

工业厂房自然通风热环境的数值研究

苗超, 苏亚欣

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

摘要:运用CFD技术对某典型工业厂房的自然通风进行了数值模拟。研究了热源、污染源参数一定时,不同进风口离地高度对厂房工作区热环境及污染物浓度分布的影响。分析了带热源工业厂房热环境的主要特点,认为评价这种高温环境时,应同时考虑工作区风速及建筑内壁面辐射的影响。为此,采用热应力指数 HIS 作为这类热环境的评价指标。结果可以看出,对于热源具有一定的高度的工业厂房,适当提高进风口位置,不仅可以增加自然通风量,提高工作区空气流速,改善工作区热环境,而且有助于降低厂房平均污染物浓度。随着 H 的增加,通风量和工作区风速增大,热应力指数和污染物浓度减小。当 H 增加到 1.2 m 后,通风量和工作区风速基本不再变化。

关键词:工业厂房;自然通风;进风口离地高度;热应力指数;数值模拟

中图分类号:TU834.1

文献标志码:A

文章编号:1674-4764(2012)SI-0054-04

Numerical Simulation of Natural Ventilation and Thermal Environment in Industrial Plant with Heat Source

MIAO Chao, SU Ya-xin

(School of environmental Science and Engineering, Donghua University, Shanghai 201620)

Abstract: Numerical simulation of typical industrial plant was conducted by computational fluid dynamics (CFD) method. The influences of distances between fresh air inlet and ground on thermal environment and distribution of pollutant concentration in working zone were discussed when the heat source intensity and pollutant source were fixed. The main features of industrial plant with heat source were analyzed. The air velocity in working zone and the radiation between the wall surfaces should be considered for comprehensive evaluation of the thermal environment of industrial plant. Heat stress index, HSI, was introduced as thermal index to evaluate the thermal environment. Results showed that lifted fresh air inlet was not only helpful to increase the ventilation rate and the air velocity which improve the thermal environment in working zone, but also to decrease the mean pollutant emission concentration in the plant. When the distances between fresh air inlet and ground increased, the ventilation rate and the air velocity in working zone increased and the HIS and pollutant concentration decreased. When the distances between fresh air inlet and ground exceeded 1.2 m, the ventilation rate and the air velocity in working zone tended to be constant.

Key words: industrial plant; natural ventilation; distances between fresh air inlet and ground; heat stress index; simulation

自然通风是一种以热压及风压为动力的通风方式,其无需消耗动力就可以获得较大的通风量,因此很多地区的工业厂房在夏季和过渡季节都采用自然通风的形式。目前国内外对于自然通风的理论研究已逐步成熟。Linden 等^[1]研究了单空间建筑置换式自然通风,提出了一种“Emptying Filling Box”模型。Li Y^[2]认为 Linden 的模型没有考虑到建筑表面之间的辐射换热,与实际有一定差距,随后提出了一种“Emptying Air-filling Box”模型。另外 Li Y 对热压和风压下的自然通风也做了大量研究^[3,4]。赵鸿佐^[5]认为之前的理论研究均是在点源基础上得到的,往往不能满足工程分析所希望的合理与有效性要求。为此,从实际热源的存在体系出发,建立了适合工程应用的具体计算模式和方法。

随着数值计算和模拟技术的发展,越来越多的研究人员开始使用 CFD 方法对自然通风进行研究。S. A. El-Agouz 等^[6]模拟研究了瑞利数、开口位置及开口面积对房间自然通

风的影响。隋学敏^[7]对热压作用下的自然通风房间进行了研究,系统分析了不同建筑结构参数及热源强度对房间自然通风的影响。万鑫等人^[8]认为,过去模拟研究中的模型过于简化,与实际存在一定的差距。为此,以典型工业厂房为研究对象,对进、排风口等建筑结构参数对厂房自然通风效果的影响展开了更深入的探索。

随着工业生产品质越来越高,工作人员的健康越来越受到重视。然而过去的研究人员大都将注意力集中在通风量和热分布系数等参数上,而忽略了对工作区热环境进行分析。改善工业厂房自然通风的首要目的是改善作业区的热环境。它不仅取决于通风量的大小,还与气流组织有关^[9],因此仅仅讨论自然通风量及热分布系数等参数不够直观,也不够全面。虽然薛宇峰等^[10]采用 PMV 指标对某工业厂房进行了舒适性评价,但是带高温热源的工业厂房在夏季的热环境已经远远偏离人体的舒适区,因此需要选用合适的热环

境评价方法进行研究。

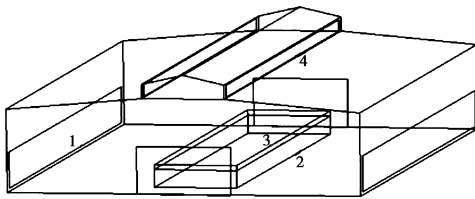
笔者利用 CFD 方法对具有内热源的工业厂房进行了自然通风模拟研究,并且采用热应力指数 HSI 对工作区热环境进行评价。在热源、污染源参数不变的情况下,改变进风口离地高度,研究不同进风口离地高度对工作区热环境和污染物浓度分布的影响,为工业厂房自然通风系统的设计提供了依据。

1 物理模型及计算方法

1.1 物理模型

以上海某典型的工业厂房为研究对象,如图 1 所示。该厂房的基本尺寸为 40 m×30 m×10 m(长×宽×高)。一般建筑内人员活动高度在 2 m 以下,所以将工作区的高度定为 2 m。参照与模型面积相同的轧钢厂中棒材厂房的炉体表面散热量,确定出模型中热源的散热量为 500 KW,热源尺寸为 30 m×7 m×1.5 m(长×宽×高)。室外大气压力为标准大气压力 101 325 Pa。根据《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)规定,夏季室外环境温度应根据实际出现的本地区夏季室外计算温度确定,因此取上海地区夏季通风室外计算温度 32 °C (305 K)。

通常工业厂房的自然通风是在热压和风压的共同作用下进行的,但是室外风速具有不稳定性,将无规律的外界风速进行算术平均,在边界条件的处理上存在弊端^[11]。实际工业设计中也只考虑热压作用,而不计算不确定的风压作用^[9]。而且本文研究的研究对象带有强热源,热压起着主导作用,因此本文的模拟计算中不考虑风压的影响。



1. 进风口 2. 热源 3. 污染源 4. 排风

图 1 工业厂房示意图

1.2 数值计算方法

本文研究的流场属于自然对流湍流流场,采用 Realizable $K-\epsilon$ 湍流模型。壁面附近采用标准壁面函数法进行处理;另外考虑到热源和壁面之间存在辐射换热,采用 DO 辐射模型。本文需要研究建筑结构参数对污染物浓度分布的影响,因此还需加入 Mixture 混合物模型;采用二阶迎风格式对方程进行离散,采用分离隐式求解器和 SIMPLEC 算法对差分方程进行求解。采用六面体进行网格划分。在划分网格时,对热源面、进风口、排风口划分得较密,厂房内其他区域网格稍疏。

一般工业厂房的矩形天窗两侧设有挡风板,这是为了消除外部风环境的影响,不至于使气流从矩形天窗倒灌入厂房,故排风口可认为不受室外风的影响,设为压力为 0 Pa 的压力出口边界条件(Pressure-Outlet)。由于本文中只考虑热压作用,因此进风口设为压力为 0 Pa 的压力入口边界条件(Pressure-Inlet)。采用指定湍流强度和水力直径的方法对进、排风口进行紊流条件设定,水力直径根据不同尺寸的风

口计算确定。热源表面采用第二类边界条件给定,热流密度为 1 250 W/m²。热源上方设置强度为 0.012 8 kg/s 的污染物散发源。由于 CO₂ 具有良好的同向分布性,故选择气态 CO₂ 作为污染物。室外环境中 CO₂ 浓度为 0.031 4%(体积百分比)。

2 模拟结果与分析

为了确保计算结果不受网格精度的影响,笔者分别采用了 42 万、85 万、116 万 3 种精度的网格进行对原物理模型($H=0.3$ m, $L_1=3$ m, $L_2=1.0$ m, $q=1$ 250 W/m², 单天窗)进行数值模拟。计算结果显示,3 种网格精度下的自然通风量分别为 76.8 kg/s, 78.9 kg/s, 78.2 kg/s, 其中 85 万网格与 116 万网格计算出的通风量差别最小,仅为 0.9%。因此权衡网格精度和计算效率之后,本文采用 85 万的网格划分方式。

2.1 模型的验证

为了验证本文模型的可行性,首先应用本文的模型对文献[12]中的实验条件下的自然通风进行模拟,并与文献中的实测数据进行对比,结果如图 2、3 所示。

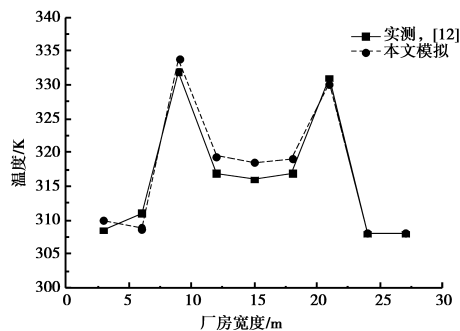


图 2 改造前集卷处 $Y=6$ m 温度模拟值与实测值的对比

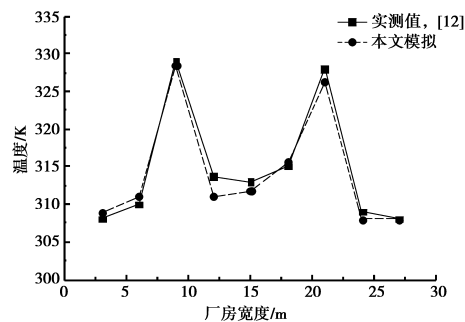


图 3 改造后集卷处 $Y=6$ m 处温度模拟值与实测值的对比

图 2 和图 3 分别为厂房改造前后,集卷处(300 °C)在 6 m 高度沿厂房宽度方向的温度分布的模拟值与实测值^[13]的比较。可以看到,在宽度为 9、21 m 处有两个明显的波峰,这是由于这两点位于热源的正上方,因此温度较高。通过对比可以发现,本文模型的模拟值与实测值在局部(特别实心钢板上方)的温度略有差别,这是因为厂房的物理模型与实际不可避免地存在一定的差异。但是整体上来看,模拟值与实测值是基本吻合的,从而验证了本文模型的可靠性。

2.2 进风口离地高度对自然通风效果的影响

在厂房内热源、污染源参数不变的情况下,研究进风口

离地高度对厂房自然通风效果和工作区热环境的影响。进风口度为 3 m, 排风口高度为 1 m, 房间中部布置一个天窗。计算结果见表 1。

从表 1 的结构看到, 随着进风口离地高度的增加, 厂房通风量整体呈增大的趋势。当 $H=0.3$ 和 0.5 m 时, 通风量基本不变。当 H 继续增大时, 通风量开始增加。根据自然通风的热压作用原理^[9], 厂房内外的热压差与进排风口中心高差呈正比。因此厂房自然通风的设计原则是尽可能增加进、排风口的高差, 而降低进风口位置就是一种简单有效的方法。进风口位置降低, 意味着绝大部分或全部室外新风能够流经工作区域。这对降低作业区温度, 改善作业区空气质量, 有着十分重要的作用。按照上述原理, 随着 H 的增加, 厂

房内外热压差减小, 厂房自然通风量应当下降。但是这一结论是在假定室内温度均匀, 忽略进排风口的高度和热源高度的前提下得出的, 与实际情况存在一定差距。在本文模型中, 热源具有一定的高度。当进风口位置较低时, 热源相当于一个障碍物, 对进风气流产生阻碍作用。随着进风口位置的升高, 热源的阻碍作用有所减弱, 因此通风量随之增加。整个过程中通风量变化并不明显, 说明对于热压作用下的工业厂房, 一定范围内改变进风口离地高度对通风量的影响不大。文献[5]中对于热分层高度的分析解也表明, 热压作用下的自然通风量主要受热源参数、有效开口面积及厂房高度的影响。

表 1 不同进风口离地高度下的数值模拟结果

进风口离地高度 H/m	1.2	1.0	0.8	0.5	0.3
通风量 $G/(kg \cdot s^{-1})$	80.06	79.18	79.60	77.96	77.83
工作区平均风速 $V_n/(m \cdot s^{-1})$	0.336	0.335	0.303	0.290	0.268
工作区平均温度 T_n/K	305.79	305.58	305.69	305.39	305.34
厂房平均污染物浓度 $C_{av}/\%$	0.033 89	0.033 92	0.034 04	0.033 94	0.034 10

工作区风速随着 H 的增加而逐渐升高。当 $H=1.0$ m 时, 工作区风速达到最大值。 H 继续增大到 1.2 m 时, 工作区风速基本不再变化。这主要是因为室外空气温度较低, 密度大, 进入室内后自然下沉。在重力的作用下, 竖直向下的速度会有所增大。另外由于厂房屋上部存在较大的回流区, 进风口位置升高时, 进气气流会受到沿墙壁向下运动的回流气流的挤压, 导致进气气流横截面积减小, 气流流速增大。当进风口位置升高到 1.2 m 时, 工作区风速不再变化, 这是因为进风口位置越高, 进气气流主体部分逐渐远离工作区。可以预见, H 继续增大时, 工作区风速必然下降。

工作区平均温度随 H 的增加而略有升高。显而易见, 当进风口位置较低时, 室外新风可以绝大部分或者全部通过工作区, 有效地降低了工作区的空气温度。当进风口位置升高后, 室外冷气流不能顺利地流过工作区。并且进风口下部角落处开始出现涡流, 其中的热量不能顺利带走, 以上综合因素导致工作区平均温度升高。

随着 H 的增加, 厂房平均污染物浓度有所降低。这是因为 H 增大时, 厂房的通风量有所增加。再加上工作区风速增大, 这股气流撞击到热源表面时形成更强的湍流, 使得污染物更容易被吹起带走。但是由于通风量增幅很小, 使得厂房平均污染物浓度降低幅度不大。

2.3 进风口离地高度对工作区热环境的影响

在具有失调危险的炎热环境中, 以人体的热舒适度为热环境的评价指标不再适合^[13]。热应力指标是一种适合的热环境评价方法, 它把环境变量综合成单一的函数, 用来定量表示热环境对人体的作用力。具有相同指数值的所有环境条件作用于人体所产生的热过劳均相同。本文选用 Belding^[14] 提出热应力指标 HIS, 即认为人体皮肤表面完全湿润时, 将产生最大蒸发热损失, 表 2 中概述了热应力指数 (HSI) 的计算方法。规定 E_{max} 的上限值为 $390 W/m^2$, 相当于一个典型男子的排汗量, 为 1 L/h。用热指数 100 作为可调节区域的上限。如果 $E_{req} > E_{max}$, 人体就不能再保持热平衡, 体

温开始上升。在这样的一种环境中长时间工作是不可能的, 而只能在有限的时间内进行工作。必须在体内蓄热引起体内升温达到危险程度之前即停止暴露。

表 2 热应力指数 HIS 的计算方法 (裸体)

待求参量	计算依据
辐射热损失 $R/(W \cdot m^{-2})$	$7.3(35 - T_{MRT})$
对流热损失 $C/(W \cdot m^{-2})$	$7.6u^{0.6}(35 - T_a)$
最大蒸发热损失 $E_{max}/(W \cdot m^{-2})$	$11.7u^{0.6}(56 - P_a)$
所需排汗量 $E_{req}/(W \cdot m^{-2})$	$E_{req} = M - R - C$
热应力指数 $HIS/\%$	$HIS = E_{req}/E_{max} \times 100\%$
允许暴露时间 AET/min	$AET = 2440/(E_{req} - E_{max})$

注: T_{MRT} 为室内平均辐射温度, $^{\circ}C$; u 为工作区平均气流速度, m/s ; P_a 为空气中的水蒸气分压力, Pa ; M 为人体新陈代谢产热量, W/m^2 。假定人体皮肤的温度恒定在 $35^{\circ}C$ 。不计呼吸散热。根据实测^[13], 水蒸气分压力取 $32 Pa$ 。

根据表 2 计算出了进风口离地面高度不同时人员活动区域 ($Z \leq 2 m$) 的热应力指数 HSI, 结果如表 3 所示。

在表 3 中, 换热量为正值代表人体散热, 负值代表人体得热, 绝对值越大表示得热量或者散热量越大。由对流热损失的计算公式可知, 人体的对流散热量取决于工作区气流温度和流速。随着 H 的增加, 工作区流速逐渐增大。当 $H=0.3$ m 时, 工作区风速为 $0.27 (m/s)$ 。当 H 分别增加到 $0.5 m$ 、 $0.8 m$ 、 $1.0 m$ 时, 作业区平均风速分别提高到 $0.29 (m/s)$ 、 $0.30 (m/s)$ 、 $0.34 (m/s)$, 增幅分别为 7.4% 、 6.8% 、 13.3% 。但是这一过程中工作区空气温度有也逐渐升高。两者相互制衡, 导致人体对流换热热量基本不变。其次, 由辐射热损失的计算公式可知, 人体辐射得热完全取决于厂房内表面的辐射温度。随着 H 的增加, 通风量逐渐增大, 带走了更多的余热量, 使得维护结构内表面温度降低, 因此人体辐射得热量下降。这一结果促进了人体所需排汗量

的降低,也意味着人体需要散失的热量减少。另外,本文假定水蒸汽分压力为定值,人体最大蒸发量 E_{\max} 完全取决于空气流速,并且与风速成正比。随着 H 的增大,工作区风速增加,使得人体最大蒸发热损失逐渐增大,这就意味着人体可以通过汗液蒸发散失更多的热量。由表3可以看出,人体辐

射得热量和所需排汗量的减小对于工作区热应力指数 HIS 的降低起到了决定性作用。热应力指数 HSI 随着 H 的增大而逐渐减小,人员的可允许工作时间增大。因此对于热源具有一定高度,并且进风口较低的工况,适当提高进风口离地高度,有助于改善工作区的热环境。

表3 不同进风口离地高度下热应力指标(HSI)

进风口高度 H/m	1.2	1.0	0.8	0.5	0.3
工作区空气平均温度 T_a/K	305.79	305.58	305.69	305.39	305.34
工作区平均辐射温度 $T_{MRT}/^{\circ}C$	42.60	43.70	44.61	45.89	47.10
工作区平均风速 $u/(m \cdot s^{-1})$	0.336	0.335	0.303	0.290	0.267
辐射热损失 $R/(W \cdot m^{-2})$	-55.48	-63.54	-70.15	-79.53	-88.33
对流热损失 $C/(W \cdot m^{-2})$	8.77	9.54	7.46	9.45	9.15
最大蒸发热损失 $E_{\max}/(W \cdot m^{-2})$	145.95	145.69	137.17	133.61	127.15
所需排汗量 $E_{req}/(W \cdot m^{-2})$	169.75	177.00	184.58	193.07	202.18
热应力指数 $HIS/\%$	116.31	121.49	134.56	144.51	159.01
允许暴露时间 AET/min	102.52	77.93	51.47	41.03	32.52

3 结论

利用 CFD 方法对带有内热源的工业厂房的自然通风情况进行了数值模拟,分析了不同进风口离地高度对工作区热环境和污染物浓度分布的影响规律。从模拟的结果可以看出,对于热源具有一定的高度的工业厂房,适当提高进风口位置,不仅可以增加自然通风量,提高工作区空气流速,改善工作区热环境,而且有助于降低厂房平均污染物浓度。虽然增加进风口离地高度会导致工作区温度有所上升,但由于风速的提高,使得人体对流散热量基本不变。另外随着工作区风速的增加,人体最大蒸发热损失增大,这意味着人体可以通过汗液蒸发散失更多热热量。通风量的增加显著降低了维护结构的平均辐射温度,使得人体辐射得热大大降低。同时厂房平均污染物浓度随着通风量和工作风速的提高而有所降低。当 H 增加到 1.2 m 时,通风量和工作区风速基本不再变化,热应力指数降幅迅速减小,污染物浓度下降到最低值。

参考文献:

[1] Andersen KT. Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy. ASHRAE Transactions, 1995, 101(2): 1103-1117.

[2] Li Y. Buoyancy-driven natural ventilation in a thermally stratified one-zone building. Building and Environment, 2000, 35: 207-214.

[3] Li Y. Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. Building and Environment, 2001, 36: 59-71.

[4] Chen Z D, Li Y. Buoyancy-driven displacement natural ventilation in a single-zone building with three-level openings. Building and Environment, 2002, 37: 295-303.

[5] 赵鸿佐. 室内热对流与通风[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.

[6] 隋学敏. 房间热压自然通风的影响因素[D]. 西安: 长安大学, 2005, 5.

[7] S A EI-AGOUZ. The effect of internal heat source and opening locations on environmental natural ventilation[J]. Energy and Buildings, 2008, 40: 409-418.

[8] 万鑫, 苏亚欣. 建筑结构对带内热源工业厂房自然通风影响的数值研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(11): 60-64.

WAN Xin, SU Yaxin. Numerical simulation of effect of building structure on natural ventilation in industrial workshops with heat sources[J]. HV&AC, 2009, 39(11): 60-64.

[9] 孙一坚. 工业通风. 3 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.

[10] 薛宇峰. 太阳能烟囱对工业厂房自然通风影响的数值研究[D]. 上海: 东华大学, 2010.

[11] 王亮, 谭洪卫, 季亮. 外场风速和建筑空间条件对自然通风的影响[J]. 建筑热能通风空调, 2009, 28(1): 50-53.

WANG Liang, TAN Hongwei, JI Liang. The Effect of Outfield Wind Boundary Condition and Rrchitectural Space to Natural Ventilation[J]. Building Energy & Environment, 2009, 28(1): 50-53.

[12] 邹声华, 张登春, 李孔清. 自然通风改善半封闭热源厂房热环境的研究[J]. 矿业工程, 2005, 25(2): 81-84.

ZOU Shenghua, ZHANG Dengchun, LI Kongqing. Reformation of hot environment of semi-closed heat-source workshop by natural ventilation [J]. Mining and Metallurgical Engineering, 2005, 25(2): 81-84.

[13] Wang J Y. The Suggestion on the evaluating principle of indoor thermal Environment [C]. ICHES '91 Tokyo Proceeding, 513-518.

[14] McIntyre D A. 龙唯定, 等. 译. 室内气候[M]. 上海: 上海科技出版社, 1989.