

# 摘要

本课题以低热值燃料的洁净高效利用为背景，结合无焰燃烧的技术优势和实现途径，设计了一种适应高炉煤气的多段式自预热燃烧器及其实验测试系统，并对其进行了包括冷态流场、压力及热态燃烧、排放特性的 CFD 数值模拟及实验研究工作。

首先，总结了各种新型燃烧技术及其原理，设计了基于烟气回流预热空气及燃料的多段式自预热燃烧器，提出几种典型预热室结构方案。并根据其特殊结构，在经过设计计算和方案优化后，确定了整个实验系统的设计方案，包括工业锅炉本体、鼓引风系统、冷却系统、测量系统、数据采集处理系统和控制及报警系统共六部分，最后根据此方案建立了实验系统。

其次，进行了多段式自预热燃烧器相关的数值模拟工作。分析了基本控制方程、湍流模型、化学组分输运和反应模拟方法、辐射模型和  $\text{NO}_x$  形成模型的理论基础与分类，并采用参考文献及比较的方法选取了适合本研究的模型方程。描述了本研究采用的边界条件和选择的物性参数，以及本研究中初始化及最终计算结果的收敛判定准则，并给出了烟气卷吸率的理论及计算方法。根据所设计燃烧器的不同燃烧室、预热室结构，建立了各种物理模型，并选择合适的网格划分方法。对燃烧室、预热室分别进行流动及传热、燃烧研究，得到了最佳燃烧室半径长度比，并对比分析了不同预热室结构时，烟气卷吸率、燃烧温度场、燃耗率和  $\text{NO}_x$  生成量。从数值模拟角度验证了使用该燃烧器时实现低热值燃料无焰燃烧的可行性。

最后，进行了多段式自预热燃烧器实验研究工作。在冷态实验中，测量采用多段式自预热燃烧器与传统燃烧器时燃烧室内的速度分布与压力分布；观察气体射流回流区；分析流动、卷吸规律。热态试验中，测量燃烧室内的温度分布；获得不同结构燃烧器、不同负荷工况、不同过量空气系数工况下燃烧时，燃烧温度场分布特性。最后，结合数值模拟结果，对燃烧器使用中的燃烧特性及污染物排放特性进行综合比较，并得出最后结论：本燃烧器的设计使高炉煤气实现了无焰燃烧，满足了高效低污染燃烧的目的，证明了利用本燃烧器进行无焰燃烧特性研究的可行性，为今后更加深入和细致的研究奠定了理论与实验基础。

**关键词：**低热值燃料；无焰燃烧；多段式自预热燃烧器；数值模拟；实验研究

# ABSTRACT

A set of multi-stage self-preheating burner and its experimental system which adapted to the blast furnace gas was designed and developed for clean and efficient utilize of low heating value(LHV)fuels according to technical advantages and realizing approaches of flameless combustion. Analyses including the air flow and pressure characteristics under cold state and combustion and emission characteristics under hot state through Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation and experimental research work.

First of all, according to the summarized various new burning technologies and their principles, a scheme of multi-stage self-preheating burner with some typical preheat chambers were designed based on the gas backflow to preheat air and fuel. The specially designed experimental system was confirmed after design, calculation and optimization, which mainly included industrial boiler, blower, induced draft fan, cooling device, measuring device, data acquisition and processing device, control and warning device. Then the experimental system was set up according to it.

Secondly, the numerical simulations were down. Compared the theoretical basis and classification of basic control equations, turbulent models, chemical composition transport and response simulation models, radiation models and  $\text{NO}_x$  formation models and selected the suitable ones for this research through the references and comparative method. The boundary conditions, the choice of physical parameters, initialization, convergence criteria, theory and calculation method of flue gas recirculation rate was described. And according to the different combustion chambers and preheat chambers, various physical model and suitable grid partition method was built. After the respectively researches of flow, heat transfer and combustion characteristics of combustion chambers and preheat chambers, obtained the optimum ratio of combustion chamber's radius and length and compared the flue gas recirculation rates, temperature fields, burn-out rates and  $\text{NO}_x$  emissions when using different preheat chambers. The results verified the feasibility of realize flameless combustion of using LHV fuels in this burner from numerical simulation.

Finally, the experimental research works were down. In the cold state experiment, measured the speed and pressure distributions in the combustion chamber when using the multi-stage self-preheating burner and a traditional one, observe the backflow area and analyses the flow and recirculation characteristics. In the hot state experiment, measured the temperature field in the combustion chamber and obtained the combustion characteristics of different load & different excess air coefficient conditions when using different burners. At last, combined with the numerical simulation results, acquired the final conclusions through

comprehensive contrast of combustion and pollutant emission characteristics that this design of burner and experimental system can realize flameless combustion when using blast furnace gas and meet the technical indicator which was high gasification efficiency, proved the feasibility of research on the flameless combustion characteristics. The research accumulated precious experience for thorough and meticulous research in future.

**Keywords: low heating value fuels; flameless combustion; multi-stage self-preheating burner; numerical simulation; experimental research**

# 第一章 绪论

## 1.1 课题研究背景及意义

能源是人类生产生活的基础，是工业发展和经济增长的原始驱动力，是国家安全和可持续发展的重要基础。自工业革命以来，经济高速增长，能源问题不断浮现，能源的短缺、争夺以及过度使用而造成的环境污染等问题不断地威胁着人类的生存与发展。作为当今世界上最大的发展中国家，据统计数据，中国到 2010 年已成为世界第一大能源消费国。“十一五”期间，中国能源消费总量为 32.5 亿吨标准煤，年均增长 6.6%<sup>[1]</sup>。根据“十二五”规划纲要的目标，“十二五”期间，工业化和城镇化将深入发展，中国经济将仍然保持较快的增长速度，国内生产总值年均增长率为 7%左右<sup>[2]</sup>。预计在此构架下，“十二五”期间，国内能源消费总量将达到 41 亿吨标准煤。鉴于我国富煤、贫油、少气的能源结构特点，我国必须考虑对能源的节约、合理使用以及能源使用结构的转变，否则在不远的将来，我国将面临能源匮乏严重制约经济发展的困境<sup>[3]</sup>。

在能源紧缺的大环境下，在冶金工业、化学工业的生产过程中产生的大量气体燃料由于热值较低，通常被当成废气直接排空或空燃，不但造成巨大的能源浪费，而且由于这部分气体含有多种有毒成分，反而造成巨大的环境污染。例如，高炉煤气是钢铁冶金企业在生产过程中产生的剧毒可燃性气体，每生产一吨生铁（去除高炉自用外）可产生热值为 3300-4200kJ/m<sup>3</sup> 的高炉煤气 1300-1600 m<sup>3</sup>。我国是钢铁生产大国，根据钢铁产量折算，年产高炉煤气可达 3000 亿立方米以上。高炉煤气无色无味，密度较大，在标准状态下约为 13kg/m<sup>3</sup>，着火点约为 700℃ 左右，爆炸范围为 46%-68%，其摩尔组分约为：CO 占 22-30%、CO<sub>2</sub> 占 9-20%、N<sub>2</sub> 占 50-60%和少量其它成分。虽然我国大型钢铁企业当前高炉煤气回收率可达 92%以上，容量 30 吨以上的转炉大多数也回收转炉煤气。但我国尚有许多中小型钢铁厂对冶炼尾气的回收和利用未引起足够的重视。估计仍有总量 20%以上的冶炼尾气被直接排空或空烧，约折合标煤 880 万吨<sup>[4]</sup>，造成了巨大的能源浪费和环境污染。因此，对以高炉煤气为代表的低热值燃料的高效清洁利用是提高我国能源利用效率的重要技术途径，有利于控制污染排放和净化环境。如能将其较好利用，不但可以有效地缓解燃煤锅炉对环境造成的 NO<sub>x</sub> 和 SO<sub>x</sub> 污染与粉尘污染，还可以充分有效利用废弃的能源，改善环境，并带来具有很好的社会效益和经济效益<sup>[5]</sup>。

此外，据统计，全球约 80%的能源来源于燃烧<sup>[6]</sup>，燃烧过程会产生大量污染物，如 NO<sub>x</sub>、SO<sub>x</sub>、CO<sub>2</sub> 等。其中 NO<sub>x</sub> 和 SO<sub>x</sub> 会破坏森林和植被；NO<sub>x</sub> 还会形成



光化学烟雾，对人类生存环境造成重大威胁；大量 CO<sub>2</sub> 等温室气体将加剧温室效应<sup>[7]</sup>。与世界先进技术相比，我国存在能耗高、污染高、综合利用率偏低的特点。从燃烧过程对能源生产与转换的重要性及其导致的环境问题来看，为保证中国经济社会的可持续发展，必须对能源消费领域进行深化改革，开展高效低污染燃烧方式的研究与应用已显得十分迫切，也是落实我国“节能减排”方针，实现国家减排目标的必然选择<sup>[8]</sup>。

综上所述，我国现今对于低热值燃料的高效低污染燃烧研究已经成为当务之急，可以缓解能源紧缺的局面，而且可以减少环境污染，取得节能、环保双重效果，既能创造可观的经济效益，又能创造巨大的社会效益。

## 1.2 低热值燃料应用现状及分析

对于各种燃料，根据发热量的大小，人为将其分为高热值、中热值、低热值三大类，近些年来气体燃料中除了被称为高品质气体燃料的天然气外，低热值气体燃料由于资源丰富、便于获得，也正在成为研究关注的焦点。低热值气体燃料组分中甲烷含量相对较低，通常为 40%-70%，非烃气体 CO<sub>2</sub> 和 N<sub>2</sub> 含量较高，这样的成分组成必然导致了其热值较低，通常低热值气体燃料的热值大约只是天然气热值的 50%左右。在低热值燃料中，又将热值低于 4186kJ/Nm<sup>3</sup> 以下的燃料，称为超低热值燃料。

燃料热值越低，其燃烧愈难以控制组织。发热量小于 6128MJ/m<sup>3</sup> 的燃料为低热值燃料，包括高炉煤气、瓦斯、煤层气、转炉煤气、水煤气等。燃料的成分特性决定了其燃烧特性。低热值气体燃料由于可燃成分低、惰性成分高、难以点燃和控制、燃烧时容易出现回火等现象，稳定燃烧不易实现。

燃烧理论表明：可燃气体的稳定燃烧必须满足三个条件：达到着火温度、燃气浓度在着火极限内、燃气与空气均匀混合。

理论和实践证明，气体燃烧着火所需的能量有很大一部分由火焰峰面的辐射能所提供。火焰温度越高，提供着火辐射能就越多。实际火焰温度与燃烧装置及燃料特性有关，可用下式表示：

$$T=(\eta H_1+Q-q)/\Sigma(G*C)+t_0 \quad (1.1)$$

式中 T—实际火焰温度 ℃；

$\eta$  为燃烧效率；

$H_1$  为燃料低位发热量 kJ/kg；

Q 为燃料和空气物理显热 kJ/kg；

q 为燃烧散热 kJ/kg；

G 为实际燃烧产物中烟气分量 m<sup>3</sup>/kg；

C 为实际燃烧产物的平均定压比热 kJ/kg℃；

$t_0$ —基准温度 $^{\circ}\text{C}$ 。

由上式可知，要提高火焰温度，可采取措施如：高燃烧效率 $\eta$ ；改善燃烧条件，减少 $q$ 值；提高燃料热值 $H_1$ ；增加燃料或空气温度。

实践和理论分析同样表明：气体燃料燃烧存在着火极限，当气体燃料在混合物中所占的比例高于着火上限 $\Phi_{\text{上限}}$ 或者低于着火下限 $\Phi_{\text{下限}}$ ，气体燃料均不能燃烧。着火下限低，表明气体易于燃烧；燃气着火下限高，表明该气体着火困难。要改善气体的着火特性，就要降低燃气的着火极限。在常压燃烧装置中燃气的 $\Phi_{\text{下限}}$ 随温度的升高而降低，在 $25^{\circ}\text{C}\sim 1200^{\circ}\text{C}$ 温度范围内，可由经验公式得到：

$$\Phi_{\text{下限}}=0.5-0.000425(T-298) \quad (1.2)$$

因此改善燃气着火特性，在理论上可采取措施如：提高火焰温度；掺烧 $\Phi_{\text{下限}}$ 小的燃气，通常情况高热值气体的 $\Phi_{\text{下限}}$ 较小；制造局部高浓度区域，这部分气体先着火会提高火焰温度，有利于其他部位气体的着火。

综上所述，常用的稳定低热值燃料燃烧的条件有：

(1) 添加氧气。

在相同的空气总量下，添加氧气可减少燃烧产物的排放量、提高炉内火焰温度，同时添加氧气还可以使燃料着火下限降低。计算表明当把空气中氧的浓度提高到50%，其火焰温度可提高 $300^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 掺烧高热值燃料。

掺烧高热值燃气后，能降低混气的着火下限，使混合气体更容易着火，同时掺烧高热值燃气还使得单位体积燃气发热量增加，从而使得炉内的火焰温度提高。这是最常用的燃烧低热值气体的方法。

(3) 局部高温。

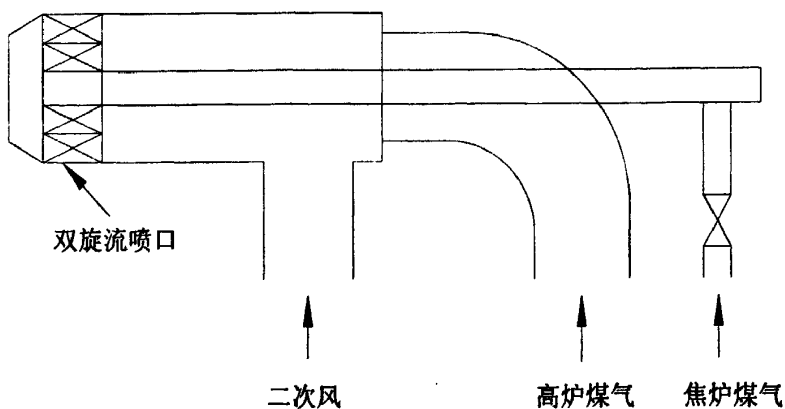


图 1.1 双旋流燃烧器

由于低热值燃气燃烧困难，但在高温下相对容易着火，因而可以使局部地区处于高温，让该处燃气首先着火，从而引燃其它地区的气体。这也是一种强化燃

烧方法。这种强化燃烧技术可以分为两种，一种是在主燃烧器旁附加一个燃用中高热值燃气的小型燃烧器，或在低热值燃料中心增加一个中高热值燃料的喷嘴，见图 1.1，作为稳定点火源和低负荷下稳燃装置；另一种是采用各种方法来产生高温回流区，在回流区中煤气首先着火，然后逐步引燃主气流。

#### (4) 烟气再循环。

将一部分燃烧所产生的高温烟气引向燃烧器，使之与尚未着火的或正在燃烧的燃气-空气混合物相混合，可提高反应区的温度，从而增加燃烧速度。烟气再循环的方式通常有内部再循环和外部再循环两种。前者是在炉膛内部实现的，后者则是在炉膛外部实现的。但是烟气循环量不能太大。当烟气量超过某一最佳数值时，由于惰性物质对可燃混合物的稀释，燃烧速度反而会下降，甚至发生缺氧和不完全燃烧。

国外对于低热值气体燃料的特性和应用领域研究开始的较早。从 20 世纪 90 年代开始，有关国家，尤其是产煤大国，如美国和澳大利亚，就从利用通风瓦斯开发超低热值燃料的燃气轮机方向，开始了对超低热值燃料的研究工作。澳大利亚的 BHP 公司的 Appin 煤矿研究开发了通风瓦斯发电厂，用采空区抽放的瓦斯作为主要燃料，回风作为辅助燃料，共装备 54 个功率为 1MW 的 caterpillar 内燃发电机。

伦敦大学的 R.J.Crookes 等人通过试验研究了在相同转速和负荷，不同的点火提前角的条件下，火花点火发动机上燃用组分不同的生物质气体对发动机性能的影响。研究对比了纯天然气和在天然气中分别掺入 20%、30%和 40%的  $\text{CO}_2$  以及掺入 20%、30%和 40% $\text{N}_2$  对发动机动力性、经济性和排放性能的影响。研究表明  $\text{CO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  的排放相对纯天然气来说要降低很多，而未燃的 HC 则有所增加，和单纯的燃烧天然气相比，掺入  $\text{CO}_2$  和  $\text{N}_2$  对有效功率和有效燃油消耗率的影响很小，而 CO 受空燃比的影响很大。

清奈马达斯印度技术学院的 E.Porpatham 等人研究了对沼气掺含氢燃料对火花点火式发动机燃烧的影响，得到了在发动机转速不变，改变过量空气系数的条件下，掺氢比分别为 5%、10%和 15%时对发动机动力性、经济性、排放性能以及燃烧性能的影响；并采用实验的方法研究了同一个工况不同的空燃比下，沼气中的  $\text{CO}_2$  所占的体积比对燃用沼气的火花点火式发动机的性能与排放的影响，得到了随着  $\text{CO}_2$  所占的体积比从 41%降至 30%再到 20%，发动机的动力性、经济性和 HC 排放都有明显改善，在  $\text{CO}_2$  体积比降至 10%时，发动机的 HC 排放有所下降，而  $\text{NO}_x$  排放则没有明显的增加的结论。研究表明沼气掺入含氢燃料后，加快了燃烧速率而且扩展了沼气燃烧的稀薄燃烧极限。

阿拉巴马大学的 K.C.Mldkiff 等人研究了燃用 4 种不同组分配比的低热值混合气体燃料 ( $\text{NG}$ 、60% $\text{NG}/40\%\text{CO}_2$ 、75% $\text{NG}/25\%\text{CO}_2$ 、55% $\text{NG}/35\%\text{CO}_2/10\%\text{N}_2$ )

对发动机性能的影响。发现低热值混合气体燃料组分配比对发动机的排放性能有明显影响，与天然气发动机相比，低热值混合气体燃料中的  $\text{CO}_2$  成分可使氮氧化物排放量降低。

总的来说，国际上目前常采用把低热值气体燃料与含氢燃料等高热值燃料混合提升热值后，再燃烧利用的方式，并且更多的将低热值气体燃料应用到了燃气轮机上。而对于低热值燃料的单独燃烧，以及在锅炉上的应用，在各国的研究中并没有引起足够的重视。

国内对于低热值气体燃料的研究方面尚处于起步阶段。合肥工业大学的左承基等人首先将 5195 柴油机改装成燃用变组分煤层气发动机，并对其进行了全面的测试和分析，在进行实验的同时研究人员还采用数值模拟的方法对改装后的 5195 进行了研究，建立了燃用变组分煤层气的双区准维燃烧模型，运用该模型分析了煤层气在缸内的燃烧过程以及组分变化对燃烧过程的影响。合肥工业大学还建立了包括三种主要排放物 ( $\text{NO}_x$ 、HC 和 CO) 的排放模型。运用这些排放模型分别计算了不同组分时三种主要排放物的排放量，分析了燃料组分变化对排放量的影响。

国内对气体燃料掺氢燃烧研究主要是集中在天然气掺氢燃烧方面。西安交通大学的黄佐华等人开展了缸内直喷火花点火发动机燃用天然气掺氢混合燃料的燃烧特性和放热过程以及排放性能的试验研究。他们的研究表明天然气掺氢对稀混合气燃烧过程的改善有显著作用。山东大学开展了大型火花点火生物质气发电机组的研究开发，对生物质气发动机工作过程进行了模拟。

总的来说，国内在对低热值气体燃料的研究上并不是很深入，而且同样对于低热值气体燃料在锅炉中的燃烧利用特性的研究很少。

对于各种低热值气体的研究中，超低热值燃料由于稳定燃烧条件更为苛刻从而对低热值燃料燃烧研究具有更大的普遍适用意义，而备受研究者关注。

一般来说，将热值在  $4186\text{kJ}/\text{Nm}^3$  以下的燃料，统称为超低热值燃料。其中最具代表性的为高炉煤气。从炼铁、炼钢工艺来看，对于高炉煤气的利用越来越少，意味着高炉煤气的产量会不断增加，同时高炉煤气的热值越来越低。当前工业生产中，以高炉煤气为代表的超低热值气体的利用主要有以下三种方式：

(1) 余压发电<sup>[9]</sup>。

化学能未加以利用<sup>[10]</sup>，能源利用效率低，也未减少放散、降低污染。

(2) 与其他能源掺烧用于发电<sup>[11]</sup>、供热<sup>[12]</sup>。

高炉煤气发热量低、能源质量较差，常见的高炉煤气和煤粉混烧<sup>[13]</sup>方法，由于高炉煤气和煤粉是两种燃烧特性完全不同的物质，难以让两者都能得到充分的燃烧<sup>[14]</sup>，不能彻底解决放散问题。

(3) 纯烧高炉煤气的锅炉（或燃气轮机）发电、供热<sup>[15]</sup>。

纯烧高炉煤气锅炉效率较低，高炉煤气燃气轮机联合循环发电投资巨大。如能保证锅炉负荷和燃烧效率，就能够完全的利用高炉煤气，从而解决从根本上解决高炉煤气的放散、空烧问题，减少环境污染，创造可观的经济效益和社会效益。

我国对于高炉煤气的回收和利用起步较晚，许多企业的工业炉窑及热工设备在大量放散高炉煤气的同时，都在燃用优质煤和高价油，不仅浪费能源、污染环境，而且提高了生产成本。在高炉煤气利用方面，国内偏重于将高炉煤气与其他燃料掺烧，如首钢的 220t/h 锅炉掺烧高炉煤气<sup>[16]</sup>、宝钢与日本川崎重工业和瑞士 ABB 公司合作的专烧高炉煤气燃气的蒸汽联合循环发电供热<sup>[17]</sup>、哈尔滨工业大学的高炉煤气与煤粉混烧的热电联产流化床锅炉<sup>[18]</sup>等。

国外关于高炉煤气利用的工作开始较早，20 世纪 70 年代就开始利用高炉煤气作为动力燃料使用，如东欧的捷克、匈牙利、西德等国家采用双燃料机组<sup>[19]</sup>，以便在高炉产出的高炉煤气量不稳定情况下，有替代燃料燃烧系统稳定锅炉负荷。另外，由于高炉煤气的热值很低，也有利用转炉煤气、焦炉煤气或者天然气等高热值燃气和高炉煤气混合制成混合煤气，以提高煤气的热值，建造气柜调节煤气供应峰值，实现锅炉的稳定、高效燃烧<sup>[20]</sup>。还有一种值得一提的方法：利用尾部烟气余热将高炉煤气预热到相对高的温度，以解决高炉煤气掺烧引起的炉膛温度下降带来的燃烧和传热的相关问题<sup>[21]</sup>。

总的来说，现阶段我国高炉煤气产量高，纯烧高炉煤气的锅炉（或燃气轮机）存在巨大的发展空间，是高炉煤气利用的重点发展方向。但燃气轮机联合循环发电供热的初期投资非常大，从我国现在资金紧缺的现状来看，现阶段致力于解决纯烧高炉煤气的锅炉效率低的问题是我国高炉煤气利用的关键。在解决有效利用以高炉煤气为代表的超低热值气体难题后，其成果可推广至其他低热值气体，研究具有普遍适用意义。

### 1.3 本课题主要研究内容

在工业应用上，大量低热值气体燃料被当成废气，直接排空或空燃，造成巨大的污染和能源浪费。为有效利用这部分废弃的能源，选取高炉煤气这种超低热值燃料作为代表，根据其热值较低的特点，分析比较各种新型燃烧技术，并选用最佳燃烧方式，设计出具有良好低热值燃料适应性特点的高效低污染燃烧器。因此，本课题的主要研究工作包括：

(1) 根据低热值气体燃烧特点以及着火及稳定燃烧所需的初始条件，设计一种基于高温烟气回流预热空气的新型多段式自预热燃烧器及其各种预热室结构。

(2) 采用计算流体力学（CFD）手段，对不同结构燃烧室和燃烧器进行数值模拟研究，选取最佳炉型与最佳燃烧器预热室结构。并对最优化的结构进行冷

态流场和热态温度场等研究。

(3) 设计并完成多段式自预热燃烧器实验测试系统的搭建，主要包括工业锅炉炉体、点火系统、进气系统、测试系统、数据采集处理系统等。在实验平台的各部分进行调试完成后进行工业炉实验台的冷态流场测试研究，掌握炉内的气体流体动力学特征；并在此基础上进行燃烧实验研究，观察炉内的火焰特征，测量炉内的温度场分布等，并将其与数值模拟结果进行验证。

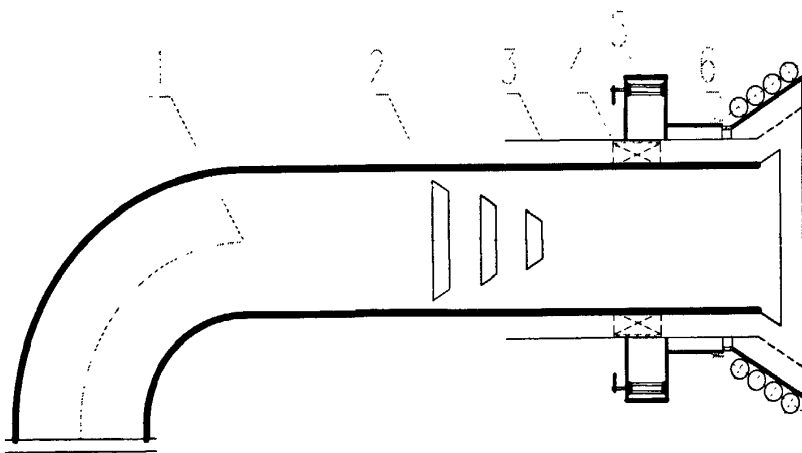
(4) 总结全文，提出本项研究的主要结论，为后续研究指明方向。

## 第二章 新型燃烧技术及原理

当前有众多新型燃烧方式，如旋流燃烧、富氧燃烧、分级燃烧、流化床燃烧、火焰冷却燃烧、燃气轮机 DLN 燃烧和无焰燃烧等<sup>[22-24]</sup>。其中，旋流燃烧与分级燃烧可结合在一起，通过导向结构产生的回流区与分级配风形成的贫氧区来减少炉内温度分布差异与  $\text{NO}_x$  生成量<sup>[23]</sup>；富氧燃烧通过采用含氧浓度高的富氧空气来降低着火点，可适应低热值燃料<sup>[24]</sup>；流化床燃烧通过气固两相流化床进行低温燃烧，由于蓄热量大，亦可适应于低热值燃料；燃气轮机上早期采用过的火焰冷却燃烧可通过向燃烧区域内注水降低  $\text{NO}_x$  生成浓度，但带来了燃烧效率下降和燃烧不稳定的后果；随后发展起来的燃气轮机 DLN 燃烧，采用均相预混稀薄燃烧方式，降低了  $\text{NO}_x$  生成浓度，但又易产生回火和震荡燃烧；无焰燃烧通常采用将空气预热至较高温度来形成，可同时实现高效与低污染。现将各种燃烧方式原理与优劣比较如下，以用于选择最佳适用于超低热值燃料的燃烧方式：

### 2.1 旋流燃烧

旋流燃烧器燃烧技术在我国有着广泛的应用。顾名思义，旋流燃烧器有特殊导向结构，利用其导向结构使气流方向发生旋转，产生有利于着火的回流区。在大型电站锅炉中，通常采用墙式布置<sup>[25]</sup>，依靠回流区去卷吸高温烟气以点燃煤粉，形成单独的火焰区。



(1)一次风通道(2)锥形浓缩器(3)内二次风通道(4)内二次风叶片(5)外二次风叶片(6)外二次风通道

图 2.1 中心给粉旋流燃烧器结构简图

通常，旋流燃烧器分为普通型、分级型、浓缩型三大种类<sup>[26]</sup>。普通型旋流燃烧器是指一次风粉没有混合、二次风通过单一出口喷入炉内的旋流燃烧器。分级型旋流燃烧器是指一次风粉没有混合、二次风通过两级或多级出口喷入炉内的旋流燃烧器。浓缩型旋流燃烧器则指在一次风粉通道中设置拉法尔缩口与锥形导流

扩散器组成的煤粉浓缩器的旋流燃烧器，使得煤粉集中于燃烧器中心高温区域，有利于稳燃。

相比直流燃烧技术，采用旋流燃烧器使得前期混合强烈，炉内热负荷均匀，降低了过热面与再热面的结渣；并且旋进气流对周围介质具有较高卷吸率，形成高温回流区，提高火焰稳定性；采用分级配风和浓淡燃烧，形成贫氧区，降低了 $\text{NO}_x$ 的排放。

## 2.2 富氧燃烧

富氧燃烧（oxygen enriched combustion）指的是采用比通常空气含氧浓度高的富氧空气（即含氧量大于21%）进行的燃烧，简称为OEC。分为全氧燃烧、吹氧燃烧、空气增氧燃烧等多种方式<sup>[27]</sup>。为尽可能提高氧气使用率，富氧燃烧通常采用烟气循环，不但减少尾部烟气量，还可以利用循环率来控制炉内平均温度，又可以为炉内提供高百分比的 $\text{CO}_2$ 和 $\text{H}_2\text{O}$ ，增强气体辐射。

由于燃烧是燃料与助燃剂的物理化学反应过程，所以氧气的供给直接影响燃烧过程。采用富氧助燃技术与传统燃烧技术相比，燃烧特性的改变主要体现在如下几方面<sup>[28]</sup>：

- (1) 降低了燃料的着火点，有利于直接点火；
- (2) 加快燃烧速度，促进燃料完全燃烧；
- (3) 提高燃烧室平均温度，强化炉内传热，减少传热损失；
- (4) 降低过量空气系数，减少烟气生成量和排烟损失；
- (5) 可适用于低热值燃料。

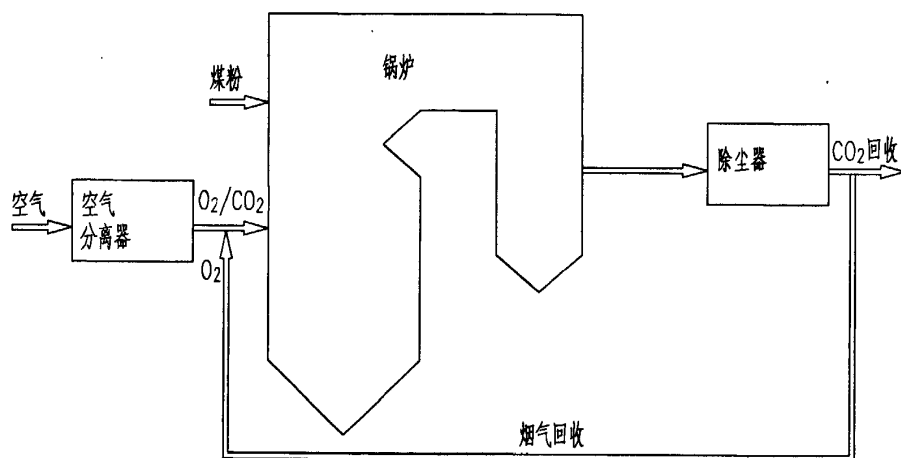


图 2.2 富氧燃烧原理示意图

采用富氧燃烧的优点主要体现在：

节能：采用富氧气体作为氧化剂，减少了过量空气系数以及氧化剂总量，烟气循环的存在，降低烟气排放量，减少排烟损失，同时也可用较小的风机，节省了风机耗电。另外，燃料的完全燃烧提高了燃烬率，减小了除尘设备负荷，节省



厂用电。

**减排：**燃烧产物中  $\text{CO}_2$  体积分数提高，为提取  $\text{CO}_2$  作为工业副产品创造条件。若采用纯氧燃烧，则可实现  $\text{CO}_2$  零排放。

**降低设备投资：**炉内传热随烟气循环而加强，炉内整体温度升高，减少受热面积，可以相应减小锅炉尺寸、减少材料使用量，并节省占地面积。

### 2.3 分级燃烧

分级燃烧，指的是将燃烧所需的空气分两股送入，在炉膛内形成一个富燃料燃烧区和一个富氧燃烧区。通常第一级区域为主燃区，其过剩空气系数小于 1，燃料在缺氧的情况下燃烧速度和温度都大幅降低，抑制了热力型  $\text{NO}_x$  的生成。同时，燃料中的氮分解成中间产物  $\text{CN}$ 、 $\text{HCN}$ 、 $\text{NH}$  和  $\text{NH}_3$  等与  $\text{NO}_x$  相互作用，抑制了燃料型  $\text{NO}_x$  的生成。第二级区域为燃烬区，第二级空气的进入造成了富氧燃烧，但由于温度不高， $\text{NO}_x$  生成量不大。分级燃烧可根据分级位置分为炉内分级燃烧和单个燃烧器分级燃烧两类。其中，炉内分级燃烧通常采用主燃烧器上方增设空气喷口形成“燃烬风”来实现<sup>[29]</sup>。

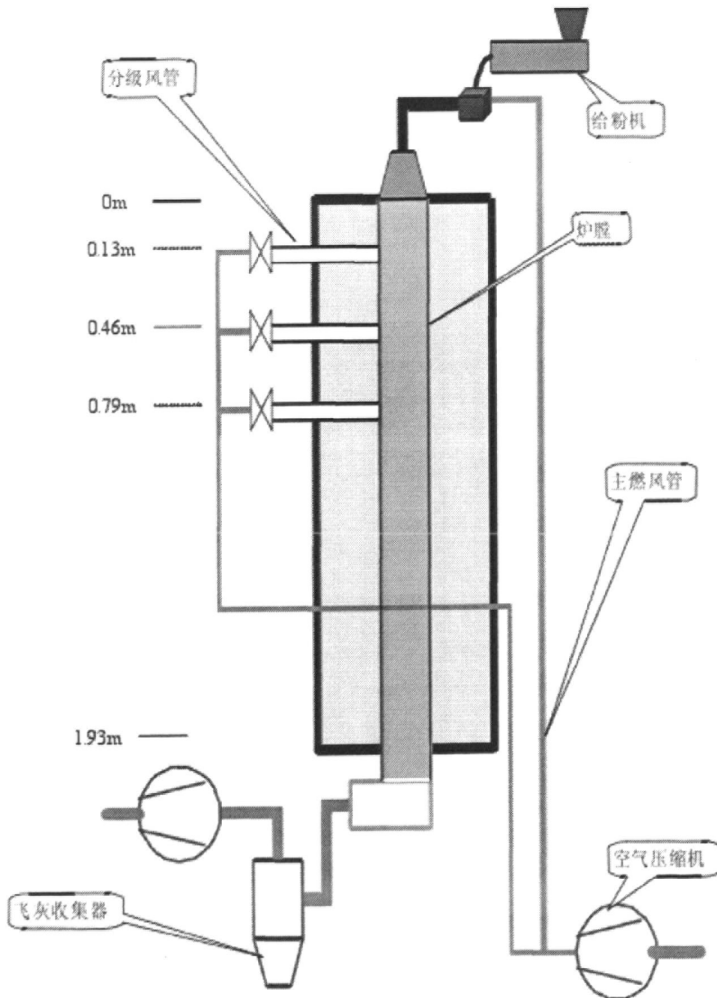


图 2.3 分级燃烧原理示意图

影响空气分级燃烧技术效果的因素有：燃烬风送入位置，主燃区过量空气系数，煤种和煤粉细度，主燃区温度等。在空气分级燃烧过程中，虽然降低了 $\text{NO}_x$ 排放，但由于初期燃烧效果受到供氧量不足的抑制，不完全燃烧损失增加，同时炉内燃烧区域后移，炉膛出口烟气温度上升。此外，屏式过热器或其他对流受热面以及水冷壁由于还原性介质的存在容易出现高温腐蚀或结渣<sup>[30]</sup>。

## 2.4 流化床燃烧

循环流化床燃烧技术是以气固两相流化床为基础的。当气体通过布风板自下而上穿过床层时，由于气流浮力与固体颗粒所受重力的共同作用，床层随气体流速增大而呈现不同状态。当流速较低时为固定床状态，床层阻力随流速增加而增加；当流速达到某一极限值后，固体颗粒所受浮力等于重力，不再由布风板支撑，床层空隙率增加，开始进入流态化，床层压降不变。随流速进一步增加，床层将依次经历鼓泡流化床、湍流流化床、快速流化床，最终达到气力输送状态。

循环流化床的主要特点在于<sup>[31]</sup>：

- (1) 蓄热量大，燃烧稳定，能适应劣质燃料
- (2) 低温燃烧，污染物排放少
- (3) 无须单独的烟气脱硫脱硝装置

但由于炉内固体颗粒浓度大，受热面易磨损；并且由于燃烧温度过低，燃烧效率不高的缺点无法克服。

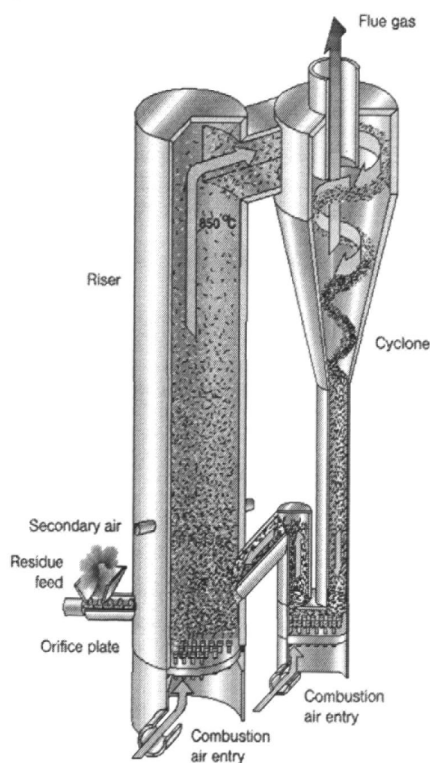


图 2.4 流化床锅炉燃烧原理

## 2.5 火焰冷却燃烧

油、气燃烧通常采用的扩散燃烧，其燃烧稳定，不易熄火和回火，但由于燃烧区的温度一般都在 1650℃ 以上<sup>[32]</sup>，所以在燃烧过程中产生的热力型 NO<sub>x</sub> 量很高。为降低 NO<sub>x</sub> 的排放浓度，通常采取向燃烧区注水或水蒸气的方式，强制性的降低火焰温度，这种燃烧方式就称之为火焰冷却（flame cooling）燃烧方式。

但注水会降低燃烧效率，造成燃烧不稳定、不完全，产生大量 CO，并且使得燃烧室的结构复杂化，使用寿命缩短。

## 2.6 燃气轮机 DLN 燃烧

燃气轮机 DLN 燃烧技术，又称为干式低 NO<sub>x</sub> 燃烧技术<sup>[32]</sup>（Dry Low NO<sub>x</sub>）。目前主要发展趋势为采用均相预混稀薄燃烧方式，即过量空气系数  $\alpha > 1$  的预混燃烧，火焰以湍流的方式传播，燃烧速度取决于化学反应的速度，火焰面的温度取决于燃料/空气的掺混比。

预混稀薄燃烧，可以通过控制掺混比，使燃料燃烧温度略低于热力型 NO<sub>x</sub> 大量生成的温度，从而降低 NO<sub>x</sub> 的生成量。但由于可燃气体含量低，燃烧温度低，在低负荷时容易熄火，并且造成燃烧不完全的情况出现。目前采取的相应对策有：

- （1）选用合理的掺混比，既兼顾稳定燃烧的需求，又保证低 NO<sub>x</sub> 排放；
- （2）采用可调节的空气旁路，当改变负荷时，通过改变旁路空气流量来实现；
- （3）采用一个燃料、空气供应量恒定的值班喷嘴作为稳定点火源，或在低负荷时采用扩散燃烧；
- （4）采用分级燃烧，有串联和并联两种方式，当负荷变化时，通过改变参与燃烧的级数来实现掺混比的变化。

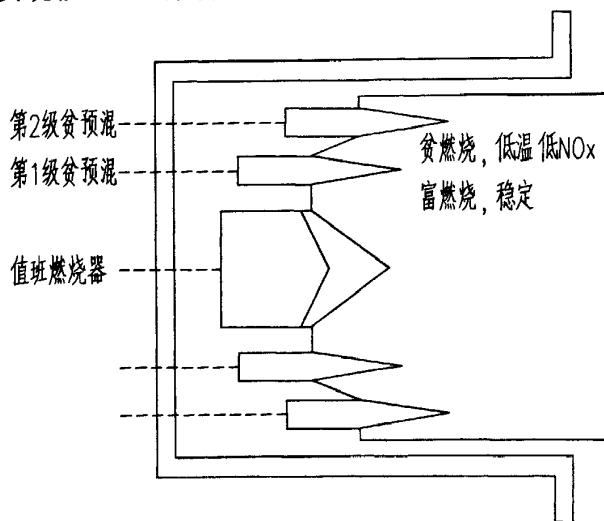


图 2.5 DLN 燃烧室设计理念

## 2.7 无焰燃烧

上述各种燃烧方式不能既兼顾高效和低污染，又适用低品质燃料。现阶段，无焰燃烧因同时具有节约能源、火焰稳定和低  $\text{NO}_x$  排放等诸多优点，逐渐成为了业界的热点<sup>[33]</sup>。

### 2.7.1 研究现状

无焰燃烧，也称无焰氧化（Flameless Oxidation），又称为低氧稀释温和燃烧（Moderate & Low Oxygen Dilution, MILD）。由于目前实现该技术需要将空气预热，因此也称之为高温空气燃烧（High Temperature Air Combustion, HTAC）。无焰燃烧发生时具有显著特点：不存在火焰锋面和局部高温区且温度场分布均匀，波动幅度小；燃烧反应在整个炉内以容积燃烧方式均匀进行，炉内辐射换热效率比传统燃烧方式提高 30% 以上<sup>[34]</sup>，燃烧稳定性好；燃烧过程中  $\text{NO}_x$  的生成得到有效抑制，排放量显著下降（ $\text{NO}_x$  排放量低于 80 ppm）相比传统燃烧方式可降低 70%；燃烧过程中产生的噪音水平低<sup>[35]</sup>。

由于无焰燃烧技术集节能与减排于一体，自其 20 世纪 90 年代面世以来，一直受到燃烧学研究者和燃烧设备生产厂商的关注<sup>[36]</sup>。其中，德国<sup>[37]</sup>和日本<sup>[38]</sup>率先发展出了“无焰氧化”和“高温空气燃烧”的技术流派，紧接着瑞典<sup>[39]</sup>、意大利<sup>[40]</sup>、法国<sup>[41]</sup>、荷兰<sup>[42]</sup>、澳大利亚<sup>[43]</sup>、美国<sup>[44]</sup>和中国<sup>[45]</sup>也开始了无焰燃烧的相关研究。上述国家的研究得到了实现无焰燃烧的初步结论：通常需要进入燃烧室内的空气被预热到较高温度，并且燃烧室内有强烈的烟气循环，氧气被高度稀释。

在国内，北京大学<sup>[46]</sup>发现将射流的初始动量提升到一定程度后，无须对空气进行预热也能实现无焰燃烧，并且在空气与燃气非预混、部分预混和完全预混的条件下都能实现；中国科技大学<sup>[47]</sup>和长沙理工大学<sup>[48]</sup>率先开展煤粉的常温空气无焰燃烧和煤气化研究；华南理工大学<sup>[49]</sup>尝试了对生物质进行无焰燃烧的研究，发现在燃烧稻壳的情况下， $\text{NO}_x$  生成量与空气预热温度紧密相关，随温度增加而上升。

无焰燃烧与传统燃烧相比具有以下优点：

节能。燃烧区域内温度分布均匀，无明显峰值，波动小，使得燃烧效率高达 99% 以上，炉内受热均匀，加热速度快，换热效率在 92% 以上，与同吨位燃油、燃气炉相比，热效率至少提高 4%<sup>[48]</sup>。一方面，可以减少燃料消耗量；另一方面，相同容积热负荷下，燃烧区变小，锅炉尺寸相应减小，散热损失下降，从而燃料利用率升高。

减排。燃烧温度均匀，使得  $\text{NO}_x$  排放浓度低于  $10^{-4}$ ，比传统燃烧方式低 2/3 以上，且  $\text{SO}_x$  排放浓度低于  $3 \times 10^{-6}$ ，粉尘排放浓度低于国家标准，排烟温度显著降低，热污染降低。

经济效益高。由于炉内换热效率升高，减小锅炉尺寸，从而降低设备初投资；炉内温度分布均匀性好，减少高温灼烧腐蚀结渣等，设备使用寿命延长；尾气中污染物含量低，减少脱硫脱硝和除尘设备投资，并节约占地面积。

安全系数高。炉内无明显火焰锋面，避免了局部过热现象的出现，延长使用寿命，减少材料损耗；被加热部件受热均匀，运行安全可靠。

### 2.7.2 常规实现手段

为提高燃烧系统热效率，尽可能降低排烟温度回收余热，无焰燃烧工业加热炉大都配置了由蓄热器和换向阀组成的空气预热系统<sup>[50]</sup>，如图 1.1 所示。该系统工作时，蓄热器在第一个周期内吸收烟气余热，然后换向阀切换管路，在第二个周期内冷空气通过被烟气加热的蓄热器，然后通过高速喷嘴送入炉内。空气吸收蓄热器储存的热量升温，而烟气经蓄热器吸热降温后，排出温度低于 200℃<sup>[51]</sup>。换向阀的周期性换向和蓄热器的周期性吸、放热保证了系统的连续运行。

在燃烧室内，高速射流在反应发生前已经卷吸了大量烟气，反应物被充分稀释，反应发生时无明显火焰锋面，火焰峰值温度低，整体温度分布均匀，炉内的工件可被均匀加热，辐射换热可提高 30%左右，排烟温度低，烟气中的 CO、NO<sub>x</sub> 含量很低，燃烧反应十分稳定，不存在熄火问题。

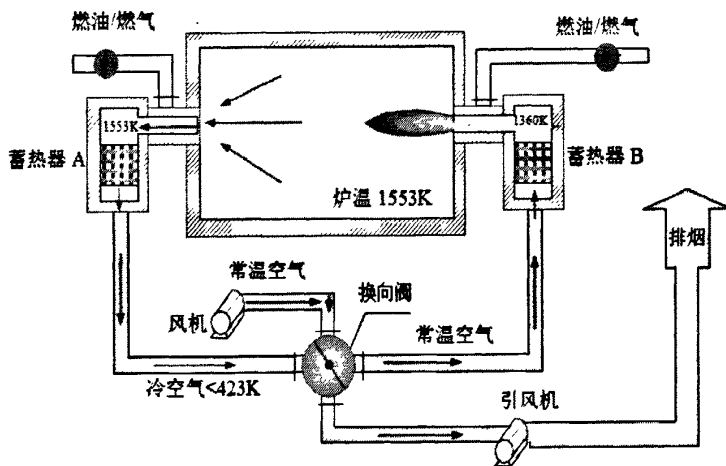


图 2.6 应用高温烟气预热空气的无焰燃烧工业炉系统

### 2.7.3 蓄热式系统缺陷

蜂窝蓄热器以其热惯性小、结构紧凑而成为一种常用换热装置，但仍然存在几个亟待解决的问题：

(1) 蓄热器容易堵塞。为在相同结构大小下获得最大的蓄热量，蓄热器不断追求尽可能大的比表面积，这使得高温烟气流动通路越加狭窄，对于含尘烟气堵塞是一个不可避免的问题。据统计数据，堵塞最快发生在投产后 2 个月内，最慢的发生在投产后两年内<sup>[51]</sup>。

(2) 蓄热器本体材料要求苛刻。由于蓄热器要承受频繁地换向和巨大的温差，使得其必须有良好的化学稳定性能，需要有很大的热容和换热系数，以及高温高压下抗氧化和抗腐蚀能力。

(3) 蓄热式加热炉结构复杂。采用蓄热器的加热炉在燃烧室前必须留出足够的空间以安装蓄热器及换向结构，管路设备均较普通锅炉复杂，蓄热器不易更换。

(4) 蓄热式加热炉炉压难以控制。在换向阀换向时易发生空烧，并引起炉内压力波动，燃烧不稳定。

## 2.8 小结

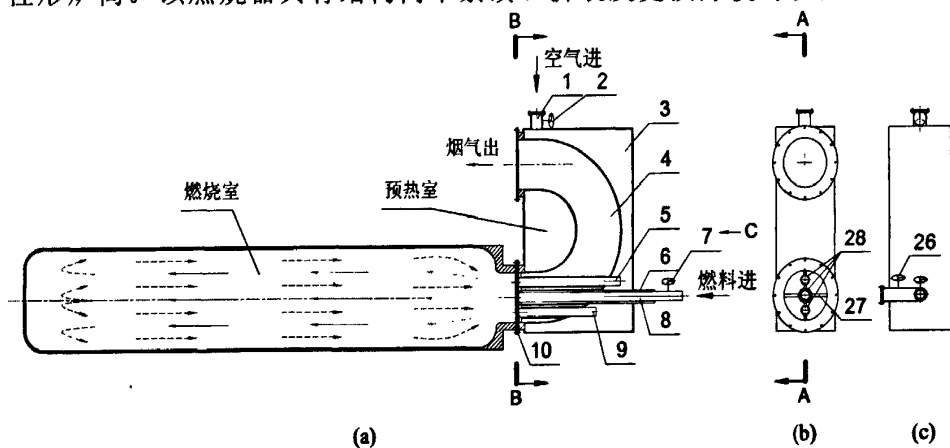
经过比较众多燃烧方式，无焰燃烧具有适应低热值燃料、节约能源、火焰稳定和低  $\text{NO}_x$  排放等诸多优点，所以在无焰燃烧实现手段的基础上，发展新型的多段式自预热燃烧器，既避免蓄热式燃烧的弊端，又保持无焰燃烧的优势，将具有广阔的前景。不仅符合节能减排的国家既定方针，又对无焰燃烧的推广使用、机理的研究、技术的进步有大力推动作用。

### 第三章 多段式自预热燃烧器设计

为了实现低热值燃料的高效利用并解决蓄热式高温空气预热的发展困境，设计了基于高温烟气逆流的新型多段式自预热燃烧器。该燃烧器最大限度的回收烟气余热，并通过高速射流的卷吸作用以及烟气回流作用迅速提高炉内反应物温度和混合均匀度，在燃烧反应区形成低氧环境。

#### 3.1 设计依据

为实现高温烟气回流对空气及燃气的预热，实现对高炉煤气的高效低污染燃烧，并消除蓄热式换热器的缺陷，本研究设计了一种多段式自预热燃烧器，其主要技术原理为高温烟气的逆流预热反应物。该燃烧器包括预热室与燃烧室两部分，如图 3.1，其中预热室主要由空气预热管、燃料预热管、高温烟气回流管及进口风箱四部分组成，根据该燃烧器所配套锅炉设计容量的大小，空气预热管、燃料预热管的数量、结构尺寸及布置方式会有一些的差别；燃烧室为一端封闭圆柱形炉筒。该燃烧器具有结构简单紧凑、拆装及更换方便等优点。



(a 为 A-A 剖面图，b 为 B-B 剖面图，c 为 C 向视图)

(1 空气进口管道，2 空气进口管阀门，3 进口风箱，4 高温烟气回流管，5 上空气预热管，6 外燃料预热管，7 内燃料预热管阀门，8 内燃料预热管，9 下空气预热管，10 燃烧器固定法兰盘，26 外燃料预热管阀门，27 管道固定装置，28 肋片)

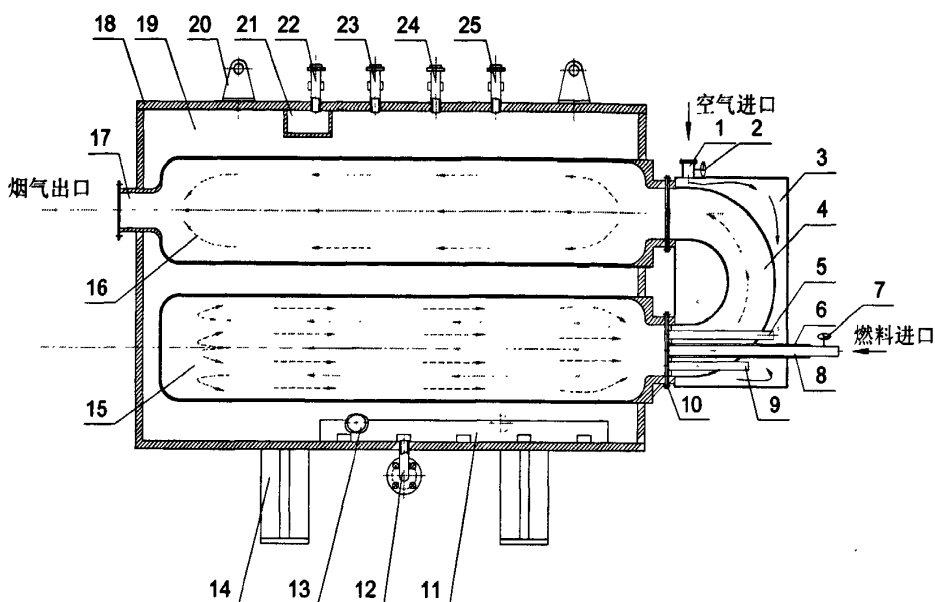
图 3.1 多段式自预热燃烧器结构及原理示意图

该燃烧器的主要技术特点是：

- (1) 依靠燃烧产生的高温烟气而不是外来热量对空气及燃料进行高温预热；
- (2) 空气进入燃烧器的进口风箱后在冷却高温烟气回流管的同时，自身得到第一次预热；
- (3) 燃料/空气进入高温烟气回流管内的燃料/空气预热管后与燃烧器高温烟气回流管内逆向流动的高温烟气发生强对流换热，使得空气得到第二次预热，燃料得到第一次预热；

(4) 当燃料/空气离开高温烟气回流管内的燃料/空气预热管进入一端封闭的燃烧室后，与逆向流动的高温烟气发生直接混合及强对流换热，使空气得到第三次预热，燃料得到第二次预热；

(5) 由于多次预热大大提高了燃烧器出口的燃料/空气温度，因而可在燃烧室内实现基于高温空气预热与低氧浓度的无焰燃烧，大大提高燃烧室内温度分布的均匀性，极大地降低  $\text{NO}_x$  排放，实现低热值气体、液体燃料甚至固体燃料的稳定高效燃烧与低污染物排放。



(1 空气进口管道, 2 空气进口管阀门, 3 进口风箱, 4 高温烟气回流管, 5 上空气预热管, 6 外燃料预热管, 7 内燃料预热管阀门, 8 内燃料预热管, 9 下空气预热管, 10 燃烧器固定法兰盘, 11 排污槽, 12 排污管, 13 手孔装置, 14 锅炉支脚, 15 燃烧室, 16 炉膛, 17 锅炉排烟管道, 18 锅炉本体, 19 锅炉水空间, 20 吊耳, 21 出水槽, 22 进水管座, 23 测压管座, 24 测温管座, 25 回水管座)

图 3.2 燃烧器与锅炉的连接及气体流向示意图

上述多段式自预热燃烧器结构有两种典型的运行方式，具体如下：

1、高负荷工况。如图 3.2 所示，燃烧器通过燃烧器固定法兰盘 10 安装在锅炉本体 18 上。开启内燃料预热管阀门 7 和外燃料预热管阀门 26，燃料从内燃料预热管 8 和外燃料预热管 6 进入；开启进口风箱阀门 2，空气从空气进口管道 1 进入进口风箱 3，然后沿空气预热管 5、9 进入。燃料和空气均喷射入下炉胆 15 燃烧。燃烧后的高温烟气与喷入的燃料和空气强烈混合及换热，并逆向回流入高温烟气回流管 4，对燃料预热管 6、8 中的燃料及其空气预热管 5、9 中的空气进行预热，并对进口风箱 3 中的空气进行预热，然后再进入上炉胆 16 中，与锅炉内水介质进行二次热交换，最后通过连接上炉胆 16 的锅炉排烟管道 17 排出。

2、低负荷工况。如图 3.2 所示，燃烧器通过燃烧器固定法兰盘 10 安装在锅炉本体 18 上。开启外燃料预热管阀门 26（或内燃料预热管阀门 7），关闭内燃料



预热管阀门 7 (或外燃料预热管阀门 26), 燃料从外燃料预热管 6 (或内燃料预热管 7) 进入; 开启进口风箱阀门 2, 空气从空气进口管道 1 进入进口风箱 3, 然后沿空气预热管 5、9 进入。燃料和空气均喷射入下炉胆 15 燃烧。燃烧后的高温烟气与喷入的燃料和空气强烈混合及换热, 并逆向回流入高温烟气回流管 4, 对外燃料预热管阀门 26 (或内燃料预热管阀门 7) 中的燃料及两根空气预热管 5、9 中的空气进行预热, 并对进口风箱 3 中的空气进行预热, 然后再进入上炉胆 16 中, 与锅炉内水介质进行二次热交换, 最后通过连接上炉胆 16 的锅炉排烟管道 17 排出。

## 3.2 典型结构

多段式自预热燃烧器, 其技术特点为包括多段式自预热燃烧器预热室以及一端封闭的燃烧室。燃烧器预热室包含进口风箱、进口风箱内的高温烟气回流管、高温烟气回流管内的燃料预热管、空气预热管以及各管道上的阀门, 燃烧室为圆柱形炉筒。

(1) 所述燃烧器预热室的一侧设有上下两个法兰盘, 可分别连接炉膛与燃烧室, 其特征在于可以方便的将所述燃烧器与锅炉本体分离。

(2) 所述燃烧室一端封闭, 另一端开口喷射入空气/燃料以及排放烟气, 其尺寸大小以及半径与长度比值根据不同燃料而设定。

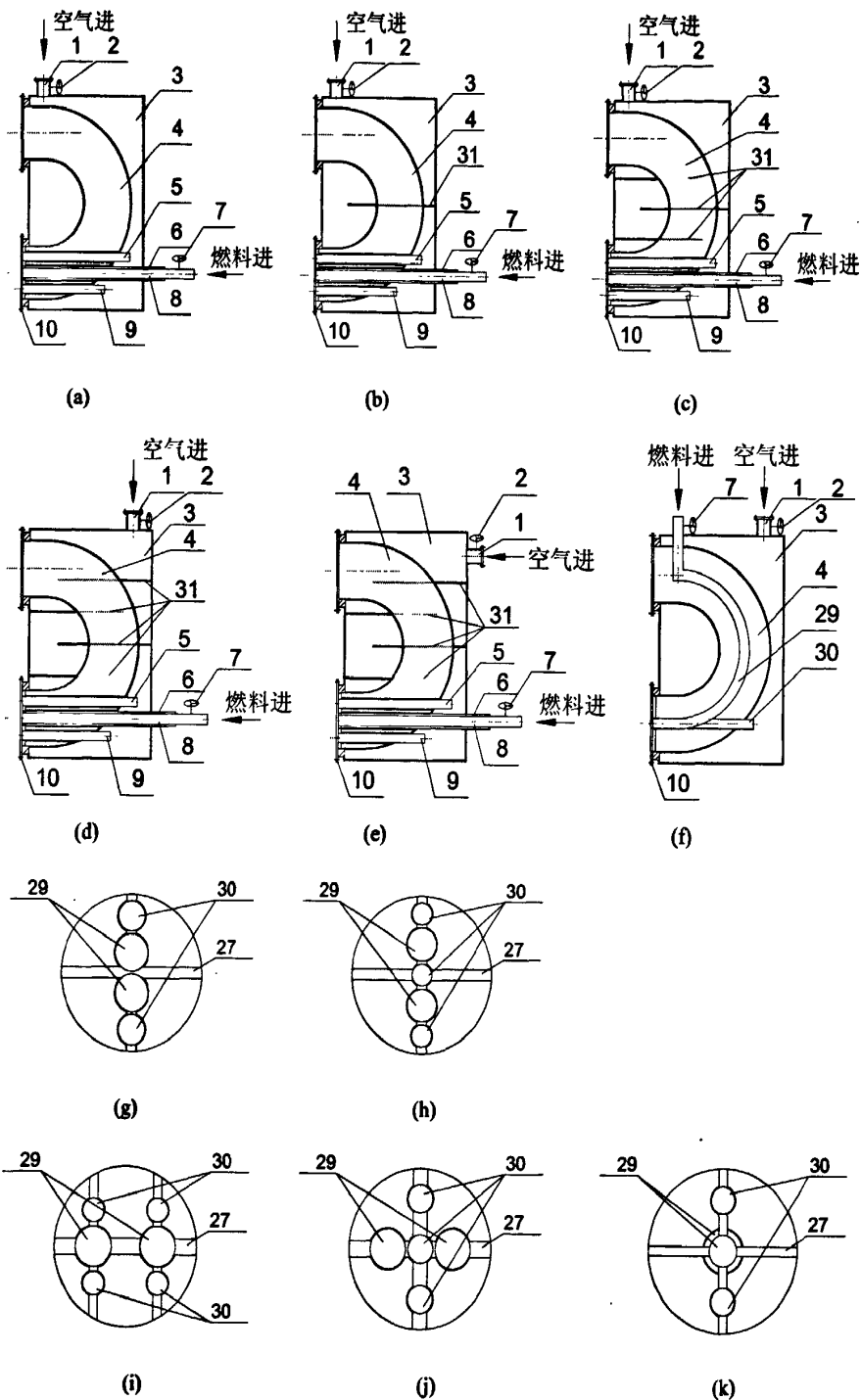
(3) 所述进口风箱为将高温烟气回流管包于其中的外壳体, 在高温烟气回流管末端方向设有空气进口管道, 管道末端安装有法兰盘, 其内部可根据需要而加装空气隔板, 如图 3.3(a)-(f)所示, 以延长空气在进口风箱内的流程及停留时间。

(4) 所述高温烟气回流管为横“U”型弯管, 或其他连接燃烧室与炉膛的“S”、“V”等形式的管段, 并可根据需要而采用各种肋片管或其他强化传热管。

(5) 所述燃料预热管/空气预热管为布置于高温烟气回流管内部的根据该燃烧器所配套锅炉设计容量大小的不同数量、结构尺寸及布置方式的圆形管道, 如图 2.3(e)-(k)所示, 并分别在进口风箱外的管段安装阀门。燃料预热管道和空气预热管道可采用普通的光管管道, 也可采用具有强化传热特性的各种结构型式的肋片管。

(6) 所述燃料预热管/空气预热管固定装置为扁钢, 在燃烧器出口将燃料预热管、空气预热管和所述高温烟气回流管焊接固定。

(7) 所述阀门的启闭, 可根据锅炉负荷需求调节投入使用的燃料预热管/空气预热管及流量。



(a)-(f)为预热室 A-A 剖面图, (g)-(k)为预热室与燃烧室接口处剖面图

(1 空气进口管道, 2 空气进口管阀门, 3 进口风箱, 4 高温烟气回流管, 5 上空气预热管, 6 外燃料预热管, 7 内燃料预热管阀门, 8 内燃料预热管, 9 下空气预热管, 10 燃烧器固定法兰盘, 27 管道固定装置, 29 燃料预热管, 30 空气预热管, 31 空气隔板)

图 3.3 预热室内空气隔板、燃料/空气预热管的几种典型布置图

### 3.3 技术优势

(1) 燃料在燃烧室内燃烧产生的高温烟气向燃烧器方向回流, 回流过程中

首先直接与进入燃烧室内的燃料/空气混合物发生接触混合,从而发生强烈的热量交换,使燃料/空气混合物加热到很高的温度;当燃烧产生的高温烟气继续回流至燃烧器高温烟气回流管内部时,又与空气预热管内的空气及燃料预热管内的燃料发生热交换;同时高温烟气对高温烟气回流管外部进口风箱内的空气进行预热。燃料/空气经高温烟气多段预热后,可以达到 800℃以上的高温,从而可实现燃料的无焰燃烧,其技术特点是:燃料在整个燃烧室空间内燃烧,无明显的火焰(或传统的火焰锋面消失),局部高温区消失,燃烧的峰值温度显著降低,燃烧室内的温度分布十分均匀,但炉膛内的平均温度提高,这将使得燃料着火、燃烧稳定性、燃烧效率显著改善,同时,因燃烧峰值温度显著下降而使得热力  $\text{NO}_x$  的生成与排放量显著降低;

(2) 进口风箱作为燃烧器外壳,将高温烟气回流管包在其中,既对进口空气进行了预热,又降低了燃烧器外表温度,还降低了高温烟气回流管温度和对材料性能的要求;

(3) 无频繁气体换向和温差的存在,对材料骤热骤冷适应性能要求低,并且无小孔径通道存在,不易发生堵塞现象;

(4) 具有强化传热特性的各种结构型式的肋片管能加大换热面积,并扰动烟气流场,破坏边界层,形成紊流以增大空气和燃料的吸热量;

(5) 根据该燃烧器所配套锅炉设计容量大小,空气预热管和燃料预热管可通过各自管道上的阀门调节空气及燃料流量,以达到调整锅炉负荷的目的;

(6) 燃烧器通过法兰连接,安装在炉体外部,可随时拆装、更换。

### 3.4 小结

本章介绍了多段式自预热燃烧器的思路来源、技术原理、基本雏形及其使用方式,并对其基本部件进行设计,提出几种典型的设计方案,并与传统燃烧方式进行比较,得出其优势所在。

## 第四章 数值模拟研究

### 4.1 数学模型

#### 4.1.1 控制方程

##### 4.1.1.1 基本物理模型

基本物理模型包括质量守恒方程、动量守恒方程以及能量守恒方程。

##### (1) 质量守恒方程

质量守恒方程又称之为连续性方程，即流场中任意一个封闭区域作为控制体，其表面作为控制面，则单位时间内控制体的质量增量与单位时间内控制面进出控制体的流体质量之差相等。是流体流动必须满足的基本条件之一，表达式为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m \quad (4.1)$$

方程 3.1 是质量守恒方程的一般形式，适用于可压流动和不可压流动。其中源项  $S_m$  是从分散的二级相中加入到连续相的质量，其积分形式为：

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{Vol} \rho dx dy dz + \iint_A \rho dA = 0 \quad (4.2)$$

式中  $Vol$ —控制体；

$A$ —控制面。

##### (2) 动量守恒方程

动量守恒方程也是流体流动必须满足的基本条件之一，即任何控制体中流体动量对时间变化率等于外界作用在微元上各种力之和。表达式为：

$$\delta_F = \delta_m \frac{dv}{dt} \quad (4.3)$$

##### (3) 能量守恒方程

对有传热存在的流体流动进行热平衡分析，在单位时间内进出控制体的净热量加上控制体内热源的发热量等于控制体热力学能的增加。导热方程表达式<sup>[52]</sup>为：

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{\phi}{\rho c} \quad (4.4)$$

式中  $\Phi$ —单位时间控制体内热源生成的热。

对流换热方程表达式为：

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

在 Fluent 计算中，采用的能量方程式为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (4.6)$$

其中， $k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{eff}$  表示热传导、组分扩散和粘性耗散带来的能量输运， $S_h$  表示粘性耗散带来的能量输运项，包括化学反应热及其它用户自定义的体积热源项。 $k_{eff}$  是有效热传导系数， $J_j$  是组分  $J$  的扩散流量。在式 3.6 中：

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (4.7)$$

其中，理想气体的显焓定义为：

$$h = \sum_j m_j h_j \quad (4.8)$$

在式 (3.8) 中， $m_j$  是组分  $J$  的质量分数，而且

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (4.9)$$

#### 4.1.1.2 湍流模型

湍流是一种复杂的无规则运动，使得流体介质间相互交换动量、能量和物质，造成流体中任意一点的速度、温度、压力等物理量均有快速的大幅度变化，并随时间和空间位置而改变。由于湍流是小尺度、高频率出现的，在实际工程计算中由于计算机硬件限制不可能直接模拟，但瞬时控制方程可能在时间上、空间上是均匀的，或者可以人为的改变尺度，这样修改后的方程可以耗费较少的计算量。但修改后的方程可能包含有我们所不知的变量，湍流模型需要用已知变量来确定这些变量。因此，湍流模型的选择对数值模拟的准确性至关重要，若选择错误则可能造成巨大误差甚至完全错误的结果。

湍流运动的数值模拟方法可分为直接模拟(DNS)大涡模拟(LES)和 Reynolds 平均法 (RANS) [53]。

直接模拟 (DNS) 主要用三维非稳态 N-S 方程对湍流进行直接计算。如果要分析出详细的空间结构及时间特性就必须采用很小的步长，这样计算量大，对计算机硬件要求较高。

大涡模拟 (LES) 只用非稳态 N-S 方程模拟大涡，而不直接计算小涡，这里将小涡对大涡的亚格子 Reynolds 应力通过近似的模型来考虑。大涡模拟对计算机的要求虽然比直接模拟低的多，但是相对来说还是很高。

Reynolds 平均法是将非稳态 N-S 方程对时间作平均，即把湍流运动看作是时

间平均流动和瞬时脉动流动两个流动的叠加。时均 N-S 方程中包含 6 个未知量，但方程的个数小于 6，要想让方程封闭，有两种假设。一种是直接求解 Reynolds 应力，再引入偏微分方程，这就是 Reynolds 应力模型。一种是基于 Boussinesq 假设的湍流黏性系数法。

其中，湍流黏性系数法将湍流所造成的附加应力和层流运动应力与时均的应变率关联了起来，在工程中应用最为广泛。Reynolds 应力与平均速度梯度的关系为：

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (4.10)$$

式中  $\mu_i$ —湍流黏度  
 $u_i$ —时均速度  
 $k$ —湍动能

根据确定湍流黏度的微分方程数目，湍流黏性系数法可分为零方程、一方程和双方程模型。双方程模型又可分为三种：标准 k- $\epsilon$  模型、RNG k- $\epsilon$  模型和 Realizable k- $\epsilon$  模型，均是半经验的公式，从实验现象中总结出来的。有着适用范围广、经济、合理精度的优点，在工业流场和热交换模拟中有广泛的应用。通过查阅文献<sup>[54,55-56]</sup>，将本课题的湍流模型选定为标准 k- $\epsilon$  模型。

#### 4.1.1.3 化学组分输运和反应模拟方法

本课题的模拟中包括化学组分的输运、混合和反应，选择有限速度模型<sup>[57-58]</sup>，该模型的输运方程解基于组分质量分数，可采用自定义定义的化学反应机制对化学反应进行模拟<sup>[58]</sup>。反应速率以源项的形式出现在组分输运方程中，有几种计算方法<sup>[59]</sup>：

##### (1) 层流有限速率模型 (Laminar Finite-Rate)

忽略湍流脉动的影响，反应速率根据 Arrhenius 公式确定。这一模型对于层流火焰是准确的，但在湍流火焰中 Arrhenius 化学动力学的高度非线性，这一模型不够精确。

##### (2) 涡耗散模型 (Eddy-Dissipation)

认为反应速率由湍流控制，因此避开了代价高昂的 Arrhenius 化学动力学计算。化学反应速率由大涡混合时间尺度 k- $\epsilon$  控制，只要湍流出现 (k- $\epsilon > 0$ )，燃烧即可进行，不需要点火源来启动燃烧。这通常对于非预混火焰是可接受的，但在预混火焰中，反应物一进入计算区域就开始燃烧则不可接受。

##### (3) 有限速率/涡耗散模型 (Finite-Rate/Eddy-Dissipation)

为修正涡耗散模型的缺陷，采用 Arrhenius 和涡耗散方程同时计算反应速率，净反应速率取两个速率中较小的。实际上，Arrhenius 反应速率作为一种动力学开关，阻止反应一进入计算区就发生。一旦火焰被点燃，涡耗散速率通常会小于 Arrhenius 反应速率，并且反应是混合限制的。

#### (4) 涡耗散概念 (EDC) 模型

涡耗散概念 (EDC) 模型是涡耗散模型的扩展, 在湍流流动中包括详细的化学反应机理, 假定反应发生在小的湍流结构中, 并将其称为良好尺度。良好尺度中的燃烧视为发生在定压反应器中, 初始条件取为单元中当前的物质和温度。EDC 模型能在湍流反应流动中合并详细的化学反应机理。但是, 数值积分计算开销很大。

本课题中经过详细试验, 并与文献比较<sup>[55,60-61]</sup>, 采用 EDC 模型对燃烧过程进行模拟计算。并采用双精度求解器以避免刚性机理中固有的大指数前因子和活化能产生的舍入误差。

##### 4.1.1.4 辐射模型

一切温度高于绝对零度的物体都能产生热辐射, 温度愈高, 辐射出的总能量就愈大, 所以在燃烧过程中, 随温度上升辐射换热量占总换热量的比重也逐渐上升。Fluent 中提供的热辐射模型有以下几种:

###### (1) The Rosseland Model

Rosseland 模型是最为简化的辐射模型, 只能应用于大尺度辐射计算, 其优点是速度最快, 需要内存最少。

###### (2) P-1 模型

P-1 模型是 P-N 模型的简化, 适用于大尺度辐射计算。相比 DTRM 模型, 其优点在于计算量更小, 且包含散射效应。当燃烧计算域的尺寸比较大时, P-1 模型非常有效。另外 P-1 模型可应用在较为复杂的计算域中。

###### (3) Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)

DTRM 模型的优点是简单, 且可以适用的计算对象的尺度范围较大, 其缺点是没有包含散射和不能计算非灰的辐射。提高模型中射线的数量可以提高 DTRM 模型的精度, 但计算量也明显增加。

###### (4) Discrete Ordinates Model (DO)

DO 模型是最为复杂的辐射模型, 从小尺度到大尺度辐射计算都适用, 且可计算非一灰度辐射和散射效应, 但需要较大计算量。

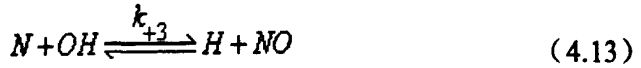
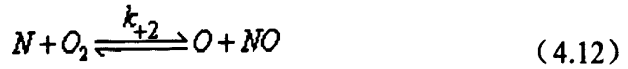
本课题研究中, 根据查阅文献<sup>[56]</sup>, 采用适用范围广的 DO 模型。

##### 4.1.1.5 NO<sub>x</sub> 形成模型

在高炉煤气的燃烧过程中, 由于不存在含氮有机物, 所以燃料型 NO<sub>x</sub> 可以忽略, 燃烧过程中产生的 NO<sub>x</sub> 主要为热力型 NO<sub>x</sub> 和快速型 NO<sub>x</sub>。

热力型 NO<sub>x</sub> 的形成主要是由一系列高度依赖于温度被称为广义 Zeldovich 机理的化学反应所决定的。氮分子形成热力型 NO<sub>x</sub> 的主要反应如下:





其中  $k_{+1}$ 、 $k_{+2}$  和  $k_{+3}$  分别是正向反应的速率常数， $k_{-1}$ 、 $k_{-2}$ 、 $k_{-3}$  则是相应的逆反应的速率常数。这些速率常数在大量的实验研究中测得，并通过了精密评估。在  $NO_x$  模型中用到的反应速率系数如下。

$$k_1 = 1.8 \times 108 e^{-38370/T} \quad m^3/gmol-s \quad (4.14)$$

$$k_{-1} = 3.8 \times 107 e^{-425/T} \quad m^3/gmol-s \quad (4.15)$$

$$k_2 = 1.8 \times 104 e^{-4680/T} \quad m^3/gmol-s \quad (4.16)$$

$$k_{-2} = 3.8 \times 103 e^{-20820/T} \quad m^3/gmol-s \quad (4.17)$$

$$k_3 = 7.1 \times 107 e^{-450/T} \quad m^3/gmol-s \quad (4.18)$$

$$k_{-3} = 1.7 \times 108 e^{-24560/T} \quad m^3/gmol-s \quad (4.19)$$

热力型  $NO_x$  形成的净速率如下：

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{+1}[O][N_2] + k_{+2}[N][O_2] + k_{+3}[N][OH] - k_{-1}[NO][N] - k_{-2}[NO][O] - k_{-3}[NO][H] \quad (4.20)$$

其中，所有的浓度的单位是  $gmol/m^3$ 。可看出计算  $NO$  和  $N$  的形成速率，需要  $O$ 、 $H$ 、 $OH$  的浓度。

快速型  $NO_x$  的形成的机理是由 Fenimore 首先确定的，在低温、富油、停滞时间很短的情况下能够大量形成。目前，快速型  $NO_x$  占固定燃烧器中总的  $NO_x$  的比例很小，但在无焰燃烧条件下， $NO_x$  的排放降到非常低的水平，则快速型  $NO_x$  生成在总的  $NO_x$  生成中变得十分重要。

快速型  $NO_x$  的实际形成过程包括一系列复杂反应和许多中间组份，过程如下列反应式：



许多来源于燃料的组份被认为是快速型  $NO_x$  的源项（如  $CH$ ， $CH_2$ ， $C$ ， $C_2H$ ），这些反应的产物导致氰化合物和胺的形成，而这些化合物随后会通过反应中反应形成  $NO$ ，如：





快速型 NO<sub>x</sub> 与单位体积碳原子数量成比例而与碳氢化合物无关。HCN 的数量随着碳氢基浓度增加而增加，碳氢基的浓度随着当量比的增加而增加。当量比增加时，快速型 NO<sub>x</sub> 产量先增加，随后通过一个高峰值，最终由于氧的不足而降低。在火焰基部的 NO<sub>x</sub> 主要是通过 CH 反应而形成的。

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_0[CH][N_2] \quad (4.27)$$

Fluent 中 NO<sub>x</sub> 模型能够模拟热力型、快速型、燃料型以及由于燃烧系统里回燃导致的 NO<sub>x</sub> 的消耗。为了预测 NO<sub>x</sub> 的排放，利用了 NO、HCN 以及 NH<sub>3</sub> 浓度的输运方程<sup>[60]</sup>。由于 NO<sub>x</sub> 的输运方程通过给定的流场、温度场和碳水化合物燃烧组分结果来求解，即 NO<sub>x</sub> 的预测是燃烧模拟的后处理过程。本课题研究中为得到生成 NO<sub>x</sub> 的 ppm 浓度，结合常函数计算器算出单位为 ppm 的结果。

#### 4.1.2 边界条件及物性参数

空气及燃气均采用速度入口，湍流采用湍流强度及水力半径定义，其中 100% 负荷（额定负荷）下，空气与燃气进口速度分别为 50 m/s 与 45 m/s。进口温度为常温 300K，湍流强度经计算可得为 3，在燃烧室燃烧后烟气出口设为压力出口（101kPa）。

所有壁面满足无滑移边界条件。预热室的进口风箱外部为不变常温，壁面温度设定为恒温 300K；燃烧室采取保温措施，壁面温度设定为恒温 1300K。预热室内部高温烟气回流管及空气/燃气预热管的管壁，两侧均为气体对流换热，设定壁面换热系数为 30W/m<sup>2</sup>\*K。

燃烧器设计燃料为高炉煤气，其热值约为 3000 kJ/Nm<sup>3</sup>，摩尔组分为 CO25%、CO<sub>2</sub>15%、N<sub>2</sub>55%和其它微量成分 5%，过剩空气系数 1.2。假定混合物满足不可压缩理想气体状态方程，并且混合物定压比热 C<sub>p</sub> 的确定通过基于全部组分质量分数加权平均的混合比热，而每种组分的定压比热 C<sub>p</sub> 则通过温度与比热的多项式确定<sup>[56]</sup>。

#### 4.1.3 初始化及收敛判定

初始化采用 all-zones 计算平均值。计算结果：能量方程残差小于 10<sup>-6</sup>，其他残差小于 10<sup>-4</sup>，且监测到进出口质量流量偏差在 10<sup>-6</sup>kg/s 以内，计算收敛<sup>[62]</sup>。

#### 4.1.4 工况设置

燃烧器额定热负荷为 1005 kW，其中 100% 负荷（额定负荷）下，空气与燃气进口速度分别为 50 m/s 与 45 m/s，80% 负荷下为 40 m/s 与 36 m/s，60% 负荷下为 30 m/s 与 27 m/s，40% 负荷下为 20 m/s 与 18m/s。

## 4.1.5 相关量定义及计算

高温烟气回流带来的反应物强烈稀释是一个至关重要的过程。烟气卷吸率的大小决定了反应物和产物的混合均匀程度。为定量分析反应物和燃烧产物混合的均匀程度，定义烟气卷吸率 ( $K_v$ ) 为卷吸的烟气质量流量 (有效截面积上总的质量流量减去进口的空气和燃料总质量流量) 与进口的空气和燃料总质量流量之比 [46]，即，

$$K_v = \frac{M_{inlet}(x) - M_0(0)}{M_0(0)} \quad (4.28)$$

上式中  $M_{inlet}(x)$  为距燃烧室进口为  $x$  处的  $yz$  平面上向燃烧室内部方向流动的质量流量， $M_0(0)$  为进口处空气和燃气的总质量流量。

在多段式自预热燃烧器对应的燃烧室模型中，在任何  $yz$  平面上，向燃烧室内部方向流动的质量流量 ( $M_{inlet}$ ) 必须等于向出口方向流动的质量流量 ( $M_{outlet}$ )，即  $M_{inlet}(x) = M_{outlet}(x)$ 。烟气卷吸量可根据向燃烧室内部的质量流量确定，即

$$M_{inlet}(x) = \iint_{A(x)} \rho v_x(y, z) dy dz \quad (4.29)$$

此处  $A(x)$  代表距燃烧室进口为  $x$  处的  $yz$  平面上速度向燃烧室内部方向的面积。对于相同的空气和燃料进口质量流量， $M_{inlet}(x)$  越大代表烟气卷吸量越高，对于  $M_{outlet}(x)$  同样适用。

向燃烧室内部方向的质量流量 ( $M_{inlet}$ ) 及烟气卷吸率 ( $K_v$ ) 均通过 CFD 数据根据等式 (4.28) 和 (4.29) 计算而得。

## 4.2 物理模型

### 4.2.1 燃烧室

将燃烧室简化为一个长度不变的圆柱筒，从圆柱筒同一端开口分别喷射入空气、燃料和排放烟气。为获得不同燃烧室结构对流场的影响，定义燃烧室的半径长度比，则可根据计算机模拟结果选择最佳燃烧室半径长度比，构建如图 3.1 所示燃烧室模型，具体尺寸如表 4.1。

另外，根据 CFD 结果选择最佳燃烧室半径长度比后，将选定的最佳尺寸的燃烧室烟气出口移动至燃气/空气进口相异端的相同位置，用于模拟传统燃烧器燃烧室。

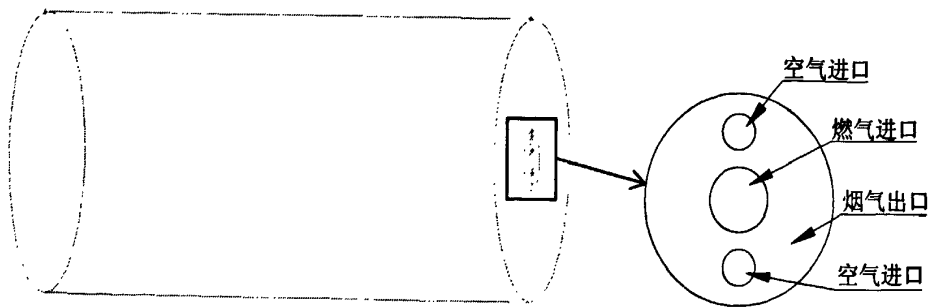


图 4.1 燃烧室模型示意图

表 4.1 不同燃烧室模型尺寸

燃烧室 编号	燃烧室 长度 (m)	燃烧室 半径 (m)	燃烧室 半径长度比	空气入口 半径 (m)	燃气入口 半径 (m)	烟气出口 半径 (m)
1	3	0.3	0.10	0.027	0.047	0.1568
2	3	0.5	0.17	0.027	0.047	0.1568
3	3	0.6	0.20	0.027	0.047	0.1568
4	3	0.7	0.23	0.027	0.047	0.1568
5	3	0.75	0.25	0.027	0.047	0.1568
6	3	0.8	0.27	0.027	0.047	0.1568
7	3	0.9	0.30	0.027	0.047	0.1568
8	3	1	0.33	0.027	0.047	0.1568

#### 4.2.2 预热室

为研究多段式自预热燃烧器预热室内的传热状况以及不同结构预热室对燃烧室内的流场、压力场以及燃烧温度场、生成物浓度场的影响，并与使用传统燃烧器时的状况相对比，特构建了如图 4.2 所示的 7 个燃烧器模型。首先，考虑空气在进口风箱内的流程及停留时间对燃烧器预热效果及燃烧的影响，在预热室空气进口风箱内增加隔板，模型 1-4 分别为无隔板、三隔板、五隔板、七隔板模型。然后，考虑预热室内燃气管的数量及排列方式对燃烧器预热效果及燃烧的影响，建立模型 5-7。其中，模型 5 中燃气管变为沿水平方向分布两根水平管；模型 6 中燃气管变为沿水平方向分布五根水平管；模型 7 中燃气管变为沿高温烟气管走向的五根弯管。各预热室模型具体尺寸见表 4.2。

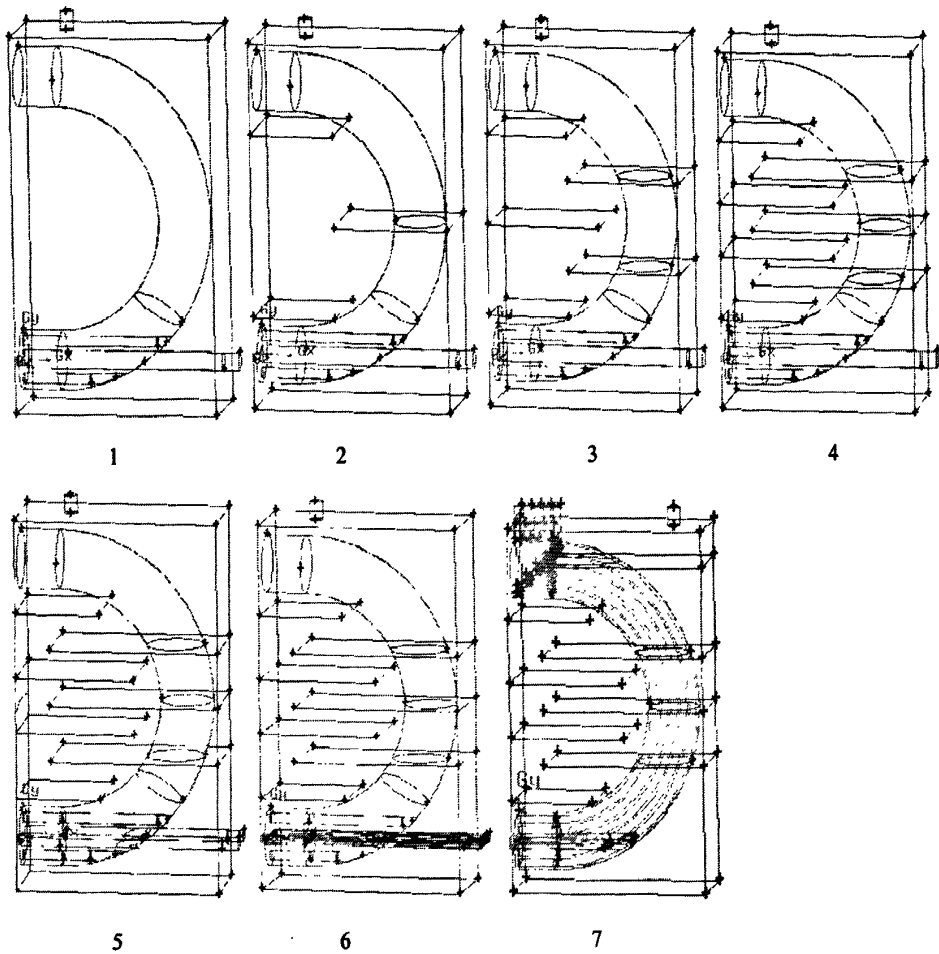


图 4.2 燃烧器预热室模型示意图

表 4.2 不同燃烧器预热室模型尺寸

预热室编号	进口风箱长(m)	进口风箱宽(m)	进口风箱高(m)	空气进口管半径(m)	空气预热管数	空气预热管半径(m)	空气预热热管换热面积(m <sup>2</sup> )	燃气预热管数	燃气预热管半径(m)	燃气预热热管换热面积(m <sup>2</sup> )
1	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	3.003	1	0.047	0.3839
2	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	3.003	1	0.047	0.3839
3	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	3.003	1	0.047	0.3839
4	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	3.003	1	0.047	0.3839
5	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	3.003	2	0.033	0.5391
6	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	3.003	5	0.021	1.103
7	1.2	0.5	2	0.038	2	0.027	2.990	5	0.021	1.953

### 4.2.3 网格划分

Fluent 作为一个非结构解法器，利用内部数据结构为各单元及表面网格点分配顺序来保持临近网格的接触，因此不需要  $i, j, k$  指数确定临近单元的位置。在三维模型中，可以使用四面体、六面体、楔形及金字塔形网格，具体形状见图 3.3，或混合使用两种网格。在为燃烧器选择网格结构时，主要考虑下列三个问题：

#### (1) 初始化时间

对于复杂几何外形的结构，采用结构网格需要花大量的时间，有些位置甚至根本无法得到结构化网格。然而，对于几何结构简单的，两种方法所耗费的时间无明显差别。

#### (2) 计算时间

网格数量越多，计算时间越长。当几何外形太复杂时，四面体网格由于允许单元聚集在流域所选区域，而六面体网格会在不需要加密的地方产生单元，所以非结构的四面体网格优于六面体网格。当几何外形相对简单，且流动和几何外形相符合，则可使用六面体网格，会比四面体网格少很多单元。

#### (3) 数值耗散程度

多维条件下，主要误差来源为数值耗散，即虚假耗散。由于数值耗散源于截断误差，而截断误差来自描述流体运动的离散方程，所以采用二阶离散格式可以减少数值耗散，并且当流动和网格成一条直线时数值耗散最小。很明显，采用四面体网格时，流动和网格永远不会成为一条直线，采用六面体网格则可实现。

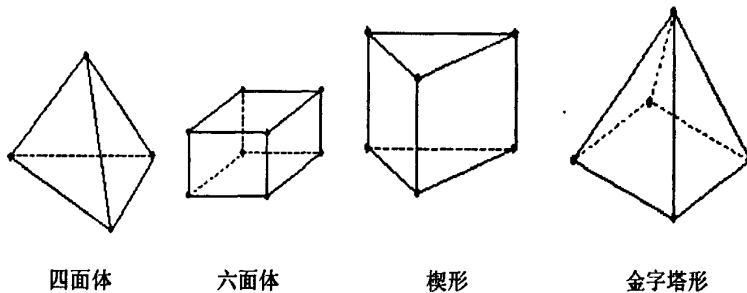


图 4.3 网格单元类型

此外，单元格长度取值大小也直接影响到网格数量，并间接影响到计算时间长短以及计算结果精确度。单元格长度越大，网格数量越少，网格间隙越大，这样容易导致忽略边界点，影响计算结果精确度；单元格长度越小，网格数量越多，计算时间猛增，降低计算效率的同时对计算机硬件要求也大幅升高。

综上所述，在对燃烧器进行模拟时，结构与流动相对简单的燃烧室部分采用六面体结构化网格<sup>[40]</sup>，在减少网格数量以节省计算时间的基础上，获得数值耗散更小的解；而结构与流动相对复杂的预热室部分则采用四面体网格，以节省初始化及计算时间。单元格长度则采用实验法确定，即分别输入不同单元格长度并进

行计算比较，从中选取能保证计算精度要求，并计算时间短、效率高的长度。燃烧室采用网格单元格长度为 0.05，空气进口风箱单元格长度为 0.05，空气预热管、燃气预热管网格单元格长度为 0.02，高温烟气回流管单元格长度则根据不同燃气预热管排列的燃烧器预热室结构模型设定为 0.02-0.03。

### 4.3 冷态模拟结果

#### 4.3.1 压力与速度



图 4.4 燃烧室 xoy 平面压力分布图

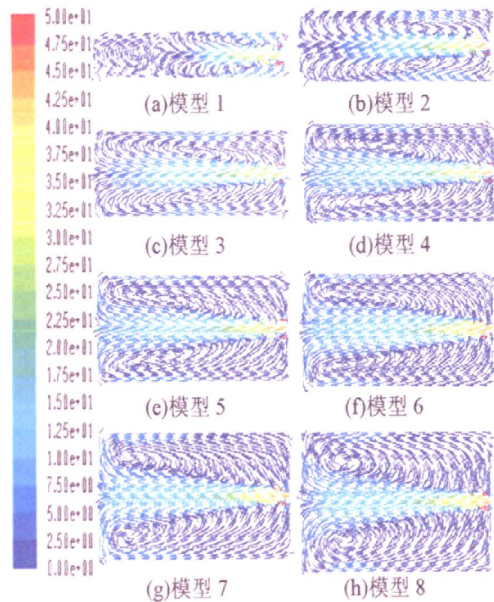


图 4.5 燃烧室 xoy 平面速度矢量图

图 4.4 及图 4.5 显示的是燃烧室 xoy 平面的压力分布图和速度矢量图。从图中可以看出所有的燃烧室模型模拟结果都有一个共同点：有一个向燃烧室内部的中心流，然后射流在燃烧室内发生回流并向燃烧室进口方向流动。

在半径小于 0.75m，即半径长度比小于 0.25 时，由于燃烧室内压力较高，射流不能到达燃烧室的末端，燃烧室的后半部分射流卷吸的烟气量很少，平均速度低。在燃烧室半径增加后，燃烧室内压力下降，射流能顺利到达燃烧室末端，平均速度增大。从图 4.5 中可以看出，在燃烧室后半部有涡流区。

#### 4.3.2 烟气卷吸率

从图 4.6 可以看出，在燃烧室长度固定为 3m 的情况下，烟气卷吸率随半径增大而增大。半径长度比增加后，炉内压力分布较为均匀，射流能到达在燃烧室内后部，从而整体的烟气卷吸率增加。

同样可以从图 4.6 看出，在多数燃烧室中，随射流向燃烧室内部运动，即与

燃烧室进出口处的距离  $x$  增加，更多的烟气被卷吸入射流内，烟气卷吸率 ( $K_v$ ) 上升。

另外，当半径大于  $0.75\text{m}$  后，烟气卷吸率 ( $K_v$ ) 不再出现随  $x$  增加而减小的情况，而是很平稳的固定在 6 以上的一个值。这是由于涡流区已经到达了燃烧室的最里面，不再影响流动情况。

综合考虑射流及卷吸效果与实际使用中制作成本，因此在后续研究中均采用半径为  $0.75\text{m}$  的燃烧室模型，半径长度比为  $0.25$ 。即在保持燃烧室内卷吸率至少为 6 的基础上，采用最小的燃烧室半径。

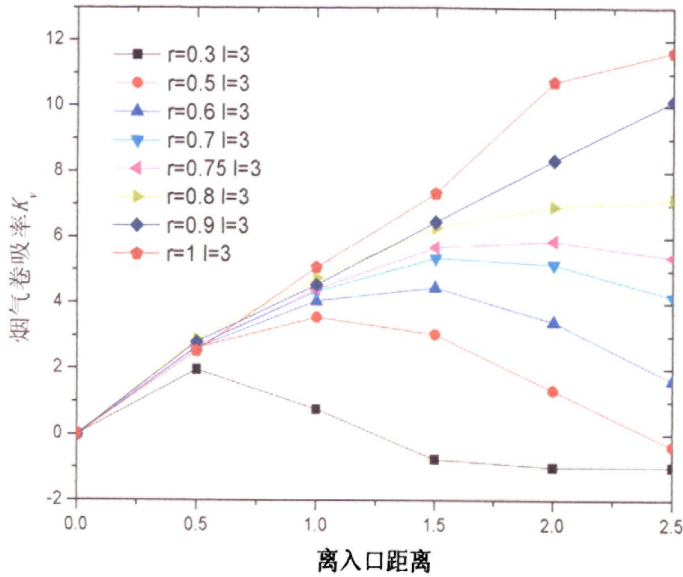
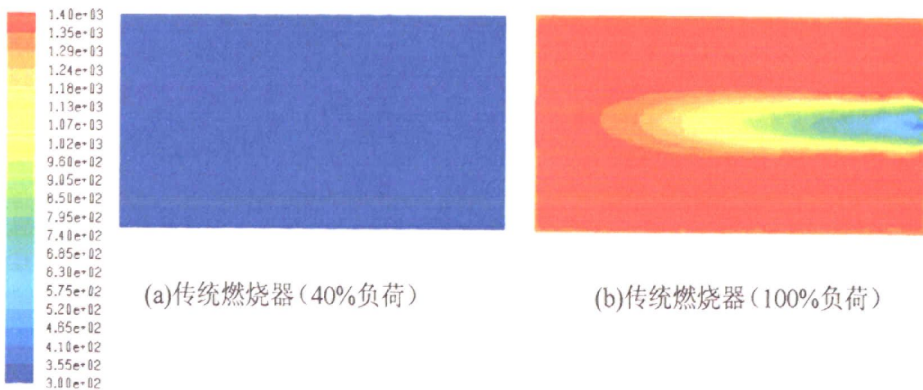


图 4.6 烟气卷吸率

## 4.4 热态模拟结果

### 4.4.1 传统燃烧器



(a)传统燃烧器(40%负荷)

(b)传统燃烧器(100%负荷)

图 4.7 采用传统燃烧器的燃烧室 xoy 平面温度分布图



表 4.3 采用传统燃烧器的燃烬率

燃烧器类型	传统燃烧器 (40%负荷)	传统燃烧器 (100%负荷)
燃烬率 (%)	0	94.2

采用传统燃烧器在相同尺寸燃烧室模型内模拟传统燃烧方式（无预热过程，空气、燃气直接进入燃烧室燃烧，烟气从燃气/空气进口端异端排出）。由图 4.7 可以看出，当传统燃烧器采用 100% 负荷（额定负荷），即空气、燃气流速分别为 50m/s、45m/s 时，燃烧可以进行；当负荷降至 40%，即空气、燃气进口流速分别为 20m/s、18m/s 时，燃烧室内已经熄火，燃烧无法进行。采用传统燃烧器的燃烬率见表 4.3。

#### 4.4.2 预热室隔板数对预热及燃烧效果影响

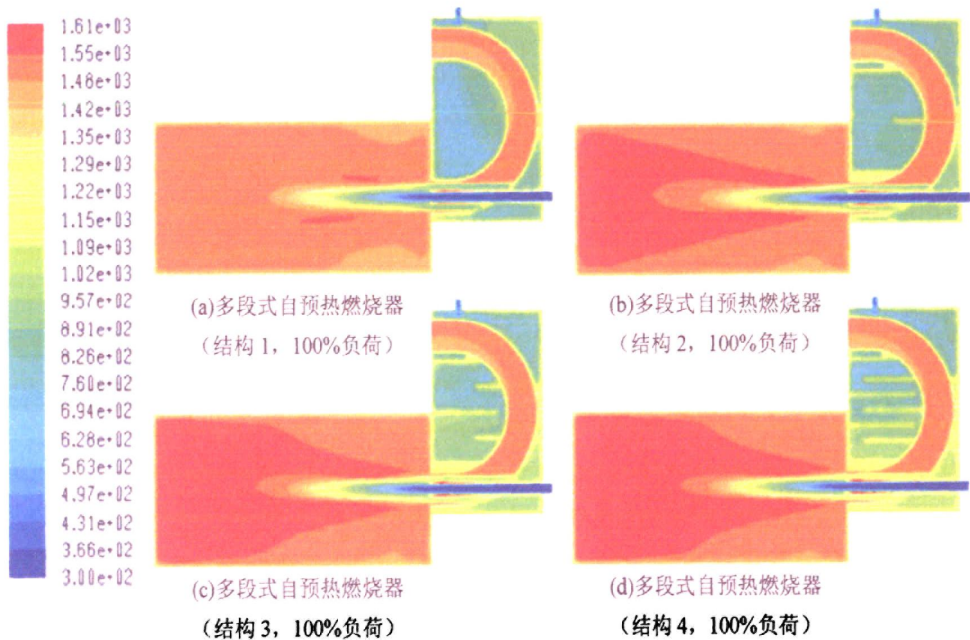


图 4.8 采用多段式自预热燃烧器的燃烧室及预热室 xoy 平面温度分布图

表 4.4 采用多段式自预热燃烧器的燃烬率

燃烧器类型	多段式自预热燃烧器 (结构 1, 100%负荷)	多段式自预热燃烧器 (结构 2, 100%负荷)	多段式自预热燃烧器 (结构 3, 100%负荷)	多段式自预热燃烧器 (结构 4, 100%负荷)
燃烬率 (%)	95.7	95.7	95.8	95.8

图 4.8 显示了燃烧室预热室模型 1-4 的 xoy 平面的温度分布图，模型 1-4 的隔板数量分别为 0、3、5、7。可以看出在无隔板的燃烧器中，空气可以被预热到 900K 左右；三隔板的燃烧器中，1000K 左右；五隔板的燃烧器中，1100K 左右；七隔板的燃烧器中，1200K 左右。同样从图 4.8 可以看出，在无隔板预热室中，平均温度为 1476K；三隔板预热室中，平均温度为 1497K；五隔板预热室中，平



均温度为 1509K；七隔板预热室中，平均温度为 1519K。另外，采用这四种燃烧器预热室模型所得到燃烬率变化如表 4.4 所示。

综合分析可知，随预热室内隔板数量上升，空气预热效果上升，燃烧室平均温度升高，燃烬率升高。而燃料因为进口速度较大、换热面积不够，导致预热效果不佳。所以在后续研究中，均保持预热室的七隔板形式，主要改变燃烧器预热室换热结构。

### 4.4.3 预热室换热管布置对燃烧及排放的影响

#### 4.4.3.1 卷吸率

采用多段式自预热燃烧器预热室结构 4-7 时，烟气卷吸率  $K_v$  随燃烧室入口距离  $x$  变化而变化的情况如图 4.9 所示。在燃烧室前半段，随射流向燃烧室内部流动，与燃烧室入口距离  $x$  增大，更多烟气不断被卷吸进射流中，烟气卷吸率呈现不断增长趋势，在燃烧室中心位置达到最大值，增长率在 0.12 至 0.71 之间；在燃烧室后半段，射流与燃烧室封闭的末端越来越接近，射流速度降低并发生方向的转变，烟气卷吸率略有下降。

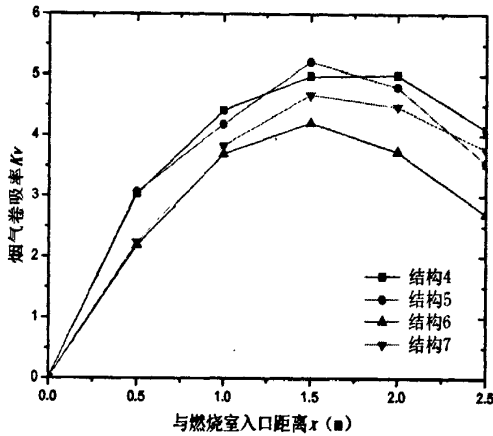


图 4.9 烟气卷吸率

同样可以从图 4.9 看出，预热室结构 4-7 对烟气卷吸率的大小的影响。结构 4、5 分别将燃气分为 1 束和 2 束喷入燃烧室，烟气卷吸率相差不大；结构 6、7 将燃气分为 5 束喷入燃烧室，烟气卷吸率与结构 4、5 相比降低 10%-30%。

#### 4.4.3.2 温度分布

图 4.10 显示了采用传统燃烧器与多段式自预热燃烧器在典型负荷工况下的燃烧室温度场对比。可以看出采用四种不同预热室结构的多段式自预热燃烧器时，由于结构 4-7 的反应物与烟气换热面积依次增加（见表 4.2），反应物预热后达到的平均温度也依次上升（约为 790 K，950 K，1100 K，1200 K）。

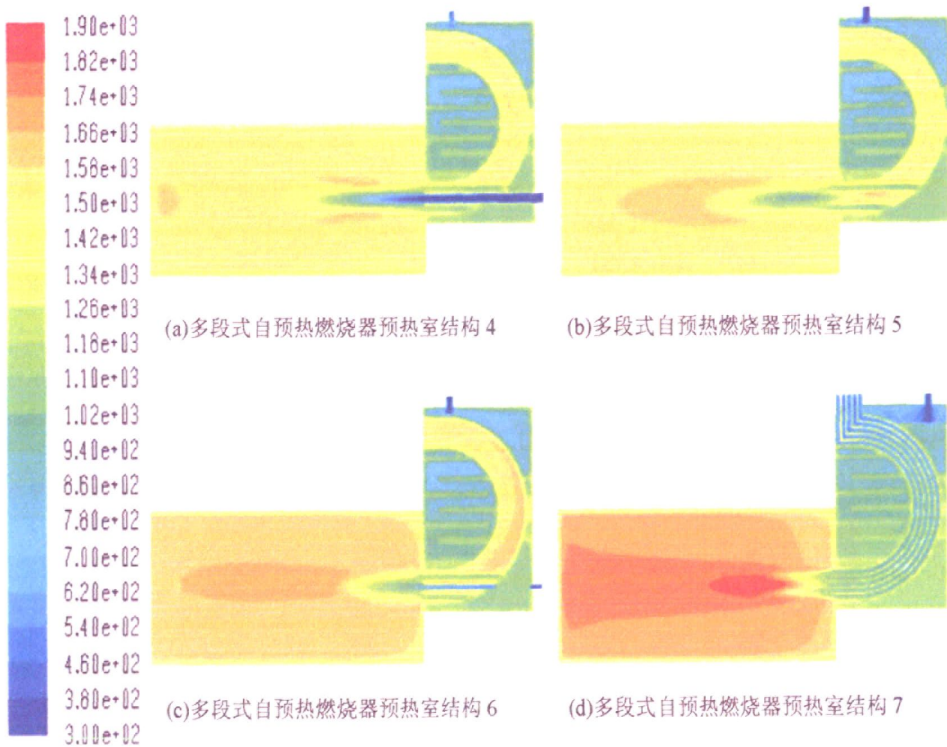


图 4.10 燃烧室温度分布图

采用预热室结构 4 时，燃气预热效果不佳，导致燃烧室在入口处有明显的低温区（定义为温度处于 300K-1000 K 范围内区域），但燃烧室温度分布均匀，96% 以上空间温度分布在 1500-1580K 范围内；采用预热室结构 5 时，燃烧室的入口处温度有所上升，低温区减小，但直到燃烧室中心区域反应程度才加剧，燃烧室 92% 以上空间温度分布在 1500-1580K 范围内；采用预热室结构 6 时，由于反应物预热效果相比继续增强，燃烧室入口处低温区小，平均温度升高，但燃烧室温度分布均匀性降低，约 89% 空间温度处于 1580-1660K 范围内；采用预热室结构 7 时，燃烧室入口处温度相比结构 4-6 是最高，且反应物喷嘴个数比结构 4、5 多，反应物更易混合均匀，因此进入燃烧室后立即进行剧烈反应，很快达到 1900 K 附近的峰值温度，但燃烧室内的温度分布差异继续增大，不到 85% 的空间温度处于 1660-1740 K 范围内。

考虑到采用结构 4、5 时，烟气卷吸率比采用结构 6、7 高出 10%-30%，可以看出燃烧室卷吸作用越剧烈，反应物被烟气稀释的程度越高，燃烧反应相对更缓慢，因而整体温度场更均匀。

比较所有燃烧室温度可以发现，采用多段式自预热燃烧器时，从结构 4 向结构 7 变化过程中，燃烧室的峰值温度从 1580 K 上升到 1900 K，处于峰值温度区域面积增大，平均温度也由 1550 K 上升到 1700 K；采用传统燃烧器时，相同负荷下平均温度较低，在 1350 K 左右，而在 40% 负荷下不能着火，即负荷适应性不如多段式自预热燃烧器。

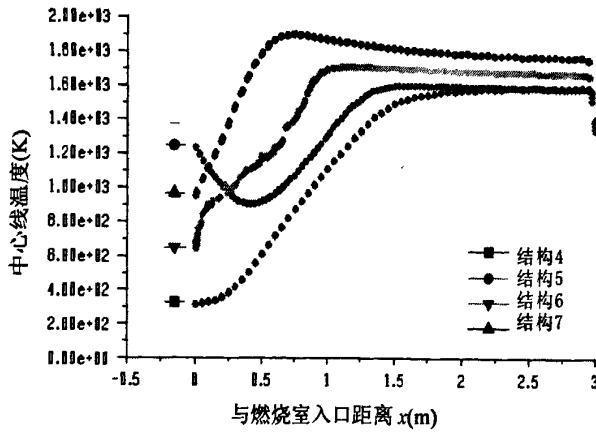


图 4.11 燃烧室中轴线温度分布图

图 4.11 可以看出采用预热室结构 4-7 的燃烧器燃烧时，由于燃烧器内的预热效果依次增强，燃烧室中轴线上入口处温度也依次由 300K 上升到 1200K，燃烧室内温度达到相对稳定的位置也更靠近反应物入口处，并且峰值温度从 1580K 上升到 1900K 与稳定温度也由 1550K 上升到 1700K。

其中预热室结构 5 由于在高温烟气回流管中心未设置反应物入口管，燃烧室中轴线上并无反应物入口射流，所以燃烧室中轴线入口处受回流烟气影响较大，温度高于其它预热室结构的燃烧器，但随着与入口距离  $x$  的增加，受周围反应物射流影响增加，中轴线温度呈现先下降后上升趋势。

#### 4.4.3.3 燃烬率

根据数值计算结果可得到采用不同预热室结构的燃烧器时，烟气回流管出口处的 CO 质量分数如图 4.12 所示(烟气中  $O_2$  质量分数分别为  $0.017 \pm 0.0005$ 、 $0.016 \pm 0.0005$ 、 $0.008 \pm 0.0005$ 、 $0.005 \pm 0.0005$ )。考虑到燃烧前后总质量守恒，再依据燃烧室进口 CO 质量分数可计算得燃烬率如图 4.13 所示。从图 4.12-13 可以看出预热室结构 4-7 的多段式自预热燃烧器燃烬率受负荷变化的影响均维持在 0.14% 以内，燃烧效率高。

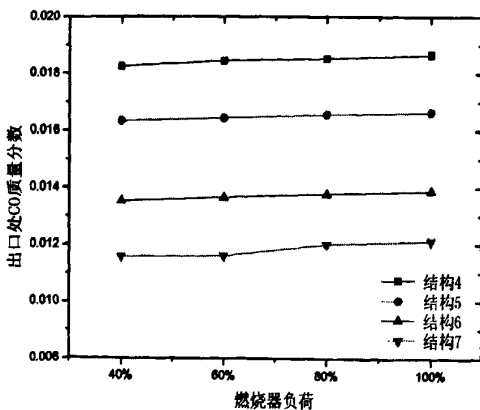


图 4.12 预热室结构对出口处 CO 浓度影响

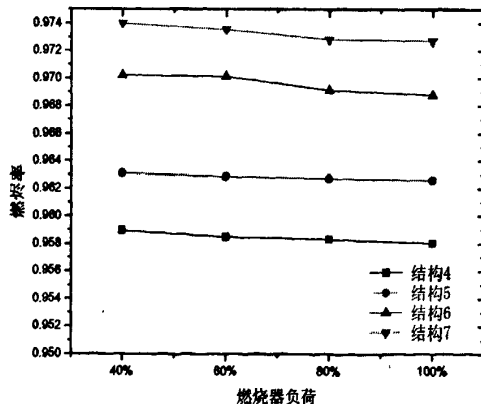


图 4.13 预热室结构对燃烬率影响

对比采用预热室结构 4-7 的燃烧器时，考虑受到反应物预热效果不断增强的影响，燃烧室内的反应剧烈程度上升，平均温度上升，导致燃烧器内的燃烬率增加，燃料利用率更高。其中结构 5 比结构 4 燃烬率高约 4.5%，结构 6 比结构 5 高约 7%，结构 7 比结构 6 高约 3.5%。

#### 4.4.3.4 NO<sub>x</sub>生成浓度

图 4.14 显示了生成 NO<sub>x</sub> 的最终浓度与燃烧器负荷紧密相关，这是因为燃烧器负荷降低时反应物进口流速降低，在燃烧室停留时间增加，射流卷吸率降低，导致反应物的稀释程度不够，燃烧反应快速进行，峰值温度高，且停留时间长，进而导致污染物的产生浓度高。

此外，依次采用预热室结构 4-7 的燃烧器时，在烟气卷吸率下降和预热效果增强的共同影响下，燃烧室内温度均匀度下降，峰值温度升高，烟气回流管出口处平均 NO<sub>x</sub> 浓度上升。

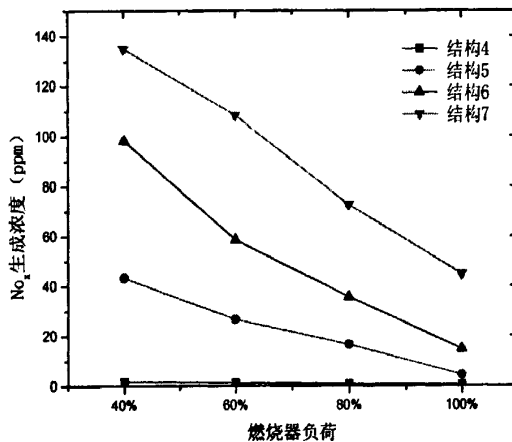


图 4.14 预热室结构对 NO<sub>x</sub>生成浓度影响

## 4.5 小结

本章分析了基本控制方程、湍流模型、化学组分输运和反应模拟方法、辐射模型和 NO<sub>x</sub> 形成模型的理论基础与分类，并采用参考文献及试验比较的方法选取了适合本研究的模型方程。描述了本研究采用的边界条件和选择的物性参数，以及本研究中初始化及最终计算结果的收敛判定准则，并给出了烟气卷吸率的理论及计算方法。根据所设计燃烧器的不同燃烧室、预热室结构，建立了不同大小以及不同结构的物理模型，并选择合适的网格划分方法。

对不同结构的燃烧室、预热室进行的冷态及热态的流动、传热、燃烧数值模拟。分析了燃烧室内的流体流动速度场、压力场，根据数值模拟结果进行卷吸率计算，并分析了燃烧室结构变化对卷吸率的影响，选出了最佳的燃烧室半径长度比，以便进行后续研究。并对预热室中空气隔板的数量进行改变，以取得最佳的预热效果。另外，对预热室高温烟气回流管中的预热管数量、排列方式进行改

变，将烟气卷吸率、燃烧温度场、平均温度、峰值温度、各种物质的浓度场以及  $\text{NO}_x$  产生浓度的数值模拟结果进行比较分析研究，为后续的实验测试及其使用性能分析提供了有力的理论支持，主要结论如下。

(1) 与传统燃烧器相比，多段式自预热燃烧器对低热值燃料适应性好，在低负荷下也能着火燃烧，并且燃烧室内的低温区小、整体平均温度高。并且采用多段式自预热燃烧器时，负荷适应性强，燃烬率高，且燃烬率受负荷影响较小；但  $\text{NO}_x$  生成浓度受负荷影响明显，在低负荷工况下，生成  $\text{NO}_x$  浓度增加。

(2) 多段式自预热燃烧器燃烧室的半径长度比影响整体流场分布，卷吸率随半径长度比增加而增加。在半径长度比小于 0.25 时，燃烧室压力分布不均，射流流速在燃烧室后半段迅速降低，卷吸率随之下降；半径长度比超过 0.25 后，卷吸率在燃烧室后半段能稳定在一个固定值。综合考虑卷吸率与实际使用中的材料成本等，选择最佳半径长度比 0.25 进行后续研究。

(3) 通过增加多段式自预热燃烧器预热室内隔板数量，增加空气在预热室内的流动路程和停留时间，可显著提升空气预热温度，七隔板情况下空气可预热到 1200K 左右。

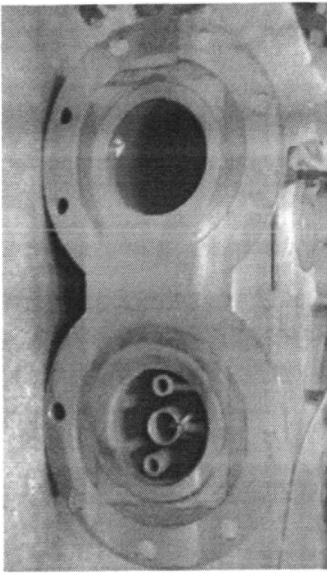
(4) 多段式自预热燃烧器的预热室的换热管数量及布置方式同时影响卷吸率以及预热效果。换热管数目越多，换热效果越好，但烟气卷吸率越低。导致在换热管数量多的情况下，反应物初始温度越高，燃烬率也越高；但燃烧室烟气卷吸率越低， $\text{NO}_x$  生成浓度越高。

## 第五章 实验研究

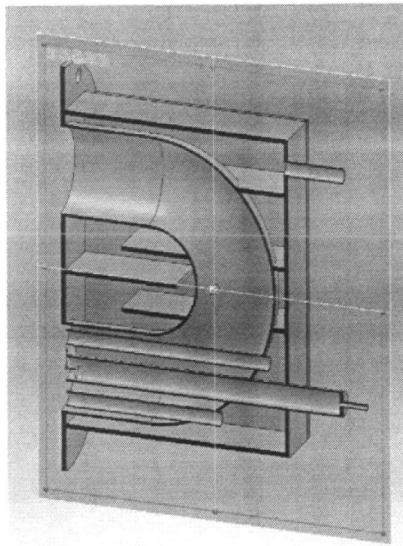
### 5.1 多段式自预热燃烧器实验测试系统

#### 5.1.1 燃烧器

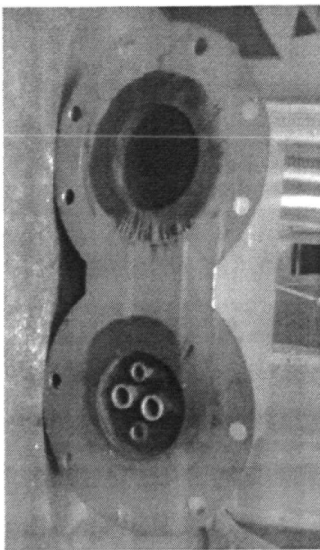
为获得使用多段式自预热燃烧器时，反应物最终预热温度和燃烧室温度场是否满足低热值燃料高效低污染燃烧所需初始条件，根据前期数值模拟结果，选择使用时预热效果较好、燃烧室温度场更均匀的燃烧器预热室结构 4-6 三种类型进行加工，见图 5.1。



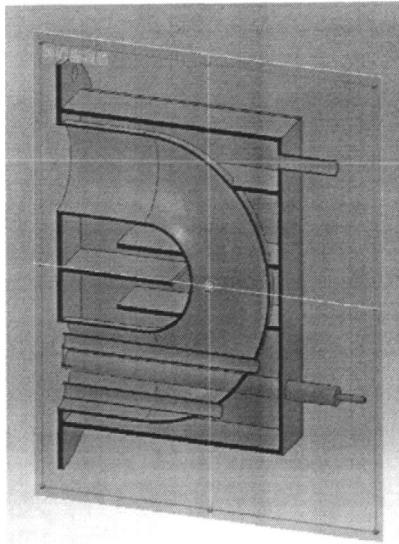
(a) 结构 4 实体照片



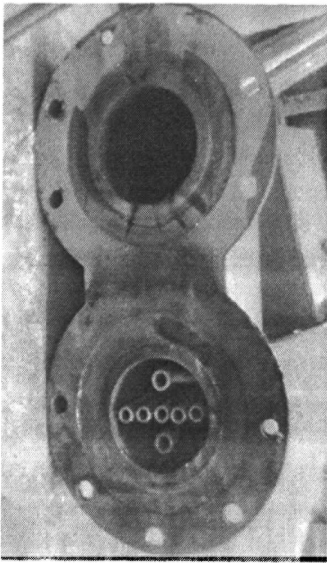
(b) 结构 4 剖面图



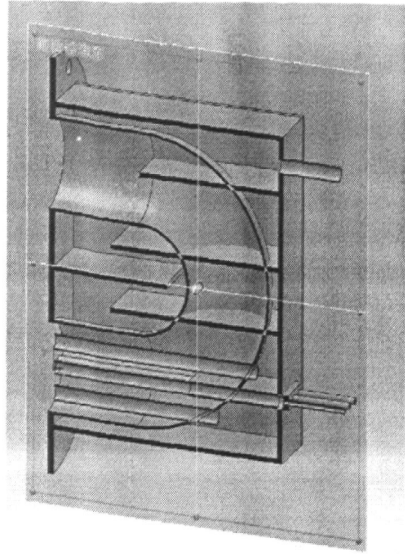
(c) 结构 5 实体照片



(d) 结构 5 剖面图



(e) 结构6 实体照片

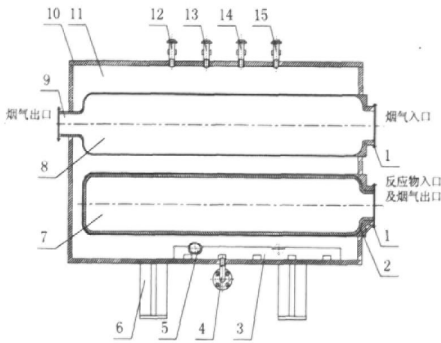


(f) 结构6 剖面图

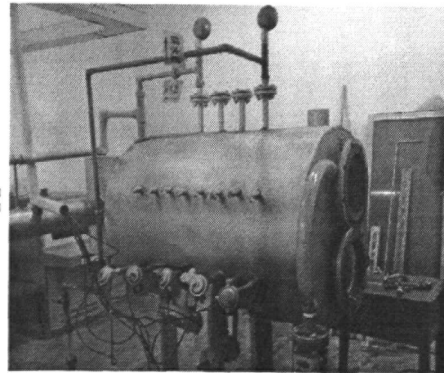
图 5.1 不同预热室结构燃烧器

### 5.1.2 实验炉

为了配合气流方向不同于以往燃烧器的多段式自预热燃烧器，在总结现有工业炉的基础上，研究者设计了一种基于无焰燃烧的新型工业炉。该工业炉采用卧式火管结构，如图 5.2 所示，由内至外主要由保温层，下部一端封闭的燃烧室，上部的炉膛，水空间，外壁，隔热层，钢板和排污槽，排污管，手孔装置，锅炉支脚，锅炉排烟管道，出水槽，进水管座，测压管座，测温管座，回水管座等附件组成。



(a) 实验炉剖面图



(b) 实验炉实体照片

(1 燃烧器固定法兰盘, 2 保温层, 3 排污槽, 4 排污管, 5 手孔装置, 6 锅炉支脚, 7 燃烧室, 8 炉膛, 9 锅炉排烟管道, 10 锅炉本体, 11 锅炉水空间, 12 出水测温管座, 13 出水管座, 14 进水管座, 15 进水测温管座)

图 5.2 实验炉本体

下部燃烧室和上部炉膛内径均为 200mm、长度为 1000mm 的圆柱形直筒，其中下部燃烧室内部加上 20mm 厚的耐火保温层后内径变为 160mm。在燃烧室和炉膛上分别开有间隔为 100mm 的八个内径为  $\Phi 20$  的测温/观察孔，可将热线风速仪



或热电偶伸入其中测量所需数据。燃烧室及炉膛与外壁之间为锅炉水空间，可以根据温度计、压力计所显示而调整进出水量至合理水平。锅炉外壁内径为 650mm，长度为 1000mm。锅炉外壁与最外部钢板之间采用保温棉填充，钢板为 5mm 厚。

### 5.1.3 实验系统

在参考已有实例的基础上，综合考虑实验室空间布置和今后工程放大应用于工业使用的需要，初步制定了一套新型工业加热炉实验系统的设计方案。根据方案，本实验系统在包括工业加热炉的基础上，还包括有鼓引风系统、给排水系统、数据采集/处理系统等主要部分，见图 5.3。

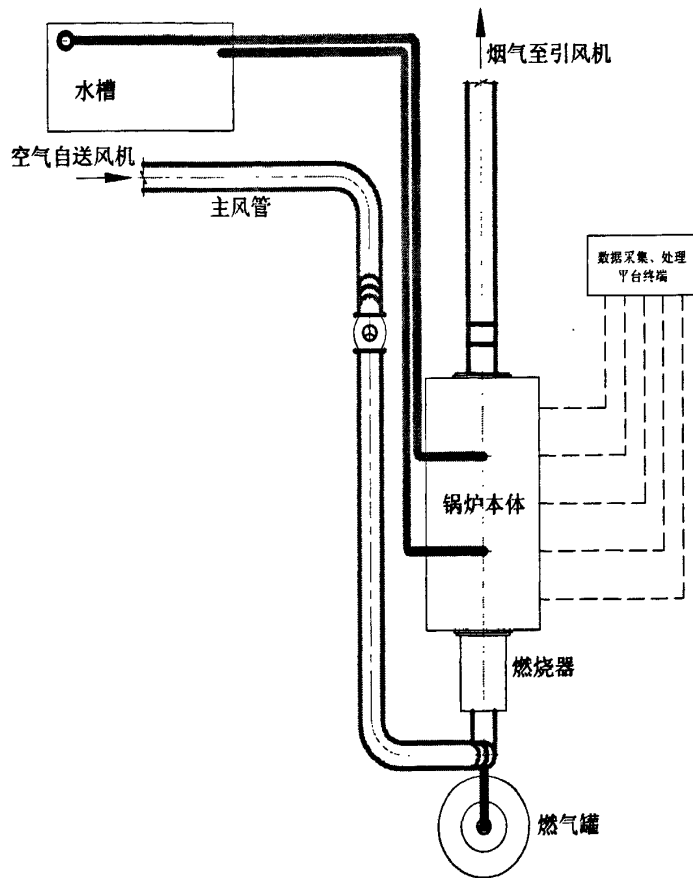


图 5.3 无焰燃烧实验系统俯视图

#### 5.1.3.1 鼓、引风系统

由鼓风机、引风机和连接管道组成，其中鼓风机负责提供一定压力和流速的空气，通过主风管末端的支管为燃烧器提供常温空气；引风机负责维持炉内的负压，防止燃气泄漏和火苗外串。控制及报警面板见图 5.4。根据系统通风阻力计算结果以及与相邻实验台的配合情况，本系统选用 Y9-38-4D 型风机，转速 2900r/min，全压 3550-3908Pa，流量 3584-6527m<sup>3</sup>/h，电机功率 5.5kW；引风机 BA-72-2.8A 型防爆离心通风机，转速 2900r/min，全压 994-606Pa，流量



1131-2356m<sup>3</sup>/h, 电机功率 1.5kW-2P。

### 5.1.3.2 冷却系统

通过实验室消防系统和已有的水槽实现对锅炉的给、排水。在冷却锅炉的同时自身得到加热。

### 5.1.3.3 数据采集、处理系统

(1) 数据采集、处理系统设计：将空气、燃气流量计以及各热电偶连接至实验系统数据采集及处理平台终端，见图 5.5，通过计算机实时显示并保存各点流量和温度。由台式计算机、应用程序、组态软件、通讯模块、热电偶温度计模块、电流模块、热电偶温度补偿导线和 2 芯屏蔽线等组成。其中热电偶采用 WRP-130 型铂铑-铂热电偶，分度号 S，测量范围 0~1600℃，刚玉外壳，长度为 400mm。数据采集及处理程序由 Visual BASIC 语言编写，能对接入系统的八个热电偶测量到的炉内温度以及流量计测量到的流量进行自动采集和显示，并根据需要进行数据查询、保存、导出和清空操作。

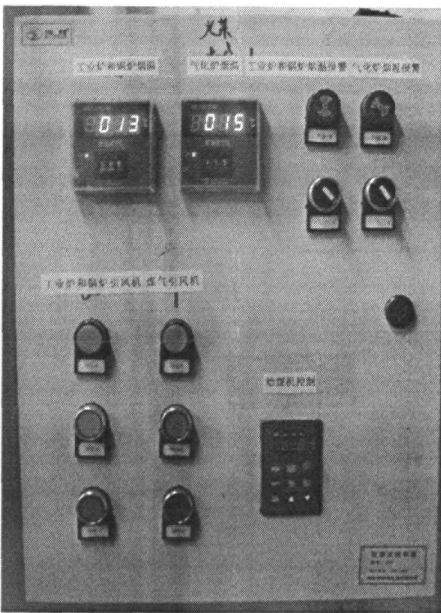


图5.4 控制及报警面板

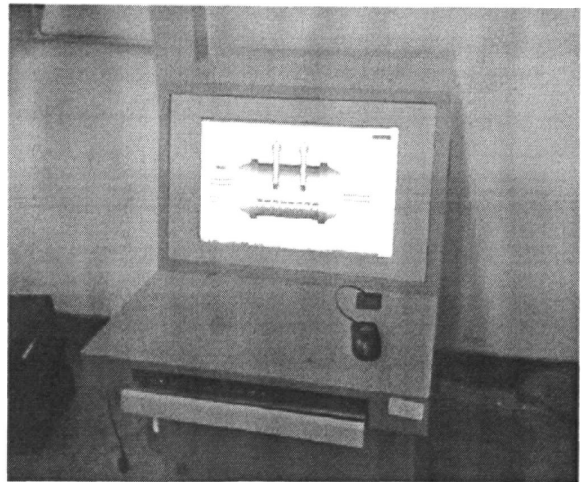


图5.5 数据采集/处理平台终端

(2) 数据采集、处理平台使用：进行实验时，先通过控制及报警面板开启引风机、再开启鼓风机、最后打开燃气开关向炉内送入燃气并马上点火，点火成功后系统各部件运行正常的情况下，打开软件选择“锅炉”，见图 5.6，当数据显示稳定后可开始进行采集。单击操作界面上的“保存数据”，再单击弹出对话框的“确定”后系统开始记录数据。实验中或实验后，需要对实验数据进行查询和分析处理时，可单击操作界面上的“数据报表查询”，单击下拉菜单上的“锅炉”即可进入数据库，见图 5.7。数据库中保存了实验详细时间、各流量计读数、各热电偶测得温度。通过数据库界面下方的复选框选择具体年月和时间，单击“查询”则可获得所需实验数据。当需要对所选数据进行分析处理或打印时，单击“数

据导出”，在弹出对话框中命名文件并确认后，数据将保存在预先设定的储存路径下的同名 Excel 文件中，然后可通过同名 Excel 文件进行所需操作。当数据库内存已满后，需要对其进行清空操作，单击操作界面上的“数据清空”，选择下拉菜单中的“锅炉”，即可立刻清空锅炉原有实验数据，并对新的实验数据进行储存。

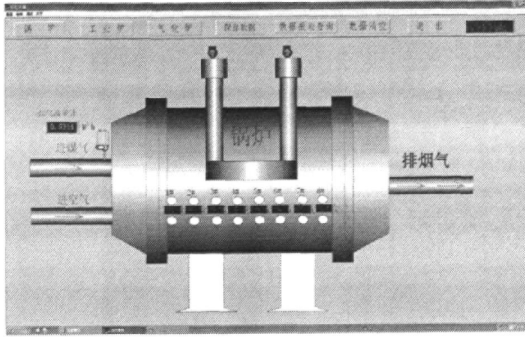


图5.6 数据采集、处理软件界面

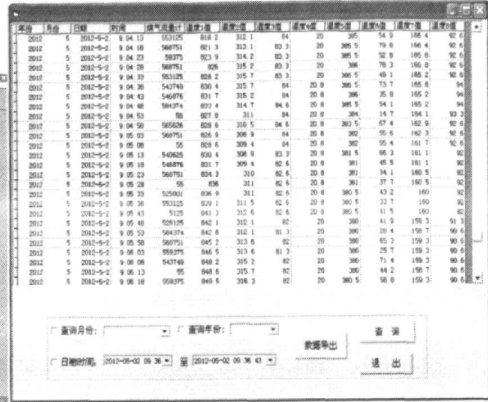


图5.7 数据采集、处理数据库界面

## 5.2 冷态研究

### 5.2.1 实验目的

- (1) 测量采用多段式自预热燃烧器时燃烧室内的速度分布。
- (2) 观察燃烧室中的气体射流回流区。

### 5.2.2 实验测试方法

本实验中采用鼓风机提供空气，利用引风机调节燃烧室至负压，大小为 0.02MPa，由于实验为冷态试验，燃气用空气替代。测试仪器包括热线风速仪与转子流量计。水平中心截面布置有八个测孔，如图 5.8 及表 5.1 所示，分别布置 Y11…Y17、Y21…Y27、Y31…Y37、Y41…Y47、Y51…Y57、Y61…Y67、Y71…Y77、Y81…Y87 共 56 个测点。其中测点 1、7 为壁面，测点 2、3、4 间隔 20mm，其余测点间隔均为 30mm，测点 4 位于燃烧室中心轴线上。

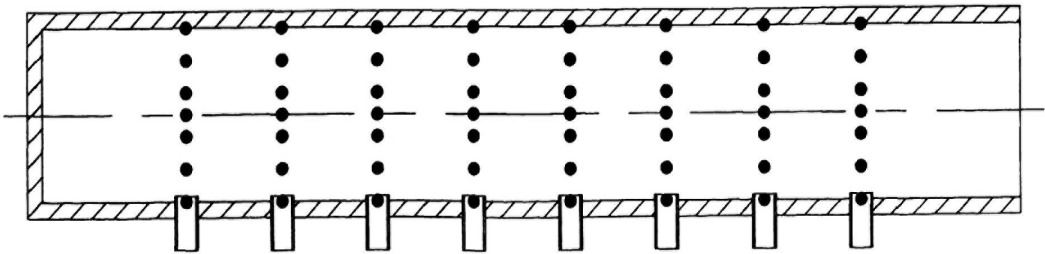


图 5.8 燃烧室水平中心截面测点布置示意图

表 5.1 烟道截面测点记录表

87	77	67	57	47	37	27	17
86	76	66	56	46	36	26	16
85	75	65	55	45	35	25	15
84	74	64	54	44	34	24	14
83	73	63	53	43	33	23	13
82	72	62	52	42	32	22	12
81	71	61	51	41	31	21	11

#### 5.2.2.1 实验步骤

- (1) 依靠法兰将燃烧器和燃烧实验台本体连接，检查各个连接处的密闭性。
- (2) 正确连接实验台上空气流动管道至燃烧器空气进口管与燃气进口管，检查气密性。
- (3) 开启冷却水系统，调节冷却水进口阀门。
- (4) 打开空气管道上所需阀门，先开引风机、再开鼓风机。
- (5) 待气体流动稳定后记录各流量计的示数，以及热线风速仪显示的速度。
- (6) 测试中通过调整热线风速仪探头深入燃烧室深度，以测得管道断面水平直线上的速度分布。
- (7) 测得当前工况下全部数据后，改变空气流量计前阀门开度，调整负荷至另一工况进行测量。
- (8) 待全部工况测试完毕后，将热线风速仪拔出，关闭鼓风机、引风机。
- (9) 更换燃烧器，重复上述 (1) - (8) 步骤。
- (10) 进行实验数据整理及分析。

#### 5.2.2.2 实验注意事项

- (1) 测量时应当将热线风速仪迎风方向对准气流来流方向，测量点插入孔用棉花等物塞住，避免漏风，防止该断面上气流干扰。
- (2) 由于断面流动不稳定以及读数误差的存在，因此每一测点上应多测几次，以求取平均值。
- (3) 由于是人为手动测量，所以尽量保证仪器测量时的稳定性，避免由于振动带来的误差。

#### 5.2.3 实验工况

燃烧器设计热负荷为 15kw (额定工况)，空气流量为 11.8m<sup>3</sup>/h、燃气流量为 16.6m<sup>3</sup>/h。现仅验证几个典型工况下流场分布，具体各工况空气、燃气流量见表 5.2。

表 5.2 各工况对应燃气、空气流量

工况	负荷(%)	空气流量(m <sup>3</sup> /h)	燃气流量(m <sup>3</sup> /h)
1	40	4	6.72
2	40	4.4	6.72
3	20	2.2	3.36
4	40	4.8	6.72

### 5.2.4 实验结果与分析

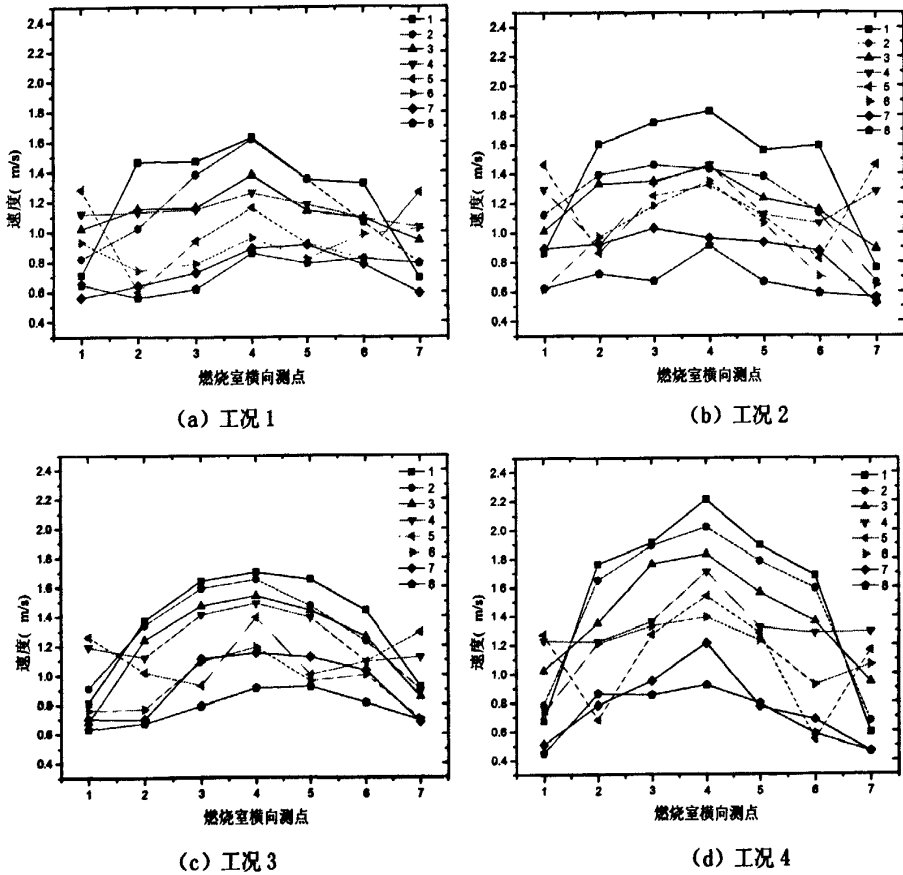
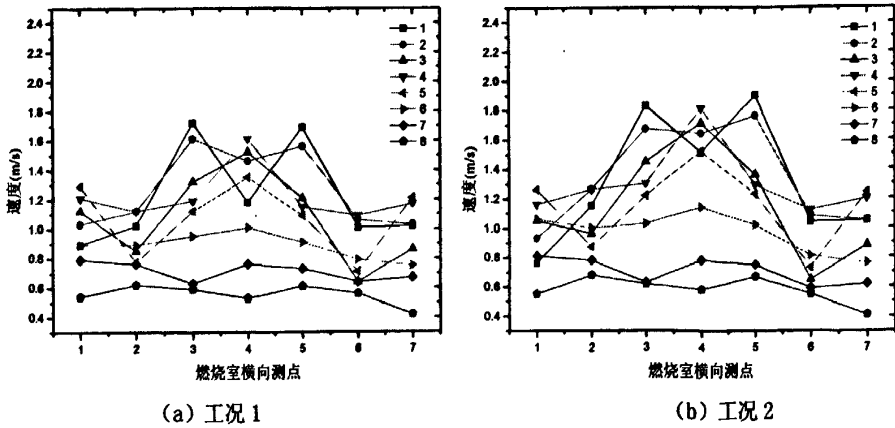


图 5.9 采用燃烧器结构 4 燃烧室内速度分布



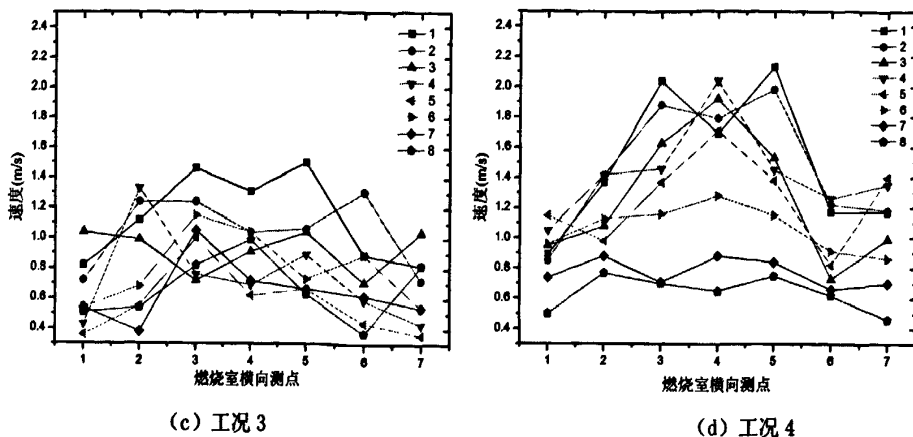


图 5.10 采用燃烧器结构 5 燃烧室内速度分布

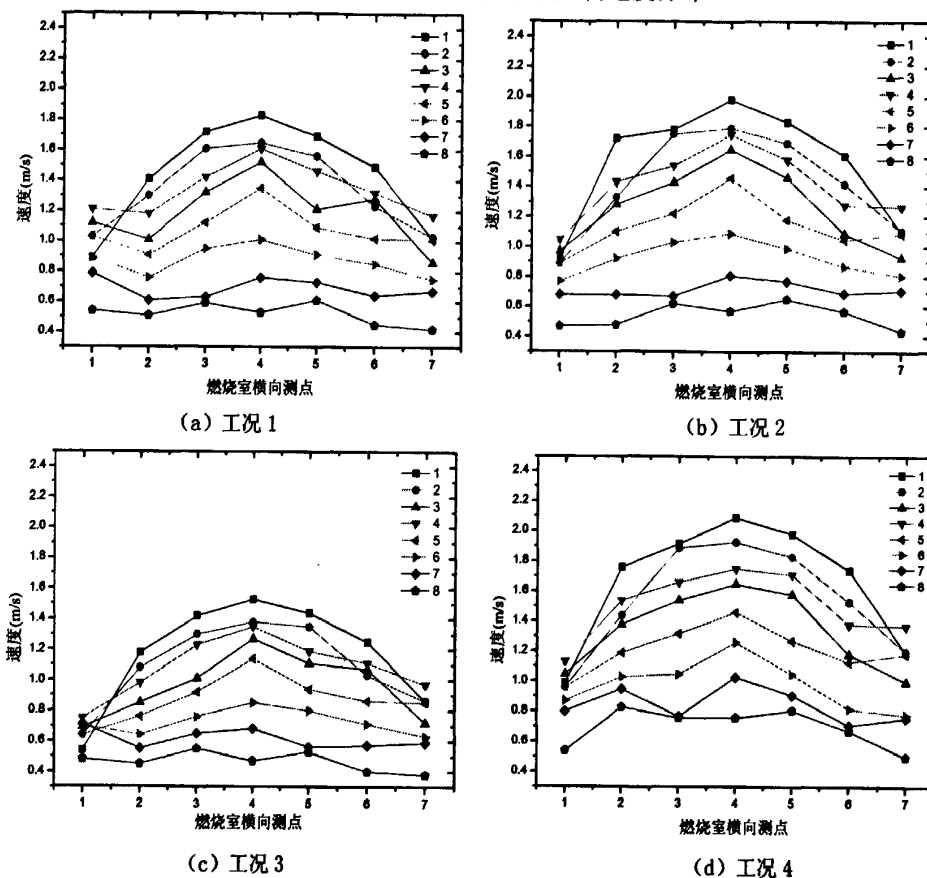


图 5.11 采用燃烧器结构 6 燃烧室内速度分布

根据图 5.9-5.11 可以看出，燃烧室内速度随燃烧室入口距离  $x$  增加而减小，并在测孔 6 附近减小到最小值，测孔 7、8 所测速度无明显变化；并且在相同负荷下，燃烧室内速度随空气量增加而增加，并随负荷降低而降低；此外，比较采用不同燃烧器预热室结构时，在相同设计符合下，水平均布燃气管数目越多，燃烧室内流场分布越均匀。

其中，从图 5.9 可以看出，使用燃烧器预热室结构 4 时的流场有明显的左右两侧涡流存在，使得 2、6 测点的速度随燃烧室入口距离  $x$  的增加出现先增大后减小的现象，涡流中心点处于测孔 5 附近，导致测孔 5 测量到的燃烧室横向测点

速度分布出现“W”型。从图 5.10 可以看出，采用燃烧器预热室结构 5 时的流场左右两侧涡流不明显，并由于燃气管分布于测点 3、5 所在燃烧室纵向轴线附近，测点 3、5 速度高于同一水平线上其他测点，水平截面上存在中心和两侧三股回流。从图 5.11 可以看出，采用燃烧器预热室结构 6 时的流场分布最均匀，水平面上无明显回流现象存在，速度分布均匀。考虑到流场对传热传质的影响，流场分布均匀度越高，则温度场分布均匀度也随之越高，对于在工业应用过程中需均匀加热的钢坯、铜锭等具有良好的均匀加热性能，具有广阔的工业应用前景。

### 5.3 热态研究

#### 5.3.1 实验目的

- (1) 测量采用不同类型及不同预热室结构燃烧器燃烧时，燃烧室内的反应物最终预热温度及燃烧温度均匀性。
- (2) 测量多段式自预热燃烧器对负荷适应性和过量空气系数变化敏感性。

#### 5.3.2 实验测试方法

本实验中鼓风机送出的空气从主风管进入支管，通过转子流量计后进入燃烧器空气进口管；使用的燃气为用 CO、CO<sub>2</sub>、N<sub>2</sub> 混合的气体模拟高炉煤气，各气体摩尔体积比为 CO25%、CO<sub>2</sub>20%、N<sub>2</sub>55%，三种气体分别经过涡街流量计后混合，再进入燃烧器燃气进口管。测试仪器包括 LUGB 涡街流量计、转子流量计、铂铑-铂 S 型热电偶与 MRU 烟气在线监测仪。

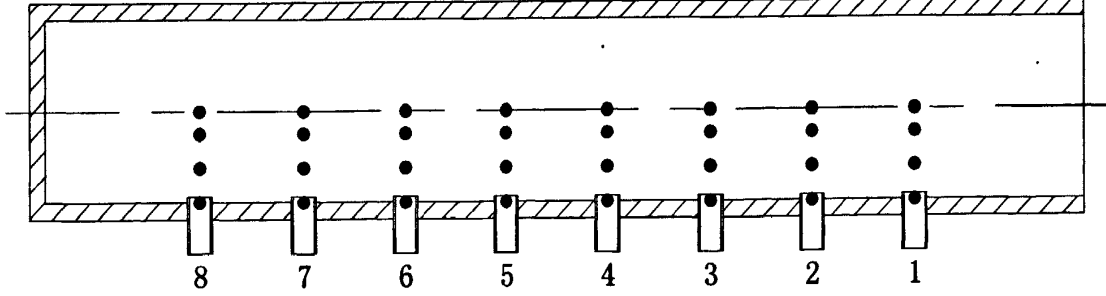


图 5.10 燃烧室水平中心截面测点布置示意图

表 5.3 烟道截面测点记录表

84	74	64	54	44	34	24	14
83	73	63	53	43	33	23	13
82	72	62	52	42	32	22	12
81	71	61	51	41	31	21	11

水平中心截面布置有八个测孔，如图 5.10 与表 5.3 所示，分别布置 Y11…Y14、

Y21…Y24、Y31…Y34、Y41…Y44、Y51…Y54、Y61…Y64、Y71…Y74、Y81…Y84 共 32 个测点。其中测点 1 为左壁面，测点 1、2 间隔 20mm，测点 2、3、4 间隔均为 30mm，测点 4 位于燃烧室中心轴线上。

#### 5.3.2.1 实验步骤

(1) 依靠法兰将燃烧器和燃烧实验台本体连接，检查各个连接处的密闭性。

(2) 正确连接实验台上空气流动管道至燃烧器空气进口管，以及瓶装燃气至燃气混合器再到燃烧器燃气进口管。检查所有接口处气密性。

(3) 打开冷却水阀门，启动对锅炉及排烟管道的水冷保护措施。

(4) 开启引风机，再开启鼓风机，再开启燃气阀门，立即点火。

(5) 点火成功后，在各部件运行正常的情况下，打开实验数据采集、处理软件，选择“锅炉”，当数据显示稳定后可开始进行流量与温度数据的电脑自动采集并储存。

(6) 利用 MRU 烟气在线检测仪，人工从尾部烟道上的烟气测量取样孔测量烟气中 CO 以及 NO<sub>x</sub> 含量，并记录。

(7) 测得当前工况下全部数据后，改变空气流量计前阀门开度，调整过量空气系数至另一工况进行测量。

(8) 调整燃气流量与空气流量，改变燃烧器负荷，进行不同负荷工况的测量。

(9) 采集并保存完成后，关闭燃气阀门。燃烧完全停止后，仍然待锅炉温度降至室温再依次关闭鼓风机、引风机，最后关闭燃烧实验台的冷却水系统。

(10) 更换燃烧器，重复上述 (1) - (9) 步骤。

(11) 进行实验数据整理及分析。

#### 5.3.2.2 实验注意事项

(1) 点火前应保证鼓风机、引风机的正常运转，在流速较低的情况下，打开燃气阀门并马上点火，以免风速过高将火焰吹灭。

(2) 点火失败时应立即关闭燃气阀门，待鼓风机、引风机将燃烧室内残存可燃气体吹尽后，再重新开启燃气阀门并点火。

(3) 整个实验过程中时应当保证燃烧室内的负压，以防漏风处产生 CO 泄露和火苗外窜现象。

#### 5.3.3 实验工况

燃烧器设计热负荷为 15kw (额定工况)，根据数值模拟结果可知高负荷状况下燃烧器使用性能稳定，并且考虑实际燃烧过程中所能购买 CO 及 N<sub>2</sub> 均为 40L 钢瓶 13MPa 压缩气体，为避免燃烧过程中换钢瓶带来误差，本实验首先调节过量空气系数为 1.0、1.1、1.2 三种工况，选定合适过量空气系数，再调节不同负荷，

验证额定工况的 40%、30%、20%、10%四种负荷工况。各工况下燃气、空气流量见表 5.4。

表 5.4 各工况对应燃气、空气流量

工况	燃气种类	负荷(%)	过量空气系数 ( $\alpha$ )	空气流量(m <sup>3</sup> /h)	燃气流量(m <sup>3</sup> /h)
1	高炉煤气	40	1.0	4	6.72
2	高炉煤气	40	1.1	4.4	6.72
3	高炉煤气	30	1.1	3.3	5.04
4	高炉煤气	20	1.1	2.2	3.36
5	高炉煤气	10	1.1	1.1	1.68
6	高炉煤气	40	1.2	4.8	6.72
8	液化气	40	1.1	6.4	0.23

### 5.3.4 实验结果与分析

由于燃烧器、燃烧室均为左右对称结构，所以燃烧室内温度左右对称，将测点 1-3 各点温度依次以测点 4 所在中轴线为对称线，对称可得测点 7-5 温度。具体结果如下。

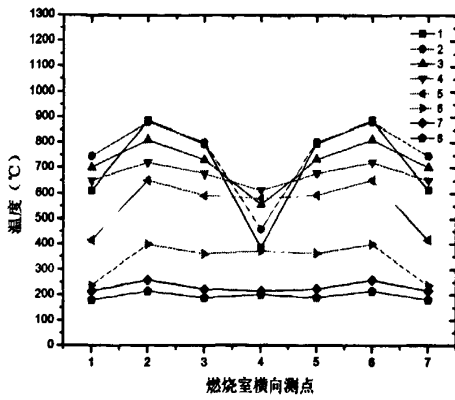
#### 5.3.4.1 不同燃烧器燃烧比较

从表 5.5 可以看出多段式自预热燃烧器对反应物预热效果很好。其中空气由于受到两次预热，预热效果较燃气更好并且稳定；燃气预热效果与预热室结构及燃气流量紧密相关。当相同工况下采用结构 4-6 预热室，燃气换热面积依次增长 42%与 104%，燃气的预热温度分别增长 23.62%与 26.55%，增长速度随换热面积增大而放缓；当固定预热室结构，燃气流量由高炉煤气流量 6.72m<sup>3</sup> 降至液化气流量 0.23m<sup>3</sup>，燃气预热温度增加 27.64%，这是由于燃气流量减小导致流速降低，燃气换热时间长，而使得换热效果加强。

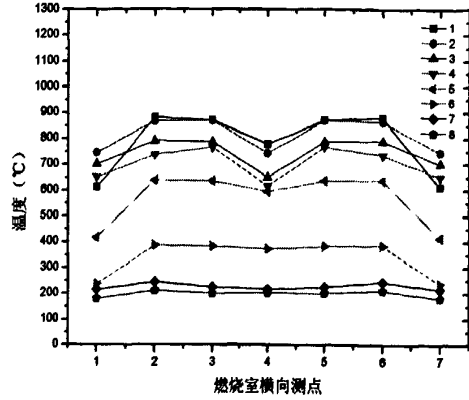
表 5.5 燃烧器出口反应物温度

预热室结构	燃气种类	负荷 (%)	过量空气系数 ( $\alpha$ )	空气换热面积 (m <sup>2</sup> )	燃气换热面积 (m <sup>2</sup> )	空气出口温度(°C)	燃气出口温度(°C)
4	高炉煤气	40	1.1	3.00	0.38	726	326
5	高炉煤气	40	1.1	3.00	0.54	726	403
6	高炉煤气	40	1.1	3.00	1.10	726	510
6	液化气	40	1.1	3.00	1.10	726	651

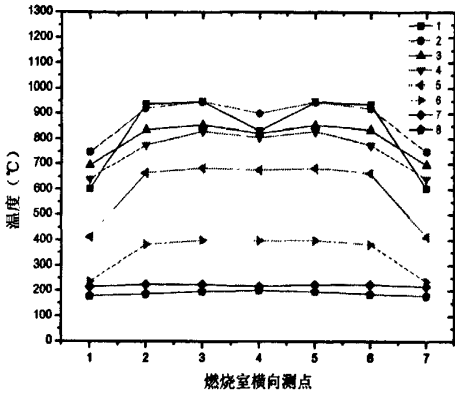




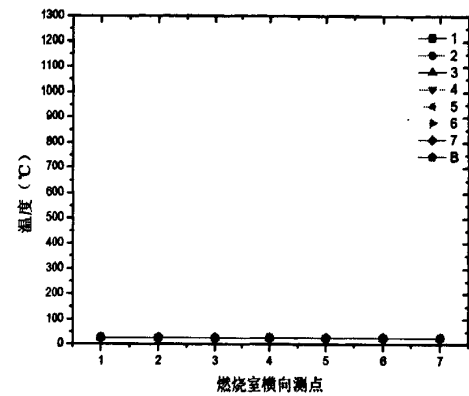
(a) 多段式自预热燃烧器结构 4 (高炉煤气, 40%负荷,  $\alpha=1.1$ )



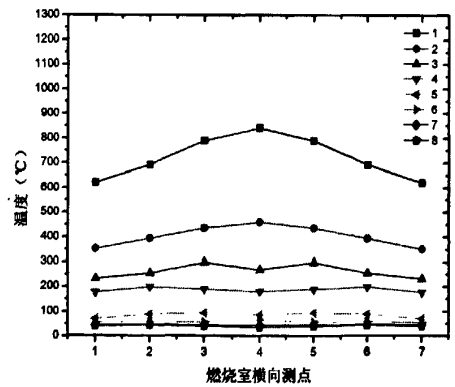
(b) 多段式自预热燃烧器结构 5 (高炉煤气, 40%负荷,  $\alpha=1.1$ )



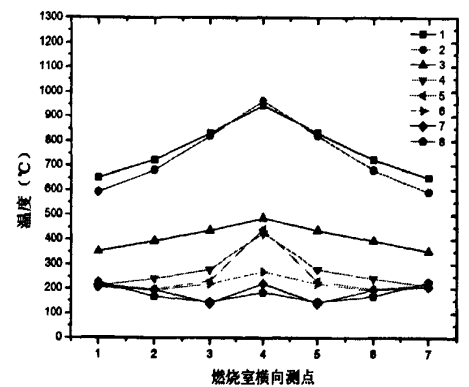
(c) 多段式自预热燃烧器结构 6 (高炉煤气, 40%负荷,  $\alpha=1.1$ )



(d) 传统燃烧器 (高炉煤气, 40%负荷,  $\alpha=1.1$ )



(e) 多段式自预热燃烧器结构 6 (液化气, 40%负荷,  $\alpha=1.1$ )



(f) 传统燃烧器 (液化气, 40%负荷,  $\alpha=1.1$ )

图 5.11 燃烧室温度分布

从图 5.11 可以看出, 采用传统燃烧器时, 高炉煤气着火困难, 无法进行燃烧实验, 燃烧室内为室温; 采用液化气进行燃烧时, 燃烧室内温度分布均匀度低于多段式自预热燃烧器, 且随与燃烧室入口距离  $x$  增加而减小迅速。采用多段式自预热燃烧器采用预热室结构 4-6 时, 高炉煤气燃烧稳定, 燃烧室前半段温度分布均匀, 温差在  $200^{\circ}\text{C}$  以内; 换燃气为液化气后, 由于液化气热值远高于高炉煤气, 相同负荷下燃气量剧减, 燃气出口流速降低, 在燃烧室内到达测孔 1 位置前已发

生着火燃烧，并由于烟道负压存在，烟气还未深入燃烧室则已被抽走，燃烧室后半段几乎无升温现象。

对比采用结构 4-6 的温度场，可以看出结构 4 由于燃气预热效果不佳，在燃烧室中心轴线上，温度出现先上升后下降现象，采用结构 5-6 时，这一现象改善明显，并且燃烧室平均温度有所上升。

根据 MRU 在线烟气分析仪测试结果，采用多段式自预热燃烧器燃用高炉煤气时，烟气中 CO 及 NO<sub>x</sub> 含量最高值分别为 60ppm 和 6ppm，除去系统漏风影响，经计算可得高炉煤气的燃烬率在 95-98% 之间，NO<sub>x</sub> 产生量低于 10ppm，符合数值模拟结果，已达到高效低污染燃烧效果<sup>[65]</sup>。

### 5.3.4.2 负荷适应性分析

从图 5.8 可以看出，采用多段式自预热燃烧器预热室结构 6 时，由于空气与燃气预热效果较好，燃烧室整体温度分布较为均匀，温度分布均匀度不随负荷降低而下降，但燃烧室内平均温度随负荷降低而下降。并根据实验中实际观察得知，燃烧稳定性亦随负荷下降而下降，当负荷降至 40% 以下时，燃烧不稳定性明显增加，容易发生熄火现象，当负荷降至 10% 时，燃烧室内着火困难，可认为燃烧反应无法发生。

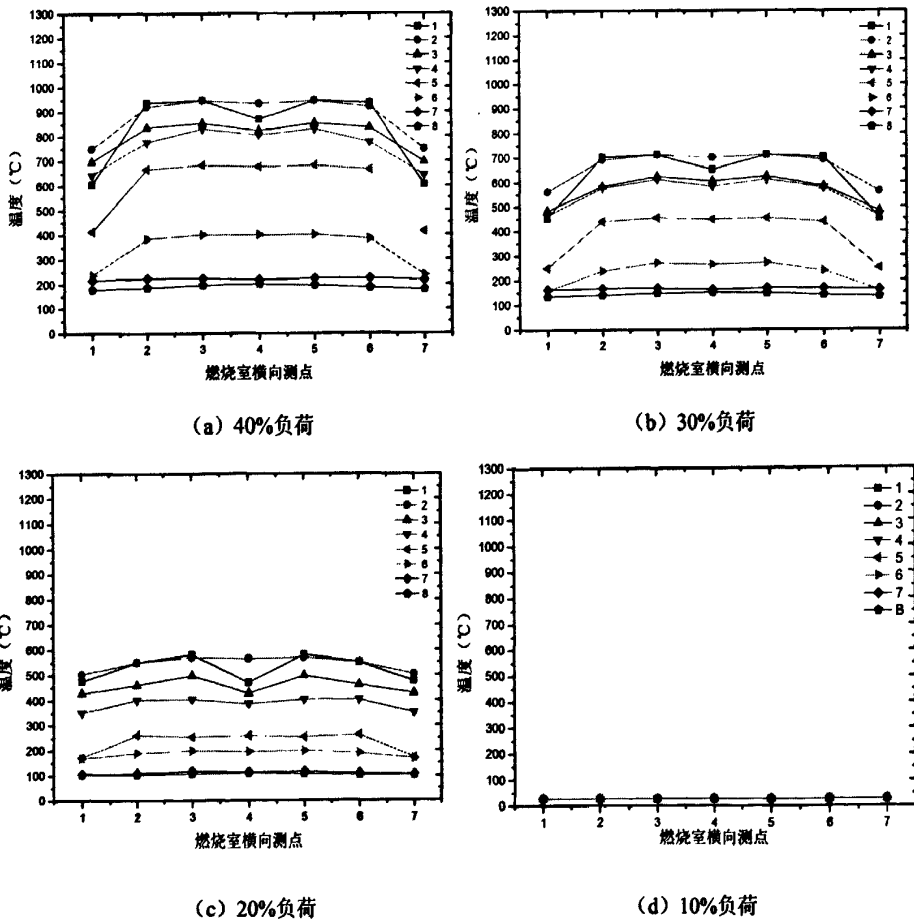


图 5.12 燃烧室温度分布 (结构 6, 高炉煤气,  $\alpha=1.1$ )

### 5.3.4.3 过量空气系数影响

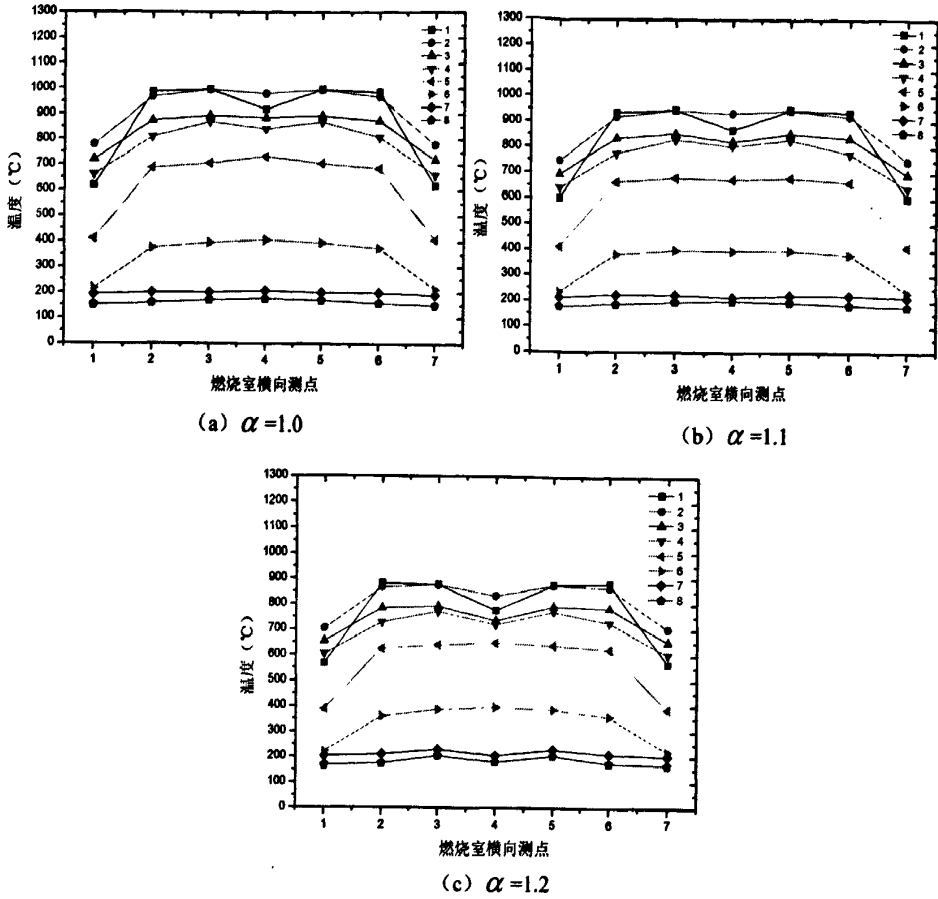


图 5.13 燃烧室温度分布 (结构 6, 高炉煤气, 40%负荷)

从图 5.13 可以看出, 过量空气系数从 1.0 向 1.2 变化时, 燃烧室内温度及其均匀度变化不大, 这是因为燃烧室内燃烧反应稳定后, 燃烧过程对过量空气系数变化不敏感。燃烧室内平均温度随过量空气系数增加而稍有下降, 这是由于进入燃烧室的过量冷空气未能参与燃烧反应放热, 反而吸收热量, 增加了排烟热损失。

## 5.4 小结

本章首先介绍了根据数值模拟结果选择的三种不同预热室结构的多段式自预热燃烧器及其配套实验系统的设计及建造, 然后描述了进行冷、热态实验研究的目的、方法、实验工况以及所得实验研究结论。

冷态实验中, 以空气代替燃气, 通过改变负荷与空气量, 研究了采用预热室结构 4-6 的多段式自预热燃烧器时燃烧室内的冷态流场, 得到燃烧室内的水平面速度分布及涡流存在点。根据研究结果可知, 在燃烧室半径长度比接近 0.16 时(半径 160mm, 长度 1000mm), 燃烧室前半段水平截面速度分布较为均匀, 燃烧室中轴线附近速度略高于贴壁处, 并且水平面上速度分布均匀度与反应物入口管数目及排列有关, 当负荷相同(出口速度相同)时, 反应物入口管数量越多, 燃烧

室速度分布越均匀。在燃烧室后半段，由于实验工况负荷较低，反应物动能不大，而燃烧室是后端封闭的空间，距燃烧室入口距离越大，静压越大，流体流动状况不佳，速度较燃烧室前半段降低明显。观察燃烧室速度分布可知，涡流存在于燃烧室中部靠近入口端，回流在贴近壁面处发生。与数值模拟结果相比较，流动规律符合 CFD 模拟结果。

热态实验中，分别采用了高炉煤气与液化气两种燃气，并在不同负荷以及不同过量空气系数下得到了多段式自预热燃烧器的适应性结论。多段式自预热燃烧器对反应物的预热效果良好，相比传统燃烧器，对低热值燃料的适应性强，燃烧室内温度分布更均匀，平均温度更高，燃烬率在 95%以上，NO<sub>x</sub> 排放低于 10ppm，符合高效低污染燃烧要求。并且，多段式自预热燃烧器对负荷和过量空气系数变化适应性良好，当负荷降至 20-30%时，燃烧不稳定性增加，10%时燃烧反应无法发生，对过量空气系数变化不敏感。

上述实验结果表明，多段式自预热燃烧器的设计能有效利用烟气余热，提升反应物在燃烧室入口温度，并提升燃烧室平均温度，适应低热值燃料燃烧特点。并且该燃烧器负荷适应性强，对过量空气系数变化不敏感。验证了数值模拟结果的准确性，达到了低热值燃料高效清洁燃烧的技术指标，验证了在该燃烧器在其实验系统上进行燃烧实验特性研究的可行性，为下一步更深入的研究奠定了坚实基础。

## 总结与展望

本课题以高炉煤气这种低热值燃料的高效低污染利用为目的，无焰燃烧技术为背景，设计了一种多段式自预热燃烧器及其实验测试系统，并对其进行了包括冷态流场、压力及燃烧、排放特性的 CFD 数值模拟及实验研究工作。

论文主要成果如下：

### (1) 多段式自预热燃烧器本体及其实验测试系统的设计

首先，根据前人总结的无焰燃烧实现条件，设计一种利用自身烟气回流预热空气及燃料的燃烧器，介绍了技术原理、基本雏形及其使用方式；然后，对其基本部件进行设计，提出几种典型的设计方案，并与传统燃烧方式进行比较，得出优势所在；最后，根据所设计的多段式自预热燃烧器本体结构进行了燃烧实验系统的设计及建造，包括实验所用特殊结构的工业锅炉本体及其配套实验测试系统，其中配套实验测试系统含有鼓引风系统、给排水系统和数据采集处理系统。

### (2) 多段式自预热燃烧器数值模拟

首先，分析了基本控制方程、湍流模型、化学组分输运和反应模拟方法、辐射模型和  $\text{NO}_x$  形成模型的理论基础与分类，并采用参考文献及比较的方法选取了适合本研究的模型方程，并给出了烟气卷吸率的理论及计算方法。然后根据燃烧器设计的不同燃烧室、预热室结构，建立不同大小以及不同结构的物理模型。并对不同物理模型进行冷态及燃烧的流动、传热数值模拟。分析了燃烧室结构变化对流动及卷吸率的影响，选出了最佳的燃烧室半径长度比；并对预热室中空气隔板的数量进行改变，以及对预热室高温烟气回流管中的预热管数量、排列方式进行改变，将烟气卷吸率、燃烧温度场、平均温度、峰值温度、各种物质的浓度场以及  $\text{NO}_x$  产生浓度的数值模拟结果进行比较分析研究，为实验测试及其使用性能分析提供了有力的理论支持，主要结论如下。

a. 燃烧室半径长度比影响整体流场分布。半径长度比小于 0.25 时，燃烧室压力分布不均，射流速度在燃烧室内迅速降低，卷吸率亦随之迅速下降。

b. 在空气流速较高的情况下，通过增加其燃烧器内的流动路程，可显著提升空气预热温度。在燃气流速较高的情况下，通过增加燃烧器内的燃气预热管数量，以增加燃气换热面积，可以显著提升燃气预热效果。

c. 采用多段式自预热燃烧器的情况下，空气可以预热到 1200K 以上。在燃烧室半径长度比超过 0.25 的条件下，烟气卷吸率 ( $K_v$ ) 可以轻易的超过 6。满足了低热值气体实现无焰燃烧所需要的前提条件。

d. 燃烧室内烟气卷吸率对无焰燃烧有重要影响。在燃烧室内流场相似的情况下，烟气卷吸率越大，燃烧室内的卷吸作用越强烈，无焰燃烧的状态越理想，温度分布越均匀，峰值温度越低， $\text{NO}_x$  生成量也越低。

e. 燃烧器的预热效果影响到燃烧室入口处的反应物初始温度，初始温度越高，反应发生的越剧烈，整体的平均温度越高，燃烧室出口剩余燃气浓度越低，燃料的燃烬率越高。

f. 燃烧器换热管数量同时影响卷吸率以及换热效果。相同热负荷下，换热管越多，换热面积越大，换热效果越强，燃烧室平均温度越高，燃烬率越高；但烟气卷吸率下降，燃烧室温度分布均匀度下降，峰值温度升高， $\text{NO}_x$ 生成浓度增加。

### (3) 多段式自预热燃烧器实验研究

首先，进行冷态实验，测量采用多段式自预热燃烧器时燃烧室内的速度分布与压力分布；观察燃烧室中的气体射流回流区；分析燃烧室内的流动、卷吸规律。然后，测量采用不同结构多段式自预热燃烧器时反应物的最终预热温度及燃烧室内的温度分布。最后，结合数值模拟结果，对燃烧器使用中的预热及燃烧特性进行综合比较，并得出最后结论如下。

a. 在燃烧室半径长度比接近 0.16 时（半径 160mm，长度 1000mm），燃烧室前半段水平截面速度分布较为均匀，燃烧室中轴线附近速度略高于贴壁处，并且水平面上速度分布均匀度与反应物入口管数目及排列有关，当负荷相同（出口速度相同）时，反应物入口管数量越多，燃烧室速度分布越均匀。在燃烧室后半段，由于实验工况负荷较低，反应物动能不大，而燃烧室是后端封闭的空间，距燃烧室入口距离越大，静压越大，流体流动状况不佳，速度较燃烧室前半段降低明显。涡流存在于燃烧室中部靠近入口端，回流在贴近壁面处发生。与相应结构下数值模拟结果相比较，流动规律符合 CFD 模拟结果。

b. 多段式自预热燃烧器对反应物的预热效果良好，相比传统燃烧器，对低热值燃料的适应性强，燃烧室内温度分布更均匀，平均温度更高，燃烬率在 95% 以上， $\text{NO}_x$  排放低于 10ppm，符合高效低污染燃烧要求。

c. 多段式自预热燃烧器对负荷和过量空气系数变化适应性良好。当负荷降至 20-30% 时，燃烧仍能继续进行；燃烧室温度及其均匀度对过量空气系数变化不敏感，温度随过量空气系数增加而降低，但均匀度仍能保持不变。

d. 从实验角度验证了数值模拟结果的准确性，为下一步更深入的研究奠定了坚实基础。

虽然本课题针对这种新型的多段式自预热燃烧器已展开数值模拟研究、冷态和热态实验研究，并得到了一定结论，但由于时间关系，许多工作未能深入展开，作者建议在下列几方面进行进一步的研究：

(1) 由于时间关系，冷、热态实验仅针对预热、燃烧温度进行，并未对燃烬及排放特性进行研究，有必要继续开展燃烬及排放特性研究，并深入探索预热、燃烧、排放之间具体联系。

(2) 本课题仅对该燃烧器的负荷适应性和过量空气系数适应性进行研究，而实际中高炉煤气成分有细微差别，有必要继续深入研究该燃烧器对燃料适应性研究。

(3) 本课题仅对几种典型的燃烧器预热室结构展开燃烧特性研究，有必要继续优化燃烧器预热室结构，研究其他典型预热方式的使用效果。

(4) 本课题仅对不同预热室结构对预热效果及燃特性的影响展开研究，并未深究其机理，可以在继续在现有实验设备上继续深入开展燃烧特性和机理研究。

(5) 本课题仅对高炉煤气为燃气的情况进行研究，但日常采用的燃气种类繁多，着火和燃烧特性各具特点，当选用不同种类燃料作为实验对象，根据各自的着火和燃烧特点，发展出适应不同气体燃料的具体燃烧器结构类型。并在透彻研究后，有必要将研究对象向煤、生物质、污泥等其他原料进行拓展，以扩展无焰燃烧的应用范围。

## 参考文献

- [1] 林伯强. 2011 中国能源发展报告. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [2] 新华社. 中华人民共和国国民经济和社会发展第十二个五年规划纲要. [http://www.gov.cn/2011lh/content\\_1825838.htm](http://www.gov.cn/2011lh/content_1825838.htm). 2011.
- [3] 《中国能源发展报告》编辑委员会. 中国能源发展报告. 北京: 中国计量出版社, 2003.
- [4] 湛志钢. 煤粉/高炉煤气混烧对煤粉燃尽性影响的研究: [华中科技大学硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2004.
- [5] 胡予红, 孙欣, 张文波. 煤炭对环境的影响研究. 中国能源, 2004, 26(1): 32-35.
- [6] 江泽民. 对中国能源问题的思考. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 345-359.
- [7] IPCC. Climate Change 2007: impacts, adaptation and vulnerability: contribution of Working Group II to the fourth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. London: Cambridge Univ Press, 2007.
- [8] IEA. Energy Technology Perspectives: Scenarios and Strategies to 2050. Paris: International Energy Agency, 2006.
- [9] 杜凤祥. 高炉煤气余压发电装置在邯钢的应用. 冶金动力, 2002, 1(1): 37-39.
- [10] 苟嘉川. 高炉煤气能量利用率提高探索. 四川冶金, 2002, 1(3): 29-31.
- [11] 尹建威, 孙国龙. 高炉煤气燃烧发电的现状和展望. 燃气轮机技术, 2002, 15(1): 27-29.
- [12] 侯长连, 胡和平, 董为民. 高效蓄热式工业炉的开发与利用. 钢铁, 2002, 1(1): 17-19.
- [13] 安锦民, 杨敏, 贾文义. 锅炉合理掺烧高炉煤气试验分析. 内蒙古电力技术, 2001, 5(1): 11-12.
- [14] 刘定平, 裴振林. 高炉煤气在 200MW 电站燃煤锅炉中掺烧应用. 中国电力, 2002, 35(3): 16-19.
- [15] 韩陈. 75t/h 煤粉锅炉全烧高炉煤气改造设想. 冶金动力, 2001, 5(1): 3-6.
- [16] 沈一平, 顾顺波. 220t/h 煤粉锅炉掺烧高炉煤气技术的开发和应用. 冶金能源, 1999, 1(5): 44-47.
- [17] 蒋苏生. 燃用高炉煤气的 150MW 联合循环发电机组. 华东电力, 1996, 1(7): 21-25.
- [18] 吴文渊, 张子栋. 高炉煤气与煤混烧的热电联产用流化床锅炉. 冶金能源, 1994, 1(9): 40-43.
- [19] 东方锅炉厂. 天然气锅炉. 北京: 科学技术出版社, 1997.
- [20] Shina, J. Y., Jeon, Y. J., Maeng, D. J.. Analysis of the dynamic characteristics of a



- combined-cycle power plant. *Energy*, 2002, 27(1): 1085-1098.
- [21] Y, S., S, S., I, M.. Heat transfer improvement and NO<sub>x</sub> reduction in an industrial furnace by regenerative combustion system. *Energy Conversion Engineering Conference*, 1996, 2(s): 804-809.
- [22] 胡震岗,黄信仪. 燃料与燃烧概论. 北京: 清华大学出版社, 1995.
- [23] 安德烈. 斯坦标林努. 工业火焰的燃烧过程. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [24] 岑可法,姚强,骆仲泱. 高等燃烧学. 浙江: 浙江大学出版社, 2000.
- [25] 邵杰. 新型低 NO<sub>x</sub> 旋流燃烧器冷态模拟实验研究与数值模拟: [浙江大学硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [26] 靖剑平. 燃用烟煤中心给粉旋流燃烧器流动及燃烧特性研究: [哈尔滨工业大学博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [27] 辛妍,钱永康. 反应炉富氧燃烧特性研究. *节能*, 2011, 6(1): 11-15.
- [28] 郭风. 煤粉富氧燃烧和新型富氧燃烧器直接点火技术及数值研究: [浙江大学硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2007.
- [29] 陆杰. 锅炉整体空气分级燃烧 NO<sub>x</sub> 排放及控制的关键问题的试验研究: [上海交通大学硕士学位论文]. 上海: 上海交通大学, 2008.
- [30] 旷金国. 高效空气分级燃烧控制燃煤 NO<sub>x</sub> 排放的技术理论研究: [上海交通大学硕士学位论文]. 上海: 上海交通大学, 2010.
- [31] 樊泉贵,阎维平. 锅炉原理. 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [32] 姚秀平. 燃气轮机及其联合循环发电. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [33] 唐志国,程建萍,马培勇. 新型常温空气无焰燃烧实现技术及特性分析. *工业加热*, 2007, 36(1): 48-51.
- [34] 刑献军,林其钊. 常温空气燃烧中 CO 生成的研究. *热能动力工程*, 2006, 21(6): 612-617.
- [35] GG, S., BB, D., GJ, N.. Operational characteristics of a parallel jet MILD combustion burner system. *Combustion and Flame*, 2009, 156(2): 429-438.
- [36] JA, W., JG, W.. Flameless oxidation to reduce thermal no-formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 1997, 23(1): 81-94.
- [37] R, W., JP, S., W, v. d. K.. On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2005, 30(1): 2623-2629.
- [38] Yuan, J., Naruse, I.. Effects of Air Dilution on Highly Preheated Air Combustion in a Regenerative Furnace. *Energy & Fuels*, 1999, 13(1): 99-104.
- [39] W, Y., W, B.. Numerical study of fuel temperature influence on single gas jet combustion in highly preheated and oxygen deficient air. *Energy*, 2005, 30(2-4):

385-398.

- [40] M, D. J., G L., F, B.等. Mild combustion: Process features and technological constrains. *Combustion Science and Technology*, 2000, 153(1): 33-50.
- [41] A, N.,P, D.. Occurrence of NO-reburning in MILD combustion evidenced via chemical kinetic modeling. *Fuel*, 2006, 85(17-18): 2469-2478.
- [42]R, W., S, O., N, L.等. Combustion of natural gas with high-temperature air and large quantities of flue gas. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2000, 28(1): 1315-1321.
- [43] PR, M., PAM, K.,BB, D.. Simultaneous imaging of OH, formaldehyde, and temperature of turbulent nonpremixed jet flames in a heated and diluted coflow. *Combustion and Flame*, 2007, 148(1-2): 48-61.
- [44] AK, G. Thermal characteristics of gaseous fuel flames using high temperature air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme*, 2004;, 126(1): 9-19.
- [45] H, Z., G, Y., J, L.等. Development of high temperature air combustion technology in pulverized fossil fuel fired boilers. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2007, 31(2): 2779-2785.
- [46] 李鹏飞, 米建春, B, D. B.等. 当量比和初始混合模式对无焰燃烧的影响. *工程热物理论*, 2011, 32(9): 1601-1605.
- [47] 唐志国, 马培勇, 李永玲等. 基于无焰氧化的煤粉气化炉模型设计与试验研究. *中国电机工程学报*, 2010, 30(8): 50-55.
- [48]文大缀. 基于无焰氧化的气流床粉煤气化特性研究: [长沙理工大学硕士学位论文]. 长沙: 长沙理工大学, 2011.
- [49] 楼波, 罗玉和, 马晓茜等. 回转窑内生物质高温空气燃烧  $\text{NO}_x$  生成模型与验证. *中国电机工程学报*, 2007, 27(29): 68-73.
- [50] M, K.,T, H.. The science and technology of combustion in highly preheated air. *Symposium (International) on Combustion*, 1998, 27(2): 3135-3146.
- [51] 季洪春. 高炉煤气双预热蓄热式环形加热炉冷态炉内流场及暂态特性: [重庆大学硕士学位论文]. 重庆: 重庆大学, 2007.
- [52]章熙民, 任泽霏,梅飞鸣. 传热学. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
- [53] 李行. 内置组合式扭带换热管内流动与传热的数值模拟: [长沙理工大学硕士学位论文]. 长沙: 长沙理工大学, 2011.
- [54] Cavaliere, A.. Mild combustion. *Progressin Energy and Combustion Science*, 2004, 30(1): 329-366.
- [55] MarcoDerudi. Sustainability of mild combustion of hydrogen-containing hybrid

- fuels. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2007, 31(1): 3393-3400.
- [56] C, M. J., F, L. P., G, Z. C.. Numerical simulations of flameless premixed combustion in a recuperative furnace. *Chin J Chem Eng*, 2010, 18(1): 10-17.
- [57] 朱彤, 张毅勤, 刘敏飞. 低热值煤气高温空气燃烧数值模拟. *同济大学学报*, 2002, 30(8): 932-937.
- [58] 壬家楣, 彭峰. 废气燃烧器结构对流动和排放物浓度的影响. *清华大学学报*, 2005, 45(5): 666-669.
- [59] 赵坚行. 燃烧的数值模拟. 北京: 科技出版社, 2002.
- [60] JG, W.. Flameless oxidation to reduce thermal NO-Formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 1997, 23(1): 81-94.
- [61] A, M., A, S.. Diluted Combustion Technologies. *IFRF Combustion Journal*, 2001, 1(1): 1-32.
- [62] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT——流体工程仿真计算实例与应用. 北京: 北京理工大学出版社, 2010.
- [63] 邵杰. 新型低 NO<sub>x</sub> 旋流燃烧器冷态模拟实验研究与数值模拟: [浙江大学硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [64] 李虹. 烟气自循环燃烧器的数值模拟和实验研究: [河北工业大学硕士学位论文]. 天津: 河北工业大学, 2008.
- [65] 俞渝. 气体引射式无焰燃烧的数值模拟和实验研究: [中国科学技术大学博士学位论文]. 合肥: 中国科学技术大学, 2010.

## 致谢

光阴如白驹过隙，仿佛就在弹指的一瞬间，三年的研究生生涯即将填上最后的那一个句号。回首过去，有刚入学时那一张张充满着期待与憧憬的青春脸庞浮现，也有在单调而枯燥的科研生涯中几近绝望而疯狂的神情出现，当然还有在取得浩淼学术海洋中微不足道的一粟成果时自己的那份无与伦比的忐忑与激动。这一切构成了最真实而美好的回忆。

本课题是在导师陈冬林教授的悉心指导和严格要求下完成的，陈老师为本课题的论文研究工作把握方向，指导提点课题研究工作中所遇见的技术难题，在此要对陈老师致以最诚挚的谢意。在读研期间，导师渊博宽广的学识、敏锐的学术洞察力和创造性的思维令人受益匪浅；严谨的治学态度、忘我的敬业精神更是让我深深敬佩。

本课题的工作还得到了米建春教授、姜昌伟教授、田红博士后、何金桥博士、徐慧芳博士、李鹏飞博士、王飞飞博士在数值模拟和实验研究中的无私指导、帮助和支持，使得作者能顺利的完成研究内容，在这里一并向他们表示衷心的感谢。

同时，还要感谢在三年学习、科研工作过程中帮助过我的陈小辉老师、鄢晓忠老师、刘亮老师、曹小玲老师、余涛老师，以及文大缀、罗睿、负英、邓涛、杜洋等同门师兄、师弟师妹们及陈琪华、李行、张辉、彭慧、皮正仁、谢武刚、张明、何卓、杨威等师兄师姐和同班同学们，感谢大家给与的关心和帮助。

最后，借此机会向我的父母和祖父母说声“谢谢”，他们的关爱是我不懈奋斗的动力来源。

成珊

2012年5月17日

## 附录（攻读学位期间所取得的学术成果）

### 1、申请专利：

[1] 陈冬林，成珊. 多段式自预热燃烧器，发明专利：CN20111081547.X.

### 2、发表论文：

[1] Cheng Shan, Chen Donglin, Yun Ying, Deng Tao. Design and numerical simulation of a multi-stage self-preheating burner for a recuperative furnace. APPEEC 2012, March 27-29, 2012, Shanghai, China.

[2] 成珊，陈冬林，负英，邓涛. 新型多段式自预热燃烧器设计与数值模拟. 中南大学学报（自然科学版），2011年录用.

[3] 陈冬林，成珊，负英，邓涛. 预热室结构对多段式自预热燃烧器燃烧及  $\text{NO}_x$  排放影响. 动力工程学报，2012，(9).

[4] 陈冬林，负英，米建春，成珊，邓涛. 菱形自由射流与圆形自由射流流动特性的 PIV（粒子图像测速）研究. 中国电机工程学报，2011年录用.

[5] 邓涛，陈冬林，负英，成珊. 火电厂 SCR 脱硝催化剂在线活化实验装置研究与设计. 长沙理工大学学报（自然科学版），2011，8(4).