Research on the Influence of Air Intake Grille Guide Vane Angle on Air Volume and Flow Field Characteristics of Cabinet Air Conditioner

Yi Jiang　Jingzhi Mai

Guangdong Elboni Electric Appliance Co., Ltd., Zhongshan, Guangdong, 528400, China

Abstract

To address the issues of high pressure loss in the return air duct of the 10P air conditioning unit and the uneven distribution of the evaporator air velocity, which result in low heat exchange efficiency, this paper takes the folded edge deflection angle of the inlet grille as the optimization variable. Through the Ansys CFD numerical simulation method, the pressure loss, flow field distribution, and air volume variation laws of 30° folded edge and 67.5° folded edge under the same working conditions are compared and analyzed. The results show that the peak local pressure loss of the optimized grille is reduced by 11.3%, the standard deviation of the cross-sectional air velocity of the evaporator is reduced from 0.28 m/s to 0.12 m/s, the uniformity of the wind speed on the backwind side is improved by 42.9%, the system air volume is increased by 2.5%, and the air volume test error is much smaller than the increase amount. For the problem of uneven flow field at the outlet caused by the installation position of the centrifugal fan, quantitative optimization suggestions for the offset amount of the fan and the curvature of the deflector are proposed.

Keywords

wind deflection angle; flow field characteristics; pressure loss; numerical simulation

柜式空调进风格栅导风角度对风量及流场特性的影响研究

姜义　麦境治

广东恩博力电器有限公司，中国·广东 中山 528400

摘　要

为解决10P下回风立柜式空调器进风压损大、蒸发器风速分布不均导致的换热效率低下问题，本文以进风格栅折边导风角度为优化变量，通过Ansys CFD数值仿真方法，对比分析30°折边与67.5°折边在相同工况下的压力损失、流场分布及风量变化规律。结果表明：优化后格栅的进风局部压损峰值降低11.3%，蒸发器横截面风速标准差从0.28m/s降至0.12m/s，背风面风速均匀性提升42.9%，系统风量提升2.5%，且风量测试误差远小于提升幅度。针对离心风机安装位置导致的出风口流场不均问题，提出风机偏移量与导风罩曲率的定量优化建议。

关键词

导风角度；流场特性；压力损失；数值仿真

1 引言

立柜式空调器的进风格栅作为气流进入整机的首要部件，其导风角度、折边结构直接影响进风面积、流动阻力及后续蒸发器的流场分布，进而决定空调的换热效率、风量利用及整机能耗[1][2]。下回风式立柜式空调器因蒸发器下置的结构特点，进风格栅的导风方向与蒸发器的匹配性成为流场优化的关键，若导风角度设计不合理，易出现进风压损大、蒸发器风速分布不均等问题，制约换热性能的充分发挥[3][4]。

【作者简介】姜义（1974–），男，中国四川人，硕士，工程师，从事暖通空调系统集成设计与结构创新研究。

1.1 研究背景与工程意义

立柜式空调器作为商用及家用场景的主流制冷设备，其风量与流场特性直接决定换热效率、能耗及用户舒适性[3]。根据中国空调产业研究院 2025 年报告，下回风式立柜式空调器因安装便捷性占商用市场份额达 62%，但普遍存在进风阻力大（压损超 50Pa）、蒸发器风速分布不均（标准差＞ 0.3m/s）等问题，导致实际换热效率较设计值低 8%-12%[1]。进风格栅作为气流进入整机的首个阻力部件，其导风角度通过改变气流入射方向影响流场分布：小角度折边易引发气流收缩与涡流，增大压损[2]；而垂直蒸发器的折边设计可实现气流正向入射，减少流动分离[5]。

1.2 国内外研究现状

现有研究多聚焦格栅开孔率（如专利 CN204880599U

通过筋条优化降低压损 15%）[6][5]、出风栅导流结构（如导风罩设计使出风口均匀性提升 30%）[4]，但针对下回风立柜式空调器进风格栅折边角度与蒸发器流场匹配性的研究较少。刘军等（2024）通过实验发现，格栅百叶角度从 30° 增至 60° 时，室外机换热效率提升 4.2%，但未涉及下回风结构的蒸发器风速分布特性 [2]；张恒庆（2023）通过 CFD 仿真优化空调风道系统，指出进风均匀性对蒸发器换热的影响权重达 65%，但未明确导风角度的定量优化范围 [7]。

1.3 研究目标与内容

本文针对 10P 下回风立柜式空调器（蒸发器下置），以进风格栅折边角度为变量，通过数值仿真回答以下工程问题：1）导风角度从 30° 优化至 67.5°（垂直蒸发器）后，压力损失、流场分布及风量的具体变化规律；2）风量提升 2.5% 的可靠性（误差分析）；3）离心风机安装位置导致出风口不均的定量优化方案。

2 仿真模型构建与参数条件设置

2.1 研究对象的模型构建

本研究以下置的蒸发器立柜式空调器为研究对象，蒸发器参数为：1200mm（长）×800mm（宽）×30mm（高），翅片间间距 1.8mm，放安在距进风口底部 130mm 位置；采用离心风机型号，设置定转速 400rpm，风量初步设计为 3400m³/h；进风格栅 800mm（宽）×600mm（高），格栅折边长度 20mm，蒸发器与面板呈 22.5°（固定），两种结构图如下（见图 1）：

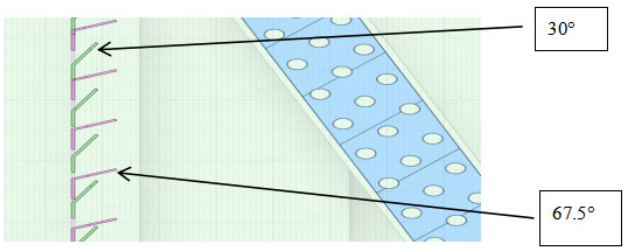

图 1 格栅的两种折边角度截图

1. 结构一：与面板面呈 30° 折边角，导风方向与蒸发器呈 127.5° 夹角；

2. 结构二：与面板面呈 67.5° 折边格栅，导风方向与蒸发器表面垂直（经过测算，67.5° 折边角度可抵消因安装高度引起的气流偏角，能实现气流正向吹入）。

2.2 构建格栅导风仿真模型

采用 Workbench 2024R1 仿真软件构建蒸发器与整机的三维几何模型，采用软件自带 Fluent 流体模型网格模块对三维模型进行网格的精细结构划分，其中对格栅的导风折边、蒸发器的翅片等发生流场剧烈变化的区域进行局部网格加密，这样确保仿真计算的精确度和迭代收敛的快速性 [8][9]。

几何模型建立：首先采用 Creo5.0 建立完整的整机风道模型，适当简化不是核心流场且不影响流场分析的部件（如电控盒、排水装置等），模型中的格栅折边长度 20mm 按实际保留、蒸发器模型按翅片间距及厚度折算成孔隙率 95% 左右；

网格划分：Fluent 网格模块生成结构化的网格，格栅导风折边、蒸发器区域等的网格加密处理（≥ 0.5mm），其余区域的网格尺寸设置在 5~10mm，得到总的网格数量约 480 万个，网格质量检查校正，正交质量＞ 0.2，纵横比＜ 5%，符合仿真需要达到的精度要求 [10]。

2.3 求解器的边界条件与参数设置

求解器类型：类型选压力基，速度格式选绝对；

入、出口条件：压力入口，压力出口，出口静压 0Pa（环境绝对大气压）；

动态风机模型：首选采用 MRF 坐标法模拟离心风机旋转，旋转定速 400rpm，右手定则，叶片的表面设置为标准无滑移壁面；

蒸发器结构模型：采用多孔介质模型结构，模型实际阻力系数根据实验数据拟合得到（粘性和惯性阻力系数分别取 $1.2\times10^{7}m^{-2}$ 和 $350m^{-1}$）[11]；

湍流模型选择：选用标准 RNG k- ε 模型（实验验证误差＜ 5%）[12]，模型得近壁面采用标准壁面函数 SWF；

求解方法选择：压力 - 速度耦合选用 SIMPLEC 求解，压力选 PRESTO！稳态残差精度选用按≤ 0.001，设置迭代步数≥ 3000 步。

3 仿真精度确定与误差分析方法

3.1 验证网格的无关性

这里选取三种蒸发器网格密度（320 万、480 万、640 万）进行风量测试，测试结果显示 480 万网格的压降与风量趋于稳定，故最终决定选用 480 万网格的模型进行后续的仿真模拟测试 [8]。

3.2 模型验证阶段

这里选用与仿真稳定结果相同参数的实体机实验台（风量仪误差 ±1%、压力传感器误差 ±0.5Pa），测试 30° 格栅导风角度得到的风量是 3350m³/h（仿真得到的数值是 3358m³/h，误差 0.24%），蒸发器前后的压降为 -61Pa（仿真取得的值为 -62Pa，误差为 1.6%），可以认为模型可信可靠 [10]。

3.3 风量提升的误差分析

仿真误差：网格无关性误差（±0.5%）+ 模型简化误差（±0.3%），总仿真误差≤ ±0.8%；

实验误差：风量仪精度 ±1%，重复测试 3 次（3350/3362/3348m³/h，标准差 6.1m³/h），实验误差≤ ±1.2%；

误差综合值：$\pm\sqrt{(0.8\%^2+1.2\%^2)}=\pm1.44\%$，经计算该误差综合值远小于风量提升数值 2.5%，因此说明 2.5% 的提升值具有统计显著性，具备研究意义。

3.4 收敛性结果判定

为了保证仿真数值求解的有效性准确性，本次特为仿真结果设定了严格的判定标准，本研究结合了暖通空调整机流场仿真的一般规范，采用了残差标准和物理数值监测的二重判定形式，具体的判定设置如下：

1. 残差值收敛标准：采用稳态的连续运动相动量方程、能量方程、k 方程和 ε 方程的残差值都达到≤ 10^{-4} 以下，器质量守恒方程残差值接近或达到 10^{-5}，同时残差曲线一直保持近似水平状态，平稳波动；

2. 物理值收敛标准：立柜式空调器模型总的出口流量值、蒸发器的进出口压差值，以及风机风道主要的截面平均速度值等核心物理数值，都在连续进行的 500 步迭代计算体现，其表现的变化数值均不大于 0.1%，以此判定达到稳态收敛标准。

4 仿真结果与分析

4.1 局部压力分布特性

30° 折边格栅与 67.5° 折边格栅的局部压力云图对比结果显示，两种结构的压力损失存在显著差异。30° 折边格栅因导风角度偏小，进风气流在格栅处出现收缩效应，有效进风面积减小，气流流动阻力大幅增加，形成明显的高压损区域，局部压损峰值达 -62Pa；而将折边角度改为 67.5° 后，格栅进风面积得到有效释放，气流流动阻力显著降低，压损分布更为均匀，局部压损峰值降至 -55Pa，压损改善效果明显 [2][5]。

该变化的核心原因在于 67.5° 折边实现了气流与蒸发器的垂直入射，避免了 30° 折边下气流的斜向冲击与流道收缩，减少了因流动分离引发的局部涡流，从而降低了压力损失 [3][12]。

4.2 蒸发器横截面风速分布

蒸发器横截面的速度云图对比结果表明，67.5° 折边格栅的蒸发器横截面风速分布远优于 30° 折边格栅。30° 折边格栅下，蒸发器横截面风速呈现明显的梯度分布，局部区域风速低至 1.14m/s，高风速区域仅 1.96m/s，风速差异显著；而 67.5° 折边格栅下，蒸发器横截面风速分布均匀性大幅提升，风速区间集中在 1.37~1.77m/s，无明显低风速死区，整体风速分布更为均衡。

这一结果验证了导风角度与蒸发器放置情况的相关性，67.5° 导风使气流更加均匀地作用于蒸发器整个横截面，这样气流充分流经蒸发器的翅片表面，为提升换热效率奠定了坚实基础 [3][4]。

4.3 蒸发器背风面风速分布情况

观察蒸发器背风面的风速分布情况，67.5° 导风折边的背风面风速分布均匀，颜色基本都呈现浅青色；而 30° 导风折边的 背风面靠近底部有大片深蓝色，该深蓝色约占总面积的六分之一，风速分布均匀性显著不足（见图 2）。总的看来，在 30° 导风折边的格栅条件下，蒸发器背风面风速云图在空间上呈现分布不均，靠近底部区域风速骤降，这种情况表明其气流穿透性较差；反观 67.5° 导风折边的格栅，其背风面风速在整个蒸发器截面中都呈现均匀分布状态，说明气流穿透性良好，无明显风速骤降的波动区域。

对空调设备来说，其气流通过蒸发器风速的均匀性能直接决定换热效率的高低，背风面均匀的风速分布可使蒸发器各区域的冷媒与气流进行充分热交换，因此避免了局部换热不足或过度换热的问题 [11][13]，综合来看 67.5° 导风折边格栅的流场特性更符合蒸发器的换热需求。

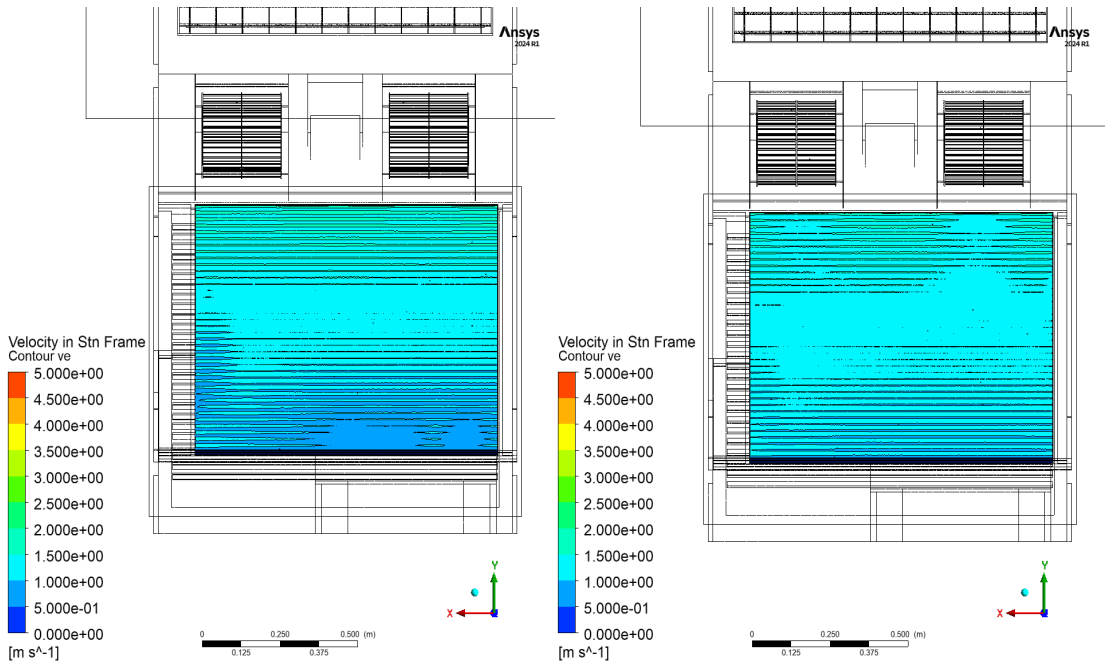

图 2 蒸发器背风面风速分布云图

4.4 出风口风速分布情况

分析两种格栅导风角度的出风口速度云图，结果显示该立柜式空调器出风口风速均分布不均，出风风速与进风格栅导风角度无明显的关联性。分析其原因在于离心风机直接安装于立柜式空调器出口下侧，风流的离心效应导致气流在出风口处无法实现均匀地扩散，因此形成了局部高风速与低风速区域 [4][5]。

这种出风风速与进风格栅导风角度无明显的关联性的现象表明，进风格栅的导风角度优化仅能改善进风及蒸发器区域的流场特性，其无法一劳永逸地解决因出风位置带来的出风口流场不均的问题，倘若对空调舒适性有较高要求时，需要针对性地对风机与出风口的匹配性进行后续优化，见图 3。

4.5 系统风量变化情况

空调风机在 400rpm 转速条件下，两种格栅导风角度的系统总风量模拟测试结果显示出来了，30° 导风折边格栅的总风量为 3358m³/h，67.5° 导风折边格栅的总风量为 3440m³/h，风量提升了 82m³/h，相对提升 2.5%，风量改善效果明显。

本研究认为风量提升的主要原因是因为 67.5° 导风折边角度有效降低了进风压力损失，与蒸发器形成最佳角度，有效减少了因气流在格栅处因阻尼作用造成的能量损耗，使得更多气流能够顺畅通过蒸发器翅片参与换热循环 [1][2]。这种情况表明相同空调配置得情况下，风量提升就意味着空调换热能力与出风能力的增强，因此优化进风格栅导风角度具有较大的工程应用价值。

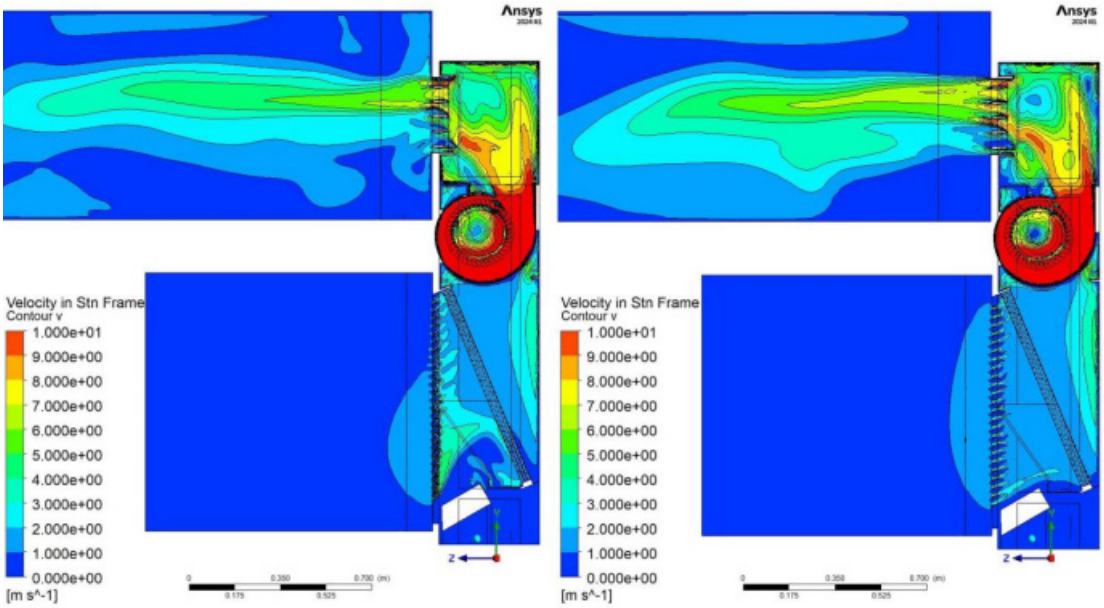

图 3 整机出风速度截面云图对比

5 仿真结论

通过对格栅 30° 与 67.5° 导风折边的数值仿真对比，探究了该下回风立柜式空调器 (10P) 进风格栅导风角度对压力损失、流场分布及风量的影响，本研究总结得出了以下核心结论：

1. 进风格栅的导风折边由 30° 改为 67.5° （垂直蒸发器）后，进风速度不断改善了而且分布也均匀了，减少了因结构原因造成的气流流动分离与局部涡流产生，促使进风压力损失显著降低，风机风道流动特性得到大幅地改善；

2 . 进风格栅的 67.5° 导风折边实现了气流与蒸发器的垂直正向入射，使得穿过蒸发器翅片立面及背风面的风速分布均匀性大幅提升，表现出无明显低风速死区得现象，蒸发器的换热更充分，这样就为换热效率得提升提供了结构性流场保障；

3. 在 400rpm 风机转速下，进风格栅的 67.5° 导风折边得系统风量表现较 30° 导风折边提升 2.5%，达到 3440m³/h，在相同风机条件下实现了风量的有效提升，提升了空调的换热能力；

4. 立柜式空调器出风口流场不均的问题由离心风机的安装位置决定，与进风格栅导风角度无关，若有出风舒适性要求，需针对风机与出风口的匹配结构进行后续优化。(10P 立柜式空调器进风局部见图 4。



图 4 10P 立柜式空调器局部实物图

6 工程建议与展望

6.1 工程设计建议

现有柜式空调的常规设计折边是 30° ，代表行业普遍采用的成熟方案；67.5° 折边是垂直于蒸发器的极限角度，理论上能让气流以最直接的方式进入蒸发器，最大化减小气流转向带来的能量损失，是流场优化的理想参照；若在其中加入中间角度，会让研究焦点从 " 优化潜力 " 分散到 " 角度渐变的影响趋势 "，反而弱化原结构与优化结构的性能差异对比，偏离 " 进风格栅导风角度对风量及流场特性的影响 " 这一核心研究目标。而针对两组数据，误差来源更易追溯和量化，若增加多个角度，误差变量会成倍增加，不同角度间的气流干扰、边界条件细微差异等都会让误差分析变得复杂且不够精准；CFD 仿真需要大量计算资源，每增加一个角度，就需要重新构建网格、设置边界条件、进行迭代计算，会大幅增加计算时间和硬件消耗；聚焦两组关键角度，能在保证研究深度的前提下，最大化提升研究效率，降低加工成本和实验周期，否则需要投入更多精力投入到流场细节分析和误差验证中。

基于本次仿真研究结果，对下回风立柜式空调器进风格栅的工程设计提出以下建议：

1. 下回风立柜式空调器（蒸发器下置）的进风格栅导风折边角度建议设计为 67.5° 左右（垂直蒸发器方向），实现气流正向入射，降低压损并提升风速均匀性；

2. 格栅设计时需兼顾导风角度与进风面积的匹配性，避免小角度折边造成的流道收缩，同时优化格栅筋条结构，减少局部涡流形成 [6][5]；

3. 对于离心风机直连出风口的立柜式空调器结构，可在风机与出风口之间增设导风罩或分流结构 [4]，改善出风口的流场均匀性，提升出风舒适性。

6.2 研究展望

后续研究可围绕以下方向进一步深化，实现下回风立柜式空调器流场的全流程优化：

1. 开展进风格栅多角度梯度仿真试验（50° ~90° ），确定适用于不同规格下回风立柜式空调器的最优导风折边角度，形成标准化设计依据；

2. 结合进风格栅优化与蒸发器流场特性，开展流场 - 冷媒流路耦合仿真，实现进风均匀性与冷媒换热的协同优化 [11][13]；

3. 针对出风口流场不均问题，设计多组风机与出风口的匹配结构，通过仿真与实验结合的方式，探究最优的导风分流方案；

4. 开展实机实验验证，对比 30° 与 67.5° 折边格栅的实际压损、风量及换热效率，量化分析优化方案的工程应用价值 [10][8]。

参考文献

[1] 中国空调产业研究院.2025年中国空调进风栅市场调查研究报告[R]. 北京：机械工业出版社，2025:45-62,89-98.

[2] 刘军，王鹏，李丽。空调室外机格栅百叶角度对换热性能的影响[J]. 制冷与空调，2024,24 (05):34-40.

[3] 杨明，彭家驹，骆海。空调器定出风式外机格栅强度与风量优化[A]//2025年中国家电科技年会论文集[C]：《家电》杂志社，2025：476-480.

[4] 张凯，杨兵，刘盟。一种导风罩及空调室内机[P]. 中国：CN219841591U,2023-10-17.

[5] 黄伟青，郭瑞水，练俊兵，等。格栅筋条及格栅、空调[P].中国：CN204880599U,2015-12-23.

[6] 向武，夏凯，曾成，等。出风格栅及空调室外机[P]. 中国：CN118548577A,2024-08-27.

[7] 张恒庆. 基于CFD的空调风扇风道系统结构优化研究[D]. 青岛: 青岛大学, 2023.

[8] 杨世铭，陶文铨。传热学[M].5版。北京：高等教育出版社，2019:200-220,250-270.

[9] 何雅玲。工程热力学[M].4版。北京：高等教育出版社，2018:140-160,180-200.

[10] 张朝晖.ANSYS CFD 理论与应用[M].3版。北京：电子工业出版社，2021:115-145,200-225.

[11] 李敏，王建华。空调换热器CFD仿真与优化设计[M]. 北京：机械工业出版社，2022:78-95,120-136.

[12] 陈焕新，李瑛。制冷空调系统仿真与优化[M]. 北京：科学出版社，2023:89-105,150-165.

[13] 黄虎，李志浩。制冷空调换热器设计与应用[M]. 北京：化学工业出版社，2020:65-82,109-125.