doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.202504002

吸扫式清扫车气力系统流场特性分析与结构参数优化

顾金彤,王雪彤,纪如鹏,吴亚君,郑云浩
(盐城工学院 机械工程学院,江苏 盐城　224051)

摘要:为提高吸扫式清扫车的作业效率,本文基于ANSYS Fluent软件,建立清扫车核心气力系统的三维流场模型,再通过单因素仿真试验,分析吸管直径、吸盘结构参数、导流板角度等7个关键参数对吸尘性能的影响规律;采用Box-Behnken响应曲面法构建多目标优化模型,结合目标权重法进行参数优化。结果表明,结构参数最优值分别为:吸尘管直径165 mm、吸尘管长度1 581 mm、吸盘喇叭口高度155 mm、吸盘挡板倾斜角61°、吸盘宽度105 mm、导流板倾斜角130°、导流板高度89 mm;优化后吸盘近地面流速提升4.32%,负压提升16.03%,系统压力降降低8.56%,系统内部流场分布更加均匀,涡流现象显著减少。

关键词:吸扫式清扫车;气力系统;流场分析;结构优化;响应曲面法
中图分类号:TH48　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1671-5322(2025)04-0001-12

随着我国城市化进程的不断加快,城市道路面积持续扩大,对道路清洁作业的机械化、高效化需求日益突出。吸扫式清扫车凭借其高效的吸尘与收集能力,已成为城市环卫的主力装备之一。据统计,吸扫式清扫车在环卫专用车辆中的市场占有率高达95%以上[1]。其核心工作系统为气力输送系统,通过风机产生的负压将地面尘粒吸入集尘箱,系统内部流场的均匀性、压力分布合理性及能量损失大小,直接决定了整车的吸尘性能与能耗水平[2]。

目前,国内外学者对清扫车气力系统已开展一定研究。国外如Hayden等[3]通过试验量化颗粒特性对起动速度的影响,为吸盘负压设计提供依据;美国ELGIN、英国JOHNSTON等公司在气路循环、多级除尘等方面具有先进技术。ELGIN公司推出的Whirlwind系列清扫车采用创新的循环式气路系统,通过双通道吸盘设计实现气流循环利用,显著提高了吸尘效率。JOHNSTON公司通过流场仿真优化吸盘双通道结构(固定式+活动摆臂式吸口),作业范围拓展25%,同时采用"多级滤网+旋风除尘"集成设计,除尘效率较传统车型提升18%[4]。国内研究多集中于吸盘结构优化、局部流场仿真等方面,如何敬强等[5]研究了市政道路桥梁工程中沉降段路基路面施工技术,为道路维护提供了理论基础;文献[6-8]对反吹式吸嘴的流动特性进行了深入研究;文献[9-10]探讨了吸嘴结构参数与吸尘性能间的参数关系。然而,对整车气力系统流场整体特性及其多参数协同优化的研究仍较为缺乏。

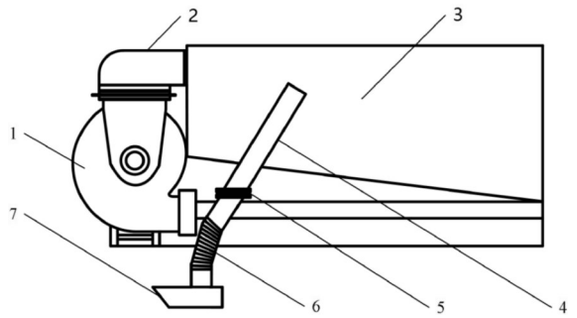
本文基于计算流体力学方法[11],系统分析气力系统内部流场特性,识别影响系统性能的关键区域和结构参数。通过系统的单因素仿真试验,明确各参数对性能指标的影响规律,进而采用响应曲面法[12]建立性能预测模型,通过多目标优化方法,提出结构参数优化方案,为清扫车气力系统的设计与改进提供理论依据和实用方法。

1　气力系统工作原理与性能指标

1.1　系统结构与工作原理

清扫车气力系统是一个复杂的气固两相流输送系统,主要由吸盘、吸管、集尘箱和离心风机4大部件组成[13],其气力系统结构如图1所示。

收稿日期:2025-10-22
基金项目:国家自然科学基金项目(51405418)。
作者简介:顾金彤(1989—),男,江苏盐城人,讲师,博士,主要研究方向为流体机械。
通信作者:郑云浩(1994—),男,江苏常州人,讲师,博士,主要研究方向为流体机械。



1—离心风机;2—风机接口;3—集尘箱;4—吸管;5—吸管接口;6—波纹管;7—吸盘。

图1　清扫车气力系统结构示意图

Fig. 1　Schematic diagram of the pneumatic system structure of the sweeper

系统工作时,离心风机高速运转,将系统内部空气持续抽出,形成稳定的负压环境。在压力差的作用下,外界空气通过吸盘口高速流入系统,形成冲击地面的高速气流。这股气流能够有效地使地面尘粒脱离附着状态,并携带其进入吸盘。含尘气流随后通过吸管进入集尘箱,由于集尘箱内部空间骤然增大,气流速度显著降低,尘粒在重力作用下沉降到箱体底部。经过净化的空气最终通过风机排出系统,完成整个气力输送循环。

1.2　性能评价指标

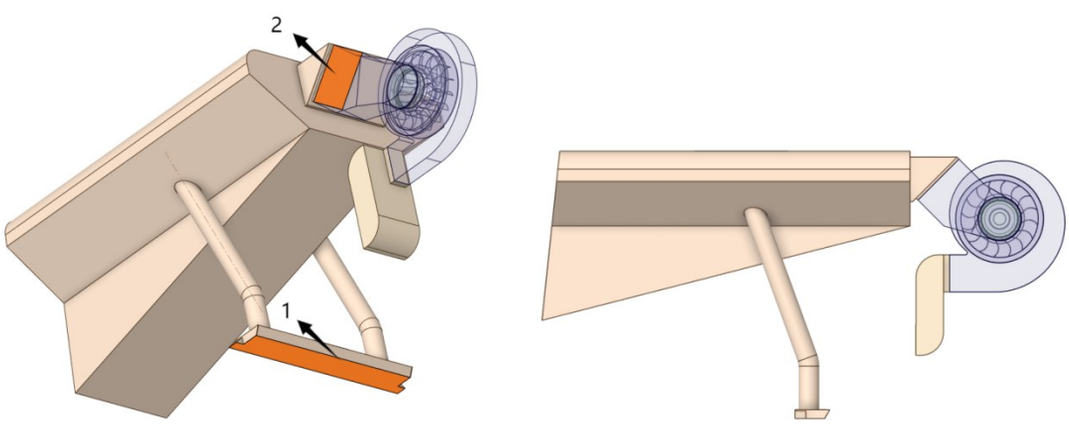
为量化系统吸尘性能,选取以下3个关键指标:吸盘近地面平均流速V,反应尘粒起动与携带能力,直接影响清扫车对不同粒径尘粒的收集效率;吸盘近地面平均压力P',反应系统吸力大小,负压绝对值越大,对尘粒的吸附能力越强;系统压力降$\Delta P'$,反应系统内部能量损失,压力降越小,系统能量利用率越高。优化目标确定为:V最大、P'最小(负压绝对值最大)、$\Delta P'$最小。各指标具体位置如图2与表1所示。

2　气力系统流场建模与仿真分析

2.1　几何建模与网格划分

采用三维建模软件NX建立气力系统的简化模型。在建模过程中,基于工程仿真的实际需求,对复杂结构进行了合理简化。具体原则包括:保留对流场特性影响显著的主要结构特征,去除细小螺纹、细微倒角等对流场影响较小的细节特征,同时对关键区域如吸盘与吸管连接处、导流板周围等进行特征保留,确保模型的准确性和计算效率。

采用先进的混合网格划分策略,对复杂区域如风机叶轮区进行局部加密处理。整体网格以



a 目标变量监测位置示意图　　b 主视图

1—吸盘底部近地面;2—集尘箱与风机进风管道交界面。

图2　清扫车气力系统目标变量监测位置示意图及其主视图

Fig. 2　Schematic diagram of monitoring locations for target variables of the pneumatic system of the sweeper

表1　清扫车气力系统目标变量定义

Table 1　Definition of target variables for the pneumatic system of the sweeper

指标	指标名称	位置	计算方法
V	吸盘底部近地面气流平均速度	1	
P'	吸盘底部近地面平均压力	1	面平均积分法
$\Delta P'$	吸盘底部近地面和集尘箱与风机进风管道交界面的压力降	1、2	

多面体网格为主，边界层区域采用棱柱层网格，在保证计算精度的同时有效控制网格数量。为保证计算可靠性，进行网格无关性验证，共设置5组网格，覆盖原模型网格及前后密度梯度，对每组网格分别进行流场仿真，提取稳定工况下的3个关键性能指标（V、P'、$\Delta P'$），结果如表2所示。

当网格数量从500万增加到622万时，各指标变化率均≤2.04%，已接近3%的收敛标准。网格数量从622万增加到750万时，变化率进一步降至≤0.55%，完全满足收敛要求。最终生成约622万网格单元，如图3所示。确认当网格数量达到此规模时，计算结果已基本不受网格数量的影响，确保了仿真结果的可靠性。

表2　网格无关性验证参数表

Table 2　Grid independence verification parameter table

网格单元/10^4个	吸盘近地面流速 V/(m·s^{-1})	负压 P'/Pa	系统压力降 $\Delta P'$/Pa	与前组 V 的变化率/%	与前组 P' 的变化率/%	与前组 $\Delta P'$ 的变化率/%
400	32.85	−1 485.62	2 912.35	−	−	−
500	33.52	−1 521.78	2 886.41	2.04	2.43	0.89
622	33.99	−1 552.86	2 857.73	1.40	2.04	0.99
750	34.12	−1 561.34	2 849.27	0.38	0.55	0.29
900	34.18	−1 564.71	2 845.62	0.18	0.22	0.13

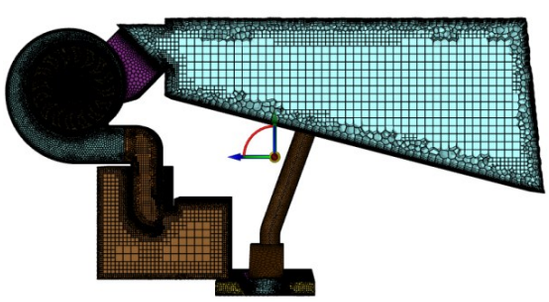


图3　气力系统计算模型网格划分

Fig. 3　Grid division of pneumatic system calculation model

2.2　控制方程与湍流模型

气力系统内部流动遵循质量守恒、动量守恒和能量守恒定律。连续性方程描述了流体质量的守恒特性，动量方程（N-S方程）则准确表达了流体的运动规律。考虑到系统内部流动的复杂性，特别是存在明显的湍流现象，选择标准k-ε湍流模型进行计算。该模型在工程湍流计算中具有较好的稳定性和计算效率，其鲁棒性强[14]，适用于本文研究的内部流动问题。

2.3　仿真设置与边界条件

设置合理的边界条件是保证仿真准确性的关键。本研究采用压力入口和压力出口边界条件，进出口压力均设置为一个标准大气压。风机区域采用多重参考坐标系方法处理，准确模拟旋转机械的工作状态，设置旋转域转速为2 390 r/min，与实际情况保持一致。计算介质为常温常压下的空气，密度为1.225 kg/m^3。采用SIMPLE算法求解压力-速度耦合问题，离散格式采用二阶迎风格式，确保计算精度。

2.4　模型验证

为验证计算模型的准确性，依据国家标准《工业通风机用标准化风道性能试验（GB/T 1236—2017）》[15]，搭建了包括离心风机、电动机、进气管道、传感器等组件的风机性能测试平台，用于测试风机的流量、全压和效率等重要参数。表3为不同工况下上述参数实验数据与仿真结果的对比。由表3可知，仿真与实验数据的最大相对误差不超过3%，验证了计算模型的可靠性。

2.5　流场分析结果

在导流板区域，气流从吸尘管流出后撞击导流板，在导流板两侧形成明显的涡流现象。这些涡流不仅造成能量损失，还会导致气流分布不均匀，影响系统的整体性能。图4为原系统导流板处的速度矢量图。

在吸盘与吸管连接处，由于截面面积突变，气流出现明显的汇聚和回流现象。因吸盘底部面积远大于吸尘管截面积，导致气流在进入吸尘管时向中心聚集，在连接处管道内壁形成回流区，造成局部能量损失。图5为原系统吸盘截面的压力分布图。

表3　风机性能仿真与实验数据对比

Table 3　Comparison of fan performance simulation and experimental data

流量/($m^3 \cdot h^{-1}$)	转速/($r \cdot min^{-1}$)	全压/Pa	扭矩/(N·m)	实验内效率/%	仿真内效率/%
7 785.8		6 154.2	74.80	77.20	77.21
8 534.9		6 137.5	80.50	78.20	78.49
9 274.1		6 050.2	86.20	78.00	78.46
10 023.2	2 390	5 870.4	92.70	76.70	76.51
10 772.3		5 645.9	99.02	74.90	74.09
11 512.6		5 422.9	105.00	72.70	71.72
12 260.6		5 138.4	111.30	70.00	68.26

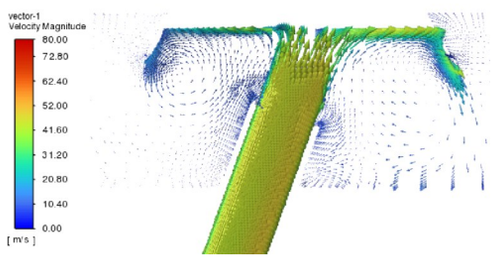


图4　原系统导流板处速度矢量图

Fig. 4　Velocity vector diagram at the guide vane of the original system

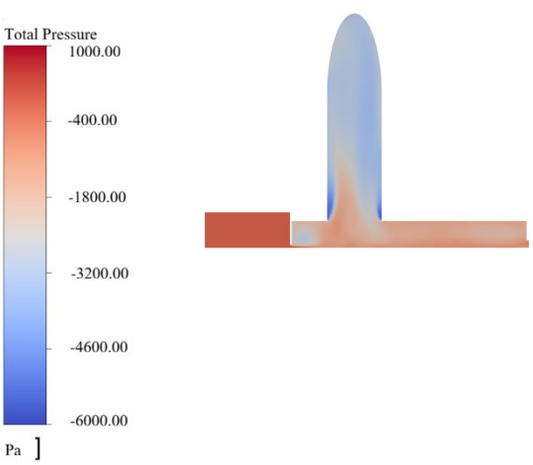
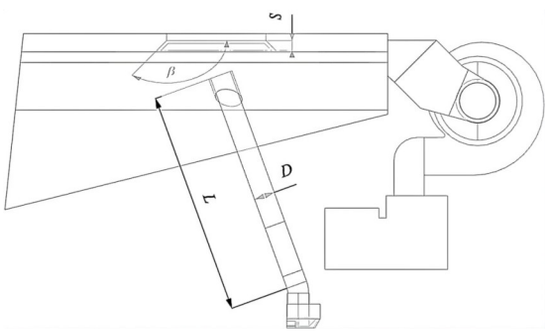


图5　原系统吸盘截面压力分布图

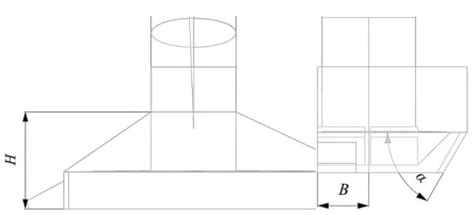
Fig. 5　Pressure distribution diagram of the suction cup cross-section in the original system

3　结构参数对吸尘性能的影响分析

为系统研究结构参数对系统性能的影响,选取图6中7个对系统性能影响显著的结构参数进行单因素分析,这7个参数的变化范围及水平如表4所示(表4设置值中3个参数的含义为:第一个参数为最小值,第三个参数为最大值,第二个参数为每次增加的数值)。下面以吸管直径、吸盘喇叭口高度、吸盘挡板倾斜角为例说明各参数对3个性能指标的影响规律。



a　箱体结构



b　吸盘结构

图6　关键结构参数示意图

Fig. 6　Schematic diagram of key structural parameters

表4　仿真因素变化范围及水平

Table 4　Variation ranges and levels of simulation factors

试验因素	设置值
吸尘管直径D/mm	[120:10:210]
吸尘管长度L/mm	[1 430:30:1 700]
吸盘喇叭口高度H/mm	[120:15:255]
吸盘挡板倾斜角度α/(°)	[30:5:75]
吸盘宽度B/mm	[110:10:200]
导流板夹角β/(°)	[90:5:135]
导流板高度S/mm	[60:5:105]

3.1　吸管直径的影响

吸管直径的变化直接影响气流流通面积和

流动阻力，图 7~9 分别为吸盘底部气流速度、吸盘底部压力、气力系统压力降随吸尘管直径的变化趋势。由图 7~9 可知，当吸尘管直径为 120~160 mm 时，随着吸尘管直径的增大，气流流通面积增加，流动阻力减小，因此气流速度 V 和负压 P'（绝对值）均增大，系统压力降 $\Delta P'$ 相应减小；当吸尘管直径超过 160 mm 后，过大的流通面积导致气流速度下降，同时可能引发新的流动不稳定现象，使各项性能指标开始恶化。经综合分析，确定吸尘管最优直径为 155~165 mm。

3.2　吸盘喇叭口高度的影响

喇叭口高度直接影响气流从吸盘到吸管的过渡特性，图 10~12 分别为吸盘底部气流速度、吸盘底部压力、气力系统压力降随吸盘喇叭口高度变化的趋势。由图 10~12 可知，在吸盘喇叭口高度为 100~160 mm 时，随着喇叭口高度的增加，喇叭口对气流的导流效果增强，有效改善了连接处的流动状况，因此负压 P'（绝对值）增大，系统压力降 $\Delta P'$ 减小，但由于流通路径增长，气流速度 V 呈现缓慢下降趋势；当喇叭口高度超过 160 mm 后，过长的过渡段反而增加了流动阻力，导致性能下降。因此，吸盘喇叭口最优高度为 155~165 mm。

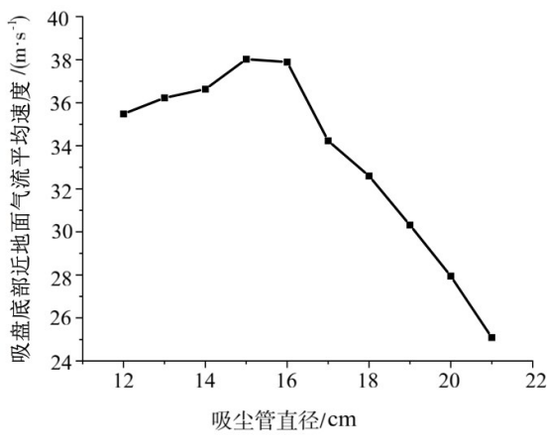


图 7　吸盘底部气流速度随吸尘管直径的变化趋势

Fig. 7　Trend of airflow velocity at the bottom of the suction cup with the diameter of the dust suction pipe

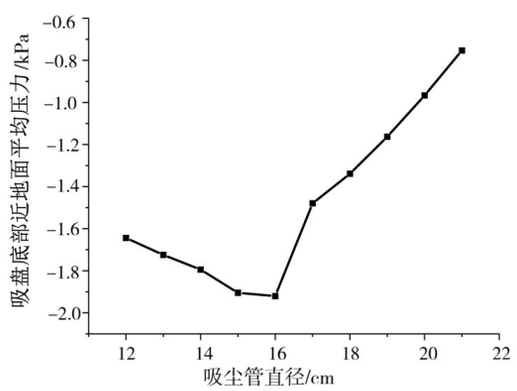


图 8　吸盘底部压力随吸尘管直径的变化趋势

Fig. 8　Trend of pressure at the bottom of the suction cup with the diameter of the dust suction pipe

3.3　吸盘挡板倾斜角的影响

挡板倾斜角的变化显著影响气流在吸盘内

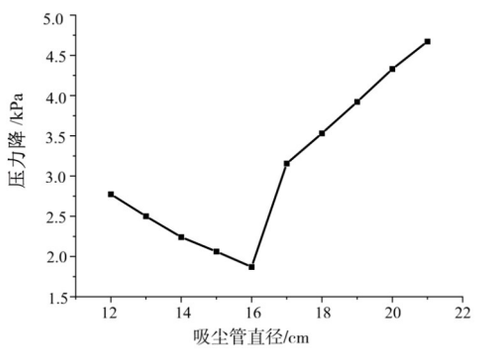


图 9　气力系统压力降随吸尘管直径变化趋势

Fig. 9　Trend of pressure drop in pneumatic system with the dust suction pipe diameter

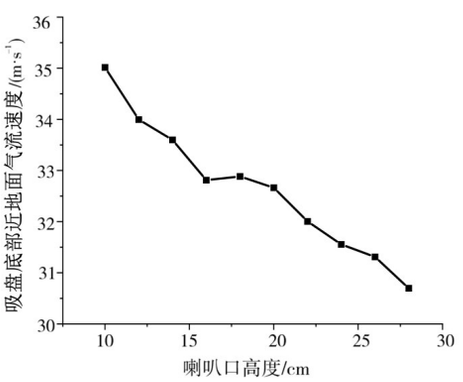


图 10　吸盘底部气流速度随喇叭口高度的变化趋势

Fig. 10　Trend of airflow velocity at the suction cup bottom with the bell-mouth height

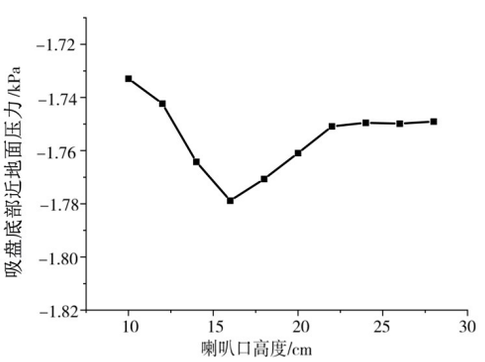


图 11　吸盘底部气压随喇叭口高度的变化趋势

Fig. 11　Trend of pressure at the suction cup bottom with the bell-mouth height

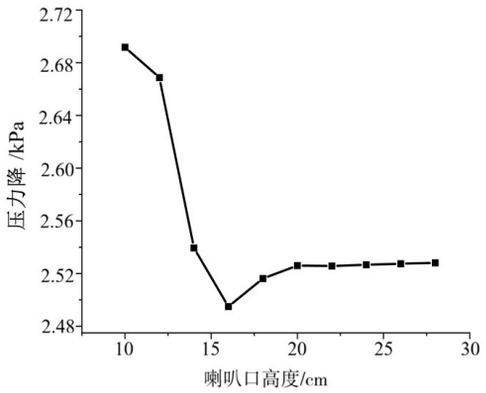


图12　气力系统压力降随吸盘喇叭口高度的变化趋势

Fig. 12　Trend of pressure drop in pneumatic system with the bell-mouth height of the suction cup

的流动路径和冲击特性,图13~15分别为吸盘底部气流速度、吸盘底部压力、气力系统压力降随吸盘挡板倾斜角的变化趋势。由图13~15可知,在吸盘挡板倾斜角为30°~65°时,随着挡板倾斜角的增大,挡板的导流作用更加有效,减少了气流冲击损失,因此V和P'(绝对值)均增大,$\Delta P'$减小;当挡板倾斜角超过65°后,过于陡峭的挡板反而会阻碍气流流动,导致各项指标恶化。因此,吸盘挡板倾斜角的最优角度为60°~70°。

通过系统的单因素分析,最终确定各参数的最优值为:吸管直径D=155~165 mm、吸管长度L=1 570~1 590 mm、吸盘喇叭口高度H=155~165 mm、吸盘挡板倾斜角α=60°~70°、吸盘宽度B=105~115 mm、导流板夹角β=130°~140°、导流板高度S=85~95 mm。

4　多目标优化仿真

4.1　响应曲面试验设计

基于单因素分析结果,采用Box-Behnken设计法安排7因素3水平共62组的响应曲面试验,各因素的取值范围如表5所示,试验结果如表6所示。

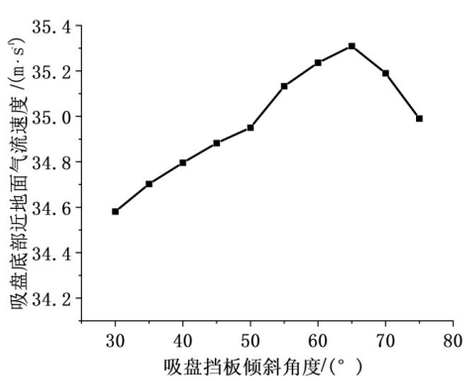


图13　吸盘底部气流速度随挡板倾斜角变化趋势

Fig. 13　Trend of airflow velocity at the suction cup bottom with the baffle inclination angle

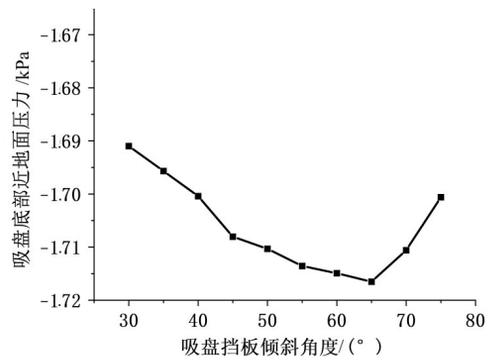


图14　吸盘底部压力随挡板倾斜角变化趋势

Fig. 14　Trend of pressure at the suction cup bottom with the baffle inclination angle

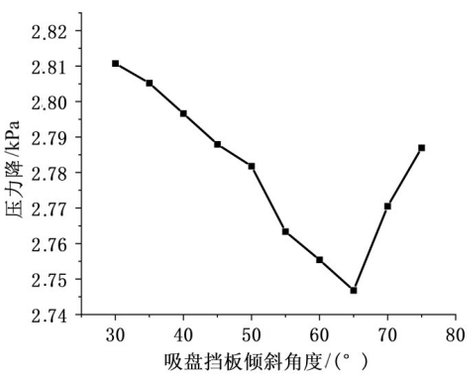


图15　气力系统压力降随吸盘挡板倾斜角的变化趋势

Fig. 15　Trend of pressure drop in pneumatic system with the baffle inclination angle of the suction cup

4.2　响应曲面模型建立及验证

4.2.1 流速V的响应曲面模型

利用Design Expert软件对4.1节试验结果中的速度V进行拟合,得到拟合方程为:

$$V = 34.639 + 0.649\,333D + 0.001\,125L - 0.180\,958H - 0.073\,541\,7\alpha - 0.006\,041\,67B +$$

表5　响应曲面试验因素水平

Table 5　Response surface methodology experiment factor levels

试验因素	最小值	最大值
吸尘管直径D/mm	155	165
吸尘管长度L/mm	1 570	1 590
吸盘喇叭口高度H/mm	155	165
吸盘挡板倾斜角α/(°)	60	70
吸盘宽度B/mm	105	115
导流板夹角β/(°)	130	140
导流板高度S/mm	85	95

$$0.012\beta + 0.026\,083\,3S - 0.072\,625DL - 0.002\,75DH - 0.044\,625D\alpha - 0.017DB - 0.065\,625D\beta + 0.024\,625DS - 0.026\,625LH + 0.048\,625L\alpha + 0.046\,875LB + 0.005\,375L\beta - 0.004\,875LS - 0.028\,5H\alpha - 0.077\,75HB - 0.028\,375H\beta + 0.042\,75HS + 0.140\,25\alpha B + 0.007\,5\alpha\beta - 0.031\,5\alpha S + 0.018\,5B\beta - 0.052\,625BS - 0.013\,625\beta S - 0.114\,958D^2 - 0.060\,895\,8L^2 + 0.046\,604\,2H^2 - 0.022\,520\,8\alpha^2 - 0.025\,145\,8B^2 - 0.038\,083\,3\beta^2 - 0.045\,333\,3S^2 \tag{1}$$

由拟合方程(1)可得R^2=0.938 1>0.9,显然拟合方程(1)的拟合度极高。

表7为速度V的近似模型方差分析表。从表7可以看出,代表模型显著性结果的P值小于0.000 1,表明二次回归方程能够显著解释速度V与结构参数之间的非线性关系,可进一步验证模型可靠性。

4.2.2　压力P'的响应曲面模型

利用Design Expert软件对4.1节试验结果中的压力P'进行拟合,得到拟合方程为:

$$P' = -1\,713.7 - 73.9D + 4.45L - 0.537\,5H - 8.062\,5\alpha - 0.05B + 7.2\beta + 2.545\,83S - 8.7DL + 1.8DH + 5D\alpha + 0.15DB - 3.55D\beta + 1.9DS + 7.212\,5LH - 4L\alpha + 5.487\,5LB + 0.212\,5L\beta - 3.037\,5LS - 0.675H\alpha - 10.8HB + 0.487\,5H\beta + 3.75HS + 5.862\,5\alpha B + 4.512\,5\alpha\beta - 4.3\alpha S - 6.712\,5B\beta - 4.112\,5BS - 0.675\beta S - 0.910\,417D^2 + 2.352\,08L^2 + 2.408\,33H^2 + 0.908\,333\alpha^2 + 2.302\,08B^2 - 6.272\,92\beta^2 + 2.908\,33S^2 \tag{2}$$

由拟合方程(2)可得R^2=0.970 6>0.9,显然拟合方程(2)的拟合度极高。

表8为压力P'的近似模型方差分析表。从表8可以看出,代表模型显著性结果的P值小于0.000 1,表明二次回归方程能够显著解释压力P'

表6　仿真实验设计方案及结果

Table 6　Simulation experiment design scheme and results

编号	试验因素							响应指标		
	D/mm	L/mm	H/mm	α/(°)	B/mm	β/(°)	S/mm	P'/Pa	V/(m·s^{-1})	$\Delta P'$/Pa
1	160	1 580	160	70	105	140	90	−1 694.4	34.414	2 751.3
2	160	1 580	160	70	115	130	90	−1 729.7	34.652	2 822.3
3	165	1 570	160	70	110	135	90	−1 796.6	34.955	2 593.8
4	160	1 580	160	70	105	130	90	−1 743.4	34.471	2 813.3
5	160	1 580	160	65	110	135	90	−1 713.7	34.639	2 837.1
6	165	1 590	160	60	110	135	90	−1 779.8	35.109	2 623.3
7	155	1 580	160	65	110	140	85	−1 638.2	33.780	3 056.1
8	160	1 570	160	65	115	135	95	−1 698.5	34.539	2 801.7
9	165	1 580	165	65	105	135	90	−1 763.5	35.213	2 632.7
10	155	1 580	165	65	115	135	90	−1 631.5	33.882	3 027.6
11	155	1 570	160	60	110	135	90	−1 641.9	33.902	3 033.9
12	165	1 590	160	70	110	135	90	−1 796.2	34.842	2 614.5
13	160	1 580	160	60	105	130	90	−1 705.2	34.951	2 863.1
14	160	1 570	155	65	110	130	90	−1 716.7	34.773	2 793.1
15	160	1 580	165	60	110	135	95	−1 693.9	34.590	2 817.0
16	160	1 580	160	65	110	135	90	−1 713.7	34.639	2 837.1
17	160	1 580	160	70	115	140	90	−1 721.0	34.488	2 788.0
18	160	1 580	165	70	110	135	95	−1 713.1	34.395	2 818.7
19	160	1 590	160	65	105	135	85	−1 726.9	34.287	2 790.7
20	165	1 580	160	65	110	130	95	−1 785.5	35.309	2 646.3
21	160	1 580	155	60	110	135	85	−1 704.3	34.806	2 827.1
22	165	1 580	160	65	110	140	95	−1 782.0	35.117	2 626.4
23	160	1 580	160	60	115	130	90	−1 728.4	34.390	2 787.9
24	160	1 580	160	65	110	135	90	−1 713.7	34.639	2 837.1
25	160	1 580	155	70	110	135	85	−1 703.6	34.851	2 822.7
26	155	1 570	160	70	110	135	90	−1 662.3	33.619	3 056.7

续表

编号	试验因素							响应指标		
	D/mm	L/mm	H/mm	α/(°)	B/mm	β/(°)	S/mm	P'/Pa	V/(m·s^{-1})	$\Delta P'$/Pa
27	160	1 580	160	65	110	135	90	−1 713.7	34.639	2 837.1
28	165	1 580	155	65	105	135	90	−1 813.8	35.093	2 607.3
29	155	1 590	160	70	110	135	90	−1 647.3	33.732	3 051.6
30	155	1 580	160	65	110	130	85	−1 658.6	33.655	3 033.3
31	165	1 570	160	60	110	135	90	−1 776.0	35.481	2 628.1
32	160	1 590	165	65	110	130	90	−1 721.7	34.325	2 818.1
33	160	1 580	160	65	110	135	90	−1 713.7	34.639	2 837.1
34	160	1 590	165	65	110	140	90	−1 697.9	34.301	2 836.8
35	160	1 590	160	65	115	135	85	−1 690.0	34.722	2 866.6
36	155	1 580	155	65	105	135	90	−1 637.0	34.102	3 046.3
37	155	1 580	160	65	110	130	95	−1 657.3	33.443	3 025.8
38	160	1 580	155	60	110	135	95	−1 701.4	34.809	2 821.0
39	160	1 580	160	60	105	140	90	−1 687.7	34.683	2 832.9
40	160	1 590	155	65	110	140	90	−1 708.6	34.948	2 829.3
41	160	1 570	165	65	110	140	90	−1 726.8	34.334	2 777.4
42	160	1 580	155	70	110	135	95	−1 717.7	34.798	2 809.5
43	165	1 580	165	65	115	135	90	−1 800.5	34.794	2 619.7
44	155	1 580	165	65	105	135	90	−1 625.3	33.955	3 055.6
45	160	1 570	165	65	110	130	90	−1 736.8	34.346	2 825.8
46	160	1 590	160	65	105	135	95	−1 710.8	34.505	2 818.5
47	155	1 580	160	65	110	140	95	−1 648.6	33.898	3 034.8
48	165	1 580	160	65	110	130	85	−1 785.4	35.038	2 629.4
49	160	1 580	160	60	115	140	90	−1 724.3	34.377	2 777.9
50	160	1 580	165	60	110	135	85	−1 712.0	34.346	2 815.8
51	160	1 590	155	65	110	130	90	−1 717.5	34.825	2 832.6
52	160	1 570	160	65	105	135	85	−1 725.6	34.322	2 786.7
53	160	1 570	155	65	110	140	90	−1 695.7	34.841	2 807.0
54	160	1 570	160	65	115	135	85	−1 710.3	34.512	2 812.5
55	155	1 590	160	60	110	135	90	−1 590.7	33.885	3 128.2
56	160	1 580	165	70	110	135	85	−1 713.8	34.347	2 820.6
57	160	1 570	160	65	105	135	95	−1 697.0	34.502	2 825.7
58	160	1 580	160	65	110	135	90	−1 713.7	34.639	2 837.1
59	165	1 580	160	65	110	140	85	−1 788.2	35.285	2 637.6
60	160	1 590	160	65	115	135	95	−1 690.0	34.672	2 831.4
61	165	1 580	155	65	115	135	90	−1 776.2	35.263	2 615.5
62	155	1 580	155	65	115	135	90	−1 631.4	34.062	3 045.1

与结构参数之间的非线性关系,可进一步验证模型可靠性。

4.2.3　压力降$\Delta P'$的响应曲面模型

利用Design Expert软件对4.1节试验结果中的压力降$\Delta P'$进行拟合,得到拟合方程为:

$$\begin{aligned}\Delta P' = {} & 2\,837.1 - 213.35D + 12.466\,7L + 0.387\,5H - \\ & 8.05\alpha - 1.162\,5B - 5.645\,83\beta - 0.929\,167S - \\ & 9.162\,5DL + 4.725DH + 1.337\,5D\alpha + 3.05DB - \\ & 5.437\,5D\beta + 4.312\,5DS - 1.262\,5LH - 9.237\,5L\alpha + \\ & 10.875LB + 6.237\,5L\beta - 4.45LS + 2.8H\alpha - 6HB - \\ & 5.037\,5H\beta + 2.325HS + 21.987\,5\alpha B - 7.012\,5\alpha\beta - \\ & 1.275\alpha S + 5.987\,5B\beta - 14.1BS - 5.237\,5\beta S + \\ & 14.637\,5D^2 - 3.212\,5L^2 - 7.068\,75H^2 - 7.262\,5\alpha^2 - \\ & 13.443\,7B^2 - 11.806\,2\beta^2 - 3.718\,75S^2\end{aligned} \tag{3}$$

表 7　速度 V 近似模型方差分析

Table 7　Variance analysis of velocity V approximation model

来源	平方和	自由度	均方值	F 值	P 值
模型(方程(1))	11. 76	35	0. 336	11. 26	<0. 000 1
$D-D$	10. 12	1	10. 12	339. 09	<0. 000 1
$L-L$	0	1	0	0. 001	0. 974 8
$H-H$	0. 785 9	1	0. 785 9	26. 34	<0. 000 1
$\alpha-\alpha$	0. 129 8	1	0. 129 8	4. 35	0. 047 0
$B-B$	0. 000 9	1	0. 000 9	0. 029 4	0. 865 3
$\beta-\beta$	0. 003 5	1	0. 003 5	0. 115 8	0. 736 4
$S-S$	0. 016 3	1	0. 016 3	0. 547 1	0. 466 1
DL	0. 042 2	1	0. 042 2	1. 41	0. 245 2
DH	0. 000 1	1	0. 000 1	0. 002	0. 964 4
$D\alpha$	0. 015 9	1	0. 015 9	0. 533 8	0. 471 5
DB	0. 002 3	1	0. 002 3	0. 077 5	0. 783 0
$D\beta$	0. 034 5	1	0. 034 5	1. 15	0. 292 5
DS	0. 004 9	1	0. 004 9	0. 162 6	0. 690 1
LH	0. 005 7	1	0. 005 7	0. 19	0. 666 5
$L\alpha$	0. 018 9	1	0. 018 9	0. 633 8	0. 433 2
LB	0. 017 6	1	0. 017 6	0. 589	0. 449 7
$L\beta$	0. 000 2	1	0. 000 2	0. 007 7	0. 930 5
LS	0. 000 2	1	0. 000 2	0. 006 4	0. 937 0
$H\alpha$	0. 006 5	1	0. 006 5	0. 217 7	0. 644 7
HB	0. 048 4	1	0. 048 4	1. 62	0. 214 3
$H\beta$	0. 006 4	1	0. 006 4	0. 215 8	0. 646 1
HS	0. 014 6	1	0. 014 6	0. 489 9	0. 490 2
αB	0. 157 4	1	0. 157 4	5. 27	0. 030 0
$\alpha\beta$	0. 000 5	1	0. 000 5	0. 015 1	0. 903 2
αS	0. 007 9	1	0. 007 9	0. 266	0. 610 4
$B\beta$	0. 002 7	1	0. 002 7	0. 091 7	0. 764 4
BS	0. 022 2	1	0. 022 2	0. 742 4	0. 396 8
βS	0. 001 5	1	0. 001 5	0. 049 8	0. 825 2
D^2	0. 178 4	1	0. 178 4	5. 98	0. 021 6
L^2	0. 050 1	1	0. 050 1	1. 68	0. 206 6
H^2	0. 029 3	1	0. 029 3	0. 982 5	0. 330 7
α^2	0. 006 8	1	0. 006 8	0. 229 4	0. 635 9
B^2	0. 008 5	1	0. 0085	0. 286	0. 597 3
β^2	0. 019 6	1	0. 019 6	0. 656 1	0. 425 3
S^2	0. 027 7	1	0. 027 7	0. 929 7	0. 343 8
残差	0. 775 9	26	0. 029 8		
失拟项	0. 775 9	21	0. 036 9		
误差	0	5	0		
总计	12. 53	61			

表 8　压力 P' 近似模型方差分析

Table 8　Variance analysis of pressure P' approximation model

来源	平方和	自由度	均方值	F 值	P 值
模型(方程(2))	139 500	35	3 985. 94	24. 56	<0. 000 1
$D-D$	131 100	1	131 100	807. 7	<0. 000 1
$L-L$	475. 26	1	475. 26	2. 93	0. 098 9
$H-H$	6. 93	1	6. 93	0. 042 7	0. 837 8
$\alpha-\alpha$	1 560. 09	1	1 560. 09	9. 61	0. 004 6
$B-B$	0. 06	1	0. 06	0. 000 4	0. 984 8
$\beta-\beta$	1 244. 16	1	1 244. 16	7. 67	0. 010 2
$S-S$	155. 55	1	155. 55	0. 958 6	0. 336 6
DL	605. 52	1	605. 52	3. 73	0. 064 4
DH	25. 92	1	25. 92	0. 159 7	0. 692 7
$D\alpha$	200	1	200	1. 23	0. 277 1
DB	0. 18	1	0. 18	0. 001 1	0. 973 7
$D\beta$	100. 82	1	100. 82	0. 621 3	0. 437 7
DS	28. 88	1	28. 88	0. 178	0. 676 6
LH	416. 16	1	416. 16	2. 56	0. 121 4
$L\alpha$	128	1	128	0. 788 8	0. 382 6
LB	240. 9	1	240. 9	1. 48	0. 234 0
$L\beta$	0. 361 2	1	0. 361 2	0. 002 2	0. 962 7
LS	73. 81	1	73. 81	0. 454 9	0. 506 0
$H\alpha$	3. 64	1	3. 64	0. 022 5	0. 882 0
HB	933. 12	1	933. 12	5. 75	0. 024 0
$H\beta$	1. 9	1	1. 9	0. 011 7	0. 914 6
HS	112. 5	1	112. 5	0. 693 3	0. 412 6
αB	274. 95	1	274. 95	1. 69	0. 204 4
$\alpha\beta$	162. 9	1	162. 9	1	0. 325 6
αS	147. 92	1	147. 92	0. 911 5	0. 348 5
$B\beta$	360. 46	1	360. 46	2. 22	0. 148 2
BS	135. 3	1	135. 3	0. 833 8	0. 369 6
βS	3. 64	1	3. 64	0. 022 5	0. 882 0
D^2	11. 19	1	11. 19	0. 069	0. 794 9
L^2	74. 69	1	74. 69	0. 460 2	0. 503 5
H^2	78. 3	1	78. 3	0. 482 5	0. 493 4
α^2	11. 14	1	11. 14	0. 068 6	0. 795 4
B^2	71. 54	1	71. 54	0. 440 9	0. 512 5
β^2	531. 22	1	531. 22	3. 27	0. 082 0
S^2	114. 19	1	114. 19	0. 703 7	0. 409 2
残差	4 219. 14	26	162. 27		
失拟项	4 219. 14	21	200. 91		
误差	0	5	0		
总计	143 700	61			

由拟合方程(3)可得R^2=0.991 2>0.9,显然拟合方程(3)的拟合度极高。

表9为压力降$\Delta P'$的近似模型方差分析表。从表9可以看出,代表模型显著性结果的P值小于0.000 1,表明二次回归方程能够显著解释压力P'与结构参数之间的非线性关系,可进一步验证模型可靠性。

4.3　多目标优化求解

气力输送系统的结构参数存在强耦合效应,即单一参数的调整会通过流场重分布间接影响其他参数的作用强度。本文通过Design Expert软件利用目标权重法对各个性能指标进行权衡,各目标和因素的权重设置如表10所示。

表10中,流速V和压力P'直接影响尘粒的运动,故重要性都为4(非常重要);$\Delta P'$反映系统内的能耗,间接反映吸尘性能,故重要性为2(较重要)。通过求解得到最优参数组合如表11所示。

4.4　优化结果验证

根据表11结构参数的优化值,建立新的模型后再次进行仿真,并与优化前的进行对比,结果如表12所示。由表12可以发现,优化后的3个性能指标均得到显著改善,其中吸盘负压提升最为明显,表明系统吸尘能力得到显著增强。

4.5　优化后流场分析

图16展示了优化前后吸盘压力分布云图。由图16可以看出,优化后的吸盘内部压力分布更加均匀,原结构中存在的局部高压区和低压区得到有效改善,压力梯度显著减小。这种改善有利于尘粒的平稳输送,避免了因压力不均导致的尘粒沉积或二次飞扬问题。

图17展示了优化前后箱体的速度矢量图。由图17可以看出,优化前箱体存在的强烈涡流现象基本消除,气流流动更加平顺,能够更加顺畅地通过导流板区域,避免了不必要的动能损耗。这种改善显著减少了局部能量损失,提高了系统的能量利用率。。

从系统整体流场来看,优化后的系统内部流场更加均匀、有序,气流流动路径更加合理,避免了急剧的方向变化和速度突变。综合来看,优化后的气力系统在流动特性方面得到了全面提升。

5　结论

本文通过数值仿真与多目标优化方法,系统分析了吸扫式清扫车气力系统的流场特性,并成

表9　压力降$\Delta P'$近似模型方差分析
Table 9　Variance analysis of the pressure drop $\Delta P'$ approximation model

来源	平方和	自由度	均方值	F值	P值
模型(方程(3))	1.12×10^6	35	31 949.04	83.32	<0.000 1
$D-D$	1.09×10^6	1	1.09×10^6	2 848.84	<0.000 1
$L-L$	3 730.03	1	3 730.03	9.73	0.004 4
$H-H$	3.6	1	3.6	0.009 4	0.923 5
$\alpha-\alpha$	1 555.26	1	1 555.26	4.06	0.054 5
$B-B$	32.43	1	32.43	0.084 6	0.773 5
$\beta-\beta$	765.01	1	765.01	1.99	0.169 7
$S-S$	20.72	1	20.72	0.054	0.818 0
DL	671.61	1	671.61	1.75	0.197 2
DH	178.6	1	178.6	0.465 8	0.501 0
$D\alpha$	14.31	1	14.31	0.037 3	0.848 3
DB	74.42	1	74.42	0.194 1	0.663 2
$D\beta$	236.53	1	236.53	0.616 8	0.439 3
DS	148.78	1	148.78	0.388 0	0.538 8
LH	12.75	1	12.75	0.033 3	0.856 7
$L\alpha$	682.65	1	682.65	1.78	0.193 7
LB	946.13	1	946.13	2.47	0.128 3
$L\beta$	311.25	1	311.25	0.811 7	0.375 9
LS	158.42	1	158.42	0.413 1	0.526 0
$H\alpha$	62.72	1	62.72	0.163 6	0.689 2
HB	288	1	288	0.751	0.394 1
$H\beta$	203.01	1	203.01	0.529 4	0.473 4
HS	43.25	1	43.25	0.112 8	0.739 7
αB	3 867.6	1	3 867.6	10.09	0.003 8
$\alpha\beta$	393.4	1	393.4	1.03	0.320 5
αS	13.01	1	13.01	0.033 9	0.855 3
$B\beta$	286.8	1	286.8	0.747 9	0.395 0
BS	1 590.48	1	1 590.48	4.15	0.052 0
βS	219.45	1	219.45	0.572 3	0.456 2
D^2	2 892.46	1	2 892.46	7.54	0.010 8
L^2	139.32	1	139.32	0.363 3	0.551 9
H^2	674.56	1	674.56	1.76	0.196 3
α^2	712.04	1	712.04	1.86	0.184 7
B^2	2 439.91	1	2 439.91	6.36	0.018 1
β^2	1 881.73	1	1 881.73	4.91	0.035 7
S^2	186.69	1	186.69	0.486 9	0.491 5
残差	9 970.15	26	383.47		
失拟项	9 970.15	21	474.77		
误差	0	5	0		
总计	1.13×10^6	61			

表 10　多目标优化权重设置
Table 10　Multi-objective optimization weight setting

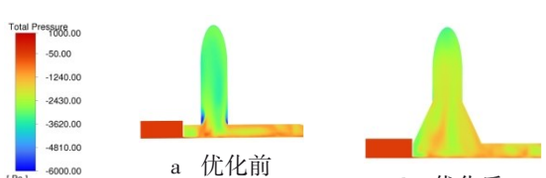
参数	权重	说明
流速 V	4	非常重要，直接影响尘粒起动
压力 P'	4	非常重要，决定吸力大小
压力降 $\Delta P'$	2	较重要，影响系统能耗
7 个结构参数	3	重要，均对性能有显著影响

表 11　优化后最优结构参数
Table 11　Optimal structural parameters

参数	取值	圆整后取值
吸尘管直径 D/mm	164. 999	165
吸尘管长度 L/mm	1581. 459	1581
吸盘喇叭口高度 H/mm	155. 023	155
吸盘挡板倾斜角 α/(°)	61. 308	61
吸盘宽度 B/mm	105. 000	105
导流板夹角 β/(°)	130. 025	130
导流板高度 S/mm	89. 439	89

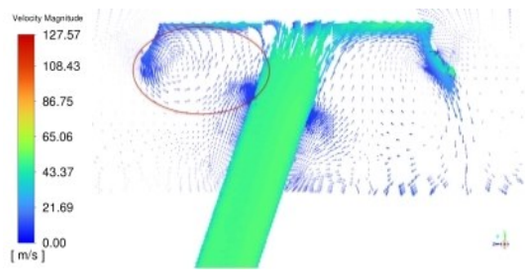
表 12　优化前后性能指标对比
Table 12　Comparison of performance indicators before and after optimization

指标	优化目标	优化前	优化后	优化效果/%
P'	最小值	−1552. 86	−1801. 77	16. 03
V	最大值	33. 99	35. 46	4. 32
$\Delta P'$	最小值	2857. 73	2613. 16	8. 56

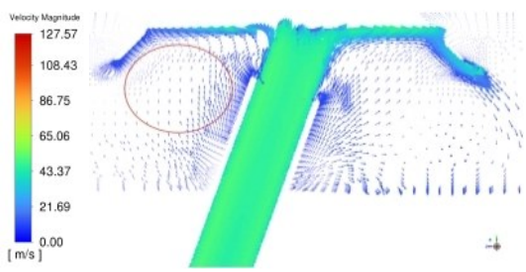


a　优化前　　b　优化后

图 16　优化前后吸盘压力分布云图
Fig. 16　Pressure distribution contours of the suction cup before and after optimization



a　优化前



b　优化后

图 17　优化前后箱体速度矢量图
Fig. 17　Velocity vector of the box before and after optimization

功实现了结构参数的协同优化。主要结论如下：

1）建立了准确可靠的气力系统流场模型，并通过系统的实验验证了其准确性。在不同工况下，仿真与实验数据的最大误差不超过 3%，完全满足工程分析的精度要求，为后续研究奠定了坚实基础。

2）通过系统的单因素分析，明确了各结构参数对性能指标的影响规律和敏感度。研究发现，吸管直径、喇叭口高度和挡板倾斜角对系统性能影响最为显著。同时发现各参数之间存在明显的交互作用，单一参数的独立优化难以实现系统整体性能的最优。

3）采用响应曲面法成功建立了 3 个性能指标的预测模型，这些模型具有很高的预测精度（R^2 >0. 93），能够准确反映各参数及其交互作用对系统性能的影响，为参数优化提供了可靠工具。

4）通过多目标优化，得到了最优参数组合，使系统性能得到全面提升。其中吸盘流速提升 4. 32%，增强了尘粒起动和携带能力；吸盘负压提升 16. 03%，显著提高了系统吸力；系统压力降降低 8. 56%，有效减少了能量损失。这些改善的共同作用，大幅提升了系统的综合性能。

5）优化后的系统内部流场得到显著改善，压力分布更加均匀，涡流现象基本消除，气流流动更加平顺。这些改进不仅提高了系统的吸尘效率，同时降低了能耗，为清扫车的高效、经济运行提供了技术保障。

参考文献：

[1] 中华人民共和国交通运输部. 2021 年交通运输行业发展统计公报[R/OL]. (2022-05-25)[2025-09-02]. https://

xxgk. mot. gov. cn/2020/jigou/zhghs/202205/t20220524_3656659. html.
[2] JEONG Y, KIM W, YIM S. Model predictive control based path tracking and velocity control with rollover prevention function for autonomous electric road sweeper[J]. Energies, 2022, 15(3): 984.
[3] HAYDEN K S, PARK K, CURTIS J S. Effect of particle characteristics on particle pickup velocity[J]. Powder Technology, 2003, 131(1): 7-14.
[4] XU Y, LI X F, XIAO T Y. Research on application of computational dynamic fluid in the simulation analysis of highway mechanical sweeper[J]. Journal of System Simulation, 2004, (16): 270-273.
[5] 何敬强, 王先刚. 市政道路桥梁工程中沉降段路基路面施工技术研究[J]. 广东建材, 2025, 41(1): 145-148.
[6] 郁元. 轻型扫路车反吹式吸嘴流动特性及吸尘效率优化研究[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
[7] 郁元, 肖涛, 成凯, 等. 反吹式吸嘴离地间隙数值模拟研究[J]. 机械工程师, 2018(7): 42-43, 49.
[8] 郁元, 刘万渤, 张西龙, 等. 吸尘装置颗粒物冲蚀磨损特性数值分析[J]. 机械设计与制造, 2021(5): 199-203.
[9] 舒绍文, 邓亚东, 苏楚奇, 等. 吸嘴结构参数与吸尘性能间的参数关系挖掘[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2018, 42(2): 268-273.
[10] 舒绍文. 吸扫式清扫车气力输送系统流场特性研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2018.
[11] 周玉成, 段文勇, 刘海宇, 等. 双向潜水式贯流泵在不同方向上的性能特性研究[J]. 盐城工学院学报(自然科学版), 2024, 37(2): 62-66.
[12] 高慧阳, 张杰. 响应曲面法优化钒渣微波钙化焙烧提钒工艺[J]. 盐城工学院学报(自然科学版), 2021, 34(4): 1-6.
[13] DONATI L, FONTANINI T, TAGLIAFERRI F, et al. An energy saving road sweeper using deep vision for garbage detection[J]. Applied Sciences, 2020, 10(22): 8146.
[14] XI Y, DAI Y, XIAO Y H, et al. Internal flow field uniformity study of dust collector for A street vacuum sweeper based on CFD[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 272: 012007.
[15] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 工业通风机用标准化风道性能试验: GB/T 1236—2017 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.

Flow Field Characteristics Analysis and Structural Parameter Optimization of the Pneumatic System for Suction-sweeping Road Sweeper

GU Jintong, WANG Xuetong, JI Rupeng, WU Yajun, ZHENG Yunhao
(School of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224051, China)

Abstract: To improve the operational efficiency of suction-sweeping road sweepers based on ANSYS Fluent software, a three-dimensional flow field model of the sweepers core pneumatic system was established. Through single-factor simulation experiments, the influence of seven key parameters on suction performance was analyzed.A multi-objective optimization model was constructed using the Box-Behnken response surface methodology, and parameters were optimized in combination with the objective weighting method. The results indicate that the optimal values of the structural parameters are as follows:a dust suction pipe diameter of 165 mm, a dust suction pipe length of 1 581 mm, a suction cup bell-mouth height of 155 mm, a suction cup baffle inclination angle of 61°, a suction cup width of 105 mm, a deflector inclination angle of 130°, and a deflector height of 89 mm. After optimization, the flow velocity near the ground of the suction cup increased by 4.32%, its negative pressure increased by 16.03%, and the system pressure drop decreased by 8.56%. Furthermore,the internal flow field distribution became more uniform, and the vortex phenomenon was significantly reduced.

Keywords: suction-sweeping road sweeper; pneumatic system; flow field analysis; structural optimization; response surface methodology

(责任编辑:陈 虹)