

文章编号: 1671-6612 (2023) 06-751-09

基于响应面法的 风机过滤单元 (FFU) 离心叶轮优化设计

沈洪令¹ 刘学峰² 张继祥¹ 刘永臻² 夏强² 郑瑞¹ 胡学川³

(1. 重庆交通大学 重庆 400074; 2. 新力环境科技(山东)有限公司 聊城 252000;
3. 重庆平伟汽车零部件有限公司 重庆 400026)

【摘要】 风机过滤单元 (FFU) 因负压密封、出风均匀、布置灵活和控制系统可靠等优点而成为洁净室末端使用最广泛的洁净装备, 针对 FFU 运行效率高和能耗低的要求, 对离心叶轮提出优化设计。首先对风机过滤单元 (FFU) 进行性能测试, 得到 FFU 在不同转速情况下, 体积风量随余压变化曲线。然后对 FFU 进行了 CFD 数值模拟, 并将 FFU 模拟结果与测试结果进行对比, 验证有限元模拟的可靠性。基于响应面实验设计方法, 建立了以叶片数 z 、叶轮内径 D_1 , 叶片安装出口角 β_{2a} 、叶片安装入口角 β_{1a} 及叶片出口宽度 b_2 为输入变量, 以体积风量 Q 为响应变量的二次多项式拟合函数。以体积风量 Q 为优化目标, 采用多岛遗传算法求解响应函数, 得到离心叶轮结构的最优组合参数。结果表明: 离心叶轮结构参数对 FFU 体积风量从大到小的影响顺序为: $\beta_{2a} > b_2 > z > \beta_{1a} > D_1$; 得到离心叶轮最优组合参数, 优化后的离心叶轮结构参数使得 FFU 体积风量提高了 11.4%。

【关键词】 风机过滤单元 (FFU); 体积风量; 响应面实验设计; 多岛遗传算法; 离心叶轮

中图分类号 TU834 文献标识码 A

Optimization Design of Centrifugal Impeller of Fan Filter Unit (FFU) Based on Response Surface Method

Shen Hongling¹ Liu Xuefeng² Zhang Jixiang¹ Liu Yongzhen² Xia Qiang² Zheng Rui¹ Hu Xuechuan³

(1. Chongqing Jiaotong University, Chongqing, 400074;

2. Xinli Environmental Technology (Shandong) Co., Liaocheng, 252000;

3. Chongqing Pingwei Auto parts Co., Chongqing, 400026)

【Abstract】 First, the performance of the fan filter unit (FFU) was tested and the curve that the air volume of FFU changed with residual pressure at different rotate speeds was obtained. Then CFD numerical simulation was done for FFU, and FFU simulation results were compared with test results to verify the reliability of finite element simulation. Based on response surface experiment design method, the quadratic polynomial fitting function which took number of blades z , inner diameter of impeller D_1 , blade installation outlet angle β_{2a} , blade installation inlet angle β_{1a} and blade outlet width b_2 as input variables and took air volume Q as response variable was established. By taking air volume Q as optimization objective, multi-island genetic algorithm was used to solve the response function and get the optimal combined parameters of centrifugal impeller structure. The results showed that the influence of centrifugal impeller structure parameters on air volume of FFU was as follows: $\beta_{2a} > b_2 > z > \beta_{1a} > D_1$; the optimal

基金项目: 重庆市技术创新与应用发展重点专项项目 (鲁渝科技协作计划项目, cstc2020jscx-lyggX0007); 重庆市研究生导师团队建设项目 (JDDSTD2019007); 重庆市研究生联合培养基地项目 (JDLHPYJD2020032)

作者简介: 沈洪令 (1999-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 15310007335@163.com

通讯作者: 张继祥 (1971-), 男, 博士, 教授, E-mail: jixiangzhang@163.com

收稿日期: 2023-07-19

combination parameters of centrifugal impeller are obtained, and it increased the air volume of FFU by 11.4%.

【Keywords】 Fan filter unit (FFU); Volume air volume; Response surface experiment design; Multi-island genetic algorithm; Centrifugal impeller

0 前言

随着洁净行业的不断发展, 洁净室在生物技术研发、半导体技术、精密仪器制造及医疗等行业得到了广泛应用。风机过滤单元 (FFU) 是具有过滤功效且自带动力模块的末端空气净化装备, 作为洁净室末端使用最广泛的洁净装备之一, 为洁净行业的发展做出了巨大贡献^[1]。FFU 的风机将空气从顶部吸入并经高效过滤器 (HEPA) 过滤, 过滤后的洁净空气由出风口均匀送出^[2]。

FFU 空气动力及能耗性能是关注的两项重要指标, 如何通过结构优化改善其性能是研究人员需要解决的问题。传统的设计-试错-改进-再试验循环进行的优化方法周期长, 成本高, 不能直观的观察 FFU 内部流场分布情况。随着计算机技术及数值技术的发展, 一种能够有效减少实验样本量、更具体的捕捉内部流动细节的 CFD 数值模拟技术引起研究人员的兴趣^[4]。研究人员通过 CFD 数值模拟技术对 FFU 内部流场进行研究, 不同形式的导流装置、导风圈、电机底板及叶轮等部件对 FFU 性能都有较为明显的影响^[5,6]。

洁净室通常需要安装几十至上万台的风机过滤单元 (FFU), FFU 在运行过程中效率和能耗是首要考虑的问题, 性能优异的 FFU 可大大提高运行效率且降低运行能耗, 因此设计人员对 FFU 进行不断的优化改进。在当前的研究中可以发现, 更多研究倾向的是 FFU 内部流道的优化设计, 例如导流装置的结构形式、安装位置、尺寸大小, 内部流道的不断优化对 FFU 性能的改善有限。研究发现, 叶轮的结构参数对设备性能影响较大, 良好的叶轮设计可有效地提高设备气动性能^[7,8]。基于此研究现状, 本文通过优化离心叶轮的结构参数 (叶片数、叶片出口安装角、叶片入口安装角、叶轮内径及叶片出口宽度) 改善 FFU 性能参数体积风量, 为 FFU 的优化设计提供参考。

1 产品性能测试

1.1 测试原理及测试设备

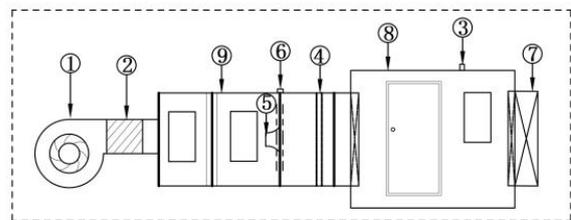
FFU 的性能检测台由辅助风机、喷嘴、数据采

集系统等部分组成, 满足国家标准 GB/T 21087-2007^[7] 及 GB/T 1236-2000^[10], 等效于 AMCA210-07^[11] 与 ISO5801^[12], 检测装置如图 1 所示, 内部结构示意图如图 2 所示。测试 FFU 风量时, 被测 FFU 向受风室外吸风, 风室内的风压会随之变化, 此时通过传感器实时采集数据, 调整辅助风机转速和喷嘴组合, 使风室内的风压达到需要测量的工况, 将传感器采集的实时数据 (大气压力、湿度、温度、风室风压、喷嘴两端压差) 通过计算得到当前风压工况所对应的风量。



图 1 FFU 性能检测台

Fig.1 FFU performance test table



- 1-辅助风机; 2-风管; 3-余压采集口; 4-稳流装置;
- 2-5-流量喷嘴; 6-喷嘴压差; 7-被测 FFU; 8-余压受风室;
- 9-流量测量段

图 2 FFU 性能检测台示意图

Fig.2 FFU performance test table schematic diagram

1.2 测试样品

现有 FFU 采用 4×4 模数箱体, 其箱体尺寸为 1175mm×1175mm×300mm, 与箱体相匹配的过滤

器尺寸为 1170mm×1170mm×70mm。主要部件由箱体、离心叶轮、导风圈、电机、控制单元、导流板组成, 结构示意图如图 3 所示。FFU 中的离心叶轮为后倾式, 叶轮材质为 ABS 塑料, 其基本结构如图 4 所示, 叶轮结构参数包括叶片数、叶片安装出口角及叶片安装入口角等, 详细参数见表 1。

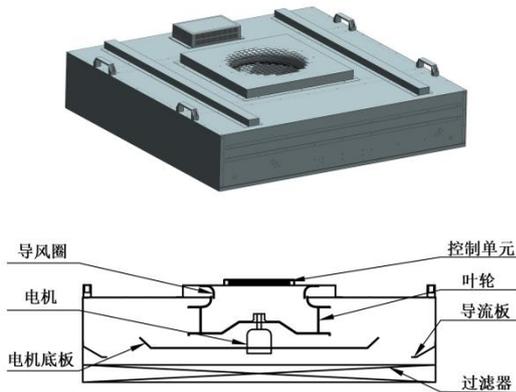


图 3 FFU 外观及结构示意图

Fig.3 FFU structure diagram

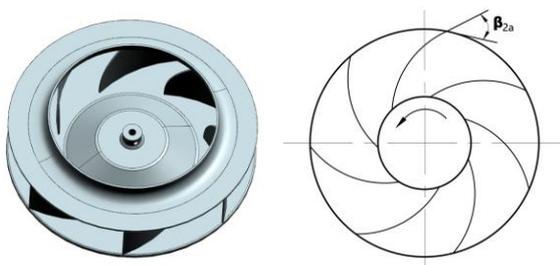


图 4 离心叶轮结构图

Fig.4 Structure diagram of centrifugal impeller

表 1 离心叶轮结构参数表

Table 1 Structure parameters of centrifugal impeller

参数	数值
叶轮内径 D_1 /mm	278.5
叶轮外径 D_2 /mm	468
叶片安装进口角 $\beta_{1a}/^\circ$	23
叶片安装出口角 $\beta_{2a}/^\circ$	28
叶片厚度 m /mm	2.8
叶片出口宽度 b_2 /mm	84
叶片数 z	7

1.3 测试结果

FFU 的空气动力及能耗性能分别采用空气动力效率式 (1) 及能耗性能指数式 (2) 来评价, 可以看出, 当体积风量越高, 空气动力效率越高, 能

耗性能指数越低, 表明空气动力及能耗性能越优。

$$E = \frac{Q \times ESP}{N} \cdot \frac{100}{3600} \quad (1)$$

式中: E 为被测 FFU 的空气动力效率, %; Q 为被测 FFU 的体积风量, m^3/h ; ESP 为被测 FFU 的机外静压, Pa; N 为被测 FFU 的总输入功率, W。

$$EPI = \frac{N}{Q} \times 60 \quad (2)$$

式中: EPI 为被测 FFU 的能耗性能指数, $\text{W}/(\text{m}^3/\text{min})$ 。

通过控制风室余压, 调节 FFU 转速分别为 790rpm、890rpm、988rpm、1088rpm, 得到不同转速下体积风量随余压变化曲线, 如图 5 所示。根据图 5 分析可知, 在同转速条件下, 余压越小体积风量越大; 在同余压条件下, 转速越高体积风量越大。

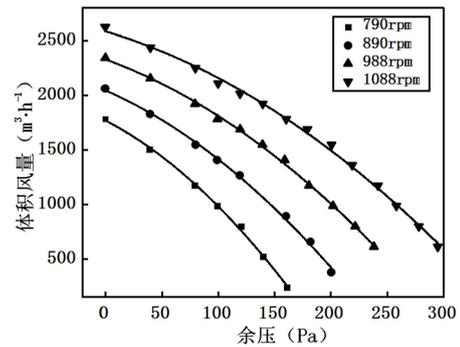


图 5 余压随面风速变化曲线

Fig.5 Residual pressure curve with surface wind speed

对过滤器进行通风测试, 得到风速与压降的实验数据, 并将其拟合, 如图 6 所示。

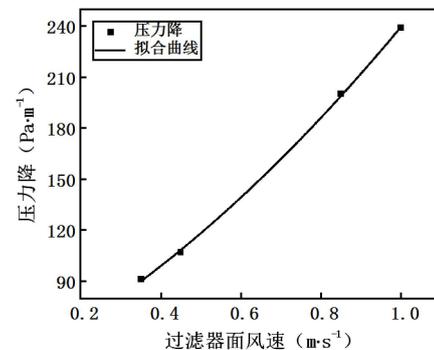


图 6 压力降-过滤器面风速拟合曲线

Fig.6 Pressure drop-velocity fitting curve

过滤器风速-压降的拟合曲线方程为:

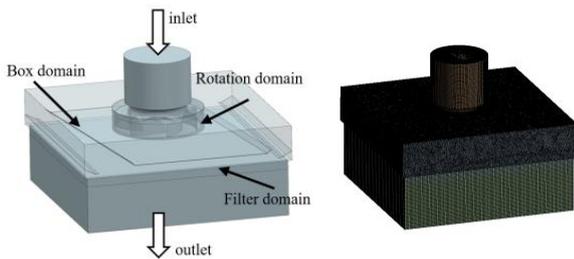
$$\Delta P = 13.871v^2 + 250.67v \quad (3)$$

由式 (1) 和式 (2) 还可以看出, 当余压与转速都固定在某一工况条件下工作时, 体积风量也随之固定, 此时通过优化离心叶轮结构参数提高 FFU 体积风量, 其 FFU 空气动力及能耗性能也随之改善。FFU 的体积风量通常以面风速给定, 体积风量等于面风速乘过滤器有效空气流通面积^[13]。

2 优化建模

2.1 CFD 数值模拟有限元模型

FFU 的流体域三维建模如图 7 (a) 所示。其中叶轮部分为旋转域, 其他部分均为静止域。为了使 FFU 出、入口流体在模拟的过程中达到稳定状态, 出、入口均延长 300mm, 有利于计算收敛^[14]。对流体域进行了简化处理, 假设电机、轮毂孔及螺钉等对 FFU 内部流动特性的影响较小, 在流体域的建模中不考虑这些零部件。



(a) 流体域模型 (b) 网格划分结果

图 7 FFU 流体域模型及网格划分结果

Fig.7 FFU fluid domain

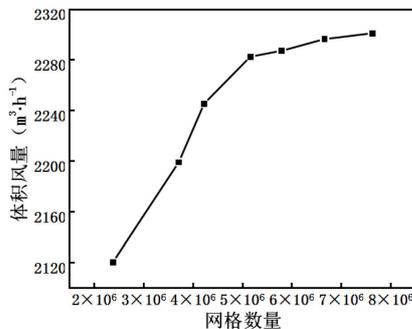


图 8 网格无关性验证

Fig.8 Grid independence verification

对 FFU 流体域进行网格划分, 由于叶轮域与箱体域形状复杂, 采用非结构化网格, 其余部分采用结构化网格, 网格划分结果如图 7 (b) 所示。对网格进行无关性验证, 得出的数据如图 8 所示。从模拟结果可知, 当网格数量超过 500 万以后, FFU 风量变化很小, 基本保持不变, 考虑到计算资源和

计算精度的最优化, 此次 FFU 流体域网格数量定为 510 万。

2.2 模型求解设置及边界条件

采用商业软件 ANSYS FLUENT 对 FFU 内部流场进行 CFD 分析。FFU 的内部流动属于湍流流动, 流场计算中同时存在旋转域和静止域, 湍流模型采用 $RNGk-\epsilon$ 模型, 近壁面处理采用标准壁面函数。压力与速度耦合求解算法采用 SIMPLEC, 在流动控制方程的数值离散中, 压力项采用 PRESTO! 离散格式, 控制方程中的对流项与黏性项均采用 Second Order Upwind 离散格式。

FFU 中的叶轮属于旋转域, 采用 Moving Reference Frame (简称 MRF) 处理旋转机械问题, 设定转速为 988rpm/min。

根据 FFU 在实验测试中的实际数据, FFU 出、入口区域给定压力边界条件, 入口区域相对于参考压力 101325Pa 的总压力为 0Pa, 出口区域相对静压为 0Pa, 湍流参数采用湍流粘度比 (Turbulent viscosity Ratio), 湍动能 k 为 5, 湍流耗散率 ϵ 为 10。对出口面风速进行监测, 当出口面风速持续稳定不变, 则认为收敛。

为简化流场计算, 对 FFU 流场模拟做出以下假设^[3,5]: (1) FFU 内部流场为三维稳态不可压缩流场; (2) 周围环境温度相同且为固定值。

在模拟过程中, 高效过滤器区域简化为简单均匀的多孔介质, 数学模型如式 (4) 所示^[15]:

$$S_i = - \left\{ \frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \rho v_i \text{mag} v_i \right\} \quad (4)$$

式中: α 为多孔介质的渗透性; C_2 为惯性阻力系数。

联立式 (3) 和式 (4) 可以得到粘性阻力系数 $1/\alpha=2.5 \times 10^7$, 惯性阻力系数 $C_2=22.65$ 。

2.3 FFU 仿真模型验证

对风机过滤单元 (FFU) 不同转速下多个余压工况点进行了 CFD 数值模拟, 图 9 为试验与 CFD 数值模拟结果余压-体积风量特性曲线对比。从图中可以看出, 试验结果与模拟结果存在一定的误差, 且模拟结果基本上比试验结果要大。造成误差的原因可能是在建立流体域的过程中省略了电机及轮毂孔等特征产生的, 从图 9 拟合曲线可以看出, CFD 数值模拟与试验的结果总体上吻合较好, 说明采用 CFD 数值模拟时是可靠的。

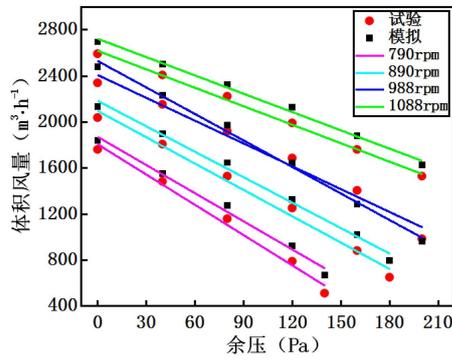


图 9 试验结果与模拟结果对比图

Fig.9 Comparison between test results and simulation results

3 响应面试验及优化分析

3.1 响应面试验设计

响应面法是一种通过样本点设计法获得基于各组样本点的计算结果, 采用多元回归方程拟合优化输入变量 (因素) 与输出变量 (目标值) 之间的函数关系, 求得最优参数的统计方法^[16]。样本点设计采用 Box-Behnken 设计 (BBD), 共选取 5 个因素, 每个因素取三个水平, 以 (-1, 0, 1) 编码, -1 和 1 表示每个因素取值的范围上限和下限, 0 表示中心点, 共得到 40 组试验样本点。

采用响应面设计方法确定离心叶轮结构参数对 FFU 体积风量影响的仿真方案, 选取叶片数 z 、叶轮内径 D_1 、叶片安装出口角 β_{2a} 、叶片安装进口角 β_{1a} 及叶片出口宽度 b_2 为输入变量, 以 FFU 的体积风量为输出变量, 设计变量的取值范围见表 2。

表 2 设计因素与水平表

影响因素	因素编号	水平		
		-1	0	1
叶片数 z	A	6	7	8
叶轮内径 D_1	B	255	278.5	302
叶片出口角 β_{2a}	C	18	28	38
叶片进口角 β_{1a}	D	13	23	33
叶片出口宽度 b_2	E	81	84	87

通过 CFD 数值模拟得到 40 组试验仿真值, 实验设计与仿真值见表 3。

表 3 CFD 数值模拟结果

序号	A	B	C	D	E	Q (m ³ /h)
1	6	255	28	23	84	2368.152
2	8	255	28	23	84	2476.529
3	6	302	28	23	84	2257.123
4	8	302	28	23	84	2380.492
5	7	278.5	18	13	84	2021.923
6	7	278.5	38	13	84	2519.84
7	7	278.5	18	33	84	2210.636
8	7	278.5	38	33	84	2553.851
9	7	255	28	23	81	2428.169
10	7	302	28	23	81	2334.668
11	7	255	28	23	87	2634.029
12	7	302	28	23	87	2532.378
13	6	278.5	18	23	84	2059.844
14	8	278.5	18	23	84	2175.738
15	6	278.5	38	23	84	2417.859
16	8	278.5	38	23	84	2547.74
17	7	278.5	28	13	81	2245.47
18	7	278.5	28	33	81	2394.064
19	7	278.5	28	13	87	2481.363
20	7	278.5	28	33	87	2542.817
21	7	255	18	23	84	2220.317
22	7	302	18	23	84	2143.815
23	7	255	38	23	84	2537.258
24	7	302	38	23	84	2529.651
25	6	278.5	28	13	84	2243.542
26	8	278.5	28	13	84	2332.618
27	6	278.5	28	33	84	2355.218
28	8	278.5	28	33	84	2450.222
29	7	278.5	18	23	81	2081.058
30	7	278.5	38	23	81	2541.232
31	7	278.5	18	23	87	2320.255
32	7	278.5	38	23	87	2645.975
33	6	278.5	28	23	81	2238.382
34	8	278.5	28	23	81	2363.716
35	6	278.5	28	23	87	2350.784
36	8	278.5	28	23	87	2563.385
37	7	255	28	13	84	2389.163
38	7	302	28	13	84	2295.966
39	7	255	28	33	84	2474.379
40	7	302	28	33	84	2406.335

3.2 响应面分析

响应面模型通过构建多项式函数,在局部范围内,用较少的样本点、简单的代数式来拟合设计空间,能够拟合复杂的响应关系,是一种优化分析中常用的近似模拟^[17],采用有交叉项的多元二次回归方程进行近似模型表示:

$$y(x) = \alpha_0 + \sum_{i=1}^N \alpha_i \beta_j + \sum_{i=1}^N \alpha_{ijx_i^2} + \sum_{i=1}^N \alpha_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (5)$$

式中: α_0 表示常数项系数; x_i 表示不同水平的设计变量,即叶片数、叶轮内径、叶片安装出口角、叶片安装进口角及叶片出口宽度。

利用响应面设计方法得到的 40 组实验样本点,分别建立叶片数 z 、叶轮内径 D_1 、叶片安装出口角 β_{2a} 、叶片安装进口角 β_{1a} 及叶片出口宽度 b_2 与输出变量之间的二阶响应面近似模型,并通过最小二乘法求解目标函数拟合表达式,求解出 FFU 体积风量的回归方程如下:

$$\begin{aligned} Q = & 2427.02 + 62.47A - 40.47B + \\ & 191.24C + 53.6D + 90.26E + \\ & 3.75AB + 3.5AC + 1.48AD + \\ & 21.82AE + 17.22BC + 6.29BD \quad (6) \\ & -2.04BE - 38.68CD - 33.61CE - \\ & 21.79DE - 62.27A^2 + 6.65B^2 - \\ & 66.8C^2 - 34.27D^2 + 30.76E^2 \end{aligned}$$

式中: A 为叶片数; B 为轮径比, mm; C 为叶片出口角, °; D 为叶片进口角, °; E 为叶片出口宽度, mm; Q 为体积风量, m³/h。

对响应面模型的回归方程进行方差分析及显著性检验,方差分析表如见表 4。 P 值用来检验每个回归系数的显著性, P 值越小越显著。从方差分析表中可知模型 (Model) $P < 0.0001$,说明响应面回归模型达到了极显著水平。叶片数、轮径比、叶片安装入口角、叶片出口宽度及叶片安装出口角的不同 P 值体现了它们对 FFU 体积风量的影响程度,叶片数、轮径比、叶片安装入口角、叶片出口宽度及叶片安装出口角的 P 值均小于 0.0001,说明它们对 FFU 体积风量影响极为显著。

各变量对响应模型影响程度可通过 F 值的大小分析各分量对响应模型的影响贡献度^[18],各因素

对 FFU 体积风量的影响顺序为: $\beta_{2a} > b_2 > z > \beta_{1a} > D_1$ 。

表 4 方差分析表

Table 4 Analysis of variance

因素	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
model	9.7E+05	20	4.8E+04	86.90	<0.0001
A	6.2E+04	1	6.2E+04	112.22	<0.0001
B	2.6E+04	1	2.6E+04	47.10	<0.0001
C	5.9E+05	1	5.9E+05	1051.60	<0.0001
D	4.6E+04	1	4.6E+04	82.62	<0.0001
E	1.3E+05	1	1.3E+05	234.28	<0.0001
AB	56.19	1	56.19	0.10	0.7533
AC	48.9	1	48.9	0.09	0.7693
AD	8.78	1	8.78	0.02	0.9010
AE	1.9E+03	1	1.9E+03	3.42	0.0762
BC	1.2E+03	1	1.2E+03	2.13	0.1567
BD	158.15	1	158.15	0.28	0.5987
BE	16.60	1	16.60	0.03	0.8642
CD	6.0E+03	1	6.0E+03	10.75	0.0031
CE	4.5E+03	1	4.5E+03	8.12	0.0086
DE	1.9E+03	1	1.9E+03	3.41	0.0766
A ²	3.4E+04	1	3.4E+04	60.82	<0.0001
B ²	386.26	1	386.26	0.69	0.4126
C ²	3.9E+04	1	3.9E+04	69.99	<0.0001
D ²	1.0E+04	1	1.0E+04	18.41	0.0002
E ²	8.3E+03	1	8.3E+03	14.84	0.0007

对回归方程进行误差统计分析,表 5 为回归方程误差统计结果。复相关系数 $R^2 = 0.9859$,校正决定系数 $R_{adj}^2 = 0.9745$,两者都接近 1,可以认为拟合得到的回归方程有意义; $C.V. < 10\%$ 表明实验的可信度与精确度高; $Adep$ Precision 是有效信号和噪声的比值,大于 4 则视为模型合理^[19,20]。从表 5 可以看出,响应面模型符合上述检验原则,说明模型适应性较好。

表 5 回归方程误差统计

Table 5 Error statistics of regression equation

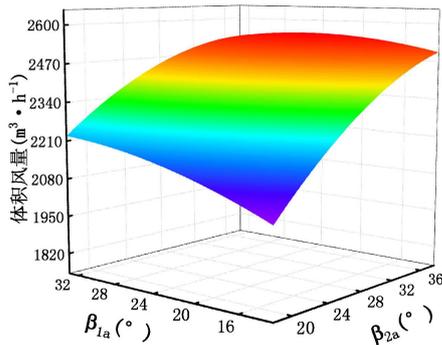
统计项目	数值
Std.Dew.	23.59
Mean	2383.22
C.V.%	0.9898
R ²	0.9859
Adjusted R ²	0.9745

续表 5 回归方程误差统计

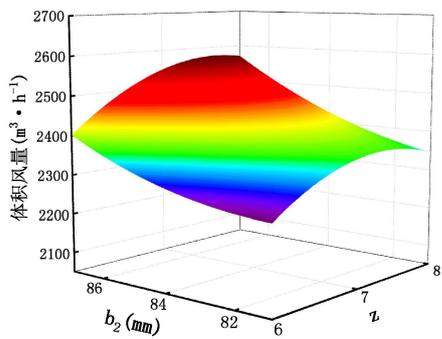
统计项目	数值
Predicted R ²	0.9433
Adep Precision	37.42

在对体积风量的影响中, 因素组合 $\beta_{1a}\beta_{2a}$ 和 $b_2\beta_{2a}$ 交互作用的 P 值小于 0.05, 表明对体积风量的影响显著, 各交互作用对体积风量影响的响应面如图 10 所示, 其中 $\beta_{1a}\beta_{2a}$ 的 P 值为 0.0031, 表明 $\beta_{1a}\beta_{2a}$ 交互作用对体积风量的影响最大。

图 10 (a) 表现了 β_{1a} 和 β_{2a} 的交互性关系: 当 β_{1a} 一定时, 随着 β_{2a} 的增大体积风量呈上升趋势; 当 β_{1a} 达到 25°, β_{2a} 达到最大值时, 体积风量最大。图 10 (b) 表现了 b_2 和 β_{2a} 的交互性关系: 当 b_2 和 β_{2a} 均取高水平时, 体积风量达到最大; b_2 一定时, 体积风量随着 β_{2a} 的角度增大而增大。



(a) β_{1a} 、 β_{2a} 对 Q 的影响



(b) b_2 、 β_{2a} 对 Q 的影响

图 10 交互作用对体积风量影响的响应面

Fig.10 Response surface of interaction effect on volume air volumes

3.3 优化设计及分析

本文以叶片数、叶轮内径、叶片安装入口角、

叶片出口宽度及叶片安装出口角为设计变量, 以提升 FFU 体积风量为优化目标建立数学模型:

$$\begin{cases} \text{Max}F(x) = Q \\ x \in (z, \beta_{2a}, D_1, \beta_{1a}, b_2) \\ x_{\min} < x < x_{\max} \end{cases} \quad (7)$$

式中: $F(x)$ 为目标函数; x_{\min} 、 x_{\max} 为设计变量 x 的上下界, 见表 2。

不同的优化算法对响应面近似模型进行求解存在差异, 传统的数值优化和直接搜索方法均不易有效获得全局最优解^[21]。本文为避免仅获得局部最优解问题, 选用多岛遗传算法对获得的响应面近似模型进行寻优计算。在对响应面近似模型进行单目标优化算法求解之前, 遗传算法详细参数设置如表 6 所示的算法配置。多岛遗传算法共进行了 5000 次迭代寻优, 目标函数在迭代至 4766 次时得到最优解, 寻优历程如图 11 所示。

表 6 遗传算法详细参数

Table 6 Detailed parameters of genetic algorithm		
参数名称	参数定义	参数值
Sub-Population	子种群规模	10
Number of Island	子种群数量	50
Number of Generations	进化代数	10
Rate of Crossover	杂交概率	1.0
Rate of Mutation	变异概率	0.01
Rate of Migration	迁移率	0.01
Interval of Migration	迁移间隔	5

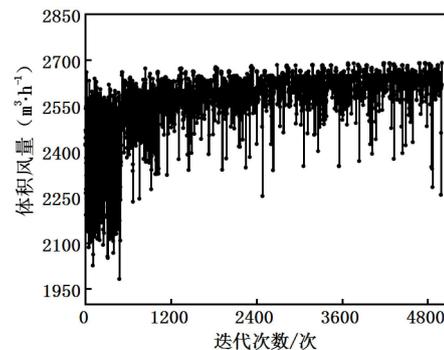


图 11 FFU 目标函数寻优历程

Fig.11 FFU objective function optimization process

基于优化结果, 得到 FFU 风量最大时叶轮的预测最优组合参数, 见表 7。使用预测最优参数建

立模型进行 CFD 数值模拟，将实测结果与优化后结果对比，当转速分别为 790rpm、890rpm、988rpm 和 1088rpm 时，不同余压工况点下，余压随面风速变化曲线如图 11 所示。从图 11 可以看出，不同转速情况下，各余压工况点的体积风量均有所提高。本文以转速 988rpm，余压 0Pa 为初始条件进行优化设计，FFU 实测风量为 2339.28m³/h，优化后 FFU 风量 2605.96m³/h，对比两者数据，优化后的风量提高了 11.4%。

表 7 优化前后参数对比

Table 7 Comparison of parameters before and after optimization

设计变量	初始值	优化后
叶片数 z	7	8
叶轮内径 D_1 (mm)	278.5	260
叶片出口角 β_{2a} (°)	28	37
叶片进口角 β_{1a} (°)	23	25
叶轮宽度 b (mm)	84	86

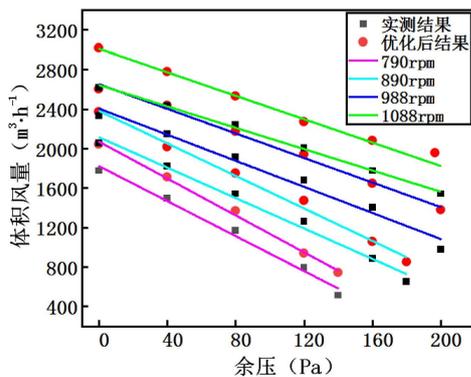


图 11 实测结果与优化结果对比

Fig.11 Comparison of measured results and optimized results

4 结论

将 CFD 数值模拟、响应面法实验设计及多岛遗传算法相结合，对 FFU 离心叶轮结构参数进行优化。对响应面模型方差及显著性分析，探索了叶轮结构参数对 FFU 风量的影响。通过对响应面模型的求解，得到离心叶轮参数的最佳组合，结论如下：

(1) 离心叶轮的叶片出口安装角对 FFU 的风量影响最大，叶轮内径对 FFU 的风量影响最小，得到各因素对 FFU 体积风量的影响顺序为：

$$\beta_{2a} > b_2 > z > \beta_{1a} > D_1。$$

(2) 得到了离心叶轮的最优组合参数，当叶片出口安装角 $\beta_{2a}=37^\circ$ ，叶轮内径 $D_1=260$ ，叶片数 $z=8$ ，叶片入口安装角 $\beta_{2a}=25^\circ$ ，叶片出口宽度 $b_2=86$ ，在转速 988rpm，余压 0Pa 时进行优化设计，FFU 实测风量为 2339.28m³/h，优化后 FFU 风量 2605.96m³/h，对比两者数据，优化后的风量提高了 11.4%。

目前对 FFU 的研究大多数集中在内部流道的优化上，本文通过对离心叶轮的结构参数进行优化设计，其风量有明显改善，为解决 FFU 空气动力及能耗性能的技术问题，提供一定的理论指引。

参考文献：

- [1] Cheng X, Li C, Ma X, et al. Pressure gradient control in bidirectional switching between standby mode and production mode in biopharmaceutical cleanroom[J]. Journal of Building Engineering, 2023:105816.
- [2] Shao X, Liang S, Zhao J, et al. Experimental investigation of particle dispersion in cleanrooms of electronic industry under different area ratios and speeds of fan filter units[J]. Journal of Building Engineering, 2021,43:102590.
- [3] 徐佳佳,贾洪伟,钟珂,等.风机过滤单元箱体结构与面出风均匀性测点分布的优化[J].东华大学学报(自然科学版),2021,47(2):84-89.
- [4] Hadane A, Redford J A, Gueguin M, et al. CFD wind tunnel investigation for wind loading on angle members in lattice tower structures[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2023,236: 105397.
- [5] 朱秋焯.风机过滤单元的性能试验与模拟优化[D].镇江:江苏大学,2016.
- [6] 王燕芹.风机过滤单元内部结构的优化及性能检测台的研制[D].天津:天津大学,2012.
- [7] 张泽国,樊海彬,曹向军,等.不同型线的高效二元离心叶轮优化设计[J].制冷与空调,2013,27(1):65-69.

- [8] 程伟,屈福康,肖金,等.基于 Flow Simulation 的高风压离心式风机设计[J].制冷与空调,2019,33(3):283-286.
- [9] GB/T 21087-2007,空气-空气能量回收装置[S].北京:中国标准出版社,2008.
- [10] GB/T 1236-2000,工业通风机用标准化风道进行性能试验[S].北京:中国标准出版社,2001.
- [11] Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating. ANSI/AMCA 210-07 ANSI/ASHRAE 51-07[S]. 2007.
- [12] Industrial fans-Performance testing using standardized airways[S]. ISO 5801:2007(E).2007.
- [13] 林忠平,王登.风机过滤单元(FFU)性能试验方法——CRAA 标准(报批稿)解读[J].洁净与空调技术,2019,103(3):1-5.
- [14] 王军锋,胡维维,张铮,等.FFU 内部结构优化的数值模拟和试验[J].江苏大学学报(自然科学版),2014,35(4):391-396.
- [15] Grigorev F V. Model of Heat Convection with Variable Fluid Viscosity in a Porous Medium: Verification and Application[J]. Lobachevskii Journal of Mathematics, 2022, 43(4):980-988.
- [16] 何坤健,衡亚光,张惟斌,等.基于响应面法的圆盘泵叶轮优化研究[J].热能动力工程,2021,36(8):8-15,41.
- [17] 刘东雷,刘胜吉.基于 CFD 和 DOE 的小型风冷发动机离心风扇[J].机械设计与研究,2022,38(3):204-209.
- [18] 傅文泽,赵国勇,李春霄,等.基于响应面实验对液环泵叶轮高能优化设计[J].真空科学与技术学报,2022,42(12):920-926.
- [19] 谢苗,朱昀,张保国.水力分级旋流器工艺参数匹配优化研究[J/OL].机械科学与技术:1-9[2023-03-29].
- [20] 代翠,孔繁余,董亮,等.基于响应面法的离心泵作透平水力和声学性能优化[J].农业工程学报,2015,31(15):40-47.
- [21] Wang W, Yuan S, Pei J, et al. Optimization of the diffuser in a centrifugal pump by combining response surface method with multi-island genetic algorithm[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2017,231(2):191-201.