

基于叶素-动量理论的冷却风扇风量计算方法

谢 翌¹, 郑 彪¹, 陈 刚², 李夔宁³
(1. 重庆大学 汽车工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044;
3. 重庆大学 能源与动力工程学院, 重庆 400044)

摘 要: 将风力机经典叶素-动量理论应用于车用轴流式冷却风扇,建立了冷却风扇几何参数、风扇转速与风量的关系理论模型.该模型根据冷却风扇与风力机能量转换的差异,对经典叶素-动量在叶素载荷方向、出入口边界条件等方面进行了修正.随后,基于实验测量和计算流体力学的方法对风扇风量理论计算模型进行了验证.结果表明,风扇风量的理论计算方法不仅能够反映风量随风扇转速的变化规律,且具备较高的计算精度.在该模型中,理论算法与实验结果的平均相对误差为3.57%,与计算流体力学所得结果的平均相对误差为5.03%.

关 键 词: 冷却风扇;风量;叶素-动量理论;理论算法及其验证
中图分类号: TK 432 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2019)01-0088-07

Theoretical Calculation Method of Volume Flow Rate of Cooling Fans Based on Blade Element-Momentum Theory

XIE Yi¹, ZHENG Biao¹, CHEN Gang², LI Kui-ning³
(1. School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. School of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 3. School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China. Corresponding author: XIE Yi, E-mail: claudexie@cqu.edu.cn)

Abstract: A theoretical model that shows the correlation of geometry parameters of cooling fans, rotation speed and volume flow rate was established by using the classic blade element-momentum theory of wind turbines for the axial cooling fan of vehicles. This model revised the load direction on the blade element of blade element-momentum and the inlet and outlet boundary conditions and so on, based on the difference of energy transfer between cooling fans and wind turbines. Then, the experiment and simulation based on computational fluid mechanics were carried to test the precision of the theoretical model for the volume flow rate of cooling fans. The results showed that the theoretical computational method for volume flow rate of cooling fans not only reflects the change of volume flow rate with the rotation speed of fans, but also has high calculation precision. In the researched model, the average relative error between the theoretical calculation method and experiment is 3.57%, and the one between the theoretical calculation method and CFD is 5.03%.

Key words: cooling fan; volume flow rate; blade element-momentum theory; theoretical calculation method and validation

随着现代汽车发动机功率的不断提高,发动机舱内零件布置逐渐紧凑,发动机热负荷逐渐增加,这对发动机的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,其性能将对散热系统的冷却性能、功耗以及整车噪声形成重要的影响.随着无刷电机在冷却风扇中的广泛使

用,低转速、大风量、低噪声已成为车用轴流式冷却风扇的发展趋势. 为了适应这一发展趋势,国内外对其开展了广泛的研究. 研究内容主要集中在冷却风扇本身和以冷却风扇为核心部件的冷却系统这两个方面.

冷却风扇的研究主要涉及到轴流风扇的基本结构对风扇性能的影响. 到目前为止,研究内容已从传统的叶片弯略^[1]、扭曲^[2]发展到了风扇叶片的表面结构、仿生学叶片以及叶片综合优化等方面. Li 等^[3]基于仿生学理论将信鸽体羽羽毛所形成的微观结构应用于冷却风扇表面,并对其进行了风洞实验,结果表明,与原始风扇相比,考虑了降阻结构的仿生风扇具有更低的阻力矩和声压级. 廖庚华等^[4]基于典型鸟类翅膀特征,对轴流风扇的叶片进行了仿生学设计和仿真验证,结果表明:仿生轴流风扇的气动性能明显好于原始风扇. 相比于原始风扇,仿生风扇的最大质量流量提高了 6.1%,最大静压提高了 7%. 唐永伟^[5]将冷却风扇圆弧薄板横断面改为 RAF-6E 翼型后,发现翼型风扇在最佳工况下的质量流率较薄板断面风扇提高了 0.1 kg/s,同时其总声压级降低了 2.9 dB. Pogorelov 等^[6]基于 LES 模拟了轴流风扇的流场,并在此基础上研究了风扇叶尖缝隙宽度对流场的影响. 研究表明:叶尖缝隙宽度的减小有助于叶尖间隙涡的晃动以及风扇噪声的降低. 王天宇等^[7]采用正交实验设计理论、近似模型、遗传算法以及计算流体力学分析方法建立了一套冷却风扇的优化设计方法,并基于该方法对某冷却风扇的安装角进行了优化. 通过优化,冷却风扇的静压效率提高了 5.8%. 以冷却风扇为核心部件的冷却系统主要涉及到轴流风扇所构成的冷却系统在整车或前端散热模块中的流动以及轴流风扇的性能参数对车用冷却系统的影响. Karim 等^[8]采用计算流体力学和计算声学结合的方法研究了含冷却风扇在内的前端散热模块的流动和噪声. 研究表明,前端散热模块的安装位置对流道噪声存在着一定的影响. Thorat 等^[9]对散热器、冷却风扇罩以及冷却风扇进行了整体建模,分析了冷却系统的流动阻力与空气质量流率以及压升的关系. Martini 等^[10]基于计算流体力学的方法研究了含前端冷却模块在内重型货车的三维流场和温度场并与实验结果进行了对比. Tao 等^[11]对发动机热管理系统进行了系统建模,研究了冷却风扇、电子水泵以及阀的控制策略对冷却系统性能的影响. 尽管前人对风扇性能开展了广泛的研究,但轴流风扇的风量计算仍然只能采用 CFD

或者实验的方式进行. 虽然 CFD 能够大幅缩短计算时间,节省风扇开发成本,但仍然无法在很短的时间内快速获得计算结果. 如何基于理论方法通过输入风扇关键几何参数快速获得风扇风量则成为了风扇设计中需要解决的问题. 到目前为止,关于该方面的报道很少. 鉴于此,本文基于叶素-动量理论^[12]提出了一套冷却风扇用的高精度理论算法,该方法将翼型性能、翼型在空间中弦长分布以及翼型断面的安装角等风扇关键结构参数同冷却风扇的风量计算结合起来,实现了风量的快速计算.

1 冷却风扇风量的理论算法

本文基于风力发电机性能计算的叶素-动量理论提出了冷却风扇风量的理论计算方法. 由于风扇是将扇叶旋转的机械能转化为空气的动能,这一点与风力发电机相反,故风力机的叶素-动量理论在冷却风扇中使用时需要做一定的修正.

1.1 一维动量理论

叶素-动量理论(BEM)^[12]分为动量理论和叶素理论两部分,本节主要对动量理论在风扇风量计算中的应用进行推导.

根据叶素-动量理论,假设冷却风扇尾流中空气的最终速度为 v_1 ,扇叶旋转平面的轴向诱导速度为 v . 在冷却风扇中,空气流过扇叶平面时,对扇叶所产生的力为拉力,而非风力机中的推力,为了与经典的叶素-动量一致仍将其记为 T . 风扇扇叶平面前后方静压采用绝对压力,分别表示为 p^+ 和 p^- . 大气压力为 p_0 . 包含冷却风扇在内的控制体(CV)如图 1 所示. 在车用冷却风扇设计时,假设风扇前端无穷处空气流速为 0,即来流风速 v_0 为 0,这与风力机中较大来流风速假设存在着差异. 根据 Rankine-Froude 关于一维流动的动量理论,空气对风扇的拉力 T 可由式(1)进行计算. 由扇叶的受力分析可知,扇叶所受拉力 T 还可以表示为空气在扇叶平面的前后压差. 故拉力 T 还可以由式(2)进行计算.

$$T = m_1 v_1 - m_0 v_0 = \rho A_1 v_1 \times v_1 - 0 = \rho A_1 v_1^2, \quad (1)$$

$$T = (p^- - p^+) A. \quad (2)$$

式中: A_1 为风扇入口控制体 CV_1 的入口面积; A 为风扇入口控制体 CV_1 和风扇出口控制体 CV_2 的相交面面积.

对风扇扇叶平面前端面和风扇前端无穷远所构成的控制体 CV_1 以及风扇扇叶平面后端面和风扇尾流出口所构成的控制体 CV_2 分别使用

Bernoulli 方程可得

$$p_0 = p^+ + \frac{1}{2}\rho v^2, \quad (3)$$

$$p^- + \frac{1}{2}\rho v^2 = p_0 + \frac{1}{2}\rho v_1^2. \quad (4)$$

由式(2)和式(3)可以计算出空气通过扇叶平面后的压力变化 Δp 为

$$\Delta p = p^- - p^+ = \frac{1}{2}\rho v_1^2 A_1. \quad (5)$$

将式(5)代入式(2),并将式(1),式(2)进行合并得

$$A = 2A_1. \quad (6)$$

对风扇扇叶平面以及风扇尾流使用连续性方程,并将式(6)代入化简得

$$\begin{aligned} \rho v A &= \rho v_1 A_1, \\ v &= \frac{1}{2}v_1. \end{aligned} \quad (7)$$

由式(7)可知,经风扇加速后,尾流区空气轴向速度为扇叶平面空气轴向诱导速度的 2 倍。

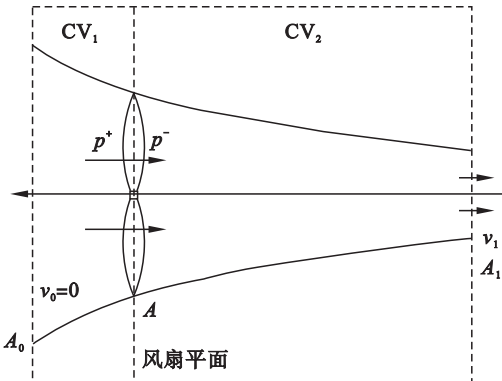


图 1 冷却风扇控制体

Fig. 1 Control volume of cooling fans

1.2 叶素理论

根据经典叶素理论,本文将图 1 中的流管离散成若干个高度为 dr 的环形单元,如图 2a 所示。对于环形单元,假设如下:(I) 环形单元径向性质相互独立;(II) 每个环形单元中,叶片作用在流动上的力是定常的。鉴于此,在半径为 r ,宽度为 dr 的流管内,空气的质量流率 dm 为

$$dm = \rho v dA = \rho v \times 2\pi r dr = 2\pi \rho v r dr. \quad (8)$$

在该控制体上的拉力 dT 为

$$dT = (v_1 - v_0) dm = 2v \times 2\pi \rho v r dr = 4\pi \rho v^2 r dr. \quad (9)$$

冷却风扇中,电机带动风扇叶片旋转加速空气,空气对叶片的力矩为阻力矩,而非风力机中的动力矩。采用动量矩定理,可得 dr 流管内的扭矩 dM 为

$$\begin{aligned} dM &= (\omega_1 r - \omega_0 r) r dm = 2\omega r^2 \times 2\pi \rho v r dr = \\ &4\pi \rho v \omega r^3 dr. \end{aligned} \quad (10)$$

式中, ω 为风扇扇叶旋转平面的环向诱导角速度。由式(10)可知,经风扇加速后,尾流区空气环向角速度仍为扇叶平面的 2 倍。

风扇扇叶叶素受力如图 2b 所示。图中, θ 为扇叶叶素的安装角,与风力机经典叶素理论中叶片的桨距角对应; α, φ 分别为翼型攻角和旋转平面与相对速度 v_{rel} 的夹角,它们的定义与风力机一致。风扇通过叶片旋转使空气加速,这与风力机正好相反。故在风扇扇叶平面内,叶素头部朝上,而非传统风力机叶素理论中叶素头部朝下。正因为如此,风扇叶素中 α, φ 与 θ 不再是风力机经典叶素中的 $\alpha = \varphi - \theta$,而成为了

$$\alpha = \theta - \varphi. \quad (11)$$

由图 2b 可知,扇叶叶素(翼型)旋转平面内,相对速度 v_{rel} 、空气的轴向诱导速度 v 、环向诱导角速度 ω 、叶片转速 ω_{fan} 以及 φ 的相互关系为

$$v_{rel} = \sqrt{v^2 + (\omega_{fan} - \omega)^2 r^2}, \quad (12)$$

$$\tan \varphi = \frac{v}{(\omega_{fan} - \omega) r}. \quad (13)$$

由升力系数 C_L 和阻力系数 C_D 的定义可知,单位长度上升力 L 和阻力 D 分别为

$$L = \frac{1}{2}\rho v_{rel}^2 c C_L, \quad (14)$$

$$D = \frac{1}{2}\rho v_{rel}^2 c C_D. \quad (15)$$

式中, c 为风扇所用翼型的弦长。由于只对与扇叶平面垂直和相切的力感兴趣,故将升力和阻力投影到这些方向,如图 2b 所示。

$$P_N = L \cos \varphi - D \sin \varphi, \quad (16)$$

$$P_T = L \sin \varphi + D \cos \varphi. \quad (17)$$

由于升力、阻力在风扇叶素(翼型)的方向与风力机叶素中的有所不同,故在风扇中 P_N 和 P_T 的表达式与经典风力叶素理论有一定的差异。考虑到 P_N 和 P_T 均为单位长度上的力,故在厚度为 dr 的流管单元上的法向拉力 dT 和扭矩 dM 分别为

$$dT = B P_N dr = \frac{1}{2}\rho v_{rel}^2 c B \times (C_L \cos \varphi - C_D \sin \varphi) dr, \quad (18)$$

$$dM = B P_T r dr = \frac{1}{2}\rho v_{rel}^2 c B r \times (C_L \sin \varphi + C_D \cos \varphi) dr. \quad (19)$$

求解式(9),式(18)以及式(10)和式(19)得

$$8\pi v^2 r - B c v_{rel}^2 \times (C_L \cos \varphi - C_D \sin \varphi) = 0, \quad (20)$$

$8\pi v \omega r^2 - Bc v_{rel}^2 \times (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) = 0$. (21)

结合式(11) ~ 式(13), 式(20) 以及式(21) 即可求得(具体迭代步骤见 1.3 节) 风扇旋转平面每个翼型层的空气的诱导速度 v 以及环向诱导角速度 ω . 基于该结果, 便可以计算通过冷却风扇的风量 Q .

$$Q = \sum_{i=1}^n \pi(r_{i+1}^2 - r_i^2) \times \frac{1}{2}(v_{i+1} + v_i)$$
 . (22)

式中: 下标 i 为风扇叶片沿半径方向的第 i 个翼型断面; v_i 为第 i 个翼型断面处空气的轴向速度; $\pi(r_{i+1}^2 - r_i^2)$ 表示风扇旋转平面内, 第 i 个翼型断面与第 $i + 1$ 个断面所围成流道面积; $0.5 \times (v_{i+1} + v_i)$ 表示上述流道内的平均速度.

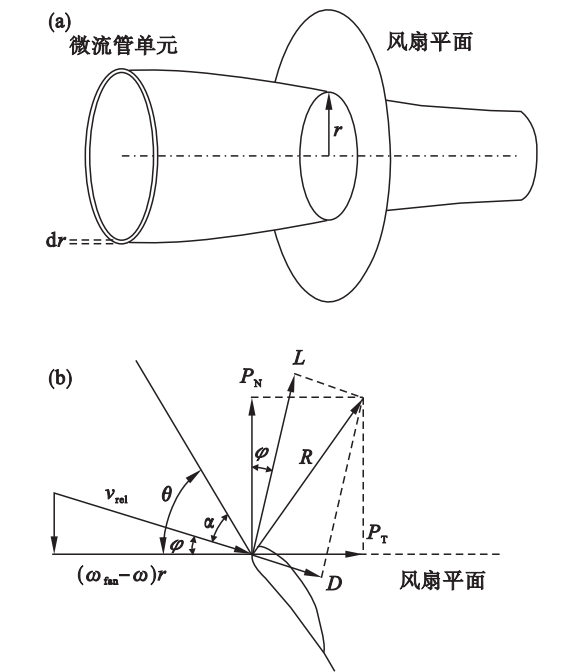


图 2 环形流管单元及叶素受力

Fig. 2 Circular flow tube element and load on blade element

(a)—环形流管单元; (b)—风扇叶素受力.

1.3 风扇流量理论算法计算过程

基于叶素动量理论的冷却风扇风量理论算法计算过程为

1) 根据经验对轴向诱导速度 v 和环向诱导角速度 ω 赋初值.

2) 基于式(12) 和式(13) 计算 v_{rel} 和 φ .

3) 根据扇叶叶素(翼型) 的安装角和式(11) 计算翼型攻角 α ;

4) 根据翼型的升力系数和阻力系数的曲线, 查得攻角 α 下的升力系数 C_L 和阻力系数 C_D .

5) 将 v_{rel} , φ , C_L 和 C_D 代入式(20) 和式(21) 中, 更新诱导速度 v 和环向诱导角速度 ω .

6) 将原始诱导速度 v 和环向诱导角速度 ω (记为 v_{origin} 和 ω_{origin}) 与更新值(记为 v_{new} 和 ω_{new}) 进行对比, 若 $|v_{origin} - v_{new}| < \varepsilon_v$, $|\omega_{origin} - \omega_{new}| < \varepsilon_\omega$ ($\varepsilon_v, \varepsilon_\omega$ 分别为 v 和 ω 的绝对误差), 则认为迭代收敛, 并输出最终的诱导速度 v 和环向诱导角速度 ω . 如果不满足上述条件, 返回 2) 继续迭代.

7) 将得到的诱导速度 v 代入式(22) 计算风扇风量. 如果风扇存在外圈, 根据 deVries 的理论, 它会产生约 9% 的流量增加. 故对于带外圈的风扇, 风量应在式(22) 计算的基础上, 再增加 9% .

2 风量理论算法的验证

为了验证冷却风扇风量高精度快速算法的精确性, 本文对某车用 9 扇叶冷却风扇在不同转数下的风量进行了理论计算, 并将理论计算结果同 CFD 仿真结果和实验测试结果进行了对比.

2.1 冷却风扇几何模型

某型车用冷却风扇结构如图 3 所示. 图中, 风扇为 9 扇叶结构, 所使用翼型为 7% 相对厚度的 NACA9507 翼型. 风扇轮毂直径为 120 mm, 叶尖轮圈径向厚度为 8 mm, 叶片外径为 298 mm. 不同径向位置处(风扇旋转中心半径为 0), 风扇翼型弦长和安装角分布如表 1 所示.

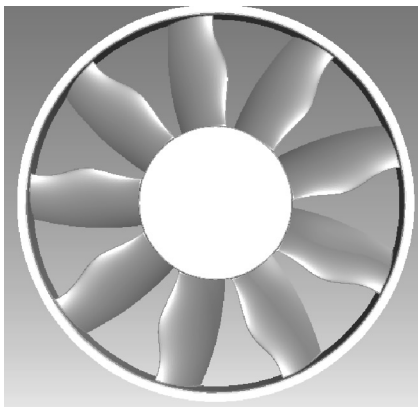


图 3 冷却风扇几何模型

Fig. 3 Geometry of cooling fans

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	翼型安装角/(°)
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

2.2 冷却风扇实验模型

冷却风扇风量测试在风洞中进行,测试风洞结构如图 4a 所示,冷却风扇实验样件如图 4b 所示.图 4a 中,测试风扇安装于风洞正中,通过风扇旋转将空气吸入测试段.风洞测试段长为 3 600 mm,宽为 2 300 mm,高为 1 300 mm.实验采用了 2 100,2 200,2 300,2 400 和 2 500 r/min 5 个转速来验证风量快速算法的精确性.

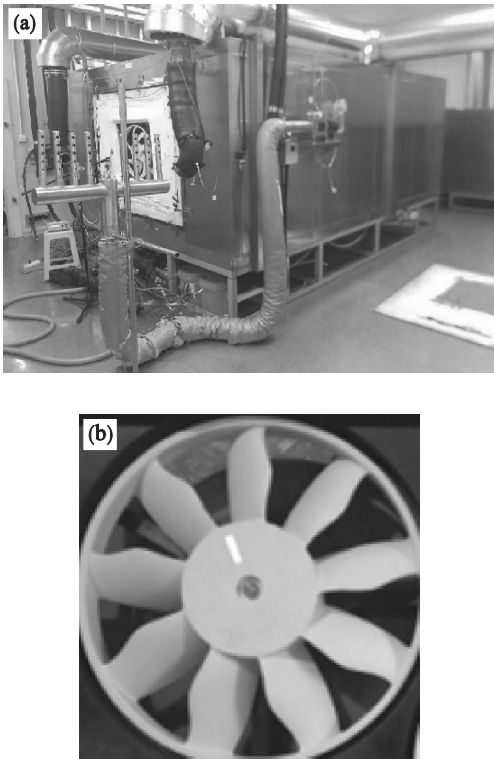


图 4 冷却风扇实验系统及试验件

Fig. 4 Test system and sample piece of cooling fans
(a)—冷却风扇测试系统;(b)—冷却风扇试验件.

2.3 冷却风扇仿真模型

为了进一步验证风扇冷却风量快速算法的精确性,本文还基于 CFD 方法计算了 2 100,2 200,2 300,2 400 和 2 500 r/min 5 个转速的风量.

2.3.1 几何模型

CFD 仿真模型如图 5 所示.图 5a 中,计算域由三部分组成:外界大气区,冷却风扇区以及风洞区.冷却风扇区以及风洞区的结构与实验一致.冷却风扇实验时,冷却风扇安装于风罩罩内形成风扇模块(如图 5b 所示),风罩长、宽分别为 410 mm 和 330 mm.模块安装于风洞区入口,除风扇区空气能进入风洞之外,入口其他部分密封.

2.3.2 物理模型

本文采用 FLUENT 软件基于三维 RANS 方程对冷却风扇的流场进行求解,并根据流场的仿真结果计算风扇在不同转速下的风量.在湍流仿

真方面,本文选择 realizable $\kappa-\varepsilon$ 模型对湍流进行模拟,采用标准壁面函数来描述近壁区的流动.对于风扇的旋转,本文采用 MRF 的方法.

2.3.3 边界条件与计算方法

对于计算域的外界大气区表面,本文采用压力入口边界条件,压力为 101 325 Pa.风洞出口采用压力出口边界条件.风扇壁、风罩壁以及风洞壁面均采用无滑移壁面边界条件.为了与实验和理论计算相吻合,风扇转速设定为 2 100,2 200,2 300,2 400 和 2 500 r/min.

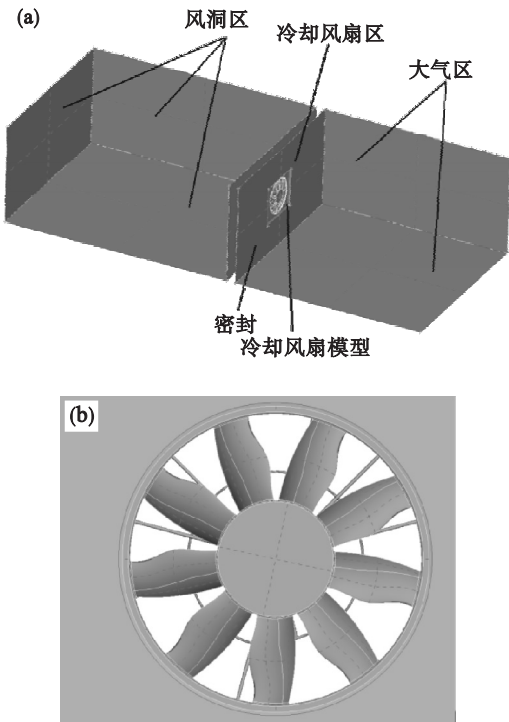


图 5 冷却风扇实验系统及试验件仿真模型

Fig. 5 Simulation models of test system and sample piece of cooling fans

(a)—冷却风扇测试系统;(b)—冷却风扇试验件.

为了提高计算精度,控制方程离散时,压力项采用二阶方案,对流项采用二阶上风方案,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 10^{-6} .

2.3.4 计算网格

由于冷却风扇结构复杂,本文采用非结构化网格对计算域进行划分.在冷却风扇以及风罩区域内空气流动复杂,存在各种涡结构,为了提高该部分的仿真精度,网格划分时对该区域进行局部加密.为得到仿真用的最佳网格数,本文对计算域进行了网格无关性验证.由结果可知,冷却风扇计算域的最佳网格数约为 750 万,壁面的平均 Y^+ 为 16.4,符合 realizable $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型的要求.整个计算域的最终计算网格如图 6 所示.

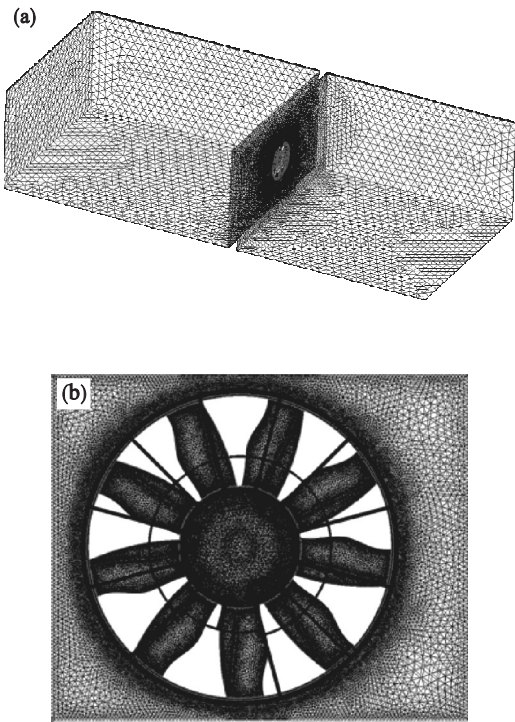


图 6 计算网格
Fig. 6 Computational grids

(a)—计算域整体网格；(b)—冷却风扇网格。

2. 4 计算及实验结果

冷却风扇风量随转速的变化规律如图 7 所示,图中,BEM 为理论算法所得结果,CFD 为计算流体力学方法所得结果,EXP 为实验测量结果. 由图可知,风扇风量理论算法的计算结果与 CFD 仿真结果和实验测试结果一致,即风量随转速的增加呈线性增长. 在理论算法与实验测试的误差方面,转速 2 500 r/min 时,理论算法的计算风量为 2 511.1 m³/h, 实验的测试风量为 2 620. 6 m³/h,两者相对误差为 4. 18%,在本文所研究的转速中为最大. 当转速为 2 300 r/min 时,理论算法的计算风量为 2 310. 6 m³/h,实验的测试风量为2 386. 2 m³/h,两者相对误差为 3. 17%,在本文所研究的转速中为最小. 当风扇转速在 2 100 r/min 至 2 500 r/min 之间变化时,理论算法与实验测试的平均相对误差为 3. 57%. 在理论算法与 CFD 计算值的误差方面,转速为 2 400 r/min 时,理论算法的计算风量为 2 413. 4 m³/h,CFD 的计算风量为 2 549. 6 m³/h. 两者相对误差为 5. 34%,在本文所研究的转速中为最大. 当转速为 2 100 r/min 时,理论算法的计算风量为 2 119. 3 m³/h,CFD 的计算风量为 2 220. 5 m³/h. 两者相对误差为 4. 56%,在本文所研究的转速中为最小. 当风扇转速在 2 100 r/min 至 2 500 r/min 之间变化时,理论算法与 CFD 计算间的平均相对误差

为 5. 03%. 由此可知,基于叶素 - 动量理论的冷却风扇风量快速计算方法能够反映风量随风扇转速的变化规律,计算精度能满足工程应用需求.

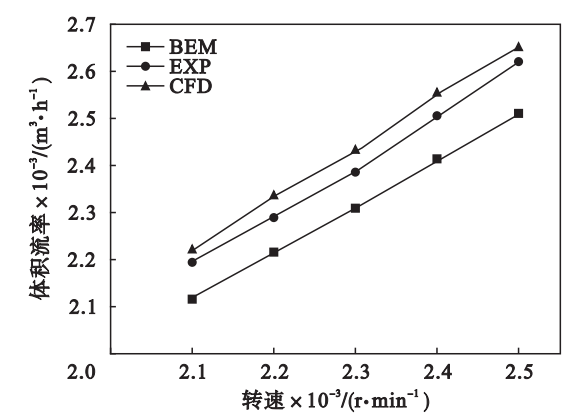


图 7 冷却风扇体积流量随转速的变化规律
Fig. 7 Change of volume flow rate of cooling fans with rotation speeds

3 结 论

本文基于叶素 - 动量理论建立了冷却风扇几何参数、风扇转速与风量的关系理论模型,并通过计算流体力学和实验的方法对该模型进行了验证. 结果表明,风扇风量的理论计算方法不仅能够反映风量随风扇转速的变化规律,且具备较高的计算精度. 在本文研究的模型中,理论算法与实验结果的平均误差为 3. 57%,与计算流体力学所得结果的平均误差为 5. 03%.

参考文献：

[1] Hurault J, Kouidri 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] 田夫,袁国凯,赵真真,等. 单叶轮轴流通风机的叶片扭曲规律研究及薄叶型设计[J]. *风机技术*, 2014 (5) : 49 - 54. (Tian Fu, Yuan Guo-kai, Zhao Zhen-zhen, et al. Research on twist pattern of single impeller axial blade and design of thin blade [J]. *Compressor, Blower & Fan Technology*, 2014 (5) : 49 - 54.)

[3] Li J Q, Zhang C H. Image fractal characteristics of pigeon surface [C] // *The 1st International Conference of Bionic Engineering*. Changchun, 2006 : 126 - 130.

[4] 廖庚华,胡钦超,杨莹,等. 基于典型鸟类翅膀特征的小型轴流风机叶片仿生设计与试验[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2012, 42 (5) : 1163 - 1167. (Liao Geng-hua, Hu Qin-chao, Yang Ying, et al. Bionic design and experimental research on blade of small axial fan based on characteristics of wings of typical birds [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2012, 42 (5) : 1163 - 1167.)