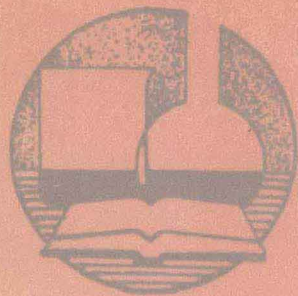


中等专业学校教材



化工热力过程

南京化工学校 古启贤 主编

化学工业出版社

中等专业学校教材

化工热力过程

南京化工学校 古启贤 主编

化学工业出版社

· 北 京 ·

(京)新登字039号

图书在版编目(CIP)数据

化工热力过程/古启贤编著.-北京:化学工业出版社,1992.5(1996.3重印)

中等专业学校教材

ISBN 7-5025-0994-1

I.化… II.古… III.热力学过程;化工过程-专业学校-教材 IV.TQ021.2

中国版本图书馆CIP数据核字(95)第03079号

出版者 化学工业出版社(北京市朝阳区惠新里3号)

社长 傅培宗 总编辑 蔡剑秋

发行 新华书店北京发行所

印刷 北京市通县京华印刷厂

装订 北京市通县京华印刷厂

版次 1992年5月第1版

印次 1996年3月第4次印刷

开本 787×1092 $1/16$

印张 13 $1/4$

字数 311千字

印数 20 301—25 300

定价 10.70元

前 言

按照化学工业部教育司1989年颁发的全日制中等专业学校无机化学工艺专业教学计划,化工热力过程被列为专业课之一。

本书是按1989年1月无机化学工艺专业教材编审委员会所制定的教学大纲编写的。编写过程中参考了南京化工学校无机化工教研组编写的讲义以及高等学校的有关教材和一些专著。

本书共分五章。第一章稳流体系能量衡算,介绍化工生产过程中热量和功量的计算、计算的基本原理以及常用热力学图表的应用,目的是培养学生的化工计算能力。第二、四章分别为蒸汽动力循环和冷冻循环,讲解循环过程的组成及有关热力学计算。上述装置在现代化工厂中都得到日益广泛的应用并作为生产过程的组成部分。第三章过程热力学分析,主要通过熵增原理讲述理想功、损耗功、有效能等概念,并结合化工生产中能耗较大的生产过程进行热力学分析。该章也是合理用能的理论基础,它的基本原理和概念与各章都密切相关,并贯彻在各章内容中。第五章合理用能,是本书内容的小结和落脚点,本章结合实例介绍化工厂合理用能的原则和主要措施。

根据过去的教学经验,考虑到中专学生的理论和感性知识较少,学生认为热力学概念抽象、难懂、不易用来分析实际问题等,本书将蒸汽动力循环放在过程热力学分析前面讲解,使学生熟悉热力循环过程,便于在讲解热力学分析时作为实例和理解抽象概念的基础。同时,本书结合各章的内容编写了较多的与生产实际相结合的例题,供教学中选用。若教师认为蒸汽动力循环还应放在第三章后讲解,也是可以的。

教学计划中规定该课程在学完物理化学后开设,因此物理化学中的有关概念不作过多地重复,只是在本课程应用中加深理解。本书重点是讲解与化工生产密切相关的热量、能量衡算,热力循环和冷冻循环过程,以及合理用能。热力学分析在本书中只是分析合理用能的一种手段,不是本书的目的,故在本书中也没有过多涉及。

本书尽可能采用SI制,但由于历史原因某些物质热力学性质图表不是SI制,若换算为SI制多有不便之处,故本书予以保留。但书中列出的数据已换算为SI制所规定的单位,若引用原有的规定进行计算,计算结果也换算为SI制。

本书由南京化工学校古启贤主编,徐建良、张晓宇参编。其中,第五章和第三章有效能部分由古启贤编写;第一章、第二章和第三章一、二节由徐建良编写,第四章由张晓宇编写。

本书由天津化工学校黄震主审。参加审稿会的还有泸州化工学校姜德村、吉林化工学校胡宗文及河北化工学校程桂花等,本书在编写过程中还得到郑州工学院孙以中副教授的指教,编者在此一并致谢。

本书是新编教材,由于编者水平有限,虽然在编写中作了一些努力,但不当和谬误之处想必不少,衷心盼望读者给予批评指正。

目 录

前言

第一章 稳流体系的能量衡算	1
第一节 稳流过程热力学第一定律	1
一、稳流过程热力学第一定律的表达式	1
二、稳流过程热力学第一定律在不同条件下的特殊形式	3
三、稳流过程的理论轴功及其计算	5
第二节 压缩机功率的计算	7
一、单级压缩机理论功的计算	7
二、多级压缩机理论功的计算	12
三、压缩机实际功的估算	15
第三节 过程的热效应	17
一、显热	17
二、相变潜热	21
三、混合热	23
四、化学反应热	26
第四节 常用热力学性质图表及其应用	28
一、水和水蒸汽热力学性质表	28
二、熵焓 ($T-S$) 图及其应用	28
第五节 物料热量衡算	31
一、无化学反应过程的物料热量衡算	31
二、有化学反应过程的物料热量衡算	34
习题	38
第二章 蒸汽动力循环过程	41
第一节 热转化为功的重要性	41
第二节 蒸汽动力循环装置	42
一、理想朗肯循环及其热力计算	43
二、实际朗肯循环及其热力计算	45
第三节 提高朗肯循环热效率的措施	47
一、提高蒸汽的过热温度	48
二、提高蒸汽的压力	48
三、再热循环	49
四、提高冷凝器的效率及降低冷凝温度	51
五、利用余热预热锅炉给水	52
第四节 热能的综合利用	52

第五节 燃气动力循环	56
一、内燃机循环	56
二、燃气轮机循环	57
习题	58
第三章 过程的热力学分析	60
第一节 热力学第二定律的原理	60
一、热力学第二定律及其表达形式	60
二、能量质量的差异与过程进行的方向	61
三、可逆过程	61
四、热转化为功的条件和极限——卡诺定理	65
五、过程熵变的计算及熵增原理的应用	66
第二节 理想功和损耗功	71
一、理想功 W_{ia}	72
二、损耗功 W_L	76
三、热力学效率 η_a	79
四、过程热力学分析举例	79
第三节 有效能和有效能衡算	91
一、有效能概念	91
二、物理有效能的计算	94
三、化学有效能的计算	96
四、有效能衡算	102
习题	124
第四章 制冷	127
第一节 蒸汽压缩制冷循环	127
一、理想压缩制冷循环	127
二、实际蒸汽压缩制冷循环	128
三、冰机的冷冻能力 Q_0	131
四、制冷剂及其热力学性质	131
五、多级压缩制冷	132
第二节 吸收制冷循环	135
第三节 蒸汽喷射制冷循环	136
第四节 热泵	137
第五节 深冷原理	138
一、不对外作功的绝热膨胀	138
二、对外做轴功的绝热膨胀	141
第六节 气体液化的林德循环	144
一、简单林德循环	144
二、具有氨预冷的林德循环	148
第七节 气体液化的克劳德循环	149

第八节 气体液化的卡皮查循环	152
第九节 空气的深冷分离	153
习题	155
第五章 合理用能	157
一、总能系统是实现按质用能原则的基础和根本措施	157
二、加强低温热能 (100~200℃) 的回收利用	159
三、热能级联使用——多效系统	161
四、在生产过程中应尽可能降低能量的损耗	162
五、采用先进的生产方法和设备	162
六、大型合成氨厂余热回收蒸汽动力循环的热力学计算	163
七、中小型合成氨厂余热的综合利用	166
参考文献	168
附录一 普遍化压缩因子图表	169
表1-1 常见物质的临界参数和偏心因子	169
表1-2-1 流体的普遍化数据 $Z^{(0)}$ 值	170
表1-2-2 流体的普遍化数据 $Z^{(1)}$ 值	172
图1-1 三参数普遍化压缩因子图(一)	174
图1-2 三参数普遍化压缩因子图(二)	174
附录二 常用数据表	175
表2-1 单位换算表	175
表2-2 常用物质的热力学性质	176
表2-3 某些气体的真等压热容 ($P=0$)	177
表2-4 某些气体由 25~1200℃ 的平均等压热容 ($P=0$)	178
表2-5 一些气体的焓值数据	179
表2-6 某些物质的安托因常数	179
表2-7 HCl、NaOH 与 H_2SO_4 溶解和稀释的积分热	180
表2-8 水蒸汽表	181
表2-9 常见物质的标准化学有效能	190
表2-10 氨在饱和状态下的热力学性质	191
附录三 常用热力学图	193
图3-1 一些气体的恒压分子热容	193
图3-2 一些气体的恒压平均分子热容	198
图3-3 压力对气体热容的影响	201
图3-4 氨的 $T-S$ 图	202
图3-5 空气的 $T-S$ 图	203

第一章 稳流体系的能量衡算

在化工生产中，无论是流体的流动过程、传热和传质过程，或是化学反应过程都同时伴随着能量的变化，因此，研究化工过程中的能量变化，降低生产中的能量消耗，经济合理地利用能量等，是非常重要的问题。

化工生产中往往需要严格地控制温度、压力等条件，因此，如何遵循能量守恒定律、利用能量传递和转化的规律，以保证适宜的工艺条件，是生产成败的关键。为了解决这些问题，必须运用热力学第一定律，掌握有关能量的计算，其中最主要的是进行有关热和功的计算。

第一节 稳流过程热力学第一定律

热力学第一定律实质就是能量守恒与转化定律在热现象上的应用。它是人类通过长期实践得出的科学总结，是公认的真理，无法用数学的方法推导得到。这个定律的内容可表达为：自然界一切物质都具有能量，能量有各种不同的形式，可以从一种形式转化为另一种形式，在转化过程中能量的数量保持不变。

在化工生产的许多实际过程中，往往同时存在有功和热的传递。功和热是转移中的能量，不转移的能量总是贮存在体系或环境内。所以，体系在某个过程传递的热 Q 与功 W 应与这个体系在过程前后的能量变化相等。以 E_1 、 E_2 分别代表体系始、终态的总能量， ΔE 代表总能量的变化值，则热力学第一定律的普遍形式为

$$\Delta E = E_2 - E_1 = Q - W \quad (1-1)$$

按(1-1)式写法，我们已选定体系吸热 Q 为正，体系对外作功 W 为正。

在物理化学教材中，已对热力学第一定律作了比较详细的介绍，其数学表达式如下：

$$\Delta U = Q - W \quad (1-2)$$

但是，此式只能适用于封闭体系的非流动过程。而在实际生产中遇到的大多是涉及到流体通过设备呈稳定状态的流动过程。对于这类过程，式(1-2)已不再适用，必须应用第一定律的普遍形式式(1-1)，但在具体应用时，还必须将它变成便于应用的形式。因此，下面我们就讨论稳流体系热力学第一定律及其应用。

一、稳流过程热力学第一定律的表达式

如图1-1所示为稳定流动的普遍情况。

图中包含有粗细不同的输送流体的管路，流体在管内连续稳定地从左端流至右端。管路

中装有一个换热器向流体提供热量，流体通过管路中的透平机时推动透平机转动向外作功。

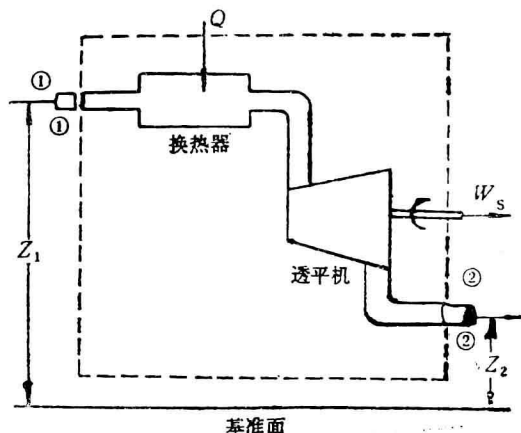


图 1-1 稳定流动过程

上述稳定流动过程具有下列特点：

1. 体系内任一点的状态性质不随时间而变，但各点的状态性质可以不同。
2. 每股物流的质量流速不随时间而变。
3. 每股热流和功流的流速不随时间而变。
4. 整个体系内的总质量和总能量均不随时间而变，体系中没有质量和能量的积累。

下面我们就作图1-1所示的稳定流动过程的能量平衡。为了便于分析，我们按以下步骤进行：

(一) 选择体系

如图1-1中虚线以内的空间作为体系。

(二) 标好进、出口状态

表1-1 稳流体系进、出口标记

状态	压力 Pa	温度 K	比容 m^3/kg	线速度 m/s	内能 J/kg	质量 kg	管道截面积 m^2
①	P_1	T_1	V_1	u_1	U_1	m_1	A_1
②	P_2	T_2	V_2	u_2	U_2	m_2	A_2

(三) 确定高度基准面及 Z_1 和 Z_2

(四) 确定物料基准

以1kg物料为基准，根据稳流体系的特点应有 $m_1 = m_2 = 1\text{kg}$

(五) 流体带入体系的能量

1. 内能 U_1
2. 位能 gZ_1
3. 动能 $\frac{1}{2}u_1^2$

(六) 流体带出体系的能量

1. 内能 U_2
2. 位能 gZ_2
3. 动能 $\frac{1}{2}u_2^2$

(七) 体系从环境吸热 Q

(八) 体系与环境交换的功 W

在这里，只考虑机械功。机械功包括轴功 W_s 和流动功 W_f 两部分。所谓轴功是指流体流经设备之运动机构（不论是回转运动还是往复运动）时，由轴传递的功。在连续流动过程中，流体内部相互推动所交换的功称流动功，也称挤压功。因此，体系与环境交换的功包括以下几部分：

1. 透平机向环境作轴功 W_s
2. 流体流入体系时与环境交换的功 W_{f1}

$$W_{f1} = -(P_1 A_1) \left(\frac{V_1}{A_1} \right) = -P_1 V_1$$

3. 流体流出体系时与环境交换的功 W_{f2}

$$W_{f2} = (P_2 A_2) \left(\frac{V_2}{A_2} \right) = P_2 V_2$$

将上述第(五)、(六)、(七)、(八)项代入式(1-1)得

$$U_2 + gZ_2 + \frac{1}{2}u_2^2 - U_1 - gZ_1 - \frac{1}{2}u_1^2 = Q - W_s - P_2 V_2 + P_1 V_1$$

$$\text{即} \quad \Delta U + g\Delta Z + \frac{1}{2}\Delta u^2 + \Delta(PV) = Q - W_s \quad (1-3)$$

$$\text{因为} \quad \Delta U + \Delta(PV) = \Delta H$$

$$\text{所以} \quad \Delta H + g\Delta Z + \frac{1}{2}\Delta u^2 = Q - W_s \quad (1-4)$$

式(1-3)、(1-4)都是稳定流动体系热力学第一定律的数学表达式,能用于可逆和不可逆过程,但要注意一点体系只作机械功。式中 Δh 表示流体由截面①到截面②的焓的变化。式中所有各项的单位均以每单位质量流体所具有的能量来表示,即 $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

二、稳流过程热力学第一定律在不同条件下的特殊形式

上面得到的稳流过程热力学第一定律的表达式中,包括的能量项目较多,这些项目并不是在任何情况下都要考虑,多数情况下可把这种或那种能量略去不计而使方程式大为简化。下面我们结合化工生产中所遇到的各种具体情况来讨论式(1-3)、(1-4)的特殊形式。

1. 如果不考虑宏观位能和宏观动能变化时,即 $g\Delta Z \approx 0$ 、 $\frac{1}{2}\Delta u^2 \approx 0$,则稳流体系热力学第一定律成为

$$\Delta H = Q - W_s \quad (1-5)$$

在焓平衡的计算中,上式是个很重要的公式。

2. 流体流过管道、阀门、换热器、锅炉、吸收塔、混合器、反应器等设备时,是不作轴功的,而且一般流体在这些设备流过时宏观位能和动能变化都不太大,可忽略不计,即 $W_s = 0$ 、 $g\Delta Z \approx 0$ 、 $\frac{1}{2}\Delta u^2 \approx 0$,于是式(1-4)可简化为

$$\Delta H = Q \quad (1-6A)$$

对于多股物流,则

$$\Sigma \Delta H_i = \Sigma Q_i \quad (1-6B)$$

此式表明体系的焓变等于体系与环境所交换的热量,这是对稳流体系作热量衡算的基本关系式。以上式中用 ΔH 表示焓变时,物料量不限于单位质量。

例 1-1 有一水平位置的热交换器,其进、出口的截面积相等。空气进入时的温度、压力和流速分别为 30°C 、 0.105MPa 和 $10\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$,离开时的温度和压力为 130°C 和 0.104MPa 。试计算当空气的质量流量为 $100\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,从热交换器吸收多少热量。已知空气的恒压平均热容为 $1.005\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

解：以1kg空气为物料计算基准

因热交换器无轴功交换 $W_s = 0$ ，水平放置 $g\Delta Z = 0$ ，因此式(1-4)可简化为

$$\Delta H + \frac{1}{2} \Delta u^2 = Q$$

因热交换器进、出口截面积相等，空气的压力不高可视为理想气体，故

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{RT_2}{P_2 M}}{\frac{RT_1}{P_1 M}}$$

$$\text{即 } u_2 = u_1 \left(\frac{P_1 T_2}{P_2 T_1} \right) = 10 \times \frac{0.105 \times (130 + 273)}{0.104 \times (30 + 273)} = 13.43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\frac{1}{2} \Delta u^2 = \frac{1}{2} [(13.43)^2 - 10^2] = 40.2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\Delta H = \overline{C_p} \Delta T = 1.005(130 - 30) = 100.5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{所以 } Q = \Delta H + \frac{1}{2} \Delta u^2 = 100.5 + 40.2 \times 10^{-3} = 100.54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{则 } Q_s = m Q = 100 \times 100.54 = 1.005 \times 10^4 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

以上计算结果表明：气体流经传热设备时所吸收的热，其中绝大部分用于提高它的焓，而提高它的动能的那一部分是微不足道的，完全可以忽略。即对该类设备进行热量衡算时，完全可以直接采用式(1-6)。

3. 当体系与外界既无轴功又无热的交换时，例如在绝热情况下，通过混合器、反应器（假设保温良好），或高压流体通过节流阀，则

$$g\Delta Z \approx 0; \quad \frac{1}{2} \Delta u^2 \approx 0; \quad W_s = 0; \quad Q = 0$$

$$\text{由此得 } \Delta H = 0; \quad \Sigma \Delta H_i = 0 \quad (1-7A)$$

$$\text{或 } H_1 = H_2; \quad \Sigma H_i^{\text{入}} = \Sigma H_i^{\text{出}} \quad (1-7B)$$

即进入设备时流体的焓值等于离开设备时流体的焓值。根据这一关系，就可方便地求得上述过程中体系温度的变化。

4. 当体系与外界在绝热情况下进行轴功交换时，例如流体通过散热很慢的压缩机、鼓风机、泵、透平等设备时， $Q = 0$ ，由此可得

$$\Delta H = -W_s \quad (1-8)$$

即体系的焓变等于体系与环境所交换的轴功。利用这一关系，只要知道工作流体通过设备时进、出口状态下的焓值，就可方便地求得该设备与工作流体所交换的轴功。

例 1-2 已知蒸汽进入透平时的焓值为 $3230 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ，流速为 $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，离开透平时的焓值为 $2300 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ，流速为 $120 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，蒸汽出口管比进口管低 3 m ，蒸汽的流量为 $10^4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ 。若忽略透平的散热损失，试求：（1）透平输出的功率；（2）若忽略进、出口蒸汽的动能差和位能差，估计对输出功率的计算值所产生的误差。

解：以1kg蒸汽为物料计算基准

（1）透平机输出的功率

因透平散热可忽略, 则由 (1-4) 式得

$$\begin{aligned} -W_s &= \Delta H + \frac{1}{2} \Delta u^2 + g \Delta Z \\ &= (2300 - 3230) + \frac{1}{2} (120^2 - 50^2) \times 10^{-3} + 9.81 \times (-3) \times 10^{-3} \\ &= -924.1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

透平输出的功率为

$$924.1 \times 10^4 \times \frac{1}{3600} = 2567 \text{ kW}$$

(2) 若忽略动能差, 则其对 W_s 计算值引起的误差为

$$\frac{5.95}{924.1} = 0.64\%$$

若忽略位能差, 则给 W_s 计算值带来的误差为

$$\frac{-0.03}{924.1} = -0.003\%$$

可见, 对于透平这一类无热只有轴功交换的设备, 在作能量衡算时, 完全可以直接采用式 (1-8)。

5. 喷嘴是借助于改变流动截面以使流体的动能与内能发生转换的一种装置。在工程上应用较广泛。如汽轮机、火箭、化工生产中的喷射器等。因气流通过喷嘴时无轴功输出, $W_s = 0$, 进、出口位能变化可忽略, $g \Delta Z = 0$, 此流动过程可作绝热过程, $Q = 0$ 。则得

$$\frac{1}{2} \Delta u^2 = -\Delta H \quad (1-9)$$

在喷嘴中流体动能之增量等于焓降。

6. 机械能平衡式 当不可压缩流体在与环境无热、功交换的情况下稳定流动时, 则

$$Q = 0; W_s = 0$$

对于可逆过程 $\Delta U = Q - \int P dV = 0$

于是式 (1-3) 可简化为

$$\frac{1}{2} \Delta u^2 + g \Delta Z + \frac{\Delta P}{\rho} = 0 \quad (1-10)$$

上式就是著名的柏努利方程式, 式中 $\rho \left(\rho = \frac{1}{V} \right)$ 为流体的密度 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

三、稳流过程的理论轴功及其计算

在化工生产中, 常用的动力设备, 如耗电设备一泵、风机和压缩机; 产功设备一热力机械 (蒸汽透平) 和水力机械 (水轮机), 都是通过机械轴的转动实现体系和环境之间轴功的交换。

为了便于讨论, 下面我们以单位质量气体的理想压缩过程为例来推导。如图1-2所示为气体理想压缩循环的示意图。所谓理想压缩过程, 具有以下特点:

(1) 压缩过程是可逆的, 即气体流过进、排气阀时设有阻力损失, 活塞无重量, 活塞与气缸之间不存在摩擦。

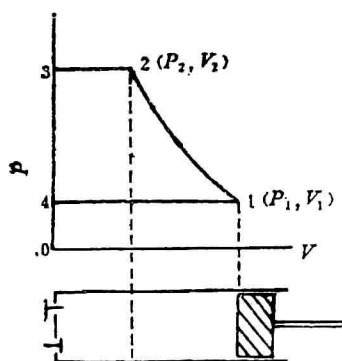


图 1-2 理想压气过程示意图

(2) 整个气缸容积均为工作容积, 即吸气时达到最大量, 排气时全部排净。

图中当活塞由活塞杆带动从气缸左端向右端移动时, 进气阀打开, 进气管内的低压气体随着活塞向右移动被压入缸内, 吸气过程直到活塞移动到气缸右端为止。此阶段气体所作功为

$$W_{41} = P_1 V_1$$

当活塞向左端移动时, 缸内气体被压缩, 气体压力升高, 直到气体压力升高至排

气阀的压力, 这个过程称为气体压缩过程。在这个过程中, 吸气阀和排气阀都是关闭的。该阶段气体所作功为

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} P dV$$

当活塞继续向左移动时, 则排气阀被打开, 排气过程直到活塞运动到左端为止。该阶段气体所作功为

$$W_{23} = -P_2 V_2$$

上述三个过程就构成了一个气体压缩循环过程, 循环过程中各阶段所作功的代数和就是气体压缩过程所耗的轴功。由于上述气体的压缩过程是一个理想压缩过程, 因此, 在该理想压缩过程中, 气体所耗的功应是最小轴功, 也称可逆轴功, 用 $W_{s(R)}$ 表示。则

$$\begin{aligned} W_{s(R)} &= W_{41} + W_{12} + W_{23} \\ &= P_1 V_1 + \int_{V_1}^{V_2} P dV - P_2 V_2 \\ &= -\Delta(PV) + \int_{V_1}^{V_2} P dV \\ &= -\int_{P_1 V_1}^{P_2 V_2} d(PV) + \int_{V_1}^{V_2} P dV \\ &= -\int_{P_1}^{P_2} V dP - \int_{V_1}^{V_2} P dV + \int_{V_1}^{V_2} P dV \\ &= -\int_{P_1}^{P_2} V dP \end{aligned} \quad (1-11)$$

上式是计算可逆轴功的一般形式, 在具体应用时, 应找出 V 和 P 之间的关系, 然后进行数学上的处理, 如可利用气体状态方程计算气体的压缩功 (具体计算将在下一节中详细讨论)。但对于一些特殊流体或特殊过程, 式 (1-11) 可作相应的简化, 如液体通过泵的加压过程。因液体体积随压力变化极小, 故可将 V 提到积分号外面。即

$$W_{s(R)} = -\int_{P_1}^{P_2} V dP \approx -V \Delta P \quad (1-12A)$$

这样, 只要已知液体的体积和泵进出口压差, 便可计算出泵所耗的理论轴功。再如气体通过风机的输送过程, 由于风机进出口压差较小, 气体的体积变化不大, 故可用风机进出口状态下的气体的平均体积 $\bar{V}$ 来代替积分号中的 V , 于是式 (1-11) 可写成

$$W_{s(R)} = -\bar{V} \Delta P \quad (1-12B)$$

同样式 (1-11)、(1-12A) 也适用于流体通过产功设备所作最大轴功的计算。换言之, 对于耗功设备, $W_{s(R)}$ 是所耗的最小轴功。即

$$W_{s(R)} < W_{s(ac)} \text{ (耗功过程)}$$

对于产功设备, $W_{s(R)}$ 是所产最大功。即

$$W_{s(R)} > W_{s(ac)} \text{ (产功过程)}$$

第二节 压缩机功率的计算

气体压缩过程在无机化工生产中是常见的, 例如合成氨生产中原料气的压缩; 冰机对气氨的压缩; 空分装置中对空气的压缩; 合成甲醇、尿素生产中原料气的压缩等, 气体压缩过程的动力消耗在生产总能耗中占很大的比重。在合成氨厂的全流程中, 其能量消耗主要就是用在混合气体的压缩上。由此可见, 讨论各种压缩过程理论功耗与实际功耗以及如何降低压缩过程的能耗对上述生产过程具有重要意义。

一、单级压缩机理论功的计算

1. 理想气体可逆压缩功

(1) 等温压缩

所谓等温压缩, 就是指气体在压缩过程中温度保持不变。在实际情况下, 完全的等温压缩是不能做到的, 但是作为比较的标准, 可用它来衡算实际过程的经济性。

对于理想气体, $PV = nRT$, 则其理论压缩功为

$$\begin{aligned} W_{s(R)} &= - \int_{P_1}^{P_2} V dP = - \int_{P_1}^{P_2} \frac{nRT}{P} dP \\ &= - nRT \ln \frac{P_2}{P_1} = - P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \end{aligned} \quad (1-13)$$

式中 R ——气体常数, $8.314 \text{ kJ} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;

n ——气体摩尔数或摩尔流量, kmol 或 $\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$ 。

(2) 绝热压缩

气体的压缩, 若系完全绝热, 则压缩过程产生的热量全部用来升高气体的温度。实际上即使气流速度很快, 停留时间很短, 总还是有热量的损失。所以, 绝热压缩只是一种极限情况, 同样用它也可以检查实际工作过程的经济性。

对于理想气体可逆绝热过程, 由 $PV^k = P_1 V_1^k$ 得

$$\begin{aligned} W_{s(R)} &= - \int_{P_1}^{P_2} V dP = - \int_{P_1}^{P_2} \frac{P_1^{1/k}}{P^{1/k}} V_1 dP \\ &= - P_1^{1/k} V_1 \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{k}} \right) P^{(1 - \frac{1}{k})} dP \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= -P_1^{\frac{1}{k}} V_1 \left[\frac{k}{k-1} \left(P_2^{\frac{k-1}{k}} - P_1^{\frac{k-1}{k}} \right) \right] \\
&= -\frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\
&= -\frac{k}{k-1} n R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1-14)
\end{aligned}$$

式中 k ——绝热指数，对理想气体的单原子气体 $k=1.667$ ；双原子气体 $k=1.40$ ；多原子气体 $k=1.333$ 。

必须注意，以上所得的方程式只有当气体为理想气体且 k 为常数时才是正确的。若 k 不是常数，则这些方程式不能用。 k 不但与气体的性质有关，严格地讲与温度也有关系，但在工程计算中一般不那么严格要求。常压下几种气体的 k 值见表 1-2。如为混合气体，则其 k 值应按式计算

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

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；

y_i ——混合气体中 i 组分的摩尔分率。

表 1-2 某些气体的绝热指数 k 值

名 称	$k=C_D/C_v$	名 称	$k=C_D/C_v$
氩	1.66	过热水蒸汽	1.30
氢	1.407	饱和水蒸汽	1.135
氧	1.40	氮	1.29
氮	1.40	空 气	1.40
一氧化碳	1.40	甲 烷	1.308
二氧化碳	1.30	乙 烷	1.193
三氧化碳	1.25	丙 烷	1.133

(3) 多变压缩

气体在实际压缩中，通常都是介于绝热和等温之间的多变过程。在多变过程中，气体的 P - V - T 关系和压缩功的计算与绝热过程相似，只需将绝热过程压缩功计算公式中的绝热指数 k 改成多变指数 m 即可。即

$$\begin{aligned}
W_{s(R)} &= -\frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \\
&= -\frac{m}{m-1} n R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (1-15)
\end{aligned}$$

对于有水夹套的往复式压缩机的多变指数 m ，一般为 $1 < m < k$ ，如高压压缩机的低压段，由于气缸壁面积较大，冷却情况较好，因而 m 较小一些，而高压段由于壁面积较

小, 冷却情况不好, 因而 m 与绝热指数 k 相近。

由以上讨论可知: 气体的压缩功耗与压缩比 $\frac{P_2}{P_1}$ 及气体的初温 T_1 有关。压缩比愈大, 初温愈高, 功耗就愈大。为了降低功耗, 增加压缩机打气能力, 应该降低进气温度。

下面我们通过具体例子来说明一下以上三种压缩过程所耗的理论轴功。

例 1-3 设空气的始态为 $P_1=0.1033\text{MPa}$, $t_1=15.6^\circ\text{C}$, 今将 1kmol 空气压缩至 $P_2=1.760\text{MPa}$ 。试比较等温、绝热和多变三种压缩过程的理论功耗和终点温度。已知空气的多变指数 $m=1.25$ 。

解: 空气在压力较低时可看作是理想气体, 则 (1) 等温压缩理论功

$$\begin{aligned} -W_{s(R)} &= nRT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= 1 \times 8.314 \times (15.6 + 273) \ln \frac{1.760}{0.1033} \\ &= 6803.4 \text{ kJ} \end{aligned}$$

(2) 绝热压缩理论功

$$\begin{aligned} -W_{s(R)} &= \frac{k}{k-1} nRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= \frac{1.4}{1.4-1} \times 1 \times 8.314 \times (15.6 + 273) \left[\left(\frac{1.760}{0.1033} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] \\ &= 10482.2 \text{ kJ} \end{aligned}$$

(3) 多变压缩理论功

$$\begin{aligned} -W_{s(R)} &= \frac{1.25}{1.25-1} \times 1 \times 8.314 \times 288.6 \left[\left(\frac{1.760}{0.1033} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} - 1 \right] \\ &= 9155.3 \text{ kJ} \end{aligned}$$

压缩过程终点温度为

$$\begin{aligned} \text{绝热压缩} \quad T_2 &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 288.6 \left(\frac{1.760}{0.1033} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \\ &= 648.8 \text{ K} \\ t_2 &= 648.8 - 273 = 375.8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{多变压缩} \quad T_2 &= 288.6 \left(\frac{1.760}{0.1033} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} \\ &= 508.8 \text{ K} \\ t_2 &= 235.8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

从以上计算结果可以看出, 在 $1 < m < k$ 的条件下, 当压缩比 $\left(\frac{P_2}{P_1} \right)$ 一定时, 等温压缩功耗最小, 终温最低; 绝热压缩功耗最大, 终温最高; 多变压缩功和终温介于上述二者之间, 比较接近实际情况。这三种情况下的理想压缩功如描绘在同一 $P-V$ 图上, 则如图

1-3所示, 根据图中曲线所围面积的大小, 我们可很方便地得出以上结论。图中曲线12表示

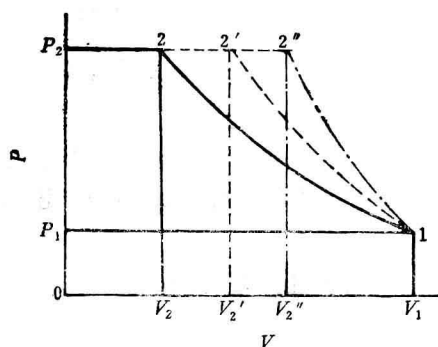


图 1-3 各种压缩功耗比较图

示等温压缩过程; 曲线12'表示多变压缩过程; 曲线12''表示绝热压缩过程。

2. 真实气体可逆压缩功

上面我们讨论的可逆压缩功的计算只适用于理想气体或者是压力较低时的真实气体。如果实际生产过程中需将气体压缩至较高的压力, 那么就不能直接应用以上公式计算, 否则会造成很大的误差。下面我们就简单介绍一下真实气体在较高压力下的理论压缩功的计算。

(1) 等温压缩

对于真实气体等温压缩功的计算, 采用引入压缩因子 Z 的方法来解决。即

$$W_{s(R)} = - \int_{P_1}^{P_2} V dP = - \int_{P_1}^{P_2} \frac{nZRT}{P} dP = -nRT \int_{P_1}^{P_2} Z d(\ln P) \quad (1-16)$$

因为 Z 是 P 的函数, 所以不能提到积分号外面来, 除非在进出口气体 Z 值变化不大且作近似估算时, 可采用进出口条件下 Z 的平均值。

对易液化气体如 NH_3 、 CO_2 、 Cl_2 等在压缩过程中 Z 值变化较大, 不可用 Z 平均值代入上式计算, 对这些气体可用下面两种方法来计算。

第一种: 根据已知的 P 、 V 、 T 数据算出或在普遍化压缩因子图中查出 P - Z 一系列数据, 再绘制 Z - $\lg P$ 图线, 然后利用图解积分法求上述压缩过程的理论轴功。

第二种: 利用一些热力学图表, 如 T - S 图等进行计算。具体将在第四节 T - S 图及其应用讲解。

下面举一个例子来说明上面第一种计算方法。

例 1-4 计算 1kg CO_2 在 319.4K 和 1.475MPa 下等温压缩到 10.327MPa 时所消耗的理论轴功。

解: (1) 如将 CO_2 看成理想气体, 则

$$\begin{aligned} -W_{s(R)} &= nRT \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= \frac{1}{44} \times 8.314 \times 319.4 \times \ln \frac{10.327}{1.475} \\ &= 117.5\text{kJ} \end{aligned}$$

(2) 作为真实气体

$$\begin{aligned} -W_{s(R)} &= 2.303nRT \int_{P_1}^{P_2} Z d\lg P \\ &= 2.303 \times \frac{1}{44} \times 8.314 \times 319.4 \int_{P_1}^{P_2} Z d\lg P \end{aligned}$$

查附录一表1-1得 CO_2 的临界参数为

$$T_c = 304.2\text{K}; P_c = 7.376\text{MPa}; \omega = 0.225$$