

大口径喷嘴水射流特性研究

何鹏^{1*}, 秦建明², 李宁¹, 汪溯², 杨志军³

¹沈阳盾构设备工程有限公司, 辽宁 沈阳

²沈阳地铁集团有限公司, 辽宁 沈阳

³西南交通大学先进驱动节能技术教育部工程研究中心, 四川 成都

收稿日期: 2023年10月27日; 录用日期: 2023年12月11日; 发布日期: 2023年12月15日

摘要

大口径喷嘴常用于远距离冲洗, 在高速铁路供电系统带电水冲洗过程中, 要平衡冲洗距离长、水柱绝缘电阻小、用水量少三者之间的矛盾。对带电冲洗领域常用的二段形喷嘴进行了研究, 提出了在喷嘴内部增加节流环的方式, 在不改变喷嘴直径的情况下, 可快速调整喷嘴的出口速度、打击力和水柱含水量。通过对喷嘴内外流场进行仿真分析, 得到了不同半径的节流环在不同位置时的喷嘴射流特性及相关规律, 并发现直径一定的喷嘴对应存在一个节流环半径的极限值, 当超出这个极限值后喷嘴的射流特性有明显下降。通过对不同半径的节流环在不同位置时对喷嘴射流特性的影响及规律的研究, 为自动化、智能化带电水冲洗过程中喷嘴的优化选型提供了参考。

关键词

节流环, 带电水冲洗, 大口径喷嘴

Study on the Characteristics of Water Jet from Large Bore Nozzles

Peng He^{1*}, Jianming Qin², Ning Li¹, Shuo Wang², Zhijun Yang³

¹Shenyang Shield Equipment Engineering Co., Ltd., Shenyang Liaoning

²Shenyang Metro Group Co., Ltd., Shenyang Liaoning

³Engineering Research Center of Advanced Driving Energy-Saving Technology, Ministry of Education, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan

Received: Oct. 27th, 2023; accepted: Dec. 11th, 2023; published: Dec. 15th, 2023

Abstract

Large bore nozzles are commonly used for long-distance flushing. In the process of live water

*第一作者。

flushing in high-speed railway power supply systems, it is necessary to balance the contradiction between long flushing distance, low water column insulation resistance, and low water consumption. A study was conducted on the commonly used two-stage nozzle in the field of electric flushing, and a method of adding a throttling ring inside the nozzle was proposed. Without changing the nozzle diameter, the outlet speed, striking force, and water column moisture content of the nozzle can be quickly adjusted. Through simulation analysis of the internal and external flow fields of the nozzle, the jet characteristics and related laws of the nozzle with different radii of the throttle ring at different positions were obtained. It was found that a nozzle with a certain diameter corresponds to a limit value of the throttle ring radius. When this limit value is exceeded, the jet characteristics of the nozzle significantly decrease. By studying the influence and regularity of throttle rings with different radii on nozzle jet characteristics at different positions, reference is provided for the optimization and selection of nozzles in automated and intelligent charged water flushing processes.

Keywords

Throttling Ring, Flushing with Charged Water, Large Bore Nozzles

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

高速铁路接触网的供电设备的清洗已大量采用大口径喷嘴进行远距离水冲洗作业。为保障系统不断电,水冲洗作业经常需要在带电的工况下完成,要求水柱长度在对应的电压等级下必须大于安全距离[1]。由于清洗作业时喷嘴与目标物之间的距离不是恒定的,冲洗水柱的长度也会随之变化,在某些场景下,由于没有足够的空间使冲洗水柱满足安全长度,只能放弃冲洗或更换更小的喷嘴来调节水柱,冲洗效果和作业效率受到较大影响。

作为影响水柱特性的关键部件,国内外学者对喷嘴的射流特性展开了大量研究。柯坚对带电水冲洗打击力特性及清洗效率进行了仿真研究,分析了多种典型喷嘴在不同出口压强、不同靶距下的水柱打击力[2]。于兰英采用 CFD 对扇形喷嘴清洗参数进行了研究,分析了扇形喷嘴相关结构参数对射流特性的影响[3]。王国志对锥形喷嘴远距离的射流特性进行了分析[4],冉春燕研究了变电站绝缘子的冲洗特性,分析了有效清洗面积与射流压力和喷嘴直径之间的关系[5]。胡志忠对用于接触网绝缘子清洗的喷射流场特性进行了研究[6]。

关于带电水冲洗圆锥形喷嘴内部结构对清洗流场的影响相关研究很少见,节流技术的应用更是鲜见。本文通过在锥形喷嘴直线段不同位置增加节流环来调节喷嘴出口速度和含水量,以满足不同冲洗工况对水柱安全性的要求。

2. 喷嘴结构

本文主要研究的圆锥形喷嘴的结构如图 1 所示。

流域进口直径为 D_1 , 出口直径 D_2 , 喷嘴流域总长为 L_1 , 锥段收缩角为 θ , 直段长 L_2 。在直段上设置圆环状节流环, 节流环半径 R , 节流环与收缩点之间的偏移量 L_3 。

喷嘴的参数借鉴前期的研究, 选用射流特性较为理想的几何参数[7][8], 具体参数见表 1。

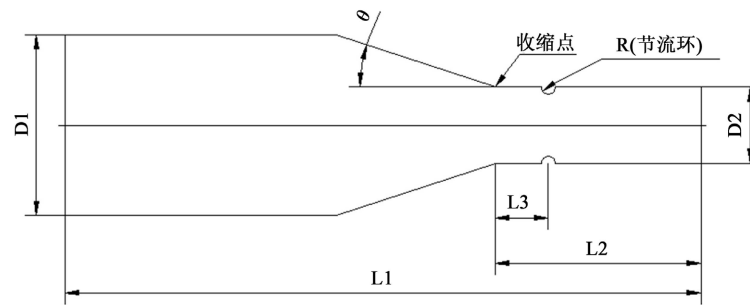


Figure 1. Nozzle structure diagram
图 1. 喷嘴结构示意图

Table 1. Nozzle geometric parameters
表 1. 喷嘴几何参数

喷嘴形式	D1	D2	L1	L2	θ
二段形	38 mm	8 mm	153 mm	22 mm	6.5°

主要研究对象是节流环对喷嘴射流特性的影响，在传统圆锥形喷嘴的基础上，对半径 R 和偏移量 $L3$ 不同取值进行对比分析。

3. 仿真建模

3.1. 计算域

喷嘴流域模型示意图如图 2 所示，计算域轴向方向与 Y 轴重合，流体流动方向为 Y 轴的正方向，X 轴和 Z 轴沿着计算域的径向方向。

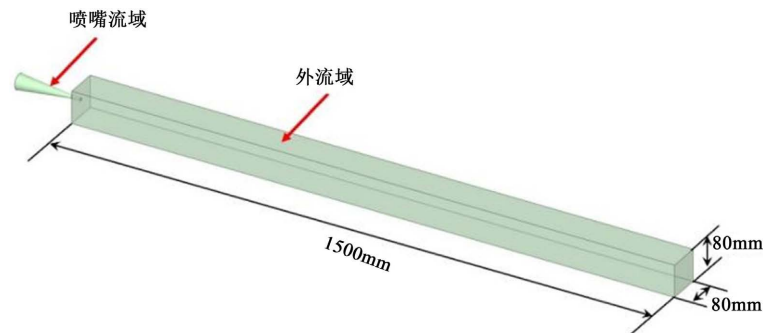


Figure 2. Schematic diagram of nozzle watershed model
图 2. 喷嘴流域模型示意图

3.2. 边界条件设置

1) 喷嘴的工质为空气和水，选用 VOF 两相流模型，湍流模型则选用 RNG $k-\varepsilon$ 模型[9]，重力方向设置为 Z 轴的负方向，数值为 9.81 kg/s^2 。

2) 计算域进口为压力入口条件，压力为 2 MPa，进口处水的体积分数设为 1；计算域出口为压力出口条件，为 1 个大气压，出口处水的体积分数设为 0 (即在初始时刻时，计算域进口处只有水流入)。

3) 喷嘴计算域锥段的粗糙度设为 0.4，直段的粗糙度设为 0.2。

3.3. 网格划分

采用 ANSYS mesh 软件对计算域模型进行网格离散, 网格类型全部采用六面体网格, 网格划分结果示意如图 3 所示, 喷嘴流域靠近壁面处边界层层数取 10 层, 最终网格划分的数量为 964,200, 全部网格的歪斜率小于 0.54, 生成的网格质量较好。

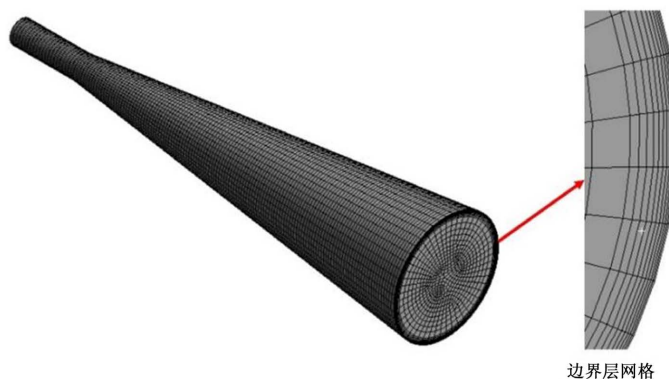


Figure 3. Schematic diagram of nozzle computational domain grid and boundary layer

图 3. 喷嘴计算域网格与边界层示意图

4. 节流环对喷嘴内部流域的影响

4.1. 无节流环($R = 0$)

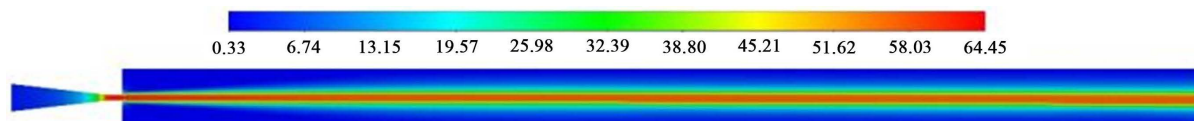


Figure 4. Cross section velocity cloud map

图 4. 截面速度云图(单位: m/s)

如图 4 所示为喷嘴计算域截面速度云图。液态水在受到喷嘴收缩段的影响下, 流体速度逐渐增大, 在喷嘴直段时, 液态水持续加速, 到达喷嘴出口时速度达到最大 64.45 m/s。在液态水离开喷嘴后, 会发生空化, 随着流体距离出口距离的逐渐增加, 流体速度逐渐降低。

选取喷嘴入口(0 m)到距离喷嘴入口 0.6 m (距离出口约 0.5 m)处的流域为主要研究对象, 图 5 喷嘴轴向方向的速度曲线图。

在喷嘴的出口中心位置, 流速最高, 截面处(0.1537 m), 液态水的平均流速为 $v = 56.17$ m/s, 经由公式(4-1)和(4-2)计算得到该喷嘴的打击力为 $F = 158.5$ N。

$$Q = vA \quad (4-1)$$

$$F = \rho Qv \quad (4-2)$$

式中, Q 为喷嘴的出流量, A 为喷嘴出口截面面积($D_2 = 8$ mm), v 为喷嘴的出流平均速度, ρ 为水的密度。

图 6 为喷嘴轴向方向上的含水量曲线图。流体流出喷嘴后, 在一定距离内急速空化, 含水量快速降低, 水柱内逐渐分散为不连续的多个小水柱, 这是在带电水冲洗时水柱不导电的主要原因之一。因此, 流体空化的速度是喷嘴在带电冲洗过程中需要重点关注的因素。

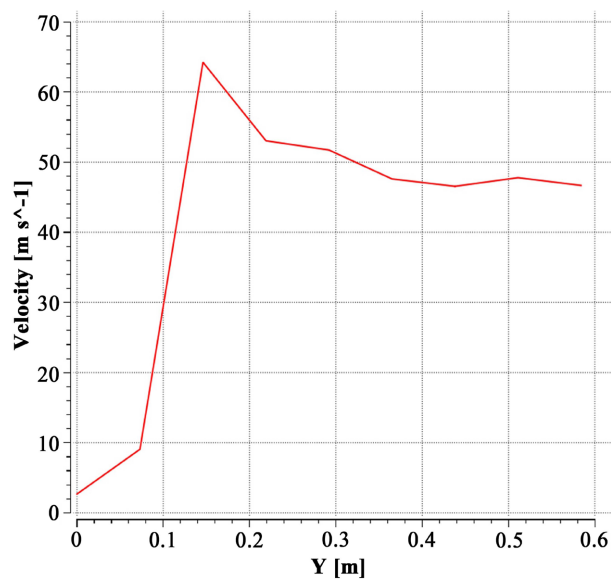


Figure 5. Axial velocity curve (R = 0)

图 5. 轴向速度曲线图(R = 0)

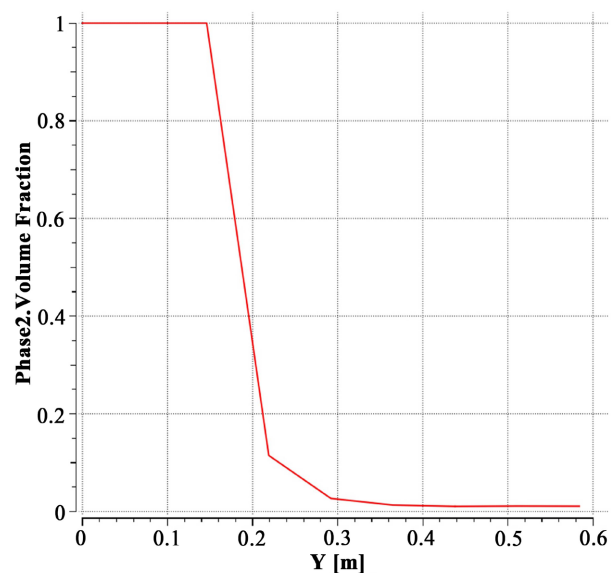


Figure 6. Axial moisture content curve (R = 0)

图 6. 轴向含水量曲线图(R = 0)

4.2. 有节流环(R = 0.5)

在其他边界条件不变的情况下,在喷嘴直段增加节流环,设置在锥形区域和直段区域交接的收缩点,即 $L_3 = 0$ 。图 7 和图 8 为喷嘴的速度云图。

液态水在经过节流环时,流速加快,最大速度达到 103 m/s,经过节流环后,流速趋于平稳,喷嘴的出口截面处的平均流速为 55.39 m/s。

图 9 为喷嘴轴向方向的压力曲线图。由图可知,对应流速的增加,在节流环位置的压力降低明显,最低压出现在节流环顶部,为 -5.2 MPa,形成了较高的负压。

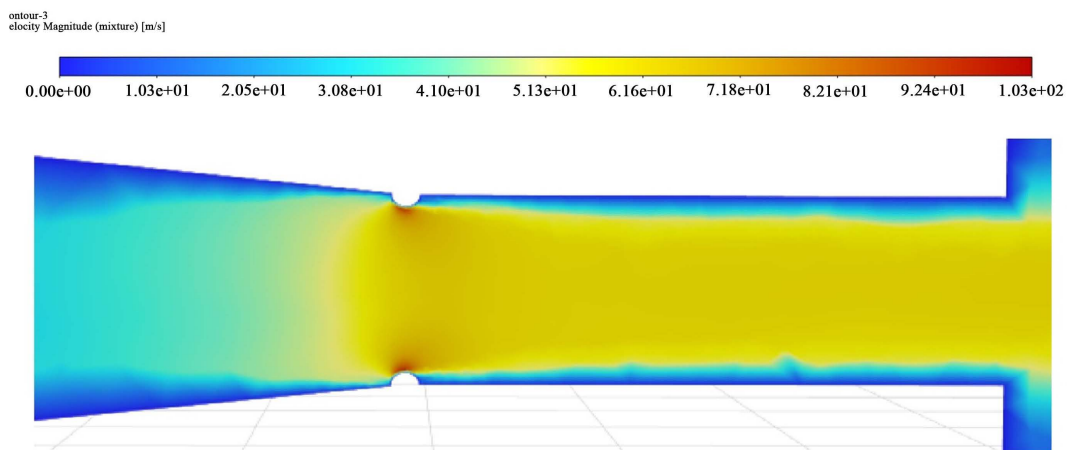


Figure 7. Axial velocity cloud map ($R = 0.5$ $L3 = 0$)
 图 7. 轴向速度云图($R = 0.5$ $L3 = 0$)

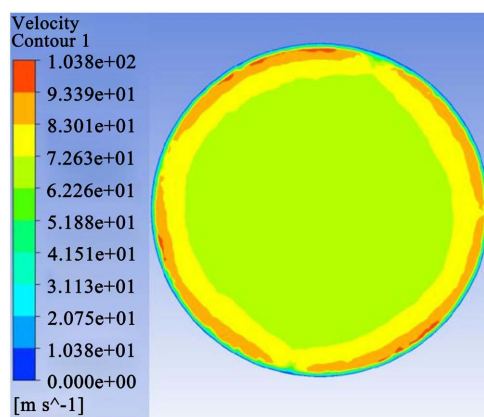


Figure 8. Cloud chart of throttling ring cross section velocity ($R = 0.5$ $L3 = 0$)
 图 8. 节流环截面速度云图($R = 0.5$ $L3 = 0$)

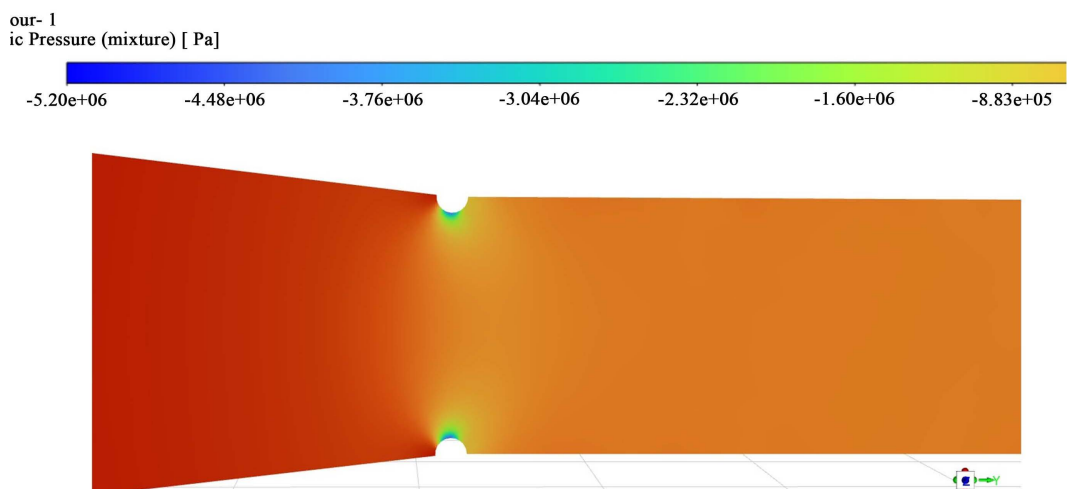


Figure 9. Axial pressure cloud diagram ($R = 0.5$ $L3 = 0$)
 图 9. 轴向压力云图($R = 0.5$ $L3 = 0$)

5. 不同半径节流环对比分析

5.1. 节流环对喷嘴内部流域的影响

由于节流环的存在，喷嘴内部压力、最大流速和平均流速都会出现变化，图 10 为节流环对喷嘴内部流域最大负压的影响曲线图。

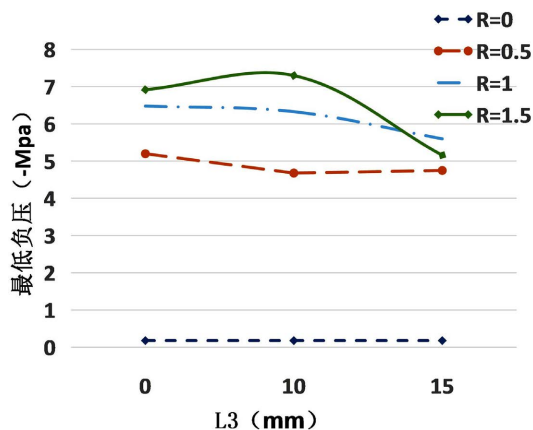


Figure 10. Maximum negative pressure inside the nozzle

图 10. 喷嘴内部最大负压

图 10 显示，当 $R = 0$ 时，最低压力在喷嘴直段形成，在直段的不同位置压力基本相同。当有节流环存在时，最低压力在 $R = 1.5$ ， $L3 = 10$ 时达到最大值 -7.3 MPa。但不是 R 值越大，最低压力就越低，当 $L3 = 15$ 时， $R = 1$ 的压力值最低，因此可以认为在相同节流环半径的情况下，节流环设置的位置不同，最低压力值有明显变化。

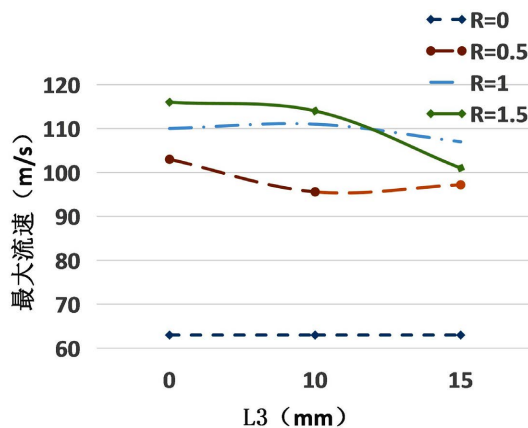


Figure 11. Maximum flow rate inside the nozzle

图 11. 喷嘴内部最大流速

图 11 显示，当节流环存在时，喷嘴内最大速度远大于 $R = 0$ 的情况。在 $L3 = 0$ 和 $L3 = 10$ ，最大速度出现在 $R = 1.5$ 时。当 $L3 = 15$ 位置，最大速度出现在 $R = 1$ 时，此结果与图 10 的最低压力值得到相互印证。

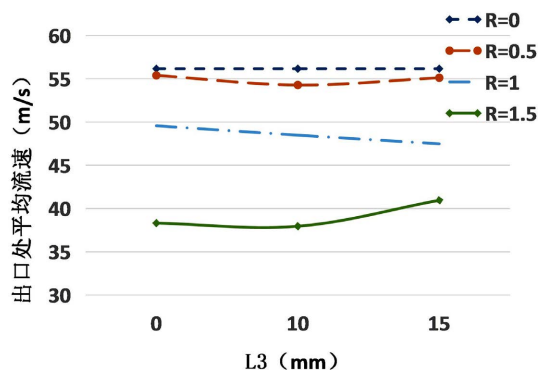


Figure 12. Average flow velocity at nozzle outlet

图 12. 喷嘴出口处平均流速

图 12 显示, $R = 0.5$, $L3 = 0$ 时喷嘴出口处的平均流速仍然低于 $R = 0$ 时的流速, 但数值非常接近。对比图 11 的情况, $R = 0.5$, $L3 = 0$ 时喷嘴轴向速度大于 $R = 0$ 时的轴向速度, 但平均值却相反, 说明当存在节流环时, 轴向中间与壁面之间的速度差更大, 更有利于水柱达到更远的有效打击距离。

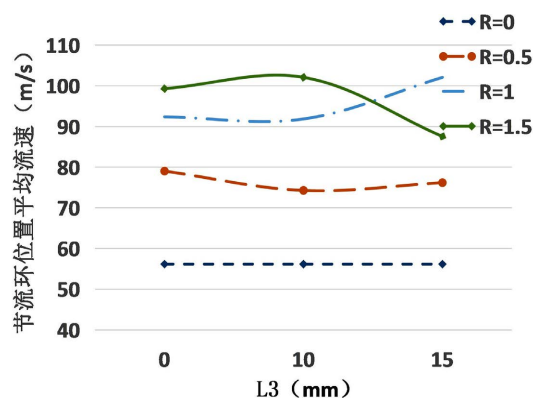


Figure 13. Average flow velocity at the position of the throttle ring inside the nozzle

图 13. 喷嘴内部节流环位置平均流速

图 13 显示, 半径 R 值越大, 节流环位置的平均速度越大, 但在 $L3 = 15$, $R = 1.5$ 时的节流环截面平均速度出现了意外的下降, 反而小于 $R = 1$ 时的平均速度。当节流环位置太接近出口时(距离 7 mm), 受边界效应的影响, R 值太大对喷嘴射流效果会产生较大影响。当喷嘴直径为 8 mm 时, 节流环的半径 $R = 1$ 时, 各项参数都较为理想。

5.2. 节流环对流速的影响

图 14 为不同节流环尺寸对应喷嘴流域轴向速度曲线图。

当 $R = 0.5$ 时, 轴向中心线上最高速度差距较小, 液态水从喷嘴流出后均有一个显著的快速速度下降过程, 并逐渐趋于平稳, 在距离出口 0.5 m 处, 流速最快的是节流环设置在 $L3 = 0$ 时的状态, 即节流环与收缩点重叠的状态。

当 $R = 1$ 时, $L3$ 越大, 最高流速越快, 但速度下降也越快。距离出口 0.5 m 处时, 在有节流环的 3 种情况种, $L3$ 越大, 流速越慢, 流速最快的是 $R = 0$ 的状态, 即没有节流环的状态, 流速差距明显。

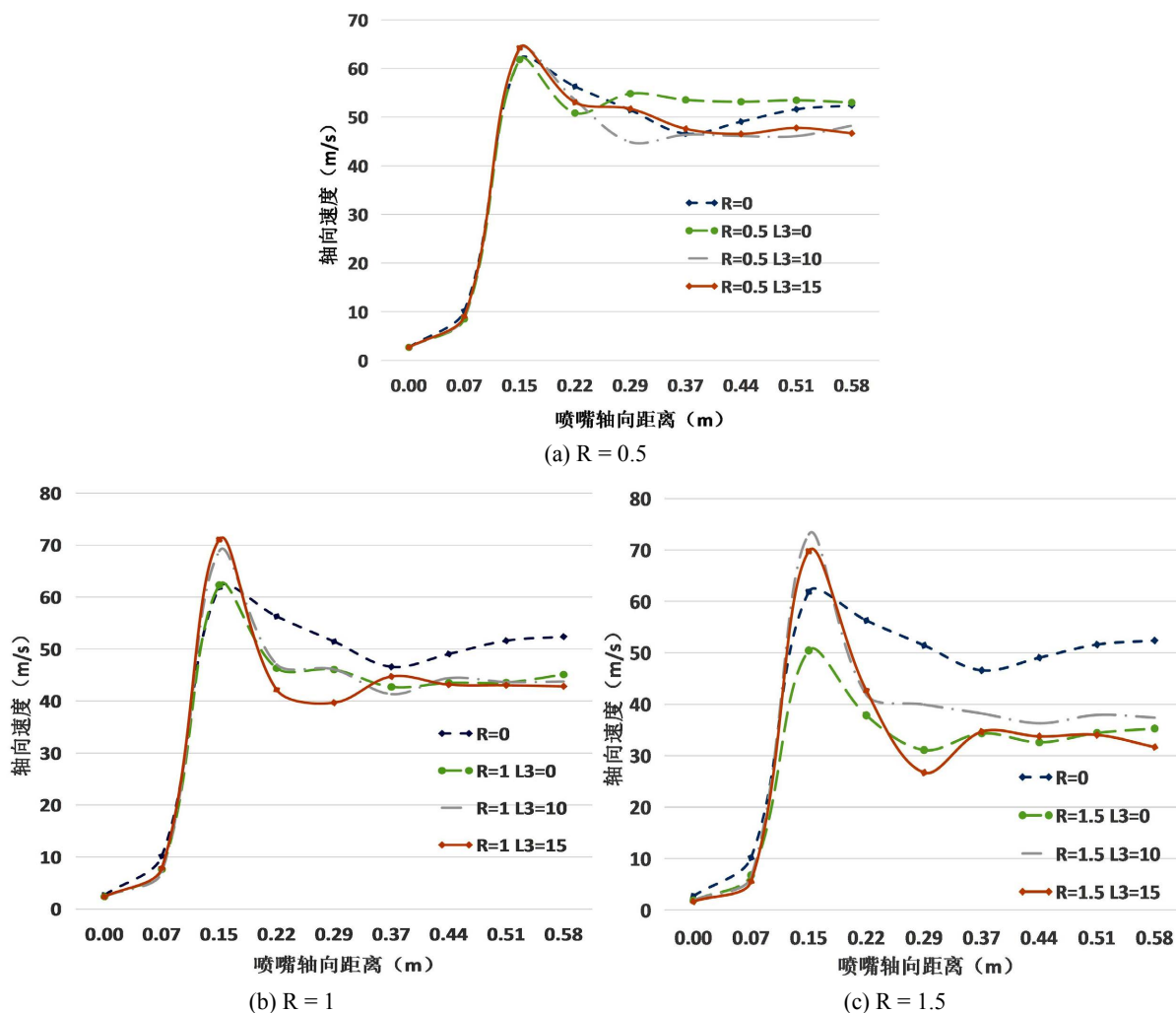


Figure 14. Axial velocity curve
图 14. 轴向速度曲线图

当 $R = 1.5$ 时，最高流速出现在 $L3 = 10$ 的时候，距离喷嘴出口 0.5 m 处时，最低流速出现在 $L3 = 15$ 时。与 $R = 0$ 的状态相比较，有节流环的 3 种状态流速有大幅度降低。

图 14 的结果表明，在直径为 8 mm 的锥形喷嘴内部，设置节流环将降低外流域液态水的流速，相当于将缩短水柱的有效打击距离。节流环半径 R 越大，流速下降快，节流环位置 $L3$ 离收缩点越远，流速下降越快。将 $R = 0.5$ 的节流环设置在 $L3 = 0$ 状态时，各位置的流速与没有节流环 $R = 0$ 时的状态最接近。

5.3. 节流环对含水量的影响

为了观察液态水从喷嘴喷出后的空化情况，选取从喷嘴出口 0 到距离出口 0.5 m 处为分析计算流域，即在图 6 的基础上截取 Y 坐标 $0\sim 0.2$ 范围内的曲线作为分析对象。图 15 为不同节流环尺寸对应喷嘴流域轴向含水量曲线图。

当 $R = 0.5$ 时，空化速度最慢的为 $L3 = 0$ 时，与此状态时流速最快得到了相互印证。其他 3 种情况差别不大。

当 $R = 1$ 时，空化速度随着 $L3$ 的增大而加快， $L3 = 15$ 时空化速度最快，即含水量下降最快，在距离喷嘴出口 0.5 m 处时，各种状态下含水量差距不明显。

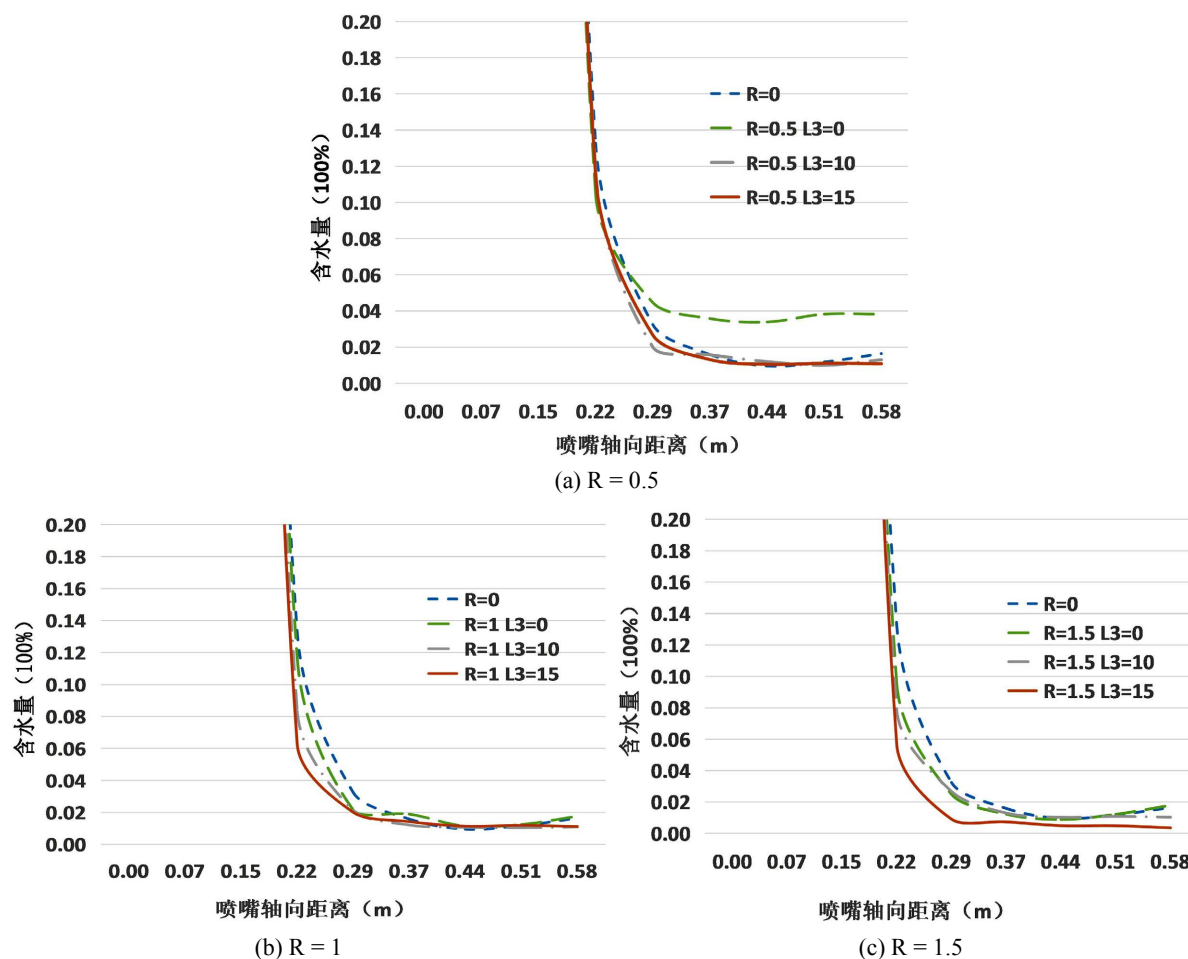


Figure 15. Axial moisture content curve
图 15. 轴向含水量曲线图

当 $R = 1.5$, $L3 = 15$ 时空化速度最快, $L3 = 0$ 与 $R = 0$ 在距离喷嘴出口 0.5 m 处的含水量没有明显的差异。

图 15 的结果表明, 在轴向, 液态水从喷嘴流出后会急速空化, 水柱中水的体积分数会急速减小, 即水柱中混入了大量空气, 从而使水柱形成了不连续的多个小水柱, 达到带电冲洗时绝缘的安全要求。节流环半径 R 值越大, 水的体积分数下降越快, 当 $R = 0.5$, $L3 = 0$ 时, 在距离喷嘴出口 0.5 m 处流速最快, 含水量下降最慢。

5.4. 节流环对打击力与流量的影响

由于节流环的影响, 喷嘴出口处的平均流速有相应的变化, 由公式(4-1)和(4-2)可得到不同状态时的流量变化见表 2。

由表 2 可知, 当节流环半径 R 增大时, 喷嘴流量整体呈下降趋势, 当相同半径的节流环在不同位置时, 流量变化并不明显。流量变化会同步带来喷嘴出口处打击力的变化见表 3。

由表 3 可知, 当节流环半径 R 增大时, 打击力会随之明显降低, 当 R 从 1 增大到 1.5 时, 变化尤其明显, 因此有理由认为一定大小的喷嘴直径存在一个节流环半径的极限值, 当超过这个极限值以后, 喷嘴各项性能将急速下降。

Table 2. Flow rate of nozzle**表 2.** 喷嘴的流量

节流环半径 R/mm	喷嘴流量 $Q/L \cdot S^{-1}$		
	L3 = 0.5	L3 = 1	L3 = 1.5
0	2.82	2.82	2.82
0.5	2.78	2.73	2.77
1	2.49	2.44	2.39
1.5	1.93	1.91	2.06

Table 3. The impact force of the nozzle**表 3.** 喷嘴的打击力

节流环半径 R/mm	喷嘴打击力 F/N		
	L3 = 0.5	L3 = 1	L3 = 1.5
0	158.50	158.50	158.50
0.5	154.17	148.07	152.66
1	123.46	118.12	113.31
1.5	73.77	72.39	84.29

6. 结论

1) 通过在大口径圆锥形喷嘴直线段增加节流环的方式,可调节喷嘴出口的流速和含水量,为带电水冲洗过程中保持安全的水柱长度和足够的打击力提供了新的可行方案。

2) 通过改变节流环的半径和位置,直径为 8 mm 的喷嘴可获得多种不同的流量、打击力和含水量,在保障安全的前提下,可减少水的用量,同时可保障被冲洗目标不会受到过大打击力的冲击而损坏。

3) 一定大小的喷嘴直径存在一个节流环半径的极限值,当超过这个极限值以后,喷嘴各项性能将急速下降。如直径 8 mm 的喷嘴,最佳节流环半径不宜超过 1 mm。

4) 通过对带电水冲洗喷嘴的特性分析,获得了固定直径喷嘴从入口到外流域 0.5 m 范围的相关性能参数,为喷嘴的优化选型提供了有效的理论基础。

参考文献

- [1] GB/T 13395-2008, 电力设备带电水冲洗导则[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [2] 柯坚, 彭好奇, 王国志. 带电水冲洗打击力特性及清洗效率仿真研究[J]. 机床与液压, 2017(6): 166-199.
- [3] 于兰英, 周万阳, 邓斌, 王国志, 冉春燕. 基于 CFD 的清洗用扇形喷嘴清洗参数研究[J]. 机床与液压, 2016(7): 164-167.
- [4] 王国志, 冉春燕, 邓斌, 吴文海, 周万阳. 基于 FLUENT 远距离冲洗喷嘴的射流特性研究[J]. 液压气动与密封, 2016(1): 31-34.
- [5] 冉春燕. 变电站绝缘子水冲洗喷嘴射流场特性研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2016.
- [6] 胡志忠. 电气化铁路绝缘子水冲洗喷射流场特性研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- [7] 林翔, 刘桓龙, 王国志, 等. 扇形喷嘴的低压射流特性研究[J]. 机床与液压, 2015(2): 164-167.
- [8] 王国志, 彭好奇, 柯坚. 溅射水对铁道绝缘子带电水冲洗效果的影响分析[J]. 铁道标准设计, 2017(3): 143-147.
- [9] 张霆, 吴文海, 蓝天. 接触网绝缘子带电水冲洗的关键参数研究[J]. 机械设计与制造, 2022(5): 181-184.