

doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2015.04.013

管道内喷雾蒸发冷却的数值模拟及优化设计

肖益民^{1,2}, 陶 焱¹, 高阳华²

(1.三峡库区生态环境教育部重点实验室(重庆大学), 400045 重庆; 2. 重庆市气象科学研究所, 401147 重庆)

摘 要: 为研究雾滴粒径、喷头间距、风速和喷雾比等参数的改变对管内喷雾降温蒸发效率的影响,采用 DPM 模型方法对送风管道内喷雾直接蒸发冷却进行数值模拟和分析.通过单因素和多因素正交试验模拟,得到各参数最佳工况.模拟结果表明:粒径、风速和喷雾比越小时,蒸发效率越高;喷头间距的最佳值,应根据饱和水气比、空气流速、喷头的喷出速度和喷射角度确定.根据模拟结果,考虑系统经济性,对雾滴粒径小于 30 μm 、风速 1 m/s 以下的工况,喷雾比下限为 0.7,蒸发效率最高可达 92%,饱和效率可达 65%以上.

关键词: 管道喷雾;直接蒸发冷却;DPM 模型;蒸发效率

中图分类号: TU831

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2015)04-0076-05

Numerical simulation and optimization of spray evaporative cooling in air duct

XIAO Yimin^{1,2}, TAO Yao¹, GAO Yanghua²

(1.Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment (Chongqing University), Ministry of Education, 400045 Chongqing, China; 2. Chongqing Institute of Meteorological Sciences, 401147 Chongqing, China)

Abstract: In order to estimate the influence of particle diameter, nozzle spacing, wind speed and the sprayed ratio on the evaporating efficiency, numerical simulation of direct evaporative cooling of spray in the air duct was processed using discrete phase model (DPM). Through single factor analysis and multi-factors orthogonal method, the optimal operating conditions were acquired. Simulation results showed that, the smaller diameter, wind speed and sprayed ratio generates higher evaporating efficiency. An optimum nozzle distance should be determined by saturated water-gas ratio, wind speed, injection velocity and injection angle. According to simulation results, considering the economy of the spray system, particle diameter under 30 μm , wind speed under 1 m/s, sprayed ratio higher than 0.7, the evaporating efficiency could achieve 92%, with saturated efficiency higher than 65%.

Keywords: air duct spray cooling; direct evaporative cooling, discrete phase model, evaporating efficiency

直接蒸发冷却空调机组因其环保、节能、经济等优势得到了广泛应用,可分为滴水填料式和喷淋式,其中喷淋式又分为喷水室和微雾式^[1],微雾一般指粒径为 10~100 μm 的液滴^[2],直接蒸发冷却技术以填料式和喷水室为主^[3].文献[4]采用喷雾降低空冷机组入口空气干球温度,文献

[5]将微雾技术应用在组合式空调机组以提高其降温效果.相比常规的填料式设备和喷水室,喷雾蒸发冷却无需循环水,耗水量少,设备结构简化,热质交换系数较高.

由于空气与雾滴群热湿交换十分复杂,无论物理模型建立还是数学模型求解都比较困难^[6],针对提高喷雾降温系统蒸发效率的研究较少.喷雾系统及空气参数均会影响液滴的蒸发速率和沉积特性,且各参数间相互影响,实验测量困难.目前对喷雾降温非稳态过程的求解,可行的方法是依靠计算流体力学(CFD)^[7].

收稿日期: 2014-05-06.

基金项目: 国家自然科学基金(51178482);重庆市博士后科研项目特别资助(Xm20133);重庆市气象局开放式研究基金(kfjj-201202).

作者简介: 肖益民(1974—),男,教授,博士生导师.

通信作者: 肖益民, xiaoyimin@cqu.edu.cn.

本文根据喷雾降温技术特点,提出在管道内直接喷雾实现对送风降温,最大限度降低直接蒸发冷却装置的造价、占地和阻力.理想效果是通过合理配置参数,使雾滴在有限的管道长度内尽可能蒸发,空气接近湿球温度以获得最大温降.本文采用计算流体力学方法,对主要影响参数进行变工况模拟与分析,得到影响因素之间的主次关系和最佳运行工况,为喷雾设备设计提供参考.

1 模拟方法与评价指标

1.1 数值模拟方法

喷雾蒸发冷却是气相流场中液滴相变吸热的传热传质过程.将空气视为连续介质,液滴相视为离散介质,利用基于欧拉-拉格朗日方法的离散相模型(DPM)^[8]在欧拉坐标下对连续相进行计算,求解时均 N-S 方程得到连续相的速度等参量;在拉格朗日坐标下对离散相进行计算,得到颗粒运动轨迹和液滴蒸发对气相的影响.雾滴在空气中的流动及传热传质过程遵守连续性方程、动量方程、能量方程、湍流输运方程以及组分守恒方程.连续相控制方程通式为

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial (u\Phi)}{\partial x} + \frac{\partial (v\Phi)}{\partial y} + \frac{\partial (w\Phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right) + S_\Phi, \quad (1)$$

式中 Φ 分别代表密度、速度、温度、湍流动能和湍动耗散率, Γ 代表相应扩散系数.

在连续相流场计算结果基础上加入喷射源,通过传热传质方程、颗粒受力平衡方程以及颗粒湍流扩散方程,得到颗粒轨迹以及与空气的热质传递结果.

文献[9]采用欧拉-拉格朗日方法,模拟换热器来流空气喷雾降温过程,并通过实验^[10]测量喷头下游截面温度,结果显示,温度分布趋势吻合,管道断面温度平均值得到了验证;文献[11]设计了风洞内喷雾降温实验和数值模拟,结果在干球温度、湿球温度、比焓方面的局部方差分别为10%、5%、7%.表明基于 DPM 模型的 CFD 模拟方法用于喷雾降温过程模拟可行,本文采用该模型方法进行喷雾过程的模拟计算.

1.2 评价指标

对空气的喷雾降温过程在焓湿图上表示,见图1.空气初状态点为1,降温后为2,理想等焓降温极限为空气湿球温度状态点S.为评价喷雾蒸发及降温效果,将用到以下参数.

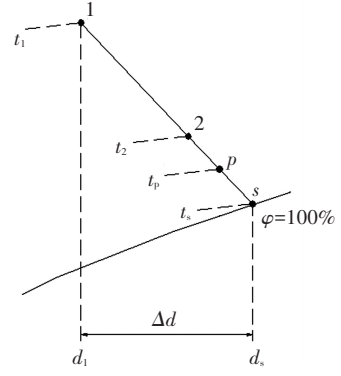


图1 喷雾降温过程在焓湿图上的表示

1.2.1 水气比、饱和水气比与喷雾比

$$\mu_p = \frac{G_p}{G_a}, \quad (2)$$

式中: μ_p 为喷雾水气比; G_p 为喷雾质量流量, kg/s; G_a 为空气质量流量, kg/s; P 点表示 G_p 全部蒸发时,空气等焓降温所达到的状态点.

$$\mu_s = \frac{G_s}{G_a} = \frac{(d_s - d_1) G_a}{G_a} = \Delta d. \quad (3)$$

式中: μ_s 为饱和水气比; G_s 为饱和喷雾量, kg/s; d_s 为空气湿球温度对应的饱和含湿量, kg/kg; d_1 为空气含湿量, kg/kg. μ_s 表示单位质量空气等焓降温至湿球温度所需的水量,数值上等于空气湿球温度对应的含湿量与其初始含湿量之差 Δd , μ_s 越高,空气吸纳水蒸气的容量越大,理论上蒸发效率应越高.

喷雾水气比与饱和水气比之比定义为喷雾比,用 ϕ_p 表示,即 $\phi_p = \mu_p / \mu_s$,表征空气质量流量相同时喷雾量的相对大小.

1.2.2 蒸发效率和饱和效率

蒸发效率 η_e 定义为雾滴实际蒸发量 G_e 与喷雾质量流量 G_p 之比,表征实际蒸发与完全蒸发接近的程度.由于雾滴几乎可全部蒸发,从空气吸收的显热以水蒸气的潜热形式带回空气中,液滴显热变化忽略不计,整个过程近似等焓降温,蒸发效率可通过空气干球温度 t_1 、降温后干球温度 t_2 和喷雾量完全蒸发后的理论干球温度 t_p 计算:

$$\eta_e = \frac{G_e}{G_p} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_p}. \quad (4)$$

冷却饱和效率 η_s 表征空气温降接近干湿球温差的程度^[12],由 t_1 、 t_2 和空气湿球温度 t_s 计算得出.在 $0 \leq \phi_p \leq 1$ 范围内,有以下关系成立:

$$\eta_s = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_p} \cdot \frac{t_1 - t_p}{t_1 - t_s} = \eta_e \phi_p. \quad (5)$$

当 $\phi_p > 1$ 时为过量喷雾, η_s 通过式(5)计算,空气能达到理想状态点S,理论温降为空气干

湿球温差. 对于喷淋室, 水气比越大接触系数越高^[13], 但对于喷雾系统, 水气比越大喷雾量将过剩越多, 对系统设计是一大缺点. 因此本文仅考虑喷雾水气比不大于饱和水气比的情况.

当 $\phi_p < 1$ 时为欠量喷雾, 喷雾量 G_p 全部蒸发时, 所能达到的理想状态点为 P , 此时饱和效率 η_s 将与 ϕ_p 密切相关, 即不同喷雾水气比时, 饱和效率的大小还取决于喷雾比. ϕ_p 和 η_s 越接近 1, 所获得的温降越大且喷雾越接近完全蒸发、饱和效率越高, 雾滴的剩余量也越小, 效果越理想.

蒸发式冷气机标准^[14]中, 规定饱和效率不低于 65%, 对于本文的喷雾降温系统, 即使得到较高的蒸发效率, 喷雾比也应有下限, 因此, 对喷雾降温系统影响因素的研究, 将是通过优化设计使 η_s 提高至接近 1.

2 模型与模拟方案

2.1 模型尺寸及网格划分

2.1.1 模型尺寸与形状

取外形尺寸为 $0.9\text{ m} \times 0.9\text{ m}$ 的方形截面风管, 长度 6.5 m , 空气入口位于 $Z = 0\text{ m}$ 截面, 出口位于 $Z = 6.5\text{ m}$ 截面. 在 $Z = 0.5\text{ m}$ 截面上设多个喷头管道内均匀排布 9 个喷头, 见图 2.

2.1.2 网格划分

设计 3 种尺寸的网格, 网格数分别为 5.6 万、22.5 万和 44.8 万, 3 种网格的温度计算结果从时间和空间上均无明显差别. 网格 5.6 万个时, 壁面边界层网格中心距壁面高度 0.022 m , 风速最大为 1.5 m/s 时, 第一个内节点与壁面间的无量纲距离 Y^+ 在 $85 \sim 135$ 之间. 综合考虑模型的计算效率及准确性, 采用 5.6 万的网格进行多工况模拟.

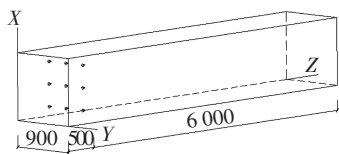


图 2 喷雾降温系统模型 (mm)

2.2 边界条件

2.2.1 空气入口参数

标准^[14]中指出, 蒸发式冷气机名义实验工况有干燥和高湿两种, 本文根据高湿工况作为模拟的入口参数, 即干球温度 $38\text{ }^\circ\text{C}$, 湿球温度 $28\text{ }^\circ\text{C}$, 相对湿度 47.2% , 经计算其饱和水气比为 0.44% .

2.2.2 喷头模型

喷头模型采用实心喷嘴模型, 在三维空间进行喷射, 喷射半角为 30° , 喷射方向为 $-Z$ 方向,

即逆喷工况. 根据工况需求设置不同喷雾粒径, 喷头流量采用饱和水气比所对应喷雾量.

2.3 模拟方案

通过前期实验和模拟研究, 认为雾滴粒径、空气流速以及喷头间距对蒸发效率有较显著的影响. 采用单因素和正交分析的方法进行分析, 设计 $15、30、45\text{ }\mu\text{m}$ 3 种粒径; $0.5、1、1.5\text{ m/s}$ 3 种风速; $L_1 = 0.225\text{ m}$, $L_2 = 0.3\text{ m}$ 和 $L_3 = 0.45\text{ m}$ 3 种喷头间距, 分别对应 16、9、4 个喷头.

3 模拟结果分析

定义 $\alpha_w = G_w/G_p$ 为附壁比, $\alpha_o = G_o/G_p$ 为逃逸比, 其中 G_p 为喷雾流量, kg/s ; G_w 为附壁量, kg/s ; G_o 为逃逸量, kg/s . 通过模拟结果可以得到附壁量、逃逸量, 从而分析各参数对附壁比、逃逸比和系统蒸发效率的影响.

3.1 单因素分析

3.1.1 液滴粒径

空气流速 1 m/s 、喷头间距 0.3 m 、喷雾水气比等于饱和水气比 0.44% 时, 对液滴粒径为 $15、30、45\text{ }\mu\text{m}$ 的 3 种工况进行模拟. 蒸发效率与粒径的关系见图 3. 液滴粒径越小, 蒸发效率越高. $30\text{ }\mu\text{m}$ 以下液滴蒸发效率差别较小, 当粒径大于 $30\text{ }\mu\text{m}$ 时, 蒸发效率随粒径增加而降低的程度有所增加. 在粒径增加过程中, 逃逸量占喷雾量的比例几乎不变, 而附壁比增加的程度与蒸发效率降低的程度相当, 说明粒径的增大主要导致液滴沉积速度加快, 附壁量增多, 导致蒸发率降低.

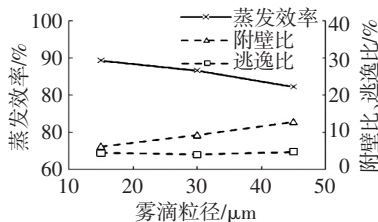


图 3 蒸发效率随粒径的变化情况

3.1.2 喷头间距

在空气流速 1 m/s 、液滴粒径 $30\text{ }\mu\text{m}$ 时, 对喷头间距为 $L_1 = 0.225\text{ m}$ 、 $L_2 = 0.3\text{ m}$ 和 $L_3 = 0.45\text{ m}$ 的 3 种工况进行模拟, 此时需保持喷雾水气比为 0.44% , 对应的单个喷头流量分别为 $G_1 = 0.240\text{ g/s}$ 、 $G_2 = 0.426\text{ g/s}$ 、 $G_3 = 0.959\text{ g/s}$. 结果见图 4(a), 喷头间距对蒸发效率的影响较大, 主要体现在附壁比的变化程度上.

当喷头布置较密时, 有效射程内雾滴间碰撞次数增加, 液滴发生反弹、聚合和分离^[15], 部分雾滴失去动能而下落, 附壁比例增加, 从而喷雾效率

降低;当喷雾布置较稀疏时,喷头个数减少,单个喷头喷雾量增大,此时液滴群中的内层液滴不能及时蒸发,沉积量增多,蒸发效率明显下降.3 种间距下的液滴沉积情况见图 4(b).

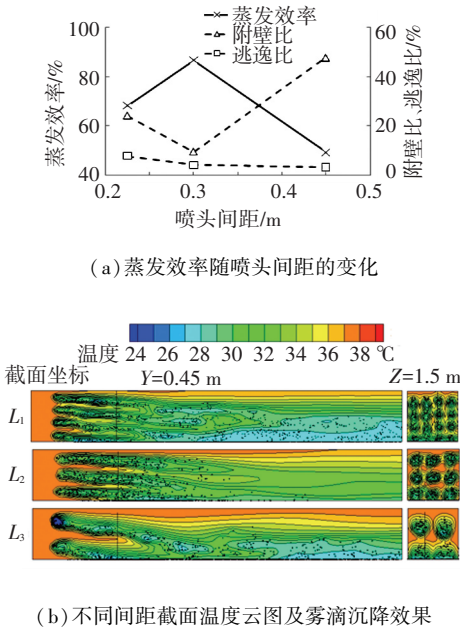


图 4 不同间距降温效果对比

就单个喷头而言,其覆盖面积 A 对应的单喷头水气比为 $\mu_i = G_i/Au\rho$,其中 G_i 为单喷头流量, u 为空气流速, ρ 为空气密度.本文设定喷头的喷出速度、喷射角度相同,则 3 种流量的 A 应相近.当单喷头流量较大时,单喷头水气比明显升高,不利于雾滴的迅速蒸发.

因此认为,喷头布置存在最佳间距,使喷出雾滴减少碰撞,从而减少附壁量;同时单喷头水气比应适当,使喷出雾滴较快蒸发,从而提高蒸发效率.最佳间距应根据饱和水气比、空气流速、喷射速度和喷射角度确定;最佳覆盖面积 A 取决于喷头种类、喷射角度、动力特性等参数.

3.1.3 空气流速

液滴粒径 $30\text{ }\mu\text{m}$ 、喷头间距 0.3 m 时,对空气流速 0.5 、 1.0 、 1.5 m/s 的 3 种工况进行模拟.保持喷雾水气比等于 0.44% ,因此空气流速增加时,喷雾量也相应增大.空气流速增加时,液滴表面 Nu 数提高,空气与液滴之间的对流换热系数增大,蒸发速率加快,但同时液滴在同一管长与空气接触时间减少.不同风速下的蒸发效率见图 5.空气流速对附壁比的影响不大,对逃逸比影响较大.稳定后的喷雾降温系统,空气流速为 0.5 、 1 、 1.5 m/s 时,温度达到稳定的截面分别在喷头下游 2 m 、 4 m 和 6 m 处,说明空气流速越小,设备所需长度越短,蒸发效率越高.

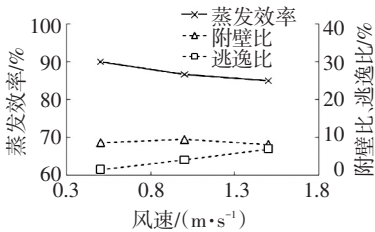


图 5 不同风速下的蒸发效率

3.1.4 喷雾比

液滴粒径 $30\text{ }\mu\text{m}$ 、喷头间距 0.3 m 、空气流速 1.0 m/s 时,设定喷雾比为 0.5 、 0.75 和 1 进行模拟,结果见图 6.喷雾比越小,附壁量和逃逸比越小,蒸发效率越高;随着喷雾比升高,附壁比和逃逸比均增多,蒸发效率降低.

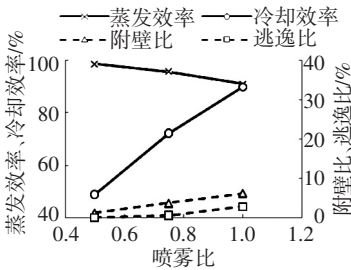


图 6 不同喷雾比的降温效果

当以 65% 为最低饱和效率标准时,通过图 6 可以得出,饱和效率 65% 对应的喷雾比约为 0.7 ,此时蒸发效率接近 95% .当需要饱和效率提高时,需要增加喷雾比;在温降无需达到干湿球温差の場合,可以降低喷雾比,以获得接近完全蒸发的高蒸发效率,提高管内直接喷雾的经济性和应用价值.

3.2 影响因素的正交分析

在喷雾降温设备对降温效果的影响因素中,空气质量流速 G_a ,喷雾粒径 d_p ,喷头间距 L 是 3 个互不影响的因素,在喷雾比为 1 的工况下,设计 3 因素 3 水平的正交表对影响因素的主次效果进行分析,设计试验因素与水平见表 1.将这 3 个因素各水平填入正交表中,共 9 次模拟工况,模拟得到的蒸发效率见表 2.

表 1 试验因素与水平

水平	因素 A	因素 B	因素 C
	$d_p/\mu\text{m}$	$u/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	L/m
1	15	0.5	0.225
2	30	1.0	0.300
3	45	1.5	0.450

计算每一因素各同一水平所导致的结果之和及其极差.结果显示,影响因素中,喷雾间距影响最大,粒径其次,空气流速影响最小.将各因素中

影响最大的水平进行组合,得到最优方案,即雾滴粒径 15 μm 、风速 0.5 m/s,间距 0.3 m,此时通过模拟得到蒸发效率为 93.4%.

表 2 试验结果分析

试验编号	因素 A	因素 B	因素 C	蒸发效率
	$d_p/\mu\text{m}$	$u/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	L/m	
1	1	1	1	0.73
2	1	2	2	0.90
3	1	3	3	0.57
4	2	1	2	0.92
5	2	2	3	0.57
6	2	3	1	0.69
7	3	1	3	0.52
8	3	2	1	0.67
9	3	3	2	0.78

4 结 论

1)采用更小的粒径有利于提高蒸发效率,但粒径越小喷雾装置代价越高昂,在本文模拟范围内,30 μm 以下的粒径在饱和水气比 0.44%、风速小于 1 m/s 时可达到 90%以上的蒸发效率.

2)喷雾水气比不变时,喷头间距并非越小越好;大流量喷头的劣势也较明显,喷射中心雾滴无法快速蒸发,沉积量增加.本文喷头间距0.3 m,单喷头流量 0.426 g/s 的布置形式,在风速 1 m/s、粒径 30 μm 时蒸发效率可达 90%以上.

3)风速越大,雾滴与空气接触时间缩短,相同长度管段的蒸发效率越低,但风速较小时,同一尺寸管道处理的风量较小,设备经济性不高.当采用 0.5~1 m/s 之间的风速时,管道长度可以缩短到 2~4 m.在实际工程中,可以将喷雾与系统静压箱等低风速设备结合应用.

4)喷雾比越小,蒸发效率越高,但饱和效率越低.为达到饱和效率不低于 65%,喷雾比不应低于 0.7.

5)通过正交分析可以看出,影响因素中喷头布置间距对蒸发效率的影响最大,粒径其次,风速影响最小.

参考文献

[1] 夏青,黄翔,殷清海.直接蒸发冷却术语诠释[J].制冷与空调(四川),2012,26(3):234-237.

[2] American Society of Agricultural and Biological Engineers, ANSI/ASAE S572.1-2009Spray Nozzle Classification by Droplet Spectra[S]. Michigan: [S.l.],2009.

[3] 郭学森,韩旭,周森林,等.直接蒸发冷却系统现状与展望[J].建筑热能通风空调,2009,28(3):27-32.

[4] 黄晓庆,张旭,叶蔚.组合喷嘴喷雾降温实验研究[J].太阳能学报,2013,34(8):1373-1379.

[5] 李成成,黄翔,汪超,等.高压微雾在蒸发冷却空调机组中的应用[J].西北纺织工学院学报,2011(2):225-227,260.

[6] 张兰,李红旗,宋鹏.直接蒸发冷却空调的技术现状及应用前景[C]//制冷空调新技术进展第四届全国制冷空调新技术研讨会论文集.北京:北京工业大学制冷学科部,2006:416-419.

[7] SAZHIN S S. Advanced models of fuel droplet heating and evaporation [J].Progress in Energy and Combustion Science, 2006,32(2):162-214.

[8] CROWE C T,SMOOT L D. Multicomponent conservation equations [M]//Pulverized-Coal Combustion and Gasification.New York: Plenum Press,1979:15-54.

[9] TISSOT J, BOULET P, TRINQUET F,et al. Air cooling by evaporating droplets in the upstream flow of a condenser[J].International Journal of Thermal Sciences, 2011,50(11):2122-2131.

[10] TISSOT J, BOULETA P, LABERGUE A. Experimental study on air cooling by spray in the upstream flow of a heat exchanger [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012,60:23-31.

[11] MONTAZERI H, BLOCKEN B, HENSEN J L M. Evaporative cooling by water spray systems: CFD simulation, experimental validation and sensitivity analysis [J]. Building and Environment,2014, http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.03.022.

[12] 尧德华,黄翔,吴志湘.四级蒸发冷却组合式空调机组能耗分析[J].建筑节能,2009,37(5):42-46.

[13] 李刚,黄翔,赵红旗,等.提高喷淋室热湿交换效率的工程实践[J].西安工程科技学院学报,2009,23(5):9-14.

[14] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. GB/T25860—2010 蒸发式冷气机[S].北京:中国标准出版社,2011:3-4.

[15] 魏明锐,文华,刘永长,等.喷雾过程液滴碰撞模型研究[J].内燃机学报,2005,23(6):518-523.

(编辑 赵丽莹)