

硅酸盐工业热工基础

孙晋涛 主编

高等学校试用教材

中南工业大学
图书馆藏

武汉工业大学出版社

高等学校试用教材

硅酸盐工业热工基础

孙晋涛 主编

武汉工业大学出版社

鄂新登字 13 号

内 容 提 要

本书讲述硅酸盐工业热工基础理论，较系统地阐明了窑炉内有关燃料燃烧、气体流动和传热等基本规律；对传质原理、干燥机理、干燥设备、固体燃料的气化原理和煤气发生炉也作了较详细的介绍。

本书除作为高等学校硅酸盐工程和无机非金属材料专业的通用教材外，也可供有关研究、设计和生产技术人员参考。

高等学校试用教材

硅酸盐工业热工基础

孙晋涛 主编

王忠林 责任编辑

*

武汉工业大学出版社出版(武汉市武昌珞狮路14号)

新华书店湖北发行所发行 各地新华书店经销

中南三〇九印刷厂印刷

*

开本：787×1092 mm 1/16〔照排胶印〕 印张：27.25 插页：2 字数：585千字

1992年12月第一版 1992年12月第一次印刷

印数：1—4000册

ISBN 7—5629—0688—2/TQ·60

定价：7.00元

前 言

本教材原名《硅酸盐工业热工过程及设备》(上册),第一版由孙晋涛(主编)、沈慧贤、孙承绪、陈业勤、王朝亨、徐佐璋等合编,于1980年7月出版。五年以后,根据无机非金属材料类教材编审委员会“洛阳会议”决定:《硅酸盐工业热工过程及设备》(上册)由孙晋涛、孙承绪、徐佐璋负责修订。修订后的第二版于1985年10月出版。

随着教学改革不断深入,各院校对本教材提出了扩大知识面的要求,1987年无机非金属材料类教材编审委员会“广州会议”决定:《硅酸盐工业热工过程及设备》(上册)再版修订时,应该增加传质、干燥及干燥设备、固体燃料气化及设备等内容,并改名为《硅酸盐工业热工基础》,责成上海建筑材料工业学院孙晋涛组织力量负责编写。各章修改和编写分工如下:第一章及第六章由李志明负责;第二章及第五章由童树庭和孙晋涛负责;第三章及第四章由冯晓云和孙晋涛负责。

本教材由南京化工学院沈慧贤主审,参加审稿的人员有华东化工学院郑达德;同济大学王朝亨;上海建筑材料工业学院周志豪。天津大学宋崧、华东化工学院孙承绪和上海建材学院徐佐璋也提了书面意见。

本教材按76~94学时编写,共分六章,各章的学时数如下(供参考):

第一章	气体力学在窑炉中的应用	10~14学时
第二章	传热原理	30~34学时
第三章	传质原理	6~8学时
第四章	燃料及其燃烧	12~16学时
第五章	固体燃料气化过程及设备	8~10学时
第六章	干燥过程与设备	10~12学时

编 者

1991年12月

目 录

第一章 气体力学在窑炉中的应用.....1	四、遮热板和遮热罩的作用.....135
第一节 气体力学基础.....1	五、气体辐射.....139
一、气体的物理属性.....1	六、火焰辐射.....150
二、气体动力学基本方程式.....3	第四节 综合传热.....152
第二节 窑炉系统内的气体流动.....11	一、一种流体通过器壁将热量传给另一 种流体.....153
一、不可压缩气体的流动.....11	二、窑内火焰空间内的传热.....156
二、可压缩气体的流动.....16	三、换热器.....162
三、气体射流.....27	第五节 不稳定导热.....168
第三节 烟囱和喷射器.....49	一、不稳定导热的基本概念.....168
一、烟囱.....49	二、分析求解法.....169
二、喷射器.....55	第六节 导热的数值解法.....176
思考题和习题.....63	一、有限差分法的基本原理.....176
第二章 传热原理.....68	二、二维稳定导热的数值解法.....178
第一节 导热.....68	三、一维不稳定导热的数值解法.....185
一、导热的概念及定律.....68	思考题和习题.....192
二、导热系数.....70	第三章 传质原理.....199
三、导热微分方程.....72	第一节 分子扩散基本定律.....199
四、无内热源的稳态导热.....75	一、基本概念.....199
五、具有内热源的稳态导热.....86	二、斐克(Fick)定律.....203
第二节 对流换热.....90	三、分子扩散系数.....205
一、对流换热的概念.....90	第二节 传质微分方程.....208
二、对流换热的基本定律——牛顿冷却 定律.....91	一、方程的导出.....208
三、边界层概述.....91	二、方程的简化.....210
四、对流换热微分方程组.....94	三、常用的初始条件和边界条件.....211
五、对流换热过程的相似.....96	四、无化学反应的一维稳态分子扩散.....212
六、流体自然对流换热.....100	五、有化学反应的一维稳态分子扩散.....216
七、流体强制流动时的对流换热.....104	第三节 对流传质.....218
八、沸腾与凝结换热.....111	一、浓度边界层和传质微分方程组.....218
第三节 辐射换热.....116	二、对流传质准数方程式.....219
一、热辐射的基本概念.....116	三、对流传质比拟关系式.....221
二、热辐射的基本定律.....118	思考题和习题.....224
三、物体间的辐射换热.....125	第四章 燃料及其燃烧.....226

第一节 燃料的种类和组成	226	思考题和习题	306
一、燃料的种类	226	第五章 固体燃料气化过程及设备	309
二、燃料的组成及其换算	226	第一节 发生炉煤气的种类	309
第二节 燃料的热工性质及选用原则	231	一、空气煤气	310
一、发热量(热值)	231	二、水煤气	310
二、其他热工性质	234	三、混合煤气	311
三、燃料的选用原则	240	第二节 气化过程及气化指标	312
第三节 燃烧计算	241	一、发生炉内的气化过程	312
一、计算的目与内容	241	二、发生炉内的气化反应	313
二、空气量、烟气量及烟气组成的计算	241	三、气化指标	316
三、燃烧温度的计算	253	第三节 煤品质对气化过程的影响	320
第四节 燃烧过程的基本理论	258	一、灰分和结渣性	320
一、着火温度	258	二、水分、挥发分和硫分	321
二、着火浓度范围	259	三、煤的粘结性	321
三、固态炭的燃烧	260	四、煤的反应性	321
四、可燃气体(H_2 、 CO 及烃类)的燃烧	262	五、粒度及其均匀性	321
五、火焰传播速度	264	六、机械强度及热稳定性	322
六、燃烧过程中氧化氮生成机理	267	七、扩大气化用煤的途径	322
第五节 气体燃料的燃烧过程及燃烧设备	268	第四节 发生炉的炉型及构造	325
一、气体燃料的燃烧过程	268	一、发生炉的炉型	325
二、气体燃料的燃烧设备	272	二、发生炉的构造	329
第六节 液体燃料的燃烧过程及燃烧设备	278	第五节 发生炉操作对气化过程的影响	330
一、重油的燃烧方法与燃烧过程	278	一、燃料层高度	330
二、重油的雾化	279	二、气化强度	331
三、燃油烧嘴	282	三、鼓风饱和温度和鼓风压强	332
四、乳化油燃烧	286	四、煤气出口压强和出口温度	333
第七节 固体燃料的燃烧过程及燃烧设备	288	第六节 煤气的净化	333
一、固体燃料的燃烧过程	288	一、热煤气的净化	334
二、层燃燃烧室	289	二、冷煤气的净化	334
三、煤粉燃烧设备	298	第七节 气化方法进展	336
四、沸腾燃烧法	303	一、两段式发生炉	336
		二、加压气化法	338
		思考题	340
		第六章 干燥过程与设备	341
		第一节 概述	341
		第二节 湿空气的性质	342

一、干空气与水蒸气的分压.....	342	六、喷雾干燥器.....	383
二、空气的湿度.....	343	七、其它干燥方法.....	385
三、湿空气的密度和比容.....	344	习题.....	387
四、湿空气的热含量.....	345	附录一 国际制、工程制和英制单位换算表.....	388
五、湿空气的温度参数.....	345	附录二 常用局部阻力系数及综合阻力系数.....	389
第三节 湿空气的 $I-x$ 图.....	348	附录三 常用材料的物理参数.....	396
一、 $I-x$ 图的组成.....	348	附录四 烟气的物理参数.....	399
二、 $I-x$ 图的应用.....	350	附录五 干空气的物理参数.....	399
第四节 干燥过程的物料平衡和热平衡.....	354	附录六 在饱和线上水蒸气的物理参数.....	400
一、物料平衡.....	354	附录七 在饱和线上水的物理参数.....	401
二、热平衡.....	357	附录八 某些材料在法线方向上的黑度.....	402
三、干燥过程的图解法.....	359	附录九 计算辐射角系数和核算面积的公式和图.....	402
第五节 干燥的物理过程.....	363	附录十 湿空气的相对湿度表(%).....	411
一、物料中水分的性质.....	363	附录十一 湿空气 $I-x$ 图($p=99.3\text{kPa}$, $t=-10\sim 200^{\circ}\text{C}$).....	插页
二、物料(制品)的干燥过程.....	365	附录十二 湿空气 $I-x$ 图($p=99.3\text{kPa}$, $t=0\sim 1450^{\circ}\text{C}$).....	插页
三、干燥速率及其影响因素.....	366	附录十三 中国煤分类(以炼焦用煤为主)方案.....	412
四、制品在干燥过程中的收缩与变形.....	369		
第六节 干燥方法与干燥设备.....	370		
一、干燥器的分类及对干燥器的要求.....	370		
二、回转烘干机.....	370		
三、隧道干燥器.....	377		
四、传送带式干燥器.....	379		
五、流态干燥器.....	380		

第一章 气体力学在窑炉中的应用

气体力学是从宏观角度研究气体平衡和流动规律的一门学科。

硅酸盐工业窑炉中的气体有多种，而主要的是烟气和空气。它们起着载热体、反应剂、雾化剂等的的作用。综观整个窑炉工作过程，从燃料的气化、雾化、燃烧，生成的高温烟气放出热量用以熔融，煅烧物料或加热制品，余热回收直到烟气排出，自始至终都离不开气体流动。本章论述的中心问题就是气体流动。

气体流动与窑炉的操作和设计有密切关系。如气体的流动状态、速度和方向对热交换过程有影响；气流的混合对燃料燃烧过程有影响；气流的分布对炉温、炉压有影响等等。

窑炉中的气体流动过程常伴随有燃烧、传热、传质以及某些化学反应。它们对气体流动有一定影响，本章在讨论气体平衡和流动规律时不考虑这种影响。

第一节 气体力学基础

关于气体的物理性质及基本定律等在“工程流体力学”等课程中已有详细论证，本书不再重复，仅作概括性地简述和必要的补充。

一、气体的物理属性

气体的物理属性对其流动规律有很大影响。对于气体的物理性质，主要了解它的力学和热学性质。

(一) 理想气体状态方程

窑炉系统中的气体主要是空气和烟气，其特点是低压，常温或高温，可近似视作理想气体，其压强、温度和密度三个热力学参数之间的关系服从理想气体状态方程：

$$pV = mRT \quad (1-1)$$

或

$$p = \rho RT \quad (1-1a)$$

式中 p ——气体的绝对压强， N/m^2 或 Pa ；

V ——气体的体积， m^3 ；

m ——气体的质量， kg ；

T ——气体的温度， K ；

ρ ——气体的密度， kg/m^3 ；

R ——气体常数， $R = 8314.3/M$ ， $(\text{J/kg}\cdot\text{K})$ ；式中 $8314.3(\text{J/kmol}\cdot\text{K})$ 是理想气体的通用常数； M 是每千摩尔气体的质量 (kg/kmol) ，数值上等于气体的分子量。

(二) 气体的膨胀性和压缩性

气体的膨胀性和压缩性通常用体积膨胀系数 β_T 和压缩系数 β_p 表示：

$$\beta_T = \frac{1}{v} \frac{dv}{dT} \quad \left(\frac{1}{\text{K}} \right) \quad (1-3)$$

$$\beta_p = -\frac{1}{v} \frac{dv}{dp} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{N}} \right) \quad (1-4)$$

式中 v ——气体的比容 (m^3/kg), $v = 1/\rho$;

工程上也常用 β_p 的倒数, 称为气体的体积弹性模数 E 来表示压缩性, 即

$$E = \frac{1}{\beta} = -v \frac{dp}{dv} = \rho \frac{dp}{d\rho} \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-5)$$

气体的膨胀系数和压缩系数的大小与膨胀或压缩过程的特性有关, 还与热量传递的多少有关。在有热量传递条件下, 气体的膨胀或压缩过程称为多变过程。理想气体的多变过程参数之间的关系由多变方程给出:

$$\left. \begin{aligned} p v^n &= \frac{p}{\rho^n} = \text{常数} \\ T v^{n-1} &= T \rho^{1-n} = \text{常数} \\ T^n p^{1-n} &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (1-6)$$

式中 $n = \frac{\gamma - q/\Delta e}{1 - q/\Delta e}$, 称为多变指数;

q ——加给系统的热量 (J/kg), 绝热或等熵过程 $q = 0$;

Δe ——系统内气体的内能增量 (J/kg);

$\gamma = c_p/c_v$, 称为绝热指数或比热比; 式中 c_p 和 c_v 是气体的定压及定容比热 ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)

将(1-6)式代入(1-3), (1-4)和(1-5)式有:

$$\beta_T = \frac{1}{(1-n)T} \quad (n \neq 1) \quad (1-3a)$$

$$\beta_p = \frac{1}{np} \quad (1-4a)$$

$$E = np = n\rho RT \quad (1-5a)$$

气体的膨胀性和压缩性比液体大得多, 属于可压缩流体, 但窑炉系统中的低压空气和烟气的压强近似等于外界大气压强, 且其流速远低于当地音速, 在流动过程中的压强变化不超过0.5%; 虽然整个系统的温度变化较大, 但若分段处理, 使每段的温度变化不太大, 以致气体密度变化不超过20%时, 可以看作不可压缩气体。这样可使问题的讨论大为简化, 所得结论亦可符合工程要求。当气体的流速在100m/s以上或压强和温度变化较大, 如高压气体外射流动等, 就必须按可压缩气体来处理。

若令 $p_0, T_0, V_0, \rho_0, w_0$ 代表标准状态下气体的参数和平均流速, 则在压强 p 和温度 T 时, 气体的体积 V 、密度 ρ 及平均流速 w 为:

$$V = V_0 \frac{p_0}{p} \frac{T}{T_0} \quad (1-7)$$

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} \quad (1-8)$$

$$w = w_0 \frac{p_0}{p} \frac{T}{T_0} \quad (1-9)$$

对窑炉系统中的低压空气和烟气，可令 $\rho \approx \rho_0$ 。

(三) 气体的粘性

气体的粘性可由牛顿内摩擦定律表示：

$$\tau = \mu \frac{dw}{dy} \quad (1-10)$$

式中 τ ——剪应力， N/m^2 ；

$\frac{dw}{dy}$ ——速度梯度， $1/s$ ；

μ ——动力粘度， $N \cdot s/m^2$ 。

与液体不同，气体温度升高时其粘度增大，粘度与温度的关系可由下式表示：

$$\mu_t = \mu_0 \left(\frac{273+C}{T+C} \right) \left(\frac{T}{273} \right)^{1.5} \quad (1-11)$$

式中 μ_t, μ_0 ——温度分别为 $t^\circ C$ 和 $0^\circ C$ 时气体的粘度， $Pa \cdot s$ ；

C ——与气体性质有关的常数。

某些气体的 μ_0 与 C 值列于表 1-1。

(四) 空气的浮力

由阿基米德浮力原理可知，单位体积流体在大气中所受到的空气浮力就等于单位体积空气受到的重力 $\rho_a \cdot g$ (N/m^3)，浮力的方向与重力相反。单位体积流体在大气中所受到的重力与浮力的代数和为 $g(\rho - \rho_a)$ 。对液体而言， $\rho \gg \rho_a$ ，所以液体通常不考虑空气浮力的影响；但对窑炉系统的热气体因 $\rho < \rho_a$ ，表明浮力大于重力，合力的方向自下而上，所以窑炉系统中的热气体，在没有外界机械能加入的情况下，具有自下而上自然流动的趋势。

二、气体动力学基本方程式

研究气体流动问题时，涉及的主要物理量有四个：三个热力学标量参数——压强 p 、温度 T 和密度 ρ ；以及点速度矢量 \vec{u} 。将这些物理量联系起来，构成封闭方程组的方程式有四个，它们是：根据质量守恒原理的质量方程；根据能量守恒原理的能量方程；根据牛顿第二定律的动量方程以及体现气体性质的状态方程。

(一) 质量方程——连续性方程

在流场中任意选定一固定空间 V 作为控制体，其界面 F 为控制面，如图 1-1 所示。设在 τ 时刻控制体内的气体具有一定的质量。若在 $d\tau$ 时间内通过控制面流出控制体的气体质量大于流入控制体的质量，则控制体内气体的质量将减少。根据质量守恒原理可表述为：

(单位时间内通过控制面的气体净流出质量) + (单位时间控制体内气体质量变化) = 0

其数学表达式为

$$\oint_F \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dF + \frac{\partial}{\partial \tau} \iiint_V \rho dV = 0 \quad (1-12)$$

式中 ρ ——气体的密度， kg/m^3 ；

某些气体的 μ_0 与 C 值 表 1-1

气体种类	μ_0 ($Pa \cdot s$)	C
空气 ($0 \sim 300^\circ C$)	1.72×10^{-6}	122
烟 气	1.51×10^{-6}	173
发生炉煤气	1.48×10^{-6}	150

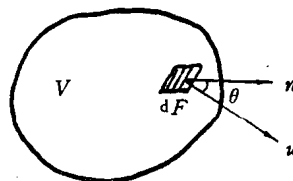


图 1-1 控制体示意图

\vec{u} ——微元面 dF 上气体的点速度矢量，其标量为 u ， m/s ；

\vec{n} ——微元面 dF 上的外法线单位矢量，其方向以流出为正，流入为负。

上式称为质量方程的积分形式，其第一项表示通过控制面流出控制体的气体质量， kg/s ；第二项表示控制体内气体质量的变化率 kg/s ，其微分与积分的次序可以调换。

1. 质量方程的微分形式

按高斯定理：

$$\oint_F \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dF = \iiint_V \text{div}(\rho \vec{u}) dV$$

代入(1-12)式有

$$\iiint_V \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div} \rho \vec{u} \right) dV = 0 \quad (1-13)$$

即有

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div} \rho \vec{u} = 0 \quad (1-14)$$

式中

$$\text{div} \rho \vec{u} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} \quad (1-15)$$

(1-14)式是质量方程的微分形式。对不可压缩流体，因密度 ρ 为常数，故有

$$\text{div} \vec{u} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad (1-16)$$

2. 稳定态一元流(管流)质量方程

对具有一个入口断面 F_1 和一个出口断面 F_2 的稳定态管流，如图1-2所示，此时(1-12)式的第二项为零，且气体密度仅与路程有关而与断面无关，则(1-12)式变为：



图1-2 推导稳定态管流质量方程示意图

$$\oint_F \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dF = \rho_2 \iint_{F_2} u dF - \rho_1 \iint_{F_1} u dF = \rho_2 w_2 F_2 - \rho_1 w_1 F_1 = 0 \quad (1-17a)$$

或

$$\rho_2 w_2 F_2 = \rho_1 w_1 F_1 = \dot{m} \quad (1-17b)$$

式中 w_1, w_2 ——分别是两断面上的平均流速， m/s ，

$$w_1 = \frac{\iint_{F_1} u dF}{F_1}, \quad w_2 = \frac{\iint_{F_2} u dF}{F_2};$$

\dot{m} ——气体的质量流量， kg/s 。

对不可压缩气体， ρ 为常数，则有

$$F_1 w_1 = F_2 w_2 = V \quad (1-18)$$

式中 V ——气体的体积流量， m^3/s 。

(二) 稳定态一元流(管流)能量方程

图1-3是具有一个入口断面 F_1 和一个出口断面 F_2 的管流，以此二断面及管内壁面构成的控制体为系统。令 Q 为外界在单位时间内加给

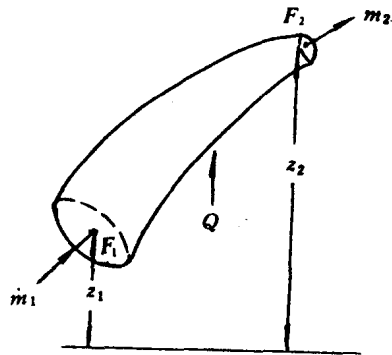


图1-3 推导稳定态管流能量方程示意图

系统内气体的热量J/s, L_m 为系统内气体对外界做的机械功;系统内单位质量气体的能量包括位能(gz), 动能($u^2/2$), 内能(e)和压力能(p/ρ)。

根据能量守恒原理: 在稳定态时单位时间传入系统的热量应等于系统内气体能量的增量与系统对外作出的功率之和, 其数学表达式为:

$$Q = \int_{F_2} \left(gz + \frac{u^2}{2} + e + \frac{p}{\rho} \right) \rho u dF - \int_{F_1} \left(gz + \frac{u^2}{2} + e + \frac{p}{\rho} \right) \rho u dF + L_m \quad (1-19)$$

对稳定态一元流动, 气体的热力学参数在断面上是均匀的, 故上式可写成

$$\begin{aligned} Q &= \left(gz_2 + e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} \right) \rho_2 \int_{F_2} u dF + \int_{F_2} \frac{u^2}{2} \rho u dF - \left(gz_1 + e_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) \rho_1 \int_{F_1} u dF \\ &\quad - \int_{F_1} \frac{u^2}{2} \rho u dF + L_m \\ &= \dot{m}_2 \left(gz_2 + e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} \right) + a_2 \dot{m}_2 \frac{w_2^2}{2} - \dot{m}_1 \left(gz_1 + e_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) - a_1 \dot{m}_1 \frac{w_1^2}{2} + L_m \quad (1-20) \end{aligned}$$

式中 a_1, a_2 ——平均动能修正系数,

$$a_2 = \frac{\int_{F_2} \frac{u^2}{2} \rho u dF}{\dot{m}_2 \frac{w_2^2}{2}}, \quad a_1 = \frac{\int_{F_1} \frac{u^2}{2} \rho u dF}{\dot{m}_1 \frac{w_1^2}{2}},$$

$\frac{w_2^2}{2}$ 和 $\frac{w_1^2}{2}$ 为断面 F_2 及 F_1 上的平均动能。

湍流时 $a = 1.03 \sim 1.06$, 故可认为 $a_1 \approx a_2 = 1$ 。

稳定态流动, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, (1-20)式二边同除以 \dot{m}_1 可得单位质量气体的能量方程——亦称为热力学第一定律:

$$q = \left(gz_2 + e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2} \right) - \left(gz_1 + e_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{w_1^2}{2} \right) + l_m \quad (1-21)$$

若气体未对外做机械功并为绝热流动, 即当 $l_m = 0$ 及 $q = 0$ 时, 能量方程为

$$gz_1 + e_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{w_1^2}{2} = gz_2 + e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2} \quad (1-22a)$$

或
$$gz_1 + h_1 + \frac{w_1^2}{2} = gz_2 + h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (1-22b)$$

式中 $h = e + \frac{p}{\rho}$ 是单位质量气体的焓, 对理想气体 $h = c_p T$ 。

上述能量方程的引出, 并未说明气体的性质及过程的特点, 所以不论是完全气体(或称理想气体)或实际气体, 可逆过程或不可逆过程, 可压缩气体或不可压缩气体, 都是适用的。对可压缩气体的高速流动, 其位能的变化与其它各项能量相比通常很小, 故可略去, 于是能量方程可写为

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (1-23a)$$

或对任一断面有
$$h + \frac{w^2}{2} = \text{常数} \quad (1-23b)$$

其微分形式为
$$dh + wdw = 0 \quad (1-23c)$$

窑炉系统气体流动的特点是压强变化不大，但温度变化较大，气体的密度变化也较大，因而属于可压缩气体流动。但若采用分段处理的方法，使每段气体的温度变化不太大，并将该段气体平均温度下的密度 ρ 近似视为常数，即认为气体在平均温度下作等温流动，则可用伯努利方程近似取代(1-22)式，令 $e_1 = e_2$ ， $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ ，则(1-22)式变为

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho = p_2 + \rho g z_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho \quad (\text{J/m}^3) \quad (1-24)$$

实际上窑炉内气体的流动是在有传热情况下进行的，并不是绝热可逆过程，所以伯努利方式仅是近似表达式，近似的程度取决于传热情况及可逆程度。

气体作等温流动时沿途有阻力而造成能量损失，此项损失用 h_L 表示，于是伯努利方程可写为：

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho = p_2 + \rho g z_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho + h_L \quad (\text{J/m}^3) \quad (1-25)$$

窑炉系统是和大气连通的，炉内的热气体受到大气浮力的影响。对窑炉外的空气相应二个断面写出静力学方程：

$$p_{a1} + \rho_a g z_1 = p_{a2} + \rho_a g z_2 \quad (1-26)$$

式中 p_a ——当地大气压强， N/m^2 ；

ρ_a ——空气的密度， kg/m^3 。

上述二式相减得：

$$(p_1 - p_{a1}) + g z_1 (\rho - \rho_a) + \frac{w_1^2}{2} \rho = (p_2 - p_{a2}) + g z_2 (\rho - \rho_a) + \frac{w_2^2}{2} \rho + h_L \quad (1-27)$$

因 $\rho < \rho_a$ ，上式第二项为负值，通常改写成

$$\Delta p_1 + g z_1 (\rho_a - \rho) + \frac{w_1^2}{2} \rho = \Delta p_2 + g z_2 (\rho_a - \rho) + \frac{w_2^2}{2} \rho + h_L \quad (1-28)$$

上述二式均称为二流体伯努利方程式，其中第一项为窑内气体的表压强，称为静压头；第二项是窑内气体受到的重力与浮力之和的位能，称为几何压头；第三项是窑内气体的动能，称为动压头。

在应用二流体伯努利方程式时应注意参考基准面的选取。应用(1-27)式时，基准面应取在气体断面的下方，而用(1-28)式时应将基准面取在气体断面的上方；二者均可表明二流体几何压头的特性：上部断面的几何压头小于下部断面的几何压头而静压头则相反。这一点与单一气体及液体是不同的。

为书写方便起见，可将二流体伯努利方程简写为

$$h_{s1} + h_{ge1} + h_{K1} = h_{s2} + h_{ge2} + h_{K2} + h_L \quad (1-29)$$

式中 h_s ， h_{ge} ， h_K 分别表示二流体的静压头、几何压头和动压头。

二流体伯努利方程中的空气密度和大气压强均是按不可压缩气体考虑的，高程变化不大时其误差不大，当高程变化较大时，引起的误差也随之增大。空气密度及大气压强随高程变

化的关系可用国际标准大气对流层(在海拔11km范围内)压强公式计算:

$$p_a = p_{a,0} \left(1 - \frac{0.0065H}{T_{a,0}} \right)^{5.256} \quad (1-30)$$

$$\rho_a = \rho_{a,0} \left(1 - \frac{0.0065H}{T_{a,0}} \right)^{4.256} \quad (1-31)$$

式中 $p_{a,0}$, $T_{a,0}$, $\rho_{a,0}$ ——分别表示海平面处的大气压强, 温度和密度;

H ——海拔高度, m;

p_a , ρ_a ——海拔高度 H 处的大气压强及空气密度。

窑炉系统气体流动的阻力损失包括摩擦阻力损失 h_f 和局部损失 h_l , 即

$$h_L = \Sigma(h_f + h_l) \quad (\text{Pa}) \quad (1-32)$$

$$h_f = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t_m) \quad (1-33)$$

$$h_l = \xi \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t_m) \quad (1-34)$$

式中 d_e ——圆管的内直径或非圆管的当量直径, m;

l ——管道的长度, m;

w , w_0 ——管道截面上的平均流速, m/s; 及平均标态流速, Nm/s;

ρ , ρ_0 ——气体的密度(kg/m³)及标态密度, kg/Nm³;

t_m ——气体的平均温度, °C;

$$\beta = \frac{1}{273};$$

ξ ——局部阻力系数; 硅酸盐窑炉系统的各种局部阻力系数列于附录二;

λ ——摩擦阻力系数, 可用下式计算:

$$\lambda = \frac{b}{Re^n} \quad (1-35)$$

式中 Re ——雷诺准数;

b , n ——与流态及管壁相对粗糙度有关的系数。层流时 $b=1$, $n=64$; 湍流时, b 和 n 的值可参阅表1-2。窑炉系统的气体流动通常是湍流。对由砖或混凝土等材料筑成的烟道, 可近似取 $\lambda=0.05$ 。

压头损失固然是能量消耗, 但也可以利用它在工程上作为一种调节手段来为生产服务。

所以, 研究硅酸盐窑炉内的压头损失, 不仅为确定与计算送风、排烟设备所必需, 也为确定合理的窑炉结构、作业方案(如装窑方案)和操作制度以及检查窑炉工作情况(如压力分布和堵塞程度)所必需。近年来, 节约动能成为窑炉节能工作的一个重要方面, 在进行动能分析过程中压头损失的计算是主要内容。

一般, 局部阻力损失远大于摩擦阻力损失。所以, 减少压头损失必须从减小局部阻力着

b 与 n 值 ● 表1-2

	b	n
砖砌管道	0.175	0.12
光滑金属管道	0.320	0.25
粗糙金属管道	0.129	0.12

手。欲减小局部阻力，首先要分析系统内的局部阻力性质及产生原因，然后有针对性地采取必要的措施。减少局部阻力的途径可归纳为五个字，即：圆（进口和转弯要圆滑），平（管道要平、起伏坎坷要少），直（管道要直、转弯要少），缓（截面改变、速度改变、转弯等都要缓慢），少（涡流要少）。这些都是从改进气体外部的边界和改善边壁对气流的影响出发的。

能量不仅守恒，还可以相互转换。因此，包括在伯努利方程式内的几种能量形式——几何压头 h_{ge} 、静压头 h_s 、动压头 h_k 之间也可以相互转变。压头间的转变规律概括如图1-4所示。

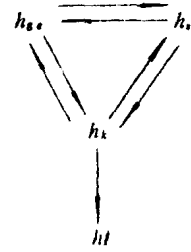


图1-4 压头转换示意图

上列规律表明， h_{ge} 与 h_s 、 h_s 与 h_k 、 h_{ge} 与 h_k 之间都是可逆转变，只有通过 h_k 才会引起 h_l 。

为简单明了起见，可用压头转变图来表示系统内的压头转变情况。下面举两实例说明。

(1) $h_s \rightarrow h_{ge}$

如图1-5，热气体在垂直管内向下流动（例如蓄热室内烟气流动）。设管径不变， $w_1 = w_2$ ， $h_{k1} = h_{k2}$ 。取1-1截面为基准面。列1-2截面间的伯努利方程式：

$$h_{s1} = h_{s2} + h_{l_{1-2}} + h_{ge2}$$

或
$$h_{s1} - h_{s2} = h_{ge2} + h_{l_{1-2}}$$

上式表明， h_{ge} 是由 h_s 转变而来。还可看出，热气体向下流动时， h_{ge} 同 h_l 一样，也是一种“阻力”，会消耗能量。上式中虽未出现 $h_k > h_l$ ，实际上，压头损失是经过了 $h_s \rightarrow h_k \rightarrow h_l$ 的过程。

(2) $h_{ge} \rightarrow h_s \rightarrow h_k \rightarrow h_l$

如图1-6，热气体在收缩形垂直管内向上流动（例如烟囱内烟气流动）。取2-2截面为基准面，并假设1-1截面处的 $h_s = 0$ 。列1-2截面间的伯努利方程式：

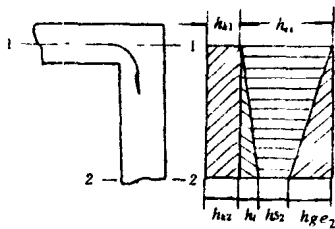


图1-5 热气体垂直向下流动时的压头转变情况

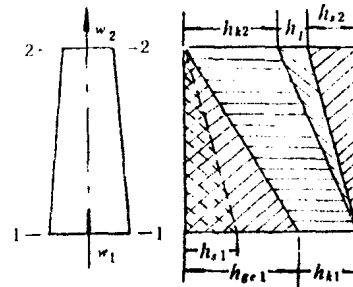


图1-6 烟囱内烟气流动时的压头转变情况

$$h_{ge1} + h_{k1} = h_{s2} + h_{k2} + h_{l_{1-2}}$$

或
$$h_{ge1} = h_{s2} + (h_{k2} - h_{k1}) + h_{l_{1-2}}$$

上式表明， h_{ge1} 补偿了动压头的增量 $(h_{k2} - h_{k1})$ 和压头损失 $h_{l_{1-2}}$ （通过 $h_{ge} \rightarrow h_s \rightarrow h_k \rightarrow h_l$ 的过程）。部分 h_{ge1} 还在向上流动过程中逐步转变成了静压头 h_s 。

如果设2-2截面处的 $h_s = 0$ （犹如烟囱出口处的压强等于大气压），则1-1截面处的 h_s 将为负值（相当于图1-6中的虚线部分），即处于负压状态，这就是烟囱底部产生抽力的原因。

系统内压头转变情况的分析是能量守恒原理的具体应用。在窑炉的设计、检测和操作中都要用到压头转变规律。

(三) 稳定态一元流(管流)动量方程

对图1-7所示稳定态管流,以入口断面 F_1 ,出口断面 F_2 及管壁内表面为控制面,作用在此控制体为系统的外力代数和为 ΣF ,则根据牛顿第二定律:作用于控制体的外力总和应等于该系统气体动量的增量。用数学式表达为

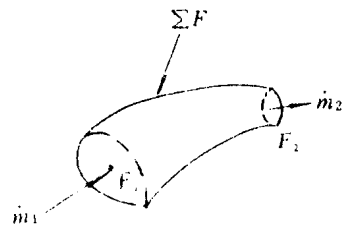


图1-7 推导稳定态管流动量方程示意图

$$\Sigma F = \int_{F_1} u d\dot{m} - \int_{F_2} u d\dot{m} = \beta_2 \dot{m}_2 w_2 - \beta_1 \dot{m}_1 w_1 \quad (1-36)$$

上式中

$$\beta_2 = \frac{\int_{F_2} u d\dot{m}}{\dot{m}_2 w_2}; \quad \beta_1 = \frac{\int_{F_1} u d\dot{m}}{\dot{m}_1 w_1} \text{ 或 } \beta = \frac{\int u d\dot{m}}{\dot{m} w} \quad (1-37)$$

称为气体的平均动量修正系数。对于湍流, $\beta = 1.01 \sim 1.02$, 故可认为 $\beta_1 \approx \beta_2 = 1$; 对稳定态流动 $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$, 故(1-36)式可写为

$$\Sigma F = \dot{m}(w_2 - w_1) \quad (1-38)$$

式中 \dot{m} ——管内气体的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$;

w_2, w_1 ——管道出口断面及入口断面上气体的平均流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

(1-38)式称为稳定态管流动量方程。若合外力 $\Sigma F = 0$, 则有

$$\dot{m} w_1 = \dot{m} w_2 \quad (1-39)$$

说明作用于系统的合外力为零时, 系统的动量是守恒的, 故上式称为动量守恒原理。

能量方程虽与动量方程具有共同的特点: 使用时可以不考虑界区中进行的过程, 只根据界面上的气体参数进行流动计算, 但当气体密度变化时($\rho_1 \neq \rho_2$), 由能量方程不能决定体系进出口的压力差, 只能计算压力能的差($\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1}$), 所以在并联管排气体动力平衡计算中, 不能使用能量方程而只能应用动量方程, 它可以直接计算出压力差($p_2 - p_1$), 这在管簇气体动力计算中是很方便的。

动量方程是喷射器和喷射式煤气烧嘴工作的理论基础。

【例1-1】 密度为 ρ_a 的低压空气以较高的速度从断面积为 F_1 的小管喷射入断面积为 F_3 的大管中, 大管的两端均为大气压 p_a , 如图1-8所示。设喷射气体的质量流量为 \dot{m}_1 (kg/s), 则由动量方程可知, 大管内2-2断面为负压, 管外空气会通过2'-2'断面的环隙进入大管并与喷射气流混合后由3-3断面排入大气。被吸入的空气量及管内负压可由动量方程求得。

令环隙的断面积为 F_2 , 略去喷射管壁厚的影响, 则 $F_3 = F_1 + F_2$ 。设被吸入的空气流量为 \dot{m}_2 (kg/s), 密度与喷射气体相同, 不计阻力损失。

根据动量方程, 对2-2和3-3二断面有:

$$(p_2 - p_3) F_3 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) w_3 - (\dot{m}_1 w_1 + \dot{m}_2 w_2) \quad (a)$$

式中 $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$; $w_3 = \frac{\dot{m}_3}{\rho_a F_3} = \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}{\rho_a (F_1 + F_2)}$

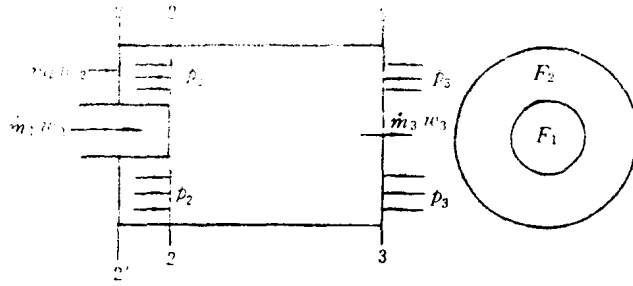


图1-8 例1-1图

代入(a)式得:

$$(p_2 - p_3) = (p_2 - p_a) = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)^2}{\rho_a (F_1 + F_2)^2} - \frac{(\dot{m}_1 w_1 + \dot{m}_2 w_2)}{(F_1 + F_2)} \quad (b)$$

因

$$\dot{m}_2 = F_2 w_2 \rho_a = F_2 \sqrt{2 \rho_a (p_a - p_2)} \quad (c)$$

由(b)、(c)二式可得:

$$a \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right)^2 + 2 \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \frac{F_2}{F_1} = 0 \quad (d)$$

则

$$\left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right) = \frac{-2 + \sqrt{4 + 4a \frac{F_2}{F_1}}}{2a} \quad (e)$$

$$p_2 - p_a = -\frac{1}{2\rho_a} \left(\frac{\dot{m}_2}{F_2} \right)^2 \quad (f)$$

式中

$$a = \frac{1}{2} \left(\frac{1 + F_2/F_1}{F_2/F_1} \right)^2 - \frac{F_1}{F_2} \quad (g)$$

若给定喷射管的内径 $d_1 = 20 \text{ mm}$, 混合管的内径 $d_3 = 100 \text{ mm}$, 空气的密度 $\rho_a = 1.20 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, $\dot{m}_1 = 0.02 \text{ (kg/s)}$

则有

$$F_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} (0.02)^2 = 3.14 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$F_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2 = \frac{\pi}{4} (0.1)^2 = 7.85 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$F_2 = F_3 - F_1 = 7.85 \times 10^{-3} - 3.14 \times 10^{-4} = 7.54 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{7.54 \times 10^{-3}}{3.14 \times 10^{-4}} = 24.0; \quad F_1/F_2 = 0.0416$$

$$a = \frac{1}{2} \left(\frac{1 + 24.0}{24.0} \right)^2 - 0.0416 = 0.501$$

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{-2 + \sqrt{4 + 4 \times 24.0 \times 0.501}}{2 \times 0.501} = 5.20$$

$$\dot{m}_2 = 5.20 \dot{m}_1 = 5.20 \times 0.02 = 0.104 \text{ (kg/s)}$$

$$p_2 - p_a = -\frac{1}{2 \times 1.2} \left(\frac{0.104}{7.54} \times 10^3 \right)^2 = -79.3 \text{ (Pa)}$$