

篦式冷却机的换热理论研究

专 业：材料学

硕 士 生：冯绍航

指导老师：徐德龙 院士、教授

李 辉 讲师

陈延信 讲师

摘 要

本文在合理的假设前提下，以日产 1000 吨熟料的篦冷机为研究对象，建立了篦式冷却机内部换热的数学模型，开发出用于该模型计算的 Fortran 程序，并利用现场实际标定结果对模型的合理性进行了验证。利用该程序研究了骤冷区篦下风速、后冷却区篦下风速、篦床推动速度、熟料颗粒粒径和床层空隙率等因素对篦冷机工作特性的影响。

通过对计算结果的分析，得出了如下结论：

- 骤冷区和后冷却区篦下风速对熟料冷却效果的影响最大，它们对排出熟料温度的影响呈指数衰减规律；
- 篦床推动速度和熟料颗粒粒径对熟料的冷却影响较大，它们对排出熟料温度的影响呈线性增加规律；
- 床层空隙率对熟料的冷却影响最小，温度的波动范围仅为 $\pm 20\text{K}$ ，可以忽略不计。

利用以上研究结果，针对日产 1000 吨熟料的篦冷机系统可以提出以下优化操作参数：合理的骤冷区篦下气体流速应当控制在 $1.0\sim 1.5\text{m/s}$ 之间，后冷却区篦下气体流速应当控制在 $0.5\sim 0.75\text{m/s}$ 之间；篦床推动速度应当在 $0.007\sim 0.010\text{m/s}$ 之间，颗粒粒径（体面积平均径）应当小于 0.025m 。

关键词： 篦冷机，数学模型，风速，推动速度，粒径，堆积状态

论文类型：应用研究

Study on Mechanism of Heat Transfer in the Grate cooler

Specialty: Material Science and Technology

Name: Feng Shaohang

Instructor: Prof. Xu Delong

Lecturer Lihui

Lecturer Chen Yanxin

ABSTRACT

Based on reasonable hypotheses, a mathematical model of heat transfer between gas stream and clinker in a grate cooler with an output of 1000t/d is established. A computer program for this model is worked out in FORTRAN. The measurement data collected from a real 1000t/d grate cooler serves for validating the soundness of the model and program. Using this program, several factors which may have influence on the operation of grate cooler are investigated. They are air velocity under grate in QRC zone, air velocity under grate in C zone, driving velocity of grate bed, clinker size and packing state of clinkers.

By analyzing the results of calculation, a series of conclusion are achieved:

- The air velocities in QRC zone and in C zone are important factors affecting on clinker cooling. The temperature of discharged clinker decreases exponentially with air velocity and equations are given in this regard.
- The driving velocity of grate bed and the clinker size have some effect on clinker cooling. The temperature of clinker leaving the cooler exit increases linearly with the driving velocity of grate bed and the clinker size and the equations are showed.
- The packing state of clinkers has a little effect on clinker cooling. Such effect could be neglected for the fluctuation range of all temperatures is not more than $\pm 20\text{K}$.

An optimized operating scheme for the grate cooler with a cooling capacity of 1000t/d is given as follows: the proper air velocity under grate in QRC zone should be 1.0~1.5m/s; the one in C zone should be 0.5~0.75m/s; the driving velocity of grate bed should be 0.007~0.010m/s; and clinker size should be less than 0.025m.

Key words: the grate cooler, mathematical model, air velocity, driving velocity, clinker size, packing state

The type of thesis: Applied Research

声 明

本人郑重声明我所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知,除了文中特别加以标注和致谢的地方外,论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果,也不包含本人或其他人在其它单位已申请学位或为其它用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的所有贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了致谢。

申请学位论文与资料若有不实之处,本人承担一切相关责任。

论文作者签名:冯绍航

日期:2004.6.24

关于论文使用授权的说明

本人完全了解西安建筑科技大学有关保留、使用学位论文的规定,即:学校有权保留送交论文的复印件,允许论文被查阅和借阅;学校可以公布论文的全部或部分内容,可以采用影印、缩印或者其它复制手段保存论文。

(保密的论文在论文解密后应遵守此规定)

论文作者签名:冯绍航

导师签名:李辉

日期:2004.6.24

主 要 符 号 表

符号	意义	单位
A	换热面积	m^2
C	比热容	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
H	网格单元高度	m
$\dot{H}$	显热焓	w
K	气固间综合换热系数	$\text{w}/\text{m}^2\cdot\text{K}$
$\dot{M}$	质量流量	kg/s
Nu	努谢尔准数	
P	气体绝对压强	Pa
Pr	普朗特准数, $Pr = \frac{\mu_g c_p}{\lambda_g}$	
Q	热量	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{cl})$
R	气体常数, 8.314	$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$
R_c	熟料导热热阻	$(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{w}$
Rep	雷诺准数, $Rep = \frac{udp}{\nu_g}$	
T	温度	K
$T_c - T_g$	在 $d\tau$ 时间内固气间平均温差	K
ΔP	网格单元压降	Pa
ΔV	单元网格的体积	m^3
a	单位体积床层内颗粒的有效表面积	m^2/m^3
dp	熟料平均粒径, 本文中取熟料颗粒体面积平均径	m
g	重力加速度	m/s^2
h	气体对流换热系数	$\text{w}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
l_w	篦冷机壁厚	m
$\dot{q}$	热流量	w
q	热量	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{cl})$

v	运动速度	m/s
x	颗粒透热深度，用其半径坐标表示	m
δ	斯蒂芬-波尔茨曼常数， 5.67×10^{-8}	w/(m ² ·K ⁴)
ε	熟料床层空隙率或黑度；	
η	效率	%
λ	导热系数	w/(m·K)
μ	动力粘度	Pa·s
ν	气体运动粘性系数	m ² /s
ρ	密度	kg/m ³
ϕ	颗粒形状校正系数，圆柱状 $\phi=1/5$ 、圆球状 $\phi=1/4$ 、平板状 $\phi=1/3$ ；	
上标：		
$conv$	对流换热	
r	辐射换热	
下标：		
avg	平均值	
c	熟料	
cg	由熟料传递给气体	
$cooler$	冷却机	
cw	由熟料传递给篦冷机壁面	
$disp$	带悬浮熟料粉的气体	
g	气体	
gc	气固之间	
gw	由气体传递给篦冷机壁面	
i	网格入口(壁内侧)	
$loss$	损失	
o	网格出口(壁外侧)	
p	悬浮在气流中的熟料粉末；	
u	环境；	
w	篦冷机的壁；	

1 前言

作为三大基础材料之一，水泥在国民经济的基础建设中发挥着重要作用。同时，作为高能耗行业之一，在能源危机日趋严峻的今天，水泥工业的节能降耗被赋予了更为重要的意义。

为适应这种趋势，几十年来人们不断对水泥工艺和设备进行优化和改进，以实现高产低耗。作为影响整个工艺系统热效率的关键设备之一，篦冷机一直是人们研究和改造的重点。然而，由于其系统的复杂性，目前对篦冷机的研究尚处于半经验阶段，如何从其内在机理上研究篦冷机，从而为篦冷机的优化操作、设计和改进提供依据，是一个重要而有意义的课题。

1.1 熟料冷却机的作用与评价方式

水泥生产工艺可概括为“两磨一烧”。由矿山开采的原料磨细后经预热器预热和分解炉分解后，被送入回转窑内煅烧。烧成的熟料从回转窑内排出时，其温度高达1250~1400℃，在这样的高温下，是不能运输与放置的，必须将其冷却，熟料冷却机因此应运而生。在水泥工业中篦冷机的主要作用如下：

① 快速冷却熟料。急冷有利于提高水泥的质量^[1]，防止熟料中矿物晶体的长大，增强水泥抗硫酸盐的性能^[2]，改善熟料的易磨性。

② 回收熟料中所含大量的热量（约1250~1650kJ/kg.cl），并用于加热二、三次风、烘干煤粉和余热发电等，这是降低熟料烧成热耗与企业生产成本的重要途径。

③ 高温熟料冷却后，以便于熟料的输送储存与处理。

自第一台熟料冷却机问世以来，对冷却机的改造、研制与开发始终围绕着以上几个方面来进行。因此需要一个统一的评价标准，来衡量一台熟料冷却机的优劣，为其改进提供方向。

一般采用以下指标来评价熟料冷却机^[3]：

1) 热效率。即从出窑熟料中回收并用于熟料煅烧过程的热量与出窑熟料所带入冷却机的热量之比。热效率越高，冷却机的性能越好，水泥熟料的烧成热耗也相应越低。通常用下式表达：

$$\eta_{cooler} = \frac{Q_{cooler} - Q_{loss}}{Q_{cooler}} \times 100\% \quad (1.1)$$

$$\text{或：} \eta_{cooler} = \frac{Q_{cooler} - (q_g + q_c + q_l)}{Q_{cooler}} \times 100\% \quad (1.2)$$

式中:

- η_{cooler} — 熟料冷却机热效率, [%];
- Q_{cooler} — 出窑熟料带入冷却机热量, [kJ/kg cl];
- Q_{loss} — 熟料冷却机总热损失, [kJ/kg cl];
- q_g — 出熟料冷却机气体所带走热量, [kJ/kg cl];
- q_c — 出熟料冷却机熟料所带走热量, [kJ/kg cl];
- q_l — 熟料冷却机散热损失, [kJ/kg cl];

通常各种熟料冷却机热效率在 40—80% 之间。

- 2) 冷却机排出熟料的温度。该温度越低, 熟料带走的热损失越少, 则热效率与冷却效率就越高。
- 3) 入窑二次风、入分解炉三次风温度与烘干用风温度。该温度越高, 回收用于熟料烧成的热量越多, 热效率就越高。
- 4) 冷却机及其附属设备电耗。一台好的冷却机要求其电耗应尽可能地小。

在以上四个指标中, 热效率无疑是最主要的评价指标。而篦冷机的热效率与窑系统的热耗有密切关系, 因此脱离窑的热耗来谈冷却机的热效率是没有意义的。为了比较不同冷却机的热效率, 德国水泥工厂协会 (VSZ) 冷却机研究小组提出^[3]: 取 1.15kg/kg-cl (相当于热耗为 3135 kJ/kg.cl) 窑用空气量和 18℃ 空气温度为基准, 建立热平衡, 该情况下冷却机的热量损失为标准冷却机损失。对不同冷却机的比较, 应当换算成为标准冷却机损失后再比较。

1.2 熟料冷却机的发展

在回转窑诞生之初, 熟料的冷却为堆放自然冷却, 没有专门的冷却设备。19 世纪 90 年代单筒冷却机研制成功; 随后在 20 世纪 20 年代又开发出多筒冷却机; 1929 年, 德国伯力鸠斯公司生产出回转篦式冷却机; 1937 年, 美国富勒公司推出推动篦式冷却机; 此后到 1980 年前, 冷却机技术处于“百花齐放”的时期。在此期间, 推动篦式冷却机逐渐脱颖而出。1980 年后, 推动篦式冷却机逐渐占据市场的主要地位, 其他型式的冷却机则逐渐退出市场。在目前新建的水泥厂中, 推动篦式冷却机的使用比例高达 95% 以上。

纵观冷却机发展的百多年历史, 其型式主要分为三类: 一是筒式 (包括单筒、多筒冷却机); 二是篦式 (包括震动、回转、推动篦式冷却机); 三是其他型式 (包括立筒式、“g”式冷却机)。分别详述于下:

一. 单筒冷却机

单筒冷却机是最老式的熟料冷却机，由设在回转窑窑头下端的一个转筒组成，其结构如图 1.1 所示。

单筒冷却机属于逆流式气固换热装置，其熟料的冷却主要靠冷却空气的对流与穿流结合带走热量而完成，具有工艺流程简单、无废气与粉尘排放、不配风机等优点。不足之处在于：冷却风量受限制（在保证燃料充分燃烧的情况下回转窑的过剩空气量应尽可能小）、出冷却机熟料的温度较高、散热损失较大、对熟料难以起到急冷的作用、冷却效果受熟料颗粒尺寸影响大。其主要技术指标如表 1.1^[4]所示。

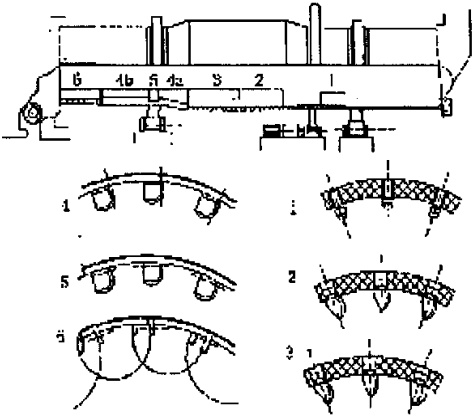


图 1.1 单筒冷却机工艺图

表 1.1 单筒冷却机的技术指标

名称	产量 t/d	单位面积负荷 t/m ² ·d	单位冷却空气量 Nm/kg·cl	斜度 %	速度 r/min	进口熟料温度 ℃	出口熟料温度 ℃	热效率 %
单筒冷却机	<3000	1.6~2.0	0.8~1.1	3~5	1~3.5	1200~1300	200~400	56~70

单筒冷却机的产量与筒体直径的平方成正比，而 NSP 窑的产量与筒体直径的三次方成正比。随着工厂的规模扩大，产量增高，单筒冷却机的筒体直径不断扩大并超过窑的直径，见表 1.2^[5]。世界上最大的单筒冷却机产量为 3000t/d，而其直径已达 5.6m，这样扬起的熟料从 5m 多高处砸下，很容易砸坏扬料装置。目前世界上水泥熟料的单线产量已突破 10000 t/d，单筒冷却机已经难以适应水泥工业生产大型化的要求。

表 1.2 新型干法窑与单筒冷却机规格

工厂规模 t/d	700	1000	2000	3000
NSP 窑规格 m	Φ3×48	Φ3.2×50	Φ4×60	Φ4.6×68
单筒冷却机规格 m	Φ3.3×40	Φ3.8×43	Φ4.6×56	Φ6.2/5.6×54

二. 多筒冷却机

多筒冷却机诞生于 1923 年，由 9~11 个单独的冷却筒组成，其结构如图 1.2 所示。此图为 1965 年史密斯公司制造的 Unax 新型多筒冷却机，用于预热器窑。

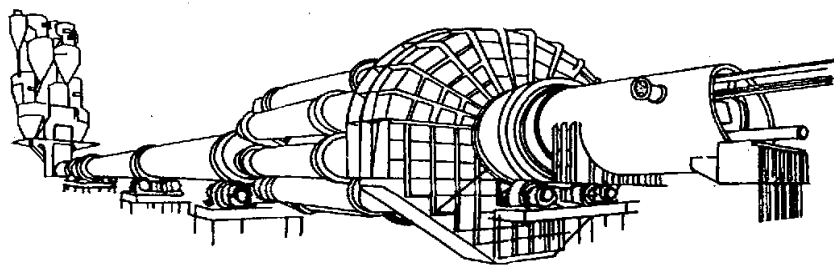


图 1.2 Unax 多筒冷却机工艺图

多筒冷却机也属于逆流式气固换热装置，其优点是结构简单，不需要另设传动装置，无废气与粉尘排放,不配风机等；缺点是：因为与窑连成一体，使窑头筒体机械负荷大，高温下易损坏，二次风温度较低，无法抽取三次风。其主要技术指标见表 1.3^[4]。

表 1.3 多筒冷却机的技术指标

名称	产量 t/d	单位面 积负荷 t/m ² ·d	单位冷却 空气量 Nm/kg·cl	斜度 %	速度 r/min	进口熟 料温度 ℃	出口熟 料温度 ℃	热效率 %
多筒冷 却机	<3000	1.6~2.0	0.8—1.1	3~5	1~2.5	1100~ 1200	200~ 300	60~80

在 20 世纪 60—70 年代间，多筒冷却机改进为新型多筒冷却机后，广泛应用于 SP 窑生产线上。但在 1973 年之后，随着 NSP 窑新技术的诞生和广泛使用，多筒冷却机由于不能抽取三次风而无法适用于 NSP 窑，故其应用逐渐减少。

三. 篦式冷却机

篦式冷却机直到 20 世纪 40 年代才开始用于水泥工业，当时分为震动式、回转式和推动式三种类型。随着时间的推移，震动式和回转式逐渐被淘汰，最后只剩下推动式篦冷机，成为当代熟料冷却所采用的主要设备。推动式篦冷机结构如图 1.3 所示。

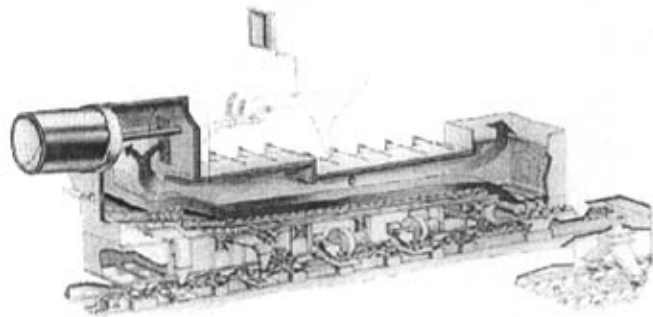


图 1.3 推动式篦冷机工艺图

篦式冷却机属于穿流骤冷式气固换热装置。冷却空气以垂直于熟料层的方向进入冷却机并穿过熟料层，使熟料得以冷却。其优点是冷却风量可以根据需要调节，单位面积产量高，热效率高，冷却机内热风可以方便抽取以作他用，可对熟料进行骤冷等；缺点是单位质量熟料的冷却用风量较高，结构比较复杂，有废气与粉尘的排放。其主要技术指标见表 1.4^[4]：

表 1.4 篦式冷却机的技术指标

名称	产量 t/d	单位面 积负荷 t/m ² · d	单位冷却 空气量 Nm/kg · cl	斜度 %	速度 次/min	进口熟料 温度 ℃	出口熟 料温度 ℃	热效率 %
篦却机	700~10000	20~50	1.6~2.6	<10°	8~24	1300~ 1400	7~120	60~83

NSP 窑新技术应用于水泥生产后，窑的单机产量大幅增加。在几种熟料冷却机中，只有篦式冷却机能够适应这种增长，满足水泥企业大型化生产的需求。

四. 其它型式（仅典型介绍两种）

1. 立筒式冷却机

立式冷却机由 E. Bade 在 20 世纪 60 年代发明，目的在于使逆流换热过程与沸腾床换热相结合，为提高换热效率创造有利条件。其工艺结构如图 1.4 所示。

立筒式冷却机的优点是热效率较高，无粉尘与废气的排放；缺点是要求进入冷却机的熟料颗粒非常均匀，电耗高，排出熟料的温度较高。由于操作适应性差等原因，这种冷却机仅限于半工业试验，至今尚未大规模使用。

2. “g”型冷却机

“g”型冷却机是德国克劳迪斯—彼得斯公司在 20 世纪 70 年代初开发的一种复合式冷却机，必须与其它冷却机配合使用。生产中，先将熟料冷却到 500℃左右，然后把熟料破碎到 35mm 以下，进入“g”型冷却机。图 1.5 为“g”型冷却机与篦式冷却机配合使用的工艺图。“g”型冷却机是一种间接的空气换热器，属于壳—管结构的换热设备。大量断面为机翼状的金属管道横穿换热室，通过两侧的隔室后，冷却空气在管道内迂回曲折，由下而上通过，热熟料由上喂入换热室，在重力作用下穿过密集的

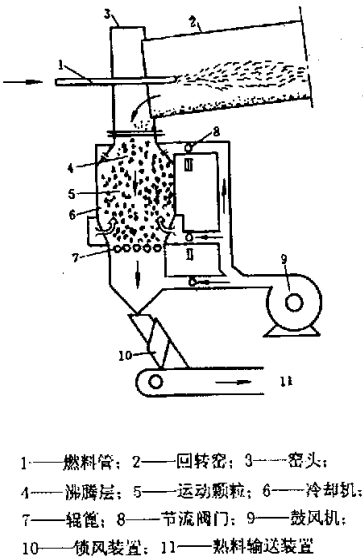


图 1.4 立筒式冷却机工艺图

空气管道向下运动，熟料首先和金属管道换热，然后金属管道再和冷却空气进行换热，从而实现熟料的充分冷却。排出的空气干净无粉尘，而且冷却机无活动部件，尤其适合老企业技改。

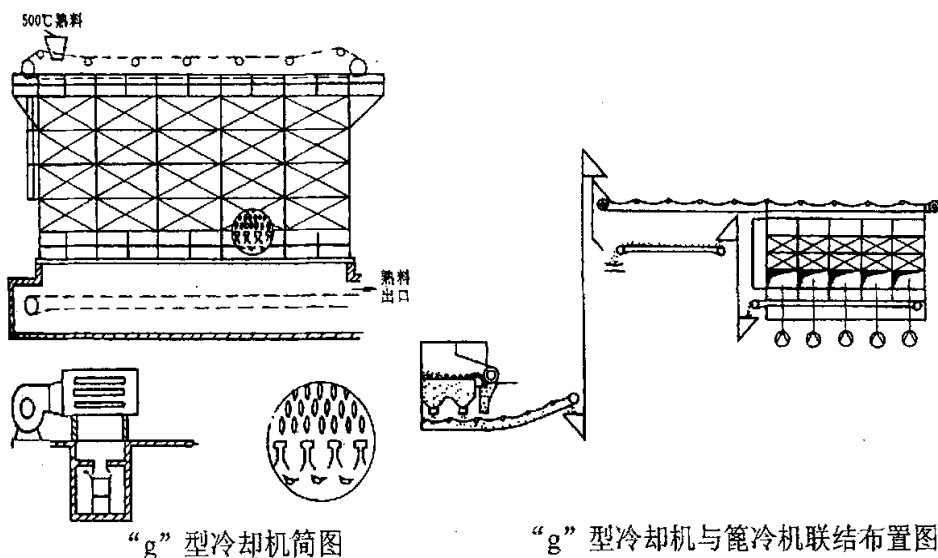


图 1.5 “g”型冷却机工艺图

1.3 篦式冷却机技术的发展

1.3.1 篦式冷却机的发展历史

自从诞生以来的六十年间，篦式冷却机随水泥工业的发展而不断更新换代。根据篦板、篦床形式与篦下供风系统的变化，其发展大致可以分为三代。在 20 世纪 40 年代到 60 年代，以早期 Fuller 型往复推动式篦冷机为代表，称之为第一代篦冷机。这一代篦冷机的活动篦床具有许多纵向分布的梁，故在每一段下难以分室，而且篦下密封很差，只能鼓以很低的风压，属于大风量、低风压、薄料层的原始推动型篦冷机。一室风压为 $(62\sim65) \times 9.8\text{Pa}$ ，二室风压为 $(49\sim53) \times 9.8\text{Pa}$ ，这就决定了篦床上的料层只能很薄，仅有 180~185mm，单位篦床面积的产量也很低，小于 $20\text{t/m}^2\cdot\text{d}$ 。

从 20 世纪 60 年代到 80 年代中期，与 NSP 窑配套使用的往复推动式篦冷机称为第二代篦冷机。其篦板高度有所增加，篦板通风由长缝改为均匀圆孔，降低了漏料。篦下分室可实现密闭供风，密封性能大大提高，从而保证篦上的料层厚度可以增加至 400~500mm，同时单位篦床面积的产量也增加到 $25\sim40\text{t/m}^2\cdot\text{d}$ 。

自 20 世纪 80 年代中期，IKN 公司创始人冯·韦特开发出新型的阻力篦板后，各种新技术相继问世，篦冷机的发展进入一个新的阶段。这种具有阻力篦板和空气梁

供风系统的篦冷机称为第三代篦冷机。由于采用了较多的新技术与新装备，如阻力篦板、低漏料篦板、空气梁供风系统、液压传动装置、热回收区与非热回收区间的隔热装置、液压辊式破碎机新的进口布料方式等(如图 1.6~1.12 所示^[5-10])，使得篦下压力可以较大增加，篦上料层厚度可以达到 800~1000mm，单位篦床面积的产量增加至 50~65 t/m²·d。我国自行研制的第三代篦冷机于 1998 年在安徽海螺集团投入使用^[11]。

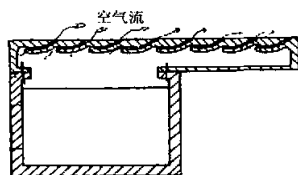


图 1.6 IKN 阻力篦板

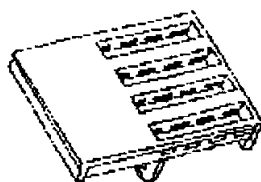


图 1.7 富勒低漏料篦板

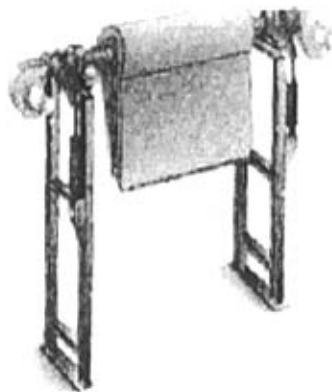


图 1.8 自动升降的隔热挡板

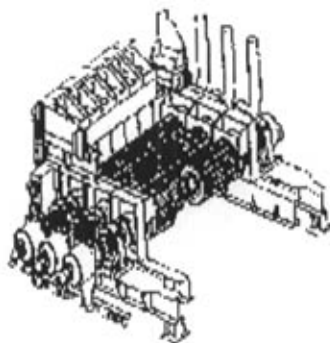


图 1.9 液压辊式破碎机

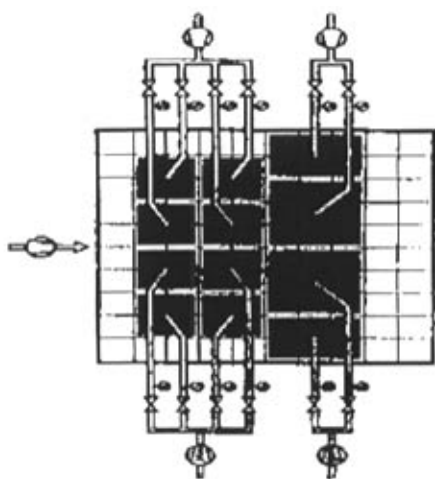


图 1.10 篦冷机入口供风系统

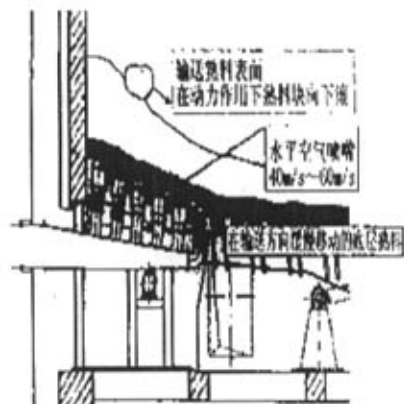


图 1.11 篦冷机进口布料装置

从 20 世纪 90 年代开始, 篦式冷却机技术又有了新的发展。虽然从总体上来讲此时的篦冷机还处于第三代, 但在局部上又有了较大的改进, 尤其是传动装置: 以前篦冷机的传动方式都是往复推动式的, 而新近的发展趋势则变为篦床不再相对移动。如 IKN 公司的悬摆式篦冷机^[10]: 整段篦床悬挂起来摆动, 熟料在篦床的来回摆动中移动, 固定篦板与活动篦板间的摩擦非常小; 再如史密斯—富勒公司的 SF—交叉棒式篦冷机^[12]: 整段篦床完全固定, 无固定篦板与活动篦板之分, 全部采用机械气流调节阀篦板, 篦床只承担冷却任务, 由推动棒承担输送任务, 这种冷却机的固定篦板与活动篦板之间没有相对移动。这两种新型冷却机都具有自动调节的气流分布机制和独立的熟料驱动系统。

尽管第三代篦冷机较之前两代篦冷机进步很大, 但在提高热效率、降低单位熟料冷却用风、简化结构和降低能耗等方面依然有很大的潜力可挖。

1.3.2 篦冷机的研究

一直以来, 对篦冷机的研究大致可分为两种类型: 一是针对实际生产中出现的问题进行改造与试验研究, 在不断解决问题中发展篦冷机; 一是针对篦冷机建立数学模型, 从理论研究上寻求突破点, 以指导篦冷机的改造研发。这两种方法各有千秋, 在篦冷机的发展中都做出了很大的贡献。

在对篦冷机改造的过程中, 篦板型式、供风系统与进料口的布料等一直是关注的重点。篦冷机运行中所出现的各种问题, 如堆“雪人”, “红河”等现象, 都与这几方面有关。

Von. Wedel 和 R.Wagner^[13]指出, 颗粒分布不均匀的厚料层要实现均匀送风需要增加篦板的阻力以抵消料层阻力对通风的影响, 并以实验^[14]证明: 对于不同篦板, 要使篦上床层压降增加相同值, 阻力篦板下风速只需增加 30%, 而标准篦板下风速需要增加 300%, 而且还会导致料层吹穿、颗粒离析等不良现象。IKN 公司研制成

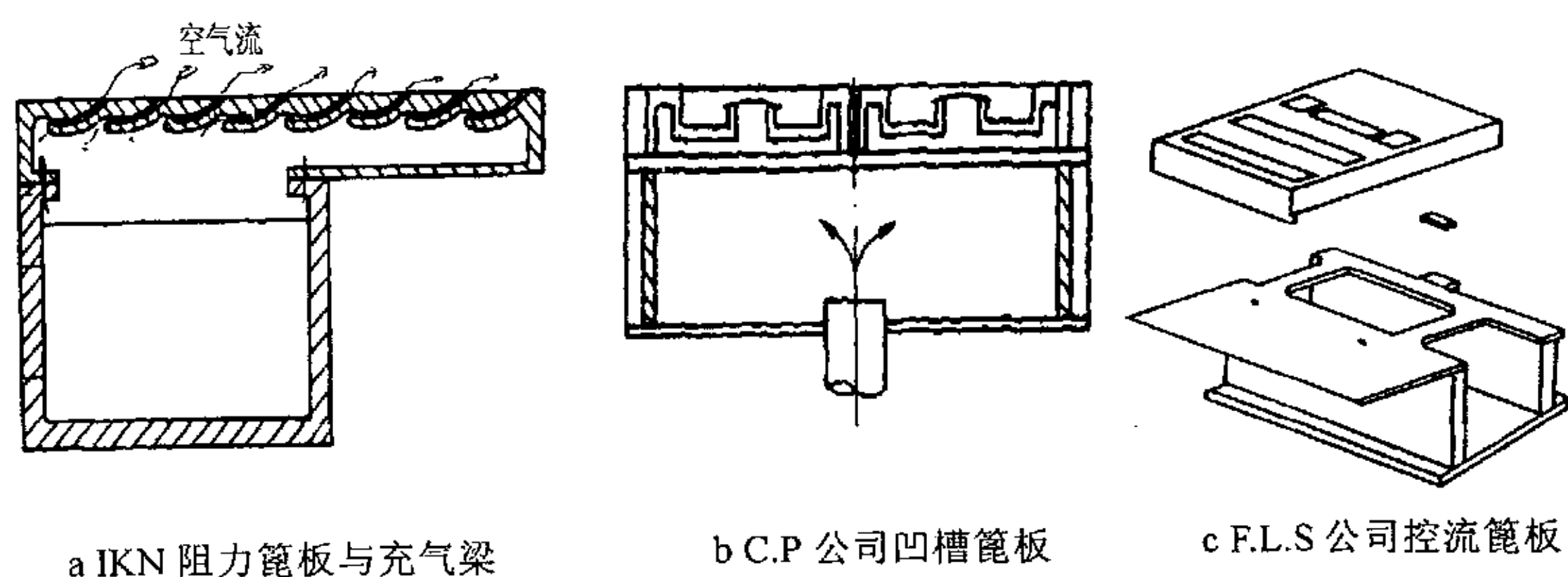


图 1.12 各种型式阻力篦板

功的阻力篦板^[3]解决了这个问题。随后针对这一问题 Claudius Peters 公司研制出凹槽篦板^[15], F.L.Smith 公司也推出控流篦板 (CFG)^[16], 如图 1.12 所示。

回转窑的转动卸料, 造成进入冷却机的熟料颗粒偏析, 从而使得细料侧通风变差, 出现“红河”现象, 第一、二代的篦冷机对这个问题的解决都不尽人意。而阻力篦板与空气梁通风技术通过改造冷却机的进料方式获得了较好的熟料分布, 从而使冷却用风量减少, 热回收区延长, 有效地消除了进料端堆“雪人”, 并防止了“红河”现象的发生^[17-20]。

对篦冷机各部件的改造和新设备开发所取得的辉煌成就, 使得篦冷机的产量与热效率不断提高, 目前最大的篦冷机单机产量已经超过 10000t/d, 热效率高于 80%。与此同时, 许多研究者从理论上建立数学模型, 对篦冷机进行研究, 以辅助和指导篦冷机的工程改进与开发, 也取得了显著的成绩。

在庞以训^[21]的译文中, 作者给出整个预热预分解和回转窑系统与各个单元的平衡方程式, 然后用计算机进行逐项求解, 从而确定温度对热耗的影响。文中给出了求解步骤与计算框图, 但没有具体的计算结果和分析。

H.O.Gardeik 等^[22]针对整个篦冷机建立模型, 给出了熟料冷却机的热效率评价方法, 借用能量损失、冷却机效率和冷却区域效率, 提出了评估冷却机的标准。但是没有进一步讨论与求解。

H.P.Elckjaer 和 T.Enkegaard^[23]提出了评价冷却机中熟料与空气换热能力的方法, 引出了两个概念: K 因子与标准冷却机损失。并给出了 K 因子的值与冷却机热损失和热回收之间的关系。但是建模较简单, 未考虑颗粒粒径等因素的影响。

Von.G.L.Bernstein 和 F.D.Moles^[24]研究了熟料冷却机内发生的物理现象与影响冷却机热回收的因素, 建立了基于热力学第一定律和能量、动量、质量守恒定律的数学模型, 并利用软件 FLOW3D 计算了熟料层上的气体流场与温度分布, 指出熟料与空气沿篦冷机长度方向的温度分布符合指数衰减规律, 但没有给出具体的方程; 同时还考虑了不同风室的影响, 但没有考虑在不同区域里, 熟料的冷却方式各有不同的情况。

Saumitra Pal^[25]也利用软件 Mathcement_PYRO 计算了包括篦冷机在内的整个窑系统的热平衡、气体平衡和质量平衡, 但是没有给出任何评论与结果, 只是对 Mathcement_PYRO 做了一个介绍。

G.Locher^[26]在气体通过颗粒床的传热方程式和静止体非稳态传热方程式的基础上, 建立了数学模型, 并利用计算机求解。他研究了熟料粒径分布、篦床速度、冷却风分布等对传热的影响, 但是没有给出每一个参数对传热影响的具体规律、以及如何利用这些关系来改善篦冷机的操作。

综上所述, 无论是设备的开发研制, 还是理论研究, 科技工作者所做的工作都

越来越深入，篦冷机的发展也越来越快。然而，在实际生产中人们发现，虽然第三代篦冷机在改善空气分布方式、传动方式等方面取得了突破性进展，但在热回收效率提高方面，仍有许多工作可做。

1.4 本研究的主要内容

针对上述研究现状，本论文拟建立篦冷机系统的热平衡模型，研究各种因素对传热的影响，找出其影响规律。为此，将开展如下工作：

- 以篦冷机系统为研究对象，在合理假设的前提下，研究系统内气、料、壁之间的传热机理，并建立数学模型；
- 运用 Fortran 语言对所建模型编程求解；
- 针对不同情况，提出不同的经验公式，以用来预测熟料在篦冷机长度方向上的温度分布；
- 研究颗粒堆积状态、冷却用风量及其分布、篦床推动速度、熟料颗粒粒径和床层空隙率等对冷却机换热效果的影响，找出其影响规律，提出改善篦冷机换热的优化操作参数。

2 篦式冷却机换热过程的研究与模型建立

篦冷机内的换热过程包括了传导、对流、辐射三种方式，但因没有内热源，较回转窑内的换热要简单。本章在细致分析篦冷机工作原理的基础上，将着重研究其基本换热过程和各单元换热特征，并在合理假设的前提下建立数学模型，给出模型的控制方程组。

2.1 篦冷机的基本换热过程

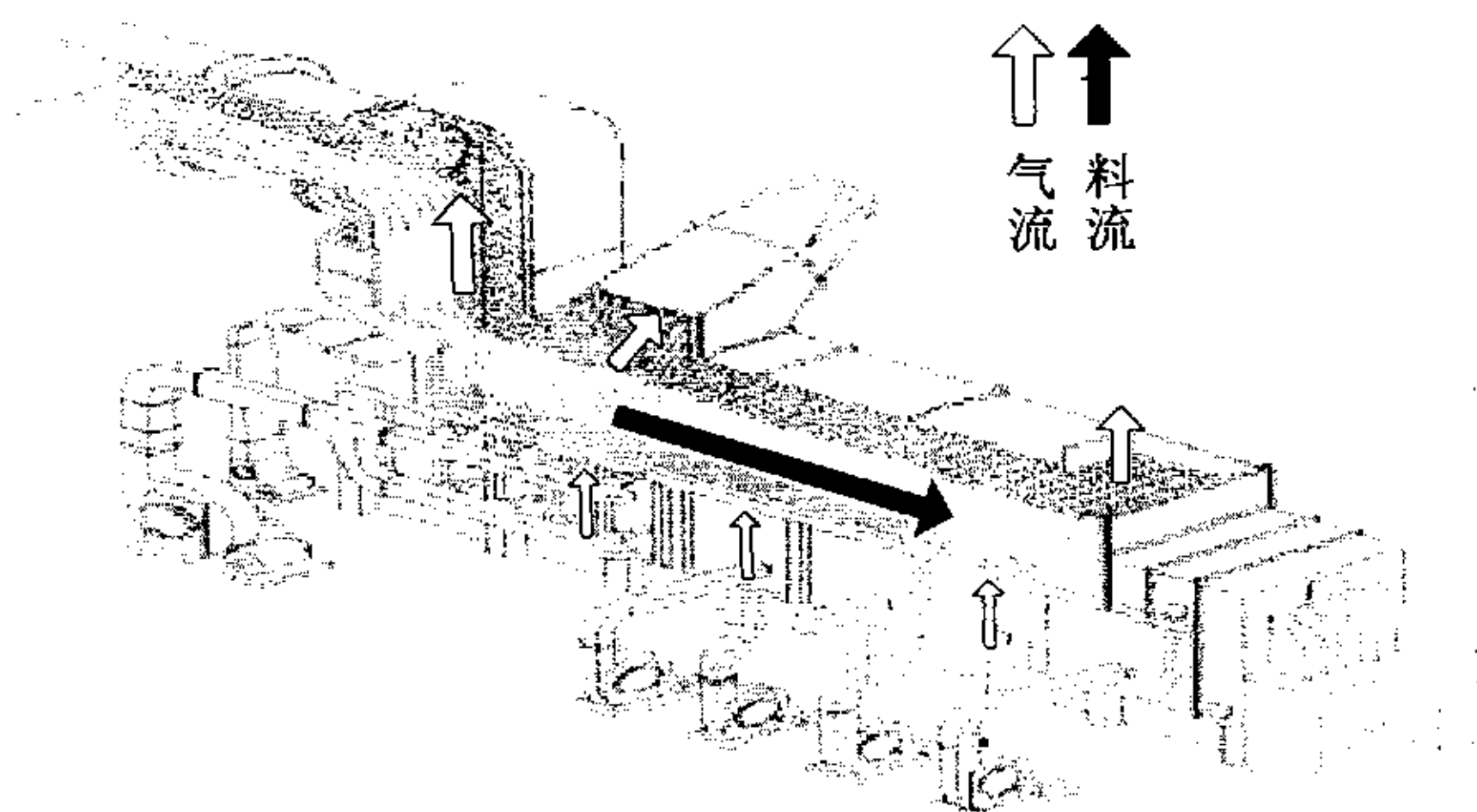


图 2.1 篦冷机料流、气流运动图

篦冷机内料流、气流运动图如图 2.1 所示。出窑熟料进入篦式冷却机后向右运动，最后从篦冷机的尾部卸出。同时，气体由篦板下的布风孔进入篦冷机竖直上行，与熟料形成错流换热。理论上讲，这种换热方式的换热效果不如逆流换热的好^[22]，但在实际生产中，换热效果主要由换热面积与换热速率两者决定。在窑系统运转稳定、篦冷机内颗粒堆积均匀的情况下，篦冷机中气体同每一个颗粒基本上都能充分接触，气固换热接触面积相当大，气体通过熟料层的速度较快，气固间的温差较大，因而换热推动力较大，篦冷机的热交换性能较好。在篦冷机中除了气固换热外，还存在其它一些形式的换热，如熟料与篦冷机壁面之间的换热、气体与篦冷机壁面间的换热、篦冷机的表面散热等。

在本研究中，把篦冷机内部分为两个区域：熟料堆积层区(图 2.2 中的 II 区)和气体空腔层区(图 2.2 中的 I 区)。前者中的换热介质包括堆积的熟料和穿过熟料的气体，后者仅包括加热后的气体。II 区为篦冷机的工作区域，熟料的冷却、热量的回收、以及熟料冷却后的输送均在该区进行，故该区域是篦冷机换热研究的重点。I 区为气体运动区域，完成加热后的高温气体向分解炉和窑中的输送及低温废气的排

除，其换热主要在高温气体和篦冷机壁面间进行。鉴于区域II换热过程复杂，无现成的数学模型可利用，拟建立相关模型并编程计算求解。区域I换热情况较简单，可直接用商业软件求解。

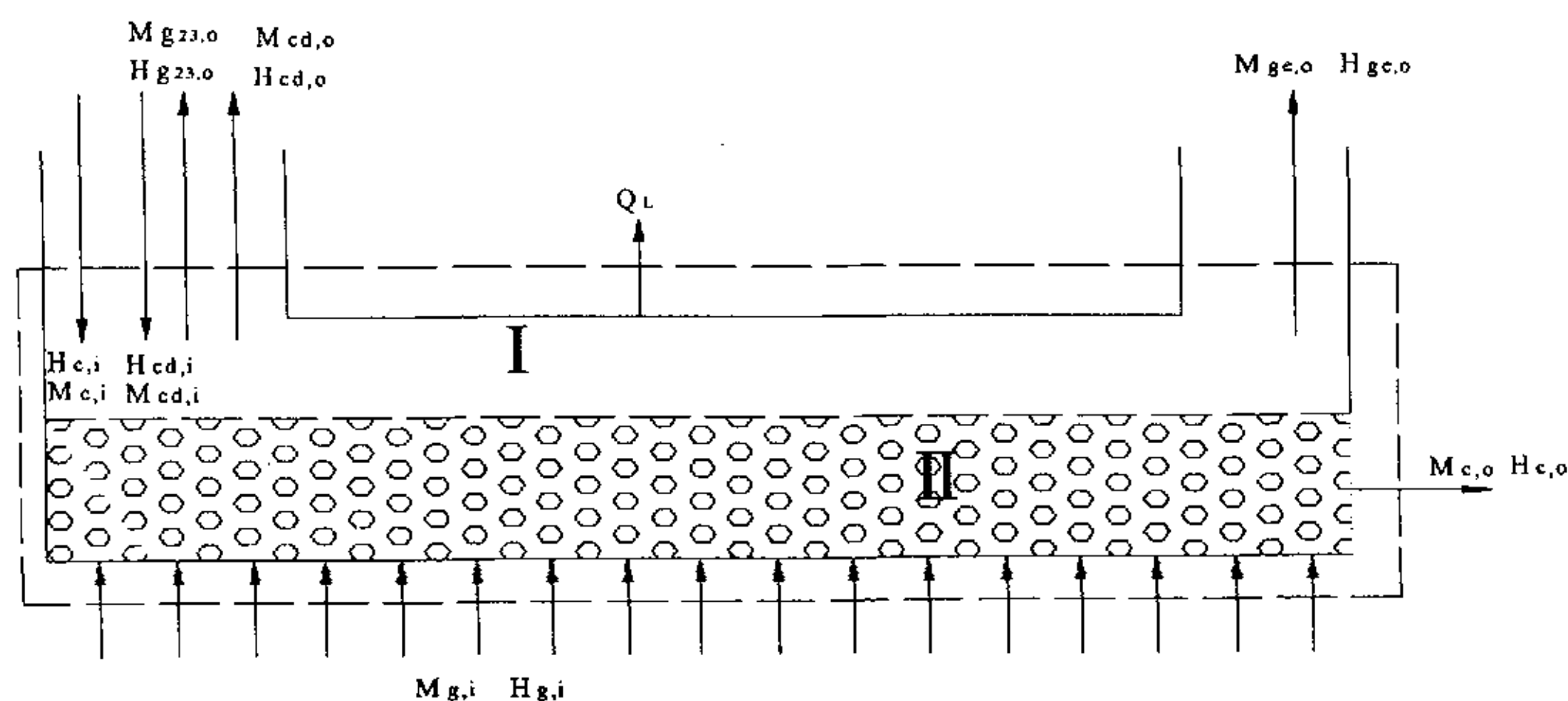


图 2.2 冷却机系统质量、热量平衡图

为简化问题，在研究篦冷机的换热过程、建立数学模型之前，对整个篦冷机系统做了如下假设：

- 1) 篦冷机与整个窑系统的运转状态稳定，篦冷机内熟料的分布均匀；
- 2) 熟料颗粒为球形颗粒；
- 3) 熟料颗粒与气体之间的传热为稳态；
- 4) 悬浮于气流中的熟料粉 ($dp < 10^{-3}m$)，浓度处于动态平衡中，为 $50g/m^3$ ，且与气流具有相同温度和速度；
- 5) 所有换热的温度基准为 $30^{\circ}C$ (即 $303K$)；
- 6) 篦冷机中熟料水平向右运动，无沉降，气流垂直向上运动。

2.2 篦冷机熟料堆积层区换热分析与换热模型的建立

在II区（熟料堆积层区），根据对熟料冷却的不同要求，又可将其分为热回收区(骤冷区)和后冷却区两部分。在热回收区，要求用尽可能少的空气迅速冷却熟料，并尽可能提高燃烧空气(二次和三次空气)的预热程度，在后冷却区，要求用剩余风量将熟料冷却到预期的最终温度。此时，空气分布已不是主要问题，重要的是延长熟料在冷却区的停留时间。在这两部份区域所发生的换热过程均包括熟料与气体间的换热、熟料、气体与壁面间的换热、冷却机内外壁面间的换热和外表面散热四部分。

2.2.1 网格划分

为确定熟料堆积层区域内的温度分布和熟料冷却情况，需对该区域进行网格划

分。基于假设，篦冷机内熟料分布均匀，在进行网格划分时不对横向（即 Z 轴向）划分，只对 XY 面进行划分，可视为二维网格。如图 2.3 所示。

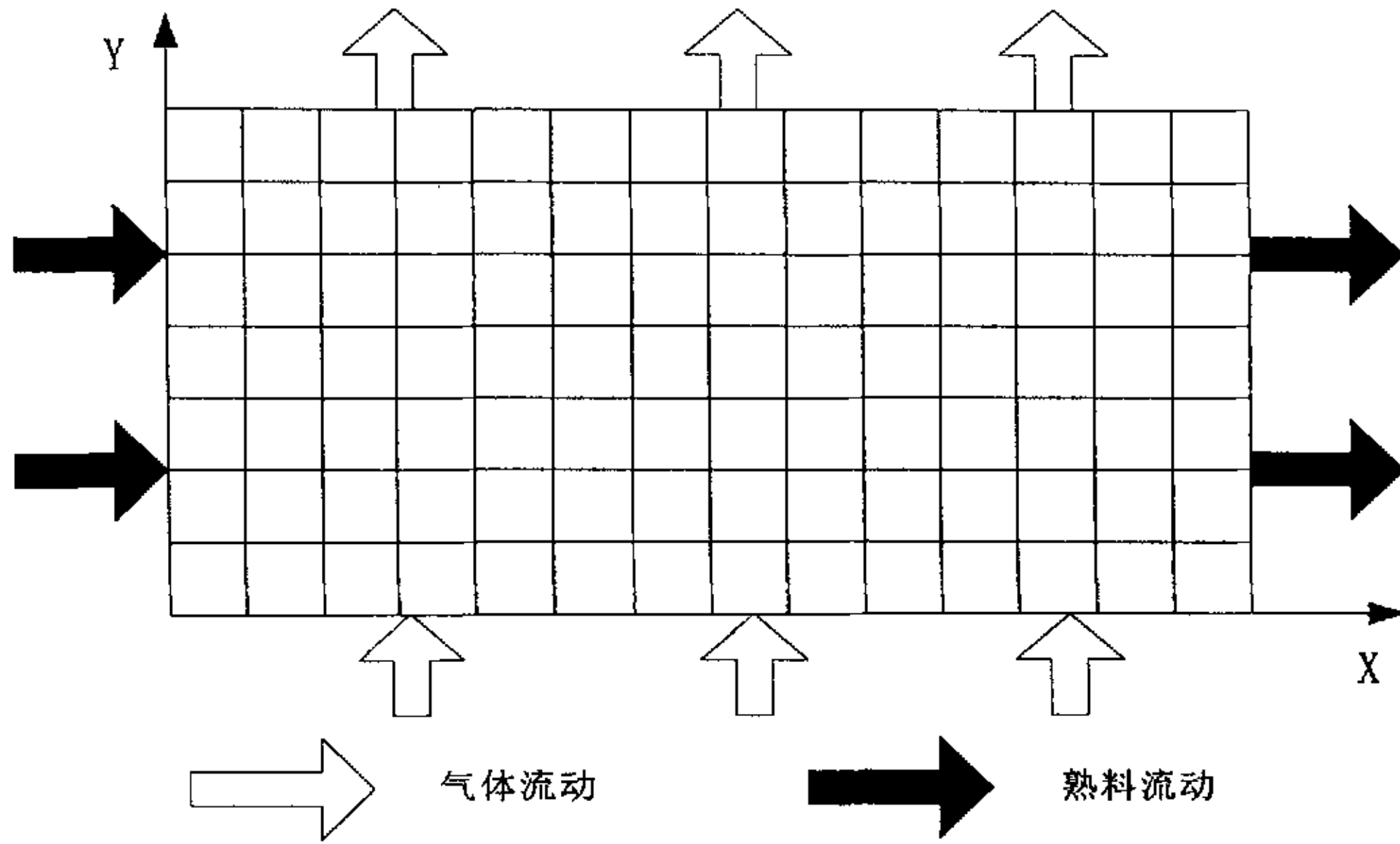


图 2.3 熟料层的网格划分示意图

对划分后的每一个网格进行热平衡计算，求解出每一个网格的参数。把各个网格的数据统一起来，就可以准确描述区域里的换热状态。在本研究中将区域 II 划分为 2700 个网格，每一网格均为矩形，网格线与物理区域的边界线正交，以利于准确计算，如图 2.3 所示。以每一个网格为基本控制单元做质量平衡和热平衡计算，取前一网格的输出值作后一网格的输入值，如图 2.4 所示。逐次按顺序对每一个网格进行求解，最后得到整个篦冷机断面上各点熟料和气体的温度分布，以及热损失。根据假设，在每一个网格中，熟料水平向右运动，气体垂直向上运动。

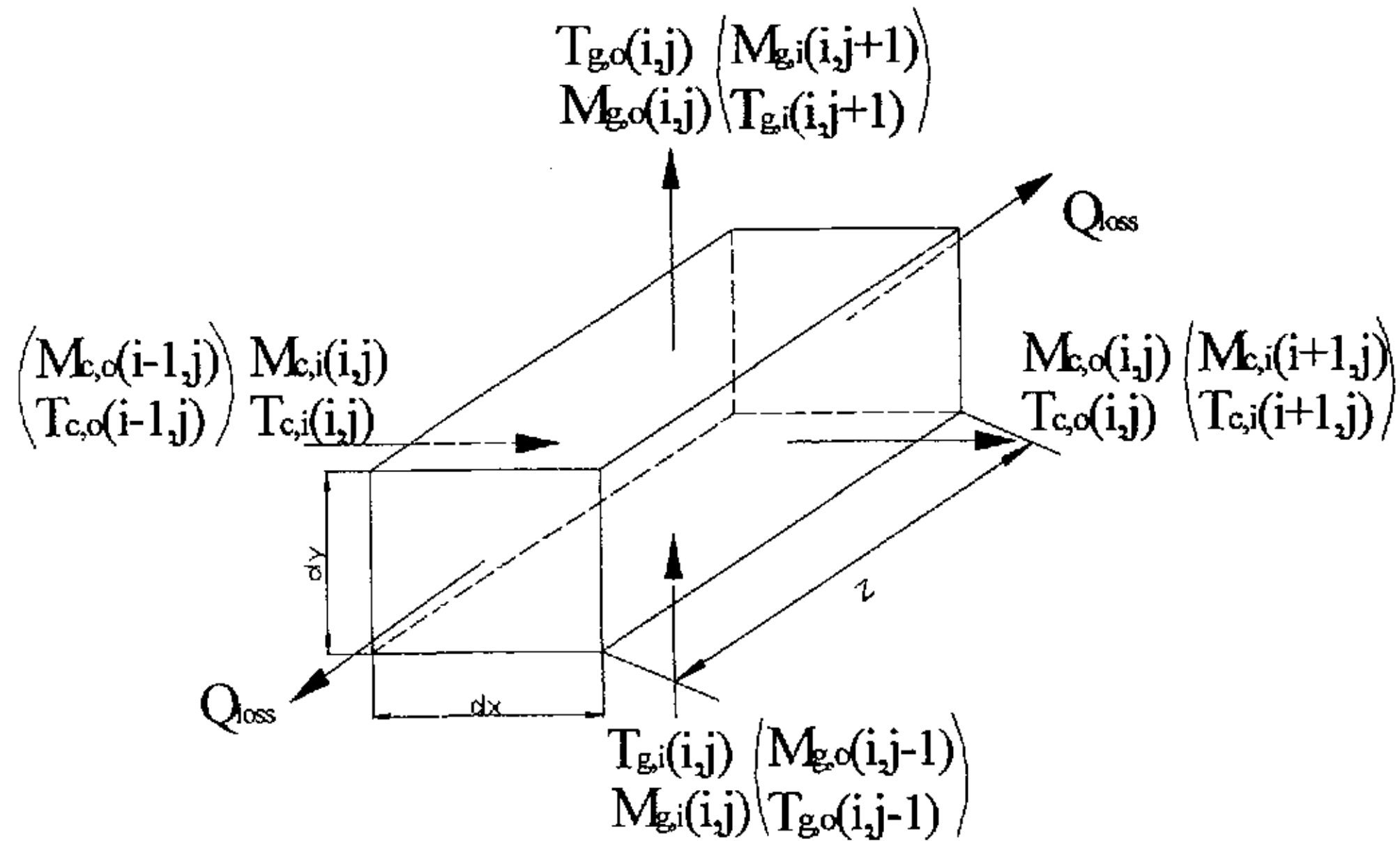


图 2.4 单元平衡图

2.2.2 质量平衡

图 2.4 所示单元的气、固相质量平衡方程如下所示，其热平衡将在后面给出。

1. 熟料

在篦冷机推动速度不变、料层稳定的情况下，熟料的流量不会发生改变。其质量平衡方程如下式所示：

$$M_{c,i}(i,j) = M_{c,o}(i,j) \quad (2.1)$$

式中：

$M_{c,i}(i,j)$ — 网格单元进口的熟料质量流量，[kg/s]；

$M_{c,o}(i,j)$ — 网格单元出口的熟料质量流量，[kg/s]。

2. 气体

通过熟料层的气体满足连续性方程。稳态下可压缩流的连续性方程式如下：

$$\nabla \cdot (\rho v A) = 0 \quad (2.2)$$

由于气体垂直向上运动，可将(2.2)式简化为如下一维连续性方程：

$$\rho_{g,i}(i,j)v_{g,i}(i,j) = \rho_{g,o}(i,j)v_{g,o}(i,j) = \text{const} \quad (2.3)$$

其中：

$$\rho_{g,i(o)}(i,j) = \frac{0.029 P_{g,i(o)}(i,j)}{RT_{g,i(o)}(i,j)} \quad (2.4)$$

式中：

$\rho_{g,i}(i,j)$ — 网格单元进口的气体密度，[kg/m³]；

$\rho_{g,o}(i,j)$ — 网格单元出口的气体密度，[kg/m³]；

$v_{g,i}(i,j)$ — 网格单元进口的气体速度，[m/s]；

$v_{g,o}(i,j)$ — 网格单元出口的气体速度，[m/s]。

$\rho_{g,i(o)}(i,j)$ — 网格单元进(出)口气体密度，[kg/m³]；

$P_{g,i(o)}(i,j)$ — 网格单元进(出)口气体绝对压强，[Pa]；

$T_{g,i(o)}(i,j)$ — 网格单元进(出)口气体温度，[K]；

R — 气体常数，[8.314(J/mol·K)]。

每一个网格的出口气体压强，可以由经典的 Ergun 公式求出。由于每一网格进出口压差即是床层的压降，可以根据 Ergun 公式将 $P_{g,i}(i,j)$ 和 $P_{g,o}(i,j)$ 联系起来，并

求出各点压强:

$$\Delta P = H \left(\frac{150(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu_g v_g}{dp^2} + \frac{1.75(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho_g v_g^2}{dp} \right) \quad (2.5)$$

式中:

ΔP — 网格单元压降, [Pa];

H — 网格单元高, [m];

ε — 熟料床层空隙率;

μ_g — 气体动力粘度, [Pa·s];

ρ_g — 气体密度, [kg/m³];

dp — 熟料平均粒径, 本文中取熟料颗粒体面积平均径, [m]。

2.2.3 热量平衡

2.2.3.1 控制单元热平衡分析

一个网格单元的能量衡算示意图如图 2.5 所示。其中, 在图 A 所示的焓流图中, 下脚标的第一个字符表示物相的类别, c 表示熟料, g 表示气体, p 表示气体中悬浮的熟料粉末, 第二个字符表示方向(位置), i 为进网格单元(内侧), o 为出网格单元(外侧); 在图 B 所示的热流图中, 逗号前的脚标表示给出能量的物体, 逗号后的脚标表示接受能量的物体。

其中:

w — 表示篦冷机的壁;

u — 表示环境。

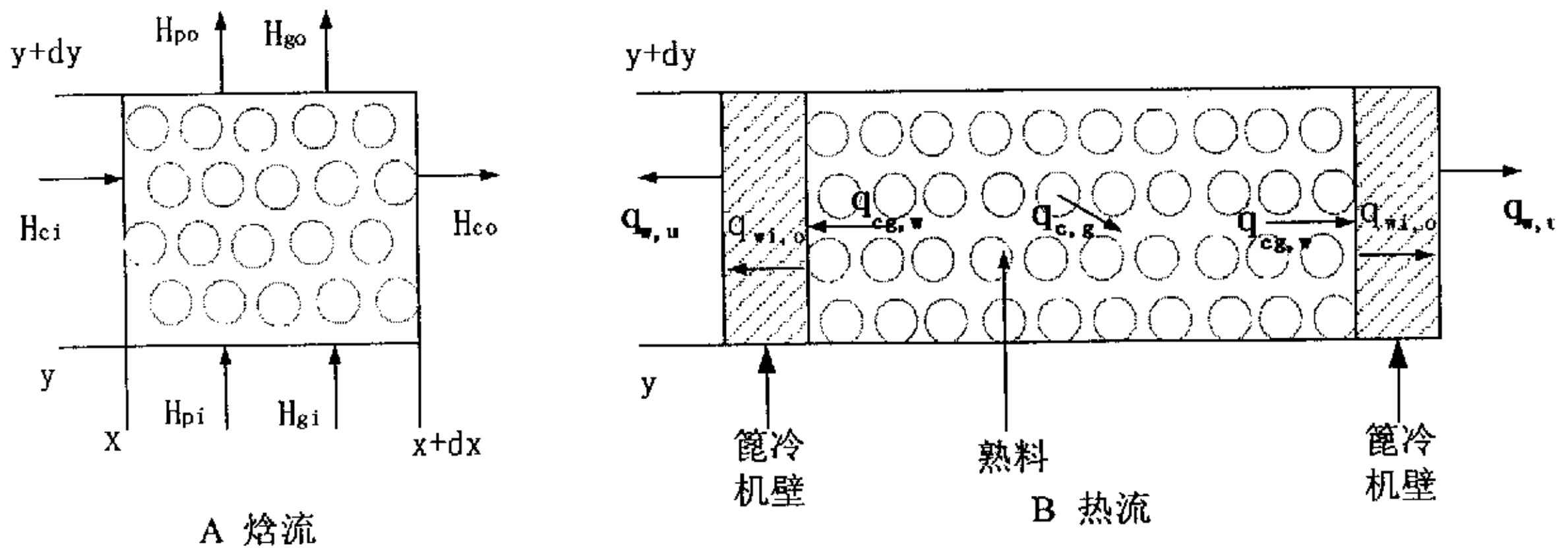


图 2.5 各焓流与热流的示意图

对于任一网格单元, 其焓流与热流具有如下的平衡关系:

a. 对气流和悬浮物:

$$\dot{H}_{g,i} + \dot{q}_{cg} + \dot{H}_{p,i} = \dot{H}_{g,o} + \dot{q}_{gw} + \dot{H}_{p,o} \quad (2.6)$$

b. 对冷却的熟料:

$$\dot{H}_{c,i} = \dot{H}_{c,o} + \dot{q}_{cg} + \dot{q}_{cw} \quad (2.7)$$

c. 对篦冷机壁:

$$\dot{q}_{gw} + \dot{q}_{cw} = \dot{q}_w \quad (2.8)$$

d. 对环境:

$$\dot{q}_w = \dot{q}_{wu} \quad (2.9)$$

2.2.3.2 各部分焓流及热流求解

1. 各种焓流的确定

基于假设, 计算焓流的基准温度为 303K, 各物料的显热焓为:

$$\dot{H}_g = \dot{M}_g C_g (T_g - T_u) \quad (2.10)$$

$$\dot{H}_c = \dot{M}_c C_c (T_c - T_u) \quad (2.11)$$

式中:

$\dot{H}_g$ — 气体的显热焓, [w];

$\dot{H}_c$ — 熟料的显热焓, [w];

$\dot{M}_g$ — 气体质量流量, [kg/s];

$\dot{M}_c$ — 熟料质量流量, [kg/s];

C_g — 气体热容, [J/(kg·K)];

C_c — 熟料热容, [J/(kg·K)];

T_c — 熟料温度, [K];

T_g — 气体温度, [K];

T_u — 基准温度, [303K]。

对高温气体和水泥熟料而言, 其热容又往往是温度的函数, 可用下式^[27]表示:

$$C_g = 955 + 0.14387 \times T_g + 3.8525 \times 10^{-5} \times T_g^2 + 2.1036 \times 10^{-10} \times T_g^3 + 1.2052 \times 10^{-13} \times T_g^4 \quad (2.12)$$

$$C_c = 699.5 + 0.31812 \times T_c - 6.2308 \times 10^{-5} \times T_c^2 - 1.3753 \times 10^{-10} \times T_c^3 - 5.1388 \times 10^{-14} \times T_c^4 \quad (2.13)$$

2. 各种热流的确定

1) 熟料与气体间的换热

在熟料堆积层中, 熟料与气体间的换热方式主要为对流换热。由于熟料的运动速度缓慢 (约为气体运动速度的千分之一), 在讨论熟料层气固间换热时, 可以将熟料层视为静止不动体, 把熟料和气体间的换热简化为固定床的气固换热, 这样可用下式^[28]计算:

$$\dot{q}_{cg} = Ka(T_c - T_g)\Delta V \quad (2.14)$$

式中:

- $\dot{q}_{cg}$ — 熟料与气体间换热的热流量, [w];
- K — 气固间综合换热系数, [w/(m²·K)];
- a — 单位体积床层内颗粒的有效表面积, [m²/m³];
- $T_c - T_g$ — 在 $d\tau$ 时间内固气间平均温差, [K];
- ΔV — 单元网格的体积, [m³].

a. 气固间综合换热系数的求解:

根据文献^[27], 气固间综合换热系数可用下式确定:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{\phi x}{\lambda_c}} \quad (2.15)$$

式中:

- h — 气体对流换热系数, [w/(m²·K)];
- λ_c — 熟料导热系数, [w/(m·K)];
- ϕ — 颗粒形状校正系数, 圆柱状 $\phi=1/5$ 、圆球状 $\phi=1/4$ 、平板状 $\phi=1/3$;
- x — 颗粒透热深度, 用其半径坐标表示, [m].

式(2.15)中的气体对流换热系数可用下式^[28-29]求解:

$$Nu = \frac{hdp}{\lambda_g} = 2 + 1.8Pr^{\frac{1}{3}}Rep^{\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

式中:

- λ_g — 气体导热系数, [w/(m·K)];
- Pr — 普朗特准数, $Pr = \frac{\mu_g c_p}{\lambda_g}$ ^[30];
- Rep — 雷诺准数, $Rep = \frac{v_g dp}{\nu_g}$ ^[30];
- Nu — 努谢尔准数;
- μ_g — 气体动力粘度, [Pa·s];
- c_g — 气体比热, [J/(kg·K)];
- v_{gc} — 气固相对运动速度, [m/s];
- ν_g — 气体运动粘性系数, [m²/s].

由于熟料层相对于气体视为静止不动体, 可用气体的运动速度 v_g 来代替气固相对运动速度 v , 有:

$$Re_p = \frac{v_g dp}{\nu_g} \quad (2.17)$$

把 (2.17) 式代入 (2.16) 式, 得:

$$Nu = 2.0 + 1.8 \left(\frac{\mu_g c_{pg}}{\lambda_g} \right)^{1/3} \left(\frac{v_g dp}{\nu_g} \right)^{1/2} \quad (2.18)$$

解得 h :

$$h = \frac{\lambda_g Nu}{dp} = \frac{\lambda_g}{dp} \left(2.0 + 1.8 \left(\frac{\mu_g c_{pg}}{\lambda_g} \right)^{1/3} \left(\frac{v_g dp}{\nu_g} \right)^{1/2} \right) \quad (2.19)$$

$$\text{令 } B = \left(\frac{\mu_g c_{pg}}{\lambda_g} \right)^{1/3}, \quad C = \left(\frac{v_g dp}{\nu_g} \right)^{1/2} \quad (2.20)$$

$$\text{得 } h = \frac{\lambda_g}{dp} (2.0 + 1.8BC) \quad (2.21)$$

解得综合换热系数 K 为:

$$K = \frac{1}{\frac{dp}{\lambda_g (2.0 + 1.8BC)} + \frac{\phi x}{\lambda_c}} \quad (2.22)$$

b. 单位体积床层内颗粒有效受热表面积 a 的求解:

在堆积状态下, 可根据其空隙率 ε 及料块尺寸按下式求得单位体积床层内颗粒有效受热表面积 a [27]:

$$a = \frac{6(1-\varepsilon)}{dp} \quad (2.23)$$

式中:

ε — 熟料床层空隙率。

c. $d\tau$ 时间内固气间平均温差的求解:

气固之间平均温差可以用下式表示:

$$T_c - T_g = \frac{(T_{c,i} + T_{c,o} - T_{g,i} - T_{g,o})}{2} \quad (2.24)$$

式中:

$T_{c,i}$ — 网格单元的入口熟料温度, [K];

$T_{c,o}$ — 网格单元的出口熟料温度, [K];

$T_{g,i}$ — 网格单元的入口气体温度, [K];

$T_{g,o}$ — 网格单元的出口气体温度, [K]。

2) 熟料和气体与篦冷机壁面间的换热

a. 熟料与壁面间的换热

熟料与篦冷机之间的换热方式主要为辐射换热和传导换热。由于设定熟料为球形颗粒，颗粒与壁面间的接触方式为点接触，因而换热面积很小。在一个网格单元中，可以将这种接触面积忽略不计，故在研究时可忽略传导换热的作用，仅考虑高温颗粒对壁面的辐射换热即可。辐射换热(q_{cw})可用下式计算求得：

$$\dot{q}_{cw} = \frac{\delta(T_c^4 - T_w^4)A_r}{\left(\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (2.25)$$

式中：

- $\dot{q}_{cw}$ — 熟料与篦冷机壁面间的辐射换热的热流量，[w]；
- δ — 斯蒂芬-波尔茨曼常数， $5.67 \times 10^{-8} [\text{w}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$ ；
- A_r — 辐射换热面积，[m²]；
- T_c — 熟料温度，[K]；
- T_w — 篦冷机壁面温度，[K]；
- ε_w — 篦冷机壁面的黑度，0.9；
- ε_c — 熟料的黑度，0.91。

b. 气体与壁面间的换热

气体与壁面间的换热以对流换热为主，其对流换热可由下式^[28]计算：

$$\dot{q}_{gw} = h_{w,i} A_{gw} (T_g - T_w) \quad (2.26)$$

$$h_{w,i} = \frac{\lambda_g c_c}{d p c_g} \left(\frac{\rho_{disp}}{\rho_c} \right)^{0.3} \left(\frac{v_g^2}{g d p} \right)^{0.21} Pr \quad (2.27)$$

式中：

- $\dot{q}_{gw}$ — 高温气体与内壁面间的对流换热的热流量，[w]；
- $h_{w,i}$ — 气体与壁面间的对流换热系数，[w/(m²·K)]；
- A_{gw} — 每一网格与壁面间接触气固换热面积，[m²]；
- T_g — 气体温度，[K]；
- T_w — 壁面温度，[K]；
- λ_g — 气体导热系数，[w/(m·K)]；
- c_c — 熟料比热，[J/(kg·K)]；
- ρ_{disp} — 带有悬浮颗粒的气体密度，[kg/m³]；
- ρ_c — 熟料的密度，[kg/m³]；

v_g — 气流中熟料颗粒的速度，在此处与气体的流速相同，[m/s]；

g — 重力加速度，[m/s²]。

3) 壁面与环境间的换热

壁面与环境间的换热过程分为两步，首先是内壁与外壁间的换热，然后是外壁与环境间的换热。

a. 内壁面与外壁面间的换热

这部分换热属稳态传导换热，可由下式得出：

$$\dot{q}_w = \frac{\lambda_w A_w (T_{w,i} - T_{w,o})}{l_w} \quad (2.28)$$

式中：

$\dot{q}_w$ — 内壁面与外壁面间的换热热流量，[w]；

λ_w — 为壁的导热系数，[w/(m·K)]；

$T_{w,i}$ — 内壁面温度，[K]；

$T_{w,o}$ — 外壁面温度，[K]；

l_w — 篦冷机壁厚，[m]。

b. 外壁面与环境间的换热

在一段连续的时间内，这部分换热随环境温度的变化而变化，属于非稳态换热。但本研究讨论的是瞬间换热情况，在很小的 $d\tau$ 时间内，可近似认为环境温度不会随时间变化而发生改变，将其按稳态换热处理。

对流换热可由下式得出，

$$q_{wu}^{conv} = h_{w,o} A_w (T_{w,o} - T_u) \quad (2.29)$$

辐射换热可由下式得出，

$$q_{wu}^r = \delta \varepsilon_w A_w (T_{w,o}^4 - T_u^4) \quad (2.30)$$

式中：

q_{wu}^{conv} — 篦冷机外壁面与环境间对流换热的热流量，[w]；

q_{wu}^r — 篦冷机外壁面与环境间辐射换热的热流量，[w]；

$h_{w,o}$ — 篦冷机外壁面气体对流换热系数，[w/(m²·K)]。

式(2.29)与(2.30)之和即为外壁面与环境间的换热 $\dot{q}_{wu}$ 。

2.2.4 控制方程组的建立

利用上述质量平衡方程和换热方程，可针对每一个单元网格建立质量平衡和热平衡方程组，最后得到如下控制方程组：

$$\frac{0.029P_{g,i}(i,j)}{RT_{g,i}(i,j)}v_{g,i}(i,j) = \frac{0.029P_{g,o}(i,j)}{RT_{g,o}(i,j)}v_{g,o}(i,j) = \text{const} \quad (2.31)$$

$$\dot{H}_{g,i} + \dot{q}_{cg} + \dot{H}_{p,i} = \dot{H}_{g,o} + \dot{q}_{gw} + \dot{H}_{p,o} \quad (2.6)$$

$$\dot{H}_{c,i} = \dot{H}_{c,o} + \dot{q}_{cg} + \dot{q}_{cw} \quad (2.7)$$

$$\dot{q}_{gw} + \dot{q}_{cw} = \dot{q}_w \quad (2.8)$$

$$\dot{q}_w = \dot{q}_{wu} \quad (2.9)$$

其中:

$$P_{g,o}(i,j) = P_{g,i}(i,j) + H \left(\frac{150(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu_g v_g}{dp^2} + \frac{1.75(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho_g v_g^2}{dp} \right) \quad (2.32)$$

$$\dot{H}_{g,i} = \dot{M}_{g,i} C_{g,i} (T_{g,i} - T_u) \quad (2.33)$$

$$\dot{H}_{g,o} = \dot{M}_{g,o} C_{g,o} (T_{g,o} - T_u) \quad (2.34)$$

$$\dot{H}_{p,i} = \dot{M}_{p,i} C_{p,i} (T_{p,i} - T_u) \quad (2.35)$$

$$\dot{H}_{p,o} = \dot{M}_{p,o} C_{p,o} (T_{p,o} - T_u) \quad (2.36)$$

$$\dot{H}_{c,i} = \dot{M}_{c,i} C_{c,i} (T_{c,i} - T_u) \quad (2.37)$$

$$\dot{H}_{c,o} = \dot{M}_{c,o} C_{c,o} (T_{c,o} - T_u) \quad (2.38)$$

$$\dot{q}_{cg} = \frac{1}{\frac{dp}{\lambda_g(2.0+1.8BC)} + \frac{\phi x}{\lambda_c}} \frac{6(1-\varepsilon)}{dp} (T_c - T_g) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (2.39)$$

$$\dot{q}_{gw} = \frac{\lambda_g C_c}{dpc_g} \left(\frac{\rho_{disp}}{\rho_c} \right)^{0.3} \left(\frac{v_g^2}{gdp} \right)^{0.21} Pr A_{gw} (T_g - T_w) \quad (2.40)$$

$$\dot{q}_{cw} = \frac{\delta(T_c^4 - T_w^4)A_r}{\left(\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \quad (2.25)$$

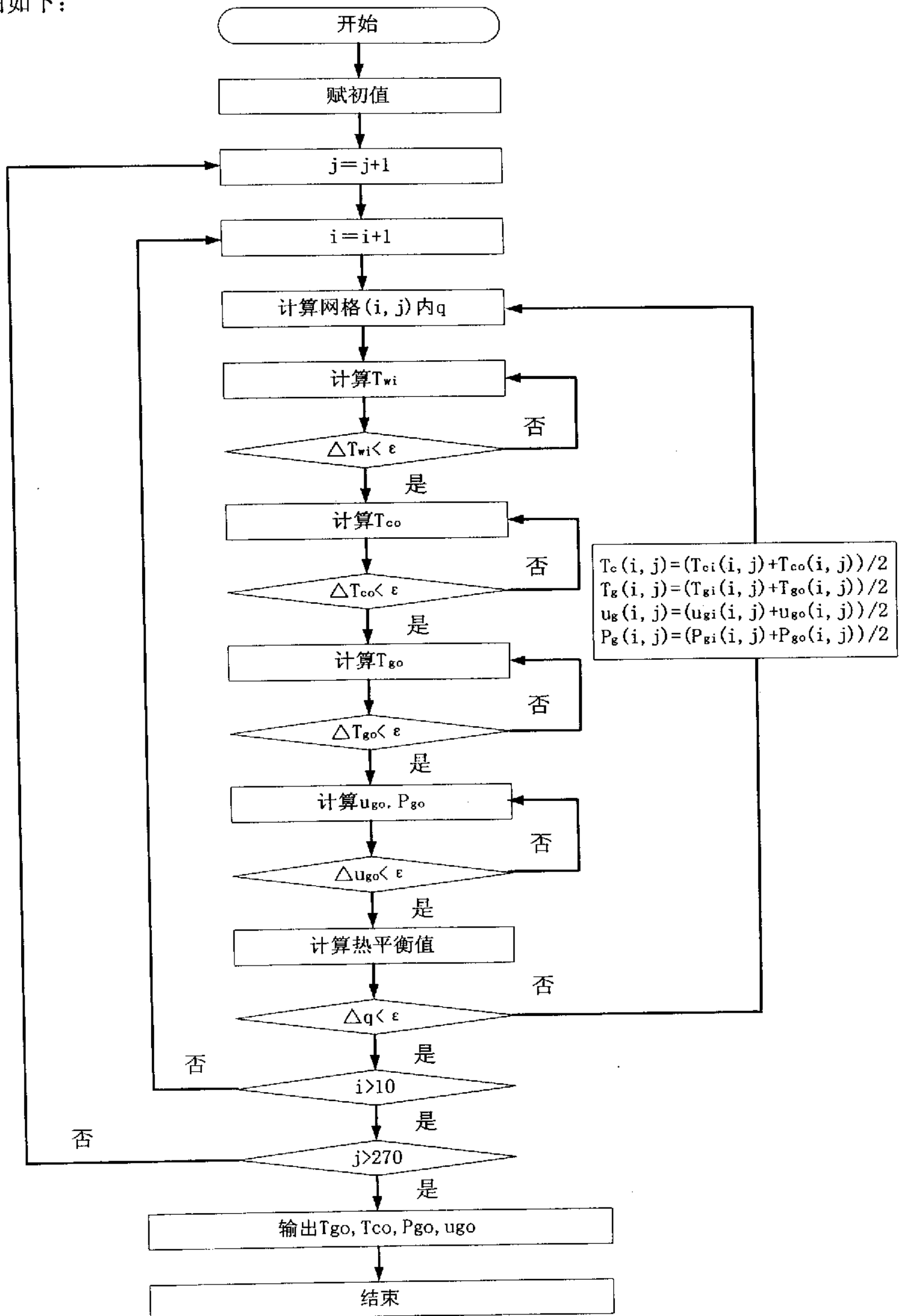
$$\dot{q}_{wu} = h_{w,o} A_c (T_{w,o} - T_u) + \delta \varepsilon_w A_c (T_{w,o}^4 - T_u^4) \quad (2.41)$$

$$\dot{q}_w = \frac{\lambda_w A_w (T_{w,i} - T_{w,o})}{l_w} \quad (2.28)$$

在本模型中, 共有四个未知数($T_{g,o}(i,j), T_{c,o}(i,j), u_{g,o}(i,j), P_{g,o}(i,j)$), 已建立的与这些未知数相关的独立方程数为五个, 线形无关的方程为四个, 故从理论上讲是完备可解的。

2.2.5 方程组求解

建立了平衡方程之后，就可以根据方程编写程序（程序见附录）。程序求解框图如下：



2.3 气体空腔区换热分析与换热模型的建立

气体穿越熟料层，在上层空腔中混合后，高温气体进入窑头和分解炉中，低温气体进入除尘器经除尘后排入环境。空腔中存在的换热主要是高温熟料与篦冷机壁面间的辐射换热和高温气体与壁面间的对流换热。在篦冷机头部，熟料温度很高，辐射换热占主要地位。随着熟料的冷却，熟料温度逐渐降低，到篦冷机后部，辐射换热的影响逐渐减小，对流换热开始占据主要地位。由于该区域换热模式相对简单，可直接利用商业软件来计算这部分换热量。

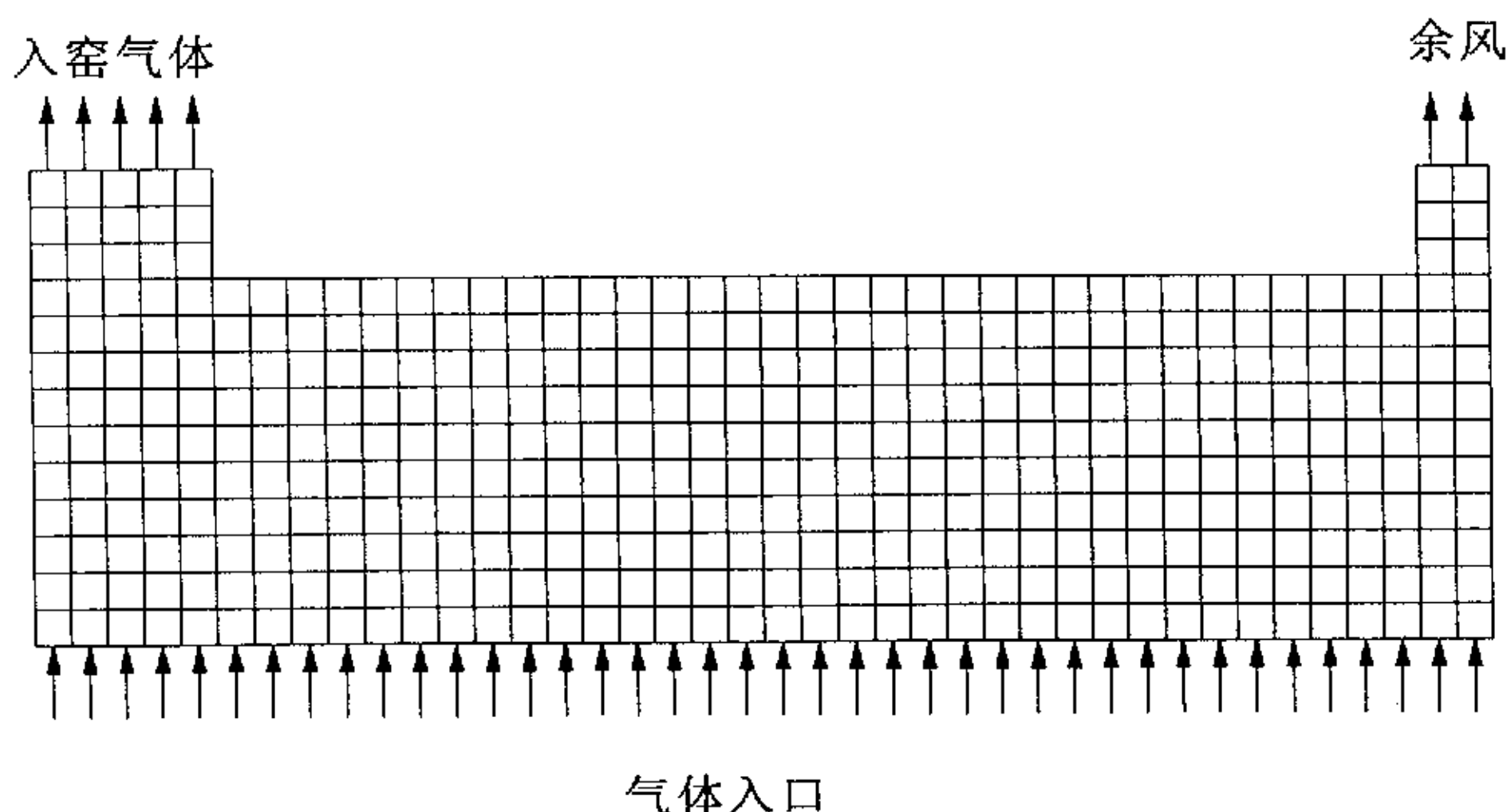


图 2.6 气体空腔层网格图示意图

根据假设，整个系统处于稳态，且可把气体空腔区视为二维区域来研究，其网格如图 2.6 所示，网格大小、划分原则及方法同熟料堆积层区。

2.3.1 控制方程组

在该区域中，气体流动模型采用标准 $\kappa-\varepsilon$ 两方程模型，下面为其控制方程组^[31]：

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.43)$$

式中：

G_k — 由平均速度梯度导致的是湍动能， $G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ ；

G_b — 由浮升力导致的湍动能， $G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$ ；

μ_t — 是紊流粘度, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$;

C_μ — 常数;

Y_M — 高马赫数下耗散率产生的膨胀贡献, $Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$, M_t 是紊流马赫数。

气体流动模型中的常数见表 2.1:

表 2.1 标准 $\kappa-\varepsilon$ 两方程模型中的常数

符号	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
取值	1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

对气体间换热采用下式:

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (2.44)$$

式中:

E — 内能, $= h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}$, [J];

k_{eff} — 有效导热系数, $= k + k_t$, [w/m·k];

S_h — 源项。

对于顶层熟料与篦冷机壁面间的辐射换热采用 S2S 模型 (面一面辐射模型), 如下式:

$$\dot{q}_{r,o} = \varepsilon_c \sigma T_c^4 + (1 - \varepsilon_c) \dot{q}_{r,i} \quad (2.44)$$

式中:

$\dot{q}_{r,o}$ — 离开表面的热, [w];

$\dot{q}_{r,i}$ — 进入表面的热, [w];

2.3.2 边界条件的处理

边界条件的处理对于方程组的求解非常重要, 本研究中的边界条件包括入口边界条件和出口边界条件。设定的边界条件如下:

1. 入口条件

入口气体流速为出熟料堆积层的气体流速, 入口气体温度为出熟料堆积层的气体温度; 湍动能 k 按入口平均动能的 1% 计算; 湍动能耗散率 ε 按湍动能生成量等于耗散量确定。

2. 出口条件

在本模型中, 出口分篦冷机前端出口后篦冷机尾部出口两个, 出口边界条件见

表 2.2:

表 2.2 出口边界条件

	表压(Pa)	回流温度(K)
前端出口边界条件	-20	1300
尾部出口边界条件	-400	600

将熟料层的输出数据（如气体的压强、温度、速度等值）作为气体层的入口边界条件输入到软件中去，经过计算，可以得到气体在该层中的速度、温度和压力的等值图及矢量图等。

2.4 小结

本章主要完成了以下工作：

- 针对熟料堆积层区域划分网格，并给出每一个网格的热平衡和质量平衡方程式，建立起熟料层的换热数学计算模型；
- 给出计算程序的求解框图；
- 写出熟料层计算模型的求解程序，程序见附录；
- 针对气体空腔区域计算区域划分网格，并利用商业软件求解该区域的流场和温度场。

3 数学模型的验证

为验证前章所建模型的正确性, 选用日产 1000 吨熟料的第三代篦式冷却机的生产操作参数作为已知参数代入所编程序求解, 并将计算值与现场标定结果进行比较。

3.1 计算边界条件

输入程序的已知条件如表 3.1 所示^[32]。

表 3.1 边界条件

篦冷机几何尺寸(m)	长	13.5	篦冷机前端长(m)	4
	宽	2.0	篦冷机后端长(m)	9.5
	高	2.0	料层厚(m)	0.6
篦下风速(m/s)	前	1.0	篦床推动速度(m/s)	0.008
	后	0.5	熟料密度(kg/m ³)	2900
篦下压力(Pa)	前	5000	空隙率	0.5
	后	2000	环境温度(K)	303.0
冷却空气温度(K)		323.0	熟料进口温度(K)	1623.0
熟料平均粒径 (mm)		15.0		

这里选做比较对象的篦冷机, 其篦床属于一段式传动篦床, 整段篦床水平放置, 而且篦床宽度在整个长度方向上一致, 即篦冷机的几何形状是规则的长方体。标定中二、三次风温度在熟料层上方 2m 处的高度测定, 余风温度在余风烟囱处测得。

将表 3.1 的初始值代入程序中求解气体在熟料层的流速、温度、压强和熟料的温度, 再将计算出的气体和熟料的出口值作为输入值代入商业软件中, 计算气体层的流场及各温度和压强值。

3.2 计算结果的验证

利用表 3.1 的已知条件, 可计算出熟料层熟料和气体的温度分布、出口熟料冷却后的温度、二三次风的温度和余风的温度等值, 将这些值与实际标定的结果比较, 即可判断所建模型的正确性。根据标定的内容, 选取以下四项进行比较:

3.2.1 篦冷机内部熟料纵向截面的温度分布

程序运行所得篦冷机内部纵向截面熟料温度分布如图 3.1 所示, 图 3.2 为标定结果^[32], 图 3.3 为文献^[33]资料所提供的数据。

由图 3.1 可知, 熟料在篦冷机内的温度分布沿纵向可以分为三个区域: 高温区

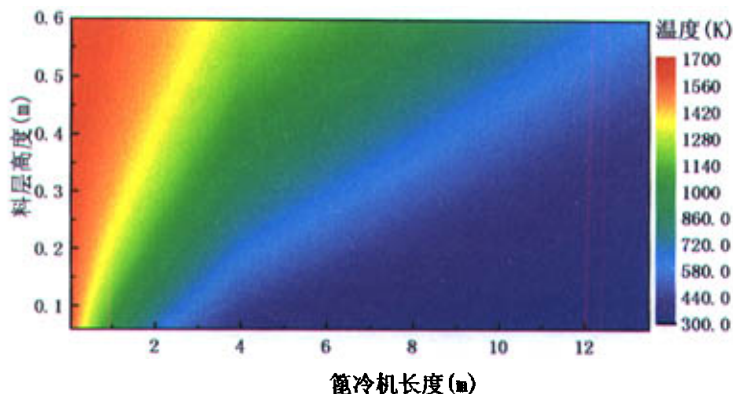


图3.1 篦冷机纵向截面上熟料温度分布图

(熟料温度高于 1300K)、中温区(熟料温度在 700—1300K 之间)和低温区(熟料温度低于 700K)，其中高温区(位于篦冷机的前端)所占面积最小，而低温区(位于篦冷机的后端)所占的面积最大。这说明高温熟料的冷却速度很快，而熟料的后冷却比较慢。整个区域的分布与篦下风室的分布相对应，熟料的冷却与篦下供风量呈正比关系。计算所得结果、标定结果和文献^[33]所提供数据基本一致。

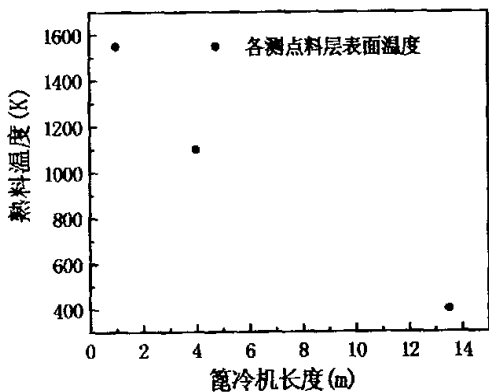


图3.2 标定结果

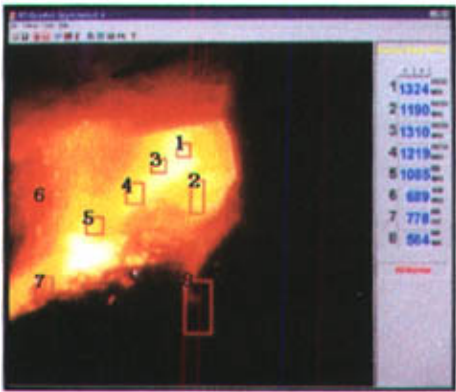


图 3.3 篦冷机内中前部熟料温度分布

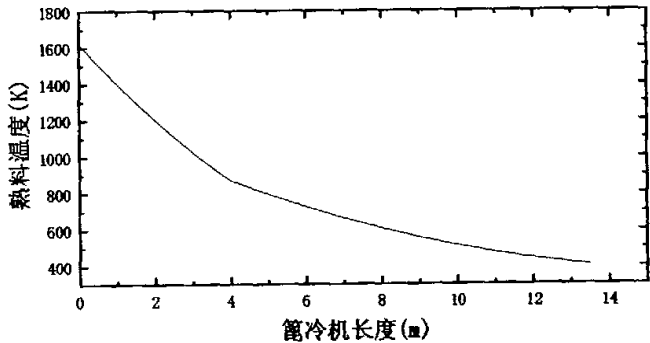


图3.4 篦冷机纵向熟料平均温度分布

图 3.4 为纵向熟料平均温度，与图 3.2（标定结果）相比较。由图可以看出，篅冷机前端的熟料冷却温度曲线的斜率远大于后端冷却曲线的斜率，说明前端的熟料冷却速度(为 185.75℃/m)远大于后端的熟料冷却速度(为 48.8℃/m)。此外，在熟料通过篅冷机前端后，温度已经降到 900K 以下，达到了快速冷却熟料的目的，这与标定结果相符。

图 3.5 表示了顶层、中间层和底层熟料温度沿篅冷机长度方向上的分布情况。由图可看出，各层熟料的冷却速度各不相同，底层熟料的冷却速度最快，在熟料通过篅冷机前端后就迅速降到了 400K 以下，这与标定过程中得到的篅下篅板温度小于 400K 相符。此外，该曲线与文献^[26]中所得的结果（图 3.6）相似。

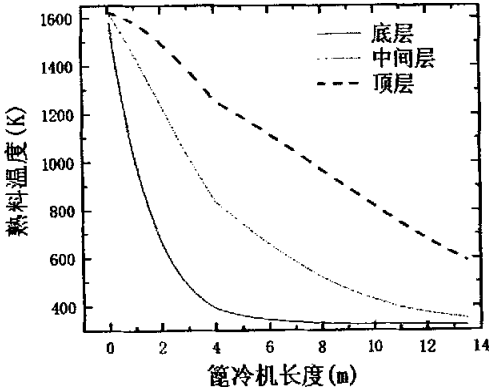


图3.5 各层熟料的温度分布曲线

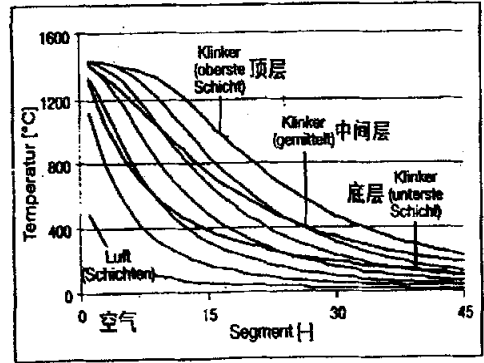


图 3.6 熟料和气体的温度计算曲线

3.2.2 篅冷机出口熟料温度

篅冷机出口熟料温度是反映篅冷机冷却能力的一个重要指标，同时也是现场标定可以实际测定的少数几个温度指标之一，因此该值对熟料堆积层计算模型的判断具有非常重要的意义。

为比较计算值与标定值，首先定义等焓平均温度。所谓等焓平均温度是指总焓相等的前提下所得的温度，其表达式如下：

$$T_{avg} = \frac{\sum_{i=1}^n (m_{c,i} c_{c,i} (T_{c,i} - T_u))}{(\sum_{i=1}^n m_{c,i}) c_{avg}} + T_u \quad (3.1)$$

式中：

T_{avg} — 等焓平均温度，[K]；

$m_{c,i}$ — 单元网格内熟料的质量流量，[kg/s]；

$T_{c,i}$ — 单元网格内熟料的温度，[K]；

c_i — 单元网格内熟料在温度 $T_{c,i}$ 下的比热，[J/(kg·K)]；

c_{avg} — 熟料在温度 T_{avg} 下的比热, [J/(kg·K)]。

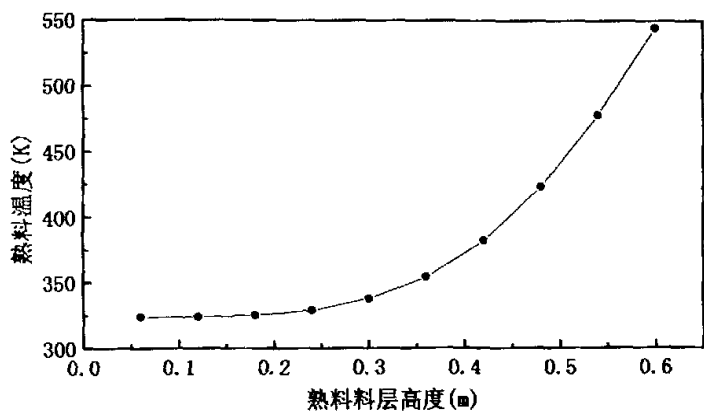


图3.7 出口熟料温度与料层高度关系图

表 3.2 冷却熟料温度比较表

计算值/K	标定值/K
383.4	404.0
误差/%	5.2

篦冷机出口各层熟料的温度见图 3.7，温度比较见表 3.2。由图 3.6，熟料温度随料层高度增加而升高，下层熟料的冷却效果优于上层熟料，这种温度分布符合基本假设状态下的温度分布。表 3.2 中所得熟料平均温度的计算值是一个等焓平均温度值，该值与标定值的误差只有 5.2%，很接近标定值，这说明熟料层的计算模型能够比较准确合理地反映实际情况。

3.2.3 气体的温度分布

篦冷机中气体的温度分布分为两部分，一是在熟料堆积层中的气体温度分布，

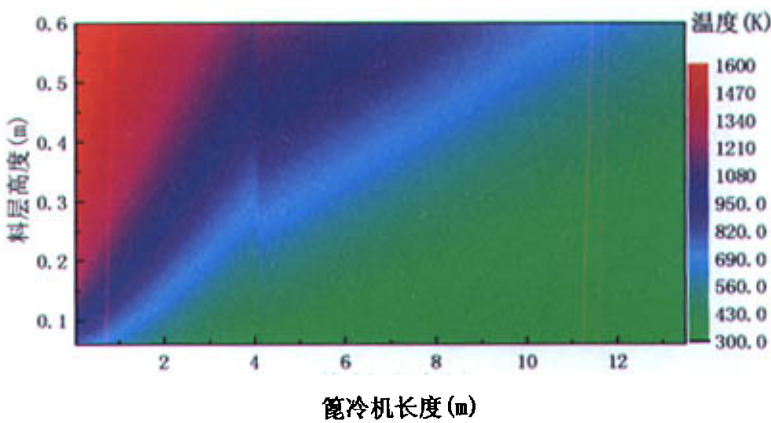


图3.8 篦冷机熟料堆积层区纵向截面上气体温度分布

一是熟料上层气体空腔区的气体温度分布。

篦冷机熟料层纵向截面上气体温度分布如图 3.8 所示。气体在熟料堆积层中的温度分布也可以分为三个区域，高温区（气体温度高于 1200K）、中温区（气体温度在 600—1200K 之间）和低温区（气体温度低于 600K）。气体温度的区域分布与熟料温度的区域分布具有相似的分布规律：高温区的面积较小，低温区所占面积最大，在急冷区和冷却区的交界处，气体温度有一个明显的阶跃，这是前后端的供风量不同所致。熟料通过前端后，在相同气固间换热量下，冷却气体量减小，其温度升高地多，因此在交界处出现气体温度的阶跃。

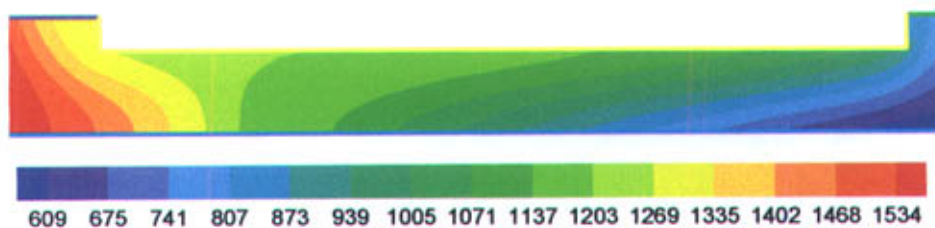


图 3.9 熟料上层气体温度分布图 (K)

表 3.3 篦冷机出口气体温度比较表

	头风		余风	
	计算值/K	实际值/K	计算值/K	实际值/K
	1434.1	1373.0	804.8	741.0
误差/%	4.45		8.6	

在熟料上层的气体温度分布如图 3.9 所示。从前后端的分界处可以把该区域分为两大部分，高温区（气体温度高于 1269K）和低温区（气体温度低于 1269K）。

篦冷机头风和余风温度比较见表 3.3。其中头风计算值与实际值之间的误差较小，余风的误差较大一点，这是由于温度计算值的点与标定实测点的位置不同所致。

通过对比，计算所得的结果与实际生产中的数据比较接近，说明该气体层模型能够比较真实地反映篦冷机内空腔层区气体相间换热及气体与壁面间换热的情况。

3.2.4 空腔层区气体速度分布

除熟料和气体的温度外，篦冷机出口的气体速度值和空腔层区气体的速度分布与实测值的对比也可以用来验证模型的正确性。

图 3.7、3.8 分别为气体层中气体在 X 轴向和 Y 轴向的速度等值线图。在 X 轴向，气体从 A—A（篦冷机前后端分界处）处分开分别向头尾流动，其中第一、二室的气体进入窑头，第三、四室的气体进入篦冷机尾部收尘器。在 Y 轴向，除窑头 B 区（圆圈中的区域）存在部分气体回流外，其余气体都向上运动，这种运动趋势与气体流动的实际情况是相符的。篦冷机头尾气体速度计算值与标定值的比较见表 3.4。

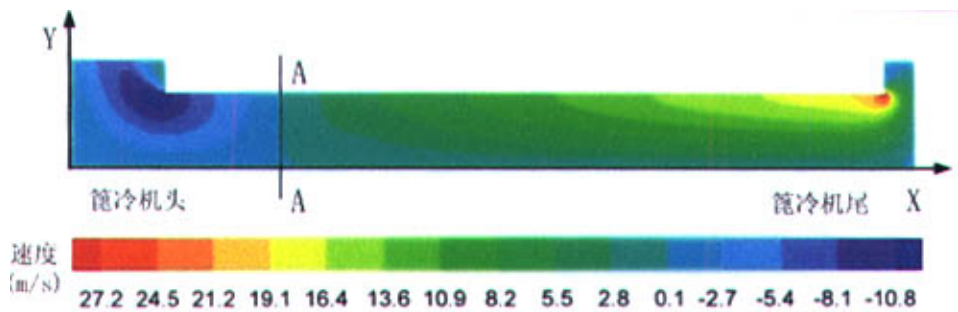


图 3.7 气体层 X 轴向速度等值线图



图 3.8 气体层 Y 轴向速度等值线图

表 3.4 篦冷机出口气体速度比较表

	头风		余风	
	计算值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	实际值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	计算值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	实际值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
	13.3	14.3	35.2	41.7
误差/%	7.0		15.6	

比较结果显示,空腔层区计算值与标定值的数据基本吻合,但是同前三项相比,气体速度的计算值与标定值的误差较大,与实际的吻合程度较小。

通过以上四项比较,可以发现,所建模型的熟料堆积层区和气体空腔层区的熟料温度、气体温度和速度的计算值与标定值的吻合程度较高,这证明所建模型能够比较真实地反应篦冷机内的气固换热和运动的实际情况。

3.3 小结

本章主要完成了以下工作:

- 根据实际情况,选定了模型验证计算的已知条件;
- 针对熟料层温度分布、出口熟料温度、气体温度分布和气体速度分布进行程序计算;
- 将熟料堆积层区和气体空腔层区的计算值与标定结果相比较,模型验证计算的结果与标定结果的吻合程度较高,熟料堆积层区和气体空腔层区的数学模型能够比较真实地反应实际情况。

4 模型计算结果及分析

在实际生产中，影响篦冷机冷却效果的主要操作参数有：冷却用风量、熟料移动速度（即篦床推动速度）、颗粒粒径和熟料堆积状态。其中冷却用风量和熟料移动速度可以直接调节，颗粒粒径和熟料堆积状态则需通过调节窑的操作实现间接调整。本章将分别讨论上述几个参数的单因素变化对熟料冷却的影响程度，旨在为篦冷机的优化操作提供指导性建议。

4.1 冷却用风量对篦冷机工作的影响

这里所讨论的冷却风量用篦下风速的大小来表征。在篦冷机前端的骤冷区（QRC 区），风量较大，相对篦下风速也较大；在篦冷机后端的后冷却区（即 C 区），风量较小，相对篦下风速也较小。下面分别就这两区的冷却用风量讨论熟料的冷却。

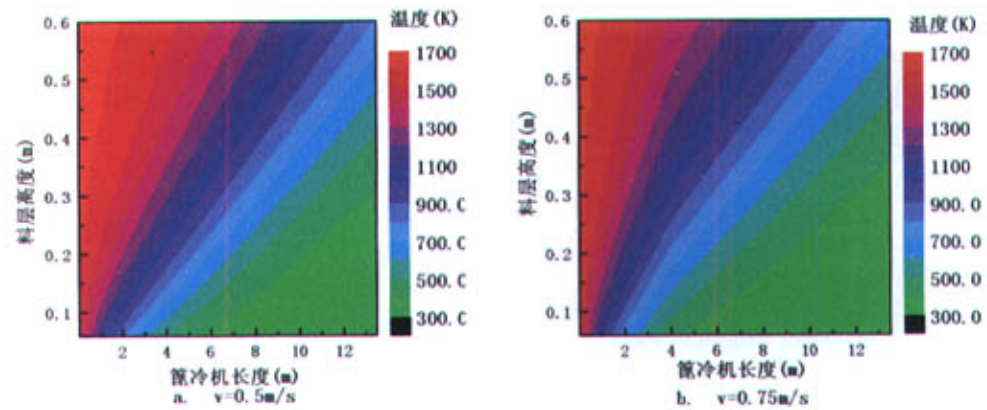
4.1.1 骤冷区篦下风速对篦冷机工作的影响

为研究骤冷区篦下风速对熟料堆积层区温度分布和出口熟料温度的影响，将该风速取不同值（如表 4.1 所示），分别代入程序计算，其他几何参数及初值同表 3.1。

表 4.1 骤冷区区篦下风速值

	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V ₅	V ₆	V ₇	V ₈	V ₉	V ₁₀	V ₁₁	V ₁₂	V ₁₃
风速(m/s)	0.50	0.75	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.50	1.75	2.00	2.50	5.00

计算结果如图 4.1 所示：



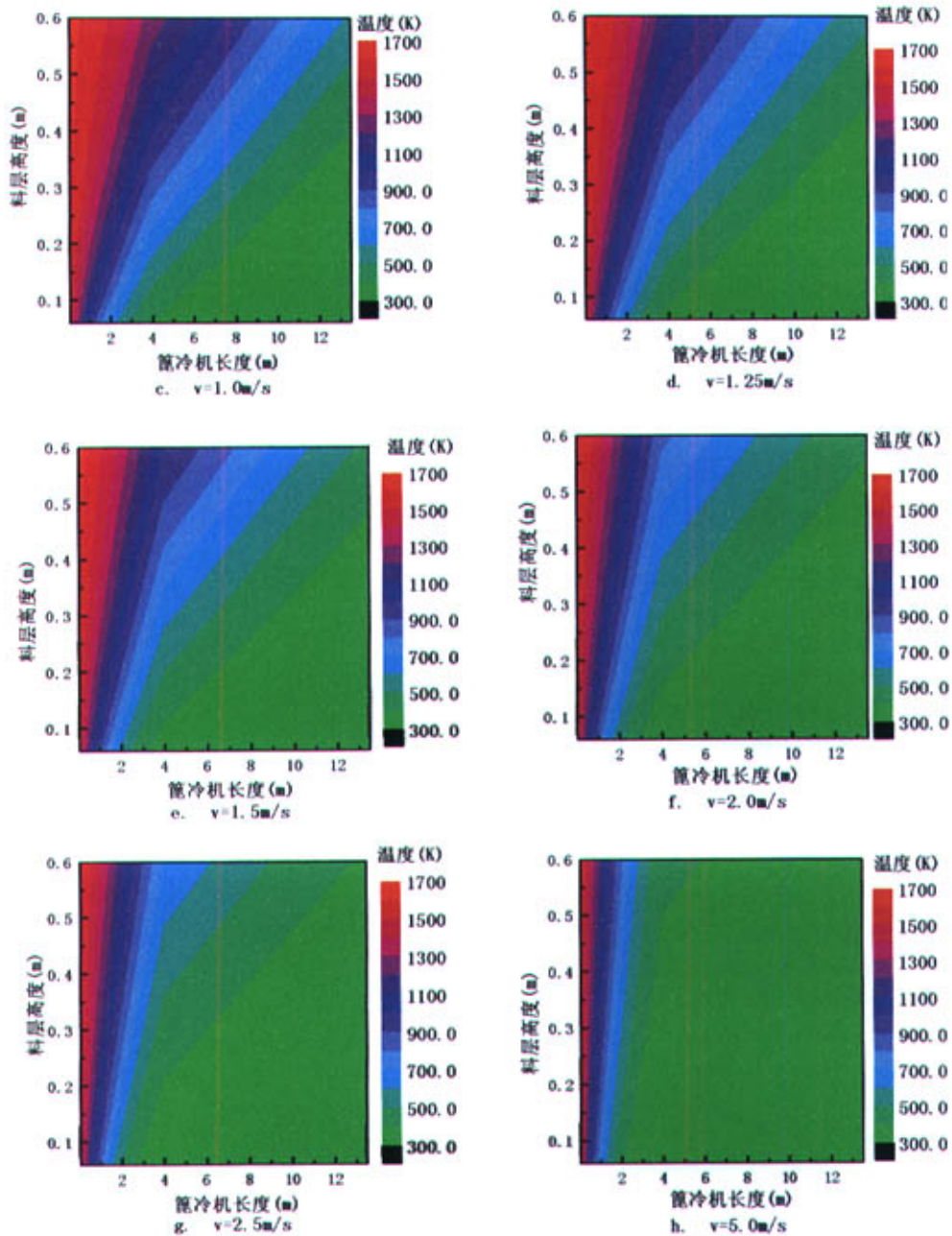


图 4.1 骤冷区不同篦下风速的熟料层截面温度分布图

这里仅取温度变化比较大的部分计算结果来分析, 不难发现: 其截面上的温度分布依然可以分为三个区域: 从图 a 至图 h, 随篦下风速的增加, 高温区的面积逐渐减小, 而低温区的面积逐渐增大; 篦下风速增大后, 熟料很快就被冷却到 1300K 以下, 说明篦下风速的增大有利于熟料的快速冷却; 从图 e 开始, 即 $v>1.5\text{m/s}$ 后,

风速的增加对熟料的冷却所起的作用不再明显，冷却区完全成为低温区，说明当骤冷区篦下风速超过 1.5m/s 以后，继续增加该风速对改进熟料冷却作用不大。

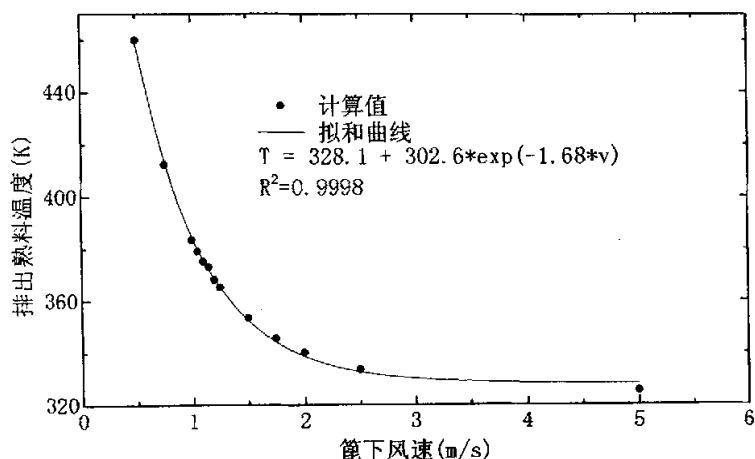


图4.2 骤冷区篦下风速与排出熟料温度的关系图

图 4.2 为骤冷区篦下风速与出口熟料温度的关系图，其拟和曲线和计算值的近似度非常高，说明拟和曲线能够准确地反映计算值的变化规律。

在生产实际中，一般要求篦冷机的出口熟料温度低于 65℃+环境温度，即出口温度应控制在 363—373K 以下。由图 4.2 的拟和曲线可知，当骤冷区篦下风速小于 1.5m/s 时，风速每增加 1m/s，温度降低 106.7K；当篦下风速大于 1.5m/s 时，风速每增加 1m/s，温度仅降低 8.0K，且此时熟料出口温度已经低于 366K，满足实际生产的要求，此时再增大风速对熟料的冷却意义不大。

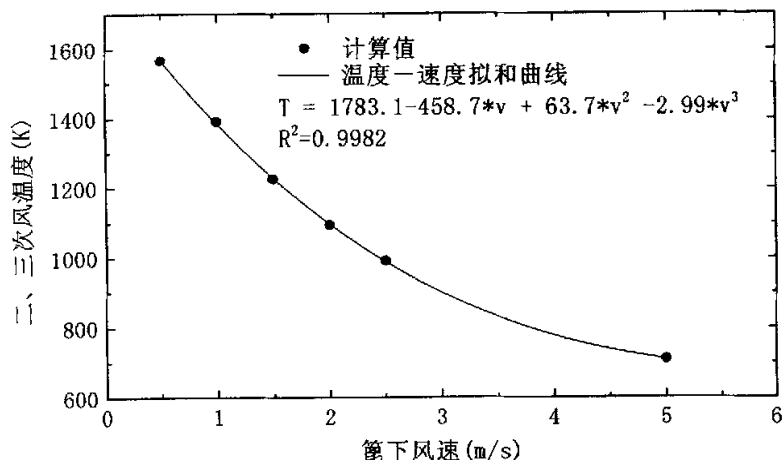


图4.3 篦下风速与二、三次风温度的关系图

图 4.3 为二、三次风温度与骤冷区篦下风速的关系图，可以看出二、三次风温度是随篦下风速的增加而单调减小，在篦下风速小于 2.5m/s 时，温度-风速拟和曲线近似线性，在篦下风速大于 2.5m/s 后，曲线的减小趋势减缓。在生产实际中，为

满足熟料煅烧和降低能耗的要求，二、三次风的温度要求大于 1200K。从图中可知，要满足上述要求，骤冷区篦下风速的值应当小于 1.5m/s。

随篦下风速的增加，系统的能耗也相应增加，二、三次风温度降低，因此不能以单纯降低出口熟料温度为目的，无限制地增加骤冷区篦下风速，而应当确定一个合理的风速分布范围。在此范围内既能满足窑用二、三次风的温度要求，又能保证余风和出口熟料的温度尽可能低，同时满足能耗的要求。综上所述，要实现这个目标，骤冷区的篦下风速应在 1.0~1.5m/s。

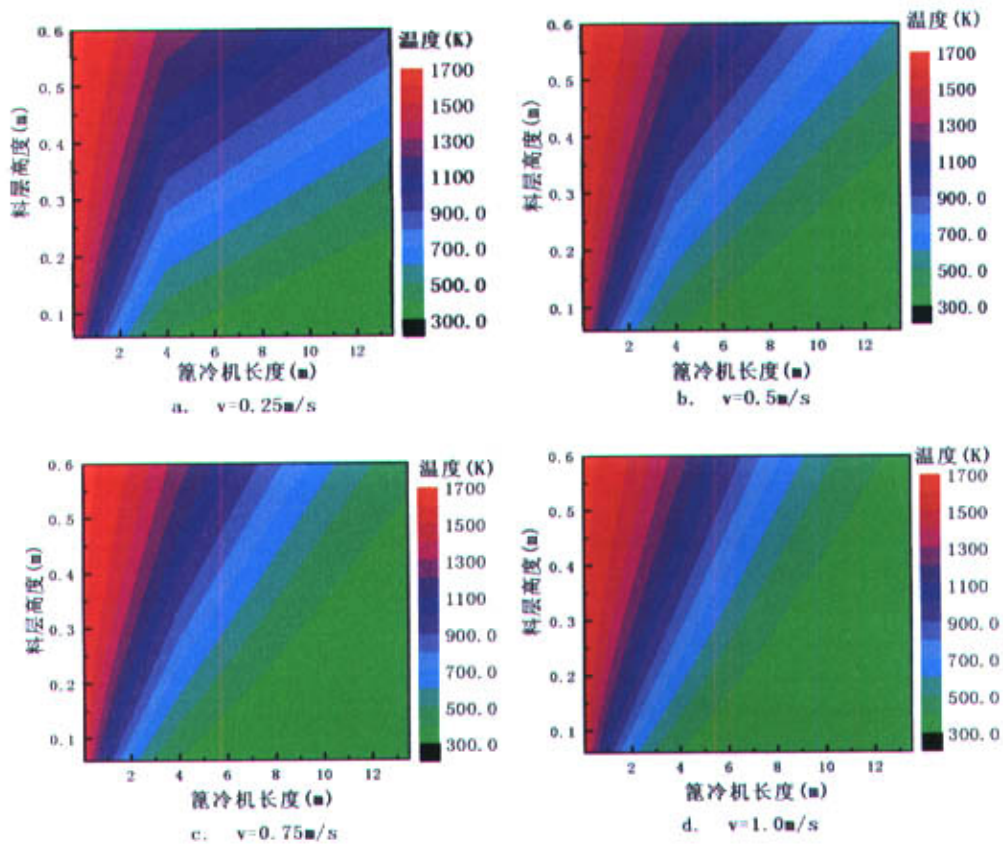
4.1.2 后冷却区篦下风速对篦冷机工作的影响

在本小节中主要研究后冷却区篦下风速对熟料层温度分布和出口熟料温度的影响关系。所取后冷却区篦下风速值大小见表 4.2，其他几何参数及初值同表 3.1。

表 4.2 冷却区篦下风速值

	V_{c1}	V_{c2}	V_{c3}	V_{c4}	V_{c5}	V_{c6}	V_{c7}	V_{c8}
风速(m/s)	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	2.0	2.5

将不 4 同风速值分别代入程序中，计算求解，得图 4.4 的结果：



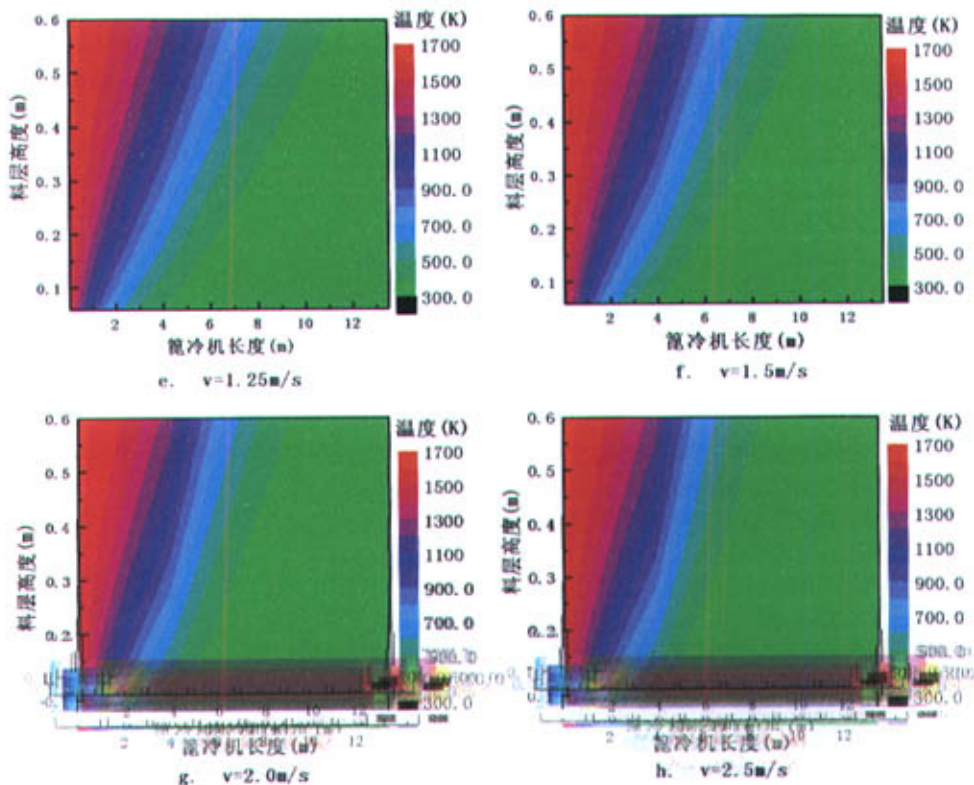


图 4.4 冷却区不同篦下风速的熟料层截面温度分布图

因为骤冷区的篦下风速不变，因此高温区的面积及温度不发生变化。从图 a 至图 h，随篦下风速的增加，低温区的面积逐渐增大。但当篦下风速大于 0.75m/s 后，低温区的面积基本不再增加，说明此时风速的增加对熟料冷却所起的作用不再明显。

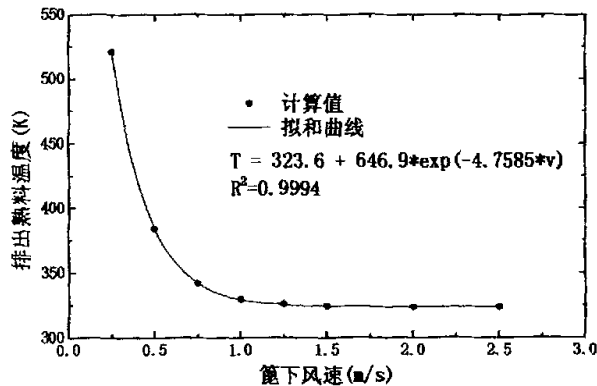


图4.5 冷却区篦下风速与排出熟料温度关系图

图 4.5 为冷却区篦下风速与出口熟料温度的拟合关系图。由图可知，当冷却区篦下风速值小于 0.75m/s 时，篦下风速每增大 1m/s，熟料温度就降低 357.6K；当篦

下风速大于 0.75m/s 后, 篦下风速每增大 1m/s, 熟料温度仅降低 10.6K。说明在篦下风速小于 0.75m/s 的情况下, 增大风速对熟料的冷却所起的作用很大; 一旦篦下风速大于 0.75m/s 后, 增大篦下风速对熟料的冷却所起的作用就变得很微弱, 这时再增大风速所付出的代价远大于所取得的冷却效果。而且当篦下风速为 0.75m/s 时, 出口冷却熟料的温度已经低于 350K, 能够满足生产实际的需要。

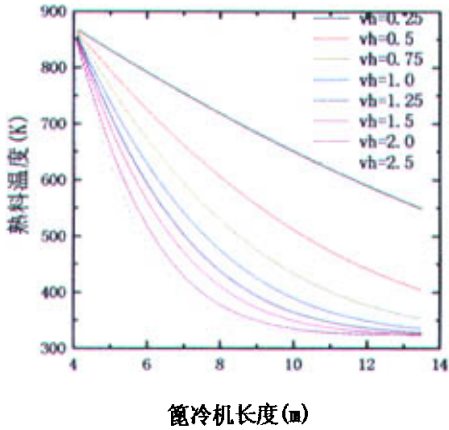


图 4.6 冷却区篦下风速与熟料平均温度关系图

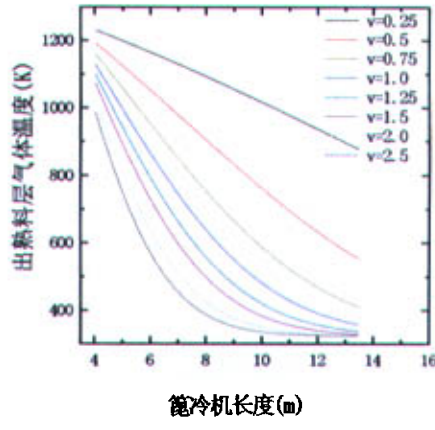


图 4.7 冷却区篦下风速与出熟料层气体温度关系图

图 4.6 和图 4.7 分别为冷却区篦下风速同熟料平均温度和出熟料层气体温度的关系图。由图可以看出, 篦下风速的增加有利于熟料的冷却, 也有利于降低余风的温度。但是当篦下风速大于 0.75m/s 后, 两种温度的减小趋势都减缓, 此时增加风速所取得的效果已经不明显。由图还可看出, 在篦冷机长度的 9m 处, 两图的曲线都存在一个拐点 (篦下风速越大, 这个拐点越明显), 两种温度的变化在这个点之后都变得平缓了很多, 说明在 9m 后的区域中, 要达到同样的冷却效果, 篦下风速还可以再减小一些。

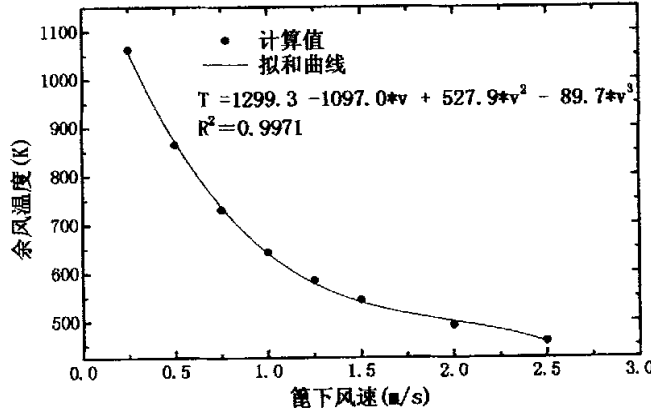


图 4.8 冷却区篦下风速与篦冷机余风温度的关系图

图 4.8 为冷却区篦下风速与篦冷机余风温度的拟和关系曲线。拟和结果显示,

随冷却区篦下风速的增加，余风温度降低。该曲线从 $v=1.0\text{m/s}$ 处分为两个部分：当 $v<1.0\text{m/s}$ 时，速度每增大 1.0m/s ，余风温度降低 559.2K ；而 $v>1.0\text{m/s}$ 时，速度每增大 1.0m/s ，余风温度仅降低 123.3K ，不到前者的四分之一。而且当 $v=1.0\text{m/s}$ 时，余风温度已降至 640K ，这比标定的余风温度低了 101K ，说明余风的温度已经足够低，此时再继续增大风速意义不大。

综合上述计算及分析结果，不难发现后冷却区篦下风速同样不能无限制地增加。在满足系统对能耗，出口熟料温度和余风温度要求的前提下，在后冷却区的前半部分（篦冷机长度 $4\text{m}\sim 9\text{m}$ 间），篦下风速应当在 0.75m/s 左右；在冷却区的后半部分（篦冷机长度 $9\text{m}\sim 13.5\text{m}$ 间），其篦下风速可小于 0.75m/s 。

4.2 冷却机篦床推动速度对篦冷机工作的影响

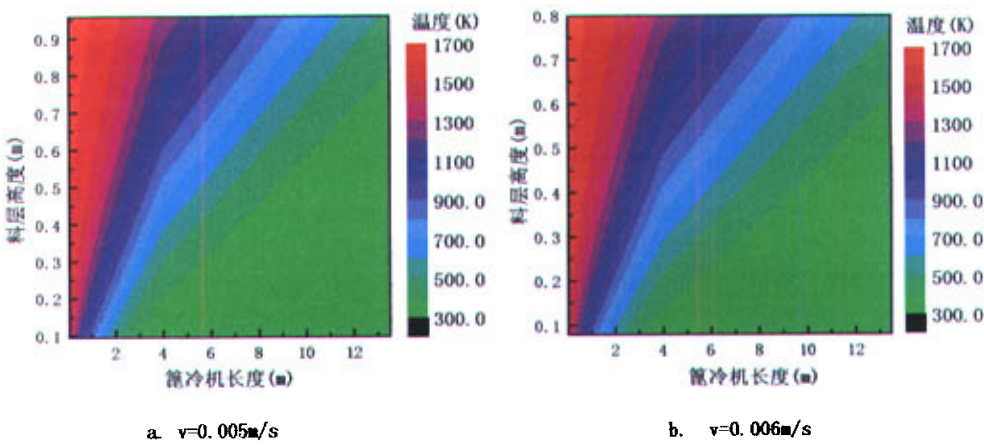
在窑系统稳定工作的情况下，篦床推动速度直接影响到熟料料层的高度，而熟料料层高度的变化又对熟料的冷却和二、三次风温度的影响很大。所以在生产实际中，篦床推动速度也是一个重要的冷却机操作参数，通过调节篦床推动速度可以调节二、三次风温度、篦冷机产量和冷却熟料的温度。鉴于这种情况，专门就篦床推动速度对篦冷机工作的影响展开了计算和讨论。

计算所取篦床推动速度大小见表 4.3，其他几何参数及初值同表 3.1。

表 4.3 篦床推动速度

	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9	U_{10}
推动速度(m/s)	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.011	0.012	0.015	0.020

将表 4.3 中各值分别代入程序中计算求解，得图 4.9：



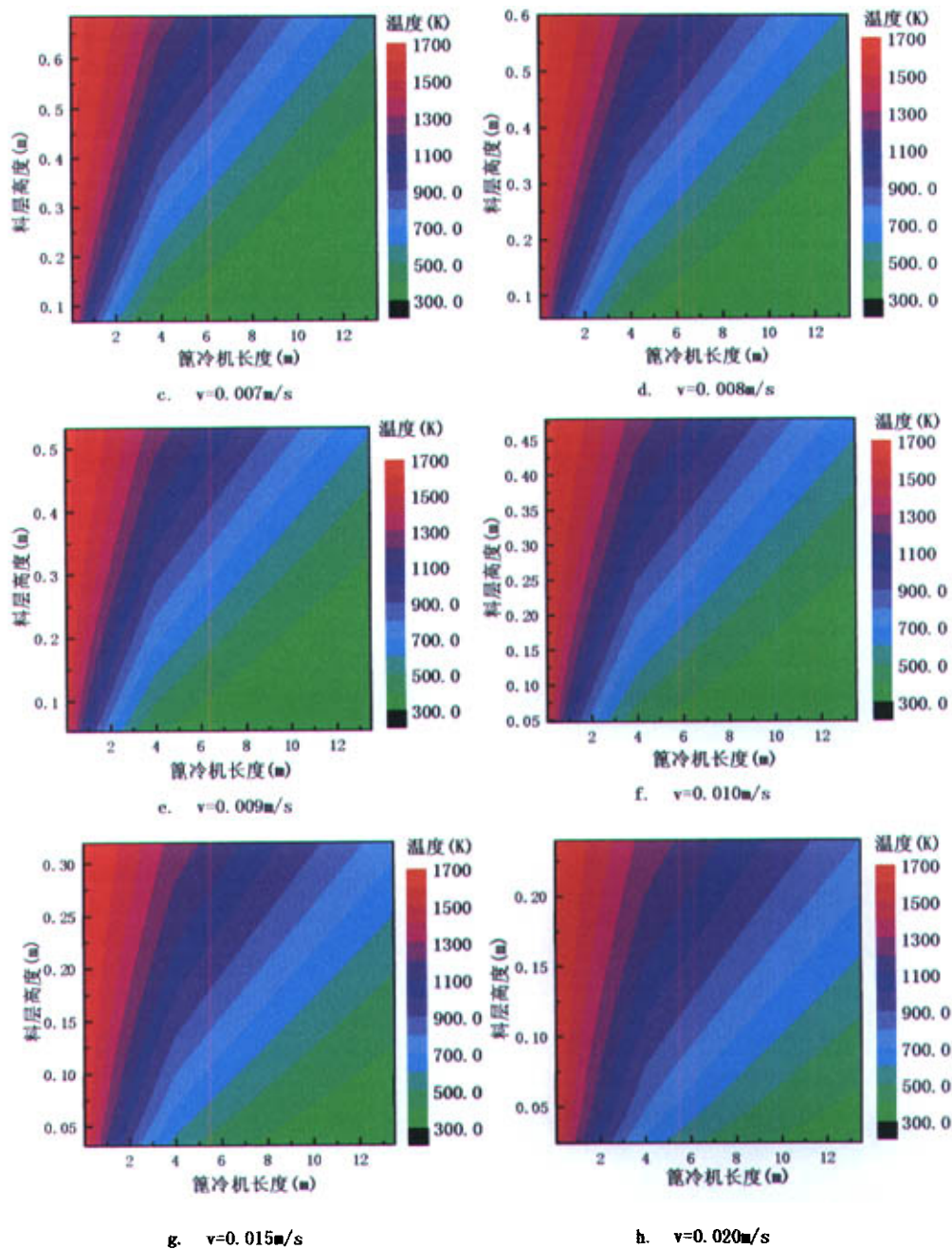


图 4.9 不同篦床推动速度下的熟料层截面温度分布图

同前面一样，这里依然选取其中温度变化比较大的计算结果（图 a~h）进行分析。由这些结果可得出如下结论：熟料层的截面温度仍然可以分为三个区域；随篦床推动速度的增加，整个熟料层的高度降低，三区域的面积也相应发生改变，高温区和中温区的面积增大，低温区的面积减小，排出的冷却熟料温度升高；篦床推动

速度增加对熟料的冷却起负面影响。

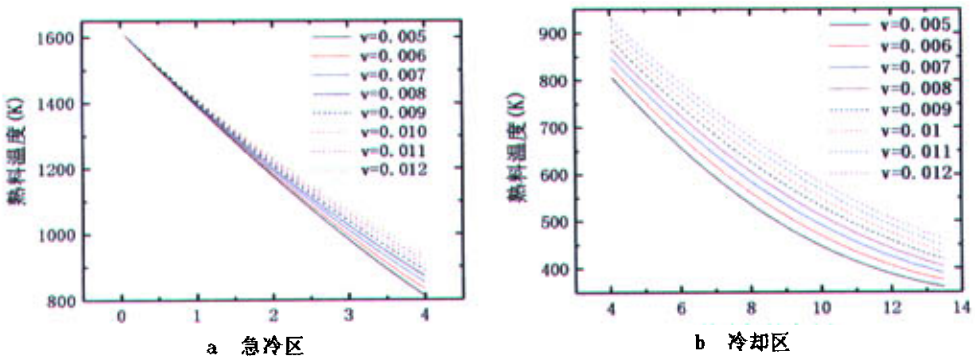


图 4.10 不同篦床推动速度下篦冷机长度上的熟料平均温度分布图

图 4.10 是不同篦床推动速度下熟料平均温度沿篦冷机长度方向的分布图。从图 a、b 中可以看出，熟料的平均温度随篦床推动速度的增加而升高。在 1m 以前（图 a），不同篦床推动速度下的熟料平均温度都基本相同，在 1~4m 之间（图 a），熟料平均温度曲线间的间距逐渐增大，在 4~13.5m 间（图 b），各条曲线间的平均间距在 16.4~22.6K 之间，每条曲线各个点间的最大间距和最小间距之差小于 2K，可以近似地将它们看成是平行的曲线，说明熟料平均温度与篦床推动速度成线性增加关系。

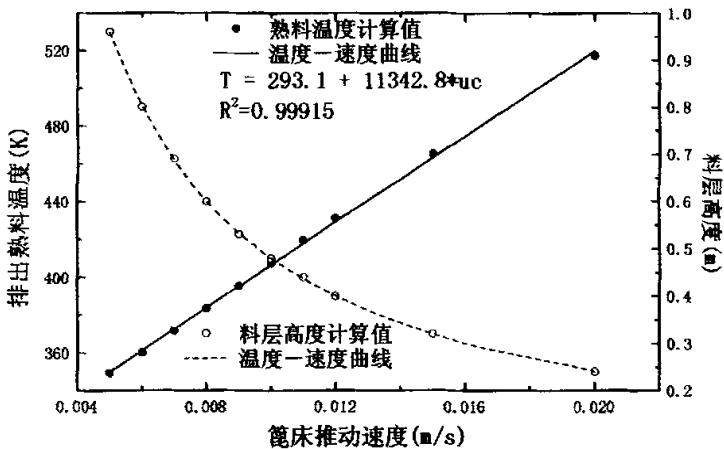


图 4.11 篦床推动速度和排出熟料温度、料层高度的关系图

图 4.11 为篦床推动速度与出口熟料温度和熟料料层高度的关系图。从图中可以看出，篦床推动速度与出口熟料温度成线性关系变化，出口熟料温度随篦床推动速度的增加而线性增加，而料层高度随篦床推动速度的增加而单调减小；料层高度与出口熟料温度成反比关系，即随料层高度的降低，出口熟料的温度在升高。这与实际是相符的，因为篦床推动速度加快，料层高度降低，气体在熟料层中的停留时间减少；同时运动速度加快使得熟料在气流中的停留时间也减少，导致气固间的换热

量减少，熟料不能充分冷却，排出熟料的温度升高。

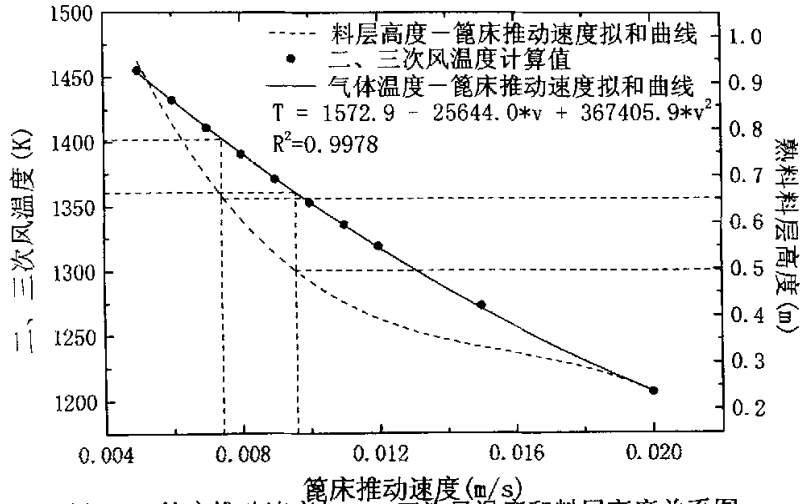


图4.12 篦床推动速度与二、三次风温度和料层高度关系图

图 4.12 为篦床推动速度与二、三次风温度和料层高度关系图。由图可以看出，料层高度和二、三次风温度都随篦床推动速度增加而减小。料层的厚度越大，气体通过料层的阻力也就越大。要保持同样的气体流量，需要风机提供更大的动力来抵消因料层厚度增加而产生的阻力，就需要更多的能耗，这与因此而带来的二、三次风温度的增加相比得不偿失。因此本研究所选的篦冷机其熟料料层高度应控制在 0.5~0.65m，相应篦床推动速度为 0.007~0.010m/s，此时的二、三次风温度为 1361.1~1400K，足够满足生产要求，同时保持适当的料层阻力。

图 4.13 为篦床推动速度与余风温度的关系图。比较图 4.13 和 4.12 的结果，不

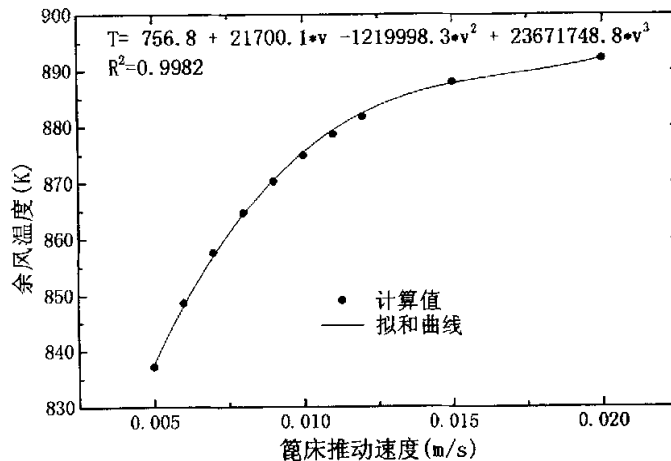


图4.13 篦床推动速度与余风温度的关系图

难发现，篦床推动速度对余风温度的影响不如它对二、三次风温度的影响大，而且余风温度随篦床推动速度的增加而增加，导致热损失的增加，这对提高篦冷机的热效率是不利的。

综上所述，篦床速度的增加对篦冷机的工作是不利的，因为这将导致料层厚度变薄，二、三次风温度的降低，余风温度的升高，排出熟料温度升高。使这些值都处于一个合适范围中的理想篦床推动速度应为 $0.007\sim 0.010\text{m/s}$ 。

4.3 颗粒粒径和颗粒堆积状态对篦冷机工作的影响

在篦冷机的工作参数中，颗粒粒径和颗粒堆积状态不能够直接调节，对颗粒粒径而言只能通过调节窑的操作间接实现，颗粒堆积状态则可以通过调节篦冷机入口布料方式和篦床推动速度间接实现。在研究过程中，将颗粒堆积状态的不同用床层空隙率大小来衡量。

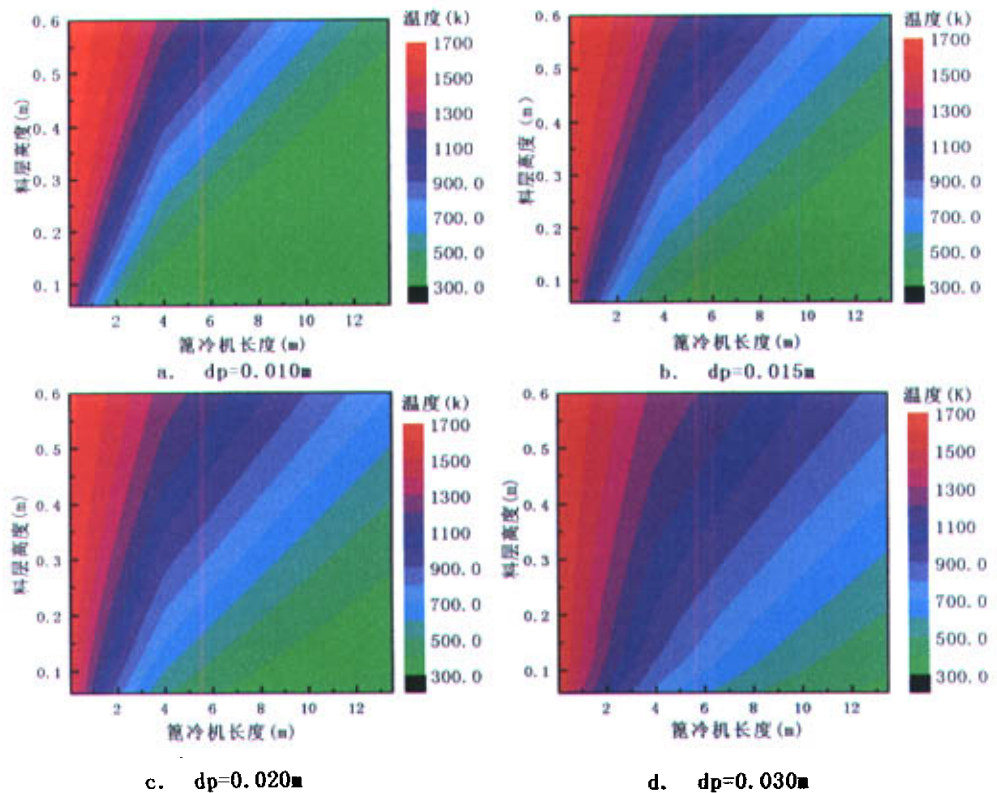
4.3.1 颗粒粒径对篦冷机工作的影响

本小节中讨论颗粒粒径的影响，计算所取粒径值见表 4.4，其他几何参数及初值同表 3.1。

表 4.4 颗粒粒径

	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9
粒径(m)	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.035	0.040	0.045	0.050

将表 4.4 中的各值分别代入程序，求解，得图 4.14：



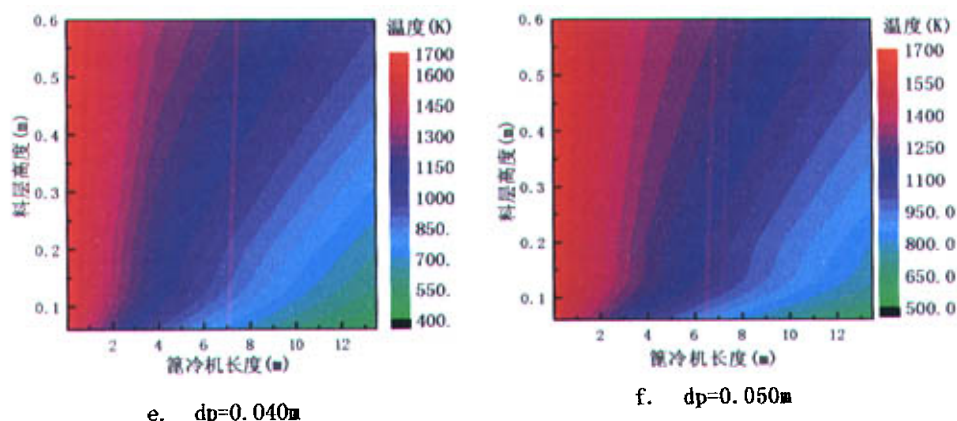


图 4.14 不同颗粒粒径下的熟料层截面温度分布图

图 4.14 依然只选择部分温度变化比较大的计算结果。从图 a~f 图，在三个温度区域中，随颗粒粒径的增大，高温区和中温区所占的面积不断增大，低温区所占的面积不断缩小，当 $dp \geq 0.040m$ 后，低温区所占面积仅占总面积的十分之一左右，说明熟料的冷却效果很差，排出熟料的温度很高。在整个篦冷机中， $dp \leq 0.020m$ 时，高温区所占面积的变化不大，熟料能够在骤冷区快速冷却； $dp \geq 0.030m$ 后，高温区所占面积增大很多，熟料出骤冷区时温度还略高于 1250K，说明熟料快速冷却的效果较差，而且中温区所占面积最大，即对冷却区熟料的冷却效果也不好，排出熟料的温度较高，不利于熟料的输送和贮存。

分析其原因，随熟料粒径的增大，熟料颗粒从内部到表面热阻增大，其导热热阻可以用下式表示：

$$R_c = \frac{\phi x}{\lambda_c} \quad (4.1)$$

式中：

R_c — 熟料导热热阻， $[(m^2 \cdot K)/w]$ ；

λ_c — 熟料导热系数， $[w/(m \cdot K)]$ ；

ϕ — 颗粒形状校正系数，圆柱状 $\phi=1/5$ 、圆球状 $\phi=1/4$ 、平板状 $\phi=1/3$ ；

x — 颗粒透热深度，用其半径坐标表示， $[m]$ 。

导热热阻的增加使得熟料颗粒的换热速率降低，熟料的冷却速度也随之变慢。

图 4.15 为颗粒粒径与熟料平均温度的关系图。图 a、b 结果显示：熟料平均温度随颗粒粒径的增加而升高；在骤冷区，熟料温度与粒径成线性关系，在后冷却区，各曲线间近似平行，而且随颗粒粒径的增大，其间距逐渐减小，证明颗粒粒径对熟料冷却的影响随粒径增加而逐渐减弱。

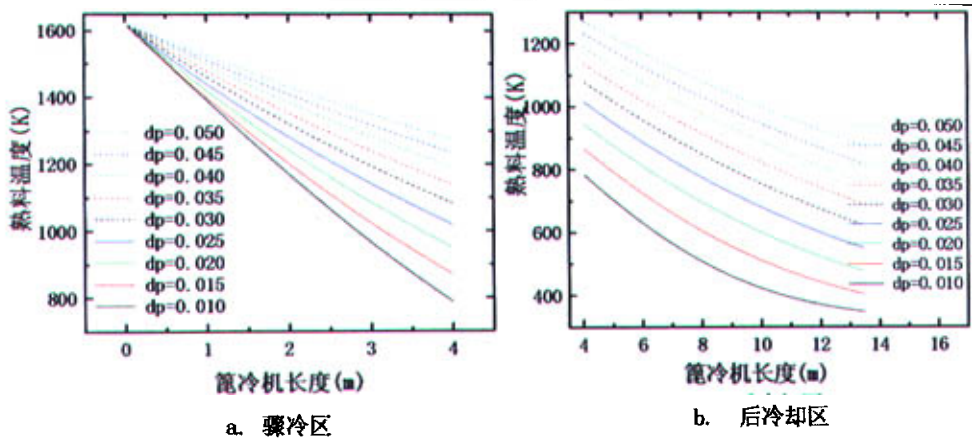


图 4.15 颗粒粒径与熟料平均温度的关系图

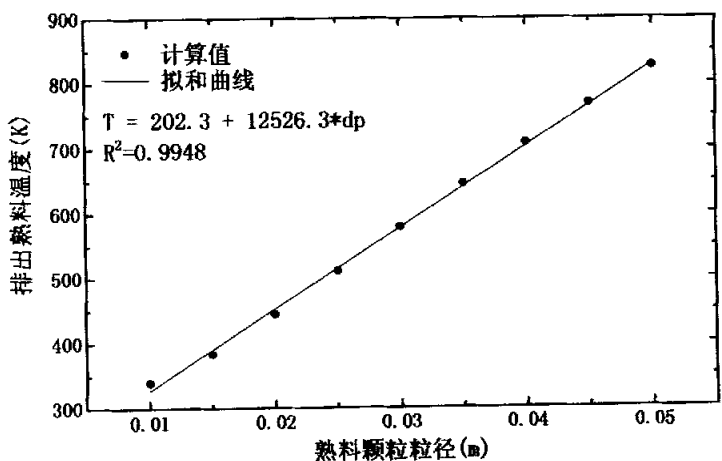


图4.16 熟料颗粒粒径与排出熟料温度关系图

图 4.16 为熟料颗粒粒径与出口熟料温度的关系图。从图中可以看出：冷却熟料的出口温度与颗粒粒径间呈简单的线性关系，且冷却熟料出口温度随颗粒粒径的增加而增加，说明熟料颗粒粒径的增大不利于熟料的冷却；要使冷却熟料的温度达到生产操作的要求（ $\leq 363\sim 373\text{K}$ ），熟料颗粒的粒径不能大于 0.020m 。

图 4.17、4.18 分别为熟料颗粒粒径与二、三次风温度和余风温度的关系图。在图 4.17 中，二、三次风温度随熟料粒径的增加而降低。颗粒粒径每增大 0.005m ，二、三次风温度大约降低 77.2K ，说明颗粒粒径对二、三次风温度的影响比较大。要保证窑用高温二、三次风满足生产要求，熟料粒径不得大于 0.025m 。在图 4.18 中，余风温度存在一个极大值点，这个极大值点位于颗粒粒径 $dp=0.025\text{m}$ 处，即 $dp\leq 0.025\text{m}$ 时，气体对熟料的冷却作用还较强；一旦 $dp\geq 0.030\text{m}$ 时，气体对熟料的冷却作用在开始减弱，这主要是因为熟料颗粒的热阻与颗粒粒径成正比线性关系，过大的热阻使得颗粒内部向外部的传热变得缓慢，即使颗粒表面冷却，其内部

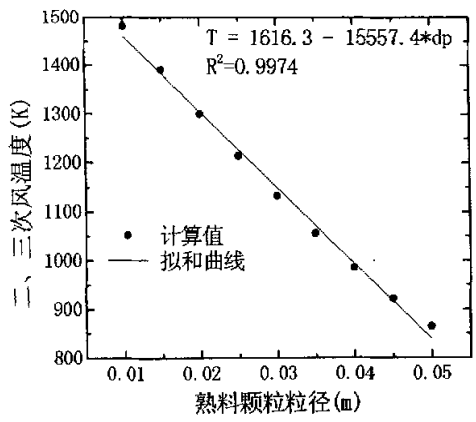


图4.17 熟料颗粒粒径与二、三次风温度关系图

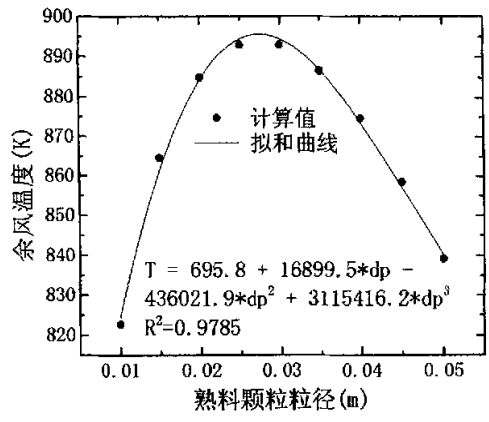


图4.18 熟料颗粒粒径与余风温度关系图

温度还较高，因此熟料颗粒的粒径不能大于 0.025m。由该图还可以看出整个曲线的余风温度变化区间很小，极大值与极小值之间仅差 70K，即熟料颗粒粒径对余风温度的影响较小。

综上所述，熟料颗粒粒径的增大对熟料的冷却是不利的，因为这将导致熟料的热阻增大，使得气固间换热变缓，二、三次风温度的降低，熟料出口温度升高，对于余风温度还可能出现一种假象，即当 $dp \geq 0.030m$ 后，余风温度呈现下降趋势，但实际排出的冷却熟料温度并没有下降，而是继续上升。使这些值都处于一个合适范围中的理想熟料颗粒粒径应当小于 0.025m。

4.3.2 颗粒堆积状态对篦冷机工作的影响

堆积状态的不同可借助不同的床层空隙率来反应，因此在本研究中，通过选取不同的床层空隙率值代入程序运行，来探讨颗粒堆积状态对气固之间的换热的影响。

床层空隙率值见表 4.5，其他几何参数及初值同表 3.1。

表 4.5 床层空隙率

	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_4	ϵ_5	ϵ_6
空隙率	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65

将表 4.5 中的各值分别代入程序，计算求解，得不同空隙率下熟料层截面温度分布图（图 4.19）。

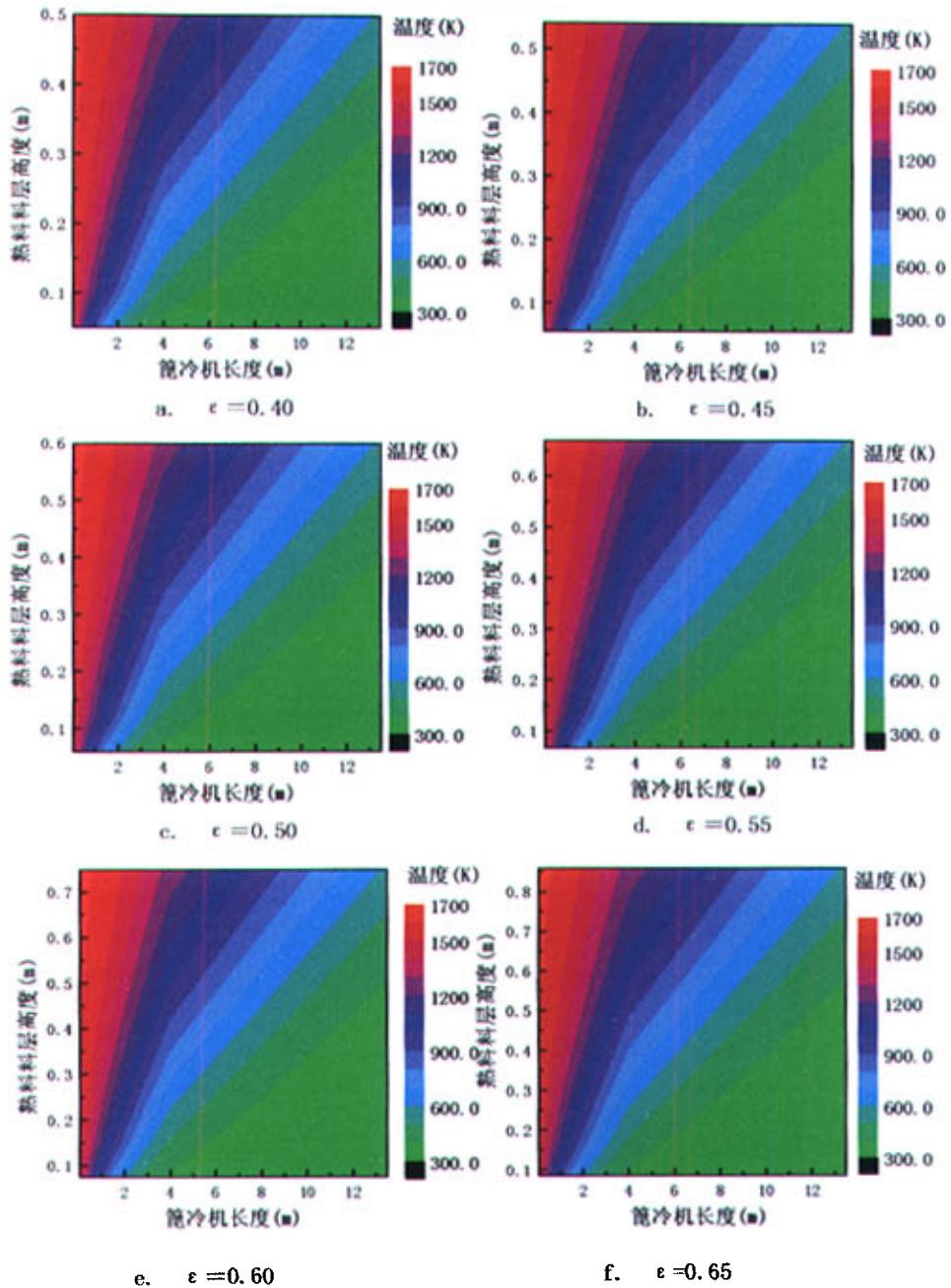


图 4.19 不同空隙率下的熟料层截面温度分布图

从图 a~图 f 可以看出，不同空隙率下的各个温度区域的分布大致相同，基本上看不出各图熟料间的温度差别。说明空隙率对熟料冷却所起的作用不大，在影响篦冷机操作的因素中，可以忽略空隙率的影响。

图 4.20 为不同床层空隙率下熟料平均温度沿篦冷机长度方向的分布图。在图 a

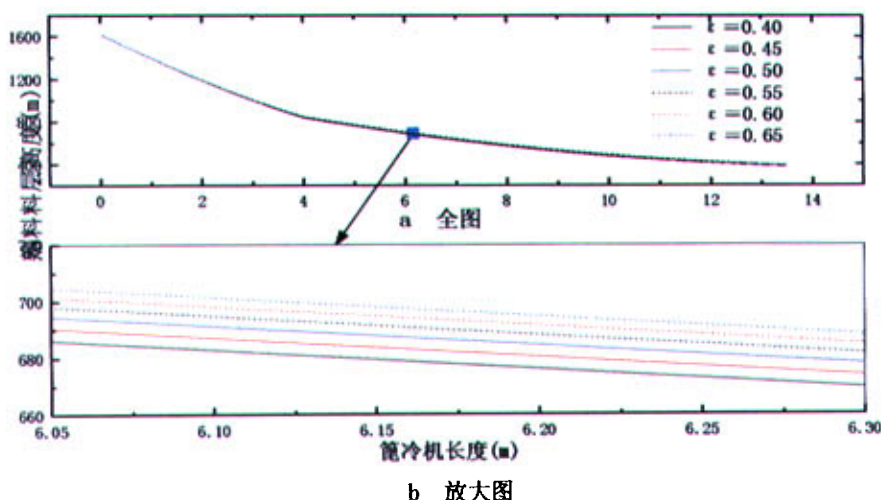


图4.20 不同空隙率下平均熟料温度曲线

中基本看不出各条曲线间的间距，在局部放大的图 b 中可以看出，各曲线间的间距大约在 5K 左右，而且空隙率越大，熟料的平均温度曲线值越大，熟料的冷却效果相对较差。分析其原因，主要是在气体流量一定的条件下，空隙率的增加将会导致气体流速的降低，从而使 Rep 数减小，如下式：

$$Rep = \frac{\dot{M}_g dp}{A_h \varepsilon \rho_g v_g} \quad (4.2)$$

式中：

Rep — 颗粒雷诺数；

$\dot{M}_g$ — 气体的质量流量，[kg/s]；

dp — 熟料平均粒径，本文中取熟料颗粒体面积平均径，[m]；

A_h — 低面横截面积，[m²]；

ε — 床层空隙率；

ρ_g — 气体密度，[kg/m³]；

v_g — 气体运动粘性系数，[m²/s]。

Rep 数减小又使 Nu 数减小，最终导致气固间换热系数减小，因此空隙率的增大将导致熟料冷却效果的降低。

图 4.21 为空隙率与排出熟料温度的关系图。由图可以看出，排出熟料的温度随空隙率的增加而增加，但是总的变化范围不大，最大值与最小值间的差值仅为 12K，这与前面分析结果空隙率对熟料冷却的影响很小是一致的。而且排出熟料温度与空隙率呈简单的线性关系。

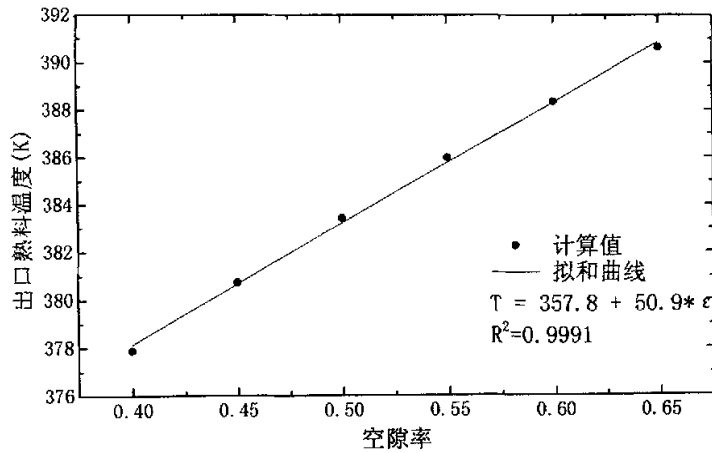


图4.21 空隙率与排出熟料温度关系图

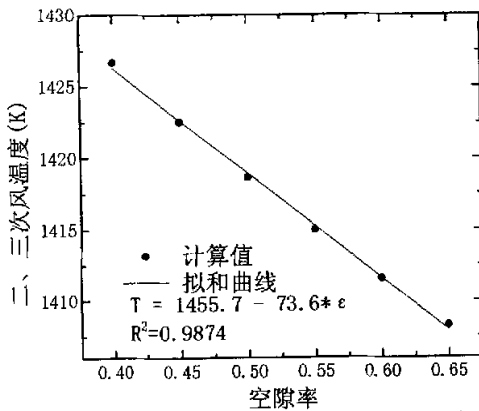


图4.22 空隙率与二、三次风温度关系图

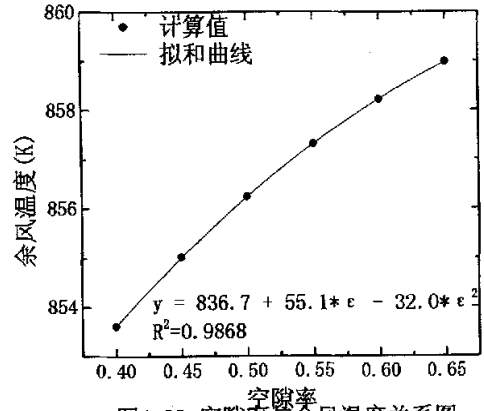


图4.23 空隙率与余风温度关系图

图 4.22 和图 4.23 分别为空隙率与二、三次风和余风温度关系图。由图 4.22 可以看出，空隙率的增加使得二、三次风温度线性降低，但是降低的幅度很小，只降低 20K，相对于 1400K 以上的高温来说，基本可以忽略不计；由图 4.23 可以看出，空隙率的增加使得余风温度升高，总升高温度小于 10K，相对于 850K 的温度来说也可以忽略不计。空隙率对二、三次风和余风温度的影响很小。

综上所述，空隙率的增加会导致 Rep 准数的减小，最终导致气固间换热系数的减小，所以空隙率的增加不利于熟料的冷却和提高二、三次风温度，相对于其它影响参数来说，空隙率对换热的影响要小得多，它只影响到气体的流速，而且流速的变化范围不大，不影响其它换热参数，因此最终对熟料的冷却影响就很小。在本文的假设前提下，可以忽略空隙率对换热效果的影响。

4.4 小结

本章利用自编程序对熟料层的热交换进行计算研究,分别讨论了篦下风速(分骤冷区篦下风速和后冷却区篦下风速)、篦床推动速度、熟料颗粒粒径和床层空隙率等因素对熟料冷却的影响,得出以下结论:

- 骤冷区篦下风速对熟料的骤冷、二三次风温度和出口熟料温度的影响程度最大。当其它参数相同时,骤冷区篦下风速对出口熟料温度的影响规律呈指数衰减规律,在出口熟料温度的影响曲线中存在明显的拐点,即在风速变化到一定值($v > 1.5\text{m/s}$)后,它对熟料温度等的影响就不再明显,本文中给出了具体关系式。因为这三者之间的关系相互制约:当 $v > 1.5\text{m/s}$ 后,熟料冷却程度很好,但二、三次风温度较低;当二、三次风温度较高时,熟料的骤冷效果又较差,而且出口熟料的冷却效果也较差。此外,篦下风速的增加将导致能耗的增加。综合考虑,合理的骤冷区篦下气体流速应当控制在 $1.0 \sim 1.5\text{m/s}$ 之间。
- 后冷却区篦下风速对出口冷却熟料和余风温度的影响程度较大。后冷却区篦下风速对出口熟料温度的影响规律也呈指数衰减规律,后冷却区篦下风速对出口熟料温度的影响曲线中也存在明显的拐点($v > 0.75\text{m/s}$),该区篦下风速的增大有利于熟料的冷却和余风温度的降低,但是由于风速的增加需要增大能耗,因此不能无限制地增加该区篦下风速。综合考虑,合理的冷却区篦下气体流速应当控制在 $0.5 \sim 0.75\text{m/s}$ 之间。
- 篦床推动速度对熟料的冷却、二三次风温度、余风温度和出口熟料温度的影响较大。增大篦床推动速度对熟料的冷却不利,同时还使二三次风温度降低,余风温度升高,出口熟料温度升高;但是降低篦床推动速度会带来另外的问题,即床层阻力的升高,这样要保证同样流量的气体通过需要更多的能耗。因此综合考虑,合理的篦床推动速度应当在 $0.007 \sim 0.010\text{m/s}$ 之间。
- 熟料颗粒粒径对熟料的冷却、二三次风温度和出口熟料温度的影响较大。熟料粒径增大对熟料的冷却不利,同时也使二、三次风温度降低,出口熟料温度升高,当颗粒粒径 $d_p \leq 0.025\text{m}$ 时,余风温度随颗粒粒径增加而增加,当颗粒粒径 $d_p \geq 0.030\text{m}$ 时,余风温度随颗粒粒径增加而降低,但是温度变化区间仅为 $\pm 35\text{K}$,颗粒粒径对余风温度的影响较小。综合考虑,熟料粒径应当小于 0.025m 。
- 在本模型的假设条件下,床层空隙率对熟料的冷却、二三次风温度、余风温度和出口熟料温度的影响都较小。相对来说,床层空隙率增加对熟料冷

却不利，会降低二、三次风温度，升高余风温度和出口熟料温度，但是其影响有限，对他们的影响最大的其温度波动区间仅为 20K，因此在考虑影响篦冷机工作的参数时，床层空隙率的影响可以忽略不计。

- 当其它参数固定时，篦床推动速度和熟料颗粒粒径对二、三次风温度和出口熟料温度的影响规律都呈线性增加规律。
- 当其它参数固定时，床层空隙率对二三次风温度、余风温度和熟料温度的影响规律都呈线性规律。

5 结论与展望

5.1 结论

本研究针对篦式冷却机内的工作过程,通过分析其内部固体颗粒与气体、颗粒与壁面及气体与壁面之间的换热关系,在消化吸收前人研究成果的基础上建立了篦冷机内部气固换热数学模型,并利用 FORTRAN 语言编程求解。然后利用实际生产中日产 1000 吨熟料的篦冷机标定结果对模型的合理性进行验证,结果证明所建模型能够比较真实地反映实际情况。

利用所建模型和程序研究了冷却用风量、篦床推动速度、颗粒粒径和堆积状态对篦冷机工作效果的影响,得如下结论:

- QRC 区篦下气体流速对熟料的骤冷、二三次风温度和排出熟料温度的影响程度最大,这三者之间的关系相互矛盾,不能调节篦下风速使这三者同时达到最优值,只能达到一个相对最优工作状态,经比较合适的风速应当控制在 $1.0\sim 1.5\text{m/s}$ 之间。
- C 区篦下气体流速对排出冷却熟料和余风温度的影响程度较大,该区篦下风速的增大有利于熟料的冷却和余风温度的降低,综合考虑,合理的 C 区篦下气体流速应当控制在 $0.5\sim 0.75\text{m/s}$ 之间。
- 熟料颗粒粒径对熟料的冷却、二三次风温度和排出熟料温度的影响都较大,合理的篦床推动速度应当在 $0.007\sim 0.010\text{m/s}$ 之间。
- 熟料粒径对熟料的冷却效果、二三次风温度和排出熟料温度的影响都较大,在熟料粒径小于 0.025m 时熟料的冷却效果都比较好。
- 床层空隙率对熟料的冷却、二三次风温度、余风温度和排出熟料温度的影响都较小,在篦冷机的工作参数中,可以不予考虑它的影响。
- 研究表明,篦床推动速度和熟料粒径对二、三次风温度和排出熟料温度的影响都呈线性规律;而篦下风速对排出熟料温度的影响呈指数衰减规律。针对不同的影响因素给出了具体的关系式。

5.2 展望

影响篦冷机工作状态的因素包含很多方面,本论文只选取了影响篦冷机工作的主要因素研究,而且研究的某些假设条件(如熟料为等径球形颗粒、熟料在篦冷机内分布均匀等)与实际相差甚远,因此本人的工作仅是一个基础,仍有大量有意义的工作有待于进一步深入进行。如:

- 对换热模型作进一步完善,改善假设条件,进一步考虑冷却风的具体分布、

入窑熟料颗粒产生的偏析、颗粒级配、颗粒形状和床层空隙率等多因素对篦冷机的影响，使其更加符合实际生产；

- 扩展模型中的操作对象，考虑相关设备的影响，如料层阻力与风机工况之间的变化关系等；
- 考虑床层的不同宽度、多段篦床、篦床的倾斜角等因素的变化，拓展模型的应用范围。

这些工作的开展将对篦冷机工作参数的优化、篦冷机的改造和篦冷机的设计开发等具有深远意义。

致 谢

本文是在导师徐德龙教授的热情关怀和悉心指导下完成的，在此，谨向徐老师表示诚挚的谢意。导师渊博的知识、高度的洞察力、丰富的科研实践经验、严谨的治学态度和崇高的人格风范使作者在三年的求学中受益匪浅，并将影响作者今后的学习和生活，感激之情，难于言表。

真诚地感谢指导老师肖国先副教授和陈延信讲师。他们渊博的学术知识、严谨的治学态度和为人谦逊的作风都令我终生难忘。肖国先老师在工作、学习中给予作者充分的信任与支持，在生活上给以作者亲切的关怀。陈延信老师在论文思路和模型构建中给作者提出了许多宝贵的意见，在论文完成过程中给予悉心指导。在此衷心地感谢肖国先老师和陈延信老师的关心和培养。

本论文的顺利完成与粉体所德高望重、知识渊博的曾汉侯教授的悉心指导和谆谆教诲是分不开的，每每想起，景仰之情，无以言表；李辉老师对本论文的修改一丝不苟、字斟句酌，严谨的学术作风使作者受益匪浅。在此诚挚地感谢曾汉侯教授和李辉讲师对作者论文的指导和修改。

真心地感谢曹红红老师、侯新凯老师、吴华夏老师、范海宏老师和杨永忠老师。他们在学术上、实验上对作者的指导，使作者得到了很多的启发和帮助。

感谢一直支持我的同学和朋友韩涛、夏国涛、酒少武、薛军鹏、刘晓辉等。

衷心地感谢家人多年来对我的养育和教诲！我所取得的每一点成绩都离不开他们的关心与支持。

最后，谨向所有关心、帮助过我的老师、同学和朋友致以诚挚的谢意。

感谢粉体所在这三年来给予作者的培养与锻炼！

参考文献

- [1].沃尔特·H·杜达。Cement Data Book. 武汉工业大学出版社。368
- [2].H·M·Sylla. V·Steinbach. ZKG-international, No.1,1988, 13-20
- [3].陈全德, 陈晶等。水泥预分解技术与热工系统工程。中国建材工业出版社, 1997.10, 187-189
- [4].熊会思。我国水泥熟料冷却机的现在和将来(一), 新世纪水泥导报, No.2, 2000, 19-22
- [5].熊会思。我国水泥熟料冷却机的现在和将来(六), 新世纪水泥导报, No.1, 2001, 33-36
- [6].熊会思。我国水泥熟料冷却机的现在和将来(二), 新世纪水泥导报, No.3, 2000, 15-16
- [7].熊会思。我国水泥熟料冷却机的现在和将来(三), 新世纪水泥导报, No.4, 2000, 11-14
- [8].熊会思。我国水泥熟料冷却机的现在和将来(四), 新世纪水泥导报, No.5, 2000, 13-16
- [9].熊会思。我国水泥熟料冷却机的现在和将来(五), 新世纪水泥导报, No.6, 2000, 25-28
- [10].陈耀星, 卡尔·冯韦德。IKN 悬摆式冷却机, 水泥技术, No.1, 2000, 26-28
- [11].席河, 盛赵宝。首台 TC 型 2200t/d 国产第三代篦冷机的成功经验。水泥技术, No.3, 1999, 19-21
- [12].B.Bentsen and B.P.Keefe. The SF cross-bar cooler—a new clinker grate cooler with innovative distribution. ZKG-international, No.11,1999, 608-619
- [13]. Von.Wedel and R.Wagner, Are the grate clinker cooler or heat recuperator? ZKG-international, No.5,1984, 244-247
- [14]. Von.Wedel and Ruhland.W. Air jets cooling clinker on grate. Rock Products. No.10 1985, 42-45
- [15]. G.Koeberer and R.hoffmann, Use of troughed grate plates in clinker coolers, ZKG-international, No.9, 1990, 440-444
- [16]. F.E.Walsh, Advances in reciprocating grate coolers, ZKG-international, No.5, 1994, 252-256
- [17]. K.von.Wedel. New clinker distribution system for grate coolers.

ZKG-international, No.2,1985.87—90

[18]. K.von.Wedel. Grate cooling of cement clinker with horizontal air jets. ZKG-international, No.2,1987, 82—85

[19]. H.Matthee. Cooling of cement clinker in the grate cooler with a novel type of grate. ZKG-international, No.7,1986, 376—379

[20]. Laura G.Black and J.H.Choi. Hyundai Cement's successful installation of a new cooler inlet. ZKG-international, No.7,2002, 49—55

[21]. 庞以训译。带有多级预热器和分解炉回转窑的热工特性, Vemeht, No.9, 1983, 12—14

[22]. H.O.Gardeik, Wiesbaden, H.Rosemann, and V.Steinbach. Thermal assessment of clinker coolers. ZKG-international, No.5, 1987, 230—237

[23]. H.P.Elkjaer and T.Enkegaard. Operation of grate coolers and a method of evaluating their efficiency. ZKG-international, No.10, 1992, 510—518

[24]. Von.G.L.Bernstein and F.D.Moles. A fundamental approach to grate coolers. ZKG-international, No.3, 1995, 125—136

[25]. Saumitra Pal. Mathcement_PYRO ,a mathematical model to establish Heat, and mass balance in the Pyro Processing section of modern cement. 2002

[26]. G.Locher. Mathematical models for the cement clinker burning process, Part 4. Grate cooler. ZKG-international, No.6, 2002, 46—57

[27].张梅: 回转式冷却机的理论和试验研究, 硕士论文, 1995.3

[28].胡道和, 徐德龙, 蔡玉良: 气固过程工程学及其在水泥工业中的应用, 武汉理工大学出版社, 131-134, 2002.11

[29].金涌, 祝京旭: 流态化工程原理, 清华大学出版社, 294-323, 2001.8

[30].J.R.威尔特, C.E.威克斯, R.E.维尔逊: 动量、热量、质量传递原理, 国防工业出版社, 1982.7

[31].B. E. Launder and D. B. Spalding. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, London, England, 1972

[32]. 陕西省经贸委节能监测中心。热工标定报告, 2003.9

[33]. M.C. Clark, Whitehopleman. Efficiency and Reliability— Resolving the ficiency: Reliability Cooler Conflict, Cooler Justification, IST-Quadtek, 1998

附录

篦冷机内部整个熟料层的换热程序：

```

program main
implicit none
integer, parameter :: n=10,m=270
integer i,j
character z
real :: Ql=0.0
real, dimension(n,m):: u_gi,u_go,u_g, T_gi,T_go,T_g,T_ci,T_co,&
    T_c,c_gi,c_go,c_g,c_ci,c_co,c_c
real, dimension(n,m)::k_g,visc_g,h_g,density_gi,density_go,&
    density_g,P_gi,P_go,P_g
real m_c,m_g(2),density_c,u_gi1,u_gi2
real Qsg,delta_p,delta_u,delta_x,delta_y,delta_z,&
    a_front,a_side,a_bott,a_hind,wall_side,wall_bott
real Nu,Red,Pr,R,gravity,K,h,k_c,void,consttemp

real aera,volume,dp,f,eps,const(2),kx,con_g,u_c
real eff_w_bott,eff_w_side,eff_c,eff_s,eff_b,xgm
real t_wi_bott(m),t_wi_side(n,m),t_wo_side,&
    t_wo_bott(m),Qrad,Qcon,k_w_side,k_w_bott
real temp_T,temp_u,temp_dens,delta_dens,delta_T,delta_temp,&
    temp_T2, temp_T3, temp_bott,temp_side,m_gtemp,Temp_Q

open(unit=2,file='t_go_row.txt')
open(unit=3,file='data1.txt')
open(unit=4,file='tc_row.txt')
open(unit=6,file='t_wi_side.txt')
open(unit=7,file='t_wi_bott.txt')
open(unit=8,file='Qloss.txt')

data T_gi(1,1)/323.0/,T_gi(1,81)/323.0/,T_ci(1,1)/1623.0/,k_c/0.29/

```

```
data delta_x/0.05/,delta_z/2.0/,R/8.314/,density_c/2900./
data Pr/0.697/,f/0.25/,eps/1e-6/,gravity/9.801/
data wall_side/0.3/,wall_bott/0.05/,t_wo_side/313./,k_w_side/1.19/, k_w_bott/46.4/
data eff_c/0.91/,eff_w_side/0.9/,eff_w_bott/0.21/,xgm/5.67e-8/
```

```
read(3,100)u_gi1
read(3,100)u_gi2
read(3,100)u_c
read(3,100)dp
read(3,100)void
read(3,100)P_gi(1,1)
read(3,100)P_gi(1,81)
read(3,100)con_g
```

```
write(*,*) u_gi1,u_gi2,u_c,dp,void,P_gi(1,1),P_gi(1,81),con_g
write(*,*)'Continue?(y/n)'
read(*,*) z
if (z=='n') stop !判断文件输入值是否正确。
```

```
write(*,*) 'Please input the relaxation factor'
read(*,*) kx
write(2,*)'The relaxation factor is',kx
```

```
delta_y=13.92/(delta_z*u_c*(1-void)*density_c*n)
a_side=A(delta_x,delta_y)
a_front=A(delta_z,delta_y)
a_bott=A(delta_x,delta_z)
a_hind=A(delta_z,delta_y)
m_g(1)=u_gi1*a_bott*den(P_gi(1,1),R,T_gi(1,1))
m_g(2)=u_gi2*a_bott*den(P_gi(1,81),R,T_gi(1,81))
const(1)=m_g(1)/(a_bott*void)
const(2)=m_g(2)/(a_bott*void)
m_c=u_c*(1-void)*a_front*density_c
volume=delta_x*delta_y*delta_z
aera=6*(1-void)/dp
```

```
eff_s=eff(eff_w_side,eff_c)
```

```
eff_b=eff(eff_w_bott,eff_c)
```

! 以上为初值计算。

```
do j=1,m
```

```
do i=1,n
```

```
select case(i)
```

```
case(1)
```

```
select case(j)
```

```
case(1:80)
```

```
P_gi(i,j)=P_gi(1,1)
```

```
u_gi(i,j)=u_gi1/void
```

```
T_gi(i,j)=T_gi(1,1)
```

! 输入 QRC 区的入口气体初值。

```
u_g(i,j)=u_gi(i,j)
```

```
T_g(i,j)=T_gi(i,j)
```

```
P_g(i,j)=P_gi(i,j)
```

```
case(81:m)
```

```
P_gi(i,j)=P_gi(1,81)
```

```
u_gi(i,j)=u_gi2/void
```

```
T_gi(i,j)=T_gi(1,81)
```

```
u_g(i,j)=u_gi(i,j)
```

```
T_g(i,j)=T_gi(i,j)
```

```
P_g(i,j)=P_gi(i,j)
```

! 输入 C 区的入口气体初值。

```
end select
```

```
case(2:n)
```

```
P_gi(i,j)=P_go(i-1,j)
```

```
u_gi(i,j)=u_go(i-1,j)
```

```
T_gi(i,j)=T_go(i-1,j)
```

```
u_g(i,j)=u_gi(i,j)
```

```
T_g(i,j)=T_gi(i,j)
```

```
P_g(i,j)=P_gi(i,j)
```

```
end select
```

```
select case(j)
```

```
case(1)
```

```
T_ci(i,j)=T_ci(1,1)
```

```
T_c(i,j)=T_ci(1,1)
```

```
case(2:m)
```

```
T_ci(i,j)=T_co(i,j-1)
```

```
T_c(i,j)=T_ci(i,j)
```

```
end select
```

```
if (j<81) then
```

```
m_gtemp=m_g(1)
```

```
consttemp=const(1)
```

```
else
```

```
m_gtemp=m_g(2)
```

```
consttemp=const(2)
```

```
end if
```

```
t_wo_bott(j)=twobott(j)
```

```
c_ci(i,j)=cc(T_ci(i,j))
```

```
c_gi(i,j)=cg(T_gi(i,j))
```

```
density_gi(i,j)=den(P_gi(i,j),R,T_gi(i,j))
```

```
c_go(i,j)=c_gi(i,j)
```

```
c_co(i,j)=c_ci(i,j)
```

! 计算从第一列开始,

```
10 visc_g(i,j)=visc(T_g(i,j))
```

```

k_g(i,j)=kg(T_g(i,j))
c_g(i,j)=cg(T_g(i,j))
c_c(i,j)=cc(T_c(i,j))
density_g(i,j)=den(P_g(i,j),R,T_g(i,j))
h_g(i,j)=((k_g(i,j)*c_c(i,j))/(dp*c_g(i,j)))*(density_g(i,j)+con_g)/density_c)**0.3
&*(u_g(i,j)**2/(gravity*dp))**0.21*Pr

Red=(u_g(i,j)*density_g(i,j)*dp)/(visc_g(i,j))
Nu=2.0+1.8*Pr**(1.0/3.)*Red**0.5
h=Nu*k_g(i,j)/dp
K=1./(1./h+f*dp/(2.*k_c))
Qsg=K*aera*(T_c(i,j)-T_g(i,j))*volume
if (Qsg<0.) then
    write(2,*)'The calculation is overflow at temp!',i,j
    stop
end if

if ( i= 1 ) then
    t_wi_bott(j)=t_c(i,j)
    do
        temp_bott=t_wi_bott(j)
        t_wi_bott(j)=t_wi_bott(j)-(k_w_bott*(t_wi_bott(j)-t_wo_bott(j))/wall_bott &
            -xgm*eff_b*T(t_c(i,j),t_wi_bott(j)))/(k_w_bott/wall_bott+ &
            4*xgm*t_wi_bott(j)**3)
        if ( abs(t_wi_bott(j)-temp_bott)<eps ) exit
    end do
end if

t_wi_side(i,j)=t_c(i,j)
do
    temp_side=t_wi_side(i,j)
    t_wi_side(i,j)=t_wi_side(i,j)-(k_w_side*(t_wi_side(i,j)-t_wo_side) &
        /wall_side-h_g(i,j)*(t_c(i,j)-t_wi_side(i,j))-xgm*eff_s* &
        T(t_c(i,j),t_wi_side(i,j)))/(k_w_side/wall_side+h_g(i,j) &
        +4*xgm*eff_s*t_wi_side(i,j)**3)

```

```

    if (abs(t_wi_side(i,j)-temp_side)<eps) exit
end do

call Qloss(Qrad,Qcon)

temp_T3=T_ci(i,j)
do
    T_co(i,j)=(m_c*c_ci(i,j)*T_ci(i,j)-Qsg-Qrad)/(m_c*c_co(i,j))
    c_co(i,j)=cc(T_co(i,j))
    delta_T=(temp_T3-T_co(i,j))/T_co(i,j)
    if (abs(delta_T)<eps) exit
    temp_T3=temp_T3-kx*(temp_T3-T_co(i,j))/2.
end do
T_c(i,j)=(T_ci(i,j)+T_co(i,j))/2.

temp_T=(T_go(i,j)+T_gi(i,j))/2.
delta_temp=(temp_T-T_g(i,j))/T_g(i,j)
if (abs(delta_temp)>=eps) then
    T_g(i,j)=T_g(i,j)*(1+kx*delta_temp/2.)
    goto 10
endif

do
    delta_p=delta_y*(150*(1-void)**2*visc_g(i,j)*u_g(i,j)*void/&
        (void**2*dp**2)+1.75*(1-void)*density_g(i,j)&
        *(u_g(i,j)*void)**2/(void**3*dp))
    P_go(i,j)=P_gi(i,j)-delta_p
    P_g(i,j)=P_gi(i,j)-delta_p/2.
    density_go(i,j)=0.029*P_go(i,j)/(R*T_go(i,j))
    density_g(i,j)=den(P_go(i,j),R,T_go(i,j))
    density_g(i,j)=0.029*P_g(i,j)/(R*T_g(i,j))
    density_g(i,j)=den(P_g(i,j),R,T_g(i,j))
    u_go(i,j)=consttemp/density_go(i,j)
    temp_u=(u_go(i,j)+u_gi(i,j))/2.
    delta_u=(temp_u-u_g(i,j))/u_g(i,j)

```

```

        if (abs(delta_u)<eps) exit
        u_g(i,j)=u_g(i,j)*(1+kx*delta_u/2.)
    end do

    temp_dens=(density_go(i,j)+density_gi(i,j))/2.

    call qloss(Qrad,Qcon)
    Temp_Q=(m_c*c_ci(i,j)*T_ci(i,j)+m_gtemp*c_gi(i,j)*T_gi(i,j)- &
            m_c*c_co(i,j)*T_co(i,j)-m_gtemp*c_go(i,j)*T_go(i,j)-Qrad &
            -Qcon)/(m_c*c_ci(i,j)*T_ci(i,j)+m_gtemp*c_gi(i,j)*T_gi(i,j))
    if (abs(Temp_Q)>=eps) then
        goto 10
    else
        Ql=Ql+Qrad+Qcon
    end if

    write(*,150)i,j

end do

end do

write(2,600)

do i=1,n
    do j=1,m
        write(2,700)j*0.05,i*delta_y,T_go(i,j),T_co(i,j),u_go(i,j),P_go(i,j)-101325
        write(6,700)j*0.05,i*delta_y,t_wi_side(i,j)
        if (i==1) write(7,730)j*0.05,t_wi_bott(j)
    end do
end do

write(4,740)((i*0.05,j*delta_y,t_co(j,i),m_c,j=1,n),i=1,m)
write(8,*)Ql

```

```

close(2)
close(3)
close(4)
close(6)
close(7)
close(8)

100  format(/,f11.4)
150  format(4x,'i=',i3,10x,'j=',i3)
600  format(5x,'x',7x,'y',7x,'T_go(i,j)',7x,'T_co(i,j)',7x,'u_go(i,j)',7x,'P_go(i,j)')
700  format(1x,f7.3,f7.3,4x,4(e14.7e3,4x))
730  format(1x,f7.3,5x,e14.7e3)
740  format(4(f9.3,2x))

contains

function twobott(x)
real twobott
integer x
    twobott=473-3.7037*0.05*x
end function twobott

function A(x,y)
real x,y,A
    A=x*y
end function A

function visc(x)
real x,visc
    visc=-1.0118e-5+6.5701e-8*x+6.4436e-11*x**2+2.2333e-17*x**3&
        +1.2392e-20*x**4
end function visc

function kg(x)

```

```

real x,kg
  kg=2.2649e-3+8.85021e-5*x-2.1528e-8*x**2-1.5567e-14*x**3&
    -8.29e-18*x**4
end function kg

function cc(x)
real x,cc
  cc=699.5+0.31812*x-6.2308e-5*x**2-1.3753e-10*x**3-5.1388e-14*x**4
end function cc

function cg(x)
real x,cg
  cg=955+0.14387*x+3.8525e-5*x**2+2.1036e-10*x**3+1.2052e-13*x**4
end function cg

function den(x,y,z)
real x,y,z,den
  den=0.029*x/(y*z)
end function

function eff(x,y)
real x,y,eff
  eff=1/(1/x+1/y-1)
end function eff

function T(x,y)
real x,y,T
  T=x**4-y**4
end function T

subroutine Qloss(Qrad1,Qcon1)
  real Qrad1,Qcon1
  select case(i)
    case(1)
      select case(j)

```

```

case(1)
  Qrad1=xgm*eff_s*(2*a_side+a_front)*T(T_c(i,j),T_wi_side(i,j))&
    +xgm*eff_b*a_bott*T(T_c(i,j),T_wi_bott(j))
  Qcon1=h_g(i,j)*(2*a_side+a_front)*(T_c(i,j)-T_wi_side(i,j))
case(2:269)
  Qrad1=xgm*eff_b*a_bott*T(T_c(i,j),T_wi_bott(j))+&
    2*xgm*eff_s*a_side*T(T_c(i,j),T_wi_side(i,j))
  Qcon1=2*h_g(i,j)*a_side*(T_c(i,j)-T_wi_side(i,j))
case(m)
  Qrad1=xgm*eff_s*(2*a_side+a_hind)*T(T_c(i,j),T_wi_side(i,j))&
    +xgm*eff_b*a_bott*T(T_c(i,j),T_wi_bott(j))
  Qcon1=h_g(i,j)*(2*a_side+a_hind)*(T_c(i,j)-T_wi_side(i,j))
end select
case(2:n)
  select case(j)
    case(1)
      Qrad1=xgm*eff_s*(2*a_side+a_front)*T(T_c(i,j),T_wi_side(i,j))
      Qcon1=h_g(i,j)*(2*a_side+a_front)*(T_c(i,j)-T_wi_side(i,j))
    case(2:269)
      Qrad1=2*xgm*eff_s*a_side*T(T_c(i,j),T_wi_side(i,j))
      Qcon1=2*h_g(i,j)*a_side*(T_c(i,j)-T_wi_side(i,j))
    case(m)
      Qrad1=xgm*eff_s*(2*a_side+a_hind)*T(T_c(i,j),T_wi_side(i,j))
      Qcon1=h_g(i,j)*(2*a_side+a_hind)*(T_c(i,j)-T_wi_side(i,j))
    end select
  end select
end subroutine

end

```