



文章栏目：大气污染防治

DOI 10.12030/j.cjee.201911164

中图分类号 X701.2

文献标识码 A

黄雅琴, 李彩亭, 李珊红, 等. 旋风-布袋复合除尘器优化和除尘效率的数值模拟[J]. 环境工程学报, 2020, 14(8): 2222-2231.
HUANG Yaqin, LI Caiting, LI Shanhong, et al. Optimization of cyclone-bag composite dust collector and numerical simulation of dust removal efficiency[J]. Chinese Journal of Environmental Engineering, 2020, 14(8): 2222-2231.

旋风-布袋复合除尘器优化和除尘效率的数值模拟

黄雅琴^{1,2}, 李彩亭^{1,2,*}, 李珊红^{1,2}, 张哲^{1,2}, 黄乐^{1,2}, 张智雄^{1,2}

1. 湖南大学环境科学与工程学院, 长沙 410082

2. 湖南大学, 环境生物与控制教育部重点实验室, 长沙 410082

第一作者: 黄雅琴(1996—), 女, 硕士研究生。研究方向: 大气污染控制。E-mail: 496910025@qq.com

*通信作者: 李彩亭(1964—), 男, 博士, 教授。研究方向: 大气污染控制。E-mail: ctli@hnu.edu.cn

摘要 针对燃煤工业锅炉烟尘超低排放的要求, 采用数值模拟方法, 研究了旋风除尘器(A)和内部滤袋前无导流板(B)、有导流板(C)或开孔挡板(D)的几种旋风-布袋复合除尘器的流场。结果表明: 除尘器C的流场较均匀, 较高风速时压降低于除尘器B、D。进一步模拟了除尘器A、C的分级效率, 发现对于粒径低于 $15\ \mu\text{m}$ 的颗粒, 除尘器A去除率低于60%, 除尘器C去除率高于97.8%。且复合除尘器占地小, 滤袋寿命长, 具有广阔的应用前景。上述数值模拟结果可为复合除尘器的优化设计提供参考。

关键词 复合除尘器; 数值模拟; 优化; 除尘效率

由于旋风除尘器对细微颗粒的去除率较低^[1], 不能满足燃煤工业锅炉烟尘排放达标的要求, 很多学者研究了旋风-布袋复合除尘器的性能。SON等^[2]设计了一种旋风-布袋复合除尘器, 现场实验表明布袋积尘量小, 压降降低近30%; 赵新义等^[3]设计了旋风-布袋复合除尘器, 并将其投入生产, 除尘器运行良好, 去除率可达标。针对更加高效的除尘需求(如排放浓度 $<5\ \text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$), 须进一步研究其除尘性能, 优化其设计。通过实验研究复合除尘器的优化须制作实验装置, 耗费时间; 而计算流体力学(CFD)模拟可以降低时间和投资成本, 并且可以比实验更详细地了解除尘器内部的流动, 近几年得到了广泛应用。刘海等^[4]使用可实现的 $k-\varepsilon$ 模型模拟了SCX型脱硫除尘器内部的气固两相流场; 廉继尧等^[5]设计了一种旋风-布袋复合除尘器, 模拟其内部流场, 发现滤袋内外两侧压差较大, 粒径在 $5\ \mu\text{m}$ 以下的颗粒去除率可高达99%; 张文青等^[6]模拟了开口挡板和底部导流板对旋风-布袋复合除尘器流场的影响, 结果表明, 挡板的长度对气流分布的影响很大, 导流板能够提高气流分布的均匀性。

参考旋风除尘器和已有研究^[2-6]中对复合除尘器的设计, 本研究设计了一种在旋风除尘器的内筒设置滤袋的新型复合除尘器, 通过CFD方法, 模拟了无滤袋结构的旋风除尘器(A)以及滤袋前无导流板(B)、有导流板(C)或开孔挡板(D)的旋风-布袋复合除尘器的内部流场, 考察了不同入口

收稿日期: 2019-11-27; 录用日期: 2020-01-10

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFC0204100); 湖南省重点研发计划(2018SK2032, 2018SK2033)

风速和粉尘浓度下除尘器 A 和 C 的压降和除尘效率，为复合除尘器的结构优化提供参考。

1 数值模拟

1.1 模型建立与网格划分

使用 ANSYS 进行简化建模，4 种除尘器仅在内筒结构上有所不同。图 1(a) 为除尘器 C 的几何模型，图 1(b) 为参考截面位置 (供模拟分析用)。图 2 为除尘器 A、B、C、D 内筒的局部图。除尘器 C 的导流板共 8 片，为均匀分布的曲面，每片叶片相隔 45°，长度为 450 mm，垂直高度为 200 mm，每片叶片的上端和下端的夹角为 20°。除尘器 D 挡板的孔径为 60 mm，孔距为 110 mm，孔间距为 50 mm，开孔率为 30.05%。除尘器总高为 6 950 mm，外筒直径为 1 400 mm，内筒直径为 1 100 mm，外筒高为 2 000 mm，锥斗高为 1 900 mm，净气室高为 350 mm，滤袋规格为 φ160 mm×4 000 mm，共 21 个滤袋。使用 ICEM 进行网格划分，除尘器 C 生成的结构化网格总数约 2.4×10⁶ 个。

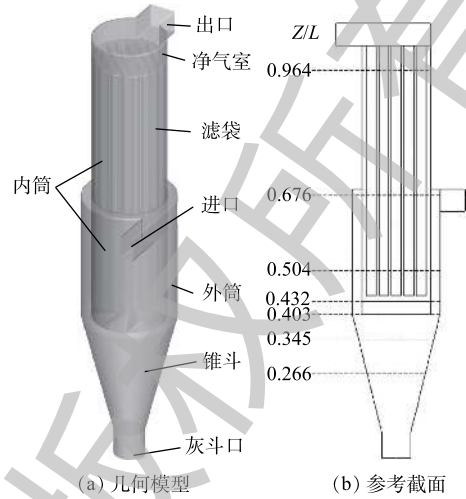


图 1 几何模型和参考截面

Fig. 1 Geometric model and reference section

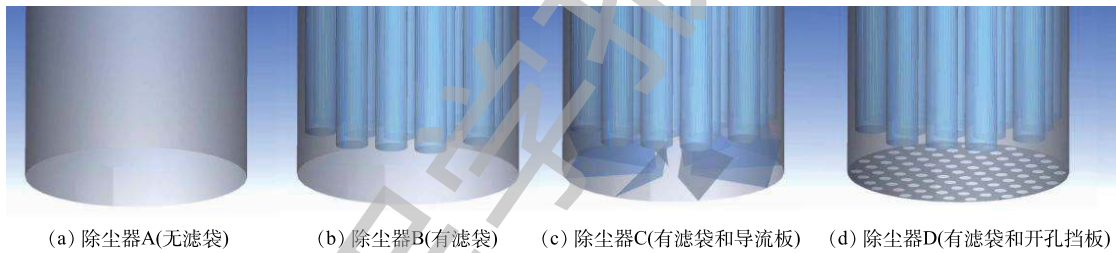


图 2 除尘器不同的内筒结构

Fig. 2 Different inner cylinder structure of dust collector

1.2 计算模型和边界条件

利用 FLUENT 18.0 模拟除尘器内部流场，假设气体为常温常压下不可压缩流体^[7]，质量和动量的守恒方程如式 (1) 和式 (2) 所示。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla(\rho v v) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho g + F \tag{2}$$

式中： ρ 为气体密度， $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ； t 为时间， s ； v 为气体速度， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ； p 为雷诺平均压力， Pa ； τ 和 F 分别为应力张量和外力， N ； g 为重力加速度， $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ 。

复合除尘器外部为强旋流，而内部滤袋区域气流的流速慢，可假设为层流。鉴于可实现的 $k-\epsilon$ 模型对于较强旋流、剪切流、边界层流动以及带有分离的流动有很好的表现^[8]，采用可实现的 $k-\epsilon$ 模型对除尘器进行模拟，方程见式 (3)~式 (6)。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \quad (4)$$

$$E = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_j}{\partial x_j} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中： k 为湍动能， J ； ε 为湍流耗散率； v_i 为时均速度， $m \cdot s^{-1}$ ； μ 和 μ_t 分别为流体黏度和湍动黏度， $kg \cdot (m \cdot s)^{-1}$ ； G_k 为 k 引起的产生项； E 为时均应变率， s^{-1} ； $\sigma_k=1.0$ ； $\sigma_\varepsilon=1.2$ ； $C_1=0.43$ ； $C_2=1.9$ 。

模拟采用某环保公司提供的现场粉尘样，不同粒径的质量分数如图3所示。低浓度颗粒(<10%)对流场的影响和颗粒之间的相互作用可忽略不计^[9]。使用离散相模型和随机轨道模型模拟颗粒的运动，并根据粉尘的粒径分布和分级效率得出总除尘效率，方程见式(7)~式(9)。

$$\frac{\partial v_p}{\partial t} = F_D(v - v_p) + \frac{g(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \left(\frac{\rho}{\rho_p} \right) v_p \frac{\partial v}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$F_D = \frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_i^2 24} \quad (8)$$

$$\eta = \sum_{i=0.2}^{160} \eta_i(d_i) g(d_i) \quad (9)$$

式中： F_D 为单位质量颗粒曳力， N ； C_D 为曳力系数； Re 为相对雷诺数； v_p 为颗粒速度， $m \cdot s^{-1}$ ； ρ_p 为颗粒密度， $kg \cdot m^{-3}$ ； d_i 为颗粒粒径， m ； η 为总除尘效率； η_i 为分级效率； $g(d_i)$ 为质量分数关于粒径的函数。

气流入口边界条件为速度入口；气流出口边界条件为出风口，气流出口处的DPM边界条件为逃逸；滤袋边界条件为多孔跳跃^[10]，假定渗透率为 $3 \times 10^{-12} m^2$ ，介质厚度为 $2 mm$ ，压力跃阶系数 C_2 为 0 ，滤袋的DPM边界条件为捕集；灰斗口边界条件为壁面；灰斗口的DPM边界条件为捕集。压力速度耦合格式为SIMPLE，压力离散格式为PRESTO，动量离散格式、湍动能和湍流耗散率格式均为二阶离散格式。

1.3 网格独立性验证

对除尘器A进行网格划分，均为六面体结构网格，方案1中的网格总数为602 855个，方案2中的网格总数为553 968个，方案3中的网格总数为451 767个。沿气流运动方向，由模型入口到出口共选取13个监测点，且记录对应的静压变化，3种方案对应的监测结果如图4所示。2种网格划分方案的计算结果非常接近，误差在5%以内。

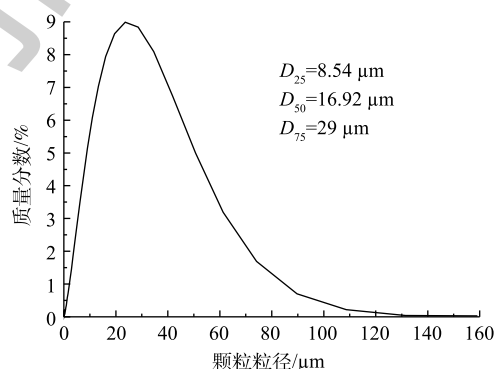


图3 不同粒径的质量分数

Fig. 3 Mass fraction of different particle size

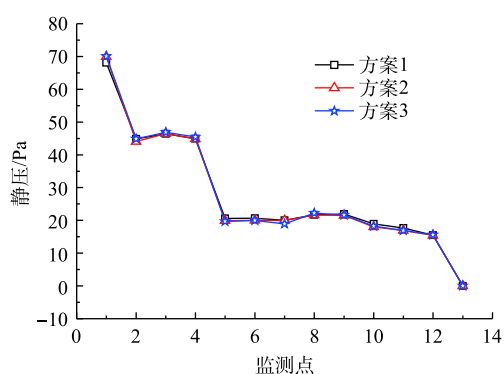


图4 不同监测点静压的变化

Fig. 4 Changes of static pressure at different monitoring points

2 模拟结果与分析

实验模拟了入口风速为 $8\sim 16\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时各除尘器内的流场, 对应的过滤风速为 $0.8\sim 1.6\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$, 处理风量为 $2\ 016\sim 4\ 032\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。通过分析比较, 本研究以入口风速为 $8\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 为例, 进行流场分析。

2.1 气流流线

图 5 为除尘器 A、B、C、D 内部气流的流线图。较大的内筒直径导致 4 种除尘器均存在较为强烈的短路流, 由于小颗粒的运动主要受气流影响^[1], 因此, 除尘器 A 中的小颗粒容易随着短路流和旋返的气流逃逸^[11], 而在除尘器 B、C、D 中, 通过这种途径进入内筒的小颗粒被滤袋捕集。气流在内筒中的流动表现明显不同: 除尘器 A 内筒的气流为旋流; 除尘器 B 的气流进入内筒后, 继续在外圈旋转, 至滤袋区直线上升; 除尘器 C 的导流板内气流的速度方向发生明显改变, 旋流向中间扩散后, 直线上升, 部分气流会在旋转绕过导流板后, 流向锥斗, 在锥体上端跟随气旋重新进入内筒, 这会对锥斗上端的颗粒运动产生干扰; 除尘器 D 的气流在通过挡板的开孔后, 继续旋转, 至滤袋区后, 直线上升。气流分布不均会缩短滤袋的使用寿命、增加清灰难度^[12], 除尘器 C 的导流板均匀气流的效果较好。

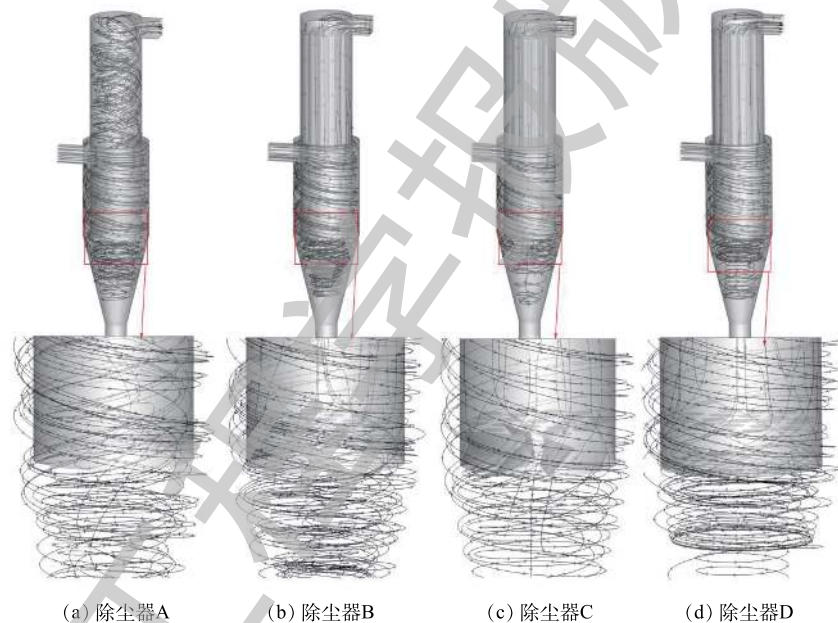


图 5 除尘器的气流流线

Fig. 5 Flow trace of dust collector

2.2 速度

图 6 和图 7 为除尘器 A、B、C、D 在 $y=0$ 截面和参考截面的切向速度分布。在旋流速度的 3 个分量中, 切向速度占主导, 颗粒随气流高速旋转, 在离心力的作用下被抛向壁面, 从而与气体分离。切向速度在外筒和锥斗内表现为典型的双涡结构, 被称作兰金涡旋^[1]。最大切向速度出现在外筒顶端且接近入口风速, 在轴向上变化很小, 这在其他研究中也有类似的报道^[13-14]。在图 7 中, 除尘器 C 的导流板下方出现了逆向旋流, 这在图 5 中表现为绕过导流板进入锥体后又返回内筒的气流。在内筒入口截面, 除尘器 C 达到的最高切向速度低于除尘器 B, 而除尘器 D 的切向速度稳定为 0。这是由于除尘器 C 的导流板使旋流开始向中间扩散, 除尘器 D 的开孔挡板迫使气流只能从开孔中穿过。在气流将要进入滤袋前的区域, 除尘器 B、D 表现为旋流, 而除尘器 C 的旋流消失, 切向速度接近 0, 气流流速稳定, 这能使滤袋的寿命更长。

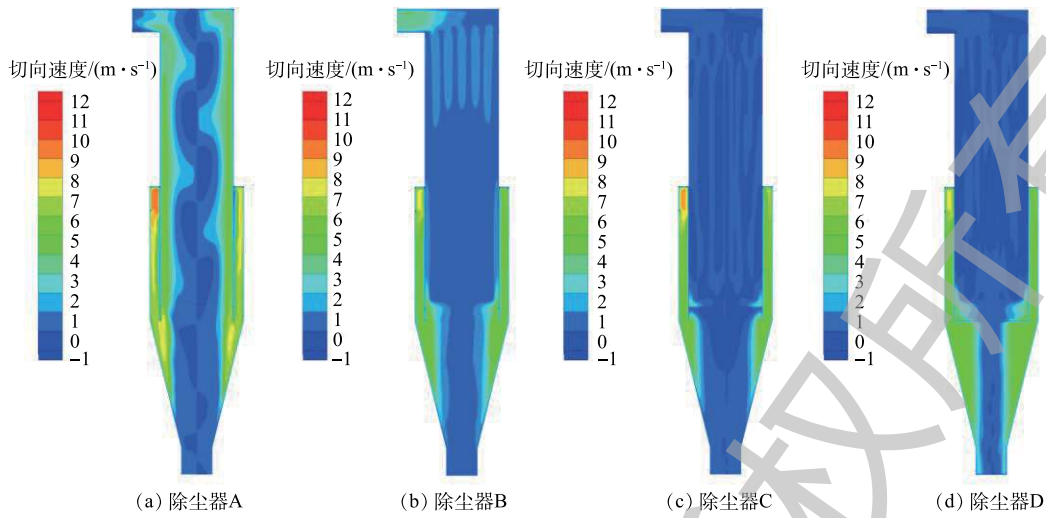


图6 除尘器在 $y=0$ 截面的切向速度分布

Fig. 6 Tangential velocity distribution of dust collector at $y=0$ section

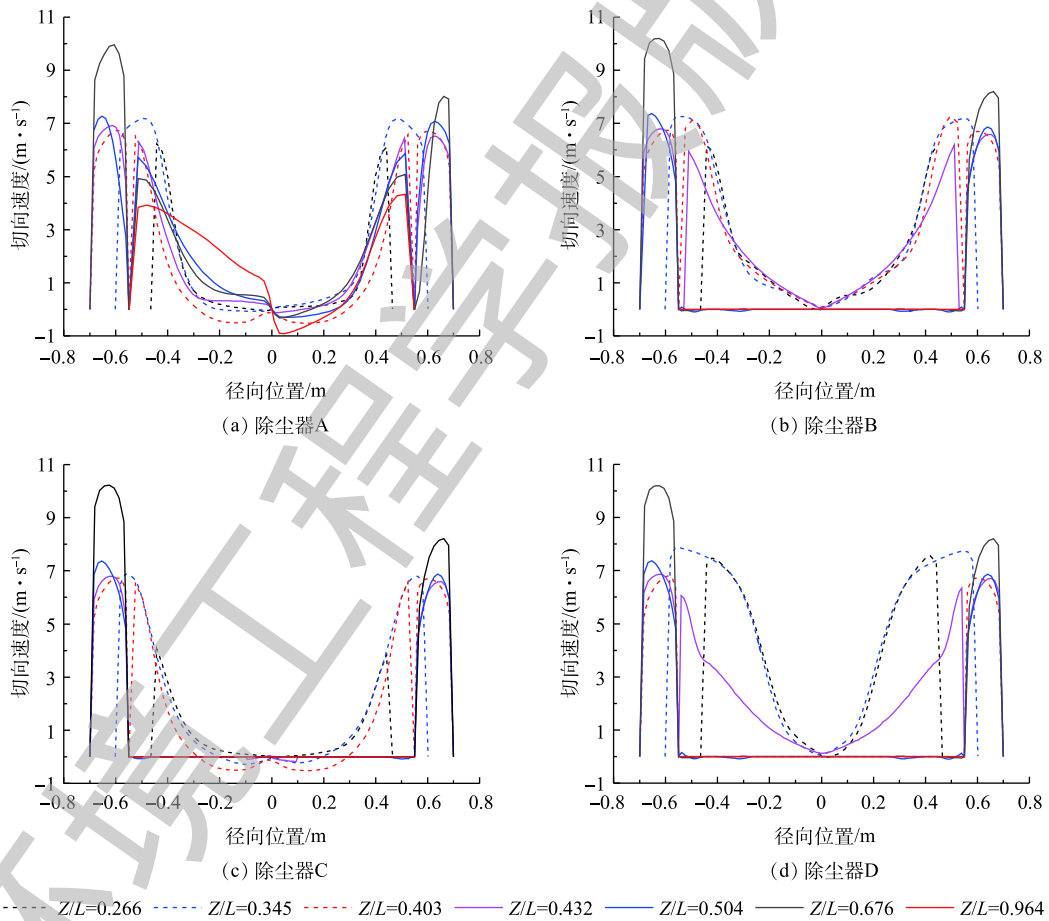


图7 除尘器在参考截面的切向速度

Fig. 7 Tangential velocity of dust collector at the reference section

图8和图9为除尘器A、B、C、D在 $y=0$ 截面和参考截面的轴向速度。轴向速度也是影响除尘器去除率的重要因素。轴向气流主要包括除尘器壁面附近向下的气流和核心处向上且夹带部分颗粒的气流。在除尘器B、C、D中,受滤袋影响,还出现了从内筒下方到排尘口的向下气流,这与

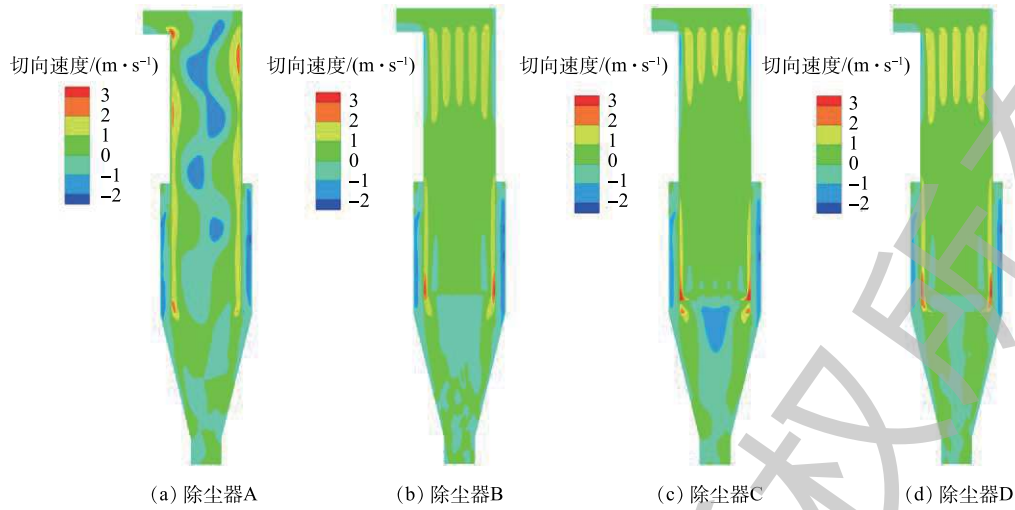


图 8 除尘器在 $y=0$ 截面的轴向速度分布

Fig. 8 Axial velocity distribution of dust collector at $y=0$ section

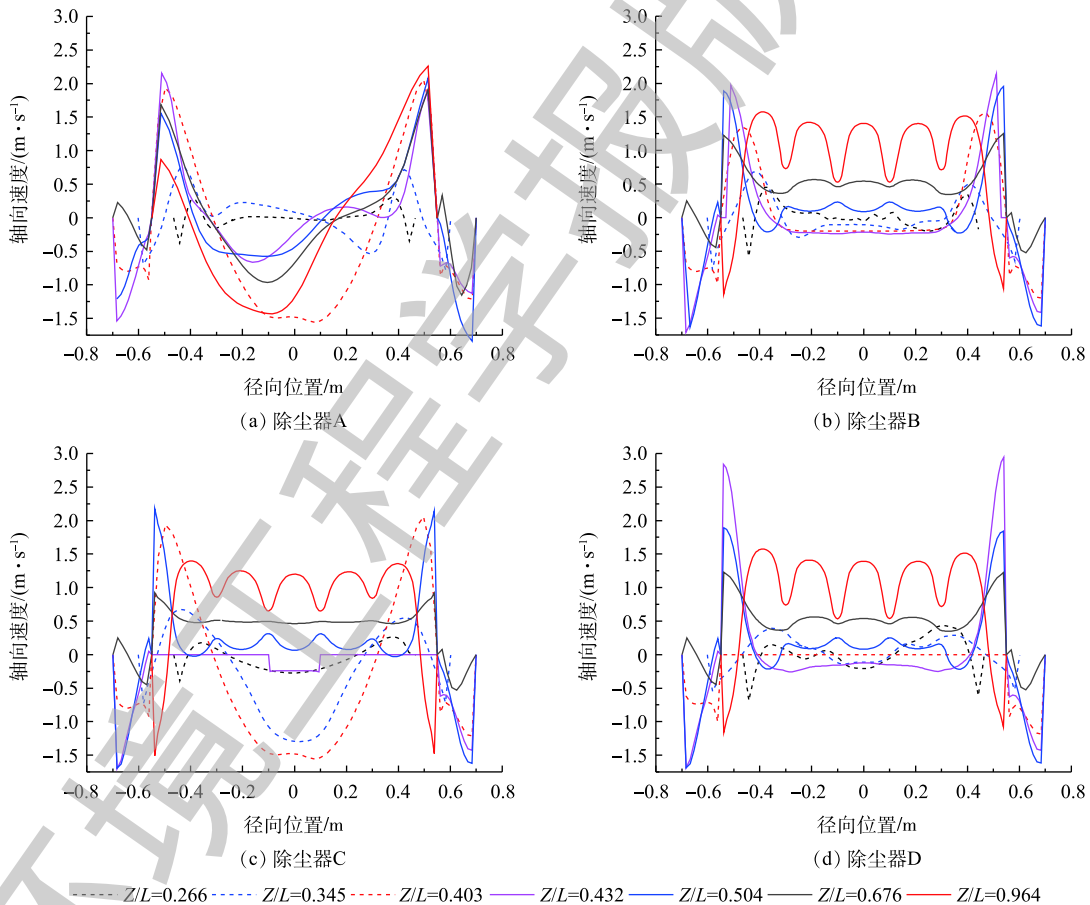


图 9 除尘器在参考截面的轴向速度

Fig. 9 Axial velocity of dust collector at the reference section

SON 等^[2]的研究结果相近。而在除尘器 C 的导流板下方附近，这股气流更为强烈。在外筒顶端存在少量轴向速度向上的气流，这是由于此处流动缓慢、静压较低，因而气流会流向低压区域，形成纵向涡旋，部分颗粒随着气流在此处形成死循环^[15]；在锥斗段，除尘器 B 的锥斗下方出现许多

上下反复波动的干扰旋流的小型纵向涡旋，在排尘口附近，涡旋依旧存在，二次夹带使底部的粉尘重新进入除尘器，这些情况在除尘器 C、D 内得到改善。气流在除尘器 B、C、D 的内筒上端内壁面附近转变为向下的轴向速度，这是由气流撞到花板而向下流动导致的。滤袋内部轴向速度高于滤袋外部轴向速度，随着高度的增加，整体的轴向速度也在增大。除尘器 C 在滤袋内外侧轴向速度差较小，除尘器 D 在滤袋区域整体的轴向速度较低，这表明导流板有利于滤袋区域气流的平稳流动，开孔挡板能够降低滤袋区域气流流速。

2.3 静压

图 10 为除尘器 A、B、C、D 在 $y=0$ 截面和 $Z/L=0.676$ (进口处) 截面的静压图。静压主要受除尘器结构的影响，外筒和锥斗内静压变化相似：在入口夹角处最大，由壁面向中心不断递减，在轴向上的变化远小于径向。在内筒中，滤袋外的静压在除尘器 C 内呈现在径向上由外往内、在轴向上由两端向中间逐渐减小的趋势，在除尘器 B、D 内，则在轴向上两端略高；滤袋内的静压在除尘器 C 呈现与滤袋外部区域一样的变化趋势，在除尘器 B、D 中表现较为稳定。除尘器内静压变化趋势的不同导致滤袋内外侧压差的不同，在滤袋内外侧压差的变化顺序为除尘器 C < 除尘器 D < 除尘器 B，同时除尘器 C 滤袋中部的滤袋内外侧压差比滤袋两端的滤袋内外侧压差降低了近 50%。

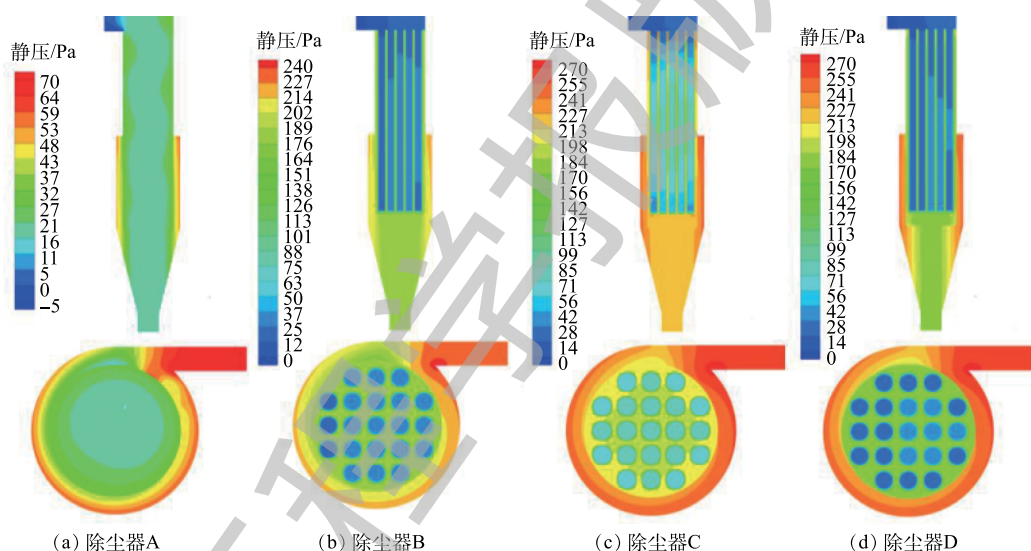


图 10 除尘器在 $y=0$ 截面和 $Z/L=0.676$ 截面的静压分布

Fig. 10 Static pressure distribution of dust collector at $y=0$ section and $Z/L=0.676$ section

袋内外侧静压差的降低意味着过滤阻力降低，这样有利于过滤和节能。

由图 5~图 10 可知，除尘器 C 的流场分布最为均匀。同时发现，除尘器 A 中存在一股向下内旋，其旋流轴线不断在除尘器轴线两侧偏移，气体不断相互挤压，这可能导致除尘器结构不稳定^[16]，而设置了滤袋的复合除尘器则不存在这种情况。

2.4 入口速度与压降

除尘器的压降是进口与出口之间的压差。压降的变化会对除尘器能耗产生影响，图 11

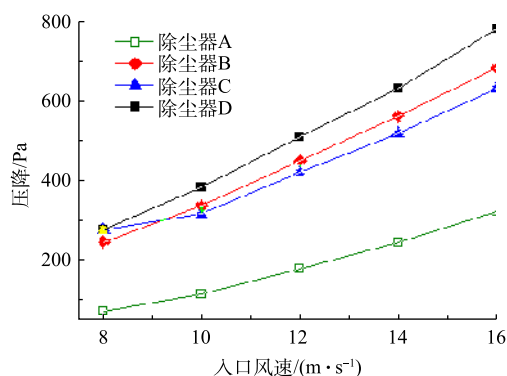


图 11 除尘器在不同入口风速下的压降

Fig. 11 Pressure drop of dust collector at different inlet wind speeds

反映了除尘器 A、B、C、D 在入口风速为 $8\sim 16\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时的压降变化情况。在图 11 的入口风速范围内，除尘器 B、C、D 的压降为 $200\sim 800\text{ Pa}$ 。入口风速提高引起涡流强度的增大，这会加大流体之间以及流体与除尘器之间的摩擦，从而导致压力损失增加^[17]，无滤袋的除尘器 A 压降远低于除尘器 B、C、D。在速度较低时，除尘器 B、C 的压降相近，除尘器 D 的压降略低。随着入口风速的增加，除尘器 D 的开孔挡板和除尘器 B 锥斗下方较多的二次流导致的压力损失不断增大，除尘器 B、D 的压降逐渐高于除尘器 C。

2.5 分级效率和总除尘效率

考虑到超低排放的要求，把本研究的复合除尘器用作二级除尘使用，设置了 3 个入口粉尘浓度 (即上一级净化装置的出口浓度)。图 12 反映了除尘器 A、C 在入口风速分别为 $8、10、14\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，入口粉尘浓度分别为 $20、40、100\text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ 时的分级效率，图 13 反映了除尘器 C 在不同入口风速下，入口粉尘浓度分别为 $20、40、100\text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ 时的总除尘效率。

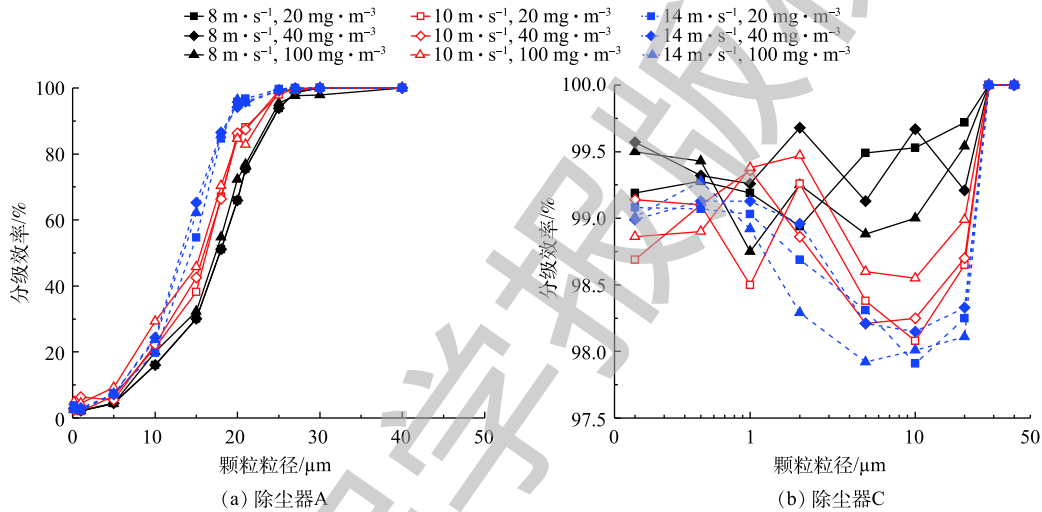


图 12 除尘器 A 和 C 的分级效率

Fig. 12 Grading efficiency of dust collectors A and C

除尘器 A 的分级效率曲线近 S 形，其切割粒径为 $14\sim 19\text{ }\mu\text{m}$ 。对于粒径 $< 15\text{ }\mu\text{m}$ 的颗粒，去除率低于 60% ；对于粒径 $> 25\text{ }\mu\text{m}$ 的颗粒，去除率高于 90% 。滤袋的各种过滤效应对于不同粒径的粉尘作用效果不同^[18]，因此，对于粒径 $< 30\text{ }\mu\text{m}$ 的颗粒，除尘器 C 的去除率为 $97.8\%\sim 99.5\%$ ；对于粒径 $> 30\text{ }\mu\text{m}$ 的颗粒，除尘器 C 可以完全捕集。对比除尘器 A、C 对各粒径颗粒的去除率可推断，除尘器 C 内粒径 $> 25\text{ }\mu\text{m}$ 的颗粒基本被外部的旋风除尘器去除，剩下的较细颗粒物则进入内筒，被滤袋过滤。粉尘浓度增高时，对应的去除率也较高，这是由于颗粒存在团聚效应，高浓度下形成更多易于被去除的颗粒团^[19]。入口风速增大 ($8\sim 14\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) 时，颗粒受到的离心力相应变大，除尘器 A 的各粒径粒子去除率则增高，由于过滤速度提高不利于滤袋的运行^[20]，故导致除尘器 C 的总除尘效率和各粒径粒子

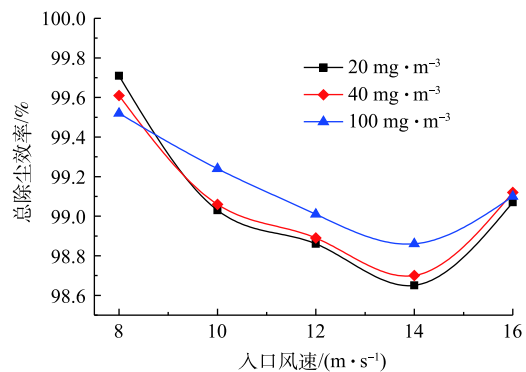


图 13 除尘器 C 的总除尘效率

Fig. 13 Total removal efficiency of dust collector C

去除率降低；当入口风速增加到 $16 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时，外部结构去除了更多的颗粒，除尘器 C 的总除尘效率略微提高。综上所述，低入口风速下总除尘效率和细微颗粒去除率更高，能耗也较低。通过模拟可以看到，在入口风速为 $14 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、粉尘浓度为 $20 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ 时，除尘器 C 的除尘效率最低，为 98.6%，对应的出口浓度为 $0.28 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ ，可以满足超低排放的要求。

3 结论

1) 在滤袋前设置导流板有利于气流在内筒中分布均匀、流速平缓，能够降低滤袋内外侧压差，并且在入口风速较高的情况下，能够减少压降，降低能耗。

2) 旋风-滤袋复合除尘器能够降低滤袋负荷，延长滤袋寿命。除尘器 C 对各粒径颗粒的去除率高于 97.8%，总除尘效率高于 98%，可作为超低排放目标的二级除尘使用。粉尘浓度的变化对除尘效率影响较小，低入口风速下总除尘效率和细微颗粒的去除率更高，能耗也较低。

3) 气流对外围滤袋下端的冲击较高，对滤袋上端也存在一定冲击，因此，可以进一步采取措施加固滤袋两端，如更换或者外部包裹多孔陶瓷等耐磨坚固的滤料。

参考文献

- [1] SONG C M, PEI B B, JIANG M T, et al. Numerical analysis of forces exerted on particles in cyclone separators[J]. *Powder Technology*, 2016, 294: 437-448.
- [2] SON J, PARK Y, KOO C, et al. High efficiency compact cybagfilter: 5961675[P]. 1999-10-05.
- [3] 赵新义, 张毅. 新型旋风-滤袋复合除尘器的开发应用[J]. *化工机械*, 2006, 33(4): 227-229.
- [4] 刘海, 李彩亭, 曾光明, 等. SCX型脱硫除尘器内部气固两相流场数值模拟[J]. *环境工程学报*, 2011, 5(4): 865-870.
- [5] 廉继尧, 夏凤毅, 沈州. 新型复合除尘器的设计及数值模拟[J]. *中国计量学院学报*, 2015, 26(1): 70-74.
- [6] 张文青, 李勇. 旋风-滤筒复合除尘器的数值模拟及优化[J]. *化工机械*, 2018, 45(1): 82-85.
- [7] 丁倩倩, 李珊红, 李彩亭, 等. 基于ASMM模型对不同袋长袋式除尘器气固两相流的模拟[J]. *环境工程学报*, 2016, 10(12): 7126-7132.
- [8] 王福军. 计算流体力学分析: CFD软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [9] CORTES C, GIL A. Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2007, 33(5): 409-452.
- [10] DUFRÈCHE J, PRAT M, SCHMITZ P, et al. On the apparent permeability of a porous layer backed by a perforated plate[J]. *Chemical Engineering Science*, 2002, 57(15): 2933-2944.
- [11] KOZOUB P, KLIMANEK A, BIAHECKI R A, et al. Numerical simulation of a dense solid particle flow inside a cyclone separator using the hybrid Euler-Lagrange approach[J]. *Particuology*, 2017, 31: 170-180.
- [12] BELBA V H, GRUBB W T, CHANG R. The potential of pulse-jet baghouses for utility boilers. Part 1: A worldwide survey of users[J]. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 1992, 42(2): 209-217.
- [13] SU Y X, ZHENG A Q, ZHAO B T. Numerical simulation of effect of inlet configuration on square cyclone separator performance[J]. *Powder Technology*, 2011, 210(3): 293-303.

- [14] GRONALD G, DERKSEN J J. Simulating turbulent swirling flow in a gas cyclone: A comparison of various modeling approaches[J]. *Powder Technology*, 2011, 205(1/2/3): 160-171.
- [15] 缪兵, 贾卫东, 施爱平. 基于计算机仿真技术的旋风除尘器流场模拟[J]. *农机化研究*, 2009(2): 40-43.
- [16] WANG B, XU D L, CHU K W, et al. Numerical study of gas-solid flow in a cyclone separator[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2006, 30(11): 1326-1342.
- [17] GIMBUN J. CFD simulation of aerocyclone hydrodynamics and performance at extreme temperature[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2008, 2(1): 22-29.
- [18] 郭丰年, 徐天平. 实用袋滤除尘技术[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2015.
- [19] 霍夫曼·斯坦因. 旋风分离器: 原理、设计和工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [20] 丁倩倩, 李珊红, 李彩亭, 等. 滤袋长度对袋式除尘器内流场影响的数值模拟研究[J]. *环境工程学报*, 2015, 9(11): 5521-5526.

(本文编辑: 曲娜, 郑晓梅, 张利田)

Optimization of cyclone-bag composite dust collector and numerical simulation of dust removal efficiency

HUANG Yaqin^{1,2}, LI Caiting^{1,2,*}, LI Shanhong^{1,2}, ZHANG Zhe^{1,2}, HUANG Le^{1,2}, ZHANG Zhixiong^{1,2}

1. College of Environmental Science and Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China

2. Key Laboratory of Environmental Biology and Pollution Control, Ministry of Education, Hunan University, Changsha 410082, China

*Corresponding author, E-mail: ctli@hnu.edu.cn

Abstract For the ultra-low emission of flue gas and dust from coal-fired industrial boilers, a numerical simulation method was used to study the flow fields of cyclone dust collector (A) and several kinds of cyclone-bag composite dust collectors without baffle (B), with baffle (C) or perforated baffle (D) in front of inner filter bag. The results showed that the flow field of cyclone-bag composite dust collector C was more uniform than others, and its pressure drop was lower than cyclone-bag composite dust collectors of B and D at a higher inlet velocity. The grading efficiencies of cyclone-bag composite dust collectors of A and C were further simulated, it was found that for particles smaller than 15 micrometers, the corresponding removal efficiency by cyclone-bag composite dust collector A was lower than 60%, while the corresponding removal efficiency by cyclone-bag composite dust collector C was higher than 97.8%. Moreover, with advantages of less space, lower filter bag load and longer cleaning cycle, the new composite dust collector has a broad application prospect. The results of above numerical simulation provide guidelines for the design and optimization of the composite dust collector.

Keywords composite dust collector; numerical simulation; optimization; dust removal efficiency