

## 西安建筑科技大学粉体研究所的 “交叉料流预分解系统”概况

### 1 高固气比悬浮预热的理论基础

在教材的第 2.1.2.2 中，介绍了预热器系统“换热效率”的概念。这是关于整个预热器系统换热效率，然而，正如在教材第 2.2 节中所述，旋风预热器是由多级换热单元串联而成(现在一般为 5 级，个别为 6 级)。

在教材第 2.2.1 中已经提到过，就旋风预热器每个换热单元而言，气固换热主要在联接管道内完成的，这是由于，当气料流进入旋风筒后，由于气、固之间的温度差已经较小，因此，因此换热量不大。所以，教材中提到：旋风筒的作用主要是进行气料流的气固分离与生料粉的收集。

从热力学角度来说，旋风预热器单级换热单元(换热管道+旋风筒)的热力学换热效率是可以通过理论推导来得到。以下先从热力学的角度来推导旋风预热器单级换热单元之热力学换热效率的计算公式，然后,再来进行相应的讨论。

#### (1) 单级换热单元的换热效率之理论表达式

##### ① 推导的前提条件(基本假设)

第一，以大气环境为基态来计算有效能或理想功；第二，气固两相的热交换在换热管道中会全部完成；第三，换热过程是稳态的，即粉体浓度(气固比) $Z$ 、温度  $T$  以及比热容  $c$  均不随时间  $\tau$  而变，即  $\frac{\partial Z}{\partial \tau} = 0$ ， $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$ ， $\frac{\partial c}{\partial \tau} = 0$ ；第四，系统完全密封，而且保温性能极其优异，从而可以将器壁视为绝热壁。

##### ② 定义及其符号

单级换热单元的热力学换热效率的符号为  $\psi_1$ ，它的定义为：

$$\psi_1 = \frac{E_a}{\Sigma E_{in}} \times 100\% = \frac{Q_a}{\Sigma Q_{in}} \times 100\% \quad (\%) \quad (1)$$

式中， $\psi_1$ ——预热器单级换热单元的热力学换热效率，%；

$E_a$ ——单位时间内出换热单元的生料净获得的能量，W；

$\Sigma E_{in}$ ——单位时间内进入单级换热单元的总有效能，W；

$Q_a$ ——单位时间内出换热单元的生料净获得的热量，W；

$\Sigma Q_{in}$ ——单位时间内进入单级换热单元的总热量，W。

### ③ 推导过程

为了让读者能够更清楚地理解以下的推导过程,首先,规定有关变量的符号(可参考图1)。

对于旋风预热器的单级换热单元,气固分离效率为 $\eta$ (单位:%);固气比为 $Z$ (无量纲),它的定义如式(2)所示。

$$Z = \frac{m_{p0}}{m_{g0}} \quad (2)$$

这里, $m_{p0}$ 表示单位时间内的生料粉加入量(单位:kg/s); $m_{g0}$ 表示单位时间内的废气加入量(单位:kg/s);废气的起始温度为 $T_{g0}$ (单位:K);生料粉的起始温度为 $T_{p0}$ (单位:K);废气出换热单元的温度为 $T_g'$ (单位:K);生料粉出换热单元的温度为 $T_p'$ (单位:K);生料粉的比热容为 $c_p$ [单位:kJ/(kg·K)];废气的比热容为 $c_g$ [单位:kJ/(kg·K)];环境温度为 $T_a$ (单位:K)。

按照这些符号的物理意义,便得到式(1)中两个热量 $Q_a$ 、 $\Sigma Q_{in}$ 的计算公式,分别为:

$$Q_a = \eta \cdot m c_p (T_p' - T_{p0}) \quad (W) \quad (3)$$

$$\Sigma Q_{in} = m_{p0} c_p T_{p0} + m_{g0} c_g T_{g0} - T_a (m_{p0} c_p + m_{g0} c_g) \quad (W) \quad (4)$$

按照上述推导前提条件中的第二条,可知:

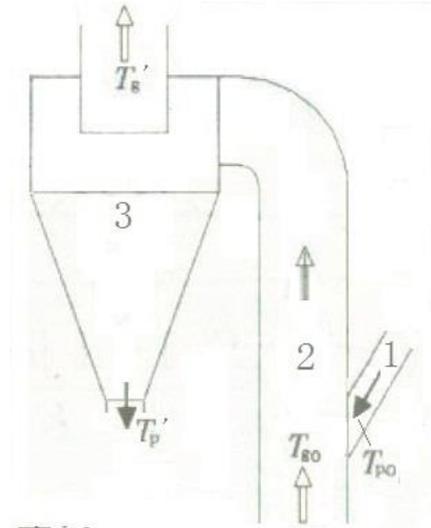
$$T_p' = T_g' \quad (K) \quad (5)$$

将式(3)与式(4)代入式(1),再考虑式(5)后,便得到了“单级换热单元的热力学换热效率 $\psi_I$ ”的计算公式为:

$$\psi_I = \frac{\eta(T_p' - T_{p0})}{T_{p0} + \frac{A}{Z} T_{g0} - T_a (1 + \frac{A}{Z})} \times 100\% \quad (\%) \quad (6)$$

该式中, $A = c_g/c_p$ ,被称之为:气固的热容量比。

再按照上述推导前提条件中的第四条以及式(5),则可以得到:



图示:

←料 ←气 ←料+气

1-下料管; 2-换热管道; 3-旋风筒  
 $T$  - 进口温度;  $T'$  - 出口温度  
 $g0$ -进口气流;  $g$ -出口气流;  
 $p$ -进口生料粉;  $p$ -出口生料粉

图1 有关符号的标记图

$$m_{p0}c_p(T_p' - T_{p0}) = m_{g0}c_g(T_{g0} - T_p') \quad (J)$$

求解式 (7), 得:

$$T_p' = \frac{T_{g0} + T_{p0} \frac{Z}{A}}{1 + \frac{Z}{A}} = T_g' \quad (K)$$

将式 (8) 代入式 (6) 中, 得:

$$\psi_I = \frac{\eta(1-K)}{(1 + \frac{A}{Z}) \cdot [1 + \frac{KZ}{A}] - (\frac{T_a}{T_{g0}})(1 + \frac{Z}{A})} \times 100\% \quad (\%) \quad (9)$$

式中  $K = T_{p0}/T_{g0}$ , 被称之为: 固气的起始温度比, 简称: 固气温度比。

#### ④ 推导结果

式 (9) 就是关于旋风预热器的单级换热单元热力学换热效率之计算公式, 也是单级旋风预热器单元的换热效率之理论极限值表达式。在该公式中, 所包含的影响因素较为全面, 参见式 (10)。因此, 根据式 (9) 来进行相关的理论分析与讨论是合理的, 尤其是固气比  $Z$  以及气固分离效率  $\eta$  对旋风预热器的设计与操作非常重要, 关于这两个参数的分析与讨论很实用价值。

$$\psi_I = f(\eta, K, Z, A, T_a) = f(\eta, T_{g0}, T_{p0}, T_a, c_g, c_p, m_{p0}, m_{g0}) \quad (\%) \quad (10)$$

#### (2) 关于旋风预热器换热单元的换热效率分析与讨论

由式 (10) 可知, 旋风预热器换热单元的换热效率  $\psi_I$  与气固分离效率  $\eta$ 、起始温度  $T_{g0}$  和  $T_{p0}$ 、固气比  $Z$  等参数有关。以下就来重点地探讨一下  $\psi_I$  与  $\eta$ 、与  $Z$  的关系。

##### ① $\psi_I$ 与气固分离效率 $\eta$ 的关系

由式 (9) 可以明显地看出, 旋风预热器换热单元的换热效率  $\psi_I$  与气固分离效率  $\eta$  呈线性正比关系, 若  $\eta$  等于零, 则该换热单元的  $\psi_I$  也为零 (该情况是指: 预热后的生料粉不是作为有用料而进入下一个换热单元, 而是当作飞灰而白白地损失掉)。所以, 较高的旋风筒气固分离效率  $\eta$  不仅意味着生料粉的回收率高, 而且也意味着换热单元的有效换热程度较高。

##### ② $\psi_I$ 与固气比 $Z$ 的关系

由式 (9) 也可以看出,  $\psi_I$  与固气比  $Z$  之间的关系很复杂。实质上, 该函数

关系存在着一个极值点。为此，将式（9）的等号两边对  $Z$  求一阶偏导数，这样，便可以得到：

$$\frac{\partial \psi_I}{\partial Z} = \frac{-\eta(1-K)\left\{-\frac{A}{Z^2}\left[\left(1+\frac{KZ}{A}\right)-\left(\frac{T_a}{T_{g0}}\right)\left(1+\frac{A}{Z}\right)\right]+\left(1+\frac{A}{Z}\right)\cdot\left[\left(1+\frac{KZ}{A}\right)-\left(\frac{T_a}{T_{g0}}\right)\left(1+\frac{A}{Z}\right)\right]\right\}}{\left(1+\frac{A}{Z}\right)^2\cdot\left[\left(1+\frac{KZ}{A}\right)-\left(\frac{T_a}{T_{g0}}\right)\left(1+\frac{A}{Z}\right)\right]^2} \quad (11)$$

再令  $\frac{\partial \psi_I}{\partial Z} = 0$ ，得：

$$Z = A \sqrt{\frac{T_{g0} - T_a}{T_{p0} - T_a}} \quad (12)$$

再对  $Z$  求二阶偏导数，而且，获得结论： $\left.\frac{\partial^2 \psi_I}{\partial^2 Z}\right|_{Z=A\sqrt{\frac{T_{g0}-T_a}{T_{p0}-T_a}}} < 0$ 。所以，当

$Z = A \sqrt{\frac{T_{g0} - T_a}{T_{p0} - T_a}}$  时， $\psi_I$  为极大值。这就是说，如果  $Z < A \sqrt{\frac{T_{g0} - T_a}{T_{p0} - T_a}}$ ，随着固气比  $Z$

的增加，换热效率  $\psi_I$  随之增大。然而，若  $Z$  超过  $A \sqrt{\frac{T_{g0} - T_a}{T_{p0} - T_a}}$ ，则随着固气比  $Z$

增加，换热效率  $\psi_I$  反而会降低，具体如图 2 所示。

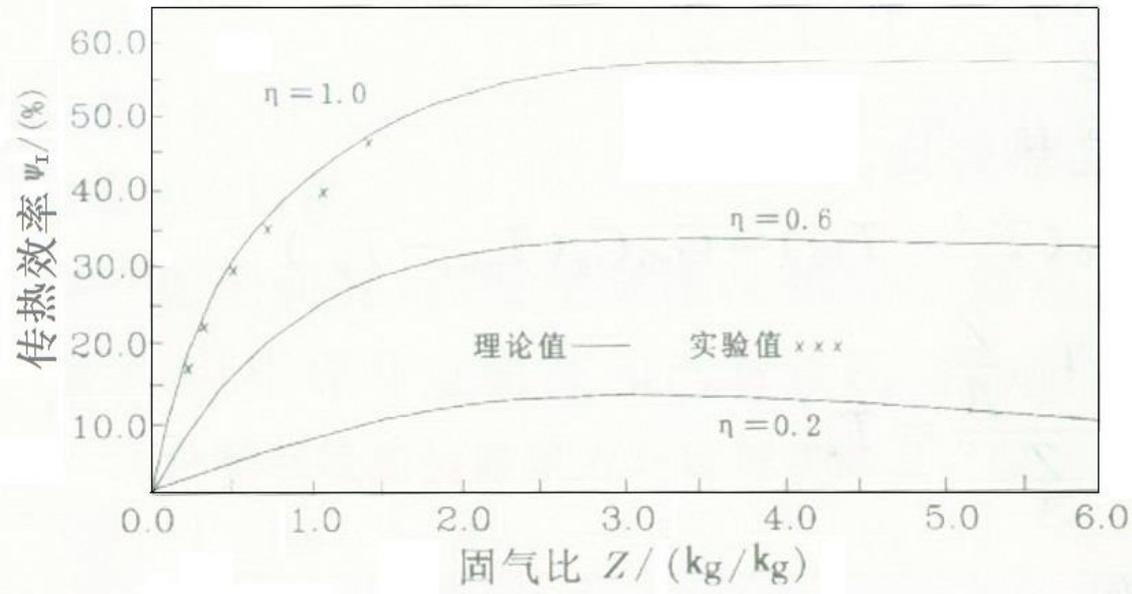


图 2  $\psi_I$  随  $Z$  变化规律的理论计算结果及其部分试验结果

追究图 2 中所呈现规律的根本原因。人们<sup>[4]</sup>认为是：，随着固气比  $Z$  增加，不但气固之间的换热量会增加，生料粉带入换热单元的有效热量也在增大，故而，对于该换热体系而言，势必会存在一个最佳加料量。当然，若生料粉的起始温度  $T_{p0} = T_a$  (环境温度)，则最佳加料量 (用最佳固气比  $Z_{opt}$  表征) 会趋于无穷大。

### ③ $\psi_1$ 的热力学最大值

在以上②中通过数学推导指出，旋风预热器换热单元的换热效率  $\psi_1$  存在着一个理论上的最大值，这便是  $\psi_1$  的热力学最大值  $\psi_{1,\max}$ 。

将式 (12) 代入式 (9) 中，得：

$$\psi_{1,\max} = \frac{\eta(1-K)}{(1+\sqrt{\frac{1}{\theta}}) \cdot [(1+K\sqrt{\theta}) - (\frac{T_a}{T_{g0}})(1+\sqrt{\theta})]} \times 100\% \quad (\%) \quad (13)$$

该式中， $\theta$  被称为：无量纲温度，其定义为：

$$\theta = \frac{T_{g0} - T_{p0}}{T_{p0} - T_a} \quad (14)$$

由于，旋风筒的气固分离效率  $\eta \leq 1$ ，因此， $\eta$  的最大值就是 1。所以，若在式 (13) 取  $\eta=1$ ，便可以得到旋风预热器换热单元的换热效率  $\psi_1$  的最大值  $\psi_{1,\max}$ ，其计算公式为：

$$\psi_{1,\max} = \frac{T_{g0} - T_{p0}}{(\sqrt{T_{g0} - T_a} + \sqrt{T_{p0} - T_a})^2} \times 100\% \quad (\%) \quad (15)$$

式 (15) 则表明：对于任何一个单级预热器，都有一个换热效率的极限值，该极限值仅仅是起始温度的函数。换言之，对于旋风预热器任何一个换热单元换热来说，其换热效率永远不可能超过  $\psi_{1,\max}$ ，但是可以向该极限值逼近。

### ④ 热力学换热效率计算结果的可靠性

有研究者<sup>[4]</sup>根据有关文献提供的气固换热数据，按照旋风预热器换热单元中气固换热效率  $\psi_1$  的定义，求得了相应的  $\psi_1$  值，这就是图 2 中若干试验点的来历。

由图 2 可以看出，这些试验点的变化趋势与理论计算结果的变化规律基本上是一样的，它们的差异就在于在理论推导过程中忽略了换热单元向环境的散热。

据此，可以说：上述有关“旋风预热器换热单元换热效率  $\psi_1$ ”的热力学理论推导结果是可靠的、可信的。

## 2 关于旋风预热器系统“提高固气比 Z”的讨论

图2中所示的规律关于旋风预热器单级换热单元的传热效率与固气比 Z 以及气固分离效率  $\eta$  之间的变化规律。

这里，再来讨论整个旋风预热器系统的换热效率  $\psi$  与固气比 Z 之间的关系。为此，有研究者基于图2来源的基本原理，再考虑旋风预热器系统中各级旋风筒气固分离效率  $\eta$  的通常值，绘制了五级旋风预热器系统的换热效率  $\psi$  与固气比 Z 之间的关系图，在该图中，也展示了预热器的出口废气温度(即第1级旋风筒的出口废气温度)与固气比 Z 之间的关系<sup>[2,3]</sup>，具体如图3所示。

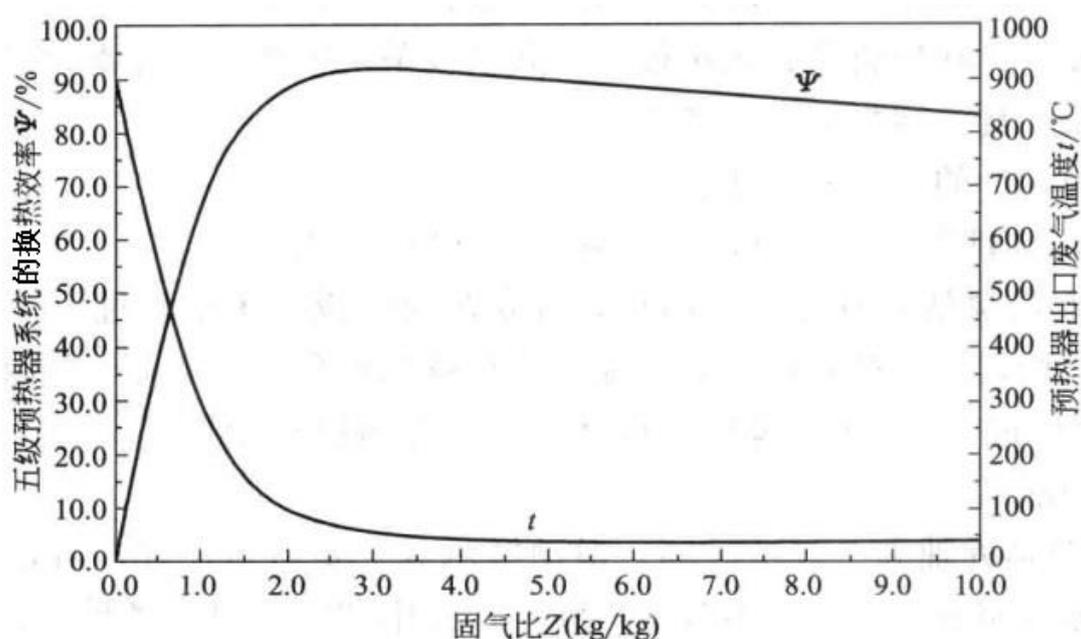


图3 五级旋风预热器系统的换热效率  $\psi$  以及预热器出口废气温度  $t$  与固气比 Z 的关系

由图3可以看出，当  $Z < 2$  时， $\psi$  随着 Z 值增加而升高，而且响应非常敏感；但是，如果  $2 \leq Z < 3.6$ ，Z 值对  $\psi$  值的影响就变得缓慢；当  $Z \geq 3.6$  时，如果 Z 值增加，则  $\psi$  反而降低。

上一段中所述便是教材《无机非金属材料热工设备》第2.3.4.11的第一段中所说的“当  $Z < 2$  时，气固换热的热力学效率  $\psi$  随 Z 值增加而升高，且响应非常敏感；当  $2 \leq Z < 3.6$  时，Z 值对  $\psi$  值的影响变得非常缓慢；当  $Z \geq 3.6$  时，若 Z 值增加则  $\psi$  反而降低。”这段话的来源。

普通预热器内的固气质量流量比 Z 值在 1 以下(约为 0.8~0.9)，为此，人们发明了交叉料流法的旋风预热器系统。而交叉料流法的 Z 值可达到 2 左右。

交叉料流法是指：在双列预热器中，气流还是分别经过两列预热器，但是，生料粉却是交叉地经过两列旋风预热器中除最上一级换热单元以外的所有换热单元，这样就大大增加了生料与气流的接触次数(相当于增加了串联换热单元的级数)，也增加了废气中的生料浓度，所以，它也被称为：高固气比悬浮预热法。

最早应用的交叉料流法是(教材中介绍的)SCS 系统与(教材中未介绍的)PASEC 系统。PASEC 系统后来更新为(教材中介绍的) ÖMAG 窑系统。

### 3 西安建筑科技大学“粉体研究所”研发的交叉料流预分解系统

在国内，徐德龙院士领导与创建的西安建筑科技大学“粉体工程研究所”基于他们对“高固气比悬浮预热器系统”与“外循环式高固气比分解炉系统”研究的一系列成果，成功研发了相应的交叉料流预热预分解系统，被命名为：高固气比悬浮预热预分解系统，其设备流程如图 4 所示。

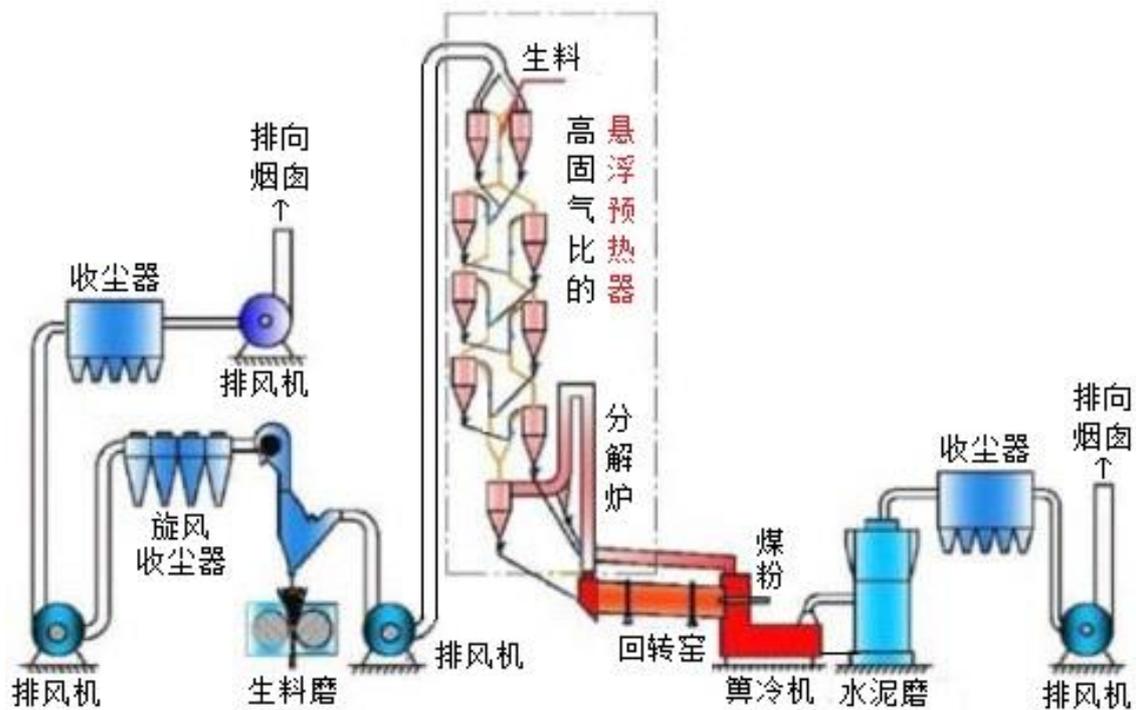


图 4 西安建筑科技大学“粉体工程研究所”研制的高固气比悬浮预热预分解系统

西安建筑科技大学“粉体工程研究所”按照悬浮态高固气比预热预分解理论而研制的“高固气比悬浮预热预分解系统”不仅经过了实验与实验的检验，而且，该粉体工程研究基于高固气比悬浮预热预分解系统所开发的水泥熟料烧成系统在工程实践中也取得很大的成功。

图 5 是西安建筑科技大学“粉体工程研究所”公开展示的几个工程实例。



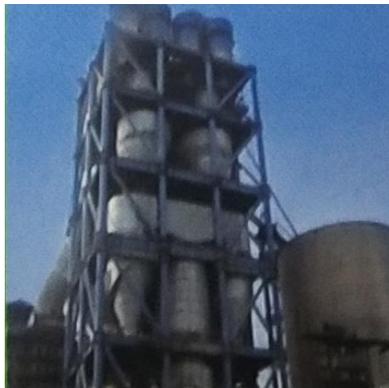
陕西省尧柏水泥厂（韩城市）  
熟料产能 2500t/d，实际熟料产量可达 3500t/d  
回转窑  $\phi 4.0\text{m}\times 60\text{m}$ ，熟料标准煤耗 $\approx 0.1\text{kg/kg}$



甘肃省三易水泥厂（临洮县）  
熟料产能 3000t/d  
高硫原料生产



甘肃省祁连山水泥厂（青海省民和县）  
熟料产能 2000t/d(技改)，可增产 20%  
熟料标准煤耗降低 0.034kg/kg



江苏省龙山水泥厂（徐州市）  
熟料产能 5000t/d(技改)，NO<sub>x</sub>排放降幅 50% 以上  
熟料标准煤耗降低 0.015kg/kg



广西壮族自治区崇左水泥厂（崇左市）  
熟料产能 5000t/d，实际熟料产量可达 6350t/d  
回转窑  $\phi 5.0\text{m}\times 60\text{m}$ (两档窑)，熟料标准煤耗 0.0965 kg/kg



甘肃省甘草水泥厂（榆中县）  
熟料产能 5000t/d



陕西省陕煤生态水泥厂（富平县）  
熟料产能 2 $\times$ 6500t/d  
实际熟料产量可达 2 $\times$ 6700t/d  
回转窑  $\phi 5.2\text{m}\times 61\text{m}$ (两档窑)  
熟料标准煤耗 0.097kg/kg



甘肃省平凉海螺水泥厂（平凉市）  
熟料产能 5000t/d(技改)  
气固分离效率提高 10%  
熟料标准煤耗降低 0.002kg/kg

图 5 高固气比悬浮预热预分解系统的几个工程实例

上述由西安建筑科技大学“粉体工程研究所”研制的高固气比悬浮预热预分解系统在增产降耗、节能减排与环境保护等方面具有优势。该技术获得过国家发明

专利以及若干奖项，入选过“中国高等学校十大进展”，入选过国家发展与改革委员会颁布的《重点节能项目推广目录》。

2011年5月27-28日，由中国工程院副院长谢克昌担任组长、由多位院士担任成员的专家组对于西安建筑科技大学粉体工程研究所的“悬浮态高固气比预热预分解理论与技术”进行了鉴定并且通过鉴定。在鉴定书中，专家组对于这一项具有自主创新特色的新型干法水泥生产技术与工艺给予了很高的评价。该技术的创新点主要有：第一，整个水泥生产系统构思科学，全部热能都用于水泥生产——出预热器的废气全部用于生料粉磨时的烘干过程，出算冷机的余风全部用于立磨制备矿粉(mineral powder)时的烘干过程，实现了水泥厂热能的“吃干榨尽”，而使全窑系统的热效率达到76%，创世界水泥工业领先水平。在水泥生产过程中，热能的“吃干榨尽”也避免了余热发电技术中需要多次能量转化与耗散的问题。第二，高固气比悬浮预热器系统的气固两相接触面积比普通旋风预热器系统增加一倍，固气比 $Z$ 增大到2左右，其结果是：出预热器的废气温度降低至80~100℃(如此低的温度甚至可以考虑取消“增湿塔”，这样还具有节水效果)，由此而导致每1kg熟料的煤耗大约可降低0.02kg，整个预热器系统的换热效率高达81.29%，从而创世界先进水平。第三，外循环式高固气比分解炉使分解炉内的气固两相反应彻底——该该型式分解炉具有的小体积、高固气比、外循环等特点使得煤粉燃烧充分、生料的表观分解率高达98%以上，这可以有效地强化水泥生产系统的热稳定性，减少窑尾结皮堵塞的概率，从而为增产奠定基础，也能够显著地提高水泥窑系统对原燃料的适应性。第四，出算冷机的余风为制备矿渣粉的立磨系统提供干燥热能，这样又可使全窑系统的热效率再增大8%左右，同时，也使得工业废弃物得到资源化的有效利用。第五，由于采用该研究所研发的低压损、高分离效率型旋风筒，从而使该熟料烧成系统的电耗降至每1t熟料的电耗仅为24kW·h左右。第六，由于气固接触面积增大、接触机会增多，这使得有害气体吸收的数量有所增大，因此，有害气体的排放浓度也显著降低——SO<sub>2</sub>减排80%左右(降至0.0045%左右)；NO<sub>x</sub>减排50%以上(降至0.0136%左右)。

### 3 其他资料中有关“交叉料流预分解系统”的设想

在一些参考文献<sup>[2,3]</sup>之中，对于交叉料流预分解系统，还有更进一步的改进

设想:

考虑到“在联接管道内气料流的压损  $\Delta p$  随着固气比  $Z$  的增大而增大, 然而, 在旋风筒内的压损  $\Delta p$  却是随着气固比  $Z$  的增大而降低”这一自然的规律(参见教材第 2.2.1 中的二维码注释), 人们还提出了更科学的交叉料流预分解系统, 其工艺流程图如图 6 所示。

这里, 需要指出的是: 在第 2.2.1 中, 确实讲到: 在旋风预热器系统中, 气固之间的换热主要在联接管道内进行, 而旋风筒的作用主要是进行气固分离以及粉料的收集。但是, 这不是说在旋风筒的内部不能进行气固热交换, 只是因为气料流经过联接管道内的气固换热后, 当到达旋风筒时, 气固之间的温度差已经变得很小, 因此, 在旋风筒内的传热量不大。

然而, 在图 5 中, 气固在旋风筒的进风口相遇, 这时的气固温度差很大, 因此, 图 5 中的流程可以在旋风筒内进行有效、高效与快速的悬浮态换热。

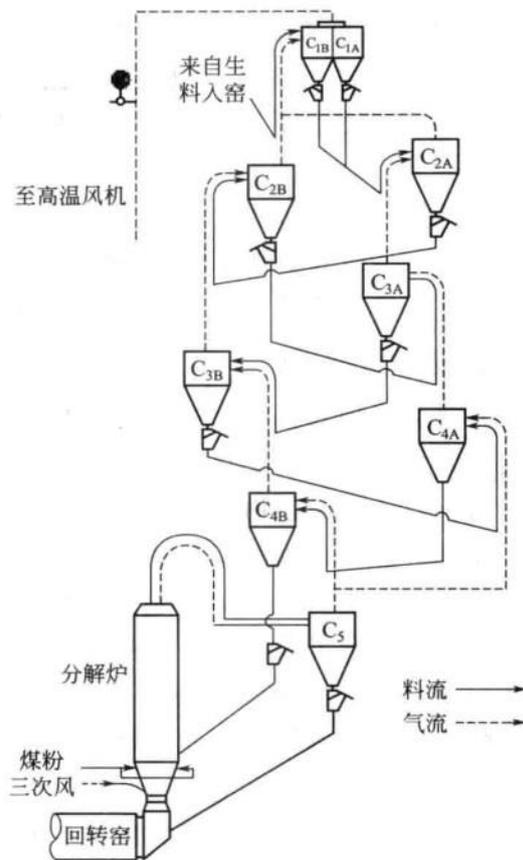


图 6 有人提出的“改进型”交叉料流预分解系统的工艺流程

参考文献: [1] 丁浩. 日产 5000 吨 SCS 窑的运转实况[J]. 合肥水泥研究院院刊, 1984, (1): 44-46, 10.

[2] 丁奇生, 刘龙, 陈建南, 等. 水泥熟料烧成工艺与装备[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.

[3] 丁奇生, 王亚丽, 崔素萍, 等. 水泥预分解窑煅烧技术及装备[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014.

[4] 刘志江. 新型干法水泥技术[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 2005.