

二冲程柴油机气口的流量系数

中国科学院力学研究所 吴吉湘

由于二冲程柴油机在提高发动机公升功率方面以及结构(气口扫气式发动机)上的优越性,近年来已得到了很快的发展;更由于自由活塞式燃气轮机的出现,使它的发展又进入新的阶段。但二冲程发动机的计算,特别是换气过程理论分析的现状,却是不能令人满意的。

对二冲程发动机气口的合理设计,直到现在还不能完全依据理论上的计算来精确决定。目前的各种计算方法可分为两大类:简单计算法和详细计算法。简单计算法把发动机中的流动过程假定为稳定流动,不考虑进排气管中气体压力波传递及反射对扫气过程的影响,把气口流量系数(简称气口系数)在整个扫气过程中假定不变,并估计其平均值作为计算的基础。由于气口系数估计不正确而引起的误差就可达 10~20%,加以计算方法本身不严格,因此如没有相似机器或模型的气口系数的测定值,则将几乎没有实际意义。通常这种计算方法只用于初步设计。

详细计算法与前者相反,根据发动机中流动的实际情况不稳定流动出发,考虑压力波在管内传递及反射对扫气过程的影响,而气口系数则根据活塞在不同位置,即不同的气口开启时所测得之值作为计算的基础。但在这种情况下,流动过程的微分方程式往往解不出来或解起来非常复杂,并要求边界条件大为简化,以致大都利用近似解,即逐段计算法,把过程分为很小的区间,然后再依区间计算,所以工作量较大。显然,这种计算如没有可靠的气口系数值,也将毫无意义。这种方法多用于试验研究中。

由此可见,气口系数在二冲程发动机的设计计算和试验研究中都很重要。但直到现在,有关资料还是很少,在设计新型发动机时还不能提供足够的资料作为正确选择流动系数的参考。因此,本文将讨论影响气口系数的因素,介绍一种测定方法以及讨论气口系数对发动机性能的影响。

一、它的理论基础和相似理论

当气体在已知的压差下流过节流孔或喷嘴时,由于摩擦涡流损失和气流断面的收缩,实际通过最小断面 F_d 的流量 G 一般总小于根据节流孔或喷嘴前后状态参数所求得的理论流量 G_{th} 。两者之比 $\mu = G/G_{th}$ 称为节流孔或喷嘴的流量系数。在无损失绝热流动的情况下,气体的理论流量(公斤/秒)可用下式计算:

情况下,气体的理论流量(公斤/秒)可用下式计算:

$$G_{th} = F_d \sqrt{\frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \cdot \sqrt{2g\gamma_1 P_1} \quad (1)$$

式中: P_1, P_2 ——节流孔前后的压力,公斤/厘米²;
 γ_1 ——节流孔前的气体比重,公斤/米³;
 g ——重力加速度,米/秒²;
 K ——绝热指数。

现在我们来研究一下气流收缩及速度损失的实际流动。如图1所示,流入端管的断面为 F_1 (米²),管内的流速为 w_1 (米/秒),孔的面积为 F_d ,流出气流的最小断面为 F_2 ,流速为 w_2 。设:断面比 $m = F_d/F_1$; 收缩系数 $\alpha = F_2/F_d$ 。这里仍利用对单元无粘性流体绝热流动适用的基本方程式:

连续方程:

$$g\rho_1 w_1 F_1 = g\rho_d w_d F_d = g\rho_2 w_2 F_2 \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{P_1}{\rho_1} \frac{K}{K-1} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho_2} \frac{K}{K-1} + \frac{w_2^2}{2} \quad (3)$$

绝热方程:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^K \quad (4)$$

ρ_1, ρ_2 为节流孔前后的气体密度,公斤(质量)/米³;

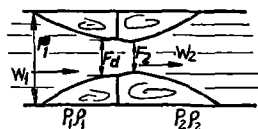


图1 气流通过孔时的流动情况

由方程(2)得:

$$w_1 = w_2 \alpha m \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

将其值代入方程(3)中则可求出在断面 F_2 处气体的流速:

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \alpha^2 m^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^2}} \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \frac{P_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

但如果考虑到由摩擦损失而引起的速度的减少,则在断面 F_2 处的实际流速应为 $w'_2 = \xi w_2$ 。其中 ξ 为速度系数,因此气体的实际流量:

$$G = gF_2 w_2 \rho_2 = g\alpha F_d \xi w_2 \rho_2 \text{ (公斤/秒)}$$

即

$$G = F_d \frac{\alpha \xi}{\sqrt{1 - \alpha^2 m^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^2}}$$

$$\gamma_2 \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \frac{P_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$$

根据绝热方程(4), 气体流量方程可以写成:

$$G = F_d \frac{\alpha \xi}{\sqrt{1 - \alpha^2 m^2 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{K}}}} \cdot \sqrt{\frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K+1}{K}}\right]} \cdot \sqrt{2g\gamma_1 P_1} \dots \dots \dots (5)$$

式中: γ_2 ——节流孔后的气体比重, 公斤/米³
根据流动系数的定义, 用方程(1)除以方程(5)则求得:

$$\mu = \frac{\alpha \xi}{\sqrt{1 - \alpha^2 m^2 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{K}}}} \dots \dots \dots (6)$$

方程(6)列出了流动系数的解析式, 并表明了影响流动系数的参数, 但它的实际应用却很困难, 因为其中的收缩系数及速度系数直到现在还没有简单可靠的计算方法。而且在理论上, 方程(6)的得来也是不严格的。如果要认真地通过分析计算法来求得流量系数 μ , 则归根结落是求解通过节流孔流动过程的气体动力微分方程式的问题, 但由于数学上的困难, 这几乎是不可能的。因此就不得不求教于相似理论。

根据相似第二定理及第一定理, 我们可不必通过微分方程式的积分而找到与流动系数有关的相似准则, 并指出试验中应测量的参数——包含于所需准则中的参数及试验结果所通用的范围。

在我们所讨论的范围内, 连续方程、奈维-斯托克斯流体运动方程、管壁的导热方程以及状态方程有下面的简单形式:

$$w_w \frac{dw_w}{dx} + \rho \frac{dw_w}{dx} = 0 \dots \dots \dots (7)$$

$$\rho w_w \frac{dw_w}{dx} = g_x \rho - \frac{dP}{dx} + \frac{4\eta}{3} \frac{d^2 w_w}{dx^2} \dots \dots \dots (8)$$

$$\alpha_1 dt = -\lambda \frac{dt}{dy} \dots \dots \dots (9)$$

$$P = g\rho RT \dots \dots \dots (10)$$

- 式中: w_w ——在 x 坐标轴上的分速;
- η ——运动粘性系数, 公斤·秒/米²;
- α_1 ——换热系数, 千卡/米²·小时·°C;
- R ——气体常数, 米·公斤/公斤·°K;
- λ ——导热系数, 千卡/米·小时·°C。

假设有一种与之相似的现象, 则其几何相似点的各同类参数成比例。即:

$$\left. \begin{aligned} P &= C_p P'; & w &= C_w w'; & \eta &= C_\eta \eta'; \\ x &= C_L x'; & y &= C_L y'; & \rho &= C_\rho \rho'; \\ T &= C_t T'; & \lambda &= C_\lambda \lambda'; & g &= C_g g'; \\ \alpha_1 &= C_\alpha \alpha_1' \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

将这些值代入各基本方程式中, 则可求得以参数 P' 、 w' 、 ρ' 、 x' 等为变数的另一方程组, 但两个相似现象必须用同一方程组来表示, 因此在第二方程组中的各系数(即相似指数)应该等于 1:

$$\frac{C_g C_L}{C_w^2} = 1; \quad \frac{C_p}{C_\rho C_w^2} = 1; \quad \frac{C_\rho C_w C_L}{C_\eta} = 1; \quad \frac{C_\alpha C_L}{C_\lambda} = 1$$

通过(11)式将各比例值再化为各参数之比, 得:

$$\frac{gL}{w^2} = \frac{g'L'}{w'^2}$$

或 $\frac{gL}{w^2} = Fr = \text{常数 (傅鲁德准则)}$

$$\frac{P}{\rho w^2} = \frac{P'}{\rho' w'^2}$$

或 $\frac{P}{\rho w^2} = Eu = \text{常数 (欧拉准则)}$

$$\frac{\rho w L}{\eta} = \frac{\rho' w' L'}{\eta'}$$

或 $\frac{wL}{\nu} = \frac{w'L'}{\nu'}$ (因动力粘性系数 $\nu = \eta/\rho$, 米²/秒)

或 $\frac{wL}{\nu} = Re = \text{常数 (雷诺准则)}$

$$\frac{\alpha_1 L}{\lambda} = \frac{\alpha_1' L'}{\lambda'}$$

或 $\frac{\alpha_1 L}{\lambda} = Nu = \text{常数 (努谢尔准则)}$

除此以外, 在两相似现象中首先必须是几何相似, 我们用 N 来表示两现象的几何相似条件, 而所讨论的情况包括管断面之比 F/F' 、管粗糙度之比 r/r' 应等于常数, 因此根据相似理论, 被研究的流场在几何相似条件下决定于如上所述的四个相似准则, 而流速的准则方程可以写成:

$$w = w(N, Fr, Eu, Re, Nu) \dots \dots \dots (12)$$

在测定流量系数时一般可以不考虑重力及管壁传热的影响, 因此流速的准则方程式中可以不包括准则 Fr 及 Nu , 而简化为:

$$w = w(N, Eu, Re) \dots \dots \dots (13)$$

这时则可用绝热方程来代替一般的状态方程,

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^K$$

因密度之值不能直接测得, 我们将 Eu 欧拉准则改写一下。由欧拉准则:

$$\frac{P}{\rho w^2} = \frac{P'}{\rho' w'^2}$$

对上式两边分子分母各除以相应点的音速的平方 $a^2 = KP/\rho$, 得:

$$\frac{P}{\frac{K P}{\rho} \frac{w^2}{a^2}} = \frac{P'}{\frac{K' P'}{\rho'} \frac{w'^2}{a'^2}}$$

消去相同量, 且 $M = w/a$, 而得 $M^2 K = M'^2 K'$ 或 $M^2 K = \text{常数}$ 。通过这样的变换后, 方程 (13) 可写成:

$$w = w(N, M^2 K, R_e) \dots \dots \dots (14)$$

但各相应点的马哈数 M 是压力比的函数, 实际上,

$$M_2 = \frac{w_2}{a_2} = \sqrt{\frac{2K \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}{K \frac{P_2}{\rho_2}}}$$

$$= \sqrt{\frac{2K \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{K+1}{K}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}{K-1}}$$

$$= f\left(K, \frac{P_1}{P_2}, \frac{P_2}{P_1}\right)$$

所以方程 (14) 又可写成:

$$w = w\left(N, \frac{P_2}{P_1}, K, R_e\right) \dots \dots \dots (15)$$

由方程 (5)

$$\dot{G} = g \rho_2 w_2 F_2 = \mu \varphi F_2 \sqrt{2g \gamma_1 P_1}$$

流量系数也可以通过准则方程来表示:

$$\mu = \frac{w_2}{\varphi \sqrt{\frac{P_1}{\gamma_1} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{2}{K}}}} = \frac{w_2}{\varphi \sqrt{RT_1} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{K}}} = \frac{w_1}{w_{1,2}}$$

其中 $\varphi = \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$ 为压

力比的函数, $w_{1,2}$ 为节流孔前后状态参数所决定的理论流速。

所以流量系数的准则方程亦为:

$$\mu = \mu\left(N, \frac{P_2}{P_1}, K, R_e\right) \dots \dots \dots (16)$$

试验研究指出: 当雷诺数 R_e 增加至超过一定值后, 流量系数之值则为常数, 而不再是雷诺数的函数了。又如果在所研究的两相似现象中的流体相同 (例如均为空气), 这时绝热指数 K 相同, 并可认为 $K=1.4$ (这种假设是符合于发动机试验研究的实际情况的, 因废气中的成分 80% 左右为空气), 因此最后在发动机的试验研究中, 如果 $R_e \geq 3 \times 10^5$ (当 $d/D > 0.5$) 或 $R_e \geq 10^6$ (当 $d/D < 0.5$), 并用空气为试验流体的话, 那么决定流量系数的主要因素就只有几何相似条件和压力比了。即:

$$\mu = \mu\left(N, \frac{P_2}{P_1}\right) \dots \dots \dots (17)$$

二、气口流量系数

如图 2 所示, 当活塞下行时, 排气口 3 首先被开

启, 这时气缸内的燃烧产物由于压力差的作用通过排气口及排气管路流入大气, 这种情况继续到气缸内的压力下降到约等于扫气箱 1 中的压力时为止。往往气缸中的压力稍高于扫气箱中的压力, 因此当进气口 2 初开启时, 被预先压缩了的扫气空气往往不能立即进入气缸, 但由于活塞仍在下行以及排气仍在继续, 因而气缸中的压力也继续在下降。从某一时间起, 空气就开始从扫气箱 1 流入气缸, 把气缸中的燃烧产物通过排气口驱入排气管, 空气在气缸中沿着一定的路线运动着, 这路线决定于发动机的扫气方案。这一过程一直持续到活塞上行将进气口关闭为止, 然后活塞继续上行, 结果又从气缸中挤出一部空气量。

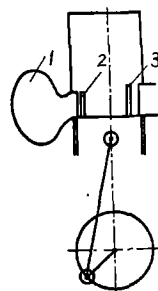


图 2 二冲程气口扫气式发动机简图

- 1—扫气箱;
- 2—进气口;
- 3—排气口

从上面的原理简述中不难看出, 整个换气过程可以分为三个阶段:

- (1) 初排气阶段, 由排气口打开到开始扫气为止;
- (2) 强制扫气与排气阶段, 扫气与排气同时进行时期;
- (3) 过后换气阶段, 扫气后的排气过程或充气过程 (后者指非对称具有增压效果的正时而言)。

在不同的换气阶段中, 扫气空气、燃烧废气以及它们的混合气体分别流过进气口或排气口, 因此根据计算上的需要, 气口的流量系数亦分为排气口系数和进气口系数, 并分别用 μ_a 与 μ_e 表示。为了对不同几何尺寸的扫气系统能互相比较起见, 即在某一发动机上所测得的气口系数能用于另一发动机上, P. 赫鲁特博士^[4]按还原气口断面值 f_r 来计算发动机的气口系数:

$$f_r = \frac{f_e}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_e}{f_a} \right)^2}}$$

其中 f_a 、 f_e 分别为发动机进排气口的瞬时断面积 (米²)。这样求得的气口系数 μ_r 称为还原气口系数。

为了同一目的, H. 李斯特教授引用一假想气口系数 μ_m 的概念^[3], μ_m 的含义是: 假想扫气空气在通过气缸时只在进气口处产生压力降, 而在排气口处的压力降则忽略不计。由于初排气的原因, 在扫气阶段排气口的时面值较进气口的时面值大得多, 因而在计算气体通过气缸的流量时所需的流量系数也可以只根据进气口的断面来计算。这些气口系数之间的关系可用

下式表示:

$$\mu_m \int f_e d\alpha = \mu_r \int f_r d\alpha$$

$$= \int \frac{u_e f_e \cdot d\alpha}{\sqrt{\left(\frac{P_0}{P_{z_m}}\right)^{\frac{2}{K}} + \frac{T_s}{T_{z_m}} \cdot \left(\frac{P_s}{P_{z_m}}\right)^{\frac{2(K-1)}{K}} \cdot \left(\frac{f_e \mu_e}{f_a \mu_a}\right)}} \dots \dots \dots (18)$$

其中 P_s 、 T_s 为扫气箱中的压力 (公斤/厘米²) 与温度 (°K); P_{z_m} 、 T_{z_m} 为气缸中的平均压力与温度; P_0 为大气压力; α 为曲柄转角。

从(18)式中可以看出:要求得 μ_m 与 μ_r 之值,则 μ_a 与 μ_e 应该已知,同时在逐段计算法中也要应用到 μ_a 、 μ_e 与曲柄转角之间的函数关系,即在不同气口开启时 μ_a 与 μ_e 之值。在 A. C. 奥尔林教授的二冲程内燃机计算法中^[8] 所用到的气口系数为:初排气阶段排气口流量系数 μ_1 ,强制排气时排气口流量系数 μ_h 以及扫气口流量系数 μ_a ; 其中 μ_1 和 μ_h 相当于 μ_a 在初排气和排气阶段的平均值, μ_h 则相当于 μ_e 的平均值。可见 μ_a 与 μ_e 是最基本的气口系数,因此气口系数测定的根本问题是求得在不同气口开启情况下的 μ_a 与 μ_e 之值。

到现在为止,要从运转着的机器上测得参数来求得气口系数还存在一定的困难。虽然人们可以根据 E. 尼得曼尔法^[9] 通过在发动机上所测得的数值来计算气口系数,但是必须知道气缸中气体温度与曲柄转角之间的关系,但这一温度的测定在高速发动机上是极困难的,因为这需要利用无惯性的温度计,而且也是不可靠的。因为,燃烧气体与气缸之间的传热现象和不均匀的燃烧,在气缸中气体的温度也是各处不同的。所以,在试验研究中通常是在模型上根据稳定流动来测得发动机的气口系数。

图3是作者测量兰茨(Lantz Lt 85D)二冲程曲柄箱回流扫气式柴油机气口系数所用的试验装置示意图。该发动机的基本数据如下:气缸数1,直径85毫米,行程94毫米,气缸容积533厘米³,有效压缩比16.2:1,转速2800转/分,活塞平均速度在2800转/分时为8.8米/秒,额定功率13马力,公升功率在13马力时为24.4马力/公升,排气口高度29毫米,进气口高度18.8毫米,曲轴半径与连杆长之比1:4。

空气通过空气流量表1及空气压力稳定器2进入鲁茨扫气泵3,扫气泵由电动机4带动。空气被压缩到一定的压力,通过管路流入曲柄箱(5是支架),然后通过鑄在气缸内的进气道进入发动机的工作气缸7,再由排气口流入大气。在试验中用水银温度计测量进气温度及气缸气体温度,用U形管压力计测量扫气压力及气缸气体压力,从空气表上可以读出在测量时间内通过气口的空气流量。这种测量每当改变一次活塞

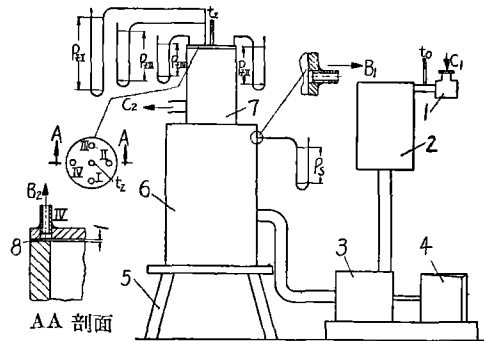


图3 测量二冲程柴油机兰茨气口系数的试验装置示意图

B_1 、 B_2 —通到U形压力测量计;
 C_1 —空气进口; C_2 —空气出口

位置时重复一次。为了能精确测量气缸压力起见,在气缸盖上同时在对称的四点上来测量,然后取其平均值来计算气口系数。此外为了避免测得气体的动压头,压力测量管的安装如图3的AA剖面所示。

在初排气阶段,进气口是被活塞遮蔽的,因此为了测量初排气阶段的排气口系数,试验装置要稍改变,压缩空气不由曲柄箱引入气缸,而是由引导管直接通向气缸盖流入气缸,通过排气口进入大气。

气口系数的计算公式如果略去在微小压力差下气体的压缩性,并选用平均比容,则有如下的简化形式:

$$G_{sec} = \frac{f_e \mu_e}{V_s} \cdot \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^{\frac{1}{K}} \cdot \sqrt{2g(P_s - P_z)} \cdot V_{me} \dots \dots (19)$$

$$G_{sec} = \frac{f_a \mu_a}{V_z} \cdot \left(\frac{P_z}{P_0}\right)^{\frac{1}{K}} \cdot \sqrt{2g(P_z - P_0)} \cdot V_{ma} \dots \dots (20)$$

式中: G_{sec} —流过气缸的每秒钟流量,公斤/秒;
 V_s 、 V_z —扫气室与气缸中的气体比容,米³/公斤;
 V_{me} 、 V_{ma} —扫气室与气缸中的平均比容,米³/公斤。

$$V_{me} = \frac{V_z}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^{\frac{1}{K}}\right]$$

$$V_{ma} = \frac{V_z}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_z}{P_0}\right)^{\frac{1}{K}}\right]$$

V_s 及 V_z 不易测得,故可通过状态方程将它消去,

$$V_s = \frac{RT_s}{P_s} = \frac{R \cdot T_s \cdot \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^{\frac{K-1}{K}}}{P_z}$$

$$V_z = \frac{RT_z}{P_z}$$

通过变换后可得到计算气口系数的公式，

$$\mu_o = \frac{G_{sec}}{f_e \cdot \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^{\frac{1}{K}}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_z \cdot \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^{\frac{K-1}{K}}}{g \cdot (P_s - P_z) \left[1 + \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^{\frac{1}{K}}\right] \cdot P_s}} \quad (21)$$

$$\mu_a = \frac{G_{sec}}{f_a \cdot \left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{1}{K}}} \cdot \sqrt{\frac{RT_z}{g \cdot P_s (P_s - P_0) \left[1 + \left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{1}{K}}\right]}} \quad (22)$$

计算中取 $R=29.7$ 米·公斤/公斤·度, $g=9.81$ 米/秒²

这样,气口系数就可通过方程(21)、(22)根据测定之值求得,结果如图4所示。在图中用虚线表示的 μ_a 曲线是在压力比为 1.005 的情况下测量计算的,另一条用中心线表示的 μ_o 曲线是在压力比为 1.02 情况下测量计算的。可见如压力比变动不大的话,对气口系数不产生很大的影响。

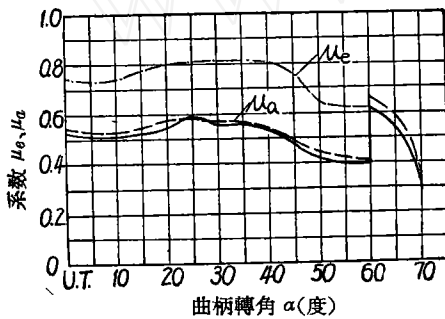


图4 气口系数与曲柄轉角的关系
 $\mu=f(\alpha)$; U. T.—下死点

此外,曲线 μ_a 的变动在扫气开始处发生一突然上升的现象,产生这一现象的原因,大致可作如下解释:

(1) 在初排气阶段由活塞所揭开的气口断面较小,因此活塞与气缸之间的间隙就占据了气口有效断面中不可忽略的一部分,如图5所示, f_{a_1} 为计算面积, f_{a_2} 为气流的实际通过面积,而在计算中却没有计及这一部分气口断面。由方程(22)可看出,在压力与温度不变的情况下,流量系数 μ_a 之值与 f_a 成反比。

(2) 在测量扫气阶段气口系数时,气流的流动是向上的,在气缸盖处折回再向下,气流在气缸盖处有一冲击作用,因此测得的压力可能包含一部份动压头,即略高;而在测量初排气阶段气口系数时,气流的流动是由气缸盖处流入再向下由排气口排出,在气缸盖处没有气流的折回,因此与扫气阶段相反,在压力测定可能引起压力的下降(图6)。这样用方程(21)又可说明:在较低的气缸压力情况下应求得较高的气口系数。

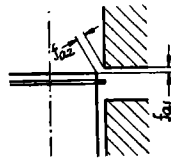


图5 在初排气阶段活塞与气缸之间的间隙对气口面积的影响

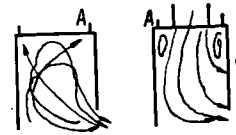


图6 扫气与初排气阶段气流在气缸中流动示意图
A—压力测定点

根据所求得的气口系数值,在图7中同时绘出气口几何开启度 σ 、气口有效开启度 $\mu\sigma$ 、气口系数与曲柄轉角关系的曲线。从图中可以看出,气口系数对气口有效开启度的影响以及气口几何开启度与气口有效开启度之间的差别。

$$\text{其中: } \sigma = \frac{L_z}{H} \% = \frac{\text{所打开的气口高度}}{\text{行程长}} \%$$

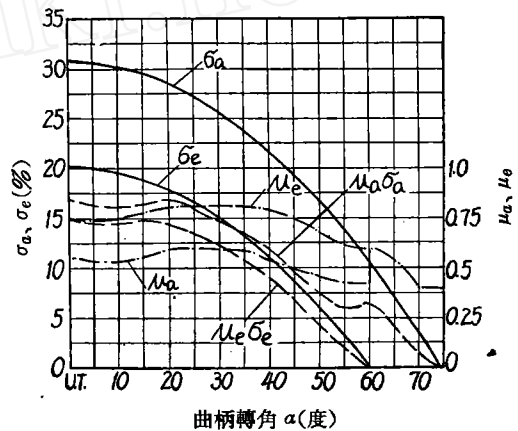


图7 气口几何开启度、有效开启度、气口系数与曲柄轉角的关系

$$\sigma_e, \sigma_a, \mu_o, \mu_a, \mu\sigma_a, \mu\sigma_e = f(\alpha)$$

U. T.—下死点

三、气口系数对发动机性能的影响

气口尺寸及处在气缸下部的气口位置,对二冲程内燃机的性能起着决定性作用。而气口系数之值直接与气口有效开启度或有效时面值有关,因此,气口系数的大小也必然影响到二冲程内燃机的性能。这里根据 H. 李斯特教授的算法^[1]来研究一下气口系数对发动机性能的影响。这一计算是以下列公式为依据的:

$$\begin{aligned} \text{平均有效压力} \\ P_e = K(1 - \sigma_e - 0.0057\sqrt{A_a} + 2.4 \cdot 10^{-5} A_a)(1 - e^{-\sigma_e}) \\ - \frac{1}{1.77 \cdot 10^9} \cdot \frac{A'_e \cdot J_0^3}{\sigma_e^2 \cdot \eta_{ad}} - P_r \dots \dots (23) \end{aligned}$$

式中: P_r ——平均摩擦压力,公斤/厘米²

$$\text{有效燃料消耗量 } b_e = b_i / \eta_m \dots \dots (24)$$

式中： b_i ——指示燃料消耗量，克/馬力·小时
机械效率 $\eta_m = P_e / (P_e + P_r) \dots\dots\dots (25)$

扫气过量空气系数
 $\lambda_0 = 4632 \cdot \frac{1}{A_e} \cdot \sqrt{T_0}$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}}}}{\sqrt{1 + \frac{1}{\eta_{ad}} \left[\left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1\right]}} \cdot \sigma_e^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1} \dots\dots\dots (26)$$

相对排气口高度

$$\sigma_a = \sigma_e + 0.00285 \sqrt{A_a} - 1.2 \cdot 10^{-5} \times A_a \dots\dots (27)$$

其中

$$A_a = \frac{Dn}{\beta_a \sin \gamma_a \mu_a}; \quad A_e = \frac{Dn}{\beta_e \sin \gamma_e \cdot \mu_m} \dots (28)$$

式中： D ——气缸直径，米；

n ——发动机转速，轉/分；

β_a, β_e ——排进气口相对于气缸周长的宽度，%；

γ_a, γ_e ——排进气口对气缸中心线的倾角。

对兰茨二冲程柴油机，以上公式中的特性数有下述諸值： $K=12.7, a'=1.31, P_s/P_0=1.25, \eta_{ad}=0.8$ (压气机絕热效率)， $P_r=1.6, D=0.085$ 米， $n=2800$ 轉/分， $\beta_a=0.25, \sin \gamma_a=0.834, \beta_e=0.315, \sin \gamma_e=0.834$ 。

根据上述公式及計算結果繪出图 8 及图 9，从图中可以看出：当 μ_m 增加时，相当于 $P_{e,max}$ 与 $b_{e,min}$ 的进气口相对几何长度縮短，因为 μ_m 的增加实际上就是加大了气口的有效长度，以致在保証相同的气口有效时面值的情况下，可以减低气口的相对几何高度。与此相反，当 μ_a 增加时，則所需的进气口长度应加长，这是因为初排气时面值由于 μ_a 的增加而加大了，因而可

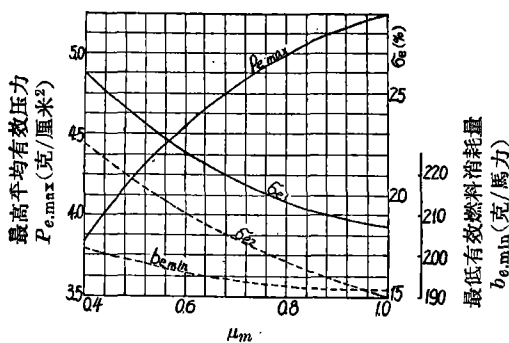


图 8 μ_m 对发动机性能的影响

$$\sigma_e, P_{e,max}, b_{e,min} = f(\mu_m)$$

($P_s/P_0=1.25; \mu_a=0.52; n=2800$ 轉/分)

曲线： σ_{e_1} —在 $P_{e,max}$ 时的 σ_e ；

σ_{e_2} —在 $b_{e,min}$ 时的 σ_e (σ_e 为进气口相对高度)

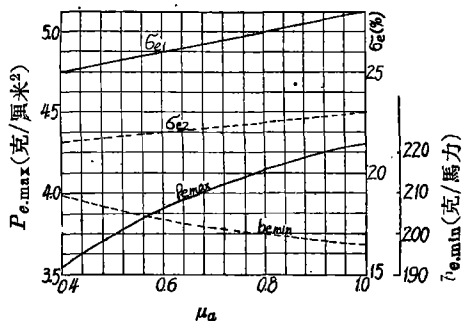


图 9 μ_a 对发动机性能的影响

$$\sigma_e, P_{e,max}, b_{e,min} = f(\mu_a)$$

($P_s/P_0=1.25; \mu_m=0.4; n=2800$ 轉/分)

曲线： σ_{e_1} —在 $P_{e,max}$ 时的 σ_e ； σ_{e_2} —在 $b_{e,min}$ 时的 σ_e

以縮短进排气口之間的高度差，即可以加高进气口的相对几何高度。另外，从图中可以看到当发动机的气口系数提高时，也必然可以提高发动机的馬力以及改善发动机的經濟性，这是由于发动机的冲程损失系数随着气口几何高度的降低而縮小的緣故。

根据工程师 G. 費希廷哥在德累斯登高等工业学校內燃机和汽車研究院对于二冲程柴油机 NZD 12.5 所作的試驗結果 (該发动机为一迴流扫气二冲程柴油机) [6][7]，活塞棱角經過整圓后，气口系数得到提高；提高气口系数的发动机經試驗証明，其馬力及燃料經濟性均有改善。这一試驗結果，完全証实了上述計算分析的正确性。

主要参考文献

- [1] M. B. 基尔皮契夫：相似理論，科学出版社，1957。
- [2] 吳吉湘：試驗用二冲程发动机的模化，“重型机械”1958年5期。
- [3] H. List: Der Zweitakt. Springer-Verlag. Wien 1950.
- [4] P. Hold: Reduzierter Zeitquerschnitt und Durchflusszahl bei Spülsystemen von Zweitaktmaschinen. MTZ. 1941. Heft 3.
- [5] E. Niedermayer: Untersuchung des Spülvorganges am Zweitaktmaschinen. Dieselmotoren Sonderheft VII (Berlin) 1938, 15 頁
- [6] F. Meissner: Entwicklungsarbeiten am Zweitakt-Dieselmotor NZD 12.5, Kraftfahrzeugtechnik, 1958.
- [7] G. Feichtinger: Untersuchungen an einem Dieselmotor. Diplomarbeit im Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. 1955.
- [8] A. C. Орлин: Двухтактные легкие двигатели. Москва. 1950.