

第二篇 能量传输

目 录

第八章 导 热

§ 8-1 温 度 场.....	8-3
§ 8-2 导热的基本定律.....	8-6
§ 8-3 导 热 系 数.....	8-7
§ 8-4 一维稳定态导热.....	8-10
§ 8-5 付立叶导热微分方程式.....	8-20
§ 8-6 二维稳定态导热.....	8-24
§ 8-7 图 解 分 析 法.....	8-34
§ 8-8 导热形状系数.....	8-35
§ 8-9 数 值 方 法.....	8-37

第九章 对 流 传 热

§ 9-1 对流传热简化模型.....	9-1
§ 9-2 对 流 传 热 系 数.....	9-2
§ 9-3 层流边界层能量方程.....	9-4
§ 9-4 热 边 界 层.....	9-6
§ 9-5 管内层流流动.....	9-16
§ 9-6 整 体 温 度.....	9-19
§ 9-7 管内湍流流动.....	9-22
热的涡流扩散率.....	9-24

涡流扩散率	9-25
雷诺类似	9-26
§ 9-8 因次分析和实验数据的整理	9-29
§ 9-9 强制对流传热实验关系式	9-36
柯尔本类似和 j 因子	9-40
流体横向流过单根管子	9-45
流体流过散料层	9-48

第 十 章 自 然 对 流

§ 10-1 竖板上层流传热	10-21
§ 10-2 因次分析和相似转换	10-12
§ 10-3 实验关系式	10-15

第 十 一 章 沸 腾 传 热

§ 11-1 沸 腾 过 程	11-1
§ 11-2 膜 状 沸 腾	11-4
§ 11-3 泡 核 沸 腾	11-9
§ 11-4 过 渡 沸 腾	11-12

第 十 二 章 辐 射 传 热

§ 12-1 传热的两种基本型式	12-1
§ 12-2 黑 体 和 辐 射 率	12-3
§ 12-3 能 量 分 布 和 辐 射 能 力	12-5
§ 12-4 灰 体 和 吸 收 率	12-10

§ 12-5	两无限大平板之间的辐射热交换	12-11
§ 12-6	角 度 系 数	12-15
§ 12-7	炉 壁 的 作 用	12-23
§ 12-8	辐射传热系数	12-27
§ 12-9	温度测量中的辐射误差	12-33
§ 12-10	气 体 辐 射	12-35
§ 12-11	火焰炉内辐射热交换	12-44

第 十 三 章 综 合 传 热

§ 13-1	综合传热系数	13-1
§ 13-2	通过炉壁的热损失	13-3
§ 13-3	园 管	13-7
§ 13-4	细 杆	13-8
§ 13-5	高炉碳矽炉底	13-14

第 十 四 章 不 稳 定 态 导 热

§ 14-1	瞬 变 导 热	14-1
§ 14-2	牛 顿 型 加 热 或 冷 却	14-1
§ 14-3	一维瞬变导热方程	14-10
§ 14-4	无 限 大 平 板 (表 面 突 然 冷 却)	14-12
§ 14-5	无 限 大 平 板 (在 恒 温 介 质 中 加 热)	14-15
§ 14-6	薄 材 和 厚 材 加 热 的 概 念	14-27
§ 14-7	半 无 限 大 固 体	14-28

§ 14-8 长时间值和短时间值的解.....14-37

§ 14-9 数值方法.....14-43

§ 14-10 图解分析法.....14-49

第十五章 凝固传热

§ 15-1 砂模.....15-1

§ 15-2 金属.....15-8

§ 15-3 凝固传热积分解法.....15-25

§ 15-4 连续铸锭传热积分解法.....15-29

第十六章 热交换器计算原理

§ 16-1 热交换器.....16-1

§ 16-2 基本方程式.....16-2

§ 16-3 热交换器效能.....16-5

§ 16-4 气体-固体料块逆流换热.....16-8

§ 16-5 蓄热室.....16-12

§ 16-6 填充床.....16-18

第十六章 热交换器设计原理

§16-1 热交换器

热交换器是热能在其内从一流体传给另一流体的装置。按广义地分类，可以把热交换器分成换热式热交换器（换热器）和蓄热式热交换器。

换热器是在其内同时有两种流体流过的连续式热交换器，这两种流体被分隔壁隔开，热质是通过分隔壁从热流体流至冷流体的。按制造材料的不同，换热器有金属的和陶瓷的两种。从能质传输的观点看，换热器内传热过程的特征为变温介质稳态综合传热。

蓄热或热交换则含有蓄热元件，交替地从热流体吸收热质，并将此热质传给冷流体。这种热交换器有二种形式：

- (1) 蓄热元件移动，流体作连续流动；
- (2) 蓄热元件固定，流体作间歇流动。

大部分冶金上的蓄热式热交换器属于后一种，它主要是由装有格子砖的蓄热室，热流体（通常是烟气或燃烧产物）和冷流体（通常是空气或其他待予热的气体）交替地流过同一个蓄热室和其内同一固体蓄热通道，因此工作是周期性的。一般说来，热烟气从蓄热室的上部引入和向下流动，而冷空气则从蓄热室的下部引入并向上流动，所以在一个周期中，从加热期变换为冷却期，就叫做换向或换炉。蓄热室中的固体蓄热通道或其他形式的蓄热元件，须具有足够大的热容量，以便储蓄起从热烟气接受到的热质，当冷空气流经蓄热室时，它把这些热质传给冷空气。为了连续不断地得到予热空气，通常需设一对蓄热室，使得在任何时刻，一个蓄热室为热烟气所加热，而另一个蓄热室则为冷空气所冷却。两次换向的间隔时间可为几分钟至一个多小时，视蓄热室的大小和工作状况而定。

由于蓄热室工作的周期性质，于炉空气的温度、烟气温度和格子砖温度在工作周期中都发生变化。从传热学的观点看，蓄热室内传热过程是以变温介质不稳定态综合传热为其特征的。

高炉用来予热鼓风的热风炉（包括考贝式热风炉和石球热风炉）可以看成是特殊形式的蓄热式热交换器。高炉炉气提供的热量，不是它的显热，这几乎可以忽略不计，而是燃烧其中的CO和其他可燃成分产生热量的。这样，热风炉作为燃烧室和蓄热室两用。

从单纯的热交换的观点看，甚至高炉、化铁炉、球团焙烧竖炉、带式烧结机等，也可看作为各种各样的热交换器，不过其中一种流体不是真正的流体，而是固体颗粒流或料块流罢了。

在随后几节的讨论中，以符号 f 和 c 分别表示热流体和冷流体，以上标 0 和 1 分别表示进口处和出口处。对于固体料块和填充床中的固体颗粒或石球，假定它们是作牛顿型加热或冷却（§14-2）的。

§16-2 基本方程式

在讨论热交换器热流的计算以前，先讨论连续式热交换过程的基本原理。为此，考虑一个如图（16-1）所示的连续的对流换热式热交换器，里面有二流体在两个平行的通道中通过，但其流动方向相反，此时热量从热流体通过分隔壁流至冷流体。图中并绘制了当沿着通道流动时两种流体的温度。

在 §13-1 讨论两种气体或液体之间的热交换问题时，曾假定沿在壁面的两侧，流体的温度均为恒定不变，这一总传热过程的特点属于定温介质、稳定态综合传热。热交换器与此不同，当两种流体沿壁面流过时，由于热交换的结果，它们的温度是变化的。这一总传热过程的特点属于变温介质、稳定态综合传热。所以，只有在无限小的面积微元 dA 上才能应用式（13-2），即

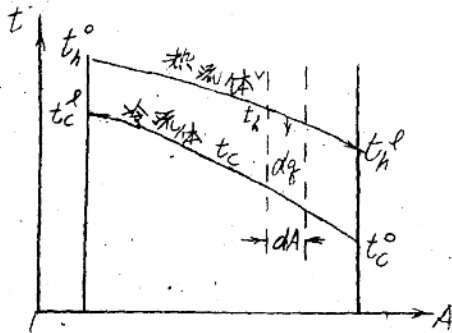
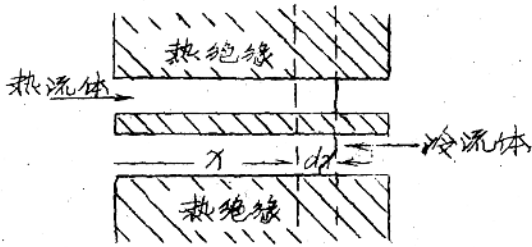


图16-1 逆流式换热器示意图
及其温度分布线

$$dQ = U dA \Delta t$$

$$\text{或 } U dA (t_h - t_c)$$

$$\dots (16-1)$$

这就是热交换的传热微分式或局部传热方程。

由于热交换的缘故，热流体冷却，其温度降低 dt_h 。由此，在子微元上存在着关系式：

$$dQ = -m_h C_h dt_h$$

即热流体流过子微元时所失去的热量等于其质量流量 m 、比热 C 和温度差三者的乘积。 mC 代表质量流量为 m 时

流体的水当量或热容量。同样地，由于热交换的缘故，冷流体受热而温度升高 dt_c ，其吸收的热量为

$$dQ = -m_c C_c dt_c$$

应注意式中的负号为正。逆流式热交换器中，温度亦随 x 方向而降低。假定为绝热过程，则

$$dQ = -m_h C_h dt_h = -m_c C_c dt_c \quad (16-2)$$

这就是热交换器局部热平衡方程。

有关热交换器传热问题的分析研究，常从式 (16-1) 和式 (16-2) 入手，它们是热交换器的基本方程式。下节，我们利用这两个方程式求热交换器的热效率。

由式 (16-2)，

$$dt_h = -\frac{d\delta}{m_h C_h}$$

$$dt_c = -\frac{d\delta}{m_c C_c}$$

故

$$dt_h - dt_c = d(t_h - t_c) = -d\delta \left(\frac{1}{m_h C_h} - \frac{1}{m_c C_c} \right)$$

$$d\delta = -\frac{d(t_h - t_c)}{\frac{1}{m_h C_h} - \frac{1}{m_c C_c}} \quad (16-3)$$

联立式(16-1)和式(16-3), 得

$$\frac{d(t_h - t_c)}{t_h - t_c} = -U \left(\frac{1}{m_h C_h} - \frac{1}{m_c C_c} \right) dA$$

假定总传热系数 U 和流体的比热为常数, 沿全管受热面 A 积分,

并考虑到边界条件:

$$\text{在 } A=0 \text{ 处, } t_h - t_c = t_h^o - t_c^l,$$

$$\text{在 } A=A \text{ 处, } t_h - t_c = t_h^l - t_c^o$$

得到

$$\ln \frac{t_h^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^l} = -UA \left(\frac{1}{m_h C_h} - \frac{1}{m_c C_c} \right) \quad (16-4)$$

回到式(16-2), 其中 $m_h C_h$ 和 $m_c C_c$ 又可用总热流 δ 和热冷两流体的总温度差来表示:

$$\delta = m_h C_h (t_h^o - t_h^l) = m_c C_c (t_c^l - t_c^o) \quad (16-5)$$

这就是热交换器的总热平衡方程式, 由此

$$m_h C_h = \frac{\delta}{t_h^o - t_h^l}$$

$$m_c C_c = \frac{\delta}{t_c^l - t_c^o}$$

代入式(16-4), 最后得到

$$Q = UA \frac{(t_h^o - t_c^o) - (t_h^f - t_c^f)}{\ln \frac{t_h^o - t_c^f}{t_h^f - t_c^o}} \quad (16-6)$$

与式(13-2)比较,可知温度差为

$$\Delta t_m = \frac{(t_h^o - t_c^o) - (t_h^f - t_c^f)}{\ln \frac{t_h^o - t_c^f}{t_h^f - t_c^o}} \quad (16-6a)$$

这个温度差称为对数平均温度差,它是热交换口一端的温度差减去热交换口另一端的温度差,再除以这两个温度差的比值的自然对数而得到的数值。

§16-3 热交换效能

当进口和出口温度为已知或易于测定时,对数平均温差法(式16-6)对于求解热交换口问题是很有用的。由此求出对数平均温度差,然后求出热流、受热面或总传热系数。但当进口温度或出口温度为未知时,用这种对数平均温差法就很不方便。在这种情况下,利用基于所谓的热交换口效能这一参数为计算方法,求解问题就容易很多。所以在设计计算中经常使用这种计算方法。

热交换口效能是按如下方式定义的:

$$\epsilon = \frac{\text{实际传热热流}}{\text{最大可能的传热热流}}$$

实际传热热流可由计算热流体失去的能量而得到,也可由计算冷流体得到的能量而得到。对于图(16-1)所示的逆流式热交换口,其实际传热热流为

$$Q = m_h C_h (t_h^o - t_h^f) = m_c C_c (t_c^f - t_c^o) \quad (16-5)$$

要计算热交换口最大可能的传热热流,应首先认识到,这个最大值只有在其中一种流体的温度变化等于热交换口存在的最大温度差,亦即等于热流体和冷流体的进口温度差时才有可能达到。其次,要认

识到，温度变化最大的流体，其 mc 值为最小，这是因为式 (16-5) 中的能量平衡，要求一种流体所接受的能量等于另一种流体所放出的能量，而如果有较大 mc 值的流体有着最大温度差，则势必要求另一种流体的温度变化于最大值，这显然是不可能的。因此，最大可能的传热量为

$$Q_{\text{最大}} = (mc)_{\text{最小}} (t_h^o - t_c^o) \quad (16-7)$$

mc 值最小的流体可以是热流体也可以是冷流体，视其质量流量和比热的大小而定。对于逆流式热交换器，若热流体具有最小 mc 值，则

$$\epsilon_h = \frac{m_h C_h (t_h^o - t_h^l)}{m_h C_h (t_h^o - t_c^o)} = \frac{t_h^o - t_h^l}{t_h^o - t_c^o} \quad \dots\dots (16-8a)$$

若冷流体具有最小 mc 值，则

$$\epsilon_c = \frac{m_c C_c (t_c^l - t_c^o)}{m_c C_c (t_h^o - t_c^o)} = \frac{t_c^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^o} \quad (16-8b)$$

下面，我们来推导逆流式热交换器效能的微分表达式。先重新写出式 (16-4)，

$$\ln \frac{t_h^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^l} = -UA \left(\frac{1}{m_h C_h} - \frac{1}{m_c C_c} \right) = -\frac{UA}{m_h C_h} \left(1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} \right)$$

或

$$\frac{t_h^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^l} = e^{-\frac{UA}{m_h C_h} \left(1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} \right)} \quad \dots\dots (16-4a)$$

若热流体是最小 mc 值流体，

$$\epsilon = \frac{t_h^o - t_h^l}{t_h^o - t_c^o}$$

将式 (16-5) 中的 t_c^l

$$t_c^l = t_c^o + \frac{m_h C_h}{m_c C_c} (t_h^o - t_h^l)$$

16-7

代入式(16-4a), 得

$$\frac{t_h^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^o - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} (t_h^o - t_h^l)} = e^{-\frac{UA}{m_h C_h} \left(1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c}\right)}$$

以1减两边, 得

$$\frac{(t_h^o - t_h^l) - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} (t_h^o - t_h^l)}{(t_h^o - t_c^o) - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} (t_h^o - t_h^l)} = 1 - e^{-\frac{UA}{m_h C_h} \left(1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c}\right)}$$

整理后, 终将得到

$$\epsilon_h = \frac{t_h^o - t_h^l}{t_h^o - t_c^o} = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{m_h C_h} \left(1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c}\right)}}{1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} e^{-\frac{UA}{m_h C_h} \left(1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c}\right)}} \quad (16-9)$$

这就是用已知参数表示逆流式热交换口效能时的方程式。若冷流体是最小 mC 值的流体, 不难重复上述计算。计算的结果表明, 除了 $m_h C_h$ 和 $m_c C_c$ 互换以外, 表达式完全相同。所以, 通常将逆流式热交换口效能的关系式表示如下:

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{W_h} \left(1 - \frac{W_h}{W_c}\right)}}{1 - \frac{W_h}{W_c} e^{-\frac{UA}{W_h} \left(1 - \frac{W_h}{W_c}\right)}} \quad (16-10)$$

其中 $W = mC$ 为水当量。 UA/W_h 亦称传热单元数, 它是一个可用来说明热交换口大小的无因次参数。

顺便补充一点, 对冷流体而言的热交换口效能(式16-8b), 其表达式也可以从总热平衡式(式16-5)和式(16-9)直接导出。因为

$$t_c^l - t_c^o = \frac{m_h C_h}{m_c C_c} (t_h^o - t_h^l) = \frac{m_h C_h}{m_c C_c} \epsilon_h (t_h^o - t_c^o)$$

$$\text{或} \quad \frac{t_c^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^o} = \frac{m_h C_h}{m_c C_c} \epsilon_h$$

将式(16-9)代入, 得到

$$\epsilon_c = \frac{t_c^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^o} = \frac{m_h C_h}{m_c C_c} \frac{1 - e^{-\frac{UA}{m_h C_h} (1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c})}}{1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} e^{-\frac{UA}{m_h C_h} (1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c})}} \quad \dots (16-11)$$

以1减两端, 还可得到

$$\frac{t_c^l - t_h^o}{t_c^o - t_h^o} = \frac{1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c}}{1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c} e^{-\frac{UA}{m_h C_h} (1 - \frac{m_h C_h}{m_c C_c})}} \quad \dots (16-12)$$

§16-4 气体固体料块的逆流换热

在冶金工业, 常常在操作上令气体和固体料块在通道中沿相反的方向行进, 使气体和料块之间进行热交换, 结果气体被冷却而料块被加热, 或者反之。例如在焙烧球团矿的竖炉中, 球团矿从竖炉的上部加入, 对着上升的热气流而下降。于是气体加热了固体球团, 为球团的烧结和增加强度提供所需的温度和时间。假定过程稳态, 则可用前节两节的方法求出气体和料块的温度分布线。

图(16-2)为最简单的逆流换热情况。我们来推导实现一传热

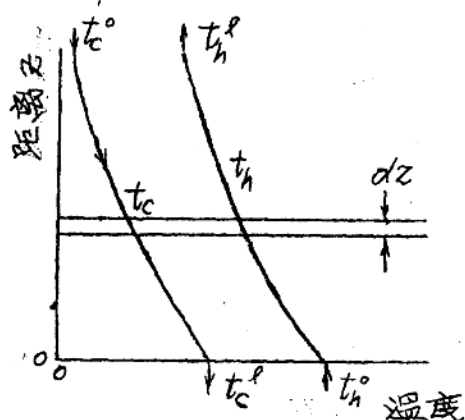


图16-2
料球逆流换热的分析

16-2

求取所需的料床高度。考虑如图(16-2)中所示的厚度为 dz 的微元料床，料床的横面积为单位面积。在微元料床内，热气体失去的热量

$$dQ = -W_h dt_h$$

而冷料球得到了同样的热量

$$dQ = -W_c dt_c$$

这是假定过程为绝热过程，而且忽略不计料床内部导热和料球内部的温度梯度值的结果。

也可以说，传热量为

$$dQ = hS(t_h - t_c)dz$$

式中： h ——综合传热系数， $\text{大卡}/\text{米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}$ 。

S ——料床比面积（即单位体积料床的料球总表面积）， $\text{米}^2/\text{米}^3$ 。

将以上三式联立求解，得

$$d(t_h - t_c) = -dQ \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right) = -hS(t_h - t_c) \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right) dz$$

或

$$\frac{d(t_h - t_c)}{t_h - t_c} = -hS \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right) dz$$

积分之，并注意到

$$\text{在 } z=0 \text{ 处, } t_h - t_c = t_h^0 - t_c^0$$

则最后得到

$$\ln \frac{t_h - t_c}{t_h^0 - t_c^0} = -hSz \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right) \quad (16-13)$$

由式(16-13)可知，若已知冷料球的进口温度 t_c^0 ，连同已知 t_h^0 和 t_c^0 ，则可求出一给定的料床高度($z=H$)下的气体出口温度 t_h^p 。反之，若已知热流体和冷料球的进出口温度，则可求出所需的料床高度，因*

$$\ln \frac{t_h^l - t_c^o}{t_h^o - t_c^l} = -hSH \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right)$$

$$\therefore H = \ln \frac{(t_h^l - t_c^o)}{(t_h^o - t_c^l)} / hS \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right) \quad (16-14)$$

这是一个对于设计竖炉很有用的关系式。

但是，也有这样的情形，我们需要知道气体和料球的温度分布线，以便知道有多多的料球超过规定的温度。为了得到这两根温度分布线，应用式(16-13)并把它写成

$$(t_h - t_c)|_z = (t_h^o - t_c^l) e^{-hSz \left(\frac{1}{W_h} - \frac{1}{W_c} \right)}$$

上式给出的是在任何高度 \$z\$ 上的局部温度差。然而，由进口和料床内任一点之间的热平衡，得

$$W_h [t_h^o - t_h(z)] = W_c [t_c^l - t_c(z)]$$

应用以上两个方程式，并注意到

$$\text{在 } z=H \text{ 处, } t_h = t_h^l$$

则得到热流体在离进口 \$z\$ 高度上的温度：

$$t_h(z) = t_h^o - (t_h^o - t_c^l) \frac{1 - e^{-\frac{hS}{W_h} \left(1 - \frac{W_h}{W_c} \right) z}}{1 - \frac{W_h}{W_c} e^{-\frac{hS}{W_h} \left(1 - \frac{W_h}{W_c} \right) H}} \quad \dots\dots\dots (16-15)$$

同样地，冷料球的局部温度为

$$t_c(z) = t_h^o - (t_h^o - t_c^l) \frac{1 - \frac{W_h}{W_c} e^{-\frac{hS}{W_h} \left(1 - \frac{W_h}{W_c} \right) z}}{1 - \frac{W_h}{W_c} e^{-\frac{hS}{W_h} \left(1 - \frac{W_h}{W_c} \right) H}} \quad \dots\dots\dots (16-16)$$

以上两个方程式也可写成：

$$t_h^l = t_h^o - (t_h^o - t_c^o) \frac{W_c}{W_h} \left[1 - \frac{1 - \frac{W_h}{W_c}}{1 - \frac{W_h}{W_c} e^{-\frac{hS}{W_h} (1 - \frac{W_h}{W_c}) H}} \right] \dots\dots\dots (16-17)$$

$$t_c^l = t_h^o - (t_h^o - t_c^o) \left[\frac{1 - \frac{W_h}{W_c}}{1 - \frac{W_h}{W_c} e^{-\frac{hS}{W_h} (1 - \frac{W_h}{W_c}) H}} \right] \dots\dots\dots (16-18)$$

式(16-17)对于求热气体的出口温度,式(16-18)对于冷料球的出口温度,也是有用的。

例:电弧炉熔炼钢共提之生产率的一种办法,就是先将废钢料予加热。通常将废钢料温度升之到 650°C 。若将盛温下的废钢料从顶部装入竖炉而在底部排压,予热至 820°C 的氮则从底部引入。试计每竖炉应有的高度。

已知数据:

$$S = 66 \text{ 米}^2/\text{米}^3$$

$$h = 88 \text{ 大卡}/\text{米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$W_c(\text{固体}) = 2930 \text{ 大卡}/\text{米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C} = W_s$$

$$W_h(\text{气体}) = 3510 \text{ 大卡}/\text{米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C} = W_g$$

解:根据式(16-14),除气体出口温度外,其他数据均已具备。因

$W_s(t_s^l - t_s^o)$ 为废钢料吸收的热量(大卡/米²·时),气体放出的热量 $W_g(t_g^o - t_g^l)$ 应等于这一数值,即

$$3510(820 - t_g^l) = 2930(650 - 20)$$

$$\therefore t_g^l = 294^\circ\text{C}$$

现在应用式(16-14),得到

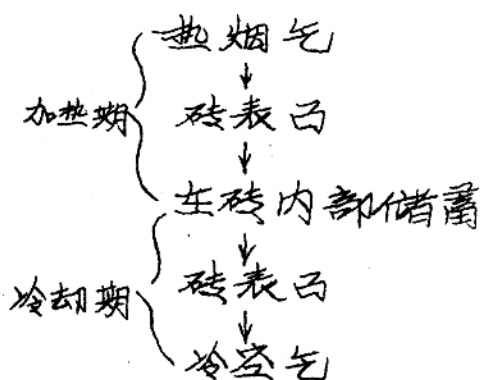
$$H = 2.303 \log \frac{(294 - 20)}{(20 - 650)} / (88)(66) \left(\frac{1}{2930} - \frac{1}{3510} \right) = 1.45 \text{ 米}.$$

§16-5 蓄热室

前已述及，蓄热室是属于不稳定态传热系统，在其内气体温度和蓄热元件温度不但随位置的不同而变化，而且随着时间而发生改变。所以在本章前几节所述的稳定热流关系式严格说来不能适用。但是，若根据不稳定态传热的理论，精确计算这种热交换口，则是极其困难和麻烦的；即使若得到工程上能用的关系式也需要采取一些折衷办法，事实上设计蓄热室所用的计算方法通常是借某些假定加以简化后得到的。

有关这种热交换口的一种计算方法，就是把蓄热室当作换热口来处理。这种方法虽然不适用于精确计算，亦不能清楚地阐明蓄热室设计和操作的某些重要的方面；但是，它毕竟能够为粗略估计所需的蓄热室大小提供根据，而且能够表明几个重要的参数如何影响设计和操作。因此，我们首先来讨论这一方法。

在蓄热室，主要的热流路径是



这是一种不稳定热流，因为气体温度、砖表面和砖内温度以及热流率都随时间和位置而连续地发生改变。事实上，热流路径中的加热和冷却部分发生在不同的时间，在某些操作条件下甚至相隔一个多小时。尽管如此，仍然把这种热流路径看成与连续的换热口的热流

路径相类似，即

热烟气 $\rightarrow$ 砖表面 $\rightarrow$ 通过砖的导热 $\rightarrow$ 砖表面 $\rightarrow$ 冷空气，

同时又把变化的温度作为时间平均值来处理，以消除时间这一独立变数。能看这个类似，蓄热室中砖表面在加热期的平均温度与在冷却期的平均温度，就相当于换热器中通过分隔壁的温度差。还有，热流入和流出口格子砖的热阻就相当于通过热口分隔壁的热阻。利用这个类似，蓄热室的总传热系数可用相似于式 (13-2a) 的方程式来表示：

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \left(\frac{\Delta x}{k}\right)_{\text{当}} + \frac{1}{h_2}} \quad (16-19)$$

其中 h_1 和 h_2 为加热期热流体对砖表面的综合传热系数和冷却期砖表面对冷流体的综合传热系数， $\left(\frac{\Delta x}{k}\right)_{\text{当}}$ 为相当于换热器分隔壁的格子砖热阻。用这一总传热系数，蓄热室的平均传热率可用式 (16-6) 来表示：

$$Q = UA \Delta t_m \quad (16-20)$$

其中 Δt_m 为按式 (16-6a) 并利用冷热流体的进出口温度求出的对数平均温度差。而且，对于在 § 16-3 所述的公式也都适用。不过，在这里应注意上式给出的是加热期自热流体至砖和冷却期自砖至冷流体的平均传热率，所以在整个蓄热室的全周期，从热流体至冷流体的总传热率应为 $Q/2$ (大卡/时)。

豪森曾经提出过一种可以用准确当量热阻 $\left(\frac{\Delta x}{k}\right)_{\text{当}}$ 或总传热系数 U 的方法，推导过程很简单。下节，我们就来说明这种方法。考虑除进口和出口两端以外的蓄热室任一横截面，在这一截面，热表面热流为 Q 。设 (16-3a) 为在这一横截面上气体温度