被记录下来。我们注意到，最高热负荷区与燃烧器喷柱的方向是一致的。这一点并不奇怪，因为燃烧器喷柱的方向就是活塞与气缸盖壁面上热集中的区域。

四、气缸盖的温度测量

图9和图10给出了V8/0型的发动机的一个气缸盖底部的温度分佈情况。为了测量温度，在轻金属的气缸盖上共装有8对热电偶。如图所示，他们在离燃烧室约5毫米处，温度数据是用Siemens Halske厂的“补偿式记录器”指示并记录的。

曲线图表明，最高温度发生在气缸盖底部靠近燃烧器喷孔处。其绝对温度值在允许范围内。气缸盖的过高热负荷，可以通过设计来避免。例如，在气缸盖底部挖一个凹穴，以避免燃烧器喷柱与气缸盖底部直接接

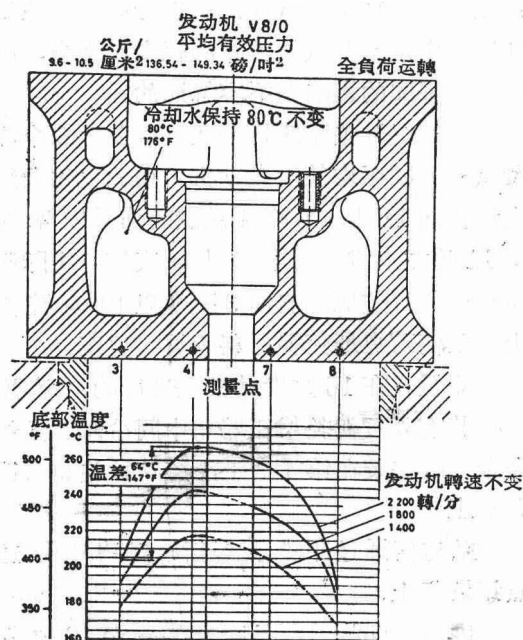


图9 气缸盖底部(横截面)温度分佈

触；也就是说，借以避免直接加热。
再者，适当设计冷却水空间，使冷却水尽可能接近气缸盖上的热危险区，是能够降低高的温度的。

对于大功率发动机的气缸盖，为了保证坚固，必需设计得粗实和可靠。在此场合下，设计者的任务是在热负荷与机械负荷能力之间找到兼顾双方的折衷方案。

图9和图10的曲线表明，对称于燃烧器中心的测量点热电偶2、5、4、7、显示了不规则的温度值。由于装配式燃烧室有8个喷孔，其中4个喷孔是不变地对着测量点的两个表面内，因而温度的差异便不能单单用不均匀的影响来解释。无论如何，对温度高低有影响的还有换气过程、各种设计以及邻近的冷却空间。气缸盖热负荷较高的部份是在排气口侧或在那些冷却水空间由于要装置热塞而设计得不够理想的地方。

上面已经提到过，图9、10中的温度测量是在一个轻金属气缸盖上进行的。应该记住，对于活塞与气缸盖用的轻金属合金，温度对其强度的影响是不容忽视的。

铸铁气缸盖和锡铝合金气缸盖上6个测量点的温度平均值对发动机负荷的变化曲线表示在图11上。6个测量点的布置表示在图11的左上方。热电偶用铁-康铜。实际测量点离气缸盖底部表面3毫米以内的壁面上，以便可靠地获得材料的真实温度。

测量是在16缸发动机上进行的。该发动机装有废气涡轮增压器与中间冷却。锡铝合金气缸盖装在第4缸上，铸铁缸盖装在第5缸上。

热电偶通过补偿导线连接到 Philips 12 点记录仪上。

因为全部测量都是同时在一台16缸发动机上进行的，所以如图11所示，对比性

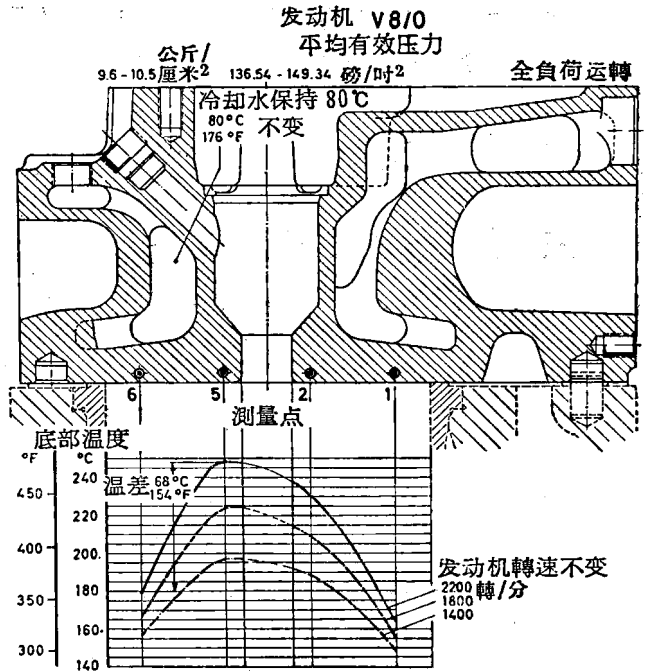


图 10 气缸盖底部(纵剖面)温度分布

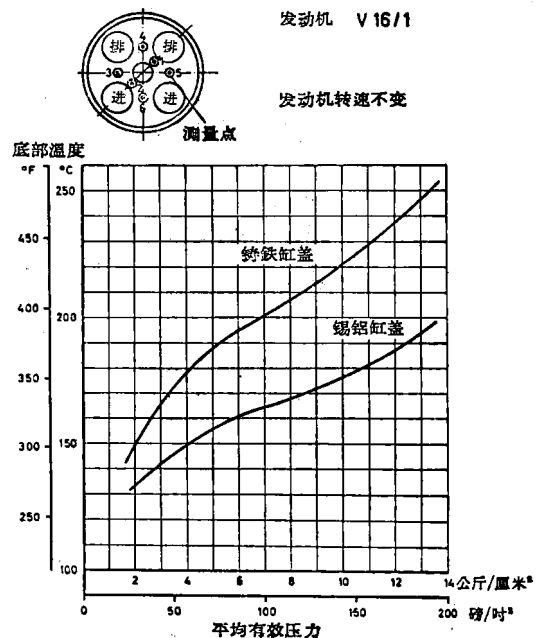


图 11 铸铁缸盖与轻金属缸盖进行的温度对比试验，图中温度为6个测量点的平均值

的测量可以对铸铁缸盖和轻金属的温度效应作出清楚的比较。试验时，发动机转速保持1500转/分不变，负荷则视需要在平均压力

为 2 到 15 公斤/厘米² 范围内变化。

按图 9、10 所示在轻金属气缸盖上试验的结果，最高热负荷的位置在预燃室附近。在两种气缸盖上试验的情况亦是如此。最高温度在预燃室和排气阀间的测量点上测得。当发动机转速为 1500 转/分、平均有效压力为 13.6 公斤/厘米² 时，根据图 11 中测量点 1，锡铝合金缸盖的温度为 216°C，铸铁缸盖的温度为 277°C，最低温度在两进气阀之间。在测量点 6 处，锡铝缸盖的温度为 169°C，铸铁缸盖的温度为 187°C。全部测量点间的温度差，轻金属缸盖约为 50°C，铸铁缸盖约为 90°C。温度的分佈与图 9、10 所表明 的情况是一致的。

在测量温度过程中还发现，转速对气缸盖底部温度的影响很小。当转速从 1500 转/分降到 1000 转/分并保持平均有效压力为 13.6 公斤/厘米² 不变时，仅仅测量到 15~20°C 的温度降。

相同的平均压力近似地对应相同的每工作循环喷射的燃油量。在燃烧室中参与能量转化的燃油量差不多是相等的，而与活塞速度无关。在废气涡轮增压发动机中，在相同的平均压力下发动机转速升高时，空气系数一般是下降的。因此，在平均压力相同而发动机转速降低时，燃烧过程应该在较高的温度水平上进行。因此，发动机转速较低时，燃烧频率的下降与热冲击的加强，使得两者的影响互相抵消，这就说明了热负荷是与速度无关的，在气缸盖底部进行的热负荷测量几乎相等，也证明了这一点。

五、阀与阀座温度

阀与阀座是直接装在气缸盖上的零件，如同气缸盖底部一样，预燃室燃烧器喷孔的热冲击对它 有重要的影响。

阀与阀座遵循几乎与活塞气缸盖壁面相同的温度分佈的规律。

如图 8 中活塞顶热负荷图所表示的，活

塞顶上各点温度随着与中心距离的增大而减小。这个热负荷特点可以认为对气缸盖底部也同样适合，因为在热冲击最大的瞬间，活塞顶、气缸盖底部与燃烧器喷柱中心的距离差不多相等。

阀与阀座之间具有很大的温差是十分自然的。因此，当设计耐用的阀与阀座时，除适当地选择材料外，了解它们的绝对温度值是特别有价值的。当预先知道高的热应力地区，考虑在接近冷却水空间处使用一有效的散热方法，对大功率气缸盖的进一步发展将 有影响。

图 2 示出气体到活塞顶的传热过程。在这个图中，还指出开启与关闭时间，在一给定的时间后，进排气阀落在阀座上，阀与阀座的接触时间仅约一个工作循环四个冲程的 60% 时间。仅仅在这个时间内，阀经阀座和气缸盖底部冷却空间的传热才是可能的。

进排气阀热负荷的重大变化是相位变化，这是由在散热期间在热冲击方面的较大偏差和不同的运转条件而引起的。

使人感兴趣的是，在运转条件变化时，阀与阀座上温度的变化，这个已经测量到了。

在一台增压发动机上(V6/0 型，图 4)作了进排气阀温度比较性试验。采用特殊的方法，使阀的运动仅限于上升的方向，因而维持了阀上测量点的周向位置相对于燃烧器保持固定不变。

测量点的精确安排见图 12，图上进排气阀上的测量点用数字 1 到 8 标定。

图 12 分别表示了一个进气阀和一个排气阀上测量到的温度值。曲线按测量点 3、4、8 与 1、5、6 测得的温度分别画出。试验是在恒定的功率和转速下进行的，发动机冷却水出口温度保持 90°C 不变。

两根曲线都表明阀中心总是热负荷最高的地方。这是很明显的，因为在阀的中心处存在着热的集中，它只能通过阀座与阀杆径

向地向低温区散热。根据图 12 的试验结果，在给定的运转工况下，进排气阀中心处测量点间的温度差约 150℃。

这个温度差并不是一个很有确实根据的数据，因为每一个零件的热负荷都是与设计及发动机运转条件等因素有关的。

发动机运转条件对阀与阀座温度的影响，可根据图 13 的一台带中间冷却和不带中间冷却的废气涡轮增压发动机的温度曲线查得。阀上测量点的位置安排与图 12 相似，但取消了阀中央的测量点。阀座上的测量点与阀上的热电偶几乎处于相同的测量平面。

Philips 12 点复印记录仪作为测量仪器，其作用如同一台自动补偿记录器。各点工作顺序的时间间隔为 2 秒。

图 13 的温度曲线给出了阀与阀座的平均温度在发动机转速恒定时随负荷的变化关系。进行了三次试验，每次试验的平均温度都不同。第一次试验没有使用中间冷却。第

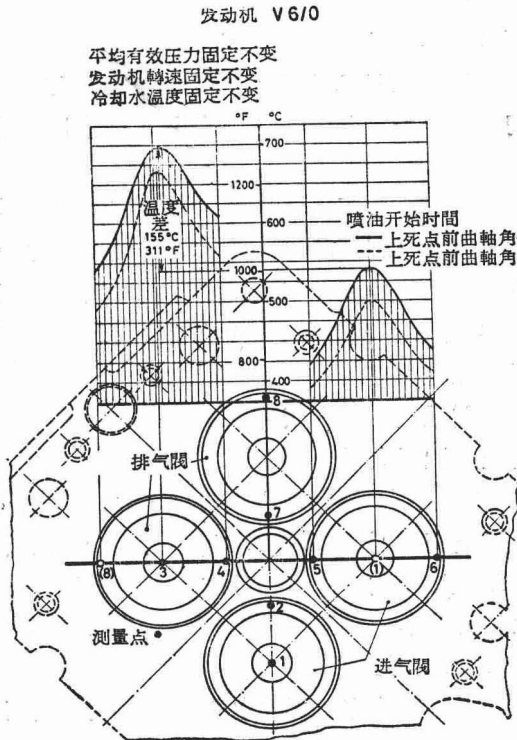


图 12 发动机负荷与转速不变时进排气阀温度比较

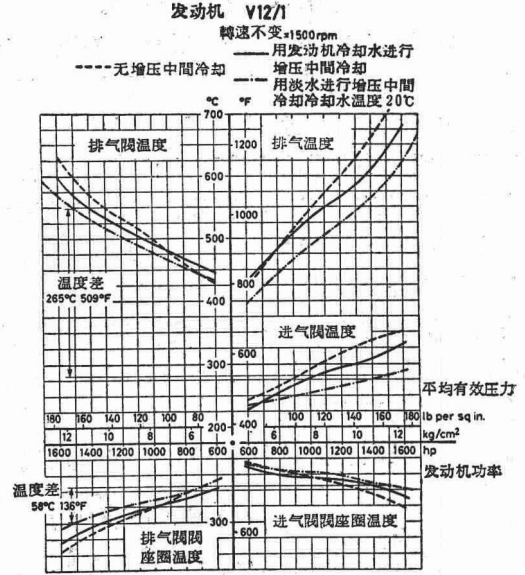


图 13 发动机转速恒定时，阀与阀座的平均温度与发动机负荷、中间冷却值间的关系

二次试验时，中间冷却器使用发动机用冷却液。最后第三次试验时，采用了强烈的中间冷却，中间冷却器使用另一淡水系统。在此冷却系统中，温升保持为不变温度 40℃。

测量结果用四根曲线表示在图 13 上。不同冷却条件的三根曲线表明，阀与阀座的温度曲线的变化特性是相同的，它们的差别仅在于温度的绝对值不同。右上图废气温度曲线的趋势与已测得的零件温度相似。根据测量结果，所有能够使废气温度下降的方法，都可以成功地用来降低阀与阀座的热负荷。

根据阀的温度测量得到的以下知识对设计者是有价值的。所作的试验表明，同一个阀的阀座面积上的温度也是不同的。因此，采用自动装置强迫阀转动，使阀有着较均匀的热负荷无疑是有利的。

六、气缸套温度

上文已经指出，当活塞处于上死点后约 20° 曲轴转角位置燃烧过程开始时，燃气传给燃烧室零件的热量达到最大值。此时，气

缸壁的面积只占燃烧室总面积不到10%。这就说明了,为什么 Daimler-Benz 公司对温度的研究集中在气缸壁最上的项圈或凸缘接触处的热负荷。

由于气缸套不允许的热负荷和不良的温度分佈,有着椭圆变形的危险,因而发动机运转时是有麻烦的。

气缸套温度可用铁-康铜热电偶测得。每个缸套装 6 个热电偶,在凸缘部份较低的高度位置上平均地分佈在四周。

为了进一步测出缸套凸缘的温度, Daimler-Benz 公司将热电偶焊在一块金属支撑板朝气缸套的一面上。该金属板厚约 2 毫米。测得的数据精确地指出气缸套凸缘和气缸盖接触面的温度。热电偶安装的角距离为 60° ,因此能够获得整个圆周的溫度变化。热电偶为铁-康铜。测量导线放在支撑板上的沟槽中,并被接到 12 点测量仪器上。

测量计划是在 2200 转/分、830 马力的满负荷下,发动机出口处冷却液温度为 75°C 、 85°C 、 105°C 时分别运转 1.5 小时。冷却液流速保持 $45\text{ 米}^3/\text{小时}$ 不变。发动机冷却液出口温度采用二次循环控制,也就是说用海水

循环控制。测量结果以图 14 极坐标表示。测量表明,在气缸套上发动机纵轴方向测到的凸缘温度,比横向平均要高 30°C 。

上述情况常常促使人们全面地去研究冷却水空间流模及用改善冷却水通路的办法尽可能降低温度差。从曲柄箱空间到气缸盖的冷却水通道的设置安排对气缸套凸缘的温度有着重要的影响。沿气缸套圆周到气缸盖的 8 个冷却水通道的不均分佈——距离从最小 26 到最大 71°C ——势必引起不均匀的温度分佈。

但是,设计时对称的冷却液通道往往不能实现,设计者只能力求使气缸套冷却液通道得到最适宜的解决。

另外,从图 20 可以看出,当冷却水进水温度每变化 10°C 时,在气缸套凸缘处的相同方向上将得到约 7°C 的温度变化。

这一试验结果在一台废气涡轮增压的 16 缸发动机上也同样得到证实。在该发动机上,气缸套温度作为冷却水温度的函数,在两个对置气缸上同样测量到了。图 15 画出第 1 第 9 两缸的沿气缸套圆周的溫度极坐标曲线图,此时发动机功率在 1500 转/分下保持

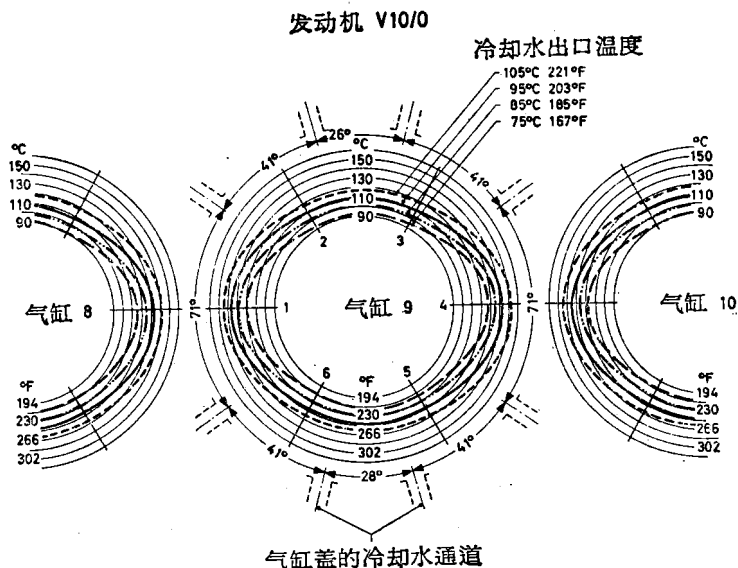


图 14 不同的冷却水温度时气缸盖底部与气缸套凸缘之间温度的极坐标图

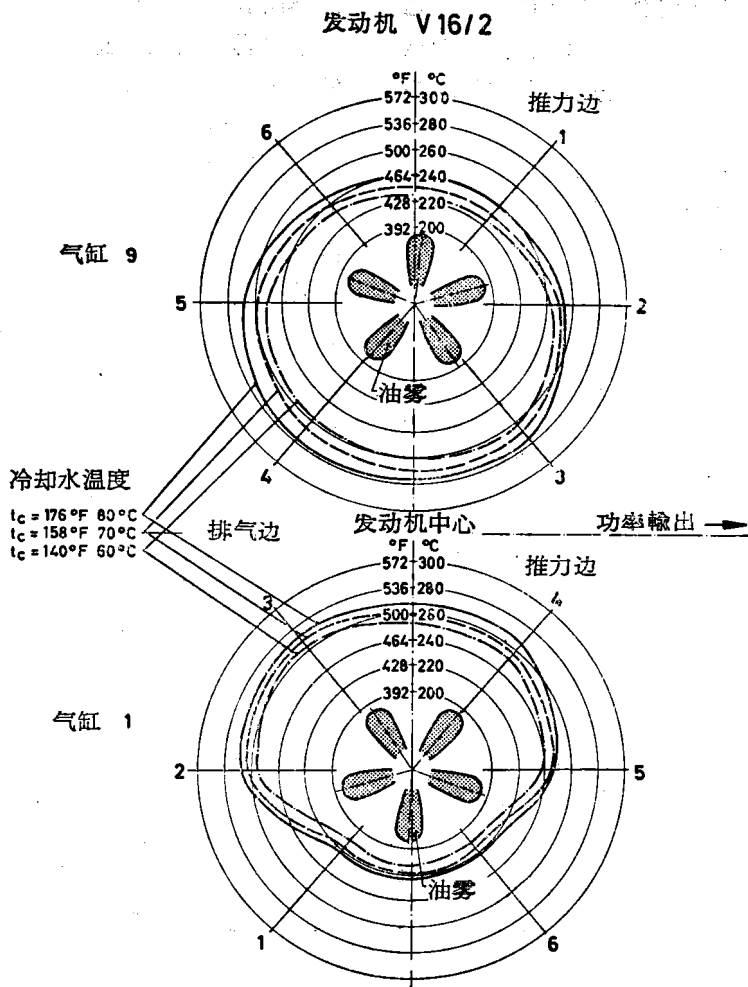


图 15 一台废气涡轮增压发动机在不同冷却水温度条件下两个相对的气缸的温度曲线

1900 马力不变。

图 15 表明，用 6 个均布于内壁四周的热电偶测得在气缸套凸缘平面存在着极不均匀的温度分布。

较热的地方靠近排气管一边。试验用发动机为 V 型，每排 9 缸，排气集管放在气缸之间。排气导管的这种排列对气缸套热负荷的影响是很值得注意的。第 1 及第 9 缸的缸套圆周方向温差为 40~50°C。这就存在着气缸套不允许变形的危险。因此，当发动机热负荷非常显著时，在运转时是有麻烦的。

发动机出口处冷却水温度变化的影响，

与图 14 气缸套上温度测量得到的规律相同。

冷却水温度每降低 10°C，气缸壁温度约下降 7~8°C。

图 16 系一台废气涡轮增压及强烈中间冷却发动机的带有气缸平均温度等温线的特性曲线图。对 1000~1500 转/分之间的转速范围，气缸壁温度显然是发动机功率的函数。因此，根据废气温度推断气缸套的热负荷是不可能的。至于气缸套温度与平均压力、发动机转速的关系则是很有趣的，可从图 16 特性曲线找到规律。

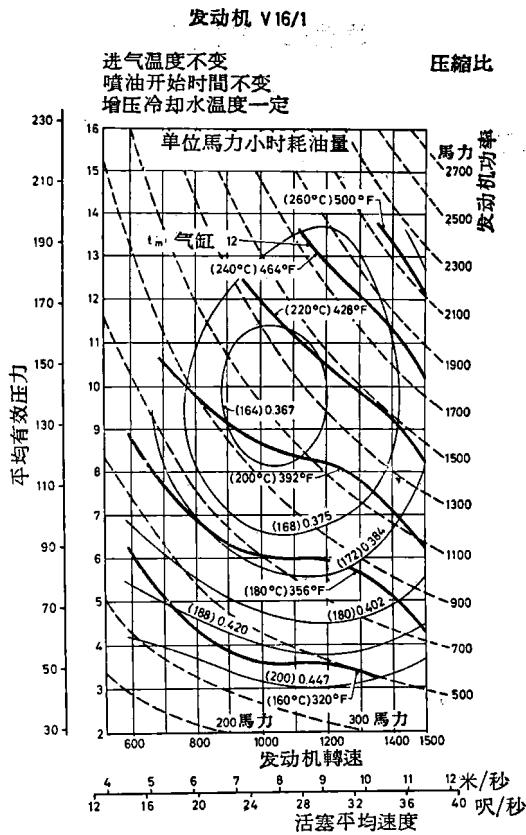


图 16 一台废气涡轮增压和中間冷却发动机的带气缸平均温度等温线的特性曲线

七、活塞温度测量

图 8 已经表明，一个活塞顶温度场分佈的情况如何。如前所述，热的传入是从燃烧器喷孔向活塞表面径向传播的。

Daimler-Benz 公司进行了许多次综合试验，以期得到活塞顶温度分佈的详细情况。在活塞顶边缘处进行了多次测量以评价让阀坑对温度分佈的影响。

图 17 的极坐标图表示在发动机恒定转速和不同负荷下，用易熔合金温度测得的活塞顶温度变化曲线。在活塞顶边缘处的凸起处，测量到 8 个温度高峯。该处的温度变化象山谷一样起伏。除了向活塞顶上活塞环的支撑凸缘的热冲击外，同时围绕着气缸套的冷却条件对活塞顶边缘的温度有着决定性的

影响。

图 17 中，每个气缸盖的固定螺栓和从气缸体到气缸盖的冷却水通道的位置都表示出来了。气缸盖固定螺栓的设计和冷却孔的位置，使气缸套冷却水通道的不均匀性无法避免，因此，活塞边缘温度的剧烈波动是可以理解的。

图 17 表明：当负荷下降时（即较低的平均压力时），活塞顶的温度也相应下降了。值得注意的是，当平均有效压力 6 公斤/厘米² 到 12 公斤/厘米² 范围内变化时，活塞顶平均温度仅下降约 60°C。

活塞顶边缘处温度的测量结果表示在图 18 的极坐标上，该活塞顶上有一个深凹的让阀坑。

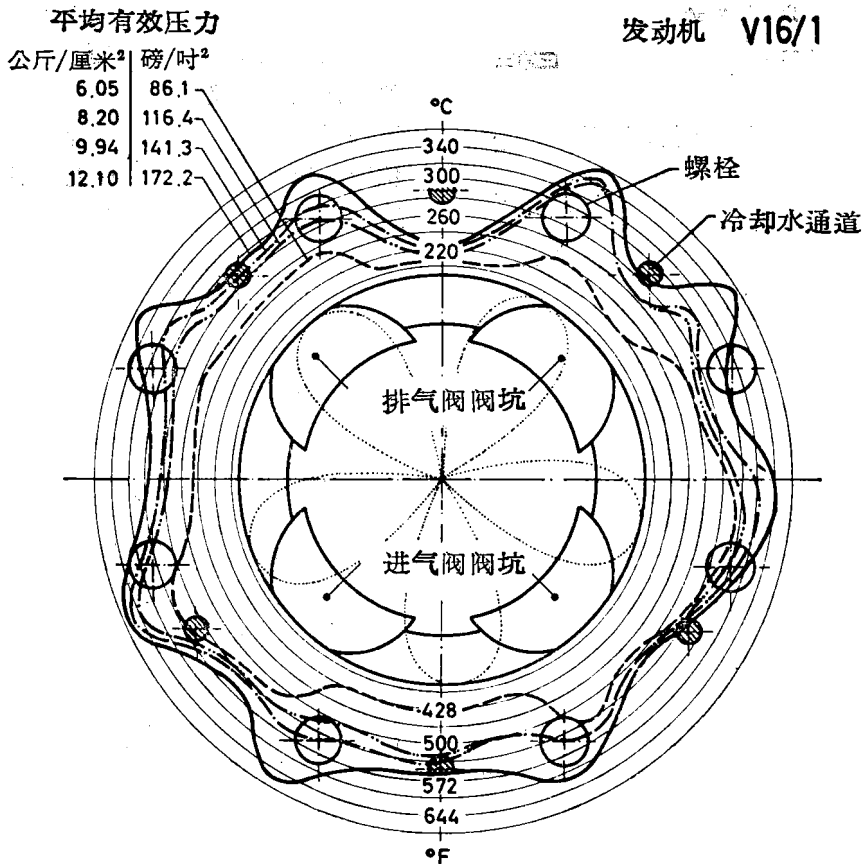
从图 18 可以得知：如果活塞顶剖面的不规则性和让阀坑能够避免时，活塞顶温度可能获得比较均匀的分佈。

图 17、18、示出用易熔合金温度塞测得的温度。不代表活塞顶的绝对真实温度值。与接触法比较，用易熔合金温度塞测出的温度平均值约高 15~20%（以°C 计）。但是，用易熔合金温度塞测量温度分佈，能较好地迅速地检定活塞顶面积上的热负荷。例如，由于接触地位的限制，接触方法仅允许安装一有限数目的热电偶时。总共装了 13 个热电偶，其中 7 个装在活塞摆动平面内的直径上。两个热电偶分别装在同一平面内第一道活塞环槽内和第一道活塞环槽凸缘处。

温度试验用一单缸组的试验活塞进行。与运转数据配合的充气空气数据，如，增压压力与中间冷却和整台发动机是一样的。

测量了活塞内壁有油喷射与没有油喷射时活塞顶与活塞环以上部份的温度分佈。活塞顶内壁可以用固定在曲柄箱内部的多孔喷嘴喷射油，油取自发动机润滑系统。

图 19 给出了发动机在转速恒定（1500 转/分）不同负荷、活塞顶内壁有油喷射和没有油喷射时活塞在直径方向上的温度分佈



发动机转速 = 1500 转/分 不变

图 17 有让阀坑的活塞顶的活塞边缘处温度的极坐标图

图。线图还给出了第一道活塞环槽内与槽凸缘处的测量结果。

如图 17、18 及图 8 所示，采用预燃室燃烧器时，使用了五个燃烧室喷孔。前面已经谈过，最高温度发生在燃烧器喷柱的范围内。根据图 19，对于非冷却活塞，由于有一个燃烧器喷柱测量平面内正对着活塞的压力边，从活塞中心到测量点 10 升高温度。从 № 4 到 № 6 的测量点系测量燃烧器两个喷柱之间的温度。最近进行的测量是燃烧器喷柱正对着 № 4 到 № 6 的测量点，其结果证实，活塞顶该部份的温度有所升高。

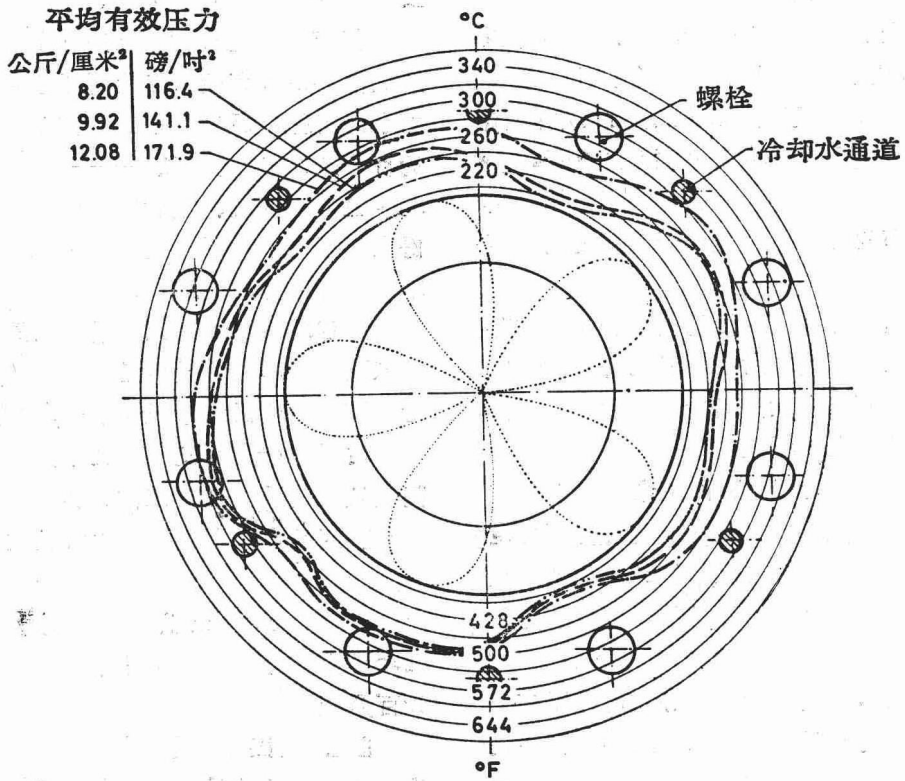
当活塞顶内壁用油喷射时——试验时油量在 6.6~10.6 公斤之间——活塞温度显著

地趋向均匀。甚至在油冷的情况下，燃烧器喷柱位置的影响也能从 № 7 到 № 10 测量点的升高的温度曲线上觉察到。在测量点 № 4 上，当采用冷却与不冷却时，有着较低的温度差别。这大概可以解释为喷咀在活塞的压力边方向较为封闭以及活塞部份内壁较低。这个缺点是容易弥补的，只要在对面再安装一个喷咀就行了。

每缸 8.6 公斤/分的喷射油大约为发动机滑油总流量的 30%。冷却油量利用油压保险阀使油量旁通以保证进入发动机的油有 5 个大气压。

活塞顶内壁采用喷油冷却后，得到巨大的温度降。在平均压力为 13~15 公斤/厘米²

发动机 V16/1



压缩比

发动机转速 = 1500 转/分 不变

图 18 没有让阀坑的活塞其边缘处温度的极坐标图

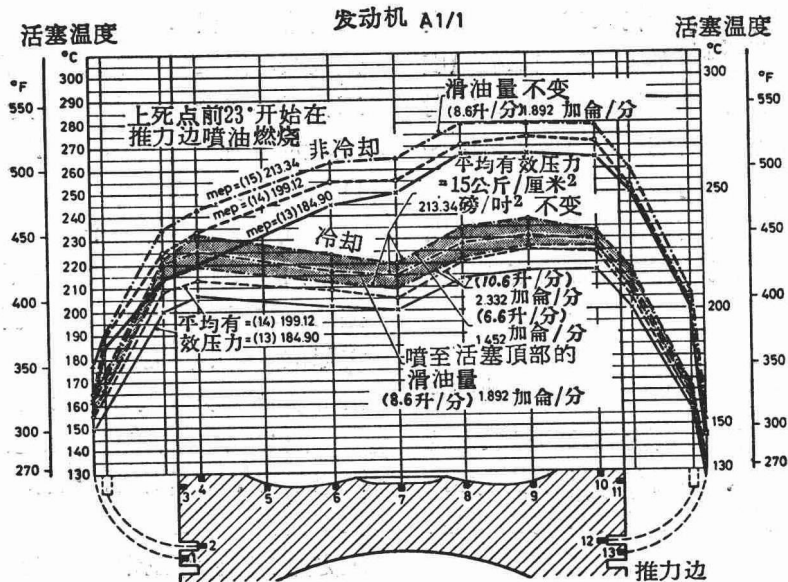


图 19 发动机转速恒定、负荷不同时，油冷活塞与非油冷活塞的温度分布

范围内, 发动机转速为 1500 转/分时, 测得的温度降为 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 。

根据图 19, 平均压力约为 12 公斤/厘米²且没有油冷时, 活塞的绝对最高温度可估计为 260°C 。对于同样的发动机条件按图 18 用易熔合金温度塞测得的活塞边缘处最高活塞顶温度为 300°C 。这就证实了, 用易熔合金温度塞的方法是不适合于测算绝对温度的。

对喷油冷却活塞进行的测量表明, 与非冷却活塞比较, 油冷活塞可以获得 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 的温度“收益”。因此, 对于相同的热负荷, 只要机械负荷极限不超过, 油冷活塞的平均压力可以增大约 $4\sim 5$ 公斤/厘米²。在油冷活塞顶的温度测量中, 在较低的平均压力范围内, 压力变化达 6 公斤/厘米², 而活塞顶平均温度的变化每 1 公斤/厘米² 平均压力约为 10°C 。

测量表示, 油冷活塞的好处还在于第一道活塞环槽的温度。温度降在这种情况下是特别有意义的, 因为过高的温度容易在第一道活塞环槽处结炭, 若活塞环粘结, 活塞咬死的危险性就增加了。

活塞顶内壁冷却空间作成凹陷状的活塞, 其温度测量在报告时尚未完成。当活塞顶内壁作简单的喷射冷却时, 便能降低温度 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$, 那么在活塞顶内部冷却时, 相对于非冷却活塞, 能使活塞平均温度降低 $60\sim 70^{\circ}\text{C}$ 的推论将是可靠的。

因此采用冷却活塞时, 实质上增加了发动机单位活塞面积功率而不增加活塞环处或活塞顶边缘处的温度。

八、关于热平衡比较的结论

在热平衡方面, 过去内燃机的标准大约是有功功、冷却水、排气与辐射各占 $1/3$ 。对发动机中燃料能量转化所要求的完善程度是满意的。

对现代大功率发动机进行的测量表明,

热平衡的百分比经历了一次变位, 这是由于废气涡轮增压的应用而引起的。

甚至在高速大功率柴油机中, 单位马力燃油消耗量的商业指标达到 $155\sim 165$ 克/马力小时已经不足为奇了。这就必须将有用功的百分比(即发动机效率——译者)提高到 $38\sim 41\%$ 。废气、辐射以及增压中间冷却部份在热平衡中无疑将达到 $40\sim 42\%$ 。这样, 冷却部份仅有 $17\sim 22\%$ 。

假定冷却水带走 22% 最大值的热量时, 设燃油的平均放热量为 1600 千卡/马力小时, 该部份热量约为 350 千卡/马力小时。

对于一给定的发动机功率, 热量直接或间接从燃气通过正常工作的燃烧室部件传到冷却空间的水中, 被冷却水所吸收的热量是一定的。

Daimler-Benz 公司曾试图计算出发动机功率恒定时燃烧空间各部件单独传导热量的百分比。

图 20 给出了用电子计算机计算热分配的结果。性能计算是在一台废气涡轮增压和增压中间冷却 V16/1 型发动机上进行的。

在该发动机上记录了 1500 转/分、2150 马力的示功图及进排气管的压力曲线, 发动机的冷却水出口温度保持 85°C 不变。根据测量数据, 假定了一个燃烧规律, 然后计算出工作循环四个冲程中气缸内压力与温度的曲线。为了确定热量, 参攷了 Eichelberg 和 Dflaum 的论文。

计算基于这样一个假定: 当传热时, 燃烧空间零件的壁面温度有一平均定值。气缸盖的平均温度用 250°C , 气缸套的温度随活塞实际位置的不同而在 $110\sim 270^{\circ}\text{C}$ 之间变化。活塞顶温度取 200、250 及 300°C 三个定值。

图 20 中的热平衡数值是按三个假定的活塞平均温度算出的。选择这些数值是因为根据测量, 在活塞冷却的情况下甚至当平均压力为 15 公斤/厘米² 时, 活塞平均温度仍可能保持在 250°C 以下。