

文章编号: 1671-6612 (2023) 04-546-10

# 直接蒸发冷却 在回转窑工艺段通风降温气流组织模拟研究

翁磊超 孙铁柱 马杰

(西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710600)

**【摘要】** 为了在冬季工况下合理利用直接蒸发冷却设备对回转窑工艺段的工作区进行通风降温, 基于 Fluent 软件对回转窑工艺段的气流组织进行了的模拟研究, 并通过实际案例测试验证了模型的准确性。在分析不同送风量下直接蒸发冷却设备的模拟中, 结果显示在 5000 至 50000m<sup>3</sup>/h 的送风量范围内, 回转窑工艺段的气流组织受到不同程度的影响。较小的送风量下, 热源表面会形成向上的高温羽流。然而, 增加送风量可以减弱这种羽流现象, 并显著降低工作区的温度。高温热源对送风口的速度流场产生影响, 导致冷空气偏转流向上方的非工作区域。随着送风量的增加, 速度流场中的涡流现象更加明显。然而, 当送风量超过 25000m<sup>3</sup>/h 后, 通风效率的增长速度变缓, 进一步增加送风量所获得的通风效率增加率不大。

**【关键词】** 工业厂房; 高温热源; 气流组织; 送风量; 通风效率

中图分类号 TU831.4 文献标识码 A

## Simulation study on the Microstructure of Ventilation Cooling Airflow in the Process Section of Rotary Kiln by Direct Evaporative Cooling

Weng Leichao Sun Tiezhu Ma Jie

(School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048)

**【Abstract】** In order to rationally use the direct evaporative cooling equipment to ventilate and cool the working area of the rotary kiln process section under winter working conditions, Fluent software was used to simulate the process section of the rotary kiln by using Fluent software, and the accuracy of the model was verified by actual case tests. In the simulation of direct evaporative cooling equipment under different supply air volumes, the results show that the airflow structure of the rotary kiln process section is affected to varying degrees in the range of 5000 to 50000m<sup>3</sup>/h of supply air. With a small supply volume, an upward high temperature plume forms on the surface of the heat source. However, increasing the supply air volume can attenuate this plume phenomenon and significantly reduce the temperature of the work area. The high-temperature heat source has an effect on the velocity flow field of the air supply port, causing the cold air to deflect and flow to the non-working area above. With the increase of the supply air volume, the vortex phenomenon in the velocity flow field becomes more obvious. However, when the air supply volume exceeds 25000m<sup>3</sup>/h, the growth rate of ventilation efficiency slows down, and the ventilation efficiency increase rate obtained by further increasing the air supply volume is not large.

**【Keywords】** Industrial plants; High temperature heat source; airflow organization; air supply volume; Ventilation efficiency

作者简介: 翁磊超 (1998-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 862980211@qq.com  
通讯作者: 孙铁柱 (1986-), 男, 博士, 副教授, E-mail: suntiezhu66@163.com  
收稿日期: 2023-05-01

## 0 引言

在水泥工业中, 回转窑工艺段是生产过程中最重要的环节之一。然而, 由于生产工艺的特殊性, 水泥生产中会产生大量的热量和一些有害气体和粉尘, 例如二氧化硫、氮氧化物和颗粒物等。这些废气对环境 and 人体健康都有潜在的危害。因此, 尽管冬季温度较低, 回转窑工艺段仍然需要开启风机进行通风, 以满足生产过程中的需求, 确保生产效率和产品质量, 并同时保护环境和工人的健康。

直接蒸发冷却是一种新型的空调系统, 通过水的蒸发过程将空气中的热量带走, 从而实现室内温度控制<sup>[1]</sup>。该技术已被广泛应用于工业厂房的通风降温。例如, 吴生等<sup>[2]</sup>人将高压喷气与直接蒸发冷却相结合, 应用于高温工业厂房间的通风降温。在以西安地区为例, 通过定量分析, 以西安地区为例, 通过定量分析, 仅需少量压缩空气和处理新风量, 就能有效地降低车间内空气温度。类似地, 强天伟等<sup>[3]</sup>人也在东莞市的一家工业厂房进行了实际应用研究, 结果表明直接蒸发冷却在该地区能有效地降低车间内的工作环境, 净化车间空气, 通风

降温效果良好。针对钢铁厂车间内部散热量大, 自然通风难以满足车间通风降温的需求, 黄剑光等<sup>[4]</sup>人提出应用直接蒸发冷却技术来对车间进行通风降温, 并经过测试证明该技术在钢铁厂车间有较好的降温效果。然而, 关于直接蒸发冷却设备在冬季以通风为主的研究目前还相对缺乏。

本文以榆林地区某回转窑工艺段应用直接蒸发冷却设备为研究对象, 通过实地测试并根据实测数据建立了数值模型, 利用 FUEENT 软件分析了不同送风量下回转窑工艺段的气流组织。本研究为冬季工况下直接蒸发冷却设备在回转窑工艺段通风降温应用提供了参考依据。

## 1 项目测试及分析

### 1.1 项目概况及测点布置

陕西省榆林市某水泥厂回转窑工艺段直径 18 米, 高 13 米, 位于厂房的二楼, 中央热源直径 6.5 米, 高 4 米。该工艺段的工作区位于热源四周, 工艺段的平面图、立面图和测点布置如图 1 所示。

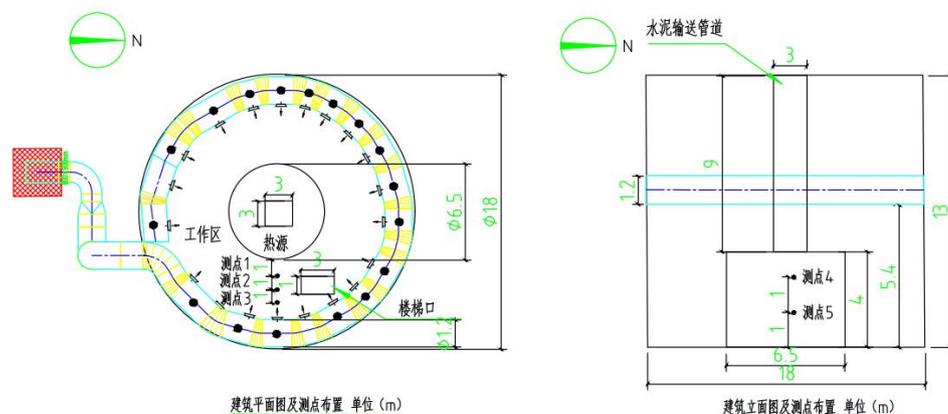


图 1 厂房平面图、立面图及测点布置 (单位 m)

Fig.1 Plant floor plan, elevation plan and measurement point layout (unit m)

如图 2 所示, 在水泥生产过程中, 工艺段会向周围工作区散发大量的热量, 而且该工艺段围护结构未设置门窗, 仅靠楼梯口和室外进行通风换热, 如果不设置通风降温设备, 会使工作区内空气品质恶劣, 尤其在夏季, 严重影响工人正常工作。为了改善其恶劣工作环境, 项目选用一台最大风量为 50000m<sup>3</sup>/h, 蒸发效率为 70% 的直接蒸发冷却机组进行通风降温。因工艺段实际内部构造限制, 如图 3 所示, 采用布袋送风管进行送风, 送风口为圆形孔状, 送风管道距离地面 5.4 米。



图 2 回转窑工艺段热源

Fig.2 Heat source of rotary kiln process section



图3 回转窑工艺段送风口

Fig.3 Air supply outlet of rotary kiln process section

表1 回转窑热源不同段表面温度情况

Table 1 Surface temperature of different sections of rotary kiln heat source

	东			南			西			北		
	0m	3m	6m									
2m	48.1℃	47.9℃	48.8℃	48.8℃	47.3℃	49.6℃	48.2℃	49.5℃	50.2℃	48.5℃	48.4℃	49.7℃
1m	45.7℃	46.5℃	47.6℃	48.6℃	46.8℃	48.7℃	47.3℃	46.6℃	47.6℃	47.8℃	47.2℃	48.8℃
0m	41.8℃	42.8℃	42.4℃	41.8℃	43.8℃	41.6℃	39.6℃	41.3℃	42.6℃	42.7℃	39.8℃	43.5℃

同时，还对直接蒸发冷却机组的送风温度以及图1所示的厂房内不同位置的测点温度进行了测试，测试结果如图4所示。测试结果表明，平均送风温度为5.8℃，测点1至测点5的平均温度分别为13.7℃，12.59℃，12.13℃，10.11℃和10.25℃。

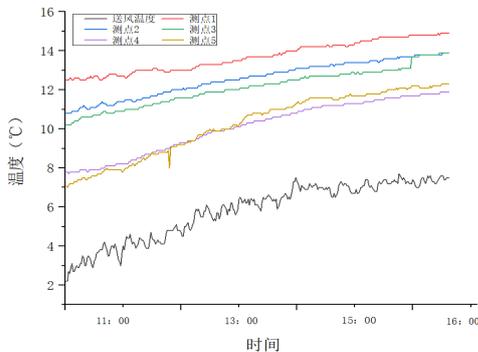


图4 各测点的测试结果

Fig.4 Test results of each measurement point

### 1.2.2 数据分析

水泥厂回转窑工艺段的热源强度很大程度上由热源表面温度决定，为准确评估水泥厂回转窑工艺段的热源强度，需要根据上述测试的数据对散热量进行计算<sup>[5]</sup>。工艺段的换热过程可描述为辐射-对流-混合换热过程，其表面散热量可以通过公式(1)计算<sup>[6,7]</sup>。

$$Q = Fa_s (T_w - T_h) = F\bar{q} \tag{1}$$

## 1.2 测试结果及分析

### 1.2.1 测试结果

2023年3月对该项目进行了测试，为了确定热源强度，采用红外测温仪分别以热源东、西、南、北四面为研究对象，从左至右间隔3米，从下至上间隔1米，进行了分段多点测量，共计36个测点，测试结果如表1所示。通过计算，得到该热源表面平均温度为46℃。

式中： $Q$ 为设备散热量， $W$ ； $F$ 为热源外表面面积， $m^2$ ； $a_s$ 换热系数， $w/(m^2 \cdot K)$ ； $T_w$ 为热源表面温度， $^{\circ}C$ ； $T_h$ 为环境温度， $^{\circ}C$ ； $\bar{q}$ 为散热热流密度， $W/m^2$ 。

按照实际测试的表面及环境温度定义公式中的 $T_w$ 和 $T_h$ 。综合换热系数受多种因素的影响，对于回转窑工艺段内布置的设备，在没有外界风力影响时，可采用式(2)和(3)计算<sup>[8]</sup>。

对于圆筒形壁面：

$$a_s = 9.42 + 0.05(T_w - T_h) \tag{2}$$

对于平壁面：

$$a_s = 9.77 + 0.77(T_w - T_h) \tag{3}$$

通过计算得到本次测试的回转窑工艺段热源散热量为30.84kW，工艺段余热强度约为378.08W/m<sup>3</sup>。

## 2 数值模拟

### 2.1 物理模型

对该回转窑工艺段进行了现场尺寸实测，建立了该工艺段的通风降温系统物理模型，如图5所示。为简化计算，做出了以下假设：忽略了各朝向围护结构外墙体和屋顶厚度，以及工艺段、钢架结构、输送管道等附属部件。将工艺段内的燃烧炉视为主要散热设备，而将其他设备的散热量忽略不

计。对送风口结构进行了简化处理, 忽略了送风口安装的支撑部件。同时, 假设工艺段空气的流动过程是不可压缩的稳态流动, 并且由于工艺段内设备的散热量较大, 不考虑散湿量的影响。

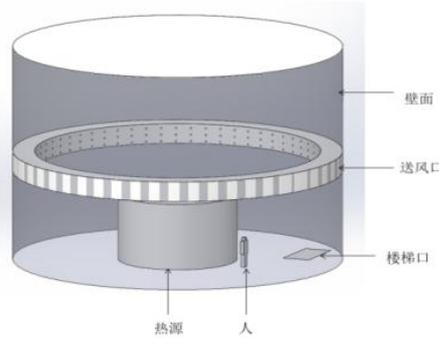


图 5 回转窑工艺段物理模型

Fig.5 Physical model of the rotary kiln process section

## 2.2 数学模型

在回转窑工艺段中, 气流流动和温度分布的三维湍流流动, 是基于质量方程、动量方程和能量守恒定律的结果得出<sup>[9]</sup>。同时, 由于内部高温热源不断释放出强热辐射, 为了模拟这种情况, 采用了 DO 辐射模型, 该模型从有限个立体角出发, 求解传播方程, 使用了以下数学方程:

(1) 连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

式中:  $u$ 、 $v$ 、 $w$  为速度矢量在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上的分量,  $m/s$ ;  $t$  为时间,  $s$ ;  $\rho$  为密度,  $kg/m^3$ 。

(2) 动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \text{div}(\rho u \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \text{div}(\rho v \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (7)$$

式中:  $\tau_{xx}$ 、 $\tau_{xy}$ 、 $\tau_{xz}$  为粘性切应力在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向的分量,  $Pa$ ;  $\bar{u}$  为流体的矢量速度,  $m/s$ ;  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $f_z$  单位质量力在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向的分量,  $m/s^2$ 。

(3) 能量方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} w T\right) + S_T \quad (8)$$

式中:  $c_p$  为比热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $T$  为温度,  $K$ ;  $k$  为流体的传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $S_T$  为粘性耗散项。

(4) 辐射传热方程:

$$\begin{aligned} & \nabla \cdot (I((\bar{r}, \bar{s}) \bar{s})) + (\alpha + \sigma_s) I(\bar{r}, \bar{s}) \\ & = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\Pi} \int_0^{4\Pi} I((\bar{r}, \bar{s}) \bar{s}') \varnothing(\bar{s}, \bar{s}') d\omega' \end{aligned} \quad (9)$$

式中:  $\bar{r}$  为位置向量;  $\bar{s}$  为方向向量;  $\alpha$  为吸收系数;  $\sigma_s$  散射系数;  $I$  为辐射强度,  $W/m^2$ ;  $n$  折射系数;  $\sigma$  斯蒂芬玻尔兹曼常数,  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ ;  $T$  为热源当地温度,  $K$ ;  $\varnothing$  相函数;  $\bar{s}'$  为散射方向;  $\omega'$  空间几何角度,  $sr$ 。

通过以上数学模型的综合运用, 可以对回转窑中气流流动和温度分布进行准确地模拟和预测, 为直接蒸发冷却设备选择提供科学依据。

## 2.3 边界条件

通常情况下, 墙壁表面是不可滑动的, 这意味着流体不能穿过墙壁表面, 墙壁表面的速度为零, 符合无滑移条件。此外, 壁面的热传导非常低, 流体在壁面处的运动速度缓慢, 近似于绝热, 没有对流、导热或辐射等形式的能量进出。因此, 在本文中, 我们将墙壁视为绝热边界条件。空调送风口的速度和流量已知, 只需指定流体的速度和流量作为入口边界条件, 无需考虑其他因素, 即可简单准确地描述气体在送风口处的流动情况。由于该工艺段没有专门设计回风系统, 空调回风主要靠楼梯口区域进行, 风速不确定, 但该区域的压力是固定的。为确保计算过程中流体的连续性和稳定性, 将该回风口设置为压力出口边界条件。此外, 工艺段中的热源会向周围流体输送热量, 热流边界条件可以准确描述这一过程的热量传递。因此, 在本文中, 将热源设定为热流边界。有关边界条件的具体信息请参见表 2<sup>[10]</sup>。

表 2 边界条件

Table 2 Boundary conditions

名称	边界类型	边界
送风口	Velocity inlet	速度入口
回风口	Pressure outlet	压力出口
热源	wall	热流边界
壁面	wall	绝热边界

### 2.4 求解器设置

Fluent 求解器包括两种类型：分离求解器和耦合求解器。分离求解器将数学方程分解成单个方程进行迭代求解，直到方程收敛获得相应的解。耦合求解器将数学方程同时求解所有方程，进行多次迭代后获得收敛解。本文采用了分离求解器进行模拟计算<sup>[11,12]</sup>。

在分离求解器中，有三种不同的压力速度耦合方法：SIMPLE、SIMPLECE 和 PISO。前两种方法适用于稳态计算，后者适用于非稳态计算。根据本文的需要，选择最常用的 SIMPLE 算法，并采用适用于体积力流动的 Body Force Weighted 格式计算压力，以获得更加精确的计算结果，差值格式选用二阶迎风格式。

### 2.5 模型验证

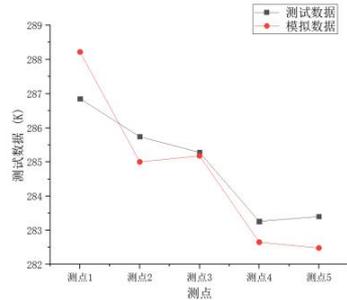
在数值模拟计算中，所建立的模型及相关设置的合理性直接决定了模拟结果的准确性。因此，需要对模型及相关设置进行充分的验证。本文网格划 3×10<sup>6</sup> 网格，9×10<sup>5</sup> 网格，4×10<sup>5</sup> 网格以此对网格的独立性进行了验证，随着网格数量的增加计算结果准确性越来越高，综合考虑计算资源以及准确性的要求，模型采用了 3×10<sup>6</sup> 的网格。

实测和模拟过程中难免会因为各种因素存在一定的误差，因此通常情况下利用 ERR 指标来验证模型的准确性：

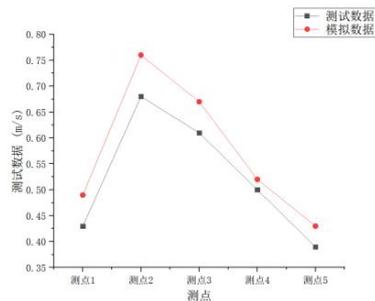
$$EER = \frac{S - M}{S} \times 100\% \quad (10)$$

式中：S 为实测数据；M 为模拟数据。

EER 越小说明模型建立及参数设置的约合理，反之则说明模型误差大，不准确，一般情况下 EER 允许的最大误差范围在±15%以内。利用工作区的测点所得到的温度、速度与模拟相对应的测点温度、速度进行对比如图 6 所示，曲线吻合较好，分布规律基本一致，温度差值最小 0.1℃，最大 1.37℃，平均 0.75℃，相对误差最大 9.1%，最小 0.82%，平均相对误差 6.16%。以 Y=1m 为依据，水平选取 5 个测点进行风速测试，速度差值最小 0.02m/s，最大 0.08m/s，平均 0.052m/s，相对误差最大 12.2%，最小 3.8%，平均相对误差 9%。综上所述所述测点的误差范围都保持在 15%以内，这表明了数值模拟计算结果的准确性和可靠性。



(a) 测点温度与模拟数据的对比



(b) 测点速度与模拟数据的对比

图 6 测试数据与模拟数据对比

Fig.6 Test data compared to simulation data

## 3 工况选取及模拟结果分析

### 3.1 回转窑工艺段送风气流组织评价方法

在回转窑工艺段中，冬季通风的主要目的是保证室内空气流通，防止有害或易燃气体、尘埃的积聚，以避免对人员和设备造成损害。同时，通风还有助于保持室内干燥，防止水泥受潮。由于夏季通风的送风量以降温为主要目标，对于冬季工况来说，选取相同的送风量可能会导致能源的浪费。因此，需要采用相应的经济性指标进行评价。本文采用通风效率 ( $\eta$ ) 作为衡量系统经济性的指标，用于评估气流分布的能量利用效率，从而提高系统的经济性和能源利用效率。计算公式为：

$$\eta = \frac{T_p - T_s}{T_g - T_s} \quad (11)$$

式中： $T_p$  为排风温度，℃； $T_s$  为送风温度，℃； $T_g$  为回转窑工作区平均温度，℃。

通过评估通风效率，可以衡量系统在冬季工况下能否有效利用送风量，实现良好的空气流通效果，并减少能源的浪费。

### 3.2 工况选取

本文将对现有送风形式下回转窑工艺段内通风系统不同的送风量进行研究，采用通风效率来衡

量通风的有效性, 并通过数据拟合软件 Origin 拟合送风量与通风效率之间的关系, 建立合理的函数关系式。送风工况如表 3 所示。

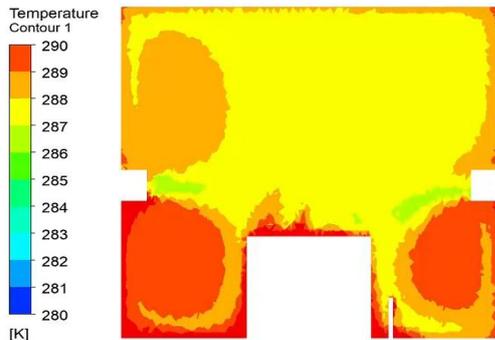
表 3 不同送风量工况表

Table 3 Working conditions of different air supply volumes

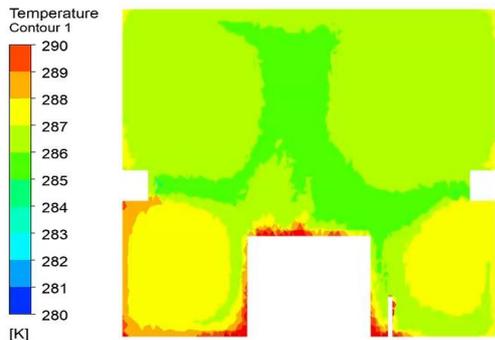
送风参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	5000	10000	15000	20000	25000
送风参数	工况 6	工况 7	工况 8	工况 9	工况 10
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	30000	35000	40000	45000	50000

### 3.3 计算结果分析

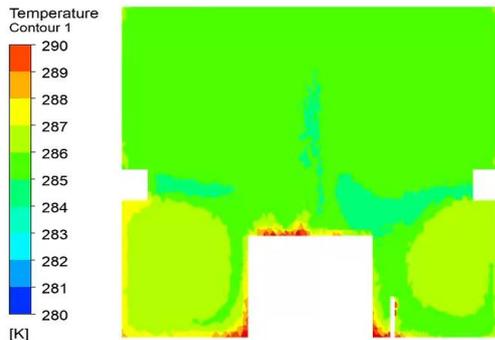
#### 3.3.1 温度云图



(a) 工况 1



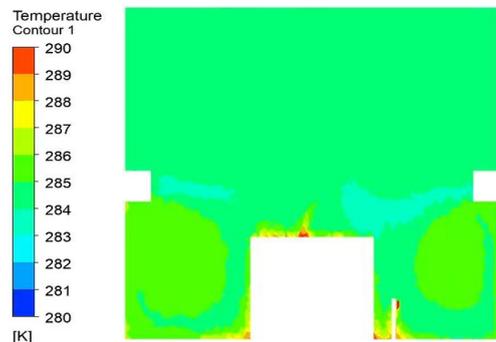
(b) 工况 2



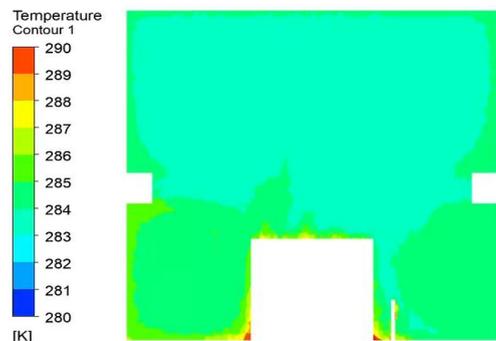
(c) 工况 3



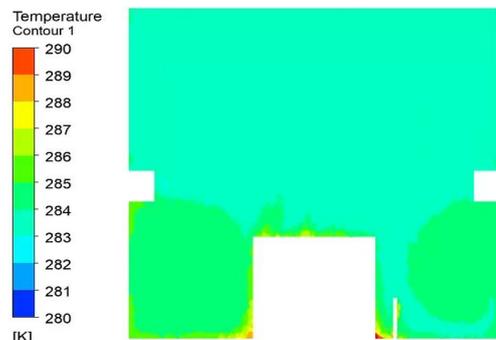
(d) 工况 4



(e) 工况 5



(f) 工况 6



(g) 工况 7

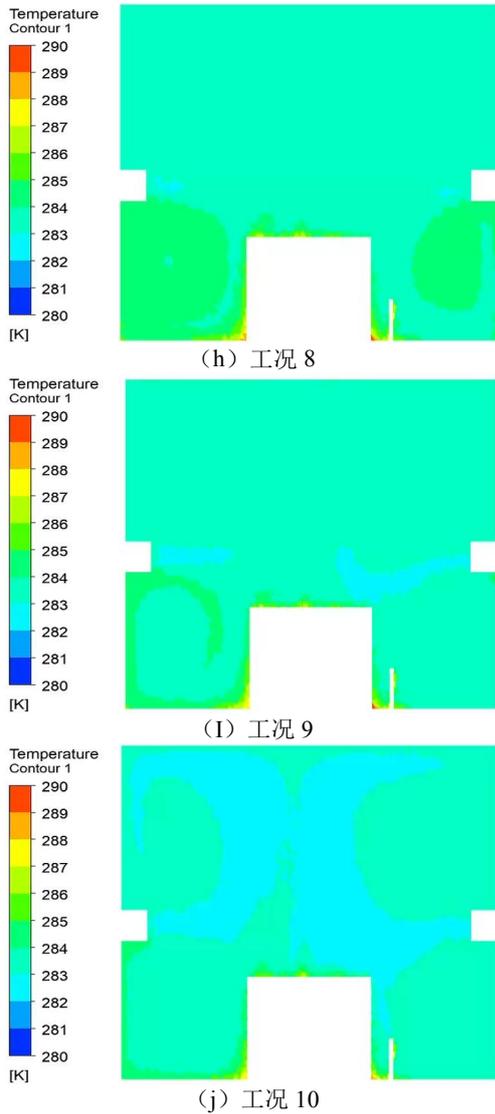


图 7 不同送风量下的温度云图

Fig.7 Temperature cloud map under different air supply rates

表 4 不同送风量下的通风效率

Table 4 Ventilation efficiency under different air supply volumes

送风参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	5000	10000	15000	20000	25000
通风效率	0.56	0.68	0.77	0.81	0.91
送风参数	工况 6	工况 7	工况 8	工况 9	工况 10
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	30000	35000	40000	45000	50000
通风效率	0.96	1.02	1.07	1.12	1.17

采用 origin<sup>[13]</sup>根据散点图所显示的趋势对上述数据给进行非线性拟合分析, 采用 Asymptotic1 模型, 确定通风效率与送风量的函数关系式, 通过迭代算法确定函数关系式的参数。

采用迭代算法直至收敛, 得出在该送风形式下送风量  $Q$  与通风效率  $\eta$  拟合函数:

$$\eta = 0.03131 \times Q^{0.33315} \quad (12)$$

结果分析: 从图 7 温度分布云图可以看出, 由于热源温度达到了 319.15K, 远高于送风温度, 导致热源表面出现了向上的高温羽流。送风量越小高温羽流现象就越明显。这是由于当送风量较小时, 从送风口流出的气体总能量较低, 在气体运动过程中, 气体之间会发生摩擦, 并不断卷入新的气体, 从而消耗能量。厂房正中部的热源与送风口的距离最远, 送风还没来得及到达厂房中部区域, 就已经被周围气体完全混合。因此, 送风量越小, 送风越难以达到厂房中部, 厂房中间的热源产生的高温羽流现象就越加显著。

从图 7 温度分布还可以看出, 高温热源散发的热量与工作区的流场产生交汇, 导致从水平角度来看, 下方工作区的温度高于上方非工作区的温度。同时在右侧设有回风口, 回风口对整个截面的温度分布也产生了显著的影响, 从垂直角度来看左侧未设有回风口的温度高于右侧设有回风口的温度。同时随着送风量的增加工作区的温度随之递减, 在工况 15000m<sup>3</sup>/h 的风量下工作区平均温度为 16.12℃, 在工况 10, 50000m<sup>3</sup>/h 的风量下工作区平均温度为 10.63℃, 在冬季工况下送风量提升 90%, 温度可以下降 34%, 具有显著的降温效果。

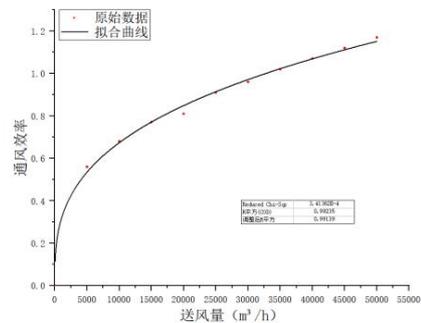


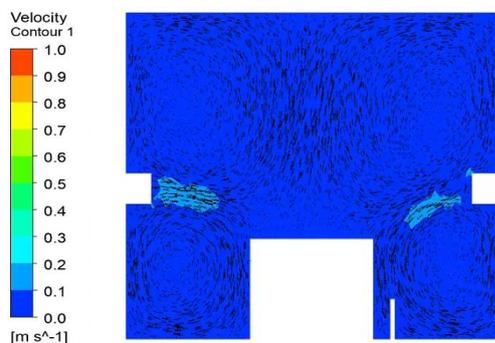
图 8 送风量与通风效率的函数拟合曲线

Fig.8 Fitting curve of supply air volume as a function of ventilation efficiency

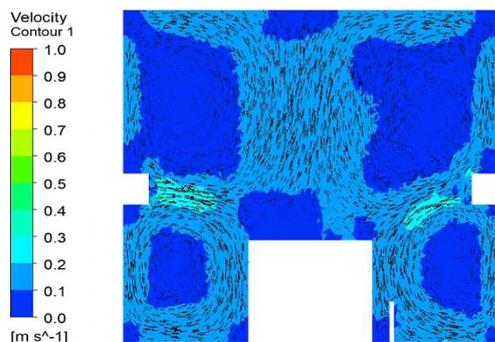
从图 8 送风量与通风效率的拟合曲线可知, 根

据方程的参数估计值和拟合统计指标。可以得出结论: 送风量  $x$  和通风效率  $y$  之间存在显著的相关关系, 非线性回归模型能够较好地解释这种关系, 随着送风量的增加, 厂房的通风效率也呈递增趋势。这表明增加送风量有助于提高通风效率。在送风量为  $5000\text{m}^3/\text{h}$  到  $25000\text{m}^3/\text{h}$  的范围内, 通风效率从 0.56 逐渐增加到 0.91。在这个范围内, 通风效率的增长曲线较为陡峭, 增长幅度较为显著。然而, 当送风量超过  $25000\text{m}^3/\text{h}$  时, 通风效率的增长速度减缓。在送风量为  $30000\text{m}^3/\text{h}$  到  $50000\text{m}^3/\text{h}$  的范围内, 通风效率从 0.96 逐渐增加到 1.17, 但增长幅度相对较小。送风量在  $5000\text{m}^3/\text{h}$  到  $25000\text{m}^3/\text{h}$  范围内, 通风效率的增长较为显著。送风量的大小直接与经济效益相关。因此, 在送风量为  $5000\text{m}^3/\text{h}$  到  $25000\text{m}^3/\text{h}$  的范围内, 选择适当的送风量可以获得较高的通风效率, 并在能源消耗方面保持较好的经济性。然而, 当送风量超过  $25000\text{m}^3/\text{h}$  后, 通风效率的增长速度变缓, 消耗更多的能量所获的通风效率增加率并不大。因此, 进一步增加送风量可能不会带来相应的经济效益。

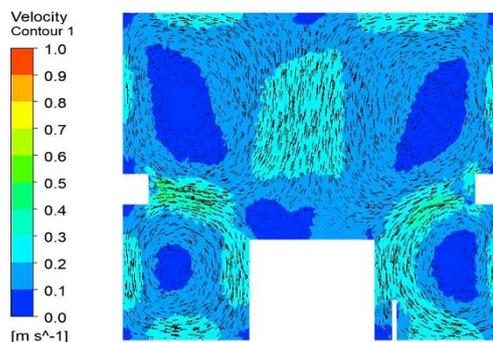
### 3.3.2 速度云图



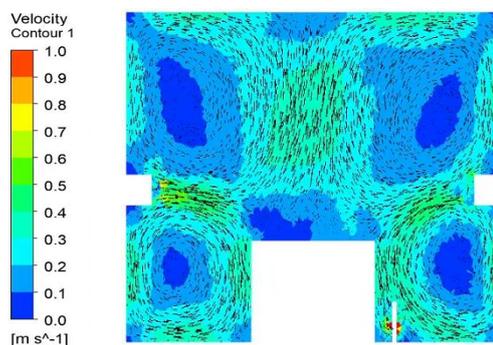
(a) 工况 1



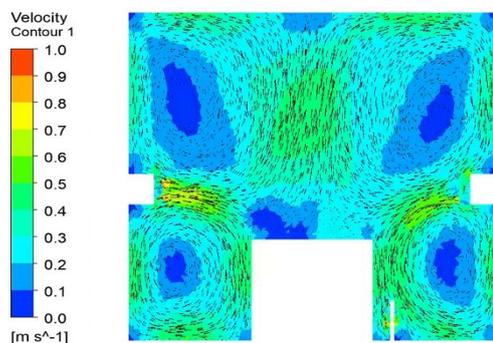
(b) 工况 2



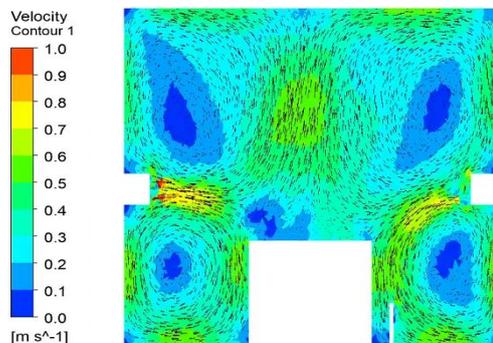
(c) 工况 3



(d) 工况 4



(e) 工况 5



(f) 工况 6

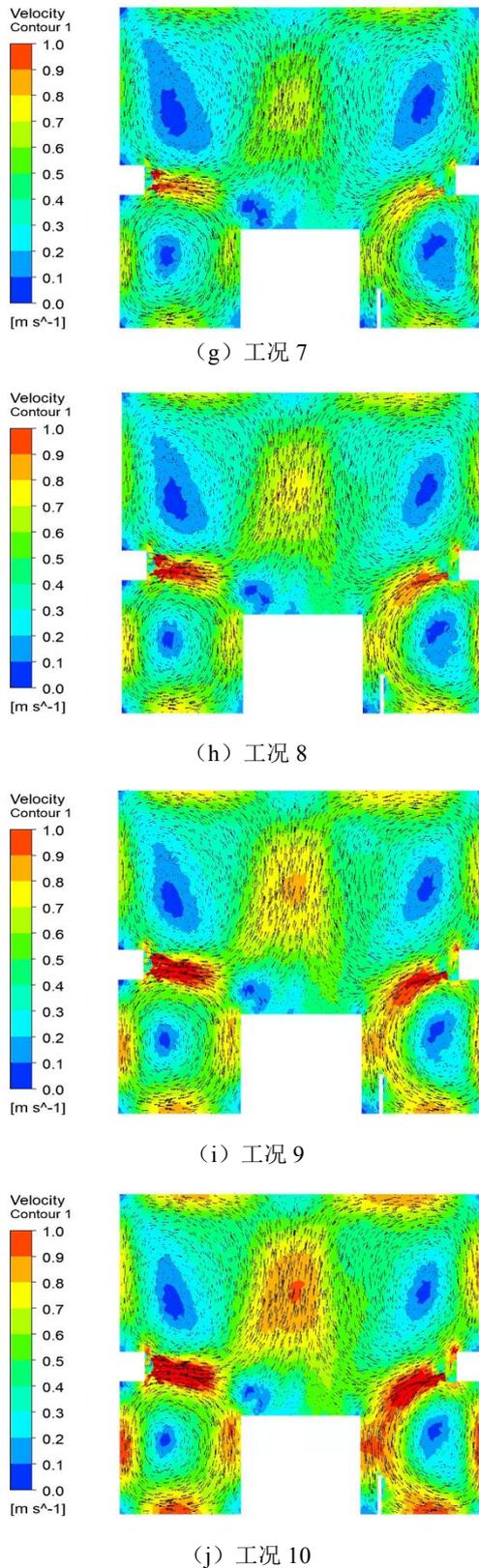


图 9 不同送风量下的速度云图

Fig.9 Velocity Cloud Chart under Different Air Supply Rates

表 5 不同送风量下工作区的平均风速

Table 5 Average wind speed of the working area under different supply air volumes

送风参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	5000	10000	15000	20000	25000
平均风速 (m/s)	0.06	0.12	0.18	0.26	0.31
送风参数	工况 6	工况 7	工况 8	工况 9	工况 10
送风量 (m <sup>3</sup> /h)	30000	35000	40000	45000	50000
平均风速 (m/s)	0.36	0.42	0.48	0.55	0.61

结果分析：从图 9 速度场分布云图可以看出，送风口喷射出的冷空气未能集中的以整股射流的形式流向工作区，而是呈径向四周向运动。置于地面的高温热源对速度流场造成了一定的影响，使得送风口喷射出的空气发生较大的偏转，流向上方的非工作区，导致上方非工作区的速度强度及涡流面积高于下方工作区。同时，随着送风量的增加，整个速度场的运动趋势和方向没有改变，截面四周逐渐出现涡流现象，且涡流外圈的速度随着送风量的增加不断增大，涡流外圈速度越大，涡流的强度也随之增大。

根据表 5 的数据，可知随着送风量的增大，工作区的送风速度随着送风量的增加呈递增趋势。在工况 1，5000m<sup>3</sup>/h 的风量下，工作区平均风速为 0.06m/s，当风量增至 50000m<sup>3</sup>/h，工作区平均风速为 0.61m/s，送风量增加 90%，工作区的平均风速也提升了 90%，两者呈等比同量递增的关系。此外，随着风量的增加，工作人员周围的风速也会增大，过大的风速可能给工作人员带来不适的吹风感，同时系统的经济性会降低。

#### 4 结论

本文通过实际测试和数值模拟，对回转窑工艺段冬季采用直接蒸发冷却设备进行通风的效果进行了研究，结论如下：

(1) 送风量较小时，由于摩擦损失导致高温羽流现象更加明显，使得热源表面出现向上的高温羽流。送风量增加可以显著降低工作区的温度，冬

季工况下送风量提升90%可使工作区温度下降34%,具有显著的降温效果。

(2) 高温热源对速度流场造成一定影响,导致送风口喷射的冷空气发生较大的偏转,流向上方非工作区,使得上方非工作区的速度强度和涡流面积高于下方工作区。随着送风量的增加,速度流场的运动强度增加,导致涡流现象变得更加明显。

(3) 送风量与通风效率呈显著相关关系,随着送风量的增加,通风效率逐渐提高,当送风量超过25000m<sup>3</sup>/h后,通风效率的增长速度变缓,消耗更多的能量所获的通风效率增加率不大。

#### 参考文献:

- [1] 孙铁柱,王鑫,王祺,等.干燥地区间接-直接蒸发冷却设备的适用性分析[J].棉纺织技术,2022,50(10):21-25.
- [2] 吴生,黄翔,李成成,等.高压喷气+直接蒸发冷却在工业厂房的应用[J].流体机械,2012,40(05):75-79.
- [3] 强天伟,黄翔,颜苏芊.节能型通风降温设备在大空间工业厂房中的应用研究[C].中国建筑学会建筑热动力分会学术交流大会.中国建筑学会,2007.
- [4] 黄剑光,赵兰萍.蒸发冷却空调在钢铁企业应用的可行性研究[J].制冷与空调,2007,(4):81-84.
- [5] 刘显晨,郭西龙.某高大空间厂房自然通风现场测试结果分析[J].工程建设与设计,2016,(12):11-12.
- [6] 蒲静,蒋福建,牛东兴,等.建陶厂房窑炉车间大长宽比高温廊道热环境测试分析[J].制冷与空调,2021,35(6):848-855.
- [7] 杨世铭,陶文铨.传热学(第4版)[M].北京:高等教育出版社,2006.
- [8] GB/T 17357-2008,设备及管道绝热层表面热损失现场测定 热流计法和表面温度法[S].北京:中国标准出版社,2008.
- [9] 谢东.地下水电站厂房气流组织 CFD 数值模拟方法研究[D].重庆:重庆大学,2015.
- [10] 方楠.高温工业厂房中工位空调作用下的工位区流场特性研究[D].西安:西安建筑科技大学,2015.
- [11] 梁爽.基于大空间厂房的 CFD 气流组织模拟和优化[D].天津:天津工业大学,2021.
- [12] 高婷.基于 CFD 数值模拟技术的大型钢铁厂房自然通风的优化设计研究[D].武汉:华中科技大学,2011.
- [13] 王娟,刘家斌,周芳,等.Origin 软件在实验数据回归分析中的应用[J].科技视界,2015,(31):38.
- [14] 袁誉钊,贺德强,陈彦君,等.基于两车模型的地铁隧道活塞风对屏蔽门影响研究[J].铁道科学与工程学报,2021,18(1):227-234.
- [15] 罗燕萍,李林林,饶美婉.高密度行车时隧道风压对屏蔽门开关的影响[J].城市轨道交通研究,2015,18(4):42-46.
- [16] 李学伟.京霸高速铁路北京新机场地下车站空气动力学效应研究[D].北京:北京交通大学,2019.
- [17] 马福东,王婷,彭斌,等.复杂深埋地下高铁车站站台及通道空气动力学效应模拟及设计对策选定[J].铁道标准设计,2020,64(1):40-44.

---

#### (上接第545页)