

全国中等水产学校试用教材

制冷压缩机

河北水产学校主编

制冷专业用

农业出版社

全国中等水产学校试用教材

制 冷 压 缩 机

河北水产学校主编

制 冷 专 业 用

农 业 出 版 社

本书主要符号的国际单位制、工程单位制对照

符 号	量	代 号	
		国 际 单 位 制	工 程 单 位 制
A	功的热当量		千卡/公斤·米
C	比热	千焦/公斤·K或千焦/公斤·°C	千卡/公斤·°C
c	绝对速度	米/秒	米/秒
D	直径	米	米
F	面积	米 ²	米 ²
G	重量流量; 循环量	公斤/秒	公斤/时
h _{th}	压头	米	米
i	焓	千焦/公斤	千卡/公斤
K	传热系数	瓦/米 ² ·K或瓦/米 ² ·°C	千卡/米 ² ·时·°C
K ₀	单位轴功率制冷量	千瓦/千瓦	千卡/时·千瓦
K	绝热指数		
L	压缩功	千焦	公斤·米
l	单位压缩功	千焦/公斤	公斤·米/公斤
l _{a,d}	单位绝热压缩机	千焦/公斤	公斤·米/公斤
l _i	单位指示功	千焦/公斤	公斤·米/公斤
m	多变膨胀指数		
N	功率	千瓦	千瓦
N _{a,d}	理论绝热功率	千瓦	千瓦
N _i	指示功率	千瓦	千瓦
N _m	摩擦功率	千瓦	千瓦
N ₀	轴功率	千瓦	千瓦
n	转速	转/秒	转/分
n	多变压缩指数		
P	压力	帕, 巴	公斤/厘米 ² , 毫米汞柱
P _c	冷凝压力	帕, 巴	公斤/厘米 ²
P ₀	蒸发压力	帕, 巴	公斤/厘米 ² , 毫米汞柱
Q ₀	制冷量	瓦或千瓦	千卡/时
q ₀	单位制冷量	千焦/公斤	千卡/公斤
q _v	单位容积制冷量	千焦/米 ³	千卡/米 ³
r	汽化潜热	千焦/公斤	千卡/公斤
S	活塞行程	米	米
s	熵	千焦/公斤·K或千焦/公斤·°C	千卡/公斤·°C
T	热力学温度	K	K
t	摄氏温度	°C	°C
T _k	冷凝温度	K	K
t ₀	冷凝温度	°C	°C
T ₀	蒸发温度	K	K
t ₀	蒸发温度	°C	°C
u	圆周速度	米/秒	米/秒
V	容积	米 ³	米 ³

(续)

符 号	量	代 号	
		国 际 单 位 制	工 程 单 位 制
v	输汽量	米 ³ /秒	米 ³ /时
	比容	米 ³ /公斤	米 ³ /公斤
V_g	汽缸工作容积	米 ³	米 ³
V_h	理论输汽量	米 ³ /秒	米 ³ /时
V_a	实际输汽量	米 ³ /秒	米 ³ /时
w	相对速度	米/秒	米/秒
Z	汽缸数		
r	重度		公斤/米 ³
η_{ad}	总绝热效率		
η_i	指示效率		
η_m	机械效率		
λ	输汽系数, 柄杆比, 长径比		

编写说明

本书着重介绍水产制冷行业应用较广的往复式制冷压缩机的原理、结构和性能，并对具有应用前景的螺杆式等其它类型的制冷压缩机做了概要的介绍。有关制冷压缩机的操作和检修等内容，将编入《制冷装置的操作维修》一书，故本书不作介绍。编写过程中，我们在加强基本原理的讲解和力求反映先进技术水平等方面做了一些努力，并注意适应中专学生的需要。对于数据和计算公式，尽可能采用国际单位制和工程单位制对照的方式予以表达。

本书由河北水产学校吴亥主编。第一篇的第一章由福建水产学校刘泉官、天津水产学校崔东华和吴亥共同执笔；第二、四、六章由吴亥执笔；第三、五章和第二篇由崔东华执笔，广州水产学校黄卓麟参加了审定编写内容等工作。

本书承西安交通大学周子成、大连冷冻机厂黄成田、山东省商业学校王学儒、广州冷冻机厂江勇智、武汉冷冻机厂吴荣泉、彭先慧等同志共同审查书稿。在编写过程中，周子成同志曾给予多方面的指导和订正，国家水产总局研究设计院孙瑞章、广东省食品公司麦嘉穗、西安交通大学薛天鹏、天津商学院何少书、上海机械学院蒋能照、缪道平、潘德龙、刘才清，商业部设计院郭孝礼、潘秋生，中国通用机械设计成套公司施美瑯、杨彦如，南京冷气机厂梅运兴，北京电冰箱厂梁慧华，北京制冷压缩机厂于信等同志提出许多宝贵改进意见，并承上海机械学院、上海海运学院及中国制冷学会等单位提供许多图纸，在此谨致谢忱。

编者

目 录

本书主要符号的国际单位制、工程单位制对照	1
绪言	1

第一篇 往复式活塞式制冷压缩机

第一章 往复式活塞式制冷压缩机的工作原理和基本热力计算	3
第一节 结构概述	3
第二节 理想工作过程	5
第三节 实际工作过程和输汽系数	8
第四节 制冷量、功率和效率	18
第五节 热力计算实例	25
第二章 往复式活塞式制冷压缩机的动力学简介	29
第一节 曲柄连杆机构的运动方程	29
第二节 运动机构的质量转化	31
第三节 惯性力	32
第四节 压缩机的受力分析	34
第五节 惯性力及惯性力矩的平衡	38
第三章 往复式活塞式制冷压缩机的结构参数和分类	42
第一节 结构参数	42
第二节 分类	44
第四章 往复式活塞式制冷压缩机的零部件及装配	51
第一节 机体组	52
第二节 缸套	53
第三节 汽阀	54
第四节 输气量调节装置	57
第五节 活塞组	62
第六节 连杆组	65
第七节 曲轴	66
第八节 轴封	68
第九节 联轴器和皮带轮	70
第十节 润滑及油泵	71
第十一节 安全阀	78
第十二节 整机装配	79
第五章 往复式活塞式制冷压缩机的总体结构	81
第一节 开启式压缩机	81

第二节	半封闭式压缩机	91
第三节	全封闭式压缩机	95
第六章	往复式制冷压缩机的整机性能测试	98
第一节	出厂试验	98
第二节	型式试验及抽查试验概述	101
第三节	制冷量的测定	103
第四节	轴功率的测定	109
第五节	其它性能指标的测定	111

第二篇 其它型式的制冷压缩机

第七章	螺杆式制冷压缩机	113
第一节	基本结构和工作过程	114
第二节	输汽量、功率和效率	118
第三节	转子型线和重要结构参数	122
第四节	能量调节及调节特性	124
第五节	喷油冷却方式和转子轴向力的平衡	127
第六节	螺杆式压缩机的结构	129
第七节	螺杆式压缩机组	133
第八节	螺杆式压缩机的性能特点	136
第八章	刮片式制冷压缩机	137
第一节	工作原理	138
第二节	输汽量、功率和效率	140
第三节	刮片式压缩机的结构	141
第九章	离心式制冷压缩机概述	145
第一节	结构概述	145
第二节	基本工作原理	147
第三节	能量消耗及特性	151
第四节	离心式压缩机的结构	155
附录		160
I	常用活塞式制冷压缩机	160
II	R717饱和蒸气表	172
III	R-717的logp-h图	177
IV	R-12的logp-h图	178
V	R-22的logp-h图	179
VI	R-502的logp-h图	180
VII	与制冷工程有关的国际单位制与其他单位制的换算表	181

绪 言

蒸汽压缩式制冷装置是目前应用较广的一种制冷装置，它的主机称为制冷压缩机。

制冷压缩机是一种把原动机提供的机械能转变成工质蒸汽压力能的机械。蒸汽压缩式制冷循环中，工质蒸汽从低压到高压的压缩和输送过程，就是靠制冷压缩机完成的。

由热力学第二定律我们知道，热量不可能自动地从低温介质传向高温介质。正是由于工质流过压缩机获得了能量补偿，才有可能使工质从冷间吸取的低温热量变为高温热量而传给常温的冷却介质，蒸汽压缩式制冷循环才有可能持续进行。

目前，生产和使用中的制冷压缩机种类和型式很多（参见图0—1），根据基本工作原理可分为容积型和速度型两大类。容积型压缩机是靠活塞在汽缸中运动所构成的可变工作容积压缩和输送汽体的。而速度型压缩机是靠高速旋转的工作叶轮对汽体做功，使其流速和压力增高，而后再通过扩压器件降低汽体的流速，使动能转变为压力能，进一步增加汽体的压力，从而完成汽体的压缩和输送过程。

容积型压缩机可根据活塞的运动形式分为往复式和回转式。前者活塞在汽缸内作往复运动；后者活塞在汽缸内作回转运动。往复式活塞式依传动机构的不同可分为几种类型。但通常我们所说的往复式活塞式是指传动机构为曲柄连杆机构的往复式活塞式压缩机。回转式压缩机根据具体结构的不同，又可分为螺杆式、刮片式等多种类型。

目前，我国生产和应用最广的是往复式活塞式制冷压缩机，其具体机型有几十种之多。单机容量从几百千卡/小时到几十万千卡/小时（或按国际单位制为几百瓦到几百千瓦），应用于各种中、小型的制冷装置中，有良好的使用性能和能量指标。但是，这种类型的压缩机由于往复运动零件引起的振动及结构上的复杂性，使其在更大的容量范围内的应用受到了限制。

近年来，螺杆式压缩机在水产和食品等行业的制冷装置中，应用逐渐增多。由于这种压缩机兼备往复式一级能达到较大的压缩比和回转式机械结构较紧凑，平衡性能好，适宜于高转速的特点，因而是一种有良好使用前景的制冷压缩机。目前，在三十万千卡/小时（或348.9千瓦）到二百万千卡/小时（或2326千瓦）的容量范围内，螺杆式压缩机具有较高的技术经济指标。最近几年，我国自己制造的螺杆式压缩机有上海、武汉、烟台等冷冻机厂生产的几种机型，已在冷藏库及其它制冷装置中获得实际应用。

刮片式压缩机具有较宽广的容量范围，可应用于电冰箱等小型制冷装置，亦可用于冷藏库、冷藏船及其它大、中型的制冷装置中。这种压缩机单级能达到较高的压缩比，目前磨损问题亦在逐步得到解决，可以取代部分活塞式单、双级压缩机。

速度型制冷压缩机可分为离心式和轴流式，其中应用较广的是离心式。离心式压缩机

具有装置紧凑，运转平稳、无油压缩等优点。目前，在制冷量大于五十万至一百万千卡/小时（或581.5—1163千瓦）的空气调节装置和一些化工用的低温、大容量的制冷装置中，应用日益增多。

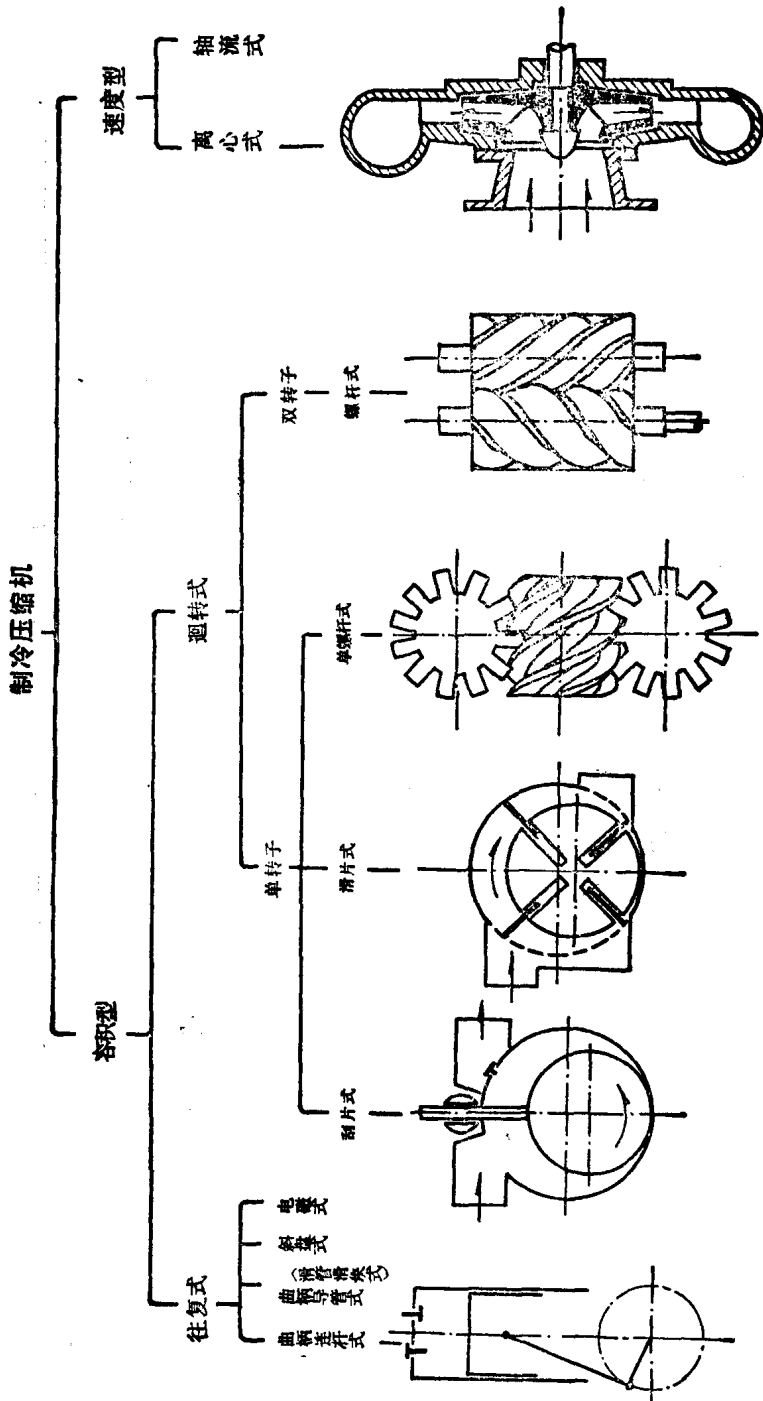


图 0—1 制冷压缩机的分类

第一篇 往复式制冷压缩机

往复式制冷压缩机是目前应用最广的一种制冷压缩机,它是靠由汽缸、汽阀和在汽缸中作往复运动的活塞所构成的可变工作容积来完成工质蒸汽的吸入、压缩和排出过程的。

按传动机构的不同,往复式制冷压缩机可分为几种类型,最常用的是具有曲柄连杆式传动机构的压缩机,此外尚有具有曲柄导管式、斜盘式和电磁振动式传动机构的机型。其中除电磁振动式压缩机是靠电磁铁直接驱动活塞作往复运动外,其它类型都是靠原动机驱动主轴,再由传动机构把主轴的转动变为活塞的往复运动。

本篇主要介绍具有曲柄连杆传动机构的往复式制冷压缩机,将讨论它的工作原理、基本热力计算、受力及平衡概况、零部件和总体结构以及整机性能测试等。由于斜盘式和电磁振动式应用较少,本篇不予讨论。

第一章 往复式制冷压缩机的工作原理和基本热力计算

本章将在简介往复式压缩机的结构概况后,着重讨论这种压缩机的工作过程和热力性能。

从热力学的观点出发,衡量压缩机性能优劣的指标主要有以下两个方面:

①汽缸工作容积的利用程度;

②能量的利用程度。一台热力性能优良的压缩机,应具有较高的汽缸工作容积利用率和较低的功率消耗水平。在这一章里我们将应用热力学的知识,分析压缩机的工作过程,分析各种实际因素对压缩机输汽量和功率消耗的影响,介绍压缩机输汽量、制冷量和功率的计算方法。

第一节 结构概述

图 1.1.1 所示,为目前应用较广的高速多缸型往复式制冷压缩机机型之一——V型双缸单作用(活塞单面压气)压缩机的结构。由图可见,压缩机的主要组成部分是:

①由机体和各种盖板等部件组成的机体组;

②由汽缸、汽阀和活塞等部件构成的可变工作容积;

③由联轴器、曲轴、连杆等部件构成的传动机构;

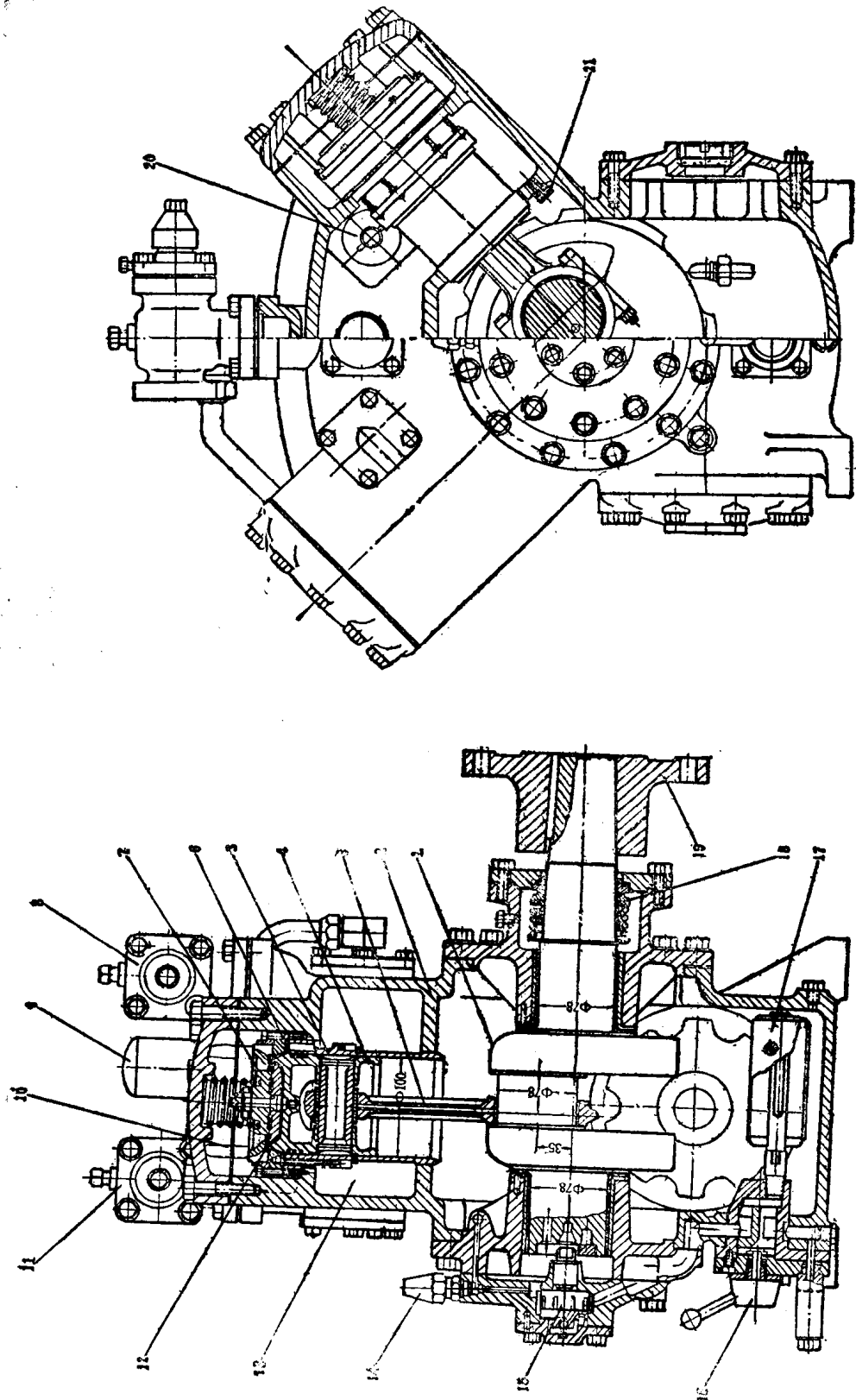


图1.1.1 2FV—10型活塞式制冷压缩机

- 1.曲轴 2.机体 3.连杆 4.活塞 5.气缸套 6.吸气阀 7.缸头 8.排出截止阀 9.安全阀 10.排气阀 11.吸入截止阀 12.排气阀 13.吸气腔 14.油压调节阀 15.润滑油泵 16.装放油阀 17.滤油器 18.轴封 19.联轴器 20.联轴器 21.均压回油孔

④由油泵、滤油器、油压调节阀等部件和各部油道组成的润滑系统；

⑤轴封等密封设施。这种压缩机上还设置了顶开进汽阀式的能量调节装置，以调节压缩机的输汽量。

单作用压缩机汽缸可变工作容积的基本构成和动作原理，可从图 1.1.2 中看出。

圆筒形的汽缸，顶部设置着吸、排汽阀，与活塞共同构成可变工作容积。连杆的大头与曲轴的曲柄销连接，小头通过活塞销与活塞连接，当曲轴在原动机驱动下旋转时，通过曲柄销、连杆、活塞销的传动、活塞即在汽缸中作往复直线运动，其行程为曲轴偏心距 r 的 2 倍。吸、排汽阀的阀片被汽阀弹簧压在阀口上，靠阀片两面汽体的压力差自动开启，控制着工质蒸汽进、出汽缸的通道。

曲轴每回转一周，活塞往复运行一次，可变工作容积中将完成一个包括汽体的吸入、压缩和排出过程在内的

工作循环（注意：这里所说的与工作循环与制冷循环的概念不同）可将一定数量的工质蒸汽由压缩机的吸汽腔输往排汽腔。

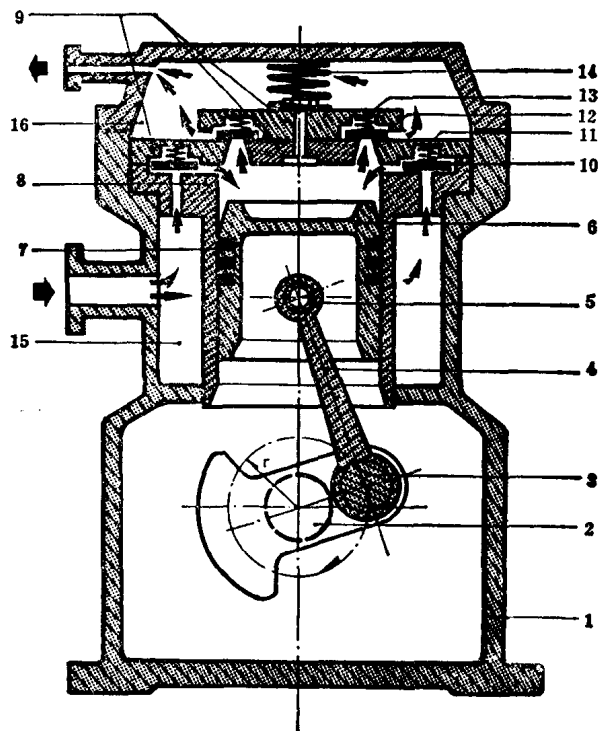


图 1.1.2 活塞式压缩机工作原理图

1. 机体 2. 曲轴 3. 曲柄销 4. 连杆 5. 活塞销 6. 活塞 7. 活塞环 8. 汽缸 9. 汽阀 10. 吸汽阀片 11. 吸汽阀弹簧 12. 排汽阀片 13. 排汽阀弹簧 14. 安全弹簧 15. 吸汽腔 16. 排汽腔

第二节 理想工作过程

为了便于逐步深入地讨论往复式压缩机的工作过程，并为衡量其热力性能设立一个比较标准，我们假定压缩机能够在没有任何容积损失和能量损失的状况下运行，并对压缩机在这种理想状况下的工作过程（称理想过程或理论过程）和热力指标进行分析。显然，由于各种实际因素的影响，压缩机的实际工作过程比理想过程要复杂一些，热力指标也无法达到理想过程那样的完善程度。

一、理想工作过程

1. 理想过程的条件 无任何容积损失和能量损失的理想压缩机应具备下列条件：

(1) 无余隙容积 余隙容积系指活塞运行至上止点时汽缸内剩余的容积。无余隙容积，则排汽结束时缸内汽体应能被全部排出而无剩汽存留。

(2) 无吸、排汽压力损失 吸、排汽压力损失系指汽流流经吸、排汽阀时因需克服

由阀件和汽流通道所造成的阻力而产生的压力降。无此项损失，则汽阀应不对汽流产生任何阻碍作用。

(3) 气体的压缩过程是理想过程，如可以是理想的绝热、等温或多变过程，压缩指数为定值。在讨论活塞式压缩机的理想过程时，我们通常是把压缩过程看作绝热过程，汽体与汽缸等机件之间不产生热交换，压缩指数为绝热指数K。

(4) 无汽体的泄漏。

(5) 在运行中运动机构无摩擦，不消耗摩擦功。

2. 理想工作过程 我们借助图 1.1.3 讨论压缩机的理想工作过程。

压缩机的理想工作循环系由吸汽、压缩、排汽三个过程所组成。在理想情况下，因压缩机没有余隙容积，汽缸内没有上一工作循环剩余的高压汽体，所以活塞由上止点开始下行时，排汽阀关闭，吸汽阀开启，进汽过程开始。此过程持续进行到活塞运行至下止点为止。由于没有进汽压力损失和进汽与汽缸等机件的热交换，吸入缸内汽体的状态参数与吸汽腔内的相同（参见图中吸汽过程线 4—1）。

活塞开始上行时吸汽阀关闭，汽缸内形成封闭容积，压缩过程开始。

气体的压缩过程为绝热过程（参见图中压缩过程线 1—2），当气体被压缩至压力与排汽腔压力相等时，因无排汽压力损失，排汽阀开启，压缩过程结束，排汽过程开始。排汽过程将持续进行到活塞运行至上止点（参见图中排汽过程线 2—3）。由于在整个工作循环中没有汽体的泄漏和余隙剩汽，故吸入的汽体被全部输往排汽腔。

二、理想过程的输汽量 压缩机的输汽量是指在单位时间内由吸汽腔输往排汽腔的汽体量。在按吸气状态下的容积计算时，称为容积输汽量，单位常用米³/秒（或米³/小时），如按重量计算则称为重量输汽量（亦称压缩机的循环量），单位常用公斤/秒（或公斤/时）。

在理想情况下，单作用压缩机的汽缸应在活塞下行的全行程内进汽，吸入汽体的状态与在吸气腔中的状态相同，而且全部输往排汽腔。因此曲轴回转一周，压缩机每个汽缸的容积输汽量等于活塞移动一个行程所扫过的汽缸容积（称为活塞行程容积），用 V_g 表示。

$$V_g = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \quad \text{米}^3 \quad (1.1.1)$$

式中 D —— 汽缸直径 米
 S —— 活塞行程 米

所以，一台压缩机的理论容积输汽量 V_h 可用下式计算：

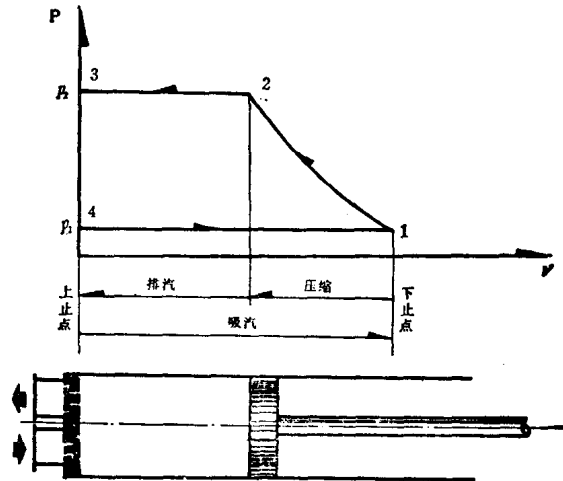


图 1.1.3 理想工作过程的 P—V 图

$$V_h = V_g \cdot Z \cdot n = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot n \cdot Z \quad \text{米}^3/\text{秒} \quad (1.1.2)$$

$$\text{(或 } V_h = V_g \cdot Z \cdot n \cdot 60 = 15\pi D^2 \cdot S \cdot n \cdot Z \quad \text{米}^3/\text{时)}$$

式中 Z ——压缩机的汽缸数

n ——压缩机转速 转/秒 或 转/分

压缩机的理论重量输汽量 G_h 可用下式计算:

$$G_h = \frac{V_h}{u_1} \quad \text{公斤/秒 (或 公斤/小时)} \quad (1.1.3)$$

式中 u_1 ——吸气腔内的汽体比容 米³/公斤

在一定的工况条件下运转的压缩机, 其制冷量的大小主要取决于理论输汽量, 因而 V_h 数值的大小可以表示出压缩机容量的大小, 是压缩机的重要性能参数。

三、理想过程的耗功 在理想工作过程中, 压缩机没有任何能量损失, 耗功全部作用于工质蒸汽, 使其压力升高。

曲轴回转一周, 压缩机理论耗功量 $L_{理}$ 的大小, 可从图 1.1.4 所示的压容图(示功图) 中看出。

这部分耗功, 是由吸入、压缩、排出三个过程的耗功合成的。这三部分耗功我们分别用 $L_{吸}$ 、 $L_{压}$ 、 $L_{排}$ 表示, 它们在数值上分别等于吸汽、压缩、排汽三条过程线以下的阴影线面积。如果我们把活塞对汽体做功定义为正值, 汽体对活塞做功定义为负值, 则可看出: 只是在吸汽过程

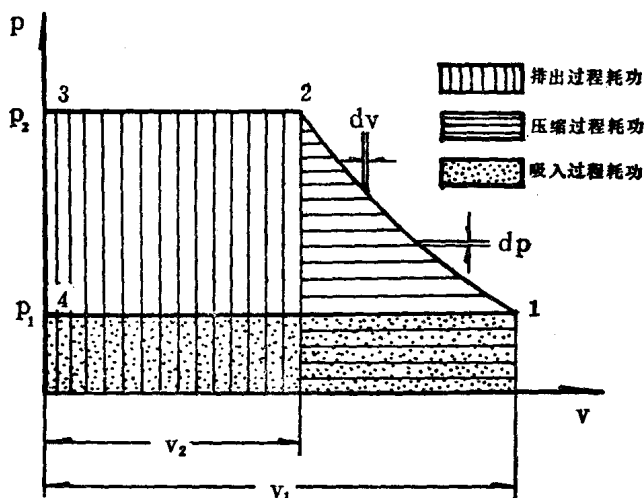


图1.1.4 理论工作循环的耗功

中, 作用在活塞上的进汽压力指向才与活塞运行方向相同, 可推动活塞下行, 因此其耗功 $L_{吸}$ 为负值, 而其它两个过程的耗功均为正值。据以上分析可以写出:

$$\begin{aligned} L_{理} &= L_{吸} + L_{压} + L_{排} = -P_1 V_1 - \int_1^2 P dV + P_2 V_2 \\ &= \int_1^2 V dP \quad \text{焦耳/转 (或 公斤米/转)} \end{aligned} \quad (1.1.4)$$

对照图 1.1.4 可看出 $\int_1^2 V \cdot dP$ 等于三条过程线和纵座标围成的面积 1—2—3—4—1 所表示的功。

在压缩机的结构参数、工质的种类、运行工况和理论压缩过程均已确定的情况下, 理论工作循环的耗功量 $L_{理}$, 可用示功图面积换算的方法, 或应用真实气体的计算公式进行计算 (在制冷循环中, 工质蒸汽的状态一般是接近饱和状态的, 距离理想气体较远, 故不能应用理想气体的计算公式计算)。

由于上述的计算方法比较复杂，因而在计算往复活塞式压缩机的耗功时，通常是将压缩过程看作绝热过程，利用工质的 $\lg p-i$ 图较方便地计算出压缩一公斤工质蒸汽所消耗的功 l_{ad} 。 l_{ad} 称为单位理论绝热压缩功，单位是千焦/公斤（或 千卡/公斤），可用下式计算

$$l_{ad} = i_2 - i_1 \quad \text{千焦/公斤} \quad (1.1.5)$$

$$\text{(或 } Al_{ad} = i_2 - i_1 \text{ 千卡/公斤)}$$

式中 i_1, i_2 ——压缩始态和终态工质蒸汽的焓值 千焦/公斤（或千卡/公斤）

A——功的热当量，为1/427千卡/公斤米

这样，压缩机理想工作过程的耗功率 $N_{理}$ 即可用下式算出

$$N_{理} = G_{理} \cdot l_{ad} = \frac{Vh \cdot (i_2 - i_1)}{u_1} \quad \text{千瓦} \quad (1.1.6)$$

$$\text{(或 } N_{理} = \frac{G_{理} \cdot l_{ad}}{860} = \frac{Vh \cdot (i_2 - i_1)}{u_1 \cdot 860} \quad \text{千瓦)}$$

式中 860——换算系数，860千卡 = 1千瓦小时

第三节 实际工作过程和输汽系数

压缩机实际上不可能具备理想过程的各项条件，因而它的实际工作过程与理想过程有着很大的差别。造成差别的原因主要有如下几方面：

(1) 压缩机的汽缸内部留有一定的余隙容积。高速多缸型压缩机汽缸内的余隙容积如图 1.1.5 所示。由于在压缩机的设计和制造过程中必须考虑：机件的实际结构及其加工和装配的误差；机件运行时因受热和受力引起的变形，因而必须留有适当的余隙。余隙容积的存在，使压缩机不可能将压缩后的汽体全部排出。

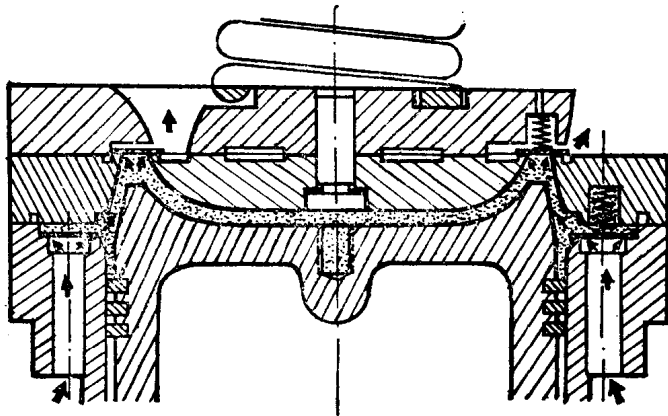


图 1.1.5 汽缸内的余隙容积及汽体流经汽阀的情况
(活塞处于上止点位置)

(2) 从图 1.1.5 中所示汽阀的实际结构可以看出，汽体流经汽阀时必须克服汽阀弹簧的阻力、阀片的重力，和汽

流通道的阻力。也就是说，阀片两面必须有一定的压力差，阀门才能处于开启状态。这就造成了吸、排汽的阻力损失，使得汽缸内的实际进汽压力低于吸汽腔的压力，实际排汽压力高于排汽腔的压力。

(3) 压缩机在实际运行中, 汽缸内气体的温度不断发生变化, 而且与汽缸壁等具有一定热容量的金属壁面直接接触, 因而其间会产生复杂的热交换。这就使得实际的压缩过程和余隙剩汽的膨胀过程均不同于理论上的绝热、等温或多变过程, 压缩和膨胀指数都不是定值而是变数。

(4) 由于压缩机汽缸内的一些密封部位(如缸壁和活塞环之间)实际上密封不严, 以及吸、排汽阀的阀片闭合不严和滞后关闭, 都会造成气体由高压向低压部位泄漏。在压缩和排汽过程中, 缸内被压缩的气体会向吸汽腔和曲轴箱泄漏; 在膨胀、吸汽和压缩过程中, 排汽腔中的高压气体会向汽缸内泄漏。泄漏的具体途径如图 1.1.6 所示。

(5) 压缩机在实际运行中, 运动机构有摩擦, 要消耗一定的摩擦功。

由于上述各种因素的影响, 压缩机的实际工作过程较理想过程复杂, 其实际输汽量低于理论输汽量, 而且在一定的工况条件下, 压缩同等数量的工质蒸汽, 实际耗功要大于理论过程的耗功。

一、实际工作过程 图 1.1.7 为压缩机实际工作过程的 $P-V$ 图。由图可见, 其实际

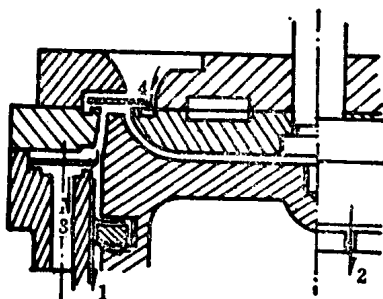


图 1.1.6 汽体的泄漏

1. 活塞环与缸壁或环槽之间的间隙造成的泄漏
2. 活塞环搭口间隙造成的泄漏
- 3, 4. 分别为吸、排气阀关闭不严或滞后关闭造成的泄漏

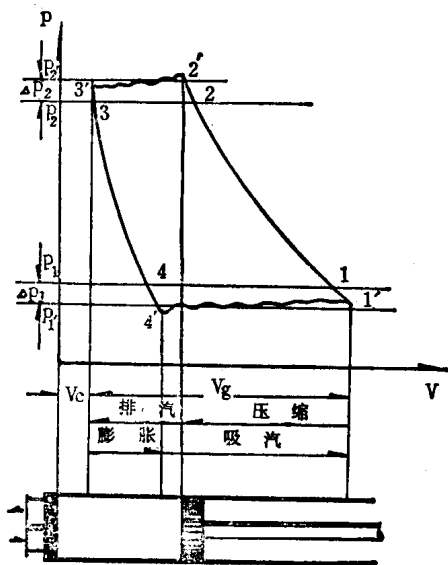


图 1.1.7 实际工作过程

工作循环系由(余隙剩汽的)膨胀过程和吸汽过程、压缩过程、排汽过程所组成。

活塞由上止点开始下行时, 排汽阀关闭, 余隙剩汽的膨胀过程开始。随着活塞的下行, 缸内气体的状态按实际膨胀线 $3'-4'$ 变化, 直至活塞下行到 $4'$ 点的位置, 缸内气体压力下降到低于吸汽腔压力 P_1 的 $P_{1'}$, 而且 P_1 和 $P_{1'}$ 的差值 ΔP_1 足以克服吸汽阀的阻力时, 吸汽阀开启, 膨胀过程结束, 吸汽过程开始。而后, 工质气体在压力为 P_1 的状态下被吸入汽缸, 直至活塞运行至下止点。当活塞开始上行时, 由于缸内压力上升, 吸汽阀关闭, 压缩过程开始。随着活塞的上行, 缸内气体的状态按实际压缩线 $1'-2'$ 变化, 直到活塞上行至 $2'$ 的位置, 缸内气体压力上升到高于排气管压力 P_2 的 $P_{2'}$, 而且 $P_{2'}$ 和 P_2 的差值 ΔP_2 足以克服排汽阀的阻力时, 排汽阀开启, 压缩过程结束, 排汽过程开始。而后, 工质

汽体在压力为 P_2 的状态下从汽缸内排出，直至活塞运行到上止点。由于余隙的存在，排气结束时，汽缸内仍留有一部分压力为 P_2 的高压汽体。在整个工作循环中，缸内汽体与金属壁面间进行着复杂的热交换，而且存在着汽体的泄漏和运动机构的摩擦。

分析上述压缩机的实际工作过程，我们可以看出：

- ① 余隙剩汽的膨胀和吸、排汽阀门的阻力会造成汽缸的吸入容积损失。
- ② 在吸汽过程中，低温进汽因被金属壁面加热而比容增大，会造成汽体的吸入重量损失。
- ③ 膨胀和吸汽过程中排汽腔向缸内的泄漏会造成汽体的吸入量损失，而汽缸内被压缩汽体的泄漏会造成汽体的排出量损失。
- ④ 吸、排汽阀门的阻力、实际膨胀线和压缩线偏离理论过程线、汽体的泄漏和运动机构的摩擦都会造成压缩机的能量损失。

二、输汽系数 通过上面的分析，我们已经定性地了解了压缩机的实际输汽量小于理论输汽量的原因，下面对这个问题进行简要的定量分析。

首先，我们引入输汽系数的概念。设压缩机的实际输汽量为 V_a ，理论输汽量为 V_h ，则其比值 λ 称为压缩机的输汽系数。

$$\lambda = \frac{V_a}{V_h} \quad (1.1.7)$$

输汽系数亦可用压缩机一个汽缸在曲轴旋转一周中的实际容积输汽量 V_a' （在吸汽状态下的容积）与活塞行程容积 V_g 的比值来表示。

$$\lambda = \frac{V_a'}{V_g} \quad (1.1.8)$$

由此可见，输汽系数可表示出汽缸工作容积的实际利用程度，所以又可称为容积效率，它是评价压缩机性能的一个重要指标。

输汽系数综合了余隙容积、吸排汽阻力、汽体与缸壁的热交换和泄漏等各方面的实际因素对压缩机输汽量的影响，它的大小取决于上述几方面因素各自对压缩机输汽量的影响程度。因而我们还需要对这些因素的影响分别进行具体的分析。

1. 余隙容积的影响和容积系数 λ_v 从图 1.1.8 所示的实际过程 $P-V$ 图中可见，活塞下行时，余隙容积 V_c 中的剩汽从 $3'$ 点膨胀到 4 点，压力由压缩终了压力 P_2' 下降到吸汽腔压力 P_1 ，吸入容积损失了 ΔV_1 。这一损失是由于存在着余隙容积和排汽阀的阻力而造成的。

我们把实际过程中除余隙剩汽膨胀占据的容积外所剩的汽缸容积 V_1 ，和理论吸汽容积 V_g 之比称为压缩机的容积系数 λ_v

$$\lambda_v = \frac{V_1}{V_g} = 1 - \frac{\Delta V_1}{V_g} \quad (1.1.9)$$

容积系数 λ_v ，表征着余隙剩汽的膨胀对压缩机输汽量的影响程度。