

72.552

NRJ

# 内燃机 二冲程过程

南京  
大学  
图书馆  
藏

# 目 录

## 第四卷 第二部原序

### 第一篇 配气方式与充量更换效果間的关系 .....1

#### 第一章 导言 .....1

#### 第二章 直接在气缸前后有大型扫气容器与大型排气容器 .....3

##### 第一节 混合气内部形成(直接喷射发动机或空气喷射发动机)与对称配气時間的发动机 ...3

###### (一) 早期排气 .....3

###### (二) 扫气.....19

###### 1. 决定扫气空气量 .....20

###### 2. 扫气系統与扫气度 .....43

###### 3. 决定气缸中在扫气終了时的温度 .....72

###### 4. 利用扫气曲綫决定扫气度 .....77

###### (三) 过后排气.....79

###### (四) 总充量与輸气度.....80

###### (五) 由試驗决定充量更换时的温度变化与总充量.....81

###### (六) 充量更换效果、效率与有效压力間的关系 .....91

###### 1. 已知发动机配气数据,求取指示功率.....92

###### 2. 扫气泵的功 .....93

###### 3. 摩擦功 .....94

###### 4. 有效压力 $p_e$ 与效率 $\eta_e$ .....94

###### (七) 简单气孔配气最有利設計的規律.....96

###### 1. 求取最高有效压力的配气 .....96

###### 2. 已定空气消耗量时,求取最高有效压力时的配气 .....108

###### 3. 求取最有利燃料消耗量的配气数据.....106

###### 4. 有效压力、燃料消耗量与配气参数間关系的概述 .....106

###### (八) 具有对称配气時間的二冲程发动机,計算配气尺寸举例.....

##### 第二节 具有内部混合气形成与不对称配气時間的发动机 .....1

###### (一) 概述 .....1

###### (二) 具有不对称配气時間的配气时,扫气过程与充气过程的計算.....

###### 1. 压力变化与扫气效果的逐步計算.....

###### 2. 决定扫气效果的簡化方法.....

###### 3. 具有不对称配气時間的配气时,最有利設計的規律 .....1

###### (三) 在增压发动机上的研究 .....1

###### (四) 不对称配气发动机計算配气尺寸的举例 .....1

|                                                          |            |
|----------------------------------------------------------|------------|
| 第三节 内部混合气形成与用排气节流的增压 .....                               | 152        |
| 第四节 在充量更换前与充量更换时形成混合气的发动机 .....                          | 155        |
| (一) 充量更换前形成混合气的发动机 .....                                 | 155        |
| (二) 充量更换时形成混合气的发动机 .....                                 | 165        |
| 1. 分层扫气过程时的计算研究 .....                                    | 167        |
| 2. 分层扫气时的指示效率 .....                                      | 168        |
| (三) 充量更换与调节 .....                                        | 169        |
| 第五节 由试验决定充量更换的参数值 .....                                  | 171        |
| (一) 概述 .....                                             | 171        |
| (二) 测定值与测量方法 .....                                       | 172        |
| 1. 空气消耗量或充量消耗量, 流量系数 .....                               | 172        |
| 2. 扫气度 $\lambda_s$ .....                                 | 174        |
| 3. 输气度 .....                                             | 176        |
| 4. 充气度 .....                                             | 177        |
| 5. 过量空气系数 $\lambda$ 与 $\lambda_0$ .....                  | 178        |
| 6. 压缩开始时的充量状态 .....                                      | 178        |
| 7. 总结 .....                                              | 178        |
| 第六节 变化运转条件下的二冲程发动机 .....                                 | 179        |
| (一) 二冲程发动机的扭矩特性曲线 .....                                  | 179        |
| (二) 二冲程发动机的功率与燃料消耗量所受外界状态的影响 .....                       | 186        |
| 1. 外界状态与标准状态略有差别时 .....                                  | 186        |
| 2. 外界状态与标准状态有较大的差别时——高空发动机 .....                         | 190        |
| <b>第三章 具有小容器的扫气系统与排气系统 .....</b>                         | <b>195</b> |
| 第一节 具有曲轴箱扫气的发动机 .....                                    | 195        |
| (一) 按照近似方法计算空气消耗量或充量消耗量 .....                            | 195        |
| 1. 具有吸入活瓣的曲轴箱泵 .....                                     | 196        |
| 2. 具有活塞控制吸入孔的曲轴箱扫气泵 .....                                | 198        |
| (二) 气孔尺寸的經驗值 .....                                       | 202        |
| (三) 曲轴箱扫气发动机的输气度、有效压力与效率 .....                           | 203        |
| (四) 摩托车发动机的功率参数、燃料消耗量与充量更换参数的计算 .....                    | 203        |
| 1. 充量消耗量的逐步计算 .....                                      | 204        |
| 2. 按照近似方法计算充量消耗量 .....                                   | 210        |
| (五) 充量消耗量与转速的关系 .....                                    | 216        |
| (六) 对于功率、燃料消耗量及充量更换参数的各个影响的讨论 .....                      | 217        |
| 1. 概述 .....                                              | 217        |
| 2. 扫气系统的改善 .....                                         | 218        |
| 3. 曲轴箱的冷却 .....                                          | 218        |
| 4. 减少曲轴箱的余隙容积 .....                                      | 219        |
| 5. 由活塞控制的吸气孔过渡到自动的吸气活瓣或另外控制的关闭机构。过渡到气缸上<br>不对称的配气图 ..... | 220        |
| 6. 燃料喷射入气缸 .....                                         | 223        |
| 增加充量消耗量的措施 .....                                         | 224        |

|                                                                                      |            |
|--------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 8. 汽化器与充量更换.....                                                                     | 224        |
| 9. 总结——曲轴箱扫气小型二冲程发动机设计中的计算与试验.....                                                   | 226        |
| (七) 曲轴箱扫气汽化器发动机的特性曲线 .....                                                           | 228        |
| 第二节 具有按行程节奏输气的活塞式扫气泵的发动机 .....                                                       | 229        |
| (一) 决定空气消耗量与充量消耗量 .....                                                              | 229        |
| 第三节 具有相当小扫气容器的发动机 .....                                                              | 237        |
| 第四节 排气系统中压力变化对于充量更换效果影响的概述 .....                                                     | 243        |
| 第五节 具有相当小的排气罐但无排气导管的发动机 .....                                                        | 251        |
| <b>第四章 装有导管的扫气侧与排气侧导管系统 .....</b>                                                    | <b>258</b> |
| 第一节 概述 .....                                                                         | 258        |
| 第二节 具有吸气导管的曲轴箱扫气泵 .....                                                              | 258        |
| (一) 经吸气活瓣的吸入配气 .....                                                                 | 260        |
| (二) 活塞控制的吸气孔 .....                                                                   | 261        |
| 第三节 具有导管的扫气侧与排气侧导管系统 .....                                                           | 263        |
| (一) 概述 .....                                                                         | 263        |
| 1. 不顾及气缸阻尼作用的迭加方法.....                                                               | 263        |
| 2. 顾及气缸阻尼作用的迭加方法.....                                                                | 264        |
| 3. Pischinger 的方法 .....                                                              | 265        |
| (二) 最常用扫气侧与排气侧导管系统的计算过程 .....                                                        | 265        |
| 1. 单气缸发动机.....                                                                       | 265        |
| 2. 多气缸发动机.....                                                                       | 280        |
| <b>第二篇 实际生产发动机的充量更换研究 .....</b>                                                      | <b>287</b> |
| <b>第一章 大型发动机 .....</b>                                                               | <b>287</b> |
| 第一节 双作用式二冲程发动机扫气的研究, V 2×3 Z 42/50 型, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG. 出品 ..... | 287        |
| 第二节 双作用式二冲程柴油发动机, 55 WF-120/40 型, Aktieselskabet Burmeister & Wain 出品 .....          | 296        |
| 第三节 Gebr. Sulzer AG., Winterthur 出品大型发动机的研究 .....                                    | 298        |
| 第四节 Friedrich-Krupp-Germaniawerft AG. 出品大型柴油发动机的研究.....                              | 312        |
| 第五节 由另一活塞控制排气的二冲程柴油发动机, 75 VTF-150/50 型, Aktieselskabet Burmeister & Wain 出品 .....   | 320        |
| 第六节 具有排气阀的二冲程柴油发动机, 62 VTF 115 型, Aktieselskabet Burmeister & Wain 出品 .....          | 323        |
| <b>第二章 中等功率发动机 .....</b>                                                             | <b>327</b> |
| 第一节 Klöckner-Humboldt-Deutz AG. 出品发动机的研究 .....                                       | 327        |
| 第二节 Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG. 出品发动机的研究.....                              | 336        |
| 第三节 Aktiebolaget Atlas Diesel, Stockholm 出品极型柴油发动机 .....                             | 345        |
| 第四节 发动机 31 A 6 $\frac{1}{4}$ M, Fairbanks, Morse & Co. 出品 .....                      | 349        |
| <b>第三章 小功率发动机 .....</b>                                                              | <b>350</b> |
| 第一节 Motorenfabrik Darmstadt AG. 出品发动机的研究 .....                                       | 350        |

|                                                |     |
|------------------------------------------------|-----|
| 第四章 曲軸箱扫气柴油发动机 .....                           | 355 |
| 第一节 Arn. Jung G. m. b. H. 出品具有級差活塞发动机的研究 ..... | 355 |
| 第二节 Motorenfabrik Hatz 出品曲軸箱扫气柴油发动机的研究 .....   | 359 |
| 第五章 曲軸箱扫气汽油发动机 .....                           | 362 |
| 第一节 摩托車发动机 DKW NZ 350 的研究 .....                | 362 |
| 第二节 Heinrich Lanz AG. 出品曲軸箱扫气发生炉煤气发动机的試驗 ..... | 365 |
| 参考文献 .....                                     | 371 |
| 經常采用符号表 .....                                  | 381 |

# 第一篇 配气方式与充量更换 效果間的关系

## 第一章 导 言

在二冲程发动机中,关于配气机构的尺寸与参数、充量在流入气缸前的状态,与由气缸中充量的量与纯度所表征着的充量更换效果間的关系是很复杂的。它們决定于一連串的依賴关系,一部分可以由計算方法来掌握,但其余部分只能通过实验来决定。

为了研究充量更换,整个过程可予以区分,并将各个依賴关系互相分开。

各个部分过程划分的本质,首先可由最简单而又最常采用的二冲程配气——具有对称配气時間的气孔配气来表示。

在工作行程之后,图1中的活塞首先开放排气孔 $a$ 。由于内部較高的压力,气体經排气孔及其后的排气通道系統流入大气中,气缸中的压力于是降低。待压力降低到容器 $S$ 中所存貯的、預經压缩的新鲜充量的压力时——往往也略早一些——,进气孔 $e$ 便开放。由于連續不断的排气与活塞运动的緣故,于气缸中压力繼續降低时,新鲜充量經进气孔 $e$ 流入气缸,并将廢气近乎完全地排出气缸。扫气过程在活塞过止点之后再度上行关闭进气孔 $e$ 后終了。此后,通过排气孔,活塞尙自气缸中挤去一部分充量。随着排气孔的閉沒,开始压缩过程。

在同心式的曲柄机构中,气孔的开启与閉合均位于止点前后相同的曲柄角。故配气時間是对称的。

可以自然地将所述的过程区分为下列阶段:

1. 早期排气 自排气孔开启到新鲜充量开始流入气缸时为止;
2. 扫气 同时存在着进气与排气;
3. 过后排气 充量經排气孔挤出。

由于气缸充量的损失,过后排气是不希望有的。因之在某些配气机构中,經過特殊設計的配气机构,将排气的停止予以提早,以产生不对称的配气時間。由提早停止排气的节流結果,接近扫气終了时,气缸中的压力上升,故可在配气停止后达到或超过扫气压力。

此时,二冲程发动机即以增压来工作。若将排气在扫气时或只在扫气終了时予以节流,可以在对称的配气时间,亦即以简单的气孔扫气获得增压。

当混合气在发动机的内部形成时(狄塞尔发动机,以燃料喷入气缸中的奥托发动机),新鲜充量即由空气组成,当混合气在外部形成时(煤气发动机,汽化器发动机),则由燃气或燃料蒸气与空气的混合物组成。将两种发动机型式分别予以讨论是必要的,因为混合气在内部形成的机器,在扫气时新鲜充量的损失对于效率的影响较小,而混合气在外部形成的机器则有较大的影响。因此,对于两种机器型式在设计配气时的课题与要求亦略有不同。

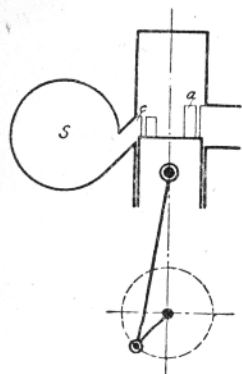


图1 筒式气孔配气的简图

当研究二冲程配气时,应确定充量更换时所流入与流出的气体量,而充量更换的效果则通过以后将予以定义的扫气度  $\lambda_s$  及总充量  $\lambda_g$  或输气度  $\lambda_l$  来表示。

在许多的情况中,扫气空气对于气缸容积壁部的冷却效果,首先是对于活塞顶部的冷却效果,对于工作容积功率的极限有影响,因此,在二冲程配气的研究中将予以顾及。

在作二冲程配气的初步计算时,必须由所拥有的压力差、变化的配气截面、变化的气缸容积及气缸前后所接装通道系统的形式,计算出流入气缸中的及由气缸中流出的气体量。

即使通道系统是很复杂时,也基本上可以按照第一部中所给的方法来计算。但只有在气缸上接装有较大的容积,而其中的压力在充量吸取或废气输入时很少有改变时,始能获得简单的关系。该关系在简化后可以用完整的公式表示,并以图表表示之。如果为接装有相当小的容器与管段的复杂通道系统时,应对每一情况个别地进行计算。

下面将从发动机的最简单情况出发,它具有很大的扫气容器并直接向大气或向一很大排气罐排气。

在这些假设下,亦即是在不变的扫气压力与背压力下表征充量更换效果的数值,即作为发动机的基本数值。它们将因装在前面及后面的通道系统的设计,作有利的或不利的变化。

预先估计正常二冲程发动机配气时,可由这些基础数值出发。作发动机复核研究时,倘有可能,确定基础数值并接着将通道系统对于充量更换的影响分别地予以求取,亦是好办法。在大多数的情况中,若基础数值并不因所取的进气系统与排气系统而致恶化时,则后者的设计应可认为满意。虽然在许多的情况中,可以使装在前后的通道系统对充量更换发生有利的影响,但往往不作此打算。

## 第二章 直接在气缸前后有大型扫气容器 与大型排气容器

### 第一节 混合气内部形成(直接喷射发动机或空气 喷射发动机)与对称配气时间的发动机

图2为此项装置的简图。空气由扫气泵在扫气容器中压力为  $p_s$  的情况下输入扫气容器  $S$  中,它是这样庞大,以致虽有脉动的流出,亦可使扫气压力  $p_s$  的波动仍属很小,并可不予计及。排气罐  $T$  亦属相同。排气罐经一尺寸很大的孔口与外界空气相连接,故排气罐中的压力可作为等于外界压力  $p_0$ 。

#### (一) 早期排气

在工作行程中,于燃烧終了后,倘若不顾及对于壁部的热传导时,气缸中的压力将按照下列关系下降:

$$pV_s^{\gamma} = \text{定值}$$

随着排气孔的开始开启,除由于活塞运动的压力降低外,尚有由于充量经排气孔流出而引起的压力降低。

决定排气孔尺寸时,应遵照下列的观点:

(1) 在排气孔关闭之后,压缩始行开始,故有效的行程容积随着气孔长度的增大而减少,但就工作过程言,它应尽量大一些。

(2) 为了完全防止排气的气体倒流入扫气容器中,排气孔应做得如此之长,使气缸中的压力在进气孔开启时,已降低到扫气压力。

为了争取最好地利用工作容积,必须在两个彼此矛盾的要求间获得协调,使在已知的其他情况时,有效压力  $p_e$  达其最大值。由此,排气孔应做得较(2)中所要求的为短,并允许有适度的倒流进入扫气系统中。倘若为了使用寿命与运转可靠性,并不绝对争取最大可能地利用行程容积时,则气孔尺寸最好按照第二要求来决定。

在下面首先谈及无倒流运转时的气孔计算,并接着讨论缩短排气孔时的倒流情况。

无倒流的运转时,气孔尺寸的决定完全以气缸中的压力变化为标准。

用计算来决定气缸中的压力变化时,可以采用本卷第一部第二篇第二章第二节中所作的假定。

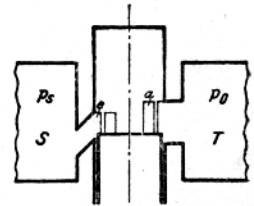
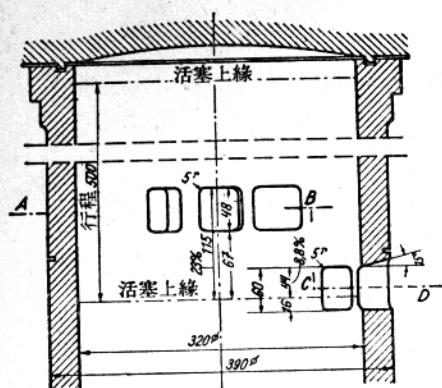


图2 具有大型扫气容器  $S$  及大型排气容器  $T$  的简单气孔配气的简图



切面 ABCD

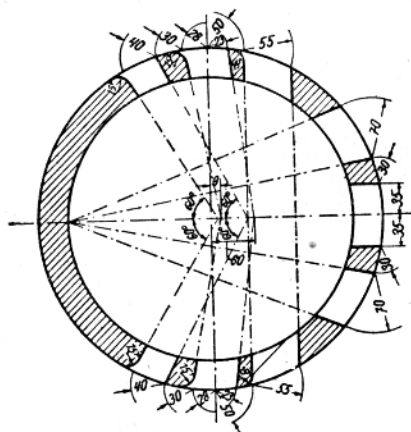
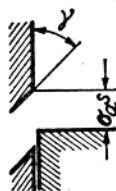
图3 Graz 工学院试验用机器的气孔配置  
( $D=320$  毫米,  $s=500$  毫米)

图 4

对于任意形状的气孔, 在公式中取  $\frac{f}{6nV_h}$  来代替  $\frac{\sigma}{180w_m}$ , 其中  $f$  以米<sup>2</sup>计,  $V_h$  以米<sup>3</sup>计, 或者, 为了在较小的发动机中  $f$  及  $V_h$  的数值太小, 不便计算, 可用  $\frac{f}{60nV_h}$ , 其中  $f$  以厘米<sup>2</sup>计,  $V_h$  以升计。

【例】 计算二冲程发动机在早期排气时的压力变化:

此处根据 Graz 工学院内燃机教研室某一试验机器的数据:  $D=320$  毫米;  $s=500$  毫米;  $n=120$  转/分。连杆比  $1/6$ 。图 3 示气孔配置,  $\sigma_a=0.23$ ;  $\beta_a=0.29$ ;  $\gamma_a=90^\circ$  (图 4)。压缩容积为 2.58 升。  $z=0.835+\sigma'$ ,  $\sigma'$  作为自由的气孔长度。

根据相似机器在早期排气时压力变化的测量, 取  $\mu_a=0.65$  作为平均值。

计算时, 取气缸中在早期排气开始时的下述状态作出发点:  $p_{zs}=2.58$  公斤/厘米<sup>2</sup>;  $T_a=860^\circ\text{K}$ 。外界压力为  $p_o=1.0$  公斤/厘米<sup>2</sup>。计算时取  $\kappa=1.33$  与气体常数  $R=29.7$ 。数值  $\kappa$  应与废气组成及平均温度相配合, 而气体常数则与废气组成相配合。

由于流出是以超临界开始的, 故以公式 (80)/I 计算。对于第一时间间隔择取  $\Delta\alpha=5^\circ$  曲柄角, 按照图 5, 它是在  $119^\circ$  曲柄角时开始。

以数值  $\Delta z=0.034$ ,  $\sigma_a''=0.017$ ,  $z''=0.852$ ,  $w_{mu}=1.1$  米/秒 (按照公式 (67a)/I),  $\psi=2.1$  (按照图 6), 可由公式 (80)/I 得到

$$p_z''' = 2.58 \frac{1 - \frac{1.33}{1.704} \left[ \frac{2.10}{180 \cdot 1.1} \cdot \sqrt{29.7 \cdot 860} \cdot (0.65 \cdot 0.017) \cdot 5 + 0.034 \right]}{1 + \frac{1.33}{1.704} \left[ \frac{2.10}{180 \cdot 1.1} \cdot \sqrt{29.7 \cdot 860} \cdot (0.65 \cdot 0.017) \cdot 5 + 0.034 \right]} = 2.11 \text{ 公斤/厘米}^2$$

在间隔終了时的温度可由计算或由图 7 求得:

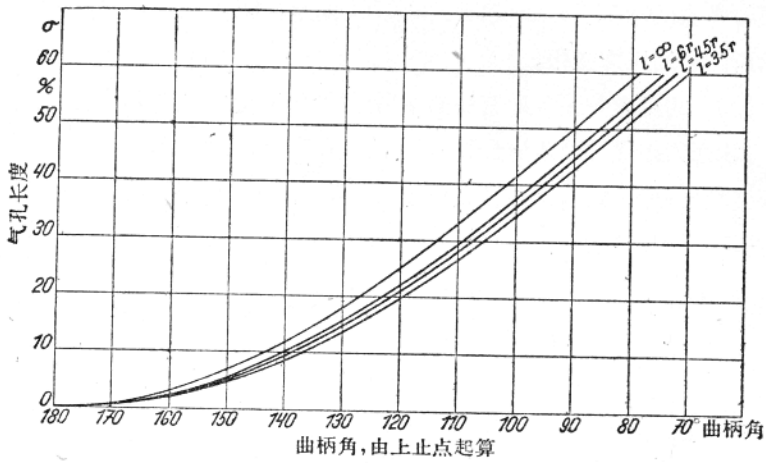


图5 气孔长度与开启角间的关系

$$T_z''' = \left( \frac{2.11}{2.58} \right)^{0.248} \cdot 860 = 818^\circ \text{K}$$

在超临界区域中, 计算接着同样分间隔进行。为了在亚临界区域中不必改换公式, 倘若用次一间隔中点的估计压力  $p_z$  从图6中取  $\psi$  的数值, 则公式(80)/I 亦可继续利用, 此时, 若所计算的压力与预先估计的  $p_z''$  有较大的差异时, 可以重复进行计算。若在亚临界

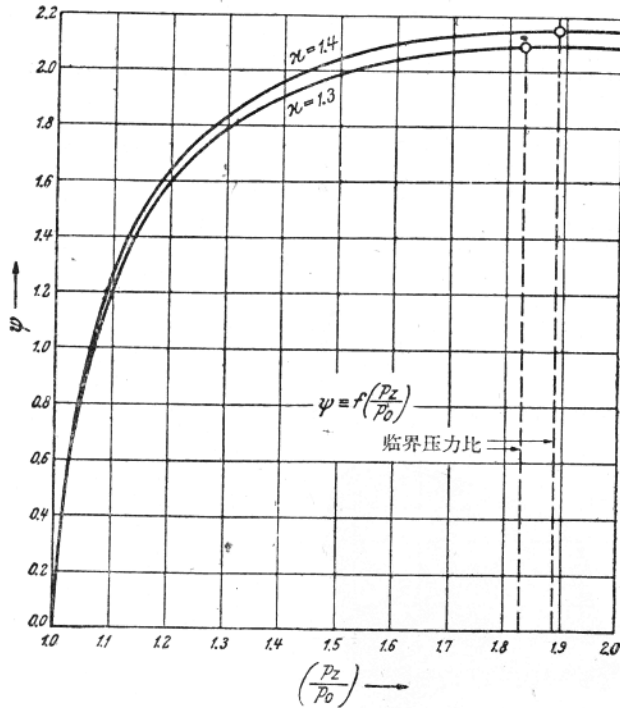


图6 函数  $\psi$

区域中需要較多次的計算时,則改用公式(82)/I 更为合理。

图 8 示所計算的压力变化。

流量系数  $\mu_a$  的压力关系可如第一部中所述的予以顾及。在逐步的計算中,若具有試驗結果时,可以毫无困难地引入流量系数的压力关系与形状关系。

若需要复核已知的情况,例如核驗已設計的气孔尺寸时,早期排气时的压力变化可逐步地予以計算。

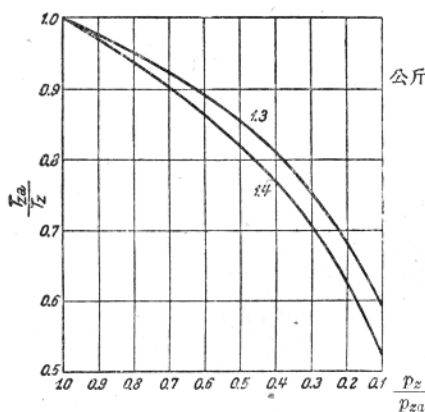


图 7  $\lambda=1.3$  及  $\lambda=1.4$  时的温度情况与压力情况

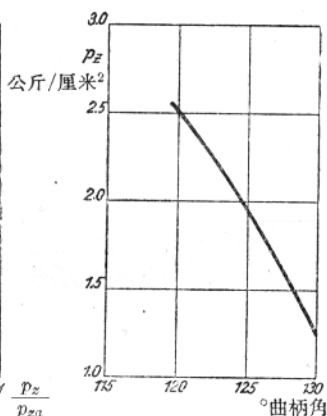


图 8 例中早期排气时所計算的压力变化

逐点計算方法并不适合于排气孔的預先計算,因为压力变化对于气孔尺寸的反推論并不可靠。

作为气孔尺寸决定准則的、气孔长度与早期排气終了压力間的关系,倘若計算是基于簡化的假設时,可以很简单地表示出来。

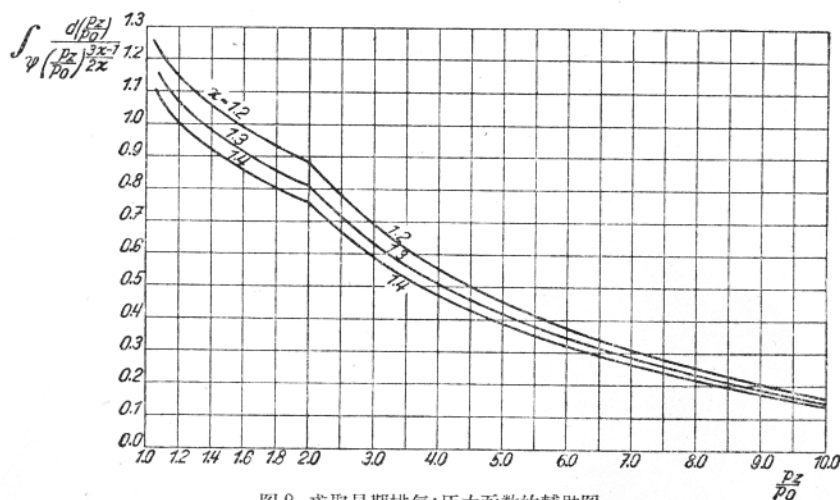


图 9 求取早期排气:压力函数的輔助图

早期排气时,由于活塞运动所增加的气缸容积对于压力变化的影响一般是不很大的,因此可以只作近似计算。

由公式(79)/I 可积分得到

$$\int_{\alpha_a}^{\alpha_g} \sigma d\alpha = -\frac{180 w_{ma} z_m}{\mu_a \kappa \sqrt{RT_{z3}}} \cdot \left(\frac{p_{z3}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \int_{\frac{p_{z3}}{p_0}}^{\frac{p_{ze}}{p_0}} \frac{d\left(\frac{p_z}{p_0}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}} - \frac{180 w_{ma}}{\mu_a \sqrt{R}} \int_{z_a}^{z_g} \frac{dz}{\psi \sqrt{T_z}}$$

右边第二项包括由于活塞运动而引起容积变化的影响。为了可以积分计,以初始数值  $\psi_{\max}$  及  $T_{z3}$  来代替变值  $\psi$  及  $T_z$ , 故近似地:

$$\begin{aligned} \int_{\alpha_a}^{\alpha_g} \sigma d\alpha = & -\frac{180 w_{ma} z_m}{\mu_a \kappa \sqrt{RT_{z3}}} \cdot \left(\frac{p_{z3}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \int_{\frac{p_{z3}}{p_0}}^{\frac{p_{ze}}{p_0}} \frac{d\left(\frac{p_z}{p_0}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}} \\ & + \frac{180 w_{ma}}{\mu_a \psi_{\max} \sqrt{RT_{z3}}} (\sigma_a - \sigma_e) \end{aligned} \quad (1)$$

对于那些沿着圆周为不等宽度的气孔,在公式(1)中左边以  $\int f d\alpha$  代入,右边以积  $6 V_h n$

( $V_h$  米<sup>3</sup>,  $f$  米<sup>2</sup>) 或  $60 V_h n$  ( $V_h$  升,  $f$  厘米<sup>2</sup>) 代替  $180 w_{ma}$ 。

右边第一项的积分可以用图解法求得,并示于图9中。

左边的角度开启值——图10——可以用计算方法,或在相等宽度的气孔时用图解求得。

取  $\lambda$  作连杆比,由下(内)止点起算的活塞路程为:

$$x = \frac{1}{2} (1 - \cos \alpha) - \frac{\lambda}{4} \sin^2 \alpha$$

由此,取  $\sigma'$  作自由的气孔长度,  $\alpha$  以弧值计,可得:

$$\int_{\alpha_a}^{\alpha_g} \sigma' d\alpha = x_a (\alpha_a - \alpha_e) - \int_{\alpha_a}^{\alpha_g} x d\alpha$$

并积分:

$$\begin{aligned} \int_{\alpha_a}^{\alpha_g} \sigma' d\alpha = & \frac{1}{2} [\sin \alpha_a - \sin \alpha_e - (\alpha_a - \alpha_e) \cos \alpha_a] \\ & - \frac{\lambda}{16} [\sin 2\alpha_a - \sin 2\alpha_e - (2\alpha_a - 2\alpha_e) \cdot \cos 2\alpha_a] \end{aligned} \quad (2)$$

第二项表示有限连杆长度的影响,并相当于以  $\frac{\lambda}{8}$  乘以双倍角度间的角度开启值。图11与12中,表示着角度开启值与  $\sigma_e$  及  $\sigma_a - \sigma_e$  ( $\alpha$  以角度计) 的关系。有限连杆长度的影响是不很巨大的。

将常数项予以合并,可由公式(1)得到适用于不变宽度的气孔:

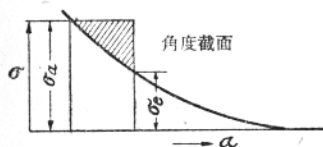
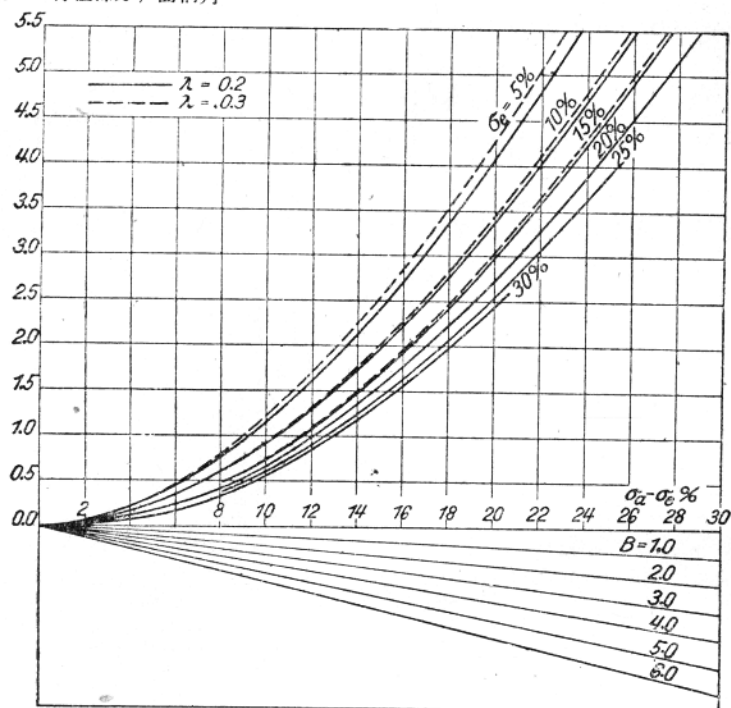


图 10

$\int \sigma_a$  行程部分, ° 曲柄角



$\int \sigma_a$  行程部分, ° 曲柄角

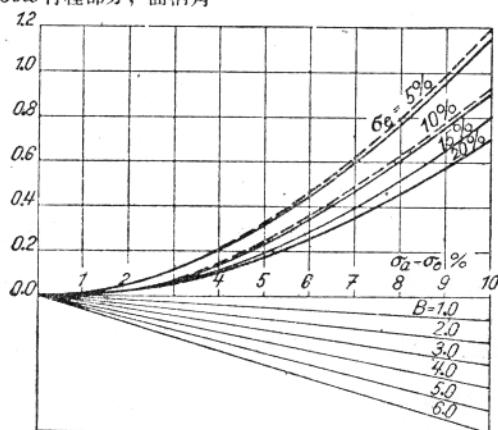


图 11 及 12 求取早期排气: 角度截面与气孔长度的辅助图

$$\int_{\alpha_a}^{\alpha_a} \sigma' d\alpha + B(\sigma_a - \sigma_e) = C \int_{\frac{p_{za}}{p_o}}^{\frac{p_z}{p_o}} \frac{d\left(\frac{p_z}{p_o}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_z}{p_o}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}} \quad (3)$$

其中  $C = 1.5 A_a \frac{z_m}{\kappa \sqrt{RT_{za}}} \left(\frac{p_{za}}{p_o}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}$  与  $B = 1.5 \cdot A_a \frac{1}{\psi_{\max} \sqrt{RT_{za}}}$

数值  $A_a = \frac{Dn}{\beta_a \sin \gamma \mu_a}$  米/分为一参数, 它表示着早期排气。当  $A_a$  愈大时, 为了在气缸中达到一定的压力降, 在其他均属相同的情况下需要愈长的气孔, 对于工作过程则丧失更多的工作容积。

$z_m$  相当于早期排气时的平均气缸容积。取  $\varepsilon$  作为相对于排气孔闭合时容积的有效压缩比, 则

$$z_m = (1 - \sigma_a) \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \frac{\sigma_a - \sigma_e}{2} \quad (4)$$

$\sigma_a$  应首先予以估计, 倘它与计算所得值有较大的差异时, 则应以校正的数值重复进行气孔计算。

公式(3)的右边, 可自己知的机器状态参数与结构参数求取。若将公式(3)右边项的数值绘于图 11 或 12 的纵坐标轴上, 并由该点作与  $B$  线的平行线, 则它与曲线  $\sigma_e$  交点的横坐标为  $\sigma_a - \sigma_e$ 。

在压缩开始时的数值, 亦即是排气孔闭合时的数值  $T'_{za}$ ,  $p'_{za}$  与  $T_{za}$ ,  $p_{za}$  之间, 对于对称的配气时间存在着下列关系

$$\frac{T_{za}}{T'_{za}} = \frac{p_{za}}{p'_{za}} \frac{1}{\delta'} \quad (5)$$

废气与充量的摩尔比值  $\delta'$  可由扫气度  $\lambda_s$  得出

$$\delta' = 1 + \lambda_s (\delta - 1) \quad (6)$$

在已知的过量空气系数或由燃烧后气缸内容的分析, 按照全集第二卷中所导出的关系, 可以决定  $\delta$ 。

膨胀压力  $p_{za}$  可由无充量更换功的指示效率经验数值  $\eta_{i-1}$  及工作过程中相对的热传导  $\varphi_w$  来决定。

按照全集第二卷, 取  $u_5 = u_{za}$ , 对于图 13 的图形存在着如下关系

$$\eta_{i-1} = \eta_u - \frac{\delta' u_{za} - u'_1}{B H_u} - \varphi_w \eta_u$$

如第二卷中所述,  $u'_1$  代表 1 摩尔的充量在燃烧之前的内能,  $\eta_u$  代表转换效率, 亦即是经燃烧所转换的化学能与所输入化学能的比值,  $B$  代表每 1 摩尔所输入的燃料量, 以公斤计, 而  $H_u$  代表每公斤的低热值。

可得

$$u_{z0} = \frac{BH_u(\eta_u - \eta_{i-1} - \eta_u \varphi_w) + u'_1}{\delta'}$$

并由

$$\delta' u_{z0} - u'_1 = \delta' C_{vm} \int_0^{t_{z0}} \cdot t_{z0} - C_{vm} \int_0^{t_1} \cdot t_1$$

求得膨胀終了时的温度

$$T_{z0} = \frac{BH_u(\eta_u - \eta_{i-1} - \eta_u \varphi_w)}{\delta' \cdot C_{vm} \int_0^{t_{z0}}} + \frac{t_1 \cdot C_{vm} \int_0^{t_1}}{C_{vm} \int_0^{t_{z0}}} + 273$$

$t_1$  一般是相当的小。因之可取  $t_1$  以近似地代替右边的第二項。

现在取行程容积等于摩尔容积  $V_h$

$$T_{z0} = \frac{p_{z0} \cdot V_h (1 - \sigma_a)}{\delta' \cdot 848} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

及

$$T_1 = \frac{p_1 \cdot V_h (1 - \sigma_a)}{848} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

此外,再引用下列关系来代替无充量更换功的指示压力  $p_{i-1}$

$$V_h \cdot p_{i-1} = 427 BH_u \cdot \eta_{i-1}$$

則

$$p_{z0} = \delta' p_1 + \frac{1.986}{C_{vm} \int_0^{t_{z0}}} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{1 - \sigma_a} \cdot \frac{\eta_u - \eta_{i-1} - \varphi_w \cdot \eta_u}{\eta_{i-1}} \cdot p_{i-1} \quad (7)$$

式中的容积值  $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} (1 - \sigma_a) = z_a$  为排气孔开启时的气缸容积与工作容积的比值。

$\eta_{i-1}$  相当于图 13 所示工作过程图形的效率,开始点为 1, 膨胀終了点为 5。图 13 中

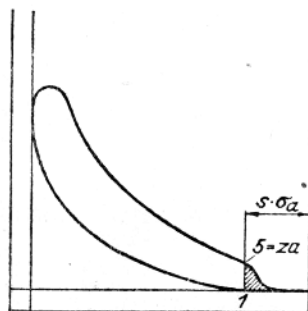


图 13 簡式气孔配气的图

1 与  $\delta$ : 在排气孔开启时与关闭时的活塞位置

斜綫面积: 充量更换功(正值)

划斜綫的面积相当于气缸中的充量更换功  $L_1$ , 它在所擇取的容积中为正值。可以从工作过程的优良度  $\eta_{g-1}$  的经验数据中来决定  $\eta_{i-1}$ 。

因之,

$$\eta_{i-1} = \eta_{v-1} \cdot \eta_{g-1}$$

$\eta_{v-1}$  为压缩比  $\varepsilon$  的完善机器的效率, 它是以有效的行程  $s(1 - \sigma_a)$  为基准的。 $\varphi_w$  的经验数据可于 [1] 及本全集第二卷中覓取。

若过量空气系数  $\lambda$  及输气度  $\lambda_i$  为已知时, 可以取

$$\frac{427 \cdot \lambda_i \cdot H_u}{10000 \cdot \lambda \cdot L_0}$$

以代替公式 (7) 中的  $\frac{p_{i-1}}{\eta_{i-1}}$ 。(  $L_0$  米<sup>3</sup>/公斤 = 每 1 公斤燃料的理論空气量, 以外界状态表示。)

对于极简略的近似计算,可将公式(3)中左边有  $B$  的项略去。此时,公式(3)得到简化的形式:

$$\int_{\alpha_a}^{\alpha_s} \frac{\sigma d\alpha}{180 w_{ma}} = \frac{\int f \cdot d\alpha}{6n \cdot V_h} = \frac{z_m}{\kappa \sqrt{RT_{za}}} \cdot \left( \frac{p_{za}}{p_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \int_{\frac{p_{za}}{p_o}}^{\frac{p_{zs}}{p_o}} \frac{d\left( \frac{p_z}{p_o} \right)}{\psi \cdot \left( \frac{p_z}{p_o} \right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}} \quad (8)$$

由于右边各项与发动机的大小无关,故对于相同的排气情况言,不论发动机的大小如何,左边项应保持不变。由于  $d\alpha = 6n dt$ , 左边项将等于相当于单位工作容积的时间截面,它即称为单位时间截面  $Z$ 。故

$$Z = \frac{\int f d\alpha}{6n V_h} \text{ 米}^{-1} \cdot \text{秒}$$

通常  $f$  以厘米<sup>2</sup> 计,  $V_h$  以升计,故

$$Z = \frac{\int f d\alpha}{60n V_h} \text{ 米}^{-1} \cdot \text{秒}$$

图 14 中给有早期排气的時間截面經驗数据。

当用短排气孔,因之有废气倒流入扫气系统中时,气缸中在进气孔开启后的压力可以逐点地求得,并因之可以确定倒流的废气量,以及倒流对于扫气的影响。

相应地比照公式(80)/I,可取

$$\begin{aligned} \frac{p_z'' - p_z'}{p_z''} = & - \frac{\kappa}{z''} \left[ \frac{\psi_e''}{180 w_{me}} \cdot \sqrt{RT_z} \cdot (\mu_e \sigma_e)'' \cdot \frac{\Delta \alpha}{2} \right. \\ & \left. + \frac{\psi_a''}{180 w_{m1}} \cdot \sqrt{RT_z} \cdot (\mu_a \sigma_a)'' \cdot \frac{\Delta \alpha}{2} + \frac{\Delta z}{2} \right] \end{aligned} \quad (9)$$

由图 6 可自相应的  $\frac{p_z''}{p_s}$  取  $\psi_e''$ , 自相应的  $\frac{p_z''}{p_o}$  取  $\psi_a''$ 。

此计算继续地算到  $p_z = p_s$ , 然后流动方向改变,扫气于是开始。

倒流期间侵入扫气系统中的废气量,可用工作容积的分数值以外界状态来表示:

$$A_r = \Sigma \left( \frac{\psi_e''}{180 w_{me}} \cdot \sqrt{RT_z} \cdot (\mu_e \sigma_e)'' \cdot \frac{T_o}{T_z} \cdot \frac{p_z}{p_o} \cdot \Delta \alpha \right) \quad (10)$$

用直线化方法作倒流的计算,已示于本卷的第一部中。

倒流对于扫气过程与扫气效果的影响,将在下一章中讨论之。

当排气气体经气孔外流时,由于气缸容积中的气体均朝向排气孔运动,故在气缸中产生一流场。

此项流场具有双重的意义:它影响到流量系数  $\mu_a$ , 并使气体对于气缸壁与活塞的热传导提高。

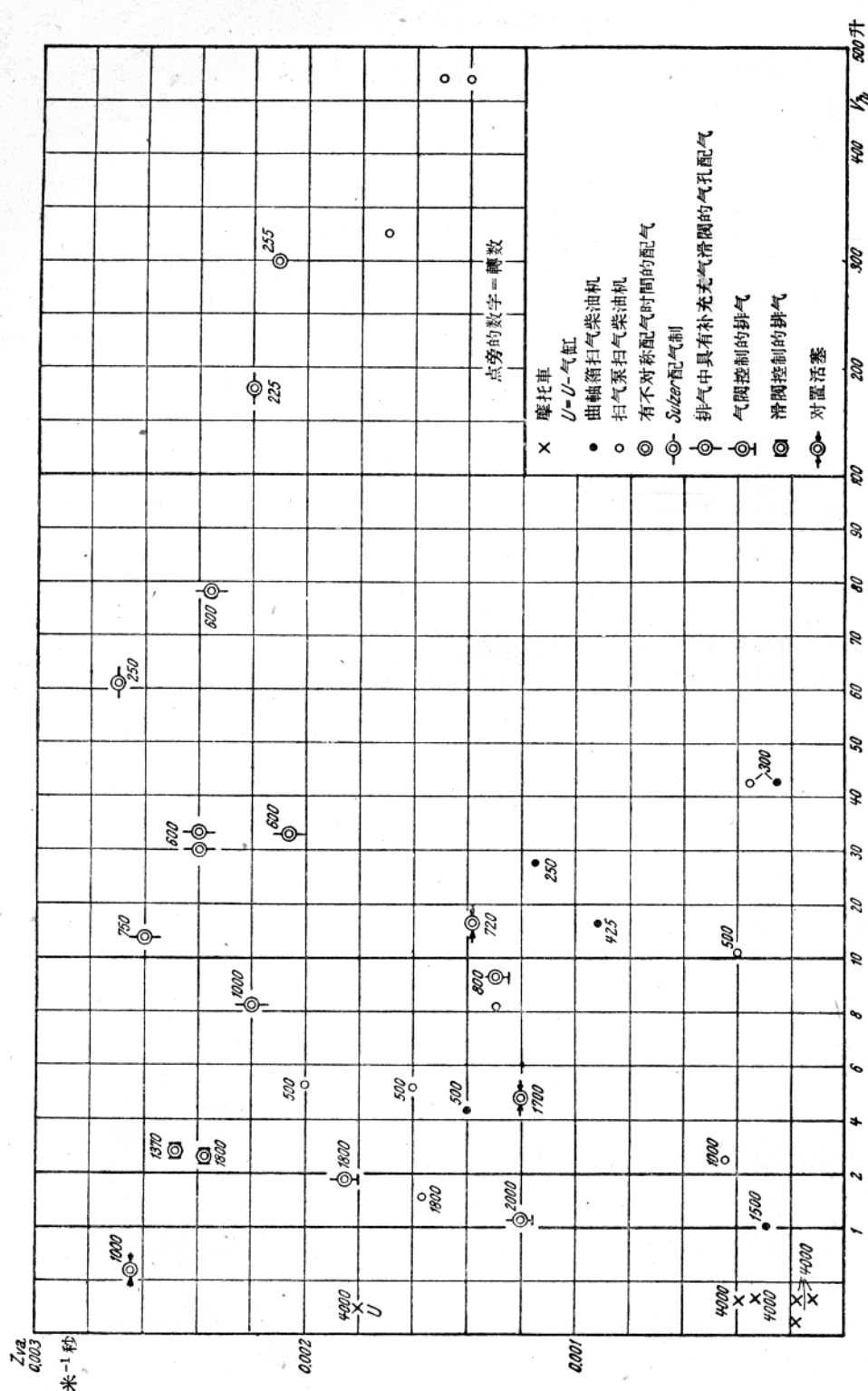


图 14 早期排气的時間截面經驗数据