

化学工程手册

《化学工程手册》编辑委员会

第 6 篇

流体输送机械及驱动装置

化学工业出版社

78.02-62

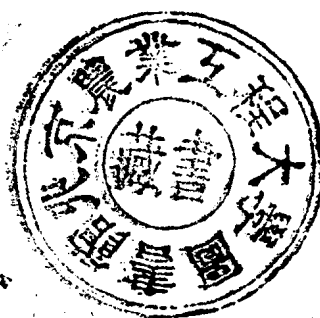
7802/12
1.1

化学工程手册

第 6 篇

流体输送机械及驱动装置

《化学工程手册》编辑委员会



化学工业出版社

内 容 提 要

本书共7章,分流体输送机械(包括:压缩机、化工用泵、膨胀机)和驱动装置(包括:工业汽轮机、燃气轮机、电动机)两大部分。侧重介绍其选型计算、变工况性能、安装使用、运行操作等,对有关工作原理、结构、辅助装置、噪声控制等也作了适当介绍。

全书由各章执笔人编出后,又经张迺卿、李金钊进行了整理。

本书可供化学工业、石油化工及有关部门的设计人员、工厂技术人员及有关院校师生参考。

2254/3129

化学工程手册

第 6 篇

流体输送机械及驱动装置

编写人	王迪生	西安交通大学
	李金钊	化工部化工机械研究院
	张迺卿	化工部化工机械研究院
	张茂文	化工部化工机械研究院
	潘积远	化工部化工机械研究院
	赵士杭	清华大学
	邓冠云	化工部化工机械研究院
审校人	魏立藩	化工部化工装备公司

洪国宝

责任编辑:张红兵

封面设计:任 辉

化学工业出版社出版发行

(北京和平里七区十六号楼)

化学工业出版社印刷厂印刷

化学工业出版社印刷厂装订

新华书店北京发行所经销

开本787×1092¹/₁₆印张26¹/₁₆插页1字数661千字

1989年10月第1版 1989年10月北京第1次印刷

印 数1—4,700

ISBN 7-5025-0621-7/TQ·369

定价11.70元

《化学工程手册》总篇目

1. 化工基础数据
2. 化工应用数学
3. 化工热力学
4. 流体流动
5. 搅拌及混合
6. 流体输送机械及驱动装置
7. 传热
8. 传热设备及工业炉
9. 蒸发及结晶
10. 传质
11. 蒸馏
12. 气体吸收
13. 气液传质设备
14. 萃取及浸取
15. 增湿与减湿
16. 干燥
17. 吸附及离子交换
18. 薄膜过程
19. 颗粒及颗粒系统
20. 流态化
21. 气态非均一系分离
22. 液固分离
23. 粉碎、分级及团聚
24. 化学反应工程
25. 化工自动控制
26. 化工系统工程

《化学工程手册》编辑委员会成员

主任

冯伯华 化学工业部

副主任

陈自新 化学工业部橡胶司

李步年 陕西省化工设计院

苏元复 华东化工学院

蔡剑秋 化学工业出版社

汪家鼎 清华大学

委员

卢焕章 化学工业部化工设计公司

林纪方 大连工学院

区灿棋 中国石油化工总公司

杨友麟 化学工业部计算中心筹备处

邓颂九 华南工学院

张洪沅 成都科技大学

朱亚杰 华东石油学院

张剑秋 北京燕山石油化学总公司研究院

朱自强 浙江大学

郑 炽 上海医药设计院

余国琮 天津大学

郭慕孙 中国科学院化工冶金研究所

时 钧 南京化工学院

傅举孚 北京化工学院

沈 复 华东石油学院

萧成基 化学工业部第六设计院

吴锡军 南京化学工业公司化工研究院

第6篇《流体输送机械及驱动装置》

编写人

王迪生 西安交通大学

李金钊 化工部化工机械研究院

张迺卿 化工部化工机械研究院

张茂文 化工部化工机械研究院

潘积远 化工部化工机械研究院

赵士杭 清华大学

邓冠云 化工部化工机械研究院

审校人

魏立藩 化工部化工装备公司

洪国宝

前 言

化学工程是研究化工类型生产过程共性规律的一门技术科学，是化工类型生产重要的技术和理论基础。化学工程学科的内容主要包括：传递过程原理及化工单元操作；化学反应工程；化工热力学及化工基础数据；化工系统工程学等。研究和掌握化学工程，对于提高化工生产效率和经济效益，加速新技术的开发，提高科研、设计和生产技术水平，有着十分重要的作用。因此，对化学工业来说，化学工程是涉及提高技术水平的主要环节之一。

建国以来，我国的化学工程技术工作逐步发展，已经初步具有一定的基础，并取得了一定的成果。但是，目前国内还缺少一套较为完整实用的化学工程参考资料。编辑出版一套适合国内需要的，具有一定水平的《化学工程手册》，是化工技术工作者多年来的宿愿。早在五十年代和六十年代，国内的化学工程专家就曾酝酿和筹备组织编写《化学工程手册》，一九七五年化学工程设计技术中心站又曾组织讨论过编写计划。今天，在党中央提出加快实现四个现代化宏伟目标的鼓舞下，在化学工业部和中国化工学会的领导下，于一九七八年正式组成《化学工程手册》编委会，经过化工界许多同志的共同努力，《化学工程手册》终于与广大读者见面了。

希望这部手册的出版，将有助于国内的化工技术人员在工作中掌握和运用化学工程的科学技术原理，更好地处理和解决设计、科研和生产中遇到的化工技术问题。

本手册是一本通用性的工作手册。内容以实用为主，兼顾理论；读者对象为具有一定化工专业基础知识的工程技术人员和教学人员；内容取材注意了结合国内的情况和需要，并反映国内工作已取得的成果；对于国外有关的技术及数据，也尽量予以吸收。

根据当前国内的实际情况，计量单位一律采用“米-公斤（力）-秒”工程制（MKfS制）。但是考虑到我国将逐步过渡到采用国际单位制（SI），除了在第一篇中列出详细的单位换算表外，并在每篇之末加列简明的MKfS制-SI换算表。

参加本手册编写工作的，有全国各有关的设计、科研和高等院校等共二十多个单位，近二百人。此外，还有其它许多单位和人员提供资料或间接参与手册的有关工作。《化学工程手册》编辑委员会负责指导手册工作的开展，研究和确定编审工作中一些原则问题，并负责书稿的最后审定工作。手册编写的日常组织工作，由化工部化学工程设计技术中心站负责。

本手册系按篇分册陆续出版，今后还将定期修订再版并出版合订本。希望广大读者对本手册提出宝贵意见，以便再版时改进。

《化学工程手册》编辑委员会

1979年7月

目 录

6.1 容积式压缩机	6-1	(4) 安装	6-132
6.1.1 活塞式压缩机	6-1	(5) 使用与防护	6-133
(1) 分类及特点	6-1	参考文献	6-141
(2) 理论基础	6-1	6.3 膨胀机	6-142
(3) 活塞式压缩机的结构	6-15	6.3.1 透平膨胀机	6-142
(4) 活塞式压缩机的选型	6-24	(1) 透平膨胀机的分类及结构	6-142
(5) 压缩机变工况工作	6-28	(2) 透平膨胀机的理论基础	6-148
(6) 压缩机的安装及使用	6-34	(3) 透平膨胀机通流部分工作过程	6-152
6.1.2 其他类型压缩机	6-46	(4) 透平膨胀机的主要损失与效率	6-160
(1) 螺杆式压缩机	6-46	(5) 流道效率与特征参数	6-165
(2) 罗茨鼓风机	6-52	(6) 热力计算与气体动力计算	6-167
(3) 滑片式压缩机	6-54	(7) 透平膨胀机的特性曲线	6-171
(4) 液环式压缩机	6-57	(8) 相似原理与变工况运行	6-172
(5) 膜式压缩机	6-57	(9) 透平膨胀机的调节	6-175
(6) 超高压压缩机	6-59	(10) 透平膨胀机制动	6-177
参考文献	6-61	(11) 透平膨胀机的安全运行	6-179
6.2 速度式压缩机	6-62	(12) 超低温用材	6-179
6.2.1 离心式鼓风机和压缩机	6-62	6.3.2 轴流式透平膨胀机	6-180
(1) 组成与特点	6-62	(1) 轴流式透平膨胀机基础方程	6-180
(2) 理论基础	6-63	(2) 轴流式透平膨胀机计算	6-190
(3) 结构及主要零部件	6-69	(3) 轴流式透平膨胀机变工况计算	6-196
(4) 选型	6-75	(4) 透平膨胀机带液问题	6-199
(5) 主要辅机与辅助设备	6-85	6.3.3 活塞式膨胀机	6-199
(6) 性能曲线、调节、变工况估算	6-87	(1) 活塞式膨胀机的分类及结构	6-201
(7) 安装、使用、防护	6-96	(2) 活塞式膨胀机的热力学基础	6-206
(8) 噪声标准、噪声源、控制与防护	6-103	(3) 活塞式膨胀机的热力计算	6-209
6.2.2 轴流式压缩机	6-108	(4) 活塞式膨胀机的调节	6-213
(1) 结构及功能	6-108	(5) 膨胀机的选型	6-214
(2) 理论基础	6-110	参考文献	6-220
(3) 特性曲线及其估算	6-111	6.4 化工用泵	6-221
(4) 调节、变工况估算	6-113	(1) 化工生产特点及对泵的要求	6-221
(5) 选型	6-116	(2) 化工用泵的类型和工作原理	6-222
(6) 防护	6-122	6.4.1 叶片式泵	6-222
6.2.3 通风机	6-125	(1) 叶片式泵的理论基础	6-222
(1) 化工用通风机的特殊要求	6-125	(2) 泵的性能参数	6-223
(2) 结构和选型	6-125		
(3) 相似性能换算	6-131		

(3) 离心泵	6-227	(4) 工业汽轮机的保安系统	6-315
(4) 旋涡泵	6-238	6.5.6 工业汽轮机的变工况	6-320
6.4.2 容积式泵	6-239	(1) 工业汽轮机的配汽方式	6-320
(1) 泵的基本参数	6-239	(2) 非设计工况下工业汽轮机的性能	6-321
(2) 容积式泵的性能曲线和性能换算	6-241	(3) 变工况运行对工业汽轮机主要零部件强度的影响	6-324
(3) 往复泵	6-246	(4) 变工况运行对凝汽器真空度的影响	6-324
(4) 转子泵	6-248	(5) 工业汽轮机蒸汽参数波动的允许范围	6-325
6.4.3 流体动力泵	6-249	6.5.7 工业汽轮机的事故处理	6-325
6.4.4 化工用特殊泵	6-249	6.5.8 工业汽轮机的积盐及防止措施	6-327
(1) 耐腐蚀泵	6-250	(1) 工业汽轮机积盐的危害	6-328
(2) 屏蔽泵	6-261	(2) 工业汽轮机积盐的防止措施	6-328
(3) 低温泵	6-262	6.5.9 工业汽轮机的选型	6-331
(4) 高粘度泵	6-263	(1) 化工用工业汽轮机型式的选择	6-331
(5) 计量泵	6-264	(2) 工业汽轮机主要参数的确定	6-334
6.4.5 机械密封	6-272	(3) 工业汽轮机的选择	6-336
(1) 机械密封的结构	6-272	参考文献	6-350
(2) 机械密封的结构型式	6-273	6.6 燃气轮机	6-352
(3) 机械密封材料	6-274	6.6.1 燃气轮机的工作原理及发展概况	6-352
(4) 机械密封的选择	6-276	(1) 燃气轮机的工作原理	6-352
(5) 机械密封的冷却、冲洗、润滑和保温	6-278	(2) 燃气轮机的发展概况	6-352
(6) 机械密封的安装、运行及故障分析	6-280	6.6.2 热力循环	6-354
6.4.6 化工用泵的选型	6-282	(1) 开式简单循环	6-354
(1) 选型的依据	6-282	(2) 循环的改善	6-358
(2) 选型步骤	6-285	(3) 蒸汽—燃气联合循环	6-359
参考文献	6-292	6.6.3 燃气轮机变工况特性	6-360
6.5 工业汽轮机	6-293	(1) 主要部件的性能及其平衡运行	6-360
(1) 工业汽轮机的优点	6-293	(2) 单轴燃气轮机	6-362
(2) 工业汽轮机在化工中的应用	6-293	(3) 分轴燃气轮机	6-363
6.5.1 工业汽轮机的基本原理和分类	6-293	(4) 三轴燃气轮机	6-364
(1) 工业汽轮机的基本工作原理	6-293	(5) 大气参数变化的影响	6-365
(2) 工业汽轮机的分类	6-294	(6) 压气机的调节	6-367
6.5.2 工业汽轮机的结构及工作过程	6-294	(7) 透平的调节	6-368
(1) 工业汽轮机的结构	6-294	(8) 燃气轮机与负载的平衡运行	6-368
(2) 工业汽轮机的工作过程	6-295	6.6.4 燃气轮机结构	6-370
6.5.3 通流部分热力计算	6-297	(1) 压气机	6-372
6.5.4 工业汽轮机结构特点	6-301	(2) 透平	6-372
6.5.5 工业汽轮机的调节保安系统	6-304	(3) 燃烧室	6-372
(1) 工业汽轮机的调节系统	6-305		
(2) 调节系统的特性	6-309		
(3) 工业汽轮机调节系统应用实例和发展	6-310		

(4) 回热器.....	6-373	6.7.2 恒速交流电动机.....	6-385
(5) 透平的冷却结构.....	6-373	(1) 交流鼠笼型异步电动机.....	6-385
(6) 调节保安装置.....	6-375	(2) 同步电动机.....	6-388
(7) 辅助系统及设备.....	6-375	6.7.3 多速交流电动机.....	6-389
(8) 通流部分的清洗装置和空气过 滤器.....	6-375	(1) 多速鼠笼型异步电动机.....	6-389
6.6.5 燃气轮机在石油、化工中的应用	6-376	(2) 三相整流子变速电动机.....	6-390
(1) 天然气和石油的管道输送.....	6-376	6.7.4 交流绕线型异步电动机.....	6-390
(2) 在石油化工厂中的应用.....	6-376	6.7.5 电动机的控制.....	6-390
6.6.6 运行与维护.....	6-377	(1) 电动机的起动控制.....	6-390
(1) 几个问题的说明.....	6-377	(2) 电动机的制动.....	6-393
(2) 起动.....	6-378	(3) 电动机的速度调节.....	6-394
(3) 正常运行.....	6-381	(4) 电动机的保护.....	6-395
(4) 停机.....	6-381	6.7.6 危险场所的分类和电动机的 选择.....	6-396
参考文献.....	6-382	(1) 危险场所的分类.....	6-396
6.7 电动机	6-383	(2) 电动机的选择.....	6-399
6.7.1 电动机的特性和常用公式.....	6-383	(3) 化工厂防爆电动机的选择.....	6-407
(1) 电动机的特性.....	6-383	参考文献.....	6-410
(2) 常用公式.....	6-383		

6.1 容积式压缩机

6.1.1 活塞式压缩机

(1) 分类及特点

活塞式压缩机按气缸中心线的相对位置分：卧式、立式、对称平衡式、对置式、角度式（L型、V型、W型、S型）等。

按运动机构的特点分：带十字头压缩机（多用于固定式装置）和无十字头压缩机（多用于移动式装置）。

按轴功率大小分：微型（轴功率 $N_{sh} < 10\text{kW}$ ），小型（ $10 \leq N_{sh} \leq 50\text{kW}$ ），中型（ $50 \leq N_{sh} \leq 250\text{kW}$ ），大型（ $N_{sh} \geq 250\text{kW}$ ）。

特点

- a. 排气压力范围广，从抽真空到3500气压范围内都适用；
- b. 适应性强，压缩机的排气量几乎不受排气压力变动的影响；其次，气体的性质，特别是重度，对压缩机的工作性能影响不大，同一台压缩机还可用于不同的气体；
- c. 外型尺寸及重量较大，结构复杂，易损件较多，维修工作量较大；
- d. 排气压力的脉动性较大，一般气体中常混有润滑油。

(2) 理论基础

2.1 热力学基础

a. 单级压缩机工作过程的热力关系

压缩机运行时，经历了四个工作过程，即吸气过程、压缩过程、排气过程和膨胀过程，形成了一个工作循环。

在工作循环中，表示气体状态的三个物理量（压力 P 、温度 T 、容积 V ）的变化，都遵循气体的状态方程。对于理想气体，其状态方程为：

$$PV = RT \quad (1-1)$$

或

$$PV = GRT \quad (1-2)$$

式中 P ——压力， kgf/cm^2 ；

v ——比容， m^3/kg ；

T ——温度， K ；

R ——气体常数， $(\text{kgf} \cdot \text{m})/(\text{kgf} \cdot \text{K})$ ；

V —— G 公斤气体的容积， m^3 。

对于临界温度较高的气体，例如 NH_3 、 CO_2 等，或气体压力较高，使用理想气体状态方程，将产生误差。为此，状态方程中要考虑气体分子的体积和其相互之间的作用力的影响。这时需用实际气体状态方程：

$$Pv = ZRT \quad (1-3)$$

或

$$PV = ZGRT \quad (1-4)$$

和理想气体状态方程比较，二者差别在于实际气体状态方程中，引进了压缩性系数 Z （见表

2-5~表2-7), 用以修正气体的压缩性误差。

压缩机理想状态是气缸没有余隙容积, 没有泄漏现象; 气缸的进排气过程没有压力损失;

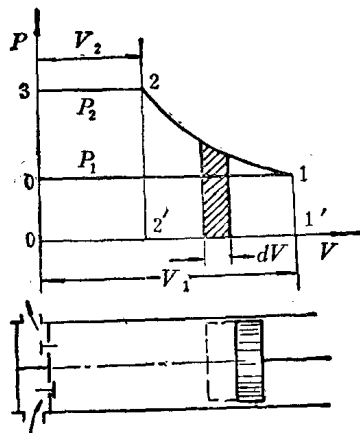


图 1-1 压缩机的理论循环

0—1为吸气过程; 1—2为压缩过程; 2—3为排气过程; 0—1—2—3—0构成级的理论循环

(b) 绝热压缩过程

气体和外界没有热交换。

绝热压缩过程的曲线方程为:

$$PV^k = \text{定值}$$

(1-6)

式中 k —— 气体绝热指数, $k = \frac{c_p}{c_v}$;

c_p —— 气体的定压比热, kcal/(kg·°C);

c_v —— 气体的定容比热, kcal/(kg·°C)。

绝热指数 k 与气体的性质和温度有关, 理想气体的 k 值为:

单原子气体 $k = 1.667$

双原子气体 $k = 1.4$

三原子气体 $k = 1.333$

混合气体的 k 值按下式计算:

$$\frac{1}{k-1} = \sum \frac{r_i}{k_i-1}$$

(1-7)

式中 k —— 混合气体的绝热指数;

k_i —— 混合气体中 i 组分的绝热指数;

r_i —— 混合气体中 i 组分的容积百分数。

理想气体可不考虑温度对绝热指数的影响, 所以在绝热压缩过程中, 温度与压力间的关系为:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \quad (1-8)$$

式中 T_1, T_2 —— 吸气和排气的绝对温度, K;

P_1, P_2 —— 吸气和排气压力, kgf/cm²。

气体的压缩过程曲线是按恒定的指数进行的。这样的工作过程称理想循环。它只包括吸气、压缩和排气三个过程, 如图1-1所示。

在理论循环中, 只有1—2是真正热力学过程, 而0—1及2—3都不是热力学过程, 气体的质量不断发生变化。

根据气体与缸壁的换热情况的不同, 可分为等温压缩过程, 绝热压缩过程和多变压缩过程。

(a) 等温压缩过程

气体在压缩过程中, 温度始终保持不变, 压缩功将变成热量并全部传给了外界。

等温压缩过程曲线方程为:

$$PV = \text{定值} \quad (1-5)$$

(c) 多变压缩过程

多变压缩过程, 气体和外界有热交换。

一般压缩机的计算按多变压缩过程进行, 其过程曲线方程为,

$$PV^n = \text{定值} \quad (1-9)$$

式中 n ——多变过程的压缩指数, 在压缩机中 $1 < n < k$ 。

多变压缩的终了温度, 与 n 值大小有关。可把等温过程和绝热过程看作是多变过程的特殊情况, 即当 $n=1$ 时, 就是等温过程; $n=k$ 时, 就是绝热过程。

一公斤理想气体的多变压缩循环功为:

$$N_{pol} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) / \text{kg} \quad (1-10)$$

一公斤实际气体的多变压缩循环功为:

$$N_{pol} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \cdot \frac{Z_H + Z_h}{2Z_H} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) / \text{kg} \quad (1-11)$$

在实际压缩机中, 压缩过程指数 n , 可按以下经验数据选取,

大、中型压缩机 $n = k$

小型压缩机 $n = (0.9 \sim 0.98) k$

理论循环在实际压缩机中不存在。这是由于实际压缩的气缸中,

① 存在余隙容积, 当排气结束活塞返回行程时, 残存在余隙容积中的压缩气体, 有助于往复运动 (如活塞等) 的停止, 出现了膨胀过程, 膨胀的气体占据一部分气缸工作容积, 减少了新鲜气体的吸入量。

② 气缸吸、排气时, 由于气阀的阻力, 阀片的运动惯性力, 振动以及管道的压力脉动等, 使得实际循环图上的吸排气过程不是直线, 而是带弯曲的波动曲线。同时, 吸排气过程的压力也分别低于和高于理论吸排气压力, 压力差 Δp 是用来克服气阀弹簧力和阀片运动惯性力, 使阀片得以启闭。

③ 由于气体和缸壁之间存在复杂的热交换, 导致实际压缩过程的压缩指数和膨胀指数并不为定值。

b. 热力参数及其影响因素

(a) 指示图

用指示器绘出的气缸内气体压力沿活塞行程变化的实际循环称指示图 (图1-2)

指示图的作用:

- ① 判断各过程的完善程度;
- ② 确定气缸的实际进气容积;
- ③ 确定气缸容积的指示功率。

(b) 排气量

单位时间内, 压缩机最后一级排出的气体, 换算到第一级吸气状态 (压力、温度、湿度和压缩性系数) 时的气体体积, 称为排气量。

工程中常用供气量, 是指标准状态 (即压力 $P_0 = 1.033 \text{ kgf/cm}^2$, 温度 $T_0 = 273 \text{ K}$ 时) 的

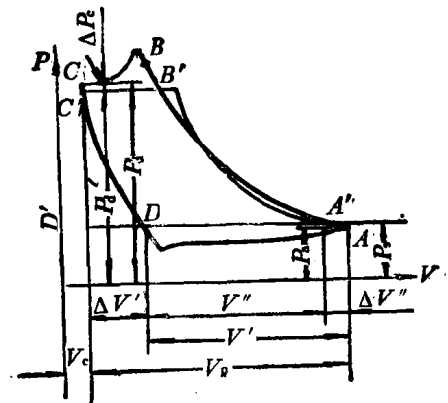


图 1-2 指示图

A—进气阀关闭终了; B—排气阀开始开启; C—排气阀关闭终了; D—进气阀开始开启; A'B'C'D'A'—理论循环

干燥气体的容积。对压缩机来说, 应把供气量换算成排气量, 排气量与供气量的换算关系式:

$$V_d = \frac{P_0 T_1}{(P_s - \varphi_s P_{s,s}) T_0} \cdot V_N \quad (1-12)$$

式中 V_d ——排气量, m^3/min ;

P_s ——吸入状态的压力, kgf/cm^2 ;

T_s ——吸入状态的绝对温度, K ;

φ_s ——吸入状态的相对湿度;

V_N ——供气量, m^3/min ;

$P_{s,s}$ ——吸入温度下的饱和蒸汽压力, kgf/cm^2 。

实际压缩机的排气量为:

$$V = V_c \cdot \lambda = V_c \cdot \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_t \cdot \lambda_g \quad (1-13)$$

式中 V_c ——压缩机的行程容积, m^3/min ;

λ_v ——容积系数, 考虑余隙容积存在的影响;

λ_p ——压力系数, 考虑吸气终点压力与各义压力偏差的影响;

λ_t ——温度系数, 考虑吸气过程中气体被加热的影响;

λ_g ——气密系数, 考虑气体泄漏的影响;

λ ——排气系数 (见表1-1~1-2), 表示实际排气量与理论排气量之比。

ε ——气缸的压力比 ($=P_d/P_s$);

m ——膨胀过程指数。

表 1-1 气体压缩机排气系数

类 型	主 要 参 数			排气系数 λ
	排 气 量 m^3/min	排气压力 kgf/cm^2	级 数	
	≤ 40	151~321	4~6	0.73~0.79
	> 100	321	5	0.75~0.80
	10~119	11~43	2~4	0.65~0.80
	45~62	211	5	0.75~0.76
	33~120	21~45	2~4	0.65~0.73

表 1-2 空气压缩机排气系数

类 型	主 要 参 数			排气系数 λ
	排 气 量 m^3/min	排气压力 (表) kgf/cm^2	级 数	
微 型	0.15~0.90	7	1	0.58~0.60
	0.015~0.05	7	1	0.33~0.40
小型 V、W	1~3	7	2	0.60~0.70
	3~12	7	2	0.76~0.85
L 型	10~100	7	2	0.72~0.82

排气压力 $P_d \leq 20 \text{ kgf/cm}^2$, $a = 0.07 \sim 0.15$

$20 < P_d \leq 320 \text{ kgf/cm}^2$, $a = 0.12 \sim 0.18$

超高压压缩机 a 值可达 0.25。

膨胀过程指数 m 和下列因素有关：

气缸的冷却情况越好， m 值越大；

压缩机的转速越高， m 值越大；进气压高， m 值也大，见表 1-3。

表 1-3 膨胀过程指数 m

进气压力 kgf/cm ²	K 为任意值	$K=1.4$	进气压力 kgf/cm ²	K 为任意值	$K=1.4$
≤ 1.5	$1+0.5(K-1)$	1.2	10~13	$1+0.88(K-1)$	1.35
1.5~4	$1+0.62(K-1)$	1.25	>30	K	1.4
4~10	$1+0.75(K-1)$	1.3			

K 是绝热指数

多级压缩机的排气量，还必须考虑气体在中间冷却器中，因温度、压力条件的改变，可能凝结出液体，使得最后的重量排气量降低。

影响排气量的因素

压缩机的排气量取决于气缸的行程容积和排气系数。行程容积在压缩机制造时已基本确定，以下着重介绍排气系数的影响因素。

① 容积系数 λ_v

理想气体的容积系数：

$$\lambda_v = 1 - a(\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$$

实际气体的容积系数：

$$\lambda_v = 1 - a\left(\frac{z_s}{z_d} \epsilon^{\frac{1}{m}} - 1\right)$$

式中 a ——气缸的相对余隙容积 $\left(= \frac{V_0}{V_h}\right)$ ， V_0 为余隙容积， V_h 为气缸的工作容积。

多级压缩机中，热交换面积逐级减小，故 m 值逐级增大，高压级接近 K 值； m 值的大小还和相对余隙容积 a 值有关， a 值愈大， m 值也愈大。

② 压力系数 λ_p

$$\lambda_p = \frac{V'_1}{V''_1} \approx \frac{P'_1}{P''_1}$$

式中 V'_1 、 P'_1 ——吸气终了气缸内容积、压力；

V''_1 、 P''_1 ——名义吸气容积、压力。

对多级压缩机，I 级、II 级 $\lambda_p = 0.95 \sim 0.98$ ，III 级以后 $\lambda_p \approx 1$ 。

③ 温度系数 λ_t

λ_t 表示进气被加热而使实际进气容积降低的程度，它随压力比的增高而降低。

$$\lambda_t = \frac{T_1}{T'_1}$$

式中 T_1 ——吸入管道中气体温度；

T'' ——吸入终了时，缸内的气体温度。

在吸气过程，气体吸收的热量越多， λ_1 就越小， λ_1 值可根据压力比的大小，从图1-3查得。

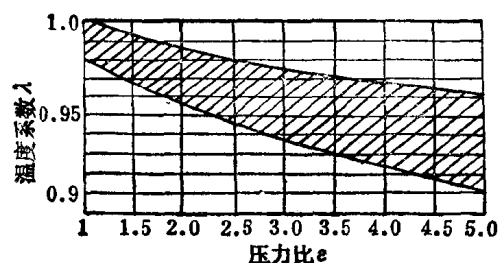


图1-3 温度系数 λ_1 与压力比 ε 的关系

通常用排出气体 V_d 与吸入气体 V_1 之比值来表示泄漏对行程容积的影响，引入气密系数 λ_g ，其值为：

$$\lambda_g = \frac{V_d}{V_s} = \frac{V_d}{V_d + V_g} = \frac{1}{1 + v} = \frac{1}{1 + \sum v_i}$$

式中 V_g ——该机的气缸内、外泄漏和以后各级的外泄漏的总和，

v ——相对泄漏， $\left(= \frac{V_g}{V_d}\right)$ 其值为 $v = \sum v_i$ ；

v_i ——气阀、活塞环和填料等各部位的相对泄漏， v_i 的数值范围如表1-4所示。

表 1-4 v_i 值的范围

泄漏部位	v_i 值	泄漏部位	v_i 值
气 阀	0.01~0.04	双作用活塞环	0.003~0.015
单作用活塞环	0.01~0.05	填 料	(0.0005~0.001) ⁱ

i—以常压进气算起的级数

压缩机的气密系数 λ_g 值，一般为0.90~0.98。

(c) 排气压力及其影响因素

① 排气压力的确定

多级压缩机排气压力的确定，除满足用户的需要外，通常包括两项内容，即级数的选择和各级压力比的合理分配。

级数的选择，一般应遵循下列原则：使压缩机的耗功最小，排气温度在允许的范围之内。

若已知压缩机的总压力比 s ，则压缩机的级数 z 可由下式确定：

$$z = \frac{\ln s}{\ln a} \quad (1-14)$$

式中 ε_0 ——每一级的最佳压力比， ε_0 可按图1-4确定。

按式1-14计算得的级数 z ，若不是整数，则应取其最靠近的整数值。

对于压缩终了温度有特别限制的压缩机，如石油气、乙炔气、氯气压缩机等，温度超出某一界限就将可能产生结焦、爆炸或强烈腐蚀现象；另外，对无油润滑压缩机，其密封元件的材料对工作温度也有一定限制。对这类压缩机，必须按限制的最高温度来确定所需的级数，可利用图1-5的曲线，根据允许的排气温度确定级的压力比，然后按式1-14求得所需的级数。

压缩机的级数确定之后，就可进一步确定各级气缸的压力比。压力比也是根据耗功最小的原则确定，而耗功最小的条件为各级压力比相等，即各级压力比 ε_i 应为：

$$\varepsilon_i = \sqrt[z]{\frac{P_{dz}}{P_{s1}}} \quad (1-15)$$

式中 P_{dz} —— z 级压缩机的末级排气压力；
 P_{s1} ——第一级吸气压力。

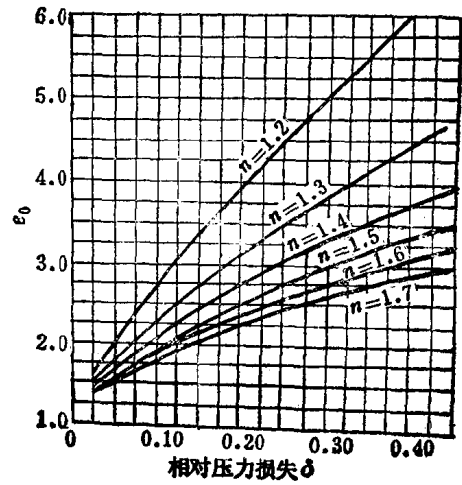


图1-4 最佳压力比 ε_0 与相对压力损失 δ 的关系曲线
相对压力损失 δ ，一般平均值为10~20%，大型压缩机可取中值，小型的取较大值。

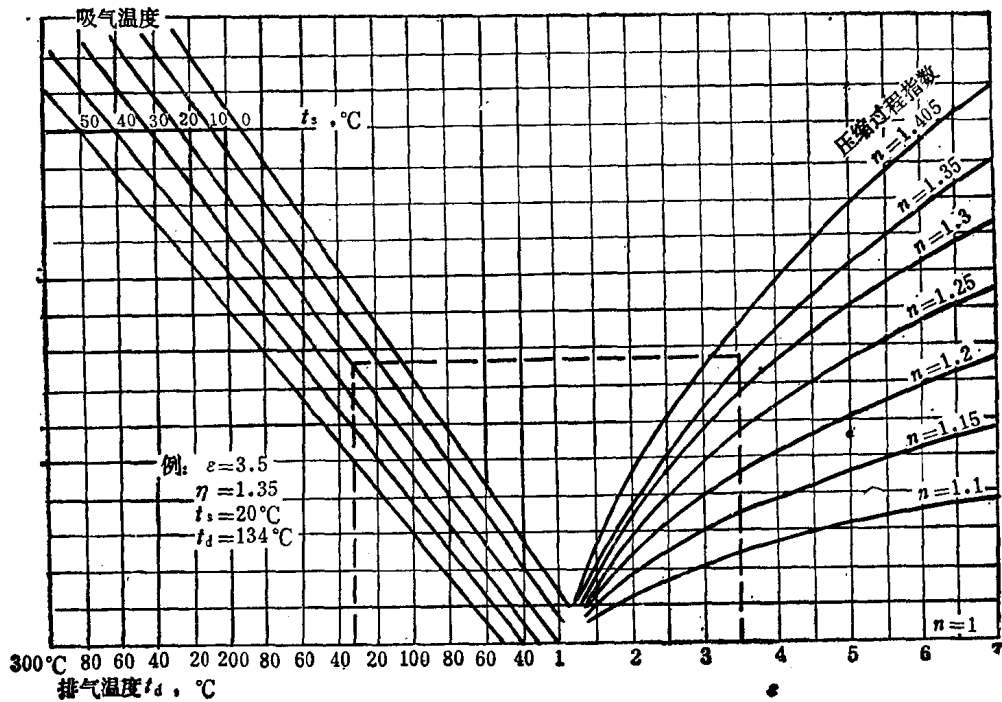


图 1-5 排气温度与压力比的关系

多级压缩机任意一级的排气压力 P_{di} ，应等于该级的吸气压力 P_{si} 乘以该级的压力比 ε_i 。

在实际压缩机中，确定各级实际压力比时，往往还要在等压力比的基础上根据运行条件进行修正，因此各级的排气压力并非等比级数。所考虑的因素通常是：

为了提高第一级气缸的容积系数，常使一级的压力比稍低，

$$\varepsilon_1 = (0.90 \sim 0.95) \sqrt[n]{\varepsilon} \quad (1-16)$$

压缩机的末级，有时会出现排气压力大于设计值；有时会由于排气量调节引起末级压力比升高而造成末级排气温度过高等。为此，末级的压力比 ε_z 往往也取得较小：

$$\varepsilon_z = (0.90 \sim 0.75) \sqrt[n]{\varepsilon}$$

为了平衡活塞力，使压缩机受力均匀，提高机械效率，在确定各级压力比时，往往还根据结构方案而有所修正。

② 影响排气压力的因素

吸入压力的影响

压缩机吸入压力的变化，将直接影响各级的排气压力。对于理想循环，各级排气压力将随吸入压力成比例地上升或下降。而实际压缩机，由于存在余隙容积及末级排气压力恒定的原因，将使各级排气压力的变化有所缓和。

终压的影响

对于多级压缩机，终压对级间排气压力的影响，往往只对末前级比较明显。即终压增高时，末级压力比上升，容积系数下降，吸气压力上升，使末前级的排气压力上升。同理这种影响将逐级往前直至第一级；实际上，由于影响过程逐级迅速衰减，故多级压缩机的低压级，特别是第一级的排气压力受的影响不显著。

余隙容积的影响

增大（或减少）余隙容积，将影响各级的吸入容积减少（或增大），这样引起各级吸气压力的降低（或增高）。

增大多级压缩机第一级的余隙容积，就降低压缩机的排气量，同时造成各中间级的排气压力的降低。

如增大末级的余隙容积，能提高前一级的排气压力，同时使末级本身的压力比下降。

泄漏的影响

压缩机任意部位的泄漏，都将影响气体压力。由于气密性直接关系到级间压力，故常常以压缩机的各级间压力是否正常来判断压缩机的气阀、活塞环或其他密封部位是否发生故障。

第一级的气阀或活塞环泄漏，将减少压缩机的排气量，因此，各级间压力相应降低；中间级或末级的泄漏，则泄漏级的吸入容积减少，前级的排气压力必将增高，因为只有提高吸气压力之后，前级的排气量才能被减少了的吸入容积所全部接纳。

级间管道的泄漏，导致级间压力的降低。

级间冷却的影响

中间冷却器的冷却恶化，气体温度升高，级间气体压力也随之提高。中间冷却器的阻力增大时，实际上只使前一级的排气压力提高，提高后的压力在中间冷却器内损耗掉，故对中间冷却器后面的吸气压力没有明显的影响。

（d）压缩机的排气温度及其影响因素

① 排气温度的计算