

前掠角对车用轴流式冷却风扇性能的影响

谢 翌¹, 许孟陶¹, 李夔宁², 郑 云¹
(1. 重庆大学 汽车工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆大学 能源与动力工程学院, 重庆 400044)

摘 要: 建立了某车用冷却风扇不同前掠角参数化模型,并基于计算流体力学的方法对其流动进行了仿真,研究了不同风扇转速下,前掠角对冷却风扇流动、风量以及阻力矩的影响.在压力分布方面,研究结果表明:随着冷却风扇前掠角的增加,相同的转速下,风扇叶栅入口处,空气的平均压力不断升高,叶栅流道内,相邻叶片间升力面和吸力面间的压力梯度逐渐减小,同一叶片升力面同吸力面间的压差逐渐降低.在速度分布方面,随着前掠角的增加,相同的转速下,风扇叶栅入口处,空气的流速逐渐减小,叶栅流道内,空气速度的增加逐渐减小.在风扇性能方面,随着前掠角的增加,相同的转速下,风扇风量逐渐减小,风扇阻力矩逐渐降低.

关 键 词: 冷却风扇,前掠角,风扇转速,风扇风量,风扇阻力矩

中图分类号: TK 432 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2019)06-0862-07

Effect of Forward-Swept Angles on Performance of Axial Cooling Fans for Vehicles

XIE Yi¹, XU Meng-tao¹, LI Kui-ning², ZHENG Yun¹
(1. School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. School of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China. Corresponding author: XIE Yi, E-mail: claudexie@cqu.edu.cn)

Abstract: The parameter models of forward-swept angles of cooling fans for vehicles were established. Their flow fields were simulated by using computational fluid mechanics method, and the effect of forward-swept angles on the flow field, volume flow rate and resistance torque of cooling fans was researched. In terms of pressure distribution, the results showed that at the same rotation speed, the average air pressure at the inlet of cascade increases with the forward-swept angle and both the gradient and the pressure difference between blade lift-surface and blade suction surface falls with the forward-swept angle. In terms of velocity distribution, at the same rotation speed of cooling fans, the air velocity at the inlet of cascade decreases and the rise in the air velocity goes down with the forward-swept angle. In terms of the performance of cooling fans, at the same rotation speed, both fan volume flow rate and fan resistance torque reduce with the forward-swept angle.

Key words: cooling fan; forward-swept angle; fan rotation speed; fan volume flow rate; fan resistance torque

随着汽车发动机功率的不断提高,发动机热负荷逐渐增加,这对散热系统提出了更高要求.冷却风扇作为车用散热系统的核心部件,其性能对散热系统冷却性能、功耗以及整车噪声有着重要影响.为提高整车热安全,降低机舱噪声,低转速、大风量、低噪声的轴流式风扇已成为车用冷却风扇的发展方向.对此,国内外开展了广泛的研究,研究内容集中于风扇工作环境和风扇结构参数对风扇性能的影响这两个方面^[1].

第一方面的研究集中在风扇所处的前端模块

及风扇自身性能对散热系统的影响. Tao 等^[2]建立了发动机热管理系统的模型,研究了冷却风扇、电子水泵以及阀的参数对冷却系统性能的影响. Martini 等^[3]通过实验和 CFD 方法研究了货车前端冷却模块的流场和温度场. Thorat 等^[4]对散热器、冷却风扇罩以及冷却风扇进行了整体建模,研究了冷却系统的流动阻力与空气质量流率以及压升的关系. Baniasadi 等^[5]对上、下游堵塞的冷却风扇的气动性能进行了数值研究,在高车速下采用较大的堵塞距离,可以提高风扇的效率. 第二方面的研究在于风扇结构参数对风扇性能的影响. 唐永伟^[6]发现叶片翼型横断面能够提高风扇空气流量,降低风扇总声压级. 王天宇等^[7]建立了冷却风扇的优化设计方法,并对冷却风扇安装角进行了优化,优化后冷却风扇的静压效率较原始模型提高了 5.8%. 陈彬彬^[8]研究了安装角、弦长、轮毂比等结构参数对冷却风扇性能的影响. 唐昭^[9]基于 CFD 和正交试验设计法,分析了风扇叶片的结构参数对风扇气动性能的影响,并对风扇结构进行了优化. Pogorelov 等^[10]基于大涡模拟研究了风扇叶尖缝隙宽度对流场的影响,减小叶尖缝隙宽度会增强叶尖间隙涡的流动,进而降低风扇噪声. 由以上研究可知,在车用冷却风扇的研究中,除风扇及其前端冷却模块对整车机舱散热的影响外,风扇结构对性能影响的研究主要集中在翼型、叶片数、弦长、扭角、风圈等方面. 对于采用翼型结构的车用冷却风扇,翼型在空间中相对位置分布(前掠角)对风扇性能的定量影响,报道很少. 本文建立了冷却风扇前掠角的参数化模型和流场仿真模型. 为描述层流到湍流的转捩对风扇流场及性能的影响,本文在 SST $k-\omega$ 湍流模型中,加入了 $\gamma-Re_\theta$ 两方程转捩模型. 基于冷却风扇流场的三维模型和实验测试,定量研究了不同风扇转速下,车用冷却风扇前掠角对风扇风量及阻力矩的影响.

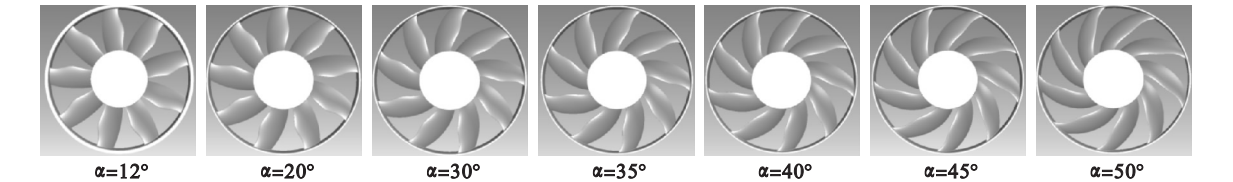


图1 冷却风扇几何模型
Fig. 1 Geometry of cooling fans

车用冷却风扇流场仿真模型基于风扇性能测试实验台(图2a)建立,其模型如图2b所示. 图2b中,流体仿真区域包括外界空气区、冷却风扇区

1 理论模型

建立了车用冷却风扇的流场仿真模型,根据某车用冷却风扇的实验测试结果对其进行相关验证. 在冷却风扇安装以及与发动机配合方面,该风扇与风扇罩、散热器、冷凝器构成前端冷却模块,安装于发动机机舱前部. 该风扇所对应的前端冷却模块为某 SUV 所使用,发动机排量为 1.5 L,最大功率为 83 kW,最大扭矩为 141 N·m.

1.1 几何模型

本文研究的车用轴流式冷却风扇结构如图 1 所示. 图 1 中,风扇为翼型风扇,9 扇叶结构,叶片周向均匀布置,叶片断面为 7% 相对厚度的 NACA9507 翼型,风扇轮毂直径为 120 mm. 叶片设计时,翼型采用后缘对齐. 在不同径向位置(风扇旋转中心半径为 0),风扇翼型弦长与扭角的分布如表 1 所示. 在风扇扇叶实际设计中,除需要知道翼型在弦长大小及其在空间中相对于风扇旋转平面的夹角(扭角)分布之外,还需要知道不同翼型的对齐位置(本研究中为不同翼型的后缘)与旋转中心点连线所形成的夹角在旋转平面上的投影,即前掠角 α . 为研究前掠角对风扇性能的影响,本文建立前掠角 α 为 $12^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ 和 50° 的冷却风扇模型,如图 1 所示.

表 1 弦长及安装角分布 Table 1 Distribution of chord length and installing angle		
半径/mm	翼型弦长/mm	翼型扭角/(°)
60	44.9	41.6
82.3	56.8	39.7
104.5	58	34.1
126.8	47.8	30.8
149	41.7	27.9

和风洞区三部分. 风扇测试区以及风洞区的结构与实验一致. 测试时,冷却风扇安装于风扇罩内形成风扇模块(如图 2c 所示),风扇罩的长度和宽

度分别为 410 和 330 mm. 风扇模块在风洞区入口安装,空气通过风扇能进入风洞. 整个测试系统安装在焓差实验室内,通过 GB/T 1236—2017 中的多喷嘴风室法来测量风扇流量. 风扇转速通过电机电压进行调节,扭矩则是通过测量风扇电机输

入电压、电流、转速,配合电机标定效率计算得出:

$$T=9\,550\frac{I\cdot U\cdot \eta}{n}.$$

(1)

式中: T 为电机阻力矩; I 为输入电流; U 为电压; η 为电机效率; n 为电机转速.

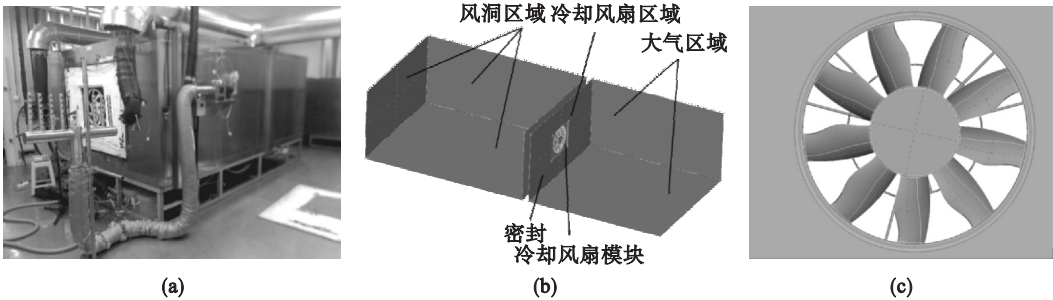


图 2 冷却风扇实验系统及 CFD 计算域
Fig. 2 Experiment system and CFD calculation domain of cooling fans
(a)—冷却风扇测试系统; (b)—冷却风扇计算域; (c)—冷却风扇模块.

1.2 物理模型

本文基于三维 RANS 方程对冷却风扇的流场进行求解,并根据仿真结果计算风扇在不同转速下的风量和阻力矩. 本文采用多重参考坐标系对风扇旋转进行模拟. 考虑到风扇叶片上的层流到湍流的转捩现象将对风扇的流场、性能产生较大影响. 为精确地仿真这一现象,提高计算精度,本文在传统的 SST $k-\omega$ 湍流模型中,加入了 $\gamma-Re_\theta$ 两方程转捩模型^[11]. 该模型通过求解间歇函数 $\gamma(0\leq\gamma\leq1)$ 来触发转捩,并与 SST $k-\omega$ 模型耦合求解来控制转捩. 耦合的具体形式为采用间歇函数修正湍动能方程中的生成项、破坏项和混合函数. $\gamma-Re_\theta$ 转捩模型表达式如式(2),式(3)所示.

$$\frac{\partial(\rho u_j \gamma)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] + P_\gamma - E_\gamma,$$

(2)

$$\frac{\partial(\rho u_j \widetilde{Re}_{\theta t})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma_{\theta t} \left(\mu + \mu_t \right) \frac{\partial \widetilde{Re}_{\theta t}}{\partial x_j} \right] + P_{\theta t}.$$

(3)

1.3 边界条件与计算方法

大气区域表面采用压力入口边界条件,静压为 101 325 Pa. 风洞出口采用压力出口边界条件. 风扇、风罩和风洞壁面采用无滑移壁面边界条件. 为研究前掠角对风扇性能的影响,本文选定风扇设计转速 2 300 r/min 和相邻转数,将其设为 2 100,2 200,2 300,2 400 和 2 500 r/min. 为提高仿真精度,离散时,压力项采用二阶格式,对流项采用二阶迎风格式,其他项采用 QUICK 格式. 速度和压力的耦合采用 SIMPLE 算法. 收敛精度

为 $1e^{-6}$.

1.4 计算网格

考虑到风扇结构复杂,本文采用非结构化网格对流体域进行划分. 由于冷却风扇区域,空气受风扇旋转的影响,流场结构复杂,且流场中存在着尾迹涡、分离涡等涡结构,为提高该区域的计算精度,对此区域的网格数进行局部加密. 为了减少网格数对仿真精度的影响,对计算网格数进行了网格无关性测试. 由结果知,风扇仿真域的最佳网格数约为 750 万,壁面平均 Y^+ 为 16.4,达到湍流模型的要求. 计算域的最终计算网格如图 3 所示.

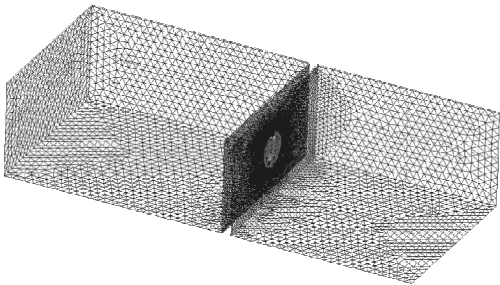


图 3 计算网格
Fig. 3 Computational grid

2 冷却风扇流场仿真模型的验证

为研究仿真模型的计算精度,本文对 12° 前掠角冷却风扇在图 2a 的实验台架中对风扇风量及阻力矩进行了测试. 冷却风扇的测试转速为 2 100,2 200,2 300,2 400 和 2 500 r/min. 12° 前掠角冷却风扇 CFD 计算风量和阻力矩同实验测试值的对比如图 4,图 5 所示. 由图可知,CFD 计算风量及阻力矩随风扇转速呈线性增

加,与实验一致.在风量仿真精度上,2 500 r/min 时,CFD 的计算风量为 2 917.41 m³/h,实验的测试风量为 2 804.04 m³/h.两者相对误差为 4.32%,在本文所研究的转速中最大.风扇转速为 2 100 r/min 时,计算风量为 2 361.49 m³/h,测试风量为 2 349.5 m³/h.两者相对误差为 0.55%,在所研究的转速中最小.当风扇转速在 2 100 ~ 2 500 r/min 之间变化时,计算风量与测试间的平均相对误差为 3.08%.在阻力矩的仿真精度方面,由图 5 可知,当风扇转速为 2 300 r/min 时,CFD 的计算阻力矩为 0.739 N·m,实验测试值为 0.708 N·m.两者的相对误差为 4.36%,在所研究的转速中为最大.当转速为 2 100 r/min 时,计算阻力矩为 0.59 N·m,测试阻力矩为 0.595 N·m.两者相对误差为 0.74%,在所研究的转速中最小.当风扇转速在 2 100 ~ 2 500 r/min 之间变化时,测试值与计算值间的平均相对误差为 2.79%.由此可知,本文所采用的模型能够较好地描述风扇的流场,精确地反映风量、阻力矩随转速的变化规律,计算精度较高.

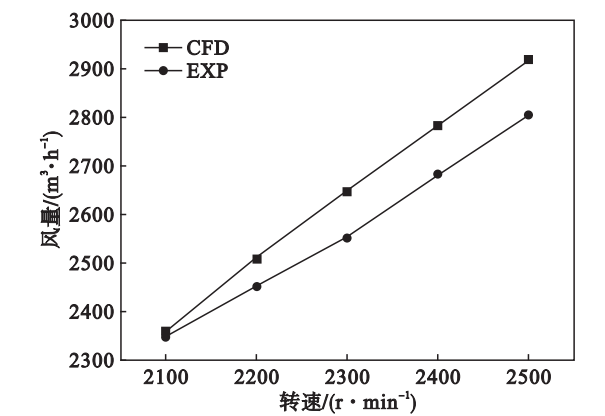


图4 冷却风扇体积流率随转速的变化规律
Fig. 4 Change of fan volume flow rate with rotation speed

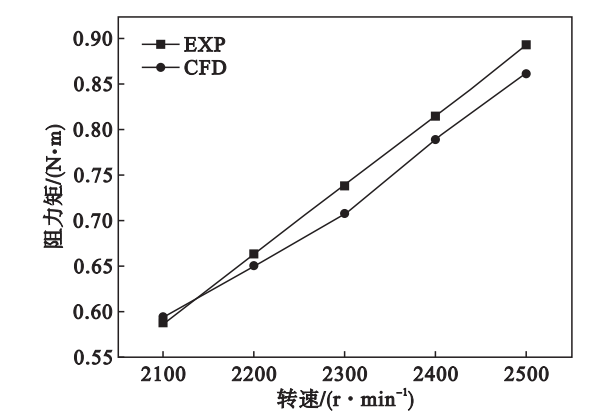


图5 冷却风扇阻力矩随转速的变化规律
Fig. 5 Change of fan resistance torque with rotation speed

3 结果分析

3.1 前掠角对压力分布的影响

2 100 r/min 时,前掠角对冷却风扇压力分布的影响如图 6 所示(其他转速下,前掠角对冷却风扇压力分布的影响类似).由图 6 可知,在风扇叶栅入口处,空气的表压(下文简称压力)随着前掠角的增加不断升高.叶尖位置处,12°,30°及 50°前掠角模型在叶栅入口处平均压力分别为 -260.4, -229.1 和 -182.4 Pa,叶中位置处,平均压力分别为 -116.8, -90.9 及 -57.2 Pa,叶根位置处,平均压力分别为 -154.8, -91.9 和 -57.8 Pa.由此可知,前掠角的增加将减小叶栅入口位置空气同大气间的压力差,从而降低风扇叶栅入口处的空气流速以及进入叶栅的空气流量.在叶栅流道的压力分布方面,1 号叶片升力面和 2 号叶片吸力面间的压力梯度随前掠角的增加逐渐减小.叶尖位置处,12°,30°及 50°前掠角模型在 1 号叶片升力面与 2 号叶片吸力面间的平均压差分别为 483.2, 357.1, 303.9 Pa,叶中位置处,平均压差分别为 266.1, 224.6, 203.6 Pa,叶根位置处,平均压差分别为 150.5, 122.1, 103.1 Pa.这将导致空气在叶栅流道中的流动速度随前掠角的增加逐渐降低,从而使风量随前掠角的增加不断下降.对于单一叶片,由图 6 可知,随着前掠角的增加,虽然叶片吸力面和升力面上的空气平均压力逐渐增加,但两表面间的压差却逐渐降低.由此可知,随着前掠角的增加,由于压力差形成的叶片阻力减小,这将减小风扇转动阻力矩.

图 7 为不同风扇转数下叶栅入口平均压力以及 1 号叶片在叶根、叶中以及叶尖位置处升力面与吸力面的压力差随前掠角的变化规律.由图可知,不同转数下冷却风扇叶栅入口处平均压力随前掠角的增加不断增加.其中,2 300 r/min 时,叶尖位置处,12°,30°及 50°前掠角模型在叶栅入口处的平均压力分别为 -244.07, -231.34 及 -184.25 Pa;叶中位置处,上述模型的平均压力分别为 -96.8, -78.49 及 -72.29 Pa,叶根位置处,平均压力分别为 -156.38, -91.9 及 -57.8 Pa.压力的变化将导致风扇叶栅入口处空气的平均速度随前掠角的增加不断减小.此外,1 号叶片升力面与吸力面间的压力差随前掠角的增加不断减小.2 300 r/min 工况下,12°,30°及 50°前掠角模型的该压力差在叶根处分别为 185.5, 167.9 及 123.6 Pa,上述前掠角模型在叶中处的

压力差分别为 317.1、291.1 及 210.1 Pa, 叶尖处的分别为 582.0、459.5 以及 371.5 Pa. 由此可知, 不同风扇转速下, 冷却风扇升力面与吸力面间的压差随前掠角的增加不断减小.

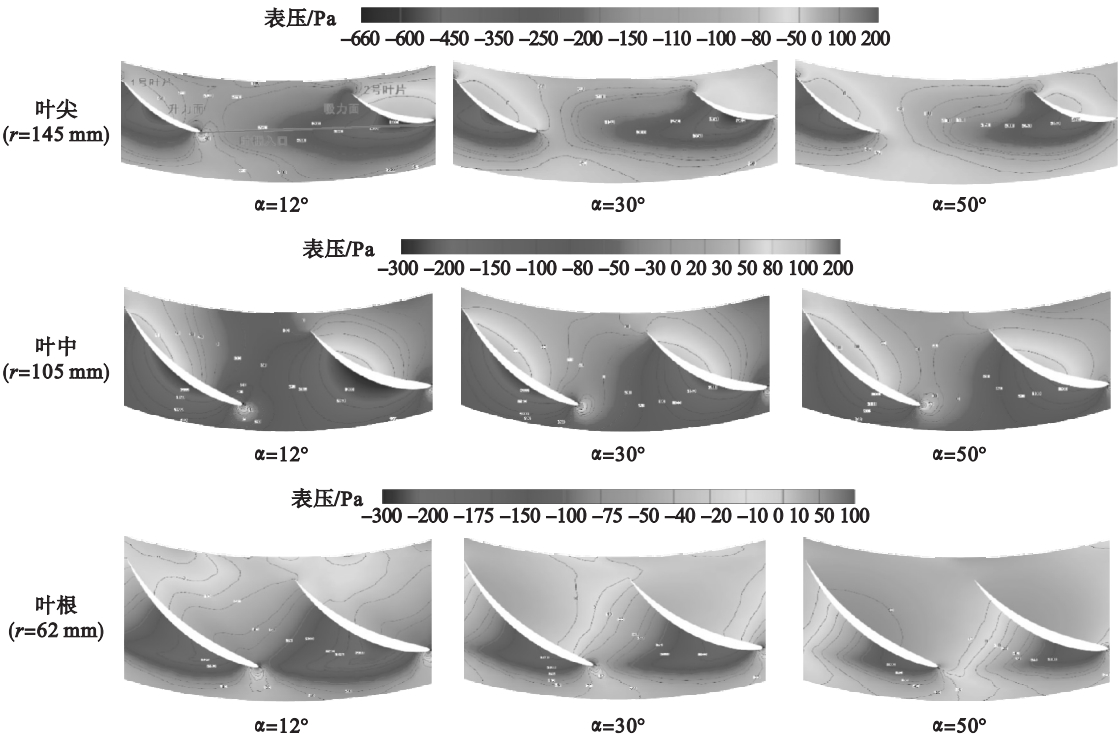


图 6 冷却风扇压力分布随前掠角的变化规律
Fig. 6 Change of gauge pressure distribution of cooling fans with the forward-swept angle

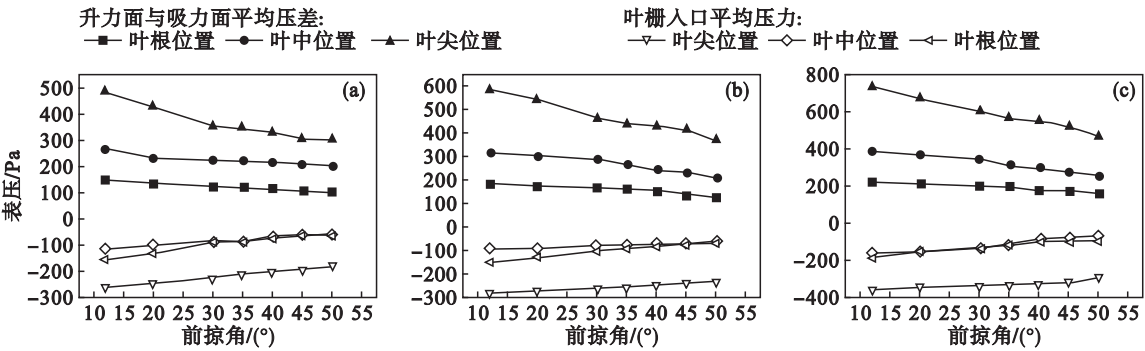


图 7 不同转速下,冷却风扇压力分布随前掠角的变化规律
Fig. 7 Change of gauge pressure distribution of cooling fans with the forward-swept angle at different rotation speeds
(a)—2 100 r/min; (b)—2 300 r/min; (c)—2 500 r/min.

3.2 前掠角对速度分布的影响

2 100 r/min 时,前掠角对冷却风扇叶栅速度分布的影响如图 8、图 9 所示(其他转速下,前掠角对冷却风扇速度的影响类似).由图可知,受风扇轮毂以及风扇轮圈扰流的影响,空气在流经上述区域时会出现扰流现象.扰流进入叶栅区域的空气将会与正常流入的空气相合并,使风扇叶根以及叶尖位置叶栅入口处出现一高速区.风扇叶栅处,空气的压力随着前掠角的增加不断升高,这将导致风扇前缘与扇叶叶栅区的压差逐渐降低.

由伯努利方程知,压差的降低对空气流速的增加形成不利影响,从而引起扇叶叶栅入口空气的流速随前掠角的增加逐渐减小.在叶中位置处,12°、30°及 50°前掠角模型在叶栅入口处的平均速度分别为 12.6、11.3 及 10.2 m/s.由图还可知,空气在叶栅流道内速度的增加随着前掠角的增加逐渐降低.这是因为叶栅内相邻叶片吸力面与升力面间的压差随着前掠角的增加不断降低.由空气在叶栅入口和叶栅流道内的速度分布可知,随着前掠角的增加,风扇的风量将逐渐降低.

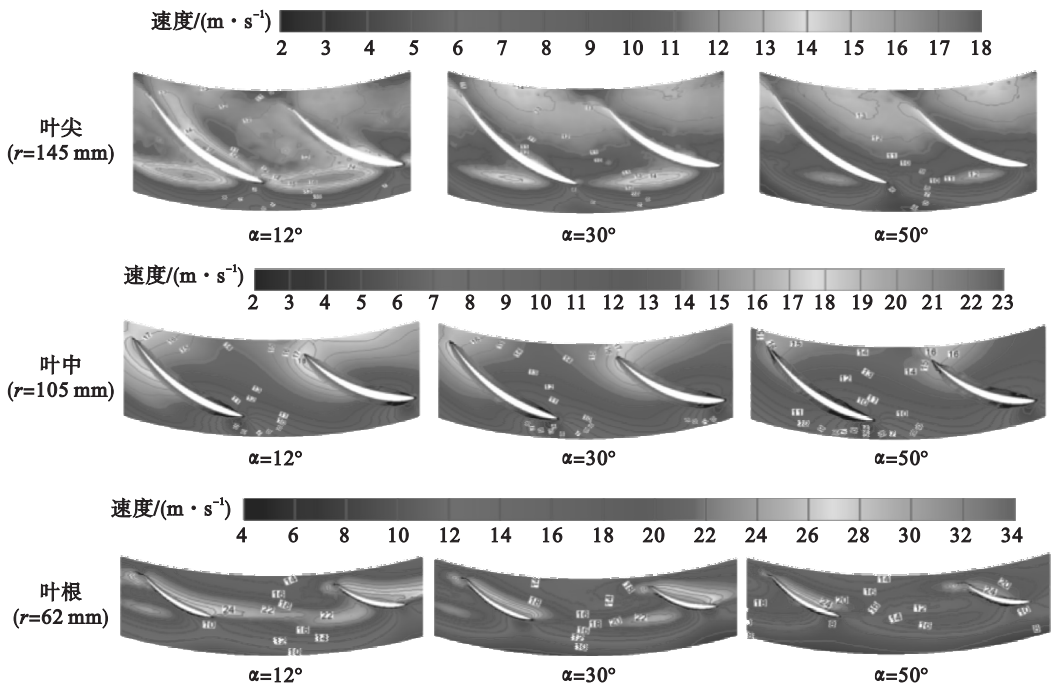


图 8 冷却风扇速度分布随前掠角的变化规律
Fig. 8 Change of velocity distribution of cooling fans with the forward-swept angle

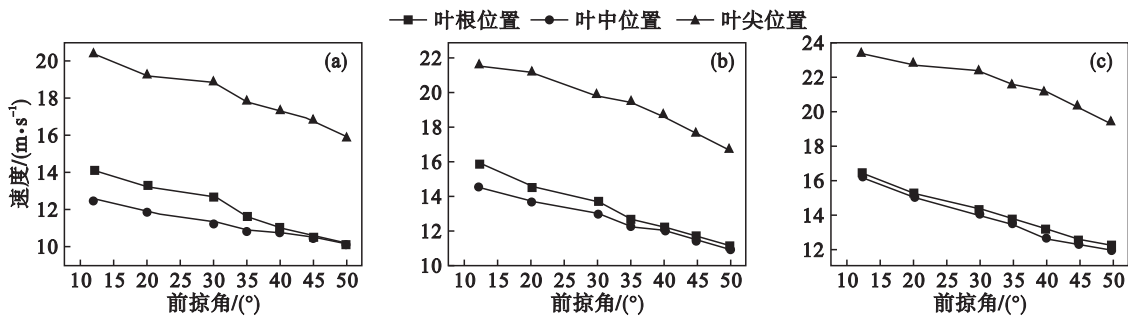


图 9 不同转速下叶栅入口平均速度随前掠角的变化规律
Fig. 9 Change of velocity distribution of cooling fans with the forward-swept angle at different rotation speeds
(a)—2 100 r/min; (b)—2 300 r/min; (c)—2 500 r/min.

图 9 为空气在叶栅入口处的平均速度随前掠角的变化规律. 由图可知, 2 300 r/min 工况下, 叶尖位置处, 12° , 30° 及 50° 前掠角模型在叶栅入口处的平均空气流速分别为 21.6, 19.9 及 16.7 m/s, 叶中位置处, 上述前掠角模型的平均空气流速分别为 14.6, 13.3 及 10.9 m/s, 叶根位置处, 平均空气流速分别为 15.9, 13.7 及 11.2 m/s. 由此可知, 不同转数下冷却风扇叶栅入口处空气的平均速度随前掠角的增加不断减小. 这是因为风扇叶栅入口处空气的平均压力随前掠角的增加不断增大. 这一现象将导致冷却风扇风量随风扇前掠角的增加不断降低.

3.3 前掠角对冷却风扇性能的影响

前掠角对冷却风扇风量的影响如图 10 所示. 相同转速下, 风量随前掠角的增加逐渐减小.

2 500 r/min 时, 12° 前掠角风扇风量为 $2\,917.4 \text{ m}^3/\text{h}$, 高出 50° 前掠角模型 17.6%. 2 100 r/min 时, 前掠角从 12° 增加至 50° , 风扇风量则从 $2\,361.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 下降至 $2\,05.6 \text{ m}^3/\text{h}$. 这是因为随着前掠角的增加, 叶栅入口处空气入流速度减小, 叶栅流道内空气流速增加放缓, 风扇流道内空气流量降低.

前掠角对冷却风扇阻力矩的影响如图 11 所示. 相同转速下, 风扇阻力矩随前掠角的增加而减小. 2 500 r/min 时, 12° , 30° , 50° 前掠角风扇阻力矩为 0.894, 0.793, 0.658 $\text{N} \cdot \text{m}$. 2 100 r/min 时, 前掠角从 12° 增加至 50° , 风扇阻力矩则从 0.59 $\text{N} \cdot \text{m}$ 下降至 0.434 $\text{N} \cdot \text{m}$. 这是因为随着前掠角的增加, 在叶片升力面与吸力面间的压力差逐渐减小, 进而导致压差阻力减小, 阻力矩降低.

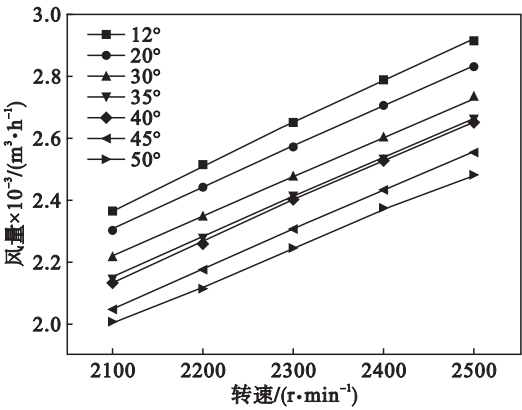


图 10 冷却风扇风量随前掠角的变化规律
Fig. 10 Change of volume flow rate of cooling fans with the forward-swept angle

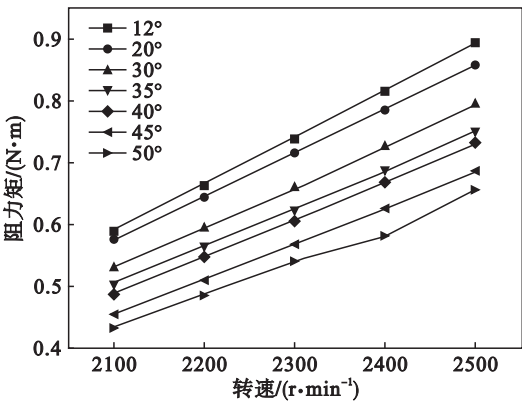


图 11 冷却风扇阻力矩随前掠角的变化规律
Fig. 11 Change of resistance torque of cooling fans with the forward-swept angle

4 结 论

- 1) 随着前掠角的增加,相同转速下,叶栅入口处,空气平均压力不断升高;叶栅流道内,相邻叶片升力面和吸力面间的压力梯度逐渐减小;同一叶片升力面同吸力面间的压差逐渐降低。
- 2) 随着前掠角的增加,相同转速下,风扇叶栅入口处,空气的流速逐渐减小;叶栅流道内,空气速度的增加逐渐降低。
- 3) 相同转速下,风扇风量随前掠角的增加,逐渐减小,阻力矩逐渐降低。

参考文献:

[1] Hurault J,Koudiri S,Bakir F. Experimental investigations on the wall pressure measurement on the blade of axial flow fans [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2012, 40: 29 – 37.

[2] Tao X,Wagner J R. An engine thermal management system design for military ground vehicle-simultaneous fan, pump and valve control [J]. *SAE International Journal of Passenger Cars Electronic and Electrical Systems*, 2016, 9 (1): 243 – 254.

[3] Martini H, Gullberg P, Lofdahl L. Comparative studies between CFD and wind tunnel measurements of cooling performance and external aerodynamics for a heavy truck [J]. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2014, 7 (2): 640 – 652.

[4] Thorat A A,Kulkarni M,Berg A, et al. CFD investigation of airflow through fan and cooler system of an off road vehicle [C]// 8th SAEINDIA International Mobility Conference & Exposition and Commercial Vehicle Engineering Congress. Chennai, 2013: 1 – 9.

[5] Baniasadi E, Aydin M, Dincer I, et al. Computational aerodynamic study of automotive cooling fan in blocked conditions [J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2013, 7 (1): 66 – 73.

[6] 唐永伟. 汽车发动机冷却风扇气动性能和声学性能研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2007.

(Tang Yong-wei. Study on aerodynamic performance and aero-acoustic performance of engine cooling fan [D]. Changchun: Jilin University, 2007.)

[7] 王天宇,王霄,刘会霞,等. 发动机冷却风扇性能的优化设计研究 [J]. *机电工程*, 2015, 32 (6): 744 – 749.

(Wang Tian-yu, Wang Xiao, Liu Hui-xia, et al. Performance optimization of engine cooling fan [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015, 32 (6): 744 – 749.)

[8] 陈彬彬. 装载机冷却风扇变环量设计与流场不均匀性研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2015.

(Chen Bin-bin. Research on variable circulation design and aerodynamic non-uniform characteristics of cooling fan for loader [D]. Changchun: Jilin University, 2015.)

[9] 唐钊. 发动机冷却风扇叶片参数的研究和优化 [D]. 广州: 华南理工大学, 2012.

(Tang Zhao. A research on parameters of engine cooling fan blade and optimization [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012.)

[10] Pogorelov A, Meinke M, Schroder W. Effects of tip-gap width on the flow field in an axial fan [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2016, 61: 466 – 481.

[11] Menter F R, Langtry R B, Likki S R, et al. A correlation-based transition model using local variables—Part I: model formulation [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128 (3): 413 – 422.