

Y 792542

分类号 TK124

单位代码: 10005

学 号: G20010528

密 级:

北京工业大学工程硕士学位论文

题 目 首钢高炉热风炉节能模型的研发与应用

英文并列 RESEARCH AND DEVELOPMENT OF ENERGY SAVING
MODEL FOR THE HOT BLAST STOVE OF FURNACE

题 目 AT SHOUGANG

研究生姓名: 王 敏

专 业: 环境工程 研究方向: 节能环保技术

导师姓名: 刘中良 职称: 教 授

钱 凯 教授级高工

论文报告提交日期 2004.12 学位授予日期 _____

授予单位名称和地址 北京工业大学 北京市朝阳区平乐园100号

摘 要

本项目以豪森传热理论为基础,对高炉顶燃式热风炉系统进行了“量”、“质”平衡研究。根据热力学第一定律,按照能量守恒,使所有能量恰好平衡,而不仅是使任何个别过程达到最佳状态。本论文以首钢炼铁厂1号、3号高炉顶燃式热风炉为研究对象,围绕着热风炉节能模型的建立及其在现场初步运行的情况进行了分析研究,获得了一些研究成果,其主要研究工作和创新点为:

1. 研究确定了首钢高炉顶燃式热风炉内部蓄热体传热情况,得出顶燃式热风炉在燃烧期、送风期不同时刻沿蓄热室高度温度变化曲线,从而确定顶燃热风炉传热及温度分布规律。

2. 分析确定了热风炉在热负荷一定情况下,换热系数与燃烧时间的关系及对流换热系数随送风期时间变化的规律,为热风炉采用合理操作周期提供科学依据。

3. 根据热交换平衡理论,建立顶燃式热风炉操作优化模型,优化热风炉操作参数,包括:煤气流量、助燃空气流量、最高理论燃烧温度、热风流量、热风温度、废气温度、操作周期等。通过优化操作参数,提高热风炉热效率,合理使用热量,减少污染物排放,改善环境。

4. 在首钢1号高炉热风炉上运用热风炉节能模型进行改善热风炉操作试验,验证模型及其计算格式的可行性,并分析确定热风炉节能模型的使用效果。

利用热风炉节能模型,可以改善热风炉操作,便于操作人员及时掌握能量利用状况,采取合理操作制度,弥补热风炉热量利用方面的不足。实现最佳煤气、空气配比,根据煤气成分变化及时预知最高理论燃烧温度,避免盲目操作,浪费煤气;同时,还可以合理控制燃烧期、送风期时间,在满足高炉入炉风温的前提下,提高热风炉本体热效率;当高炉高产需要高风温时,可以使热风温度得到进一步提高,合理使用热能。

应用热风炉节能模型改进操作后,可以节约煤气。由于热风炉使用燃料主要是高炉煤气,高炉煤气中二氧化碳含量占18.3%,燃烧后烟气中二氧化碳含量占23.4%,而二氧化碳是温室气体,它对温室效应的贡献与其它温室气体相比是最大的,占49%,减少煤气消耗是减少温室气体排放最直接、最经济的途径之一。因此,热风炉节能模型的开发与应用研究还具有一定的环保效果,有利于减少污染物排放,改善环境。

关键词 热风炉; 节能; 模型

Abstract

The research and development on energy-saving model of the hot stove in Blast Furnace (BF) at Shougang Group is based on heat transfer theory of Hausen. The balances of quantity and quality of the system of the top combustion hot stove were studied. According to the first thermodynamics law, the essential principle meant not only making the few processes reach optimum states, but also making all of the system keep energy conservation. In this article the energy-saving model was established on the BF No.1 and No.3 at Shougang Group and some positive results were presented as followings:

1.The heat transfer inside the regenerator was analyzed to obtain the curve of the temperature vs. the height of regenerator during the time of burning and transmitting blast in the top combustion hot stove in BF of Shougang Group.

2.In order to get the scientific basis on practical operation, the relation ship of the heat transfer coefficient and burning time, the convection coefficient and the transmitting blast time were established.

3.Based on the heat transfer theory, the model on the top combustion hot stove was established to optimize the operation conditions, as the volumes of coal gas and air, the theorized burning temperature, the volume and temperature of hot blast, the temperature of residual gas and etc.. Then, the efficiency of the heat transfer was improved and the emission of poisonous gas was reduced to prevent the pollution.

4.The application in the BF No.1 of Shougang Group has proved the feasibility of the energy saving model and the calculation. The efficiency of the energy-saving model is analyzed and good results occurred.

Using the energy saving model to optimize the operation system, the operator can master the flow of energy and adopt the operation institutions in time to improve the utilization of energy. According to the composition of coal gas, the theorized burning temperature can be calculated. And the ratio of coal gas and air will be optimized to avoid the waste of coal gas improper operation. Then, the rational burning time and transmitting blast time can also be established to improve the efficiency of the hot stove in the condition that the air temperatures can satisfy the BF. And when the higher temperature of BF is needed, the temperature of air can also be changed to fit it well.

The BF gas is the most important fuel of the top combustion hot stove. CO₂, the main component of BF gas, increases from 18.3% to 23.4% after being burned. With the percentage of 49%, CO₂ is the most important part among the greenhouse gas. By using the energy-saving model, the BF gas will be saved to reduce the emission of CO₂. It is a direct and economic way to lighten the greenhouse phenomenon. Therefore, the research and development on the hot stove will reduce the emission of the pollutant gases.

[KEY WORDS] hot stove energy-saving model

独创性声明

本人声明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，也不包含为获得北京工业大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签名： 王敏 日期： 2004.12

关于论文使用授权的说明

本人完全了解北京工业大学有关保留、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、缩印或其他复制手段保存论文。

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

签名： 王敏 导师签名： 刘永良 日期： 04.12.10

第 1 章 绪论

1.1 课题背景

论文来源于首钢总公司科研项目“首钢炼铁厂热风炉热平衡研究”, 2000 科 4—3。

能源已经成为当代世界各国经济发展的重要物质基础。工业、农业、交通运输业的发展, 在很大程度上都依赖于能源。科学技术的发展也与能源有着十分密切的关系。

随着经济的发展, 人们的生活不断提高, 对能源的需求也随之增大。然而, 常规的煤炭资源、石油、天然气资源却日益减少, 因为这种资源是不可再生资源, 所以总有一天它会枯竭。在常规能源枯竭期尚未来临之际, 人类用自己的智慧正在进行两方面的工作。一方面采用新技术提高常规能源热利用率和减少对环境的污染; 另一方面积极寻求新能源, 开发利用太阳能和风能将会给人类提供取之不尽、用之不竭、对环境无污染的能源。

世界经济和科学技术的发展, 依靠常规能源作为动力将维持一个相当长的时期, 尤其是我国在今后相当长的时间内能源结构将仍然以煤为主。煤的开采、燃烧, 对自然环境破坏、污染更为严重。露天煤矿的开采大量剥离表土、底土和岩石, 使原有的植被遭到毁灭性破坏。地下煤矿被开采、挖空, 导致大片地面发生裂缝和塌陷。矿区堆积成山的煤矸石, 占用大量土地。洗煤水所流之处土地和水体都变成黑色, 造成污染。常规能源煤炭、石油、天然气的燃烧过程中排放大量有害烟尘、二氧化硫、氮氧化物等污染物。这些污染物不仅对人体和生物造成直接伤害, 同时, 二氧化硫、氮氧化物在大气中迁移转化为酸雨、酸雪、酸物, 导致土地、湖泊酸化。植被枯死, 湖泊生物的生存受到威胁。另外在燃烧过程中 60% 的热量没有被利用而被排放到大气和水体中, 排放大量的二氧化碳虽然对人体和生物没有直接危害, 但是它能吸收大气中部分热量和地表向大气反射的热量, 而产生温室效应, 它和向大气、水体排放的废热都会造成全球地表温度升高, 这将对生存在地球上的生物和人类产生巨大的威胁。^[1]

现在, 人们越来越认识到, 人类在大量利用能源的同时, 必须要控制污染物的排放, 保护人类赖以生存的环境。

钢铁工业温室气体的减排有赖于现代冶金技术的进一步开发应用和进一步降低能源消耗。针对我国钢铁生产发展特点, 加快采用高新技术的改造和不断优化生产流程, 提高能源利用效率和加大二次能源的回收利用, 是我国钢铁工业温室气体减排的主要途径, 此外应积极开展废气中 CO₂ 的处置回收利用; 另一方面, 按照材料整个寿命周期的观点来看, 不断提高钢铁材料的性能品质(新一代钢铁材料), 可以使材料在使用过程中事先节能和 CO₂ 的减排。^{(2) (3) (4)}

目前, 我国工业窑炉的污染基本上还处于普查、调研和对策研究阶段, 真正开展了污染治理的窑炉数量微乎其微。由于窑炉热效率低, 燃烧室容积热强度大, 是高能耗和高污染的装置。因此针对性措施首先就是要降低能耗, 以减少原来浪费的那部分能源所造成的污染物排放。例如, 对于 CO₂ 排放的治理最经济和直接的方法就是通过降低能耗来实现。其次, 就是要在必要的燃料消耗过程中加以控制和治理^[6]。2001 年首钢燃料废气排放量占其工业废气排放量的

53.98%，因此，应高度重视采取措施，降低燃料废气排放量。

炼铁是钢铁企业能耗大户。2002年，我国重点大中型钢铁企业吨钢综合能耗为808Kg标准煤/t钢，而炼铁系统在综合能耗中所占比重为71.15%^[6]。首钢2002年吨钢总能耗为846.92kg标准煤/t钢，其中炼铁占52.69%，根据统计，高炉热风炉消耗的能量占炼铁能耗的30%。因此，开展热风炉节能工作是很有必要的，在热风炉节能工作的同时，还有利于减少废气排放量，改善环境。

高炉炼铁使用高温是当今世界炼铁技术的发展方向。因为随着热风炉结构改进和采用高效格砖，砖重系数降低，蓄热室的总贮热能力降低，所以为了获得高温就需要加强对热风炉能力的调度，缩短热风炉操作周期的重要性更加突出。同时由于现代热风炉操作制度受到多种条件的支配，操作已经由技艺变为技术，因此也需要深入研究使用现代数学方法进行最佳化计算，建立足够精确反应热风炉组中每座热风炉实际热交换过程的数学模型，并且应用节能模型来改进热风炉操作，达到进一步提高高温，节约煤气的目的，减少二次能源的浪费，减少环境污染。特别是在首钢处于首都特殊的地理位置的情况下，环境问题显得更加突出，采取措施，合理利用能量，减少污染物的排放具有十分重要的意义。

1.2 国内外相关研究综述

1.2.1 模型基本理论研究现状

由于高炉热风炉可视作典型的蓄热式热交换器，热风炉内的热交换过程是周期性的和非稳定性的过程。

数学方法解析热风炉蓄热室热交换过程，主要有两种理论。第一种理论是尽量不改变换热器的计算方法，仅对换热器的计算公式的热交换系数作相应的修改，而致力于寻求适用于蓄热室的热交换系数，这种方法曾被广泛应用。第一种理论有代表性的夏克算法只适用于耐火格砖作为贮热体的蓄热室^[7]。

第二种理论以豪森为代表^[8]，主要是研究沿蓄热室纵向的温度分布，以及纵向温度分布随时间变化的规律，同时也研究贮热体内的温度分布。这一理论适用于各种耐火材料的贮热体和多种形状的贮热体。因此，它的应用范围较广，目前国内外对这一理论的研究比较多，而国内相关报导则较少。

在热风炉蓄热室温度分布的基本方程中，因变量温度不只是一个自变量的函数，需要用偏微分方程来计算温度分布。最终的偏微分方程的解可用解析法或数值法求得。

解析法是以连续周期结束时在贮热物质中的温度分布完全相同为基础，它直接由解方程来求得热平衡的条件。诸如特征函数分析、拉普拉斯变换等方法是这样方法的典型形式。

数值法是一种近似方法。在20世纪60年代P.Butterfield等开创了采用数值积分法对模型进行数值求解的先例，研究了气体的物性、气体与格子砖之间的对流和辐射传热等因素对格子砖热交换的影响^[9]。计算机的广泛应用为求解提供了有效手段，并且能够在流量变化的条件下，解析蓄热室温度随时间变化的过程。

1.2.2 热风炉系统识别研究现状

在不改变已有热风炉结构及燃烧条件的前提下，对于一般高炉热风炉燃烧只采用高炉煤气，其热值较低，而且高炉在实际生产操作过程中由于炉况不稳定或其它种种原因，致使煤气压力不稳定，煤气热值产生波动，进而影响热风炉炉顶

温度,最终影响送风温度。因而如何保持和提高风温,使得燃烧控制成为热风炉最难控制的系统之一。因此,如何根据高炉的现有条件,通过测量热风炉拱顶、格子砖、烟道废气、高炉煤气(BFG)、助燃空气(AIR)等温度,建立空燃比(BFG与AIR燃烧时的流量比率)与多种温度变化量(拱顶、格子砖、烟道废气、BFG、AIR等温度值)的数学模型,并根据数学模型,在热风炉整个燃烧过程中,自动控制空燃比,实时对BFG和AIR的流量进行自动调节,实现对燃烧系统优化控制显得尤其重要。^{[10][11]}

据报道,九十年代初,比利时的马里蒂姆钢铁厂热风炉由不同生产单位诸参数得出的综合数模可以确定工厂最为经济的各项操作条件,其中之一是风温。对算出的风温借助计算机控制和最优化系统可使热风炉的能量消耗为最小。该系统可实现如下目标:(1)用最小的过剩氧量达到完全燃烧;(2)最小的能量损失,也就是最大的热风炉效率;(3)防止热风炉同时换炉。该系统投资最小,可减少热风炉能量费用约12-17%。^[12]

芬兰劳塔鲁基钢铁公司拉赫厂在九十借助于新的全面的过程控制技术实现了降低能耗同时更加稳定的高炉操作,热风炉自动控制专家系统是整个控制系统中的一部分,也处于技术领先的水平。^[13]

从前苏联出版的文献来看,实现热风炉最佳化操作,是利用能够精确反应热风炉组中每座热风炉热交换过程的数学模型来完成。而该数学模型要求符合给定的限制条件,存在着最优值的问题,需要利用运筹学的非线性规划方法来研究。它是把热风炉拱顶温度 x_1 、拱顶温度与高炉入炉风温之差 x_2 、总周期时间 x_3 以及不混风时间 x_4 四个参数的规划试算结果作为该数学模型的基础,将对象5000m³高炉的热工和流体力学相同的四座热风炉模型化。但是,模型存在的不足之处在于它只反应了相同热风炉的理想状态,当热风炉的热工和空气动力学特性不同时,必须建立新的更精确的非线性规划数学模型,才能保证热风炉组最佳的管理^{[14][15]}。

日本在八十年代末期曾开发研究了一种热风炉系统,该系统是由热平衡计算的物理模型和用模糊推理的模糊专家控制系统^[16]构成的混合型控制系统。采用物理模型计算出热风炉的作业条件,设定每座热风炉必须投入的热量、混合煤气流量和拱顶温度;由于特性条件变化和外界干扰等产生的作业状态的变化,则通过模糊推理的控制模型对作业条件进行修正。该方法首先在日本的千叶厂6号高炉热风炉投入使用,在实际操作中节约了大量的能源^{[17][18]}。此外,加拿大还有报道表明,通过改进热风炉燃烧制度,控制燃烧速率的方法,可以消除热风炉换炉的影响,实现热风炉稳定燃烧,同时可以使高炉煤气放散量减少到最低限度。^[19]

我国宝钢炼铁4063m³高炉热风炉采用计算机控制系统情况:热风炉为4座外燃式热风炉,所用燃料为高炉和焦炉混合煤气。热风炉燃烧控制系统用来保护炉体耐火材料和取得最佳燃烧效果。它是根据过程控制机给出的高炉煤气、焦炉煤气和空气流量设定值来控制热风炉的燃烧状态,确保拱顶温度和燃烧产生的废气温度维持在设定值。热风炉送风通常采用两座交叉并联方式,送风温度通常 $\geq 1200^{\circ}\text{C}$,最高达 1310°C ^[20]。

首钢炼铁2536m³高炉热风炉为4座顶燃式热风炉,主要是烧高炉煤气,配有少量焦炉煤气。操作采用的自动控制系统主要是从实现操作自动化的基础上建立起来的,在热量合理利用方面还存在着不足的地方。

总体来看,目前国内外在提高风温研究方面多注重单体技术,如:空、煤气预热,煤气富化,自身预热技术等,也有一些关于热风炉自动控制以及热风炉传热模拟方面的报道,但对于热风炉热能平衡利用方面鲜有报道,需要更深入地研究。

1.3 主要研究内容

1.3.1 理论研究

以豪森传热理论^{[21][22]}为基础,开展高炉热风炉系统能量的“量”、“质”平衡研究。由热力学第一定律,按照能量守恒,使所有能量恰好平衡,而不仅是使任何个别过程达到最佳状态^[9]。

热风炉蓄热室热交换过程同时存在三种不同性质的传热形式。一是烟气放出而鼓风吸收并贮存热量;二是主热体表面与气体的热交换;三是贮热体内部的贮热和放热。贮热体内部热传导方程式可表述为:

$$\left(\frac{\partial t'}{\partial \theta}\right)_x = \alpha \left(\frac{\partial^2 t'}{\partial x^2}\right)_\theta$$

气体与贮热体表面的热交换是以贮热体表面与气体温度的差作为推动力的,并与气体和固体之间的综合热交换系数有关。因此,本文将围绕热风炉在操作周期内热交换系数变化规律进行研究。

1.3.2 应用研究

应用研究是本课题的一个重要组成部分。论文选择首钢炼铁厂1号、3号高炉热风炉作为应用实例,根据实例进行比较全面、深入的研究。首先,在深入现场调查的基础上,进行热风炉热平衡测试,全面掌握高炉热风炉的基本状况,主要包括:结构参数、技术经济指标、能源利用情况等,并在热风炉热平衡测试的基础上,建立热风炉节能模型。

通过对热风炉内部蓄热体传热情况模拟,得出热风炉在燃烧期、送风期不同时刻沿蓄热室高度的温度分布曲线,确定热风炉传热规律及温度变化情况。通过传热计算得出不同时刻对流换热系数和辐射换热系数以及单位面积上的传热量。

研究开发热风炉节能模型,进行热风炉操作优化,在给定煤气成分和煤气量情况下,得出煤气完全燃烧所需要的最佳助燃空气流量,并预知最高理论燃烧温度;通过燃烧、送风方案试算结果,总结煤气有效热与最佳燃烧时间、送风时间的关系,在此基础上优化热风炉操作参数,确定热负荷一定情况下,传热系数随燃烧期、送风期时间的变化规律,从而得出热风炉最佳操作周期,使热风炉内格子砖蓄热体在燃烧期蓄热即将达到饱和时停止燃烧,转为送风,使热量得到充分利用;然后通过现场应用试验进行验证。

利用该模型可以及时评价热风炉能量利用状况,确定热风炉能量利用中的薄弱环节,结合生产实际,采取有效措施,比如:选择合理操作参数,采用最佳操作周期等,改进热风炉操作,提高热效率,降低燃料消耗,从而达到节约能源,降低污染物排放,改善环境的目的。

开发应用热风炉节能模型,可以改进操作,节约煤气。由于热风炉使用的燃料主要是高炉煤气,高炉煤气中二氧化碳含量18.3%,燃烧后烟气中二氧化碳含量占23.4%。二氧化碳是温室气体,它对温室效应的贡献与其它温室气体相比是最大的,占49%。因此,应该研究对策,减少温室气体排放,而降低燃料消耗是减少温室气体排放最直接最经济的途径之一。热风炉节能模型的开发与应用研究的根本目的就在于节能和环保。

第2章 首钢高炉热风炉节能模型的开发

2.1 1号、3号高炉热风炉现状

首钢炼铁厂5座高炉共有热风炉18座,其中12座为顶燃式热风炉,3座霍戈文式热风炉,3座内燃式热风炉。顶燃式热风炉结构见图2-1。在正常生产情况下,热风炉操作分为燃烧、换炉、送风三个时期,周期性操作。通常燃烧期、送风期分别为2小时左右,换炉时间为10~15分钟左右。

顶燃式热风炉燃烧期操作控制主要是将炉顶温度、烟道温度、煤气压力及热值控制在设定值。操作时以煤气压力为根据,以煤气流量为参考,以调节空气和煤气量为手段,达到提升炉顶温度的目的。开始燃烧时,根据高炉所需要的风温高低决定燃烧操作。一般原则是在保证完全燃烧的情况下,尽量加大空气量和煤气量。当炉顶温度达到技术指标时,在加大空气量来保证炉顶温度不上升;当烟道温度达到技术指标时,则靠减少煤气与空气量来保持烟道温度不上升;如果炉顶、烟道同时达到指标时,则采取换炉通风的办法,而不是减烧。

在送风期,采用半并联送风的方法,即在两座热风炉并联送风时,其中一座热风炉冷风阀开度不是立即达到最大,而是逐步增加开度,这样形成送风期是以一座热风炉为主(冷风阀处于最大开度),另一座热风炉为辅助送风,控制单座热风炉风量。

高炉热风炉设备概况见表2-1。

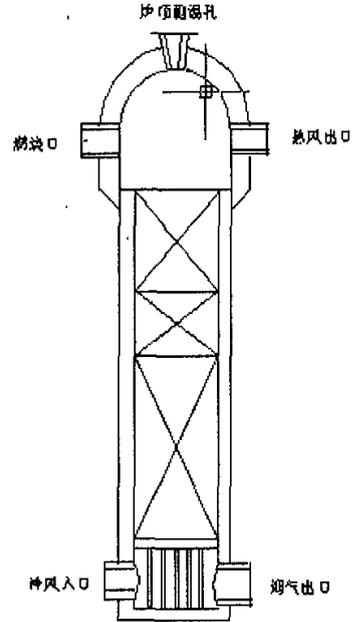


图2-1 顶燃式热风炉结构示意图

Fig. 2-1 Schematic diagram of the structure of the top combustion hot blast stove

表2-1 高炉热风炉设备及尺寸

Table 2-1 Equipment and measurement of the hot stove

序号	项目	单位	内容或数值	
1	高炉	炉号	一号、三号	
		有效容积	m ³ 2536	
2	热风炉	座数	4	
		型式	顶燃式	
		炉顶结构	球顶	
		外形尺寸: 高度	mm 48350	
		直径	mm 8900	
3	格子砖	类型	七孔蜂窝砖	
		材质	上段	低蠕变高铝砖
			中段	高铝
			下段	粘土质
		格孔当量直径	mm	上段 47.5、中段 45、下段 45
总蓄热面积	m ²	60596×4		

		每立方米炉容蓄热面积	m^2	95.58
		格子砖重量	t	2314.2×4
4	热风炉现状	上期大修日期		
		操作制度		两烧两送
		操作周期		约4小时
		损坏情况		
5	燃料	种类		高炉煤气
		低位发热量		
		煤气含尘量		
6	燃烧器	类型		短焰套筒式燃烧器
		燃烧能力		3000 m^3/h
7	鼓风机性能	型号		
		风压		
		风量		
8	助燃风机性能	型号		
		风压		
		风量		

表 2-2 列出了 1 号、3 号高炉热风炉炉体、热风及冷风等相关管道的表面散热面积计算数据。

表 2-2 热风炉主体及管道尺寸

Table 2-2 Measurement of principal part and tube of the hot stove

序号	名称		直径×厚度 (mm)	长度 (m)	面积 (m^2)	总面积 (m^2)	系统表面散热 计算面积 (m^2)
1	助燃 空气	总管	$\phi 2020 \times 10$	16.400	104.021	104.021	A7=1476.969
2		支管	$\phi 1816 \times 8$	26.300	149.969	599.876	
3		环管	$\phi 1620 \times 8$	37.994	193.268	773.072	
4	煤气	总管	$\phi 2220 \times 10$	15.930	111.045	111.045	A8=1046.205
5		支管	$\phi 916 \times 8$	19.642	56.495	225.980	
6		环管	$\phi 1620 \times 10$	34.854	177.295	709.180	
7	冷风	总管	$\phi 1628 \times 14$	38.200	195.374	195.374	A1= 383.213
			$\phi 1528 \times 14$	21.000	100.807	100.807	
8		支管	$\phi 1428 \times 14$	4.850	21.758	87.032	
9	热风	总管	$\phi 2794 \times 20$	48.000	421.112	421.112	A4= 712.184
10		支管	$\phi 2414 \times 20$	9.600	72.768	291.072	
11	混风管		$\phi 724 \times 12$	21.095	47.957	47.957	47.957
12	废风管		$\phi 436 \times 12$	11.075	15.162	15.162	15.162
13	烟道		$\phi 1968 \times 14$	9.000	55.616	222.464	A5=222.464

14	换热器	6531×6531	10.400	271.690	271.690	A6=271.690	
15	中心竖管	φ4500	46.000	649.980	649.980	A9=649.980	
16	热风炉	拱顶	R4950	153.8757	615.5	A2=615.5	
17	炉体	直径	φ8900	43.400	1212.856	4851.424	A3=4851.424

2.2 模型控制方程基于的基本原理

$$\left[\begin{array}{c} \text{气体的} \\ \text{蓄热量} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{进出微元体的} \\ \text{气体的热量变化} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{蓄热体传给} \\ \text{气体的热量} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{蓄热室散} \\ \text{失的热量} \end{array} \right] \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial T}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{A\bar{\alpha}}{WCL} (t-T) \frac{dy}{d\tau} - \frac{A_b q_w}{WC} \quad (2-2)$$

式中 t 、 T —— 分别为蓄热体和气体的平均温度, $^{\circ}\text{C}$

A —— 总蓄热面积, m^2

W —— 气体的流量, m^3/s

C —— 气体比热, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$

L —— 蓄热室总高度, m

A_b —— 蓄热室外表面积, m^2

q_w —— 蓄热室外壳散热热流, W/m^2

$\bar{\alpha}$ —— 总和换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

$\bar{\alpha}$ 对于蓄热体格砖在 $d\tau$ 时间内, 有如下平衡公式:

$$\left[\begin{array}{c} \text{格砖的} \\ \text{蓄热量} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{气体传给格} \\ \text{砖的热量} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{格砖层热传导} \\ \text{进入的热量} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{格砖层热传导} \\ \text{出去的热量} \end{array} \right] \quad (2-3)$$

由于格砖层之间的传热量比气、固之间的传热量少得多, 方程式为 (2-4)。热风炉蓄热体内部温度是不均匀的, 并且是随着时间变化的。^[23]

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\bar{\alpha} A}{M_s C_s} (T-t) \quad (2-4)$$

式中 M_s —— 蓄热体质量, kg

C_s —— 蓄热体比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$

2.3 模型控制方程的推导

区域离散化

把热风炉蓄热室沿高度划分为 N 等分 ($\Delta y = L/N$), 时间划分为 M 等分。

$$\Delta \tau = \tau_r / M$$

$$\Delta \tau = \tau_c / M$$

τ_r —— 燃烧时间, h
 τ_c —— 送风时间, h
 网格节点用 (i, j) 表示, 见图 2-2。

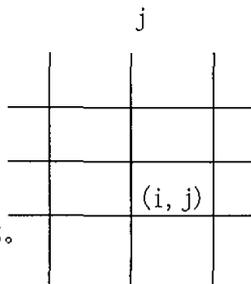


图 2-2 计算网格

Fig.2-2 Grid of calculation

(1) 差分格式

采用不规则矩形法方程 (1)、(2) 的差分形式为:

$$T_{i+1,j} = \frac{1-C_1}{1+C_1} T_{i,j} + \frac{C_1}{1+C_1} (t_{i+1,j} + t_{i,j}) - \frac{Q_w}{1+C_1} \quad (2-5)$$

$$t_{i,j+1} = \frac{1-C_2}{1+C_2} t_{i,j} + \frac{C_2}{1+C_2} (T_{i,j+1} + T_{i,j}) \quad (2-6)$$

式中

$$C_1 = \frac{\bar{\alpha}A}{2WC_L} \Delta y, \quad C_2 = \frac{\bar{\alpha}A}{2MC_S} \Delta \tau \quad (2-7)$$

$$Q_w = \frac{A_s q_w}{WC} \Delta y \quad (2-8)$$

$$\text{令 } A_1 = \frac{1-C_1}{1+C_1}, \quad A_2 = \frac{C_1}{1+C_1}$$

$$B_1 = \frac{1-C_2}{1+C_2}, \quad B_2 = \frac{C_2}{1+C_2}$$

$$D_w = \frac{Q_w}{1+C_1}$$

$$\text{则差分方程为 } T_{i+1,j} = A_1 T_{i,j} + A_2 (t_{i+1,j} + t_{i,j}) - D_w \quad (2-9)$$

$$t_{i,j+1} = B_1 t_{i,j} + B_2 (T_{i,j+1} + T_{i,j}) \quad (2-10)$$

(2) 边界条件

$$T_{0,j} = \text{常数}$$

$$t(y,0) = t(L - y, \tau) \quad 0 \leq y \leq L$$

(3) 积分过程

先根据边界条件建立初始条件；然后将方程(2-8)、(2-9)带入，并整理得到下式

$$t_{i,j+1} = K_1 t_{i,j} + K_2 T_{i,j} + K_3 t_{i-1,j+1} + K_4 T_{i-1,j+1} \quad (2-11)$$

$$\text{式中} \quad K_1 = \frac{B_1}{1 - A_2 B_2}, \quad K_2 = \frac{B_2}{1 - A_2 B_2},$$

$$K_3 = \frac{A_2 B_2}{1 - A_2 B_2}, \quad K_4 = \frac{A_1 B_2}{1 - A_2 B_2}$$

由方程(2-9)、(2-10)、(2-11)可反复计算直到蓄热室的全部长度，经过多次反复迭代，最后达到稳定状态，初终值满足精度要求。

2.4 模型控制方法分析

2.4.1 热风炉热平衡测定

2.4.1.1 引言 为评价热风炉的热工特性，定量地分析热风炉热量使用情况，并确定其热效率及其它技术经济指标，以便对改进热风炉的热工操作、设备结构、生产管理以及制定规划等提供依据，根据原冶金部颁发的《十种工业窑炉热平衡测定方法》^[24]对首钢一号、三号高炉热风炉进行热平衡测试。

2.4.1.2 测定基准

(1) 基准温度 采用热风炉的环境温度，一般可取热风炉助燃风机入口处的空气温度。

(2) 燃料的发热量 采用实际燃料的低(位)发热量^[25]。对于一般热风炉，规定采用湿煤气的低(位)发热量。

(3) 热平衡测定的范围 热平衡的范围为热风炉本体：即燃烧期由燃烧器至烟道阀，送风期由冷风阀至热风阀的热风炉的本体及其内部管路部分。

2.4.1.3 测定的时间 测定热风炉的一个完整的操作周期，即在生产正常条件下，由本次燃烧期开始，至下次燃烧期开始为止的时间，包括燃烧期、送风期及换炉时间在內。

所谓生产正常，是指燃烧末期的炉顶温度及烟道温度，均接近于前旬对应的平均温度值而言。当实际测定周期终了时的炉顶温度，高于或低于测定周期开始时的炉顶温度时，应按后者进行延伸或接取，以确定用于热平衡计算的测定周期时间。

2.4.2 热风炉热平衡计算

2.4.2.1 热收入项目计算

(1) 燃烧的化学热量 Q_1

$$Q_1 = B \cdot Q_{DW}^S, \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-12)$$

式中 B ——单位体积热风的煤气用量, Nm^3/Nm^3

Q_{DW}^S ——湿煤气的低(位)发热量, kJ/Nm^3

煤气用量 B 由测定周期中一座热风炉的煤气量与风量之比(或一组热风炉的总煤气量与总风量之比)求出, 即:

$$B = \frac{V_m \cdot \tau_r}{V_f \cdot \tau_f} \quad \left(\text{或} \frac{\sum V_m \tau_r}{\sum V_f \tau_f} \right), \quad \text{Nm}^3 / \text{Nm}^3 \quad (2-13)$$

式中 τ_r 及 τ_f ——一座热风炉的燃烧期及送风期时间, h

V_m ——一座热风炉的平均煤气流量, Nm^3/h

V_f ——一座热风炉的实际热风流量, Nm^3/h

$$V_f = \beta_f V_r (1 - l_f), \quad \text{Nm}^3/\text{h} \quad (2-14)$$

式中 V_r ——冷风测点处测得的平均冷风流量, Nm^3/h

β_f ——被测热风炉的风量综合校正系数,

l_f ——被测热风炉系统的漏风率。

煤气的低(位)发热量

$$Q_{DW}^S = 4.1868(30.2CO^S + 25.8H_2^S + 85.7CH_4^S + 152C_2H_6^S + 143C_2H_4^S + 56H_2S^S) \quad \text{kJ}/\text{Nm}^3 \quad (2-15)$$

式中 CO^S 、 H_2^S 、 CH_4^S 、 $C_2H_4^S$ 、 $C_2H_6^S$ ——煤气各湿成分的体积含量, %, 可按下列式换算

$$Z^S = Z^g \frac{100}{100 + 0.124g_{mb}}, \quad \% \quad (2-16)$$

式中 Z^S 及 Z^g ——煤气中任意湿成分及对应的干成分的体积含量, %

g_{mb} ——干煤气的含水量(不包括机械水), g/Nm^3

(2) 燃料的物理热 Q_2

$$Q_2 = B(\bar{C}_m t_m - \bar{C}_{mc} t_c), \quad \text{kJ}/\text{Nm}^3 \quad (2-17)$$

式中 t_m ——煤气的平均温度, $^\circ\text{C}$

t_c ——平均环境温度, $^\circ\text{C}$

\bar{C}_m 及 \bar{C}_{mc} ——煤气在 $0 \sim t_m$ 间的平均比热

$$\bar{C}_m \text{ 或 } \bar{C}_{mc} = \frac{\sum Z^S \cdot C_z}{100}, \quad \text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2-18)$$

式中 C_z ——煤气中任意湿成分在 $0 \sim t_m$ 或 t_c 间的平均比热, $\text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
湿煤气中水份的体积含量 H_2O^S 按下式计算:

$$H_2O^S = \frac{0.124g_{mb}}{100 + 0.124g_{mb}}, \quad \% \quad (2-19)$$

(3) 助燃空气的物理热量 Q_3

$$Q_3 = B \cdot \alpha \cdot L_0^S (C_k t_k - C_{kc} t_c) \quad , \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-20)$$

式中 t_k —— 湿空气平均入口温度, $^{\circ}\text{C}$

C_k 及 C_{kc} —— 湿空气在 $0 \sim t_k$ 及 t_c 间的平均比热, $\text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$

α —— 空气系数

L_0^S —— 理论湿空气量, $\text{Nm}^3 / \text{Nm}^3$

空气系数

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2^{g'} - 0.5CO^{g'} - 0.5H_2^{g'} - 2CH_4^{g'}}{N_2^{g'} - \frac{N_2^S (RO_2^{g'} + CO^{g'} + CH_4^{g'})}{CO_2^S + CO^S + CH_4^S + mC_m H_n^S + H_2S^S}}} \quad (2-21)$$

式中 $O_2^{g'}$ 、 $CO^{g'}$ 、 $CH_4^{g'}$ 及 $RO_2^{g'}$ —— 干烟气中各成分的体积含量 (其中 $RO_2^{g'} = CO_2^{g'} + SO_2^{g'}$) %

理论湿空气量

$$L_0^S = L_0^S (1 + 0.00124g_g) \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (2-22)$$

式中 L_0^S —— 理论干空气量

$$L_0^S = 0.0238(H_2^S + CO^S) + 0.095CH_4^S + 0.0476(m + \frac{n}{4})C_m H_n^S + 0.0714H_2S^S - 0.0476O_2^S \quad (2-23)$$

式中 g_g —— 干空气的含水量, g / Nm^3

(4) 冷风带入的热量 Q_4

$$Q_4 = C_{f1} t_{f1} - C_{fc} t_{fc} \quad , \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-24)$$

收入热量总和 ΣQ

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad , \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-25)$$

2.4.2.2 热支出项目计算

(1) 热风带出的热量 Q_1'

$$Q_1' = C_{f2} t_{f2} - C_{fc} t_{fc} \quad , \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-26)$$

式中 t_{f2} —— 热风的平均温度, $^{\circ}\text{C}$

C_{f2} 及 C_{fc} —— 鼓风在 $0 \sim t_{f2}$ 及 t_c 间的平均比热, $\text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$

(2) 烟气带出的物理热量 Q_2'

$$Q_2' = BbV_n^S (\bar{C}_{y2} t_{y2} - \bar{C}_{yc} t_{yc}) \quad , \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-27)$$

式中 B —— 单位体积热风的煤气用量, Nm^3/Nm^3

V_n^s —— 单位燃料完全燃烧时的实际湿烟气体积, Nm^3/Nm^3

b —— 不完全燃烧时烟气修正系数,

$$\text{当 } \alpha \geq 1 \text{ 时, } b = \frac{100}{100 - 0.5CO_2^s - 0.5H_2^s} \quad (2-28)$$

$$\text{当 } \alpha < 1 \text{ 时, } b = \frac{100}{100 + 1.88CO_2^s + 1.88H_2^s + 9.52CH_4^s - 4.762O_2^s} \quad (2-29)$$

$t_{y,2}$ —— 出炉烟气的平均温度, $^{\circ}\text{C}$

$\bar{C}_{y,2}$ 、 $\bar{C}_{y,1}$ —— 烟气在 $0 \sim t_{y,2}$ 及 $t_{y,2} \sim t_{y,1}$ 间的平均比热, $\text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$

实际湿烟气体积 V_n^s

$$V_n^s = V_n + [\alpha(1 + 0.00124g_k) - 1]L_0^g \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (2-30)$$

$$V_0 = 0.01(CO^s + 3CH_4^s + (m + \frac{n}{2})C_m H_n^s + CO_2^s + H_2^s + 2H_2S^s + N_2^s + H_2O^s) + 0.79L_0^g, \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (2-31)$$

式中 V_0 —— 理论烟气体积, Nm^3/Nm^3

α —— 空气系数

CO^s 、 CH_4^s 、 $C_n H_n^s$ …… —— 煤气湿成分体积含量, %

烟气平均比热 \bar{C}_y ,

$$\bar{C}_y \text{ 或 } \bar{C}_{y,c} = \frac{\sum Z^s C_z^s}{100}, \quad \text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}) \quad (2-32)$$

式中 C_z^s —— 烟气中任意湿成分在 $0 \sim t_{y,2}$ 或 $t_{y,2} \sim t_{y,1}$ 间的平均比热,

$\text{kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$ Z_s^s —— 烟气中任意湿成分的体积含量, %

$$Z_s^s = Z^{g'} \cdot \frac{100 - H_2O^s}{100} \quad (2-33)$$

$$H_2O^s = \frac{0.01(2CH_2^s + H_2^s + \frac{n}{2}C_m H_n^s + H_2S^s + H_2O^s) + 0.00124g_k \alpha L_0^g}{bV_n^s} \% \quad (2-34)$$

式中 H_2O^s —— 烟气中水分的体积含量, %

(3) 化学不完全燃烧损失的热量 Q_3

$$Q_3 = 4.1868BbV_n^s(30.2CO^s + 25.8H_2^s + 85.7CH_4^s + \dots), \quad \text{kJ}/\text{Nm}^3 \quad (2-35)$$

(4) 煤气机械水的吸热量 Q_4

$$Q_4 = Bg_{mj} [1 \times (100 - t_m) + 539 + 1.244(C_q t_{y2} - 36)] \times 10^{-3}, \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-36)$$

式中 g_{mj} —— 干燥煤气的机械水含量, g / Nm³

t_m —— 煤气的平均温度, °C

t_{y2} —— 出炉烟气的平均温度, °C

C_q —— 水蒸汽在 0 ~ t_{y2} 间的平均比热, kJ / (Nm³ · °C)

(5) 冷却水的吸热量 Q_5

$$Q_5 = \frac{G_s \tau}{\sum V_f \tau_f} (t_{s2} - t_{s1}), \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-37)$$

式中 G_s —— 测定周期内冷却水的平均流量, kg / h

τ —— 测定的周期时间, h

(6) 汽化冷却的吸热量 Q_6

略

(7) 冷风管道的表面散热量 Q_7

参照 (8)

(8) 炉体的表面散热量 Q_8

$$Q_8 = \frac{\tau}{\sum V_f \tau_f} \sum q_i \cdot A_i, \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-38)$$

式中: A_i —— i 部炉体的散热面积, m²

q_i —— i 部炉体平均表面热流, kW/m²

如不能直接测, 可按下式计算:

$$q_i = 5.67 \varepsilon \left[\left(\frac{273 + t_b}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_c}{100} \right)^4 \right] + \alpha_d (t_b - t_c), \quad \text{W/m}^2 \quad (2-39)$$

式中 ε —— 炉体表面黑度

t_b —— i 部炉体平均表面温度, °C

t_c —— 距炉体表面 1 米处的环境温度, °C, 在不受外界辐射影响下测量

α_d —— 对流给热系数

$$\text{无风时 } \alpha_d = 1.163A(t_b - t_c)^{\frac{1}{4}}, \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

式中 A —— 系数, 散热面向上时 $A=2.8$, 向下时 $A=1.5$, 垂直时 $A=2.2$

当风速 $W_i < 5 \text{ m/s}$ 时, $\alpha_d = 1.163(5.3 + 3.6W_i)$, W / (m² · °C)

当风速 $W_i > 5 \text{ m/s}$ 时, $\alpha_d = 7.52W_i^{0.73}$, W / (m² · °C)

在风速 $W_f = 0.2 \sim 6.4$ m/s, $t_c = 1421^\circ\text{C}$, 且使用红外测温仪测量炉体表面温度与环境温度之差 Δt_i 的情况下, 可按下式计算表面热流:

$$q_i = k \cdot \Delta t_i, \quad \text{W/m}^2 \quad (2-40)$$

式中 k —— 炉体表面综合给热系数, $k = 15 \sim 17$ W/(m²·°C)

(9) 热风管道的表面散热量 Q_9

参照 (8) 计算。

(10) 烟道的表面散热量 Q_{10}

烟道阀至预热装置间的烟道表面散热量可参照 (8) 计算, 或按下式计算:

$$Q_{10} = V_{y2} \bar{C}_{y2} t_{y2} - V_{y3} \bar{C}_{y3} t_{y3}, \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-41)$$

式中 V_{y2} —— 单位体积鼓风的出炉湿烟气量,

$$V_{y2} = B(bV_n^s + 1.244 \times 10^{-3} g_m), \quad \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (2-42)$$

B —— 单位体积鼓风的煤气用量, Nm³/Nm³

V_n^s —— 单位体积煤气完全燃烧时的实际湿烟气量, Nm³/Nm³

b —— 煤气不完全燃烧时的烟气量修正系数

g_m —— 单位体积干煤气的机械水含量, g/Nm³

V_{y3} —— 单位体积鼓风的入预热装置处的湿烟气量, Nm³/Nm³ (据烟气

成分参照 V_{y2} 计算式计算)

t_{y2} 及 t_{y3} —— 烟气出炉及预热装置的平均温度, °C

\bar{C}_{y2} 及 \bar{C}_{y3} —— 实际湿烟气在 $0 \sim t_{y2}$ 及 t_{y3} 间的平均比热, kJ/(Nm³·°C) (参照 (2) 计算)

(11) 预热装置的表面散热量 Q_{11}

参照 (8) 计算。

(12) 预热气体管道的散热量 Q_{12}

参照 (8) 计算。

(13) 热平衡差值 ΔQ

热平衡各项收入热量总和 ΣQ 与上述已计算各项支出热量总和之差即为热平衡差值

$$\Delta Q = \Sigma Q - (Q_1 + Q_2 + \dots + Q_{11} + Q_{12}), \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-43)$$

其中包括未测出的支出热量及误差。热平衡允许的相对差值规定为 $\pm 5\%$, 即

$$\left| \frac{\Delta Q}{\Sigma Q} \times 100 \right| \leq 5, \quad \% \quad (2-44)$$

(14) 支出热量和 $\Sigma Q'$

$$\Sigma Q' = Q_1' + Q_2' + \cdots + Q_{12}' + \Delta Q, \quad \text{kJ/Nm}^3 \quad (2-45)$$

2.4.2.3 循环热量

计算回收并用于本组热风炉的循环热量及其总和，同时算出其占收入热量总和的百分数。

2.4.2.4 热效率

根据测定范围不同，可分别按下式求出其热效率：

$$\text{a. 热风炉本体热效率 } \eta_{11} = \frac{Q_1' - Q_4 + Q_7' + Q_9'}{\Sigma Q - Q_4} \times 100 \quad \% \quad (2-46)$$

$$\text{b. 热风炉系统及全系统的热效率 } \eta_{12} = \frac{Q_1' - Q_4}{\Sigma Q - Q_4} \times 100 \quad \% \quad (2-47)$$

2.4.3 热风炉传热计算

总传热系数⁽²⁶⁾

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_r \quad (2-48)$$

式中 α_c —— 对流换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

α_r —— 辐射换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

在燃烧期，烟气以辐射和对流两种方式向蓄热体传热；在送风期，蓄热体与空气主要以对流方式进行换热，可忽略辐射换热。

2.2.3.1 辐射换热系数

$$\alpha_r = \frac{q_r}{T - t_s} \quad (2-49)$$

式中 q_r —— 气体与固体间辐射换热量， W/m^2

$$q_r = \varepsilon' C_o \left[\varepsilon \left(\frac{T' + 273}{100} \right)^4 - A \left(\frac{t_s' + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (2-50)$$

$$\varepsilon' = \frac{\varepsilon_g + 1}{2} \quad (2-51)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \quad (2-52)$$

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = \frac{4.07(P_{\text{CO}_2} \cdot l)^{\frac{1}{3}}}{C_o \left(\frac{T' + 273}{100} \right)^{0.5}} \quad (2-53)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = \frac{40.7 P_{H_2O}^{0.8} \cdot L^{0.6}}{C_0 \left(\frac{T' + 273}{100} \right)} \quad (2-54)$$

式中 ε —— 气体的黑度
 $\varepsilon_g = 0.8$ —— 固体壁面的黑度
 P —— 气体的分压
 A —— 气体的吸收率

$$A = A_{CO_2} + A_{H_2O} \quad (2-55)$$

$$A_{CO_2} = \varepsilon_{CO_2} \left(\frac{T' + 273}{t_s + 273} \right)^{0.65} \quad (2-56)$$

$$A_{H_2O} = \varepsilon_{H_2O} \left(\frac{T' + 273}{t_s + 273} \right)^{0.45} \quad (2-57)$$

C_0 —— 黑体的辐射系数, $C_0 = 5.67 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$
 l —— 气体辐射平均射线行程

$$l = 3.6 \frac{V}{F}, \text{ m} \quad (2-58)$$

V —— 气体所充满的空间体积, m^3
 F —— 围绕气体的容器表面积, m^2

2.2.3.2 对流换热系数

$$a_c = \frac{0.03}{d_c^{0.17}} \left(\frac{p_r w^{0.83}}{\gamma^{0.83}} \right) \quad (2-59)$$

式中 p_r —— 普朗特数

d_c —— 蓄热板间隙当量直径, m

γ —— 气体运动粘度, m^2/s

2.5 热风炉物性参数计算

2.5.1 气体物性参数

混合气体粘度

$$\mu_{mix} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i \sqrt{M_i} \cdot \mu_i}{\sum_{i=1}^n X_i \sqrt{M_i}} \quad (2-60)$$

混合气体导热系数

$$\lambda_{mix} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i \sqrt{M_i} \cdot \lambda_i}{\sum_{i=1}^n X_i \sqrt{M_i}} \quad (2-61)$$

式中 n —— 混合气体组份数

X_i —— 各组份的摩尔数

M_i —— 各组份气体分子量

定压比热容

$$C_p = A + B \times 10^{-3} T + C \times 10^5 T^{-2} + D \times 10^{-6} T^2 \quad \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2-62)$$

式中 A 、 B 、 C 、 D —— 常数

T —— 气体绝对温度, K

2.5.2 固体物性参数

定压比热容⁽²⁷⁾

$$C_{p_g} = A_1 + B_1 \times 10^{-4} t \quad \text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2-63)$$

式中 A_1 、 B_1 —— 常数

导热系数

$$\lambda_g = A_2 + B_2 \times 10^{-3} t_g \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2-64)$$

式中 A_2 、 B_2 —— 常数

第3章 热风炉节能模型的计算机实现

本章介绍了热风炉节能模型系统的四个组成部分:热平衡计算、蓄热室内传热模拟、燃烧优化和操作优化,根据传热理论和热交换理论,着重阐述了操作优化模型的开发思路。

3.1 热风炉节能模型系统

热风炉节能模拟系统是一个专门针对蓄热式热风炉的热平衡计算、蓄热室内传热模拟、燃烧情况和操作情况而开发的大型软件。软件用 Delphi5.0 开发^[28],可以运行在 Windows9x, Windows Me, Windows2000 和 Windows XP 平台上。软件界面友好,操作简单,能提供及时有效的帮助。

3.1.1 热平衡计算模块

热平衡计算模块的开发依据是参考文献的《热风炉热平衡测定与计算方法暂行规定》,输入各个测试值,点击热平衡计算就可以画出热平衡表,给出热平衡图(见图 3-1),而且可以保存成文件或者打印出来。

通过热风炉热平衡计算物理模型可以计算出热风炉作业条件,设定每座热风炉必须投入的热量、混合煤气和拱顶温度,帮助现场操作人员及时掌握热风炉操作过程中热量利用情况,采取相应措施改进热风炉操作。

3.1.2 蓄热室传热计算模块

传热模拟的理论基础是豪森传热理论,软件建立了蓄热室不稳态传热数学模型 JISUAN,蓄热室传热模型是在下述条件下建立的:

- (1) 气流沿蓄热室轴向流动为活塞流,没有返混现象;
- (2) 蓄热体与气体温度沿径向分布均匀,气流沿径向均匀分布;
- (3) 忽略蓄热体轴向导热;
- (4) 蓄热室中任一位置及任一时刻,微元体内的气体热焓较蓄热体热焓小得多,可忽略不计;
- (5) 蓄热体及气体的热交换系数及热工特性在整个周期中没有变化。

模型采用迭代法反复求解描述蓄热室热交换微分方程。软件模拟流量变化条件下蓄热室在燃烧期和送风期的温度场,冷风、烟气分别在燃烧期和送风期的温度场,以及热风炉交错并联送风时一座热风炉的混风量的变化情况。

气体与格子砖之间的热量传递包括对流和辐射两部分,由于在送风期空气中非对称双原子气体很少,辐射传热可以忽略不计;由于格孔中气体的速度分布仅是温度的函数,因此在入口速度确定后,通过联立耦合求解,即可得到格子砖内部及格孔内气体的温度分布、气体的速度分布^{[29] [30] [31]}。

软件先假设冷风和蓄热体的初始温度分布,以此温度值代入传热模拟模型,反复迭代,Procedure Equation Xishu 计算出迭代所需的燃烧期对流换热系数、燃烧期辐射换热系数、燃烧期综合换热系数和送风期对流换热系数,以及迭代所用的各种系数。迭代的判断条件是蓄热体各部分同一时刻的平均温度与上一次循环的平均值相差不超过设定的精度 cha, cha=0.1,保证模拟程序进入稳定状态,排除温度初始值的影响。此时认为模拟的温度场曲线达到稳定的收敛状态,迭代结束,温度场用曲线控件反映在软件界面上,见图 3-2。

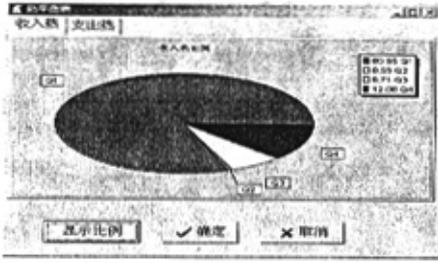


图 3-1 热平衡图

Fig.3-1 Heat balance pie. chart



图 3-2 蓄热室传热模拟图

Fig.3-2 The transient process of the heat storage chamber

3.1.3 节能优化模块

利用能够反映热风炉组中每座热风炉热交换过程的数学模型，可以合理改进热风炉操作，实现高炉热风炉操作最佳化，从而提高高温，降低操作费用，同时为实现热风炉最佳操作控制提供基础。

3.1.3.1 优化目标函数

这种符合给定的限制条件，存在着最优值的问题，可以用运筹学的非线性规划方法研究。在这里，为了方便起见，在满足工业生产的前提下，将非线性规划问题，转换为线性问题，以便于求解。

考虑将燃烧期煤气消耗的能量转变成热量，获得最高热效率，提高热能利用率，则目标函数为：

$$\eta_v = \frac{Q_z}{Q_s} \quad (3-1)$$

$$= \frac{T_f}{T_r} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{C_{\text{pair}1}^2 (t_2 - t_1)}{Q_z + C_{\text{pmel}e}^m (t_m - t_e) + \alpha \cdot L_0 \cdot C_{\text{pair}e}^k (t_k - t_e)}$$

式中 T_f — 送风时间，h

T_r — 燃烧时间，h

Q_s — 煤气热值，kJ/m³

$C_{\text{pair}1}^2$ — 空气在 t_1 与 t_2 之间的平均比热，kJ/(m³·°C)

$C_{\text{pair}e}^k$ — 空气在 t_e 与 t_k 之间的平均比热，kJ/(m³·°C)

$C_{\text{pmel}e}^m$ — 煤气在 t_e 与 t_m 之间的平均比热，kJ/(m³·°C)

L — 热风流量，m³/h

B — 煤气流量，m³/h

L_0 — 理论空气需要量，m³/m³

α — 空气消耗系数

t_1 、 t_2 、 t_e 、 t_k 、 t_m — 分别为鼓风温度、热风温度、环境温度、空气温度和煤气

温度, °C

3.1.3.2 优化目标函数的自变量

节能优化模型是以首钢1号(3号)2536m³高炉4座(N=4)热工和流体力学相同的热风炉为对象,以热风温度 $x_1=t_1$, 热风流量 $x_2=L$, 燃烧期时间 $x_3=T_r$, 送风时间 $x_4=T_s$, 四个参数作为节能数学模型的基础。

3.1.3.3 优化的约束条件

用下面五个约束条件来判断:

$$(1) |Te_1 - Te_2| > cha, \text{ 计算精确约束 } cha=3$$

$$(2) \left| \frac{Qx_1 - Q_r}{Qx_1} \right| > 0.05, \text{ 燃烧期约束}$$

$$(3) \left| \frac{Q - Q_r}{Q} \right| > 0.03, \text{ 送风期约束}$$

$$(4) t_{y_{n,j}} > t_{p_{y_{n,j}}} \text{ — 排烟温度约束}$$

$t_{y_{n,j}}$ — 计算出的平均排烟温度

$t_{p_{y_{n,j}}}$ — 排烟上限温度

$$(5) \frac{t_{n_{unw}}}{0.86} > t_{dw}, \text{ — 炉顶最高温度约束}$$

$t_{n_{unw}}$ — 实际热风温度

t_{dw} — 炉顶最高温度

只要满足上述五个条件中的一个,迭代就会进行下去,直到五个约束条件都不满足,迭代才停止,优化完成,软件给出操作最优参数(煤气量、空气量、燃烧期、送风期、热风量、实际热风温度、排烟温度、煤气热值等)。

3.1.3.4 优化模型的求解方法

热风炉操作节能优化模型是在传热模型、热平衡计算模型的基础上,通过热交换平衡理论建立起来的,是热风炉节能模型的重要组成部分。主要包括煤气完全燃烧和保证热量充分合理利用的情况下操作参数最佳值的确定这两方面的内容。输入干煤气成分、温度,运用燃烧干湿气体成分转化关系,将干成分转化成湿成分,并且利用煤气低位发热量公式计算出煤气低位发热量(煤气热值)。要求输入煤气量、热风流量,燃烧期和送风期等参数,可以利用燃烧学气体燃料空气需要量公式,计算出助燃空气量,利用燃烧学气体燃料理论燃烧温度计算公式算出煤气的理论燃烧温度,所有这些结果都反映在燃烧优化对话框的界面上,见图3-3。

热风炉热需求控制策略是:1)使热效率最大;2)减少因燃烧造成的耐火材料问题;3)根据为达到炼铁生产目标而设定的热风需求,来确定燃烧控制操作设定值;4)尽量减

少操作员的干预。^[32]



图 3-3 燃烧优化

Fig.3-3 Optimization of combustion

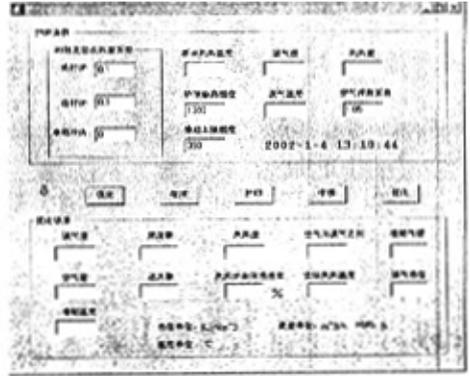


图 3-4 操作优化

Fig.3-4 Optimization of operation

热风炉热效率是燃烧率的函数。为了获得最高的热效率必须使用最佳的燃烧煤气消耗量。煤气只有得到充分燃烧时，才能释放出最大的热量，炉顶温度才能以最快的速度上升。因此，需要煤气和助燃空气在最合理配比的情况下燃烧。

在输入已知的煤气成分、温度、流量的情况下，可以输出煤气发热值和为保证完全燃烧（如：空气消耗系数为 1.05 时）所需要的最佳助燃空气需要量，以窗口的形式反应在软件界面上，以利于及时掌握煤气状况，避免煤气量过多造成不完全燃烧，煤气浪费，或煤气量过少满足不了风温的要求的情况，从而达到节能目的。

热风炉操作优化主要是根据高炉对风温的要求，考虑炉顶温度、烟道温度以及实际操作等因素，将蓄热体传热过程耦合，对热风炉燃烧和送风操作周期进行优化，得出最佳燃烧时间和送风时间，并以窗口的方式输出优化参数，为改善热风炉操作提供参考。

操作优化建立在燃烧优化的基础上，所以进行操作优化前必须先进行燃烧优化。操作优化的界面如图 3-4。

为此，专门建了一个操作优化模型 TimeC。这个模型的主框架是传热模拟模型 JISUAN，在传热模拟的基础上，进行如下计算。

3.2 模型的计算机解算过程

模型 TimeC 的流程图见图 3-5。

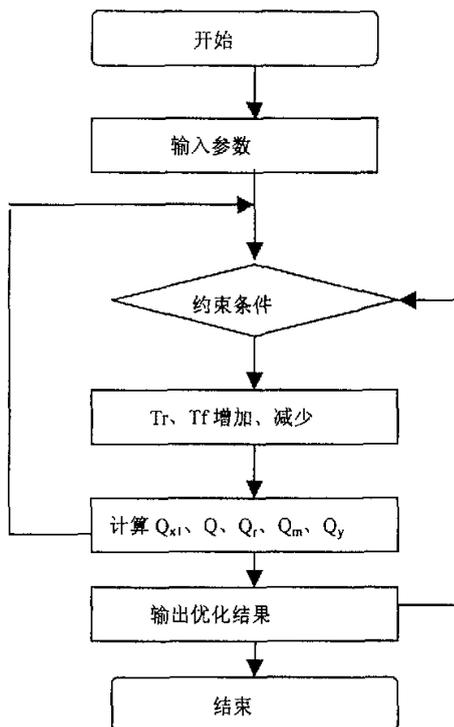


图 3-5 模型 TimeC 的流程

Fig. 3-5 Flow chart of TimeC model

燃烧期：热平衡法得出的蓄热体吸热量 Q_{x1}

送风期 { 热风炉实际带走的热 Q
要求设定的热 Q_r

$$Q_{x1} = Q_a - Q_r \quad (3-2)$$

式中 Q_a —— 燃烧期内煤气放热量

$$Q_m = B \cdot Q_z \cdot T_r$$

式中 B —— 煤气流量 m^3/h

Q_z —— 煤气热值 kJ/m^3

T_r —— 燃烧期 h

Q_y —— 燃烧期内烟气带走的热 kJ/m^3

$$Q_y = \sum (B \cdot V_y \cdot C_{pyanj} \cdot \Delta t \cdot \Delta \tau) \quad (3-3)$$

式中 B —— 煤气流量 m^3/h

V_y —— 烟气量 m^3 烟气 / (m^3 煤气)

C_{pyunj} —— 烟气平均比热 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
 Δt —— 烟气温度与环境温度之差 $^\circ\text{C}$
 Δt 、 $\Delta \tau$ —— 燃烧期时间步长 h

$$Q = \Sigma(L \cdot C_{\text{pairj}} \cdot \Delta t \cdot \Delta \tau) \quad (3-4)$$

式中 L —— 热风流量 m^3/h
 C_{pairj} —— 空气的平均比热 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
 Δt —— 热风与鼓风温度之差 $^\circ\text{C}$
 $\Delta \tau$ —— 送风期时间步长 h

$$Q_r = Q_f \cdot T_f \quad (3-5)$$

式中 Q_r —— 热风每小时带走的热量 kJ/h

$$Q_f = L \cdot (t_2 - t_1) \cdot C_{\text{pairj}}(t_1, t_2) \quad (3-6)$$

式中 L —— 要求热风流量 m^3/h
 t_2 —— 要求热风温度 $^\circ\text{C}$
 t_1 —— 鼓风温度 $^\circ\text{C}$
 $C_{\text{pairj}}(t_1, t_2)$ —— 空气在 t_1 与 t_2 之间的平均比热 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
 T_f —— 送风期 h

3.3 热效率计算与确定

热效率 η_v 可以定义为：

$$\eta_v = \frac{\text{热风带走的热量 } Q_z}{\text{进入系统的热量 } Q_s} \times 100\% \quad (3-7)$$

$$Q_z = T_f \cdot C_{\text{pairj}_1}^2 \cdot L \cdot (t_2 - t_1) \quad (3-8)$$

式中 T_f —— 送风期

$C_{\text{pairj}_1}^2$ —— 空气在 t_1 与 t_2 之间的平均比热

L —— 热风流量 m^3/h
 t_2 —— 热风温度 $^\circ\text{C}$
 t_1 —— 鼓风温度 $^\circ\text{C}$

$$Q_s = T_r \cdot (Q_{1s} + Q_{2s} + Q_{3s}) \quad (3-9)$$

式中 Q_{1s} —— 煤气化学热
 Q_{2s} —— 煤气物理热
 Q_{3s} —— 助燃空气物

$$Q_{1s} = B \cdot Q_z \quad (3-10)$$

式中 B —— 煤气流量 m^3/h
 Q_z —— 煤气热值 kJ/m^3

$$Q_{2s} = B \cdot C_{\text{pmelj}_e}^m \cdot (t_m - t_e) \quad (3-11)$$

式中 $C_{\text{煤气}}^m$ —— 煤气在 t_e 到 t_k 之间的平均比热 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

t_k —— 煤气温度, $^\circ\text{C}$

t_e —— 环境温度, $^\circ\text{C}$

$$Q_{3s} = B \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot C_{\text{煤气}}^k \cdot (t_k - t_e) \quad (3-12)$$

式中 α —— 空气消耗系数

L_0 —— 理论空气需要量 m^3/m^3

$C_{\text{空气}}^k$ —— 空气在 t_e 到 t_k 之间的平均比热 $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

t_k —— 空气温度, $^\circ\text{C}$

$$\text{令 } \tau = \frac{T_f}{T_r}, \quad Q_{\text{flux}} = \frac{L}{B},$$

$$Q_c = \frac{C_{\text{空气}}^2 (t_2 - t_1)}{Q_z + C_{\text{煤气}}^m (t_m - t_e) + \alpha L_0 C_{\text{空气}}^k (t_k - t_e)}$$

式中 τ —— 无因次时间参数

Q_{flux} —— 无因次流量参数

Q_c —— 无因次热量参数

则 (3-1) 式可以表示成

$$\eta_v = \tau Q_{\text{flux}} Q_c \quad (3-13)$$

空气煤气比 b

$$b = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot B}{B} = \alpha \cdot L_0 \quad (3-14)$$

式中 α —— 空气消耗系数

L_0 —— 理论空气需要量 m^3/m^3

第4章 热风炉节能模型的应用

4.1 热平衡计算程序运行结果

利用热风炉节能模型系统根据现场测定的原始数据进行热平衡计算的结果见表4-1 (1#高炉 2000年6月19日测试)、表4-2 (1#高炉 2000年8月10日测试)、表4-3 (1#高炉 2000年8月25日)、表4-4 (3#高炉 2000年9月11日)、表4-5 (3#高炉 2000年9月25日)。

表中: Z —— 表示支出热量;

a_a —— 实际空气消耗系数

B_a —— 单位体积鼓风的煤气用量, m^3/m^3

b —— 不完全燃烧时烟气体修正系数

L_{g_0} —— 理论干空气量, m^3/m^3

V_{g_0} —— 理论烟气体量, m^3/m^3

V_{g_n} —— 实际湿烟气体量, m^3/m^3

Q_{as} —— 湿煤气的低发热值, ($\times 4.18kJ/m^3$)

L_{a_n} —— 理论湿空气量, m^3/m^3

表 4-2 2000 年 8 月 10 日 1#高炉热风炉热平衡测试结果
Table 4-2 10/08/2000 Results of test of heat balance of stove in No.1 furnace

收入热量			支出热量				
符号	项目	$\times 4.18\text{kJ}/\text{m}^3$	%	符号	项目	$\times 4.18\text{kJ}/\text{m}^3$	%
Q ₁	燃料化学热	414.88	82.68	Q _{1z}	热风带出热量	363.90	72.52
Q ₂	燃料物理热	3.11	0.62	Q _{2z}	烟气带出量	71.02	14.15
Q ₃	助燃空气物理热	25.72	5.13	Q _{3z}	化学不完全热损失热量	0.00	0.00
Q ₄	冷风带入的热量	58.10	11.58	Q _{4z}	煤气机械水吸热量	5.86	1.17
				Q _{5z}	冷却水吸热量	21.66	4.32
				Q _{6z}	冷管道表面散热量	4.16	0.83
				Q _{7z}	炉体表面散热量	15.29	3.05
				Q _{8z}	竖管表面散热量	0.81	0.16
				Q _{9z}	热风管道表面散热量	5.18	1.03
				Q _{10z}	烟道表面散热量	2.37	0.47
				Q _{11z}	预热装置表面散热量	0.89	0.18
				ΔQ	差值	0.68	2.13
ΣQ	合计	501.82	100	ΣQ	合计	501.82	100.00

$a_0=1.03$
 $b=1.00$
 $V_0=1.42$
 $Q_{dws}=664.97$
 热风炉本体热效率 $\eta_{11}=71.0\%$
 热风炉系统热效率 $\eta_{12}=68.9\%$
 理论燃烧温度 $t_y=1221.6^\circ\text{C}$
 $B=0.62$
 $L_{og}=0.53$
 $V_{1s}=1.50$
 $L_{os}=0.59$

表 4-3 2000 年 8 月 25 日 1#高炉热风炉热平衡测试结果
Table 4 -3 25/08/2000 Results of test of heat balance of stove in No.1 furnace

收入热量		支出热量	
符号	项目	× 4.18kJ/m ³ %	× 4.18kJ/m ³ %
Q ₁	燃料化学热	403.07	81.13
Q ₂	燃料物理热	2.67	0.54
Q ₃	助燃空气物理热	33.96	6.84
Q ₄	冷风带入的热量	57.13	11.50
ΣQ	合计	496.83	100.00
a ₀ =1.27	B=0.57		
b=1.00	L _{0g} =0.57		
V ₀ =1.45	V _{ns} =1.69		
Q _{dns} =702.59	L _{0s} =0.63		
热风炉本体热效率	η ₁₁ =74.3%		
热风炉系统热效率	η ₁₂ =71.9%		
理论燃烧温度	t _y =1173.1℃		
符号	项目	ΣQ	ΔQ
Q _{1z}	热风带出热量	373.48	-4.94
Q _{2z}	烟气带出量	72.50	
Q _{3z}	化学不完全损失热量	1.44	
Q _{4z}	煤气机械水吸热量	5.39	
Q _{5z}	冷却水吸热量	20.81	
Q _{6z}	冷管道表面散热量	3.56	
Q _{7z}	炉体表面散热量	14.75	
Q _{8z}	竖管表面散热量	1.17	
Q _{9z}	热风管道表面散热量	6.62	
Q _{10z}	烟道表面散热量	1.63	
Q _{11z}	预热装置表面散热量	0.44	
ΣQ	合计	496.83	496.83
	差值		-0.99
	合计		100.00

表 4-4 2000 年 9 月 11 日 3#高炉热风炉热平衡测试结果
Table 4-4 11/09/2000 Results of test of heat balance of stove in No.3 furnace

收入热量		支出热量	
符号	项目	×4.18kJ/m ³ %	×4.18kJ/m ³ %
Q ₁	燃料化学热	84.53	353.99
Q ₂	燃料物理热	0.46	38.35
Q ₃	助燃空气物理热	1.67	0.16
Q ₄	冷风带入的热量	13.34	4.68
			12.76
			4.34
			17.06
			0.99
			5.47
			2.47
			0.98
			10.96
ΣQ	合计	100.00	452.22
a ₀ =1.03	B=0.52		
b=1.00	L _{0g} =0.59		
V ₀ =1.47	V _{ns} =1.53		
Q _{4ws} =728.30	L _{os} =0.63		
热风炉本体热效率	η _{t1} =77.4%		
热风炉系统热效率	η _{t2} =74.9%		
理论燃烧温度	t _y =1253.0℃		
符号	项目	ΔQ	差值
ΣQ	合计	ΣQ	合计
			100.00

表 4-5 2000 年 9 月 25 日 3#高炉热风炉热平衡测试结果
Table 4-5 25/09/2000 Results of test of heat balance of stove in No.3 furnace

收入热量		支出热量	
符号	项目	×4.18kJ/m ³ %	项目 ×4.18kJ/m ³ %
Q ₁	燃料化学热	417.81 86.42	Q _{1Z} 热风带出热量 358.27 74.10
Q ₂	燃料物理热	1.33 0.27	Q _{2Z} 烟气带出量 61.73 12.77
Q ₃	助燃空气物理热	8.21 1.70	Q _{3Z} 化学不完全热损失热量 16.56 3.43
Q ₄	冷风带入的热量	56.14 11.61	Q _{4Z} 煤气机械水吸热量 5.37 1.11
			Q _{5Z} 冷却水吸热量 18.83 3.90
			Q _{6Z} 冷管道表面散热量 4.61 0.95
			Q _{7Z} 炉体表面散热量 14.58 3.02
			Q _{8Z} 竖管表面散热量 0.89 0.18
			Q _{9Z} 热风管道表面散热量 5.43 1.12
			Q _{10Z} 烟道表面散热量 2.35 0.49
			Q _{11Z} 预热装置表面散热量 0.90 0.19
ΣQ	合计	483.49 100.00	ΔQ 差值 -6.05 -1.25

$a_0=1.11$
 $B=0.57$
 $b=1.00$
 $L_{og}=0.59$
 $V_0=1.47$
 $V_{H_2}=1.58$
 $Q_{dws}=728.30$
 $L_{os}=0.63$
 热风炉本体热效率 $\eta_{t1}=73.0\%$
 热风炉系统热效率 $\eta_{t2}=70.7\%$
 理论燃烧温度 $t_y=1216.5^\circ\text{C}$

4.2 传热模拟结果

利用热风炉内气体传热模型可以快速直观模拟蓄热室不稳态传热过程,通过计算可得到蓄热室内气体和固体的温度在不同时刻沿蓄热室高度的变化。程序运行后输出的传热模拟曲线见图4-1、图4-2、图4-3、图4-4、图4-5、图4-6。

通过对热风炉传热状况进行实例计算,得出平均风温与平均烟气温度结果与实际测试结果基本一致,见表4-6,说明了模型及数值模拟程序是正确可靠的。

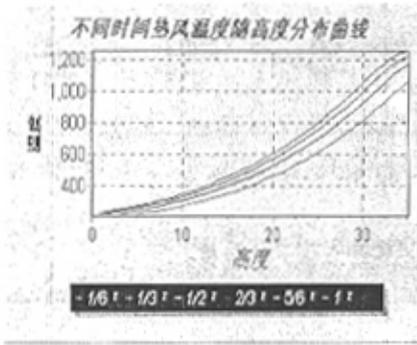


图 4-1

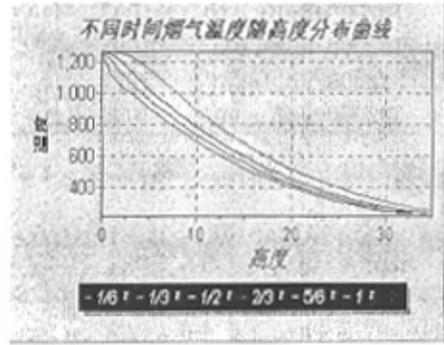


图 4-2

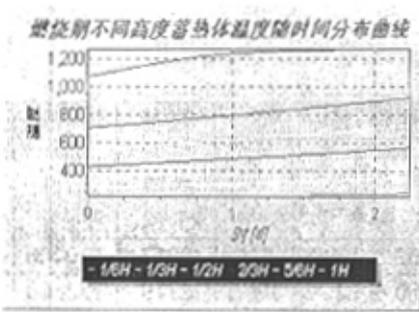


图 4-3

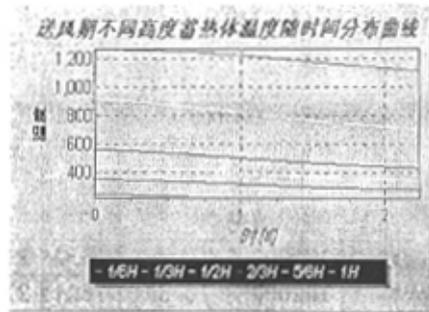


图 4-4

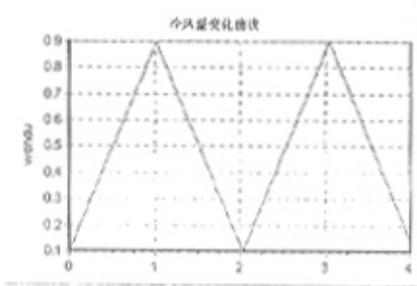


图 4-5

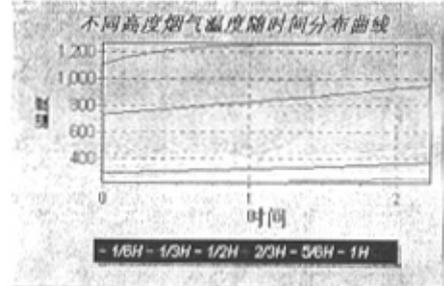


图 4-6

表 4-6 计算机模拟与人工计算结果对比

Table 4-6 Comparisons of with simulation and calculation by manual work

温度 编号	平均风温 / °C			平均烟气温度 / °C		
	模拟值	实测值	差值	模拟值	实测值	差值
1#2000-6-19. dat	1098	1016	82	211	265	54
1#2000-8-10. dat	1092	1108	16	235	262	27
1#2000-8-25. dat	1091	1134	37	233	261	28
3#2000-9-11. dat	1077	1095	18	232	241	9
3#2000-9-25. dat	1098	1116	18	237	242	5

4.3 优化模型运行结果

表 4-6、表 4-7 分别为 1#高炉 2000 年 6 月 19 日、8 月 10 日、8 月 25 日, 3#高炉 2000 年 9 月 11 日、9 月 25 日测试数据进行燃烧优化和操作优化的结果。

表 4-7 高炉热风炉燃烧优化输出结果

Table 4-7 Results with optimization combustion parameters

项 目 测试编号	煤气成份 %					煤气 低发 热值 kJ/Nm ³	煤气流 量 Nm ³ /h	助燃空 气量 Nm ³ /h	理论 燃烧 温度 °C	
	CO ₂	CO	N ₂	H ₂	H ₂ O					
1 高 炉	1#2000-6-19. dat	16.7	21.3	52.2	1.2	8.6	2817	170000	104508	1218
	1#2000-8-10. dat	16.4	21.0	50.9	1.2	10.5	2779	172800	107093	1227
	1#2000-8-25. dat	16.4	21.0	50.9	1.2	10.5	2779	172800	107093	1233
3 高 炉	3#2000-9-11. dat	17.0	21.8	52.8	1.2	7.2	2881	169200	104862	1221
	3#200-9-25. dat	17.0	21.8	52.8	1.2	7.2	2881	173700	107650	1218

表 4-8 高炉热风炉操作优化输出结果

Table 4-8 Results with optimization operation parameters

项目	1号高炉			3号高炉		
	1#2000-6-19. dat	1#2000-8-10. dat	1#2000-8-25. dat	3#2000-9-11. dat	3#2000-9-25. dat	
煤气量 m ³ /h	170000	172800	172800	169200	173700	
助燃空气量 m ³ /h	104508	107093	107093	104862	107650	
燃烧期时间 h	1.96	2.03	2.23	2.64	2.06	
送风期时间 h	3.47	2.17	2.39	2.86	2.18	
热风流量 m ³ /h	182100	313800	314300	308400	317200	
热风温度 °C	1098	1092	1097	1077	1098	
排烟温度 °C	211	235	233	232	237	
热效率 %	80.1	78.3	78.9	78.4	79.76	

4.4 模型现场应用及效果

采用优化方案进行现场试验,在1#高炉热风炉进行了三个班的热风炉优化操作周期试验,试验数据见表4-8。热风炉燃烧时间由原来2—3小时缩短到1—2小时,送风时间也相应缩短,测定的热风炉拱顶温度、废气温度、高炉风量、热风温度及预热器运行温度情况见表4-9。

表4-9 热风炉优化操作试验周期时间

Table 4-9 Time of experiment cycle with the optimization parameters

班次	换炉次数	换炉炉号	送风时间			燃烧时间		
			开始	结束	周期	开始	结束	周期
甲 8 16	1	4	8:40	10:00	1:20	10:00	11:12	1:12
	2	2	10:01	11:09	1:08	11:10	12:43	1:33
	3	1	10:15	11:10	0:55	10:55	11:55	1:00
	4	3	10:55	11:50	0:55	11:50	13:45	1:55
	5	4	11:13	12:38	1:25	12:38	13:28	0:30
	6	1	11:55	13:52	1:57	13:52	14:51	0:59
	7	2	12:43	14:30	1:47	14:32	15:33	1:01
	8	3	13:45	14:47	1:02	14:47	16:10	1:23
	9	4	14:20	15:32	1:12	15:33	17:10	1:37
乙 16 24	1	3	16:10	18:10	2:00	18:30	20:10	1:40
	2	4	17:10	18:45	1:35	19:45		1:05
	3	1	18:10	19:20	1:10	20:00	21:30	1:30
	4	2	19:15	20:25	1:10	20:30	22:00	1:30
	5	3	20:10	21:20	1:10	21:20	22:20	1:00
	6	4	20:50	22:00	1:10	22:05	23:10	1:05
	7	1	21:30	22:30	1:00	22:45	23:35	0:50
	8	2	22:00	23:05	1:05	23:05	0:10	1:05
	9	3	22:30	23:35	1:05	23:40	0:45	1:05
	10	4	23:01	0:10	1:00	0:15	1:15	1:00
丙 0 8	1	1	23:40	0:45	1:05	0:50	1:50	1:00
	2	2	0:15	1:20	1:05	1:25	2:20	0:55
	3	3	0:45	1:55	1:10	2:00	3:15	1:15
	4	4	1:15	2:25	1:10	2:30	4:25	1:55
	5	1	1:50	3:10	1:20	3:15	5:15	2:00
	6	2	2:25	4:15	1:50	4:25	6:15	1:50
	7	3	3:15	5:15	2:00	5:20	7:05	1:45
	8	4	4:25	6:25	2:00	6:30	9:00	2:30
	9	1	5:15	7:45	2:30	7:50	10:30	2:40
	10	2	6:15	9:25	3:10	9:25		
	11	3	7:15	10:30	3:15			

表4-10 热风炉优化操作周期试验结果

Table 4-10 Results of test of the cycle with optimization parameters

班次	换炉次数	换炉炉号	炉顶温度(℃)			废气温度(℃)	高炉风量 m ³ /min	热风温度(℃)	预热器运转温度(℃)		
			初温	末温	温差				废气出口	空气进口	空气出口
甲 8 16	1	4	1106	1006	100	330	5042	1109	136	32	142
	2	2	1109	1000	109	220	4940	1127	129	32	134
	3	1	1140	1080	60	310	4826	1092	129	31	134
	4	3	1080	1040	40	240	4961	1055	127	35	135
	5	4	1100	1070	30	340	4697	1015	127	36	137
	6	1	1140	1110	30	330	4929	1038	134	36	142
	7	2	1140	1109	31	280	4997	1076	132	36	141
	8	3	1170	1100	70	270			119	39	152
	9	4	1100			300					
乙 16 24	1	3	1130	1080	50	300	5133	1130	117	37	145
	2	4	1105	1050	55	290	5167	1127	132	38	142
	3	1	1100	1090	20	290	5171	1120	127	38	137
	4	2	1140	1090	50	280	5124	1124	132	38	142
	5	3	1135	1090	45	270	5173	1112	127	36	132
	6	4	1100	1050	50	260	5156	1113	128	35	127
	7	1	1120	1110	10	260	5187	1122	130	35	127
	8	2	1130	1100	30	280	5007	1120	122	35	129
	9	3	1154	1093	61	255	5161	1121			
	10	4	1100	1042	58	269					
丙 0 8	1	1	1143	1070	73	260	5079	1127	123	33	124
	2	2	1170	1102	68	277					
	3	3	1154	1104	50	266	5047	1131	113	33	121
	4	4	1104	1055	49	273					
	5	1	1161	1074	87	253	4899	1054	121	32	126
	6	2	1161	1066	95	270					
	7	3	1128	1060	68	275	4926	1022	143	32	150
	8	4	1102	1057	45	330					
	9	1	1139	1052	87	318	4968	1022	126	32	126
	10	2	1172	1070	102	310	5113	1033	125	31	134
	11	3	1130	1030	100	286	5133	1050	110	30	146

试验表明,热风炉操作周期的变化通过一个班的时间即可变更过来。由于本次试验时间较短,而且试验中受到高炉生产对风温要求的限制,在试验中曾经出现停止掺烧焦炉煤气或打开混风阀掺入冷风来控制高炉风温的情况,故要确定缩短热风炉操作周期后所实际提高的热风温度,还需要在生产稳定、高产时继续进行试验。

目前总体来看，缩短热风炉操作周期后，由于热风炉拱顶温差缩小，拱顶平均温度提高，有利于高炉入炉风温的提高；同时废气温度降低，废气带走的热量减少，可提高热风炉热效率，改前与改后温度变化情况见表 4-11。

表 4-11 改前与改后温度变化

Table 4-11 Temperature with and without change operation

项目	改前	改后	变化
炉顶温度 / °C	124	58	-66
废气温度 / °C	330	283	-47

第5章 模型分析与讨论

通过对热风炉热平衡状况进行实例计算, 得出热效率与实际手工计算的结果基本一致见表 5-1, 表明模型及计算格式的可行性。

表 5-1 计算机模型输出热效率与人工计算热效率 (%) 对比

Table 5-1 Comparisons of computation results

测试号 区别	1#2000-6-19. dat	1#2000-8-10. dat	1#2000-8-25. dat	3#2000-9-11. dat	3#2000-9-25. dab
人工计算结果	60. 5	68. 2	74. 9	72. 8	76. 6
模型输出结果	61. 7	71. 0	74. 3	73. 0	77. 4
误差	1. 2	2. 8	0. 6	0. 2	0. 8

总体而言, 对热风炉的操作有影响的因素主要是: 煤气压力波动引起的流量波动; 煤气热值的波动; 空气湿度; 煤气的含水量等。如果全靠人工凭经验来调节煤气和空气的配比, 在煤气热值和煤气压力频繁波动的条件下, 往往导致煤气燃烧不好, 影响风温和能源利用率的进一步提高。

首钢炼铁厂近年来采用了许多先进的技术来提高热风温度, 取得了较为明显的效果, 高炉入炉风温逐年提高, 增加了喷煤量, 降低了入炉焦比, 明显地节约了能源, 经济效益显著。但是, 通过研究发现目前热风炉操作存在着两个问题:

一是空气、煤气配比调节是在煤气量一定的情况下, 依据烟道中测得氧气含量的中间值确定是否调节和调节多少助燃空气量, 这种操作方法带来的弊端是由于反馈信号滞后, 操作被动, 造成煤气不足或煤气浪费情况, 同时也不利于风温的进一步提高。

二是多年来, 尽管热风炉随着高炉扩容进行了相应的改造, 但在燃烧、送风操作周期是否合理方面未做深入研究, 二十多年来一直沿用最初确定的操作制度。

5.1 合理燃烧制度的确定

燃烧制度是否合理, 关系到风温水平、热风炉的热效率以及设备的寿命。它受煤气质量和消耗量、助燃风机的能力、烟道的抽力、煤气和空气的配比等因素的影响。

热风炉燃烧全过程可分为升温 and 保温两个阶段。在燃烧时间和炉顶温度一定时, 希望升温时间尽量缩短, 保温时间相应增长, 以获得最大的蓄热量。最佳燃烧控制为: 一方面采用最佳的空气过剩系数, 以最快的升温速度和最短的升温时间, 使拱顶温度达到设定值, 同时又要控制空气和煤气量及空气过剩系数, 以保持拱顶温度既不超过设定值而导致炉顶过烧, 又不低于设定值而使蓄热量下降, 延长烧炉时间; 另一方面要调节煤气量和空气量, 在保持拱顶温度不变, 以获得最大蓄热量的同时, 保持烟道温度不超过规定温度^{(33) (34)}。

日常的烧炉操作, 主要是控制好煤气流量和空气流量。具体方法有以下三种:

- (1) 固定煤气量, 调节空气量;
- (2) 固定空气量, 调节煤气量;
- (3) 空气量和

煤气量都调节。通常燃烧制度采用快速燃烧。开始时用最大煤气量在最小空气消耗系数下进行强烈燃烧,以保证在短时间内(约 15 分钟)把炉顶温度提高到指定温度。然后,适当增大空气过剩系数或减少煤气量,继续加热炉子中、下部格子砖,直到废气温度上升到规定上限时,才停止烧炉,转为送风。

首钢炼铁厂热风炉燃烧制度是采用固定煤气量的方法,燃烧开始时煤气量给到最大,快速进行烧炉。但助燃空气量的调节只是依据烟气成分确定,若利用热风炉节能优化模型中的燃烧优程序,则可以及时地计算出一定煤气量下的最佳助燃空气量,来保证合理燃烧和节约煤气。

5.2 热风炉最佳操作参数的确定

热风炉良好操作的主要问题是燃烧期怎样获得足够的热量,以满足下一步送风期所需温度的热风量。^[35]

热风炉的换炉操作是能量转换及利用最直接的体现,换炉时间通常用以下方法确定:①定期换炉,即给定送风时间;②定废气温度换炉,即烟道废气温度达到规定的上限就换炉;③按最佳热效率换炉,即根据风温、风量使用情况和热风炉的蓄热情况来确定最佳的换炉时间。而最好的方法是依据第三种情况进行计算机控制。通常认为实现热风炉自动燃烧是对燃烧过程进行自动最优控制。在固定煤气量、调节空气量的快速烧炉制度下,重点优化空、煤比、煤气量、煤气压力等影响燃烧效果的关键参数,以及寻求热风炉工作的合理操作周期,通过优化上述操作参数,实现热风炉高效、合理燃烧^[36],使燃烧过程达到最优化,空、煤气比最合理,从而最佳地利用燃料,格子砖充分积蓄热量,同时使整个燃烧过程均匀化,提高热风炉效率,延长热风炉寿命。

由于在热风炉操作一个周期中,平均热交换系数也具有极值特征,热风炉只有按最佳操作周期操作时,才能达到使热交换系数最高,提高热风温度的目的。图 6.1、图 6.2 为热负荷一定情况下,利用热风炉能源利用仿真程序计算了在热负荷一定的情况下($Q_p=122 \times 10^6 \times 4.18 \text{kJ/h}$),不同燃烧期、送风期时间对应的传热系数,利用 EXCEL 对传热系数求出平均值,并绘出换热系数与燃烧时间的关系及对流换热系数在送风期的变化规律。由图 6.1、图 6.2 可见,在一个周期中,由于传热系数具有极值特征。延长周期时间,热风炉格砖的蓄热特性会变坏,传热系数明显降低,当超过 2 小时后才开始增加。

当周期时间较最佳值短时,使用规定的热负荷,则热风温度低于最高的可能风温。规定的热风温度可以在各种热负荷时达到,当热负荷较高,热交换系数较大时,缩短周期时间能获得较高的热效率。

同时,研究还表明,热交换系数和热风炉风温、热风炉热负荷有着密切关系。随着热负荷的增加,热风温度及热交换系数曲线的极大值也向缩短热风炉周期的方向移动。缩短周期时间,有利于提高热风温度。

一般来说,当热负荷较高,热交换系数较大时,缩短周期时间能够得到较高的热效率。

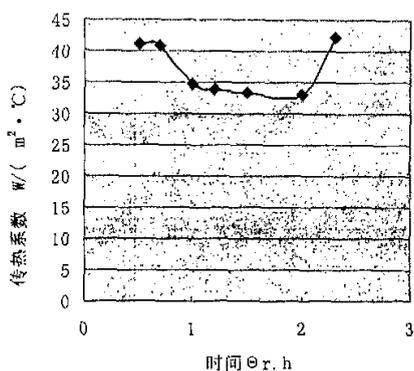


图5-1 传热系数与燃烧时间的关系
Fig. 5-1 Relation of heat transfer coefficient and combustion time

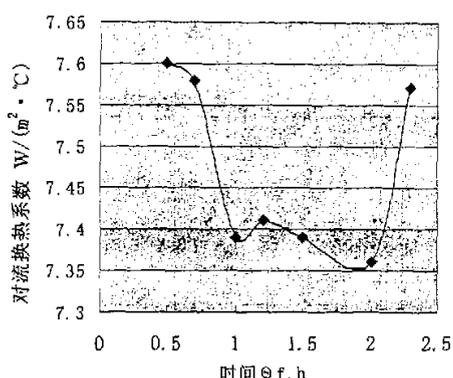


图5-2 对流换热系数在送风期的变化
Fig. 5-2 Change of convection heat transfer coefficient in the transmitting blast time

首钢高炉热风炉操作周期从 70 年代末 80 年代初起至今,燃烧期一直为 120~150 分钟左右,每班换炉 6~7 次/班^[20],未随着高炉扩容、热风炉改造及提高送风能力而发生明显改变。经过热风炉热平衡研究表明:热交换系数的极大值和热风温度的极大值随换炉时间的缩短,向减少热风炉操作周期的方向移动。减少燃烧和送风时间,即相对增加换炉时间,可带来稳定风温,节约煤气的实际效果。

为了获得首钢热风炉操作最佳周期,在已有的热风炉热工模拟研究的基础上进行缩短热风炉操作周期现场试验是十分必要的。表 5-2 为宝钢高炉热风炉主要数据与首钢高炉热风炉主要数据对比。

由表 5-2 可见,宝钢热风炉燃烧时间约 35 分钟,换炉时间 10 分钟,送风时间 45 分钟,每昼夜送风 16 次。首钢高炉热风炉操作周期明显高于宝钢。首钢缩短热风炉操作周期试验可以借鉴宝钢高炉热风炉操作经验,从而确定适合首钢热风炉条件的合理操作周期。

表 5-2 首钢、宝钢热风炉主要数据对比

Table 5-2 Comparison of hot stove operation parameter of Baosteel and Shougang

项 目 单 位	操作周期			最大送风参数			最高 拱顶 温度 ($^\circ C$)	煤气热值	
	燃烧时间 (min)	换炉时间 (min)	送风时间 (min)	风量 (m^3/h)	温度 ($^\circ C$)	压力 (KPa)		高炉煤 气 ($\times 4.18KJ$)	焦炉煤 气 (\times $4.18KJ$)
宝钢	35	10	45	>54000	1310	500	1450	790	4500
首钢	120--150	10	120--160	313776	1250	—	1250	700	3000

5.3 模型现场应用及效果预测

根据对 1#、3#高炉测试的实际数据进行计算和利用热风炉能源利用程序对操作参数优化的结果得出热风炉本体热效率、理论燃烧温度对比情况见表 8。由于进行了燃烧和操作参数的优化,如通过调整煤气和助燃空气的配比改进燃烧状况等手段,在满足高炉

入炉风温要求的前提下,提高热风炉本体热效率及理论燃烧温度,以利于高炉风温的进一步提高和热能的合理使用。

表 5-3 优化操作前后结果对比

Table 5-3 Comparison of with and without optimization operation

序号	高炉号、测试日期 编号	优化前		优化后	
		本体热效率%	理论燃烧温度 ℃	本体热效率%	理论燃烧温度 ℃
1	1#2000-6-19. dat	61.7	1098.2	80.12	1218.39
2	1#2000-8-10. dat	71.0	1221.6	78.29	1227.20
3	1#2000-8-25. dat	74.3	1173.1	78.88	1232.51
4	3#2000-9-11. dat	77.4	1253.0	78.40	1223.52
5	3#2000-9-25. dat	73.0	1216.5	81.07	1218.62
平均		71.5	1192.5	79.35	1224.05

由表 5-3 可见,热风炉操作采用节能优化模型后,理论上其热效率平均可提高约 8%,理论燃烧温度平均提高 32℃,具有一定的效果。

为了使热风炉按最佳操作周期操作,借鉴宝钢高炉热风炉操作经验,适当缩短热风炉燃烧时间和送风时间,见表 5-4。

表 5-4 热风炉操作周期变化

Table 5-4 Variation of operation cycle in hot stove

项目 区别	操作周期 (min)			每日总换炉次数 (次/日·炉)	每日总换炉时间 (min)
	燃烧时间	换炉时间	送风时间		
改进前	120	10	120	6	60
改进后	40	10	50	12-14	120-140

5.4 本章小结

- (1) 通过对热风炉传热及热平衡状况进行实例计算, 得出平均风温、平均烟气温度及热效率与实际测试结果基本一致, 表明了模型及计算格式是可行的; 最佳助燃空气量的确定可为改进热风炉燃烧提供依据。
- (2) 应用热风炉节能模型, 优化操作参数, 可以提高热风炉热效率 7% 左右, 有利于节能降耗, 减少污染物的排放, 并具有一定的经济效益和环境效益。
- (3) 在确定的热风炉结构、蓄热体耐火材料下, 蓄热体所能储存的热量是有限的, 亦即当蓄热体热容量达到饱和时, 再增加煤气流量或延长燃烧时间只能是浪费煤气和增加热量损失, 甚至会危害蓄热体及所用耐火材料的寿命。
- (4) 应用热风炉节能模型研究热风炉内的传热情况, 可以得出: 在热风炉一个操作周期中, 平均热交换系数具有极值特征。按热风炉热交换系数最高、换热量最大、热效率高来确定热风炉最佳操作周期时间, 可以达到提高热风温度的目的。
- (5) 在现有操作条件下, 探索热风炉最佳操作周期, 进行缩短操作周期试验是可行的、必要的。采用热风炉操作最佳周期需要在高炉顺行、打产的情况下进行, 以便确定热风炉操作周期缩短后对热风温度提高的实际效果。

结论

展望二十一世纪,世界能源工业正面临严峻的挑战,人类社会经济的发展模式正面临着根本性的转变。实践表明,靠高消费、靠牺牲资源和环境,片面追求经济数量上的增长和先污染后治理的传统模式是行不通的。

我国单位产品能耗高,主要工业产品能耗比先进国家高出 20—60%,统计分析表明,技术上可行、经济上合理的项目,年节能量为约为 1.5—2.0 亿吨标准煤,而形成吨煤节约能力的投资仅约为能源开发投资的 2/3,节能成本约为能源生产成本的 40%,由此可见,节能潜力很大,节能大有可为。

减排二氧化碳的措施主要是强化节能,优化能源结构,减少化石能源和植树造林等。我国二氧化碳排放量已占全球总排放量的 11%,仅次于美国,占世界第二位。因此,研究人员应切实把节能放在更加突出的地位,做到需求合理、消费适度,大幅度减少资源浪费,减少污染及温室气体的排放。

首钢高炉热风炉节能模型的开发与应用研究,就是结合现场实际情况,利用尽可能精确反应热风炉组中每座热风炉热交换过程的数学模型及其热风炉操作参数优化模型来合理改善高炉热风炉操作。高炉热风炉组实行最佳化操作,可以提高热风炉热效率 7%,提高热风温度,节能降耗,减少污染物排放,改善环境。

研究表明:首钢高炉热风炉节能模型的建立是符合生产实际的,对改进热风炉操作带来显著效果,可以弥补原操作注重自动控制,在热能合理利用方面考虑不够周全的不足,实现最佳空气、煤气配比燃烧,并可以根据煤气成份预知最高理论燃烧温度及热风炉热效率。同时,利用节能模型,可以确定首钢顶燃式热风炉在不同热负荷情况下换热系数随操作周期的变化规律,为强化传热,确定最佳燃烧期、送风期时间,提供拉科学依据,有利于进一步提高热风炉操作水平。

当然,首钢高炉热风炉节能模型还存在着许多不够完善的地方。该模型的不足之处在于,它只反映了相同热风炉的理想状态,当各热风炉的热工和空气动力学特性不同时,必须建立新的更精确的非线性规划数学模型,以保证热风炉组的最佳管理。另外,利用模型优化热风炉燃烧期、送风期时间时,必须先输入预先设定值,再利用迭代法进行优化,得出优化后的实际值,有关这一点,还有待在今后进一步做工作,进行深入研究,得到改进和完善。

参考文献

- 1 孔祥应, 《能源与环境保护》, 中国科学技术出版社, 1991, 11
- 2 杨晓东 等, “钢铁工业温室气体排放与减排”, 《钢铁》2003, 10, Vol. 38, suppl, 89-93
- 3 (法) J.P.Birat 等, “CO₂ 排放及钢铁工业对温室效应所作的有效响应”, 《世界钢铁》2000, No.2,
- 4 刘志平, 蒋汉华, “钢铁工业提高能效对环境的影响”, 《节能与环保》2001, 3 (11)
- 5 萧泽强, 吉川邦夫, 《高温空气燃烧新技术讲座》, 中国科学技术协会工程协会, 1999
- 6 张寿荣, “炼铁系统节能——我国钢铁工业 21 世纪技术进步的重点”, 《全国能源与热工学术年会论文集》2004, 23-27
- 7 张胤 等, “热风炉蓄热室内传热过程计算”, 《包头钢铁学院学报》2001, 3, Vol. 20, No. 1, 4-7
- 8 项钟庸, 《蓄热式热风炉》, 冶金工业出版社出版, 1988. 4
- 9 李汉明, “湘钢 900m³ 高炉热风炉燃烧自动控制系统工艺设计”, 《炼铁》1993, 6, Vol. 12, No. 6, 26-30
- 10 张雷 等, “热风炉燃烧系统研究现状”, 《冶金炉技术论文集》成都华冶信息研究所, 2003, 11, 33-35
- 11 陈义胜, “热风炉内蓄热室气流分布的计算机模拟研究”, 《钢铁》2001, No. 8, 10-12
- 12 J.Derycke et al, “Automation of Hot Blast Stove Operation at Sidmar: Control and Optimisation of Energy Consumption”, 《Ironmaking and Steelmaking》, 1990, No.2, 134-138
- 13 S.Haimi et al, “Advances in the Application of Blast Furnace Control Models at Rautaruukki's Raahe Blast Furnaces”, 《Ironmaking Conference Proceedings》1992, 149-158 [2] [6] Hausen, H., Int. J. Heat Mass Transfer, 13, (1970), 1753-1766
- 14 В.М. Малкин, и др. “ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ГРУППОЙ ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ НЕЛИНЕЙНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ. СООБЩЕНИЕ 1” (1979), №6, 136—139
- 15 В.М. Малкин, и др. “ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ГРУППОЙ ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ НЕЛИНЕЙНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ. СООБЩЕНИЕ 2” (1979), №12, 91—94
- 16 姜立秋 等, “热风炉模糊控制系统”, 《钢铁研究学报》1999, 12
- 17 Willmott A. J., Digital Computer Simulation of a Thermal Regenerator[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1964(7):1291-1302
- 18 Willmott A. J., Heat Mass Transfer, 11, (1968), 1105-1116
- 19 G.Lauzon et al, “Novel Blast Furnace Stove Gassing for Corporate Energy Cost Reduction”, 《Ironmaking Proceeding》1989, 809-817
- 20 沈云备 等, “宝钢 1 号高炉热风炉数模应用实践”, 《炼铁》1992. 5, Vol. 11, No. 5, 24-26
- 21 Hausen, H., Int. J. Heat Mass Transfer, 13, (1970), 1753-1766
- 22 Hausen, H., Int. J. Heat Mass Transfer, 17, (1974), 1111-1113
- 23 范荣谦, 曹冠之等, “蓄热室不稳态传热数学模型及其求解”, 《工业炉》1992. 3, No. 3, Vol. 65, 54-57
- 24 冶金工业部, 《十种炉窑热平衡测定与计算方法暂行规定》1983, 6

- 25 韩沼沧,《燃料及燃烧》,冶金工业出版社,1984,6
- 26 杨世铭,《传热学》,高等教育出版社,1987,10
- 27 沈维道等,《工程热力学》,高等教育出版社,1983,10
- 28 窦万峰等,《Delphi 5 功能解析》,电子工业出版社,2000
- 29 贺友多,传输过程数值方法(M),冶金工业出版社,1991
- 30 张胤等,带凸台冷却壁温度场的数值模拟(J),《钢铁》1997, No. 5, Vol. 32, 15-19
- 31 张胤等,“热风炉蓄热室内传热过程计算”,《包头钢铁学院学报》2001, Vol. 20, No. 1, 4-7
- 32 G.F.Lauer et al, “A Distributed Control System Software and Control Strategy for Blast Furnace Stove Combustion”, 《Iron and Steelmaking》, 1994. No. 4, 25-30
- 33 沙青等,“热风炉最佳燃烧状态的调节与控制”,《武汉钢铁学院报》1993,6, Vol. 16, No. 2, 126-130
- 34 祁双杨,“改进内燃式热风炉燃烧制度的研究”,《钢铁钒钛》1999, Vol. 20, No. 3, 37-42
- 35 P.A.Beentjes et al, “Benefits of Automation of Hot Blast Stove Operation”, 《Iron and Steel Engineer》1991, No3, 45-49
- 36 梁中渝等,“热风炉节能燃烧分析”,《冶金能源》2002, Vol. 21, No4
- 37 安朝俊,《首钢炼铁三十年》,首钢设计院,1983
- 38 H. Palz, “Hot Blast System Design Criteria For Reliable and Efficient Blast Furnace Operation”, 《MPT》1992, No. 2, 34-43
- 39 杨俊等,“顶燃式热风炉技术进步”,《全国能源与热工学术年会论文集》2004, 23-27
- 40 G.Lauzon et al, “Novel Blast Furnace Stove Gasing for Corporate Energy Cost Reduction”, 《Ironmaking Proceedings》1989, 809-817
- 41 W. Beier et al, “Replacement of High Calorific Efficiency Fuels by Wast Recovery and Blast Furnace Gas in Hot-Blast Stoves”, 《Stahl und Eisen》1989, Nr. 5, 23-30

致 谢

在北京工业大学环境工程硕士班学习已有三年时间了。回首三年来的生活，感慨万千。这三年的学习使我的人生更加充实，它不仅是我收获最大的三年，也是劳其筋骨，考验意志的三年。

这篇工程硕士学位论文是在导师刘中良教授的悉心指导下顺利完成的。他高瞻远瞩的方向把握和细致严谨的具体指导渗透在从大纲的形成到对具体问题的深入研究和讨论过程之中。整个论文是在导师的亲自指导下才得以顺利完成的。同时，他不仅指导我如何做好论文，更教给我做人的道理，唤醒、激励和鼓舞着我。总之，论文凝聚了他的智慧和心血。

在论文的开题和研究过程中，钟儒刚教授提出了许多宝贵的意见并给予指导和帮助，在此表示感谢。

衷心感谢首钢总公司的领导，为我们提供了学习机会，创造了良好的学习条件，特别是首钢技术研究院的钱凯、胡雄光等领导，正是在他们无私的的关心和帮助下，才能顺利地完课题研究工作。同时还有课题组同事张金明、陈冠军等同志的齐心协力，一起研讨有关学术问题，打开了我的思路。特别还要感谢的是首钢炼铁厂韩向东等同志，如果没有他们的大力支持和帮助，试验工作将无法进行，这篇工程硕士论文不可能得以顺利完成。在这里，我真诚地向他们致谢。

值此论文完成之际，我要深深地感谢我的亲人，是他们的亲情和全面支持，使我坚定学习和探索的勇气和信心。特别是我的爱人唐建雄先生，三年来，他分担了许多家庭负担，克服了许多困难，没有他的帮助，我不可能完成工程硕士学位论文，在此也向他表示深深的感谢。