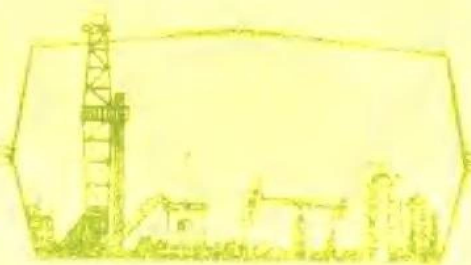


高等学校教学用书

泵和压缩机

汪云英 张湘亚 主编



石油工业出版社

内 容 提 要

本书为高等工科院校炼油、化工机械专业教学用书，共分九章。主要介绍了活塞式压缩机的热力、动力分析及主要工作部件，离心泵和离心压缩机的工作原理、特性及主要零部件，书中对石油化工厂常用的其它型式泵也作了简要介绍。

书中内容侧重泵和压缩机的基本原理，并注意联系石油化工厂的特点，对离心式机器（泵和压缩机）中的共同性问题，如相似原理的应用、装置特性及零部件等作了分章阐述，以加深对基本原理的理解。

泵 和 压 缩 机

汪云瑛 张湘亚 主编

石油工业部教材编译室编辑(北京902信箱)

*

石油工业出版社出版

(北京安定门外外馆东后街甲36号)

通县印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092毫米 16开本 20³/₄印张 518千字 印 1—8,100

1985年7月北京第1版 1985年7月北京第1次印刷

书号：15037·2543 定价：3.30元

编 者 的 话

本书是为高等工科院校炼油、化工机械专业编写的专业教材。共九章。前三章讲述活塞式压缩机的热力、动力分析及主要工作部件；第四至八章为离心式机器，包括离心泵和离心压缩机的工作原理、特性、主要零部件等；最后一章简要介绍了石油化工厂常用的其它型式泵。

书中内容侧重泵和压缩机的基本原理，并注意联系石油化工厂的特点。在体系上把离心式机器归在一起，对其中共同性内容，如相似原理的应用、装置特性及零部件等，按问题分章阐述，以加深对基本原理的理解，有助于在学习中的对比分析，开阔思路。

本教材第一、二、三章由华东石油学院汪云瑛、陈弘编写；第四、七章由华东石油学院钱锡俊编写；第五章由华东石油学院张湘亚编写；第六章由武汉化工学院方子严及钱锡俊编写；第八章由方子严及华东石油学院杨行庄编写；第九章由陈弘编写。

本书由华东石油学院顾永泉副教授和黄宗鑫副教授担任主审，提出不少宝贵意见。在编写过程中华东石油学院赵正修副教授也曾提出过宝贵意见，在此一并衷心地致谢。

一九八四年二月

引言

泵和压缩机是用来增加流体能量的机械，均属于流体机械。输送液体介质并提高其压力能的称为泵；输送气体介质并提高其压力能的则称为压缩机。

泵和压缩机的用途十分广泛，几乎遍及工、农业各个生产领域，如矿山、冶金、石油化工、机械、国防和农田灌溉等等。在石油化工生产中，其原料、半成品或产品大多是流体，因此泵和压缩机在其生产中更占有重要的地位。例如用以输送液体介质，克服阻力并升举到一定高度，保证连续性的管道化生产；用以增加流体的压力以满足装置设备反应条件的要求；在一些辅助性生产环节中的动力气源、仪表控制用气以及水循环系统等，也都离不开泵和压缩机。

泵和压缩机种类繁多，按其作用原理可分为两大类。

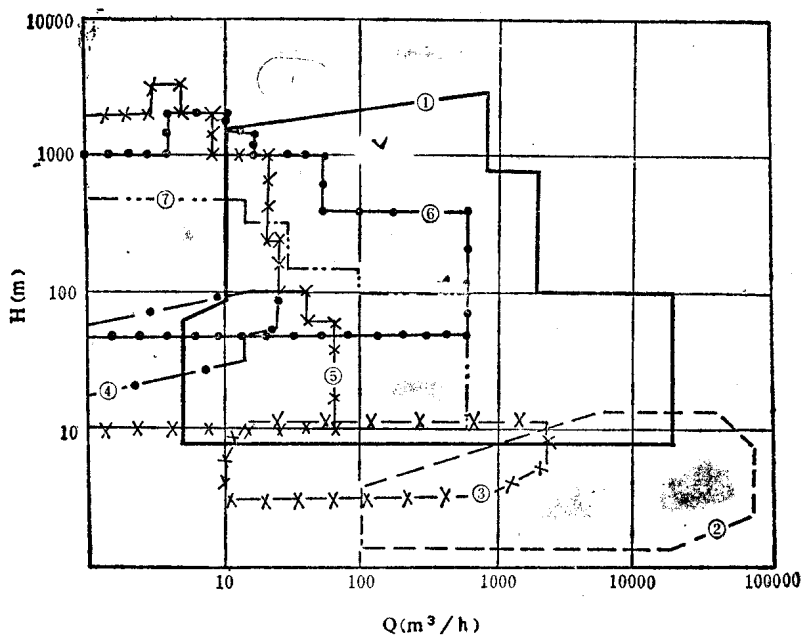
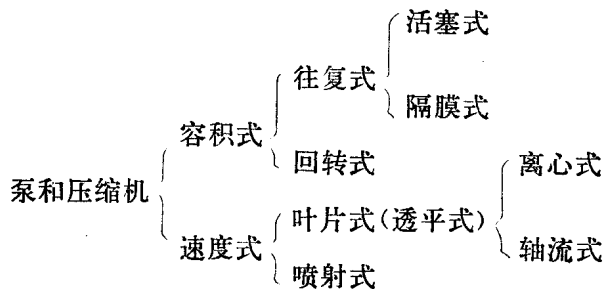


图 0-1 各种常用泵的使用范围

1—离心泵；2—轴流泵；3—混流泵；4—旋涡泵；5—电动往复泵；6—三螺杆泵；7—蒸汽往复泵

容积式是依靠容积的周期性变化来实现流体的增压和输送的。其中活塞式是依靠活塞在气缸内作往复运动而实现工作容积的周期性变化的，例如往复泵和活塞式压缩机；隔膜式属于液压驱动，利用膜片来代替活塞的作用；回转式是借助于转子在气缸内作回转运动来实现工作容积的周期性变化，例如滑片泵和压缩机、螺杆泵和压缩机以及齿轮泵等。

透平式是依靠高速旋转的工作叶轮，将机械能传递给流体介质，并转化成流体的压力能。根据介质在叶轮内的流动方向，又分为离心式和轴流式等。离心泵和离心压缩机以及旋涡泵均属此类。

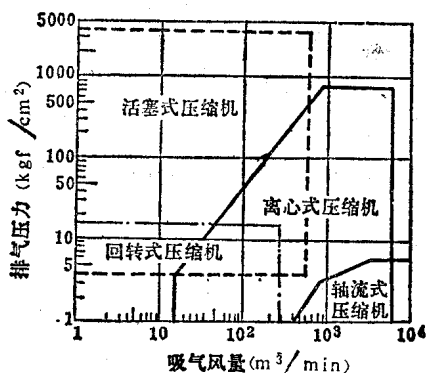


图 0-2 各类压缩机的适用范围

喷射式也可认为属于速度式，但它没有叶轮，依靠一种介质的能量来输送另一种流体介质。

这些机器各有其特点，适用于不同的生产条件。目前常用的泵和压缩机的适用范围可参考图 0-1 和图 0-2。

就泵来说，目前石油化工厂中大量应用的是离心泵，同时也广泛应用各种其它型式的泵。在压缩机方面，活塞压缩机由于其能耗低、适应性强和灵活性大，目前应用仍最普遍。近年来，

透平式压缩机发展很快，在大型石油化工厂中更占有重要的地位。本书重点讲述活塞压缩机、离心泵和离心压缩机的基本原理。

解放以来，我国泵和压缩机行业得到了很大发展，已能生产冶金、石油化工、动力等各个部门用的多种泵和压缩机，已逐步满足国民经济各部门的需要。要提高泵和压缩机的可靠性和降低其能源消耗指标，这是泵和压缩机发展方向的重要方面。据对流体机械能源消耗的调查，全国化肥厂的耗电占全国总耗电的 4.5%，而压缩机的耗电又占其中的 73%。由此可见降低它们的能源消耗的重要意义。

我国基本计量制度是米制(即公制)，逐步采用国际单位制，考虑到工厂的现状，本书仍采用公制单位制。为便于与国际单位制进行对照，把有关的公制工程单位与国际单位的换算关系列于附录表中。

需要说明的是，由于在热力学中规定用绝对压力作为气体状态参数，故本书中凡未加注明者均指绝对压力。

目 录

引言

第一章 活塞压缩机的热力性能与计算	I
§ 1.1 概述	1
§ 1.2 活塞压缩机的工作循环	5
§ 1.3 排气量	9
§ 1.4 功率和效率	18
§ 1.5 排气温度及排气压力	22
§ 1.6 多级压缩的级数及级间压力	23
§ 1.7 实际气体的压缩	25
§ 1.8 活塞压缩机的热力计算	37
§ 1.9 变工况工作和排气量的调节	41
第二章 活塞压缩机的动力分析	47
§ 2.1 压缩机中作用力的分析	47
§ 2.2 惯性力及其计算	50
§ 2.3 惯性力和惯性力矩的平衡	54
§ 2.4 转矩的均衡	62
§ 2.5 机型选取及列与级配置的动力分析	73
第三章 活塞压缩机的主要工作部件	79
§ 3.1 气缸和活塞组件	79
§ 3.2 活塞和活塞杆的密封	85
§ 3.3 气阀	94
第四章 离心泵的基本原理及特性	106
§ 4.1 离心泵的工作原理及分类	106
§ 4.2 离心泵的基本方程式	111
§ 4.3 离心泵使液体获得能量的分析	115
§ 4.4 有限叶片数对理论扬程的影响	119
§ 4.5 离心泵的性能曲线	121
§ 4.6 离心泵的汽蚀与吸入特性	127
§ 4.7 输送粘液时离心泵的特性换算	135
第五章 离心压缩机的工作原理及特性	143
§ 5.1 概述	143
§ 5.2 气体在级中流动的基本概念及方程	146
§ 5.3 级中能量损失	160
§ 5.4 级的性能曲线	171
§ 5.5 多级离心压缩机的性能曲线	174

第六章 离心泵和离心压缩机的相似原理及其应用	178
§ 6.1 相似原理的基础知识	178
§ 6.2 相似原理在离心泵中的应用	182
§ 6.3 相似原理在离心压缩机中的应用	194
第七章 装置特性	208
§ 7.1 单根管路特性与工作点	208
§ 7.2 影响工作点的因素分析及工况的调节	210
§ 7.3 离心泵和离心压缩机的不稳定工作	218
§ 7.4 离心泵的选用示例	219
第八章 离心压缩机与离心泵的主要零部件	224
§ 8.1 叶轮	224
§ 8.2 扩压器及蜗壳	236
§ 8.3 转子的临界转速	246
§ 8.4 轴向力及其平衡	271
§ 8.5 轴封装置	277
第九章 其它型式的泵	291
§ 9.1 往复泵	291
§ 9.2 齿轮泵	301
§ 9.3 螺杆泵	305
§ 9.4 滑片泵	307
§ 9.5 液环泵	308
§ 9.6 旋涡泵	311
附录	315
主要参考文献	323

第一章 活塞压缩机的热力性能与计算

§ 1.1 概 述

一、活塞压缩机的基本构成

活塞压缩机主要由传动机构、工作部件及机体构成。此外还有润滑、冷却、调节等辅助系统。

图 1-1 所示为 4 L—20/8 动力用空气压缩机，其排气量为 $20\text{m}^3/\text{min}$ ，排气终压为 $8\text{kgf}/\text{cm}^2$ (表)。它的传动机构是曲柄连杆机构，由电机通过皮带轮带动曲轴旋转，连杆的大头装在曲轴上，其小头与十字头相连，因而，曲轴通过连杆带动十字头在滑道内作往复运动，再由十字头带动活塞组件在气缸内作往复运动。由一根连杆所对应的气缸活塞组为一列。本机有两根连杆，分别对应两列气缸活塞组。

工作部件包括气缸、气阀、活塞组件及填料等。气缸的内表面与活塞工作端面所形成的空间是实现气体压缩的工作腔。气阀是装在气缸上控制气体作单向流动的，吸气阀只能吸气，排气阀只能排气。气阀的启闭动作主要由缸内外压力差及气阀弹簧控制。活塞在气缸内作往复运动时，使工作腔的容积作周期变化，它与吸、排气阀的启闭动作相配合，实现包括膨胀、吸气、压缩和排气四个过程的工作循环，从而不断吸入、排出并压缩气体。本机为双作用气缸，曲轴每旋转一周，带动活塞在缸内往复一次，气缸两侧各实现一次工作循环。本机为两级压缩，气体经一级缸压缩到 $3\text{kgf}/\text{cm}^2$ 后，经中间冷却器降温后，再被吸入二级缸继续压缩到 $9\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。

压缩机的润滑分两个系统。一个供传动机构的润滑，通常用机油润滑，靠轴头的齿轮油泵循环供油；另一个供气缸内活塞组件等的润滑，采用压缩机油，靠高压注油器注入气缸。

二、活塞压缩机的特点和应用

与离心式相比，活塞压缩机的优点是：

(1) 适用压力范围广。这种机器依靠容积变化的原理工作，因而不论其流量大小，都能达到很高的工作压力。目前工业上超高压压缩机的工作压力已可达 $3500\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。

(2) 热效率较高，功率消耗较其它型式的低。

(3) 适应性较强，可用于较广的排量范围，且其排量受排气压力变化的影响较小；当介质重度改变时，压缩机的容积排量和排气压力的变化也较小。

其主要缺点是因往复惯性力大，使转速不能太高，故而机器较笨重，大排量时尤甚。再加上结构较复杂，易损件多，使维修工作量大。此外由于排气不连续，造成气流压力脉动，易产生气柱振动。

由于以上特点，活塞压缩机主要适用于中、小流量而压力较高的场合 (见图 1-2)。目前国内，活塞压缩机的应用仍最广泛，在采矿、冶金、建筑等部门，用空压机提供压缩空气作为动力；在石油化工厂中，用压缩机输送工艺气体，或在工艺流程中，把介质压缩到反应所需压力。

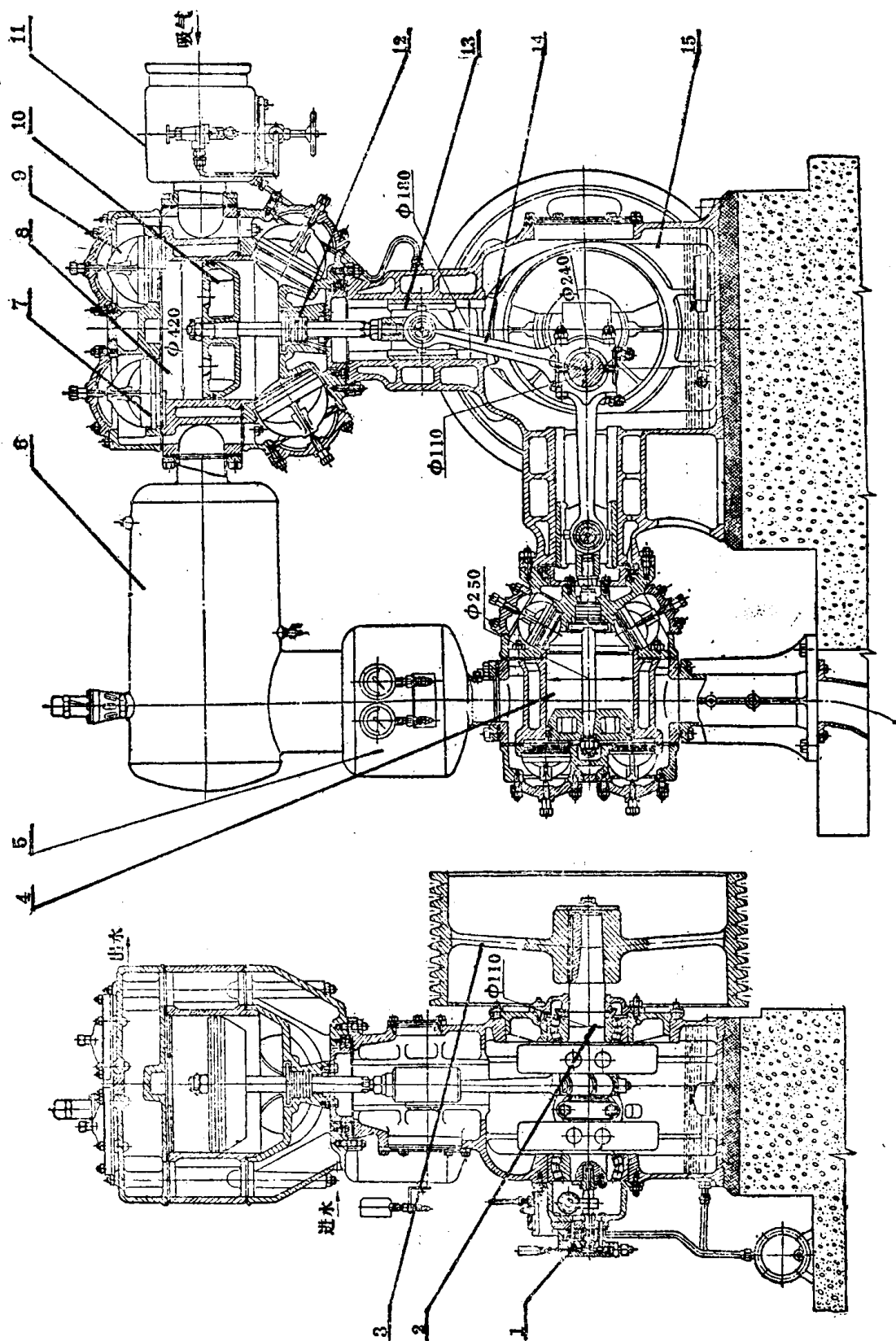


图 1-1 4L-20/8 动力用空气压缩机

1—油泵；2—曲轴；3—皮带轮；4—二级气缸；5—油气分离器；6—中间冷却器；7—排气阀；8—一级气缸；9—吸气阀；10—活塞组件；11—减荷阀；12—填料函；13—十字头；14—连杆；15—机身（曲轴箱）

目前在压缩机结构参数上,趋向用适当高的转速和适当短的行程,使结构更紧凑。小型压缩机则向快装、无专门基础的机组化方向发展。

近年来在压缩机气阀、气流脉动和振动方面的研究已取得不少进展,从而改善了压缩机的性能。在延长气阀、密封元件等易损件的寿命以提高运转率方面也作出了不少努力,这些都使活塞压缩机得以扬长避短,更好地发挥其节省功率等特点而克服其薄弱环节。

当前优化设计理论的发展和电子计算机的普遍应用,又为更加合理地选取压缩机设计参数,提高节能效益而开创了新的前景。

三、活塞压缩机的分类和型号

1. 分类

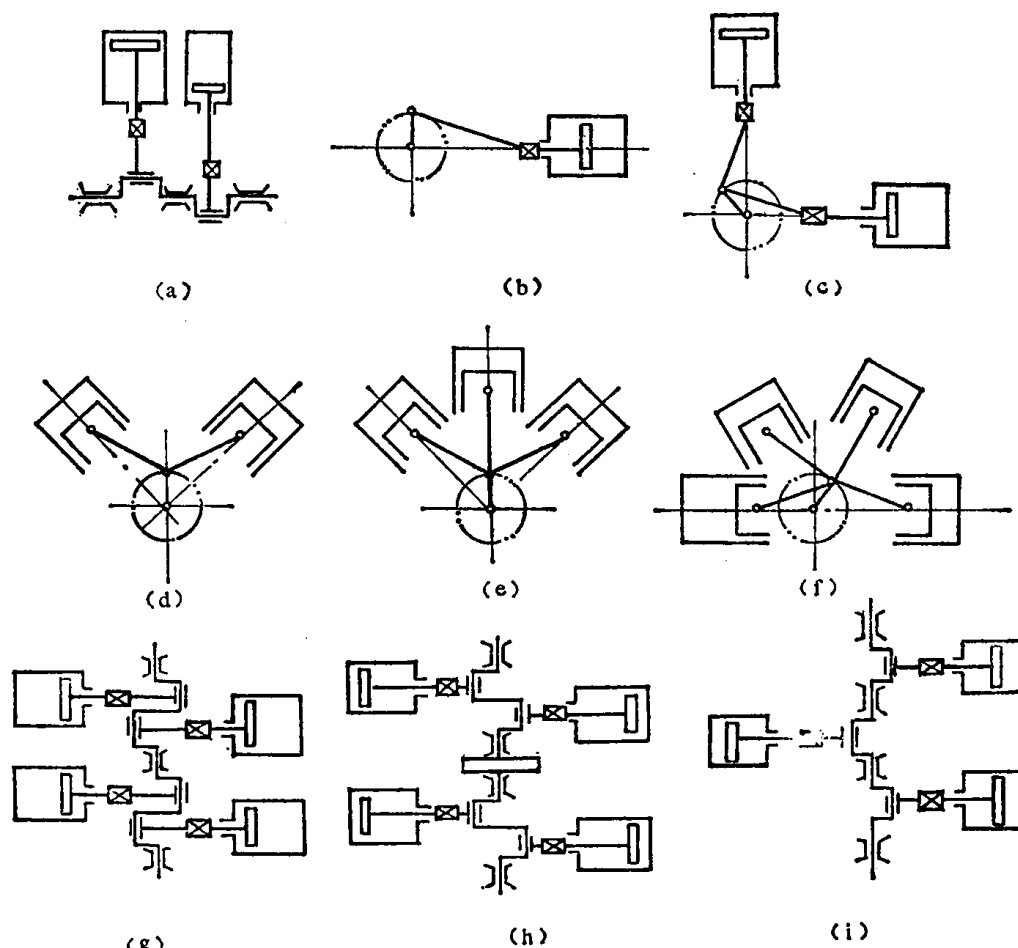


图 1-2 不同的气缸排列方式图

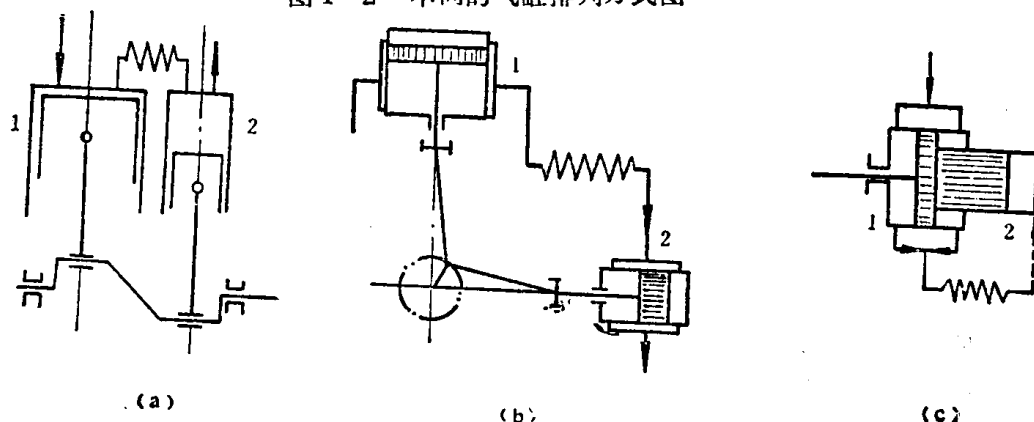


图 1-3 不同的气缸工作容积示意图

(a)一单作用式; (b)一双作用式; (c)一级差式

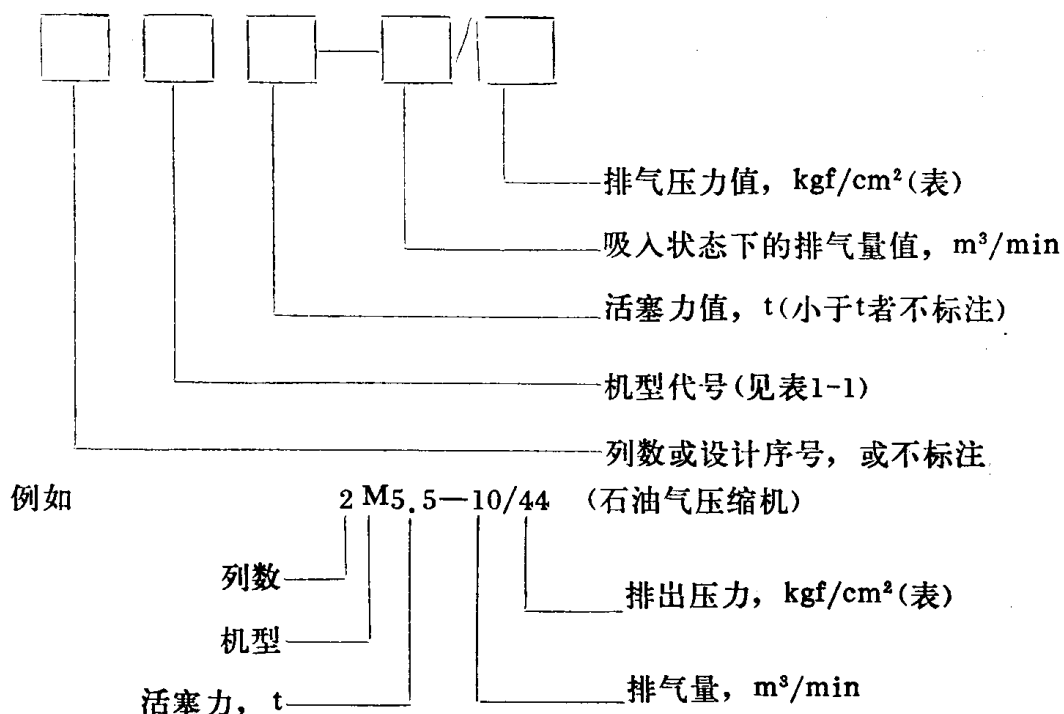
表1-1 活塞式压缩机的分类

分 类	名 称	说 明
按 排 量	微 型 小 型 中 型 大 型	排气量 $<1\text{m}^3/\text{min}$ 排气量为 $1\sim 10\text{m}^3/\text{min}$ 排气量为 $10\sim 100\text{m}^3/\text{min}$ 排气量 $>100\text{m}^3/\text{min}$
按排气压力	鼓 风 机 低 压 中 压 高 压 超 高 压 压缩机	排气压力 $<3\text{kgf}/\text{cm}^2$ 排气压力为 $3\sim 10\text{kgf}/\text{cm}^2$ 排气压力为 $10\sim 100\text{kgf}/\text{cm}^2$ 排气压力为 $100\sim 1000\text{kgf}/\text{cm}^2$ 排气压力 $>1000\text{kgf}/\text{cm}^2$
按压缩级数	单 级 多 级	气体经一次压缩即达排气终压 气体经多次压缩达排气终压
按气缸排列方式	直列式	立式 卧式
	角 式	气缸中心线与地面垂直, 机型号Z (图1-2, a) 气缸中心线呈水平, 且气缸只布置在机身的单侧。机型号P (图1-2, b)
	对置式	对 动 型 (或对称平衡型)
	对 置 型	气缸中心线互成一定角度, 分别以其气缸排列的方式呈L, V, W形, 为其机型号 (图1-2, c, d, e) 扇形用S表示 (图1-2, f) 气缸水平置于机身的两侧, 且相邻的曲拐相差 180° 其中气缸在电机的单侧者, 机型号为M (图1-2, g) 气缸在电机的两侧者, 机型号为H (图1-2, h) 气缸水平置于机身的两侧, 且相邻的曲拐相差非 180° , 机型号D (图1-2, i)
按气缸的工作容积	单作用式 双作用式 级差式	仅活塞的一侧气缸为工作容积 (图1-3, a) 活塞的两侧气缸均为工作容积, 并实现同一级次的压缩 (图1-3, b) 同一气缸与活塞各端面形成几个工作容积, 并实现不同级次的压缩 (图1-3, c)
按冷却方式	风 冷 水 冷	气缸用空气冷却 气缸用水套冷却
按润滑方式	气缸有油润滑 气缸无油润滑	气缸内注油润滑, 简称有油润滑 气缸内不注油润滑, 简称无油润滑
按 用 途	动 力 用 工 艺 用	提供动力或仪表用压缩气源 在工艺流程中输送工艺气体

活塞压缩机可从不同角度分类, 简要叙述于表 1-1 中。

2. 活塞压缩机的型号

压缩机的使用范围十分广泛, 为使制造和维修方便, 希望减少品种规格, 即用一定数量的品种和等级来满足各种使用要求, 故产品的设计、制造要符合系列化、通用化、标准化的“三化”标准。活塞压缩机的标准以活塞力和行程为基本参数, 并规定其型号命名如下:



为掌握活塞式压缩机的热力性能, 下面将在对比分析压缩机的理论循环和实际工作循环的基础上, 重点分析压缩机的主要热力性能参数(排气量、排气压力、排气温度、功率和效率)及其计算。

§ 1.2 活塞压缩机的工作循环

一、理论工作循环

为便于研究问题, 先对压缩机的工作过程作几点简化假设:

1. 压缩机没有余隙容积, 即排气终了时缸内气体被排尽;
2. 吸、排气过程无阻力损失, 无压力脉动, 无热交换;
3. 气体的压缩过程指数在全行程中为常数;
4. 压缩机工作过程中无泄漏。

这种理想化的工作循环称为理论工作循环, 图 1-4 示出压缩机一个级的理论工作循环。活塞处于离曲轴旋转中心最远端的位置称为外止点, 此时缸内容积为 0。当活塞向右移动时, 吸气阀打开, 气体在 p_s 压力下进入气缸, 直至活塞行至离曲轴旋转中心最近端位置, 即内止点时, 吸气阀关闭, 吸气终了, 图中 4—1 线表示吸气过程。活塞在内外止点间移动的距离称行程 S 。当活塞自内止点左行时, 缸内容积变小, 气体被压缩, 图中 1—2 线表示压缩过程。当缸内压力达到外界压力时, 排气阀打开, 气体在 p_d 压力下排出气缸, 图中 2—3 线表示排气过程。当活塞到达外止点时, 气体被排尽, 如此完成了一个理论工作循环, 缸内的瞬时压力和容积作周期性变化。描述理论工作循环的 p — V 图称为理论指示图。由于吸、排气过程是气体的流动过程, 缸内的气量是改变的, 故图中横座标是气体容积 V , 而不是比容。压缩过程则是一定量气体的热力过程。压缩线的曲率取决于过程指数 m 。当压缩过程冷却完全, 即进行等温压缩时, $m = 1$, 如 1—2 线所示, 此时压缩线较平缓; 当压缩过程与

外界无热交换时为绝热压缩, $m=k$, k 为绝热指数, 如图中 $1-2''$ 的绝热压缩线则较陡; 当压缩过程与外界有部分热交换时为多变过程, 若气体放热时则 $m < k$, 压缩线为 $1-2'$; 若气体吸热则 $m > k$, 压缩线为 $1-2''$ 。活塞压缩机的 m 值一般介于 1 与 k 之间。

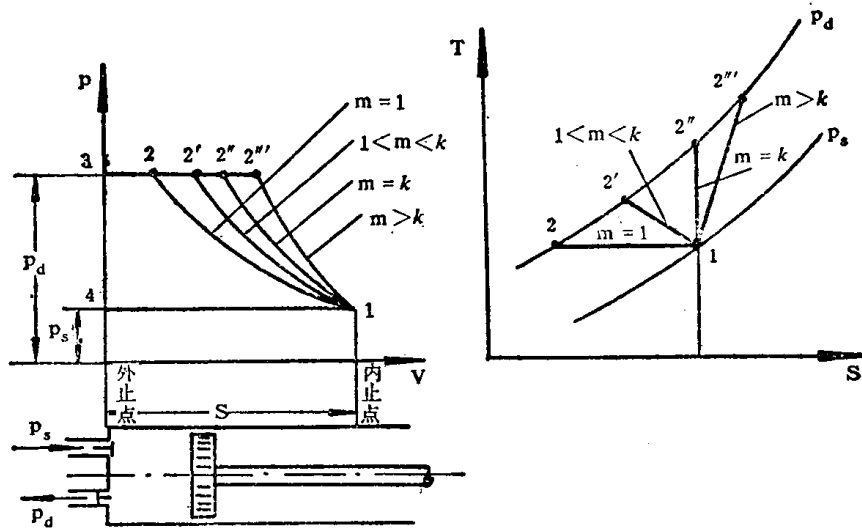


图 1-4 理论压缩示意图

图 1-4 右图表示在 $T-S$ 图上的不同压缩过程线。

在理论循环中, 每转的理论吸气量 V_h 就是在内、外止点位置间的气缸工作腔容积, 称气缸工作容积, 又称为每转的气缸行程容积 V_h , 即

$$V_h = i F_b S \quad (1-1)$$

式中 F_b ——活塞工作面积。单作用时为活塞的盖侧端面积 F ; 双作用时为两侧端面积之和

$$F_b = 2F - f, \quad f \text{ 为活塞杆面积, } m^2;$$

i ——同级的气缸数;

S ——活塞行程, m ;

V_h ——每转的理论吸气量, 即气缸的工作容积, m^3 。

压缩机每一循环所需的理论指示功就相当于 $p-V$ 图中 1234 所包围的面积, $L = \int_1^2 V dp$ 。

在压缩机中, 取活塞对气体所作的功为正。

等温压缩时, 有 $pV = \text{常数}$, 积分得等温压缩时每转理论指示功为

$$L_{is} = p_i V_h \ln \frac{p_d}{p_i} \quad (1-2a)$$

绝热压缩时, 有 $pV^k = \text{常数}$, 积分得每转的绝热压缩理论指示功为

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} p_i V_h \left[\left(\frac{p_d}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1-2b)$$

同理得每转的多变压缩理论指示功为

$$L_{pol} = \frac{m}{m-1} p_i V_h \left[\left(\frac{p_d}{p_i} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (1-2c)$$

式中 p_i, p_d ——分别为吸、排气压力, kgf/cm^2 ;

V_h ——每转的理论吸气量, m^3 ;

k ——气体的绝热指数;

m ——压缩过程多变指数。

由图 1-4 可见，等温压缩所需功最小。

气体经压缩后，其压缩终温为

$$T_d = T_s \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

式中 T_s, T_d ——分别为吸、排气温，k。

当绝热压缩时， $m = k$ ，压缩终温较高；等温压缩时， $m = 1$ ，温度不变 ($T_d = T_s$)。

等温压缩所需功最小，压缩终温又最低。当压力比愈大，此优点愈显著。但等温压缩在实际上是不易实现的，因此，当压力比较大时可采用多级压缩，即分几级达到排气终压，每两级之间需经中间冷却后再进入下一级，使之尽可能接近等温压缩。

图 1-5 a 是两级压缩的流程，其理论循环的 p - V 图和 T - S 图示于图 1-5 b 及 c。若从初压 p_s 只经一次压缩直接升到终压 p_d ，则压力比为 (p_d/p_s) ，压缩终温为 T_d' ，所需压缩功相当面积 $12'341$ 。若改用两级压缩，第一级从 p_s, T_s 状态先压缩至 p_a ，温度为 T_a ，经中间冷却器进行等压冷却至 T_a' ，再经第二级压缩至终压 p_d ，压缩终温为 T_d 。由于每级的压力比减小，

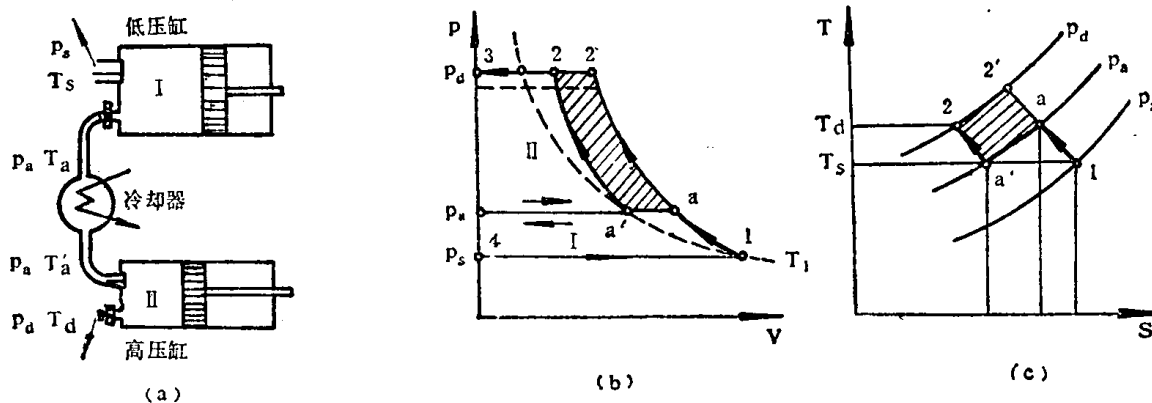


图 1-5 多级压缩

压缩终温 $T_d < T_d'$ ；两级压缩所需的指示功相当面积 $1aa'2341$ ，比单级压缩时节省了相当阴影部分面积的功。更多级的压缩，其原理与两级压缩相同。由此可见多级压缩可节省功耗，降低排温。如果级间冷却完善，使 $T_a' = T_s$ ，就可使 a' 点落在等温压缩线上，省功就多；反之，若级间冷却不好， a' 点离等温压缩线远，省功就少。因此，多级压缩必须具有级间冷却，冷却愈完善，省功愈多。实际生产中常采用多级压缩方式。

二、实际工作循环指示图、温熵图

前述简化假设在实际压缩机中是不可能实现的。实际压缩机中，为避免活塞与缸盖相撞以及布置气阀的需要等，气缸端部都要留有一定空隙，称为余隙容积；此外在压缩机吸、排气过程中，存在阻力损失、存在热交换，这些都使实际工作要比理论工况复杂。

图 1-6 示出压缩机一个单作用级的实际工作循环。由于存在余隙容积，排气终了时，缸内还有气体残留在余隙内，当活塞自外止点右行，缸内工作容积增大，残留气体的容积随之增大而压力降低，进行膨胀过程，膨胀线 CD 。由于气阀主要依靠缸内外压力差控制启闭，只有当缸内压力膨胀到低于吸气管内压力 p_s ，并足以克服流动阻力时，才能顶开吸气阀，开始吸气过程，在吸气过程中缸内压力有波动，活塞到内止点 A 时，吸气阀关闭，吸气终了。

当活塞自内止点回行时，缸内容积减小，气体进行压缩过程，压缩线为AB，直到缸内压力 p 高于排气管内压力 p_d 并足以克服阻力而顶开排气阀时才开始排气过程，当活塞又回到外止点时，排气终了，如此完成一个工作循环。在 p - V 图上表示的实际循环称实际指示图。利用示功仪器可实测出压缩机的指示图，指示图上ABCD所包围的面积代表压缩机每转所需的指示功。

压缩机工作中，缸内气体的温度也在不断变化，图1-7示出某压缩机二级缸的膨胀和压缩过程的温熵图。由于气体的热力性质，一般在压缩终了时温度最高，膨胀终了时温度最低，但气缸壁面的温度则由于热惰性以及缸外有冷却而保持基本稳定，约处于吸、排气温

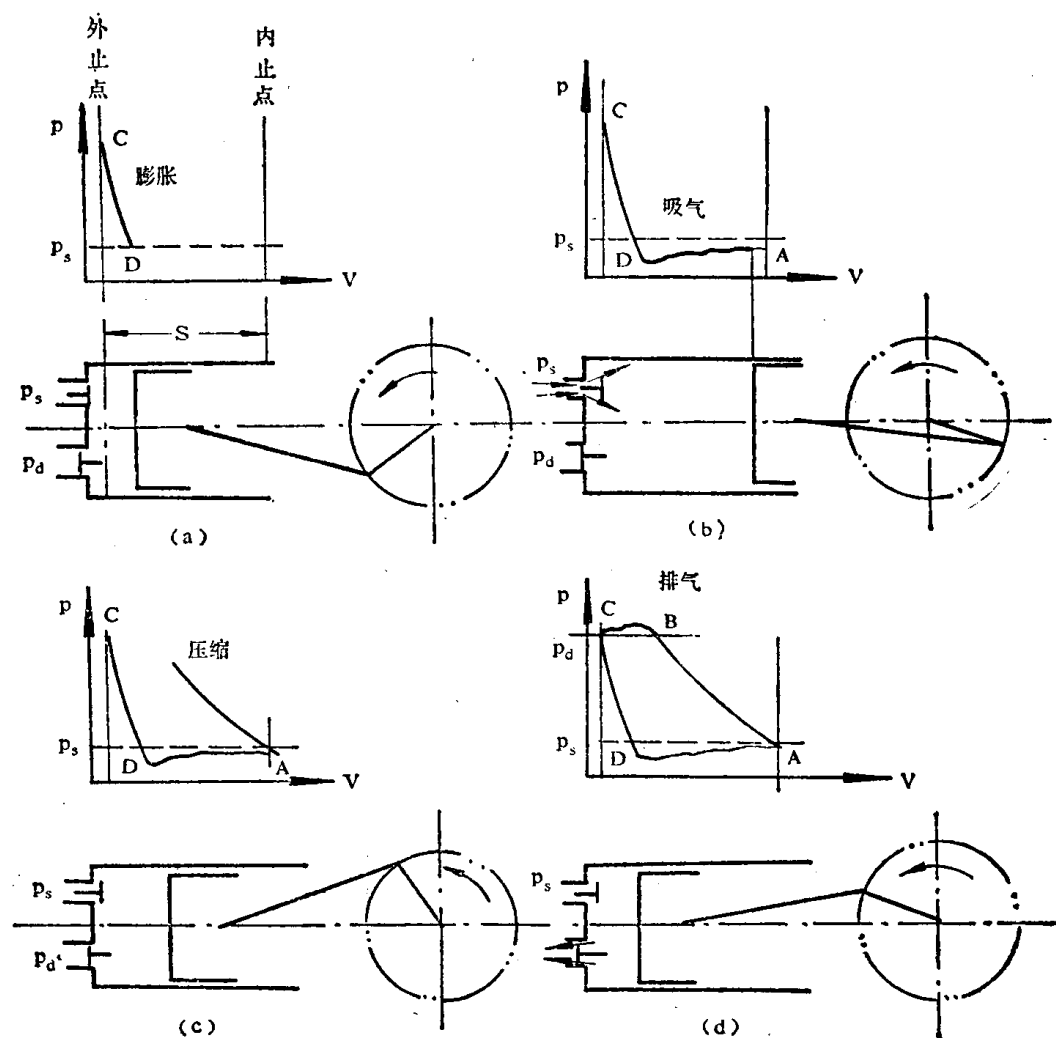


图1-6 实际工作循环

的平均值。因此，如图1-7所示，在膨胀开始阶段，缸内残留气体的温度高于缸壁温度，气体把热量传给缸壁，是放热膨胀，膨胀过程指数 $m' > k$ ；随着膨胀过程的进行，气体温度逐渐降低，到了后期，气体温度反低于缸壁温度而从缸壁吸热，成为吸热膨胀， $m' < k$ 。一般情况吸热膨胀部分是主要的。压缩过程则相反，开始阶段是吸热压缩、压缩过程指数 $m > k$ ，到后期则又成为放热压缩， $m < k$ 。一般放热压缩部分是主要的。

综上所述，实际循环与理论循环的主要区别是：

1. 由于存在余隙容积，实际工作循环由膨胀、吸气、压缩和排气四个过程组成，而理论

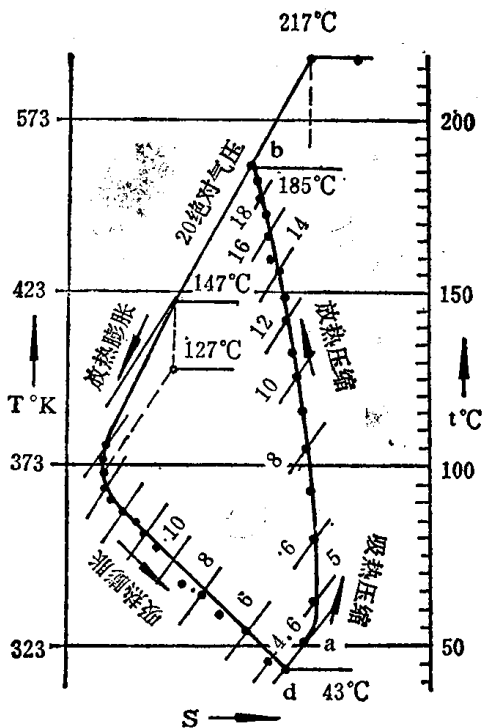


图 1-7 温熵图

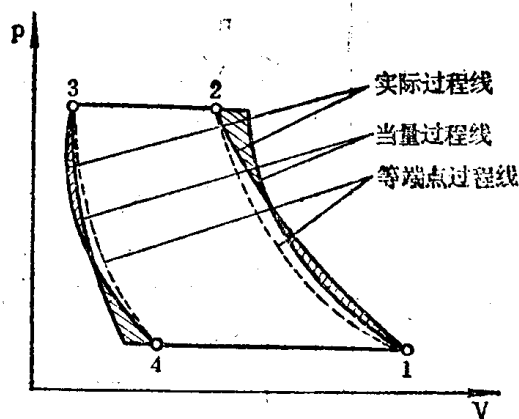


图 1-8 过程指数简化图

循环则无膨胀过程，这就使实际吸气量比理论的少。

2. 实际吸、排气过程存在阻力损失，使实际吸气压力低于吸气管内压力 p_s ，实际排气压力高于排气管内压力 p_d 。吸、排气管内的压力取决于外界系统压力，与缸内过程无关，可认为不变，故称为名义吸、排气压力，而缸内气体的瞬时工作压力 p 却是周期性变化的。

3. 压缩机工作中活塞环、填料和气阀等不可避免会有泄漏。

4. 在膨胀和压缩过程中，气体与缸壁间的热交换使膨胀过程指数 m' 和压缩过程指数 m 不断变化。为便于计算，工程上常把过程指数简化成常数。常用的简化方法有两种。

一种是等端点法。如图 1-8 所示，保持指示图上各端点的位置不变，用假想的 m 等于常数的理想过程线来代替实际的过程线，这样得出的过程指数称等端点过程指数。这种方法是维持简化前后的端点位置不变，但指示图的面积略有减少，故适用于计算吸气量。

另一种是等功法。简化的原则是维持指示图的面积不变。假想从膨胀过程始点 3 (或压缩过程始点 1) 出发，作 m 等于常数的膨胀线 (或压缩线)，来代替实际的过程线而保持指示图的面积不变，这种过程指数称为当量过程指数，过程线称为当量过程线 (见图 1-8)，因为它保持指示图面积不变，常用来计算指示功。

§ 1.3 排气量

一、活塞压缩机的吸气量

在理论循环中，由式 (1-1) 可知每转的理论吸气量即为气缸的工作容积 V_h 。在实际循环中由于有余隙容积、吸气阻力损失以及与气缸壁的热交换等，使实际吸气量总小于理论吸气量。

压缩机工作时，缸内气体压力及温度是不断变化的，而吸气管的名义压力及名义温度则是基本稳定的，故压缩机的吸气量是指折算到名义吸气状态下的气体容积。

如图 1-9 所示，设气缸的余隙容积为 V_c ，工作容积为 V_h 。在吸气过程中，缸内不断吸入新鲜气体，到吸气终了时，缸内实有的气体容积即为气缸的总容积 $V_h + V_c$ ，其状态为吸气

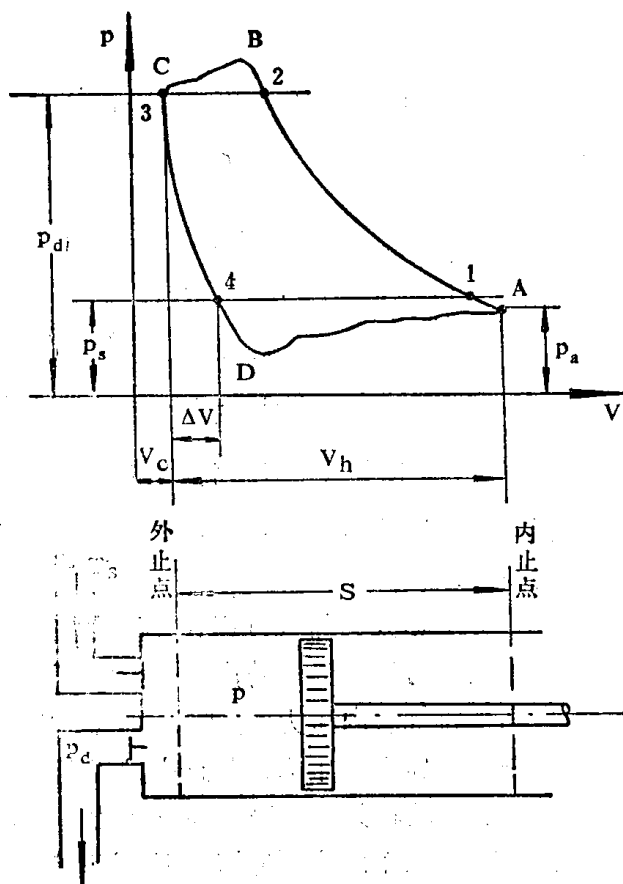


图 1-9 吸气量计算图

令 $\lambda = \frac{p_A}{p_s}$, 称为压力系数;

$\lambda_T = \frac{T}{T_A}$, 称为温度系数。

由此得实际吸气量为

$$V_s = \lambda_v \lambda_p \lambda_T V_h \quad (1-4)$$

下面分别讨论这些系数。

1. 容积系数 λ_v

设膨胀过程的多变指数为 m' , 并以名义压力为基准, 则对于残留气体的膨胀过程可写出

$$p_d V_c^{m'} = p_s (V_c + \Delta V)^{m'}$$

由此可得

$$\Delta V = V_c \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{m'}} - 1 \right]$$

则

$$\lambda_v = 1 - \frac{\Delta V}{V_h} = 1 - \frac{V_c}{V_h} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{m'}} - 1 \right] \quad (1-5a)$$

或

$$\lambda_v = 1 - \alpha \left(\varepsilon^{\frac{1}{m'}} - 1 \right) \quad (1-5)$$

式中 α ——相对余隙容积, $\alpha = \frac{V_c}{V_h}$;

终了A点的 p_A 、 T_A , 其中包含有吸入的新鲜气体及排气终了时残留在余隙容积内的气体。

排气终了时缸内残留气体占有容积 V_c , 经过膨胀过程, 这部分气体在吸气时所占的容积为 $V_c + \Delta V$, 因此吸入的新鲜气体可认为是 $(V_h + V_c) - (V_c + \Delta V) = V_h - \Delta V$, 亦即由于余隙容积的影响, 使气缸的有效吸气容积比理论减少了 ΔV 。余隙容积对气缸有效利用程度的影响常用容积系数 λ_v 表示为

$$\lambda_v = \frac{V_h - \Delta V}{V_h} = 1 - \frac{\Delta V}{V_h} \quad (1-3)$$

则吸入的新鲜气量为 $\lambda_v \cdot V_h$ 。根据吸气量的定义, 再从A点的状态折算到名义吸气状态 p_s 、 T_s 下, 就得每转的实际吸气量 V_s 为

$$V_s = \lambda_v V_h \frac{p_A}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_A}$$