

內 燃 机 全 集

II. 李斯德 主編

第 四 卷

內 燃 机 的 充 量 更 換

第 二 部

二 冲 程 过 程

II. 李斯德著 培 坤譯

上 海 科 学 技 术 出 版 社

內 燃 机 全 集

И. 李 斯 德 主 編

第 四 卷

內燃机的充量更換

第 二 部

二 冲 程 过 程

И. 李 斯 德 著
培 坤 譯

上 海 科 学 技 术 出 版 社

內 容 提 要

本卷全面地探討了內燃机的充量更換过程,共分三部:第一部为发动机中不稳定流动过程計算研究的基础;第二部为二冲程过程;第三部为四冲程过程与廢气能量供充量更換的利用。

本书系根据第二部譯出,包括两篇,第一篇述配气方式与充量更換效果間的关系,是以第一部的原理为基础而对二冲程的特殊性加以补充。第二篇为对实际生产的发动机所作的充量更換研究,用前面导出的关系式加以計算,并介紹了各种功率发动机的构造实例。

本书可供专业的設計研究人員及高等学校师生参考。

內 燃 机 全 集

主 編 Hans List

第 四 卷

內燃机的充量更換

第 二 部

二冲程过程

Der Zweitakt

原 著 者 Hans List

原出版者 Springer-Verlag·1950

譯 者 培 坤

*

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业許可証出033号

新华书店上海发行所发行 各地新华书店經售

商务印书館上海厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印張 24 2/16 插頁 2 字數 467,000

1963年5月第1版 1963年5月第1次印刷

印數 1—2,300

統一书号: 15119·1720

定 价: (十四) 3.45 元

第四卷 第二部原序

二冲程过程的充量更换,减少了工作过程的时间与行程容积,同时耗費掉所产生机械功的一部分。因此它对于机器的功率与燃料消耗量,既有有利的作用,也有不利的作用。一些彼此互相配合的数值,它们的改变可能性,较之在四冲程时远为巨大,而配气设计中缺点的影响,通常亦较四冲程时为显著。

由于这些理由,要在二冲程中得到某一配气,使它具有机器的最佳运转特性,较之四冲程更为困难。因此,在大多数的情况中值得应用某些方法来决定二冲程的配气,尽管这些方法需要耗費許多的計算与有系統的試驗,但借此可以导向最有利的設計。由此,确定配气所需的繁复而且昂貴的試驗,可以省去,只須保留最后确定的試驗。

本卷中所作确定二冲程配气的推导,是以第一部中的原理为基础,只在掌握二冲程的特殊过程时作若干补充。应指出,倘若具有配气截面的流量系数、扫气曲线、燃烧的过量空气系数对于指示燃料消耗量的关系,以及机器的摩擦压力时,二冲程配气可以不需要試驗而足够准确地設計出来。上述的数值或关系式可以借助于系統的試驗来确定,或根据已有的經驗数值,对个别情况予以估計。

根据仔細的、經多次測量而得的試驗結果予以校驗,証明了用計算来模拟过程的正确性,这些試驗,曾由 E. Niedermayer 于若干时日之前在 Graz 进行过。通过其他的許多試驗,可以搜集到对于应用此方法的有利的經驗資料。

由于計算与試驗通常能很好地符合,可以期望所述方法能应用于迄今所作試驗以外的范围。因此,通常也可以用所导出的方法来处理特殊的(例如高速的、高度增压的)与新型配气条件的二冲程发动机。

通过一系列的例子与发动机制造业所提供試驗結果的計算,指示出如何用所述的方法来設計二冲程配气,以及求取二冲程发动机的运转特性。

对于一些不能或不愿深入到比較广泛的理論关系的讀者們,則本卷中所包含的很多充量更換期間起決定性的参数的分析图以及文字描述,將給出过程的概况,并使他們借此更易于掌握与評價机器中所发生的一切。

关于装有导管的扫气侧与排气侧导管系统的章节,系由 Dr. G. Reyl 所編纂。

謹在此对我的合作者致謝, Dr. S. Pachernegg 曾帮助本文的編写, Dipl.-Ing. H. Schmid 曾作計算的复核与样張的校对。

此外,并对提供試驗結果与图紙材料的厂家,敬致謝意。

H. 李 斯 德

Graz 1950 年 4 月

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 直接在气缸前设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. 扫气系统与扫气度	43
3. 决定气缸中在扫气終了时的温度	72
4. 利用扫气曲线决定扫气度	77
(三) 过后排气	79
(四) 总充量与输气度	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 η	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	108
4. 有效压力、燃料消耗量与配气参数間关系的概述	111
(八) 具有对称配气時間的二冲程发动机,計算配气尺寸举例	112
第二节 具有内部混合气形成与不对称配气時間的发动机	118
(一) 概述	118
(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	121
1. 压力变化与扫气效果的逐步計算	121
2. 决定扫气效果的简化方法	125
3. 具有不对称配气時間的配气时,最有利設計的規律	128
(三) 在增压发动机上的研究	132
(四) 不对称配气发动机計算配气尺寸的举例	137

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 λ_s	174
3. 输气度	176
4. 充气度	177
5. 过量空气系数 λ 与 λ_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
第三章 具有小容器的扫气系统与排气系统	195
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 不对称的配气图	220
6. 燃料喷射入气缸	223
7. 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
第四章 装有导管的扫气侧与排气侧导管系统	258
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
第二篇 实际生产发动机的充量更换研究	287
第一章 大型发动机	287
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, Aktiesel- skabet 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 Burmeis- ter & Wain 出品	323
第二章 中等功率发动机	327
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
第三章 小功率发动机	350
第一节 Motorenfabrik Darmstadt AG. 出品发动机的研究	350

第四章 曲轴箱扫气柴油发动机	355
第一节 Arn. Jung G. m. b. H. 出品具有级差活塞发动机的研究	355
第二节 Motorenfabrik Hatz 出品曲轴箱扫气柴油发动机的研究	359
第五章 曲轴箱扫气汽油发动机	362
第一节 摩托车发动机 DKW NZ350 的研究	362
第二节 Heinrich Lanz AG. 出品曲轴箱扫气发生炉煤气发动机的试验	365
参考文献	371
经常采用符号表	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——具有对称配气时间的气孔配气来表示。

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。故配气时间是对称的。

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时间。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

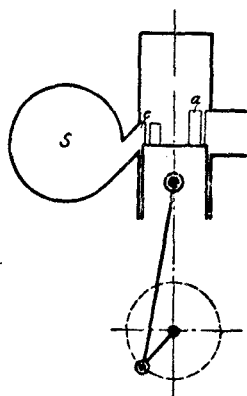


图1 筒式气孔配气的简图

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。

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 λ_s 及总充量 λ_o 或输气度 λ_l 来表示。

在许多情况中,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为此項装置的簡图。空气由扫气泵在扫气容器中压力为 p_s 的情况下輸入扫气容器 S 中,它是这样龐大,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,并可不予計及。排气罐 T 亦属相同。排气罐經一尺寸很大的孔口与外界空气相連通,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,于燃燒終了后,倘若不顾及对于壁部的热傳导时,气缸中的压力将按照下列关系下降:

$$pV_z^{\gamma} = \text{定值}$$

随着排气孔的开始开启,除由于活塞运动的压力降低外,尚有由于充量經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。

为了爭取最好地利用工作容积,必須在两个彼此矛盾的要求間获得协调,使在已知的其他情况时,有效压力 p 达其最大值。由此,排气孔应做得較(2)中所要求的为短,并允許有适度的倒流进入扫气系統中。倘若为了使用寿命与运轉可靠性,并不絕對爭取最大可能地利用行程容积时,則气孔尺寸最好按照第二要求来决定。

在下面首先談及无倒流运轉时的气孔計算,并接着討論縮短排气孔时的倒流情况。

无倒流的运轉时,气孔尺寸的决定完全以气缸中的压力变化为标准。

用計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。

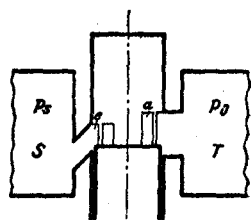


图2 具有大型扫气容器 S
及大型排气容器 T 的簡
单气孔配气的簡图

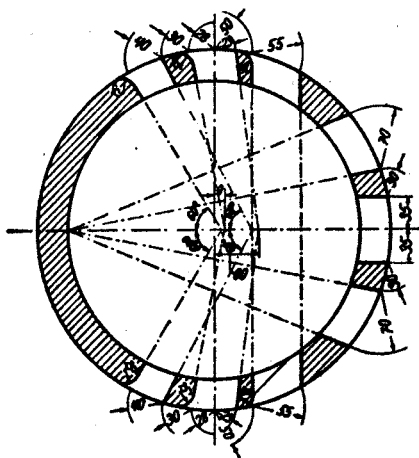
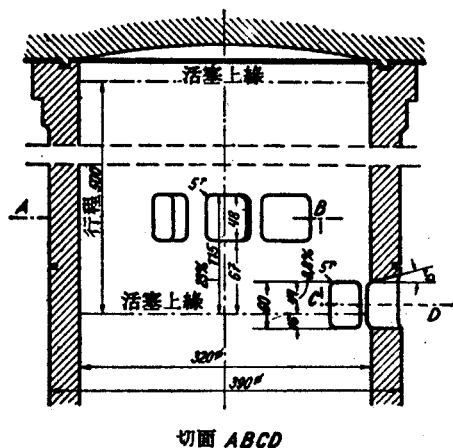


图8 Graz 工学院試驗用机器的气孔配置
($D=320$ 毫米, $s=500$ 毫米)

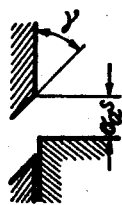


图 4

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²计, V_h 以米³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²计, V_h 以升计。

【例】 計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; $n=120$ 轉/分。連杆比 $1/6$ 。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。 $z=0.835+\sigma'$, σ' 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 $\mu_g = 0.65$ 作为平均值。

計算時，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²； $T_o=860^{\circ}\text{K}$ 。外界压力为 $p_o=1.0$ 公斤/厘米²。計算時取 $\kappa=1.33$ 与 气体常数 $R=29.7$ 。数值 κ 应与廢气組成及平均温度相配合，而气体常数則与廢气組成相配合。

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° 曲柄角时开始。

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

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

在間隔終了时的溫度可由計算或由图 7 求得:

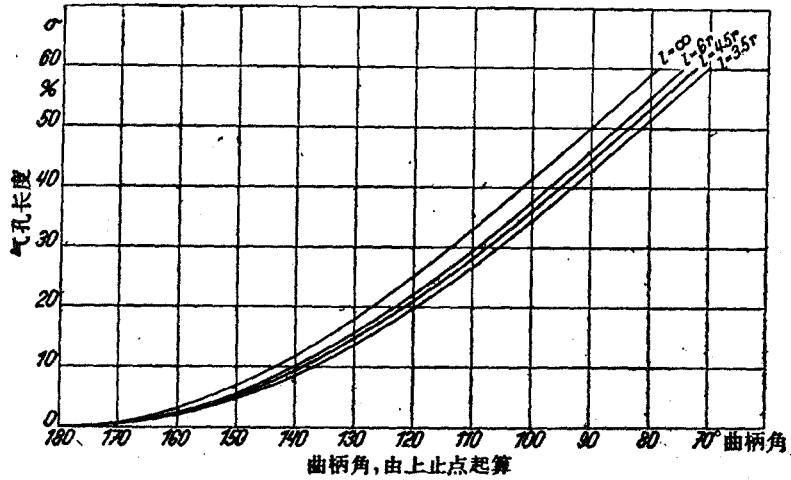


图5 气孔长度与开启角间的关系

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

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 ψ 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

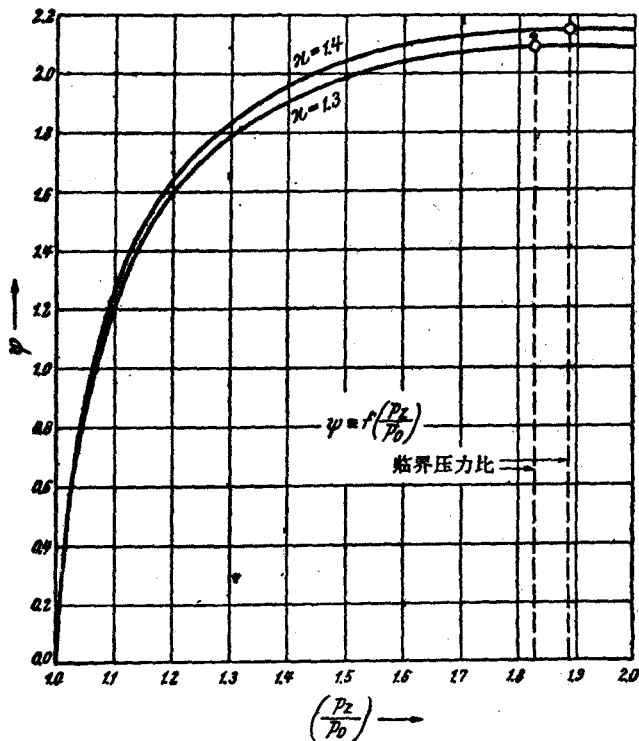


图6 函数 ψ

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 μ_0 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況,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。

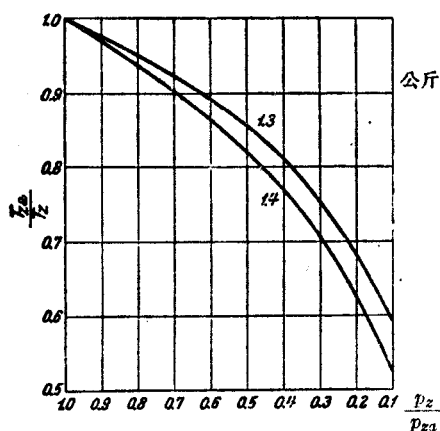


图 7 $n=1.3$ 及 $n=1.4$ 时的温度情况与压力情况

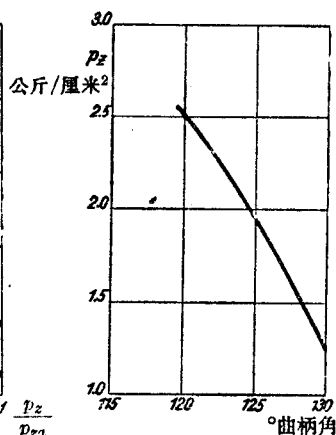


图 8 例中早期排气时所計算的压力变化

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,可以很簡單地表示出来。

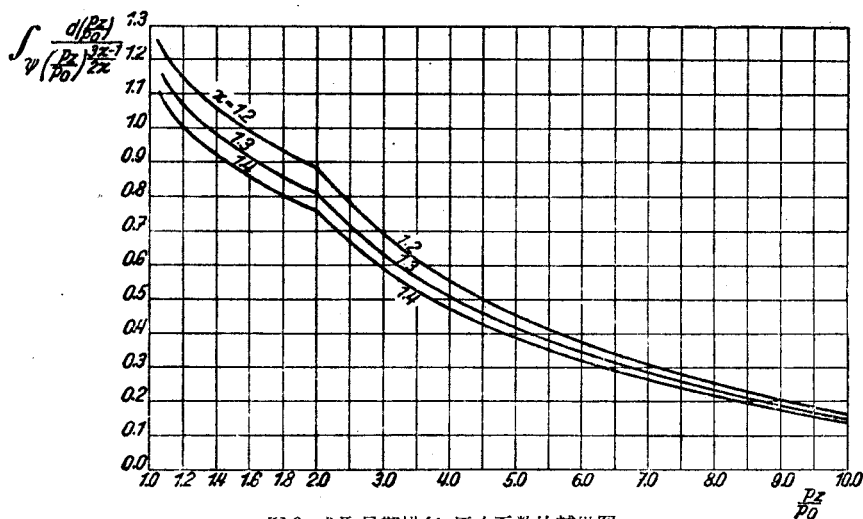


图 9 求取早期排气: 压力函数的輔助图

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

$$\int_{\alpha_s}^{\alpha_a} \sigma d\alpha = -\frac{180 w_{m0} z_m}{\mu_0 \kappa \sqrt{RT_{z0}}} \cdot \left(\frac{p_{za}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \int_{\frac{p_{za}}{p_0}}^{\frac{p_{zs}}{p_0}} \frac{d\left(\frac{p_z}{p_0}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}} - \frac{180 w_{m0}}{\mu_0 \sqrt{R}} \int_{z_a}^{z_s} \frac{dz}{\psi \sqrt{T_z}}$$

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_{z0} 来代替变值 ψ 及 T_z , 故近似地:

$$\begin{aligned} \int_{\alpha_s}^{\alpha_a} \sigma d\alpha = & -\frac{180 w_{m0} z_m}{\mu_0 \kappa \sqrt{RT_{z0}}} \cdot \left(\frac{p_{za}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \int_{\frac{p_{za}}{p_0}}^{\frac{p_{zs}}{p_0}} \frac{d\left(\frac{p_z}{p_0}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}} \\ & + \frac{180 w_{m0}}{\mu_0 \psi_{\max} \sqrt{RT_{z0}}} (\sigma_a - \sigma_s) \end{aligned} \quad (1)$$

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³, f 米²) 或 $60 V_h n$ (V_h 升, f 厘米²) 代替 $180 w_{m0}$ 。

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。

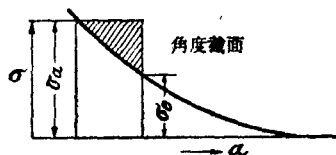


图 10

取 λ 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 σ' 作自由的气孔长度, α 以弧值计,可得:

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

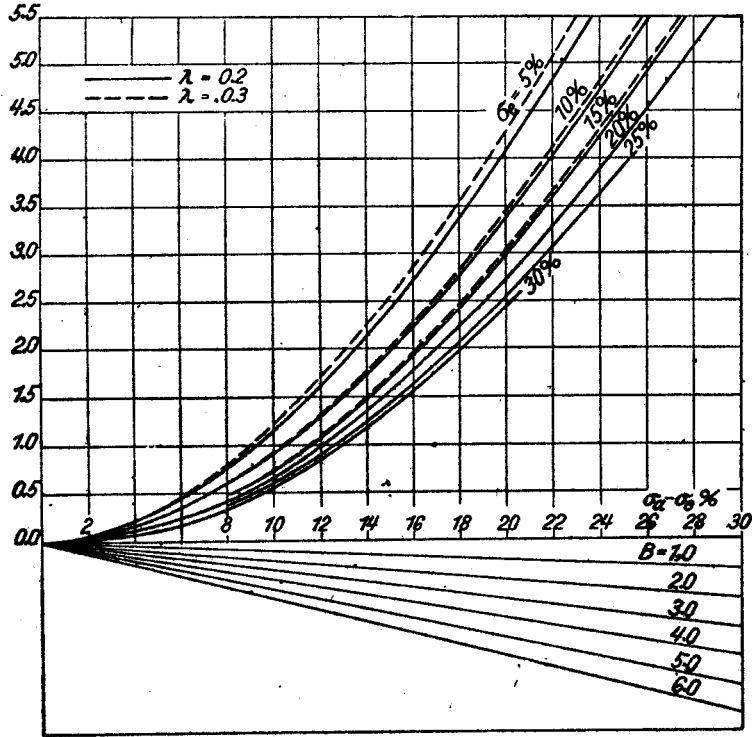
并积分:

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

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 σ_s 及 $\sigma_a - \sigma_s$ (α 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:

$\int \sigma d\alpha$ 行程部分, °曲柄角



$\int \sigma d\alpha$ 行程部分, °曲柄角

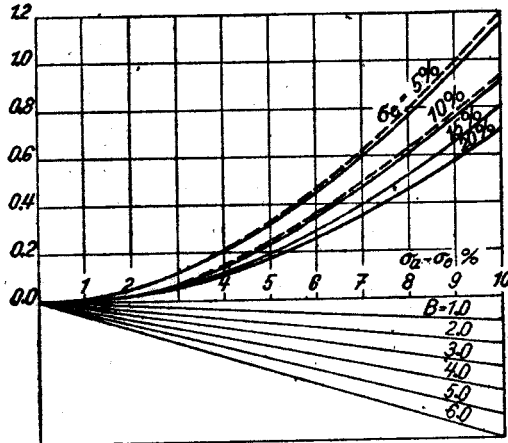


图 11 及 12 求取早期排气:角度截面与气孔长度的辅助图