

文章编号: 1671-6612 (2024) 04-543-07

汽车冷却风扇旋转环流场优化研究

仝光 李思捷 杨海军

(上海电机学院机械学院 上海 201306)

【摘要】 货运卡车在长途运输过程中, 风扇作为发动机热管理系统中最重要的部分, 散热往往需要消耗过多功耗, 存在效率低功耗大的问题。以通用型风扇 Z-490 为原型, 研究工况为 3500r/min 时的风扇性能, 建立三维模型, 模拟出冷却风扇有无旋转环的流场情况, 为了进一步降低叶尖间隙带来的不利影响, 需要选取合适的旋转环, 采用正交试验法, 以叶尖间隙、投影宽度及角度为三个水平因素, 选取同一流量下的风扇效率与流量值作为风扇性能的评价指标。结果表明, 优化后的旋转环尺寸改善了叶尖涡旋气流产生的不利影响, 提高了效率与静压值, 为风扇的设计提供参考依据。

【关键词】 冷却风扇; 旋转环; 正交试验; 叶尖间隙

中图分类号 U464 文献标志码 A

Research on Optimization of Rotating Circulation Field of Automotive Cooling Fan

Tong Guang Li Sijie Yang Haijun

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Dianji University, Shanghai, 201306)

【Abstract】 As the most important part of the engine thermal management system in the long-distance transportation of freight trucks, the fan often needs to consume too much power for heat dissipation, and there is a problem of low efficiency and large power consumption. This paper takes the general purpose fan Z-490 as the prototype, studies the performance of the fan when the working condition is 3500r/min, and establishes a three-dimensional model. The flow field of cooling fan with or without rotating ring is simulated. In order to further reduce the adverse effects caused by blade tip gap, orthogonal test method is adopted, taking blade tip spacing, projection width and Angle as three horizontal factors, and fan efficiency and flow value under the same flow rate is selected as the evaluation index of fan performance. The results show that the optimized rotating ring size can improve the adverse effect of tip vortex flow, improve the efficiency and static pressure value, and it provides a reference for the design of the fan.

【Keywords】 Cooling fan; Rotating ring; Orthogonal test; Tip clearance

0 引言

随着计算机技术的快速发展, 计算机辅助工程应用于更多的领域, 计算机辅助工程仿真技术在汽车领域具有成熟的规范与流程, 极大的缩短了汽车产品设计周期, 对于汽车的整个研发过程都有较强的指导意义^[1,2]。近年来运输业卡车技术的优化主要集中于发动机散热的改进, 而冷却风扇作为散热

系统最重要的部分, 需要在低耗能的情况下做到高效的散热从而保证整个运输过程的安全。

查阅国内外文献可知对于发动机冷却风扇的研究一直持续不断的进行。Li 等^[3]通过延迟分离涡流模拟研究, 模拟高压涡轮叶片内的流动, 发现叶尖涡流和上游通道涡流之间的强烈相互作用是显著增强湍流强度的非定常效应的主要来源。此外,

作者简介: 仝光 (1978-), 男, 博士, 副教授, E-mail: tongg@sdju.edu.cn

通讯作者: 杨海军 (1978-), 男, 博士, 讲师, E-mail: yanghj@sdju.edu.cn

收稿日期: 2024-01-04

Pogorelov 等人^[4]发现间隙尺寸的减小会导致降低叶尖涡的大小和噪声幅度。陈慧敏等人^[5]发现安装旋转环对于风扇静压与效率有一定优化作用。Yadegari 等人^[6]将风扇旋转环布置穿孔结构,位于后缘后面,采用被动控制方法可以破坏气流的相干结构。Park 等人^[7]发现扫掠叶片可以很好的控制非定常流动,发现前掠叶片相较后掠和直叶片有较优的气动性能。Benedek 等人^[8]发现轴流风机的性能会受到入口几何形状的影响,实验表明通过使用合适结构的喇叭口入口可以缓和湍流,起到消除泄露流量的作用。Geyer 等人^[9]发现了涂有开孔泡沫的圆柱体会对涡流脱落有促进作用。Andrea Cattanei 等人^[10]发现叶片间距与泄露流量有很大关联,随着叶片间距不均匀性增加,对于气动性能质量变化显著。针对冷却风扇的研究主要是集中在风扇运行过程中周围流场的情况,国内外学者主要通过结构优化或制作仿生材料来提高风扇的散热效率,其中文献[5]提到合适的旋转环投影宽度会提高风扇的进气量,但鲜少有人进一步分析风扇旋转环尺寸对风扇的影响。本文针对卡车发动机通用型风扇 Z-490 提出了一种基于正交试验的旋转环优化方案,为风扇的设计提供参考依据。

1 建模与仿真分析

1.1 控制方程

此过程涉及旋转机械、空气对流、流体非稳态运动湍流等过程。因此,有必要通过做以下假设来简化数值模型:

- (1) 适用于 Navier-Stokes 方程;
- (2) 假设空气是单相流动,不考虑多相流动;
- (3) 假设空气是理想气体。

这样的假设简化了对空气性质的建模;当流动处于湍流状态时,系统遵守附加的湍流输运方程,控制方程是这些守恒定律的数学描述^[11]。

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S \quad (4)$$

其中: μ 是动力粘度; p 是流体微元的压力; \vec{u} 是流动速度矢量。

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_T \quad (5)$$

为了考察湍流脉动的影响,目前广泛采用的是时间平均法,形式如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (6)$$

1.2 建模与网格划分

所选风扇的实物和 UG 模型如图 1 所示,图 1 (a) 为冷却风扇,进行流场分析需要简化处理原模型,将风扇轮毂的定位孔进行填充处理,风扇轮毂电机等采用实心圆柱代替,旋转环简化为等厚环形带,如图 1 (b) 所示。风扇转速为 3500r/min,风扇外径为 490mm,轮毂比为 0.38,侧面投影宽度为 50mm,叶片数是 7 个,轮毂直径为 189mm。

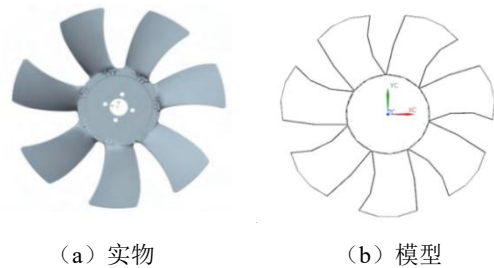


图 1 冷却风扇实物与仿真模型

Fig.1 Cooling fan and simulation model

在实验基础上研究旋转环的尺寸因素对于风扇性能的影响,以风扇 Z-490 为参考,在厂家设计的风扇内径、外径尺寸已限制的情况下,在风扇外安装与叶片一起旋转的旋转环,如图 2 所示。

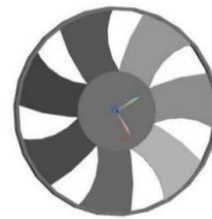
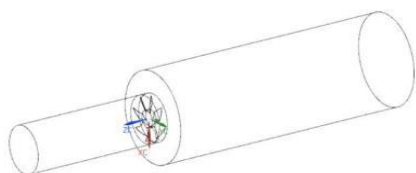


图 2 旋转环

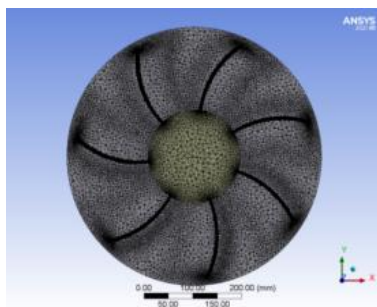
Fig.2 Rotating ring

导入软件 ANSYS, 建立 CFD 模型。网格划分的质量直接决定计算的收敛速度和精度。为了适应

风扇叶片形状, 对风扇叶片网格加密处理, 选用非结构性网格划分。为保证出口气流紊流不对整个过程产生干扰作用, 出口区长度与直径比例可以在 1.5:1 到 4:1 之间, 主要分三个部分: 进口区, 旋转区和出口区, 本流场出口比例设计为 1:3。入口区直径为 525mm, 长度为 1575mm, 出口区的圆柱直径为 1000mm, 长度为 3000mm, 旋转区尺寸尽量紧贴风扇外径长度, 如图 3 (a) 所示。采用多重参考系法, 网格划分为四面体网格, 添加风扇面网格加密划分, 打开曲率调整, 曲率最小尺寸为 0.41mm, 单元质量为 0.89, 生成网格数为 771 万, 网格划分结果如图 3 (b) 所示。不同于性能测试中风扇出口为一个大气压, 由于 CFD 中风扇的静压是通过监视进口段某一位置上的压力而的来的, 因而要求出口截面处的压力为 0。



(a) 流体域 CFD 模型



(b) 旋转域网格划分

图 3 CFD 模型

Fig.3 CFD model

1.3 仿真值与实验值结果对比

风扇运行转速为 3500r/min, 数值仿真在戴尔工作站上进行。经过 1580 步迭代收敛后, 将仿真值与实际值进行整理, 最大误差控制在 10%以内符合工程标准, 仿真即为合理。风扇冷却性能参数包括风压、风量。仿真得到风扇体积流量与静压, 其中风扇静压效率与轴功率计算公式如下:

$$P = \frac{q \times p}{3600 \times 1000 \times \eta_0 \times \eta_1} \quad (6)$$

$$\eta_{se} = \frac{q \times p_{sp}}{N} \quad (7)$$

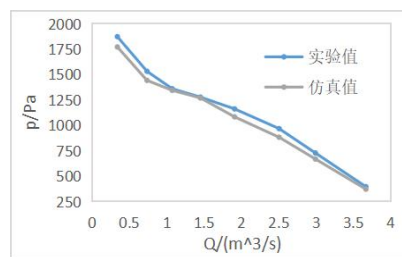
式中: q 为风量, m^3/h ; p 为风机全风压, Pa; η_0 为风机内效率, 一般为 0.75~0.85; η_1 为机械效率, P 为风扇静压。

仿真值与实验值结果如表 1 所示。绘制的风扇性能曲线如图 4 所示。图 4 (a) 中 P 为静压, 图 4 (b) 中 η 为效率, Q 为流量。

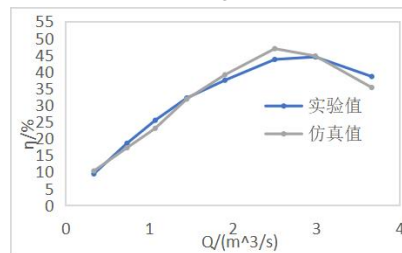
表 1 仿真值与实验值对比

Table 1 Comparison of simulation values and experimental values

流量(m^3/s)	进口压力		静压效率	
	实验值	仿真值	实验值	仿真值
0.339	1872	1770.6	9.4	10.27
0.736	1531	1441.7	18.55	17.19
1.074	1359	1343.3	25.43	23.04
1.451	1277	1268.6	32.09	31.76
1.908	1161	1082.6	37.41	39.04
2.504	967	882.0	43.63	46.85
2.990	727	667.6	44.39	44.67



(a) P-Q 曲线



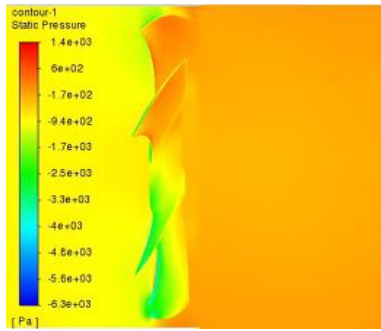
(b) η-Q 曲线

图 4 风扇性能曲线

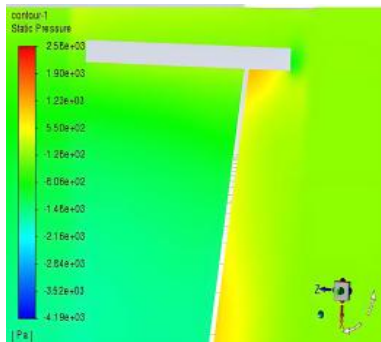
Fig.4 Fan performance curve

由图 4 (a) 可知, 静压随着流量的增大而减小, 由图 4 (b) 可知, 效率是先增加到峰值后减小。由表 1 可知, 风扇最大流量为 3.665 m^3/s , 而在流量为 1.07 m^3/s 附近仿真值与实验值最为接近, 在流量为 2.5 m^3/s 风扇效率达到最大。静压和效率

仿真值要比试验值小，将仿真值与实际值进行整理，最大误差控制在 10%以内符合工程标准，仿真即为合理^[12]。结果反映风扇性能变化趋势，两者相互验证，证明所建立的仿真模型无误。得到的无旋转环和带旋转环的叶片压力场分布云图，如图 5 所示。



(a) 无旋转环压力图



(b) 有旋转环压力图

图 5 叶片压力场分布云图

Fig.5 Vane pressure field distribution cloud picture

由图 5 (a) 可知，低压区出现在叶尖附近，主要由于叶尖间隙回流导致，冷却风扇的叶片有效做功空间减少，故叶尖间隙的存在是导致风扇效率低下的主要原因，对于轴流风扇而言，减小叶尖间隙可以减小气流的出口角，改善围绕叶片尖端区域的湍流，实际设计安装风扇，要求风扇叶尖间隙越小越好，但当叶尖间隙低于 2%时，叶尖间隙可能会对效率产生不利影响^[13]，对于生产而言，很难使叶尖间隙这么小，通用型冷却风扇在尺寸和几何形状上做出高精度的型号造价很高，并不现实，所以需要选取合适的旋转环尺寸。

2 优化设计

2.1 正交试验设计

正交试验设计的目的是通过少量的试验来全

面研究多个因素对系统的影响，从全面性上看， 3×3 的试验设计可以涵盖所有可能的因素组合，包括主效应、交互作用和高阶效应，这确保了在有限的试验次数内，可以获得对多个因素的全面了解。极差 R 表示三个水平对冷却风扇静压及效率的影响，极差值越大表示该因素的变动对评价指标的影响越大。 K_1 、 K_2 以及 K_3 分别代表在各个因素、各个水平下的静压或效率的总和， k_i ($i=1,2,3$) 表示任一列上因素取水平 i 时所得流量的算术平均值，计算公式如下^[14]。

$$R_j = \max(k_1, k_2 \cdots k_n) - \min(k_1, k_2 \cdots k_n) \quad (3)$$

根据因素与水平数量，一共做九次试验。三因素分别为： W （旋转环投影宽度）、 T （叶尖至旋转环内壁的间距）、 θ （旋转环与叶片切角），确定 9 个实验方案，进行模型建立与仿真计算，如表 2、表 3 所示。

表 2 正交试验因素水平表

Table 2 Orthogonal test factor level table

水平	试验因素		
	旋转环	叶尖至旋转	旋转环与
	投影宽度 (W/mm)	环内壁的间 距 (T/mm)	叶片切角 (θ°)
1	45	2.5	30
2	50	1	35
3	55	-0.5	40

表 3 正交试验设计表

Table 3 Orthogonal experimental design table

方 案	试验因素		
	旋转环投影	叶尖至旋转环内壁	旋转环与叶
	宽度 W	的间距 T	片切角 θ
1	45	2.5	30
2	45	1	35
3	45	-0.5	40
4	50	2.5	35
5	50	1	40
6	50	-0.5	30
7	55	2.5	40
8	55	1	30
9	55	-0.5	35

依据正交试验设计表，整理各不同旋转环的静压、效率结果如表 4 所示。

表 4 试验结果
Table 4 Test result

方案	试验因素			试验结果	
	W	T	θ	静压 P/Pa	效率 $\eta/\%$
1	W ₁	T ₁	θ_1	937.67	43.60
2	W ₁	T ₂	θ_2	919.44	47.59
3	W ₁	T ₃	θ_3	873.63	42.89
4	W ₂	T ₁	θ_2	934.20	47.07
5	W ₂	T ₂	θ_3	880.37	43.01
6	W ₂	T ₃	θ_1	898.14	40.95
7	W ₃	T ₁	θ_3	815.92	44.15
8	W ₃	T ₂	θ_2	992.22	44.71
9	W ₃	T ₃	θ_1	862.12	47.19

2.2 极差分析

$$R_j = \max(k_1, k_2 \dots k_n) - \min(k_1, k_2 \dots k_n)$$

依据 R_j 大小, 就可以判断评价指标影响主次, 其中冷却风扇的静压、效率均遵循望大特性。本文中冷却风扇静压 P 与效率 η 的极差分析如表 5 所示。

表 5 极差分析表

Table 5 Range analysis table

指标	K 值	旋转环投影宽度 W	叶尖至旋转环内壁间距 T	旋转环与叶片切角 θ
静压 P/Pa	K_1	2730.74	2687.78	2828.02
	K_2	2712.71	2792.03	2715.76
	K_3	2670.25	2633.88	2569.91
	k_1	910.25	895.93	942.67
	k_2	904.24	930.68	905.25
	k_3	890.08	877.96	856.64
	R	20.16	52.72	86.04
	K_1	134.08	134.82	129.27
	K_2	131.03	135.32	141.85
效率 $\eta/\%$	K_3	136.06	131.03	130.05
	k_1	44.69	44.94	43.09
	k_2	43.68	45.11	47.28
	k_3	45.35	43.68	43.35
	R	1.68	1.43	4.19

对比表 5 中的 R 值可得: 旋转环与叶片切角 θ 对冷却风扇静压及效率的影响颇为显著, 叶尖至旋转环内壁的间距 T 对冷却风扇静压的影响比较显著, 旋转环投影宽度 W 对冷却风扇效率的影响比较显著。当以入口静压作为评价指标时, 各因素对

冷却风扇入口静压值影响重要性依次为: θ 、 T 、 W 。因素 θ 对冷却风扇静压影响最大, 优先考虑因素 θ , 选择水平 1。同样可得因素 T 选择水平 2、因素 W 选择水平 1 为最优选择。当以效率作为评价指标时, 各因素对冷却风扇效率影响的重要性依次为: θ 、 W 、 T 。 θ 因素对冷却风扇效率影响最大, 优先考虑因素 θ , 选择水平 2, 同样可得因素 W 选择水平 2, 因素 T 选择水平 3。由于因素 T 对效率影响较小, 因此优先考虑因素 T 冷却风扇入口静压的影响。

根据以上分析, 为进一步明确各参数对冷却风扇性能的影响, 把各参数的三个水平值作为横坐标, 把入口静压和效率作为纵坐标, 绘制折线图以更加清晰地反映趋势走向, 如图 6 所示。

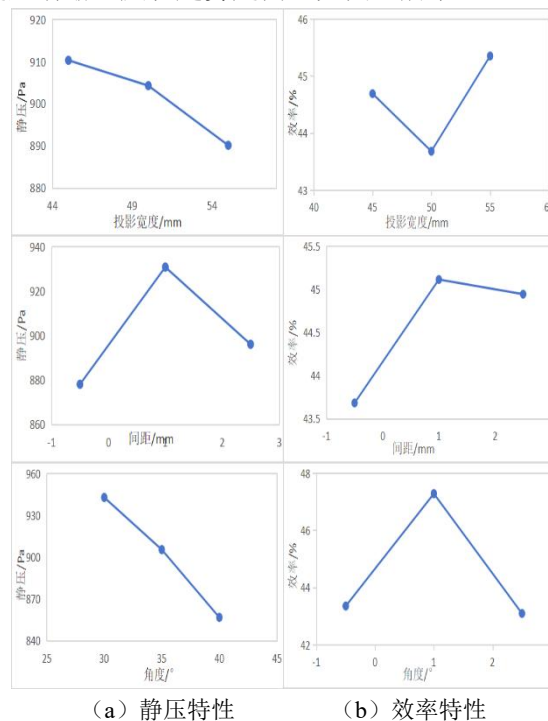


图 6 冷却风扇入口静压、效率与各参数的关系

Fig.6 The relationship between static pressure, efficiency and parameters of cooling fan inlet.

由图 6 可以更加清晰的看到, 不同的因素对两个目标的影响是不同的, 同一个因素对于两个目标的影响也不尽相同。从图 6 (a) 中可知, 冷却风扇入口静压值的整体变化趋势差别不明显, 图 6 (b) 效率值变化趋势差别较大。根据优化试验结果综合考虑, 选定冷却风扇旋转环的参数为 $W_2T_2\theta_2$ 组合, 与极差表分析结果一致。通过比较表 5 中各个因素不同水平对于效率的平均值, 可以确定效率效果最

优的水平组合，即 $W=50\text{mm}$ ， $T=1\text{mm}$ ， $\theta=35^\circ$ 。

2.3 优化结果验证与分析

对上述正交试验所得的最优组合进行数值模拟验证。优化前后的数值模拟结果对比如图 7 所示。

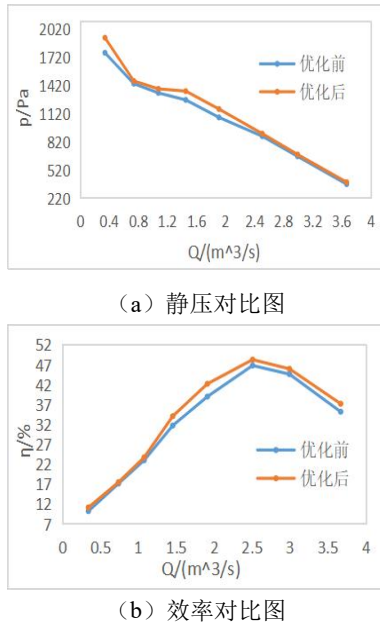


图 7 原始风扇与优化风扇性能对比图

Fig.7 Performance comparison between the original fan and the optimized fan

表 6 正交试验优化前后仿真值对比

Table 6 Comparison of simulation values before and after orthogonal experiment optimization

流量/(m³/s)	静压 P/Pa		效率η/%	
	改进前	改进后	改进前	改进后
0.34	1770.60	1930.80	10.27	11.20
0.74	1441.70	1470.52	17.19	17.54
1.07	1343.30	1386.50	23.04	23.78
1.45	1268.60	1362.2	31.76	34.11
1.91	1082.60	1171.57	39.04	42.25
2.50	882.00	909.66	46.85	48.32
2.99	667.60	687.60	44.67	46.01
3.67	371.36	392.52	35.24	37.24

可见增加合适的旋转环后的风扇性能曲线均较原始风扇性能有所提高，由图 7 可知，风扇失速区处于 0.7-1.45m³/s 之间，在发动机正常运行情况下应该避免风扇处于此情况。由静压对比图 7 (a) 可知，在流量最低时优化效果很明显，这是由于风扇处于静压值极大的条件下原先贴附在表面的流体就会分离，而初场对于风扇结构的改变非常敏感

所以优化效果显著，而在流量处于 1.45-2.5m³/s 之间时，风扇已经度过失速区，静压值减小，依附在叶片表面的微流体元由于风机旋转从出风面出去时受到的阻力变小，效率则变大。当流量为 1.451m³/s 时，优化后风扇静压为 1362.2Pa，较原始值提升了 7.38%；当流量为 1.908m³/s 时，优化后的风扇静压为 1171.5Pa，较原始值提高了 8.21%。静压值在失速区后快速提高说明优化后的风扇能更好的适应失速区的过度。如效率对比图 7 (b) 可知，当流量区间处于 1.45-3.67m³/s 之间时，效率均有提高，风扇对应失速区之后的流量区间，说明选取合适的旋转环可以降低风扇工作时的轴功率从而增大风扇的效率。综上所述，增加合适的旋转环对于风扇失速带来的影响有较好改善，提高了静压值，降低了风扇的轴功率提高了风扇效率。

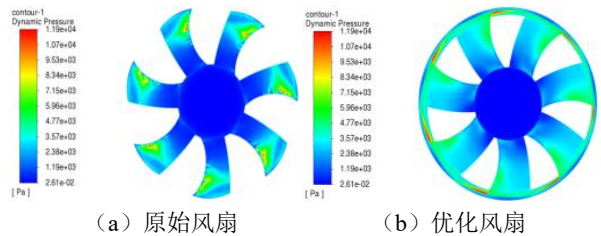


图 8 动压对比图

Fig.8 Dynamic pressure comparison diagram

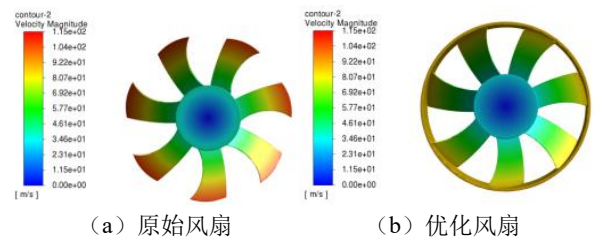


图 9 速度对比图

Fig.9 Velocity comparison diagram

为深入研究风扇性能改善的原因，需要结合速度与动压云图进行分析，图 8 展示了风扇表面动压的分布情况。在靠近旋转环的叶边缘侧，动压逐渐增长，而在叶边和叶尖附近，这种上升倾向也比较明显。动压图呈现出近似三角形的形状，在叶尖处沿着旋转方向后缘出现最大值，沿着叶片径向方向，从叶尖到叶根逐渐改善，相较优化前的风扇，优化后的风扇压力面的气流升压较为均匀，说明微流体元在叶尖表面受阻减小，优化后的风扇通过将风扇叶片合理分区，有效地引导出口气流使其更贴近风扇叶片表面，减小气流与叶片的分离和回流，通过减小气流的漏损，使动压分布更均匀，使更多

的气流通过冷却表面, 从而提高风扇的整体效率。

由于压力梯度与速度成正比。当扇叶开始旋转时, 对于位于曲面交界处的靠近轮毂与接近旋转环的叶片气流受阻, 前端叶片受到气流冲击会出现较高的压应力, 旋转形成的叶片压差会导致叶片后缘的速度差逐渐变大。在叶尖处气流同时受到旋转环和离心力的共同作用, 使得该环状区域成为风扇运转过程中表面速度最高的区域, 其分布如图 9 所示。而优化后的风扇叶片由于减小了流体绕过叶片时的阻力, 有助于降低叶片表面速度的峰值使气流更加稳定的度过, 所以减小了叶片表面速度的波动, 结果如图 9 (b) 所示。其中动压值最高的区域和运动速度值最高的区域都处于同一区域。

3 结论

计算流体力学的发展为冷却风扇的研究设计提供了可靠的技术支持。在本研究中, 利用 CFD 仿真技术, 对风扇运行中的流场特征进行了详细的模拟, 为冷却风扇的结构优化设计提出了有利的理论依据, 所得到的结果如下。

(1) 叶片来流气流与回流气流形成涡流, 阻碍来流气流流动, 通过添加旋转环的方式可将叶片通道分隔成独立的空间, 有效减少叶尖涡流与绕过风扇叶尖间隙回卷形成的涡流。

(2) 不同的旋转环尺寸对风扇的静压及效率的影响有优劣之分, 通过正交试验的方式, 得出旋转环与叶片切角对冷却风扇静压及效率的影响最显著, 叶尖至旋转环内壁的间距对冷却风扇静压的影响比较显著, 旋转环投影宽度对冷却风扇效率的影响比较显著, 当旋转环尺寸为 $W_2T_2\theta_2$, 即投影宽度为 50mm, 轴向间距为 1mm, 与叶片的切角为 35° 时为旋转环的最佳尺寸, 优化后的冷却风扇在同一背压下, 风扇总体性能提升。

(3) 通过云图分析得出冷却风扇表面的速度和压力特性都呈阶梯状分布, 原始风扇动压云图呈尖锐三角分布, 优化后的风扇由于叶尖涡流产生的不利影响得到改善, 动压云图较均匀, 特征最显著的区域都出现在叶尖后缘位置, 扇叶表面曲率越大的区域速度和动压越大。

参考文献:

[1] 何玲, 杨观赐, 章杰, 等. CAD/CAE 技术应用[M]. 南京: 南

京大学出版社, 2019.

- [2] 李凯, 吴书男. 汽车 CAE 仿真流程在工程机械中的应用[J]. 科技创新与应用, 2020, (13): 187-188.
- [3] Li H, Su X, Yuan X. Entropy analysis of the flat tip leakage flow with delayed detached eddy simulation[J]. Entropy, 2019, 21: 21.
- [4] Pogorelov A, Meinke M, Schröder W. Effects of tip-gap width on the flow field in an axial fan[J]. Int. J. Heat Fluid Flow 2016, 61: 466-481.
- [5] 陈慧敏, 赵广银, 束长东, 等. 基于 ANSYS Workbench 的风扇流场数值仿真[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(10): 882-886.
- [6] Yadegari M, Ommi F, Karimian Aliabadi S, et al. Reducing the aerodynamic noise of the axial flow fan with perforated surface [J]. Applied Acoustics, 2023, 215: 109720.
- [7] Park M, Lee D-J, Lee H. Tonal and broadband noise attenuation of an axial flow fan with forward and backward swept blades [J]. Applied Acoustics, 2022, 195: 108837.
- [8] Benedek T, Vad J, Lendvai B. Combined acoustic and aerodynamic investigation of the effect of inlet geometry on tip leakage flow noise of free-inlet free-exhaust low-speed axial flow fans [J]. Applied Acoustics, 2022, 187: 108488.
- [9] Geyer T F. Effect of a porous coating on the vortex shedding noise of a cylinder in turbulent flow [J]. Applied Acoustics, 2022, 195: 108834.
- [10] Cattanei A, Mazzocut Zecchin F, DI Pasquali A, et al. Effect of the uneven blade spacing on the noise annoyance of axial-flow fans and side channel blowers [J]. Applied Acoustics, 2021, 177: 107924.
- [11] 韩冰冰. 三维湍流流场数值计算方法的研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- [12] GB/T 1236-2017, 工业通风机用标准化风道性能试验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.
- [13] 王良锋, 杨野, 乔渭阳, 等. 转子叶尖间隙对风扇气动特性及单音噪声特性影响数值计算[J]. 空气动力学学报, 2020, 38(6): 1047-1055.
- [14] JB/T 7510-1994, 工艺参数优化方法·正交试验法[S]. 北京: 中华人民共和国机械工业部, 1994.