

发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏量计算公式的构造

芮宏斌^{1,2}, 魏 朗¹, 刘 凯²

(1. 长安大学 汽车学院, 陕西 西安 710064; 2. 西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

摘 要:为了提高发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏量的工程计算精度,基于泄漏量测量和流动显示试验以及间隙内部泄漏流动过程分析,构造了带有导流环的风扇叶顶间隙泄漏流动模型。深入研究了在静压力 50~250 Pa 下 3 种带有导流环的风扇叶顶间隙流动结构的泄漏特性,通过流动显示试验,测量得到了泄漏流的涡旋结构和叶顶泄漏涡的轨迹。在经典泄漏量 Martine 和 Egli 泄漏经验计算公式的基础上,通过引入动能载越效应修正系数,应用修正后的计算公式对泄漏量进行计算并与试验结果值做了比较。研究结果表明:改进模型的计算结果与试验结果值接近,基本吻合;可为改进和提高发动机冷却风扇的气动性能提供理论依据。

关键词:汽车工程;发动机冷却风扇;叶顶间隙;泄漏特性

中图分类号:U464.138.4; TK414.22 **文献标志码:**A

Predication formula establishment of leakage flow of blade tip clearance in engine cooling fan

RUI Hong-bin^{1,2}, WEI Lang¹, LIU Kai²

(1. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China;

2. School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, Shaanxi, China)

Abstract: To improve the engineering calculation precision of the blade tip clearance leakage in engine cooling fan, the clearance leakage flow model of the fan blade tip with guide ring was established based on the leakage measurements, flow visualization experiments and the analysis of the internal clearance leakage flow process. The leakage characteristics of three fan blade tip clearance flow structure with fixed installing guide ring were deeply researched under static pressure 50-250 Pa. The vortex structure of the leakage flow and the tip leakage vortex trajectory were measured through flow visualization test. Since the leakage empirical correlation based on the thermodynamics method is not able to reflect the mechanism of the blade tip clearance leakage flow characteristics in the engine cooling fan, the leakage experience formula of Martine and Egli was revised to calculate the leakage, and then comparison of calculation results and the test results was carried on. Comparison results show that the calculated results from modified model basically agree with experimental results. It may provide a theoretical basis for improving and enhancing the aerodynamic performance of the engine cooling fan. 1 tab, 8 figs, 16 refs.

Key words: automobile engineering; engine cooling fan; blade tips clearance flow; leakage characteristics

0 引言

叶轮机械中,叶顶间隙泄漏流从叶顶和机匣存在的间隙流入流出,通常以叶顶间隙泄漏涡的形式存在于叶顶间隙区域,它是一种复杂的三维粘性流动,对叶轮机械的工作效率和运行稳定性有很大影响,也是叶轮机械主要的噪声源之一^[1-3]。

各国学者对叶顶间隙泄漏流动对叶轮机械性能的影响做了广泛而深入的研究,提出了各种模型和关系式来估算和预测叶顶间隙对叶轮机械性能的影响。其中最具有代表性的叶顶间隙泄漏流模型如 Rains 模型、Chen 模型、Lakshminarayana 模型、Storer 模型和 Sjolander 模型等^[4-8],这些模型受试验和计算条件限制,虽然在理论上不够严密,但在分析叶顶间隙流机理却成为一种简化工具,在叶轮机械设计中也显得尤为方便和简单。

由于在建模过程中很难全面把握各种因素,需要融入很多经验方面的知识,因此建立模型的方法在理论上不能严格成立,带有一定的近似性。并且通用性较差,限制了这些模型的应用。但是建立模型本身反映了对物理现象的研究认识达到了一定的深度,而且模型抓住了影响叶顶间隙泄漏流动的主要因素,在叶轮机械设计中显得尤为方便和简单。即使在试验和计算能力突飞猛进的今天,模型研究对把握叶顶间隙区域流动的本质也是至关重要的。

基于此,本文以某型车辆发动机冷却风扇为研究对象,通过试验对比分析了有无安装导流环对风扇性能的影响,并与文献^[9]数值模拟结果对比分析,较好地支持了本文的试验分析工作。针对安装导流环风扇叶顶间隙的泄漏特性进行了试验研究,试验测量了 3 种不同叶顶间隙内部结构在压力 50~250 Pa 下的实际泄漏量,并进行了流动显示试验。针对汽车发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏流动现象,提出了一种汽车发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏流动预测模型,建立了基于动能载越效应的叶顶间隙泄漏流动特征机理的数学计算模型,揭示了气流在通过叶顶间隙的流动特性与泄漏特性之间的内在联系。该数学模型简单,计算简便,有较高的精度和较好的通用性。为寻求一种简便而高精度的发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏量通用计算方法做出了尝试。

1 风扇气动性能及试验测试

在一定转速下,由发动机冷却风扇风室试验台测得的风扇性能曲线(流量系数-静压力系数($\phi\psi_s$)曲线和流量系数-静压力效率($\phi\eta_s$)曲线)来表示风扇的气动性能。在标准工作状态下^[10],将风扇控制在一个恒定的转速下,通过控制辅助风扇和节流阀将流量从最大值逐渐降低至最小值,读取风扇性能测试平台中使用压力传感器、转速传感器和力矩传感器的记录值,将某一转速下不同流量的有量纲数据转换为无量纲数据,工控机自动采集试验数据,测量精度高,试验全程自动完成。其结构如图 1 所示。

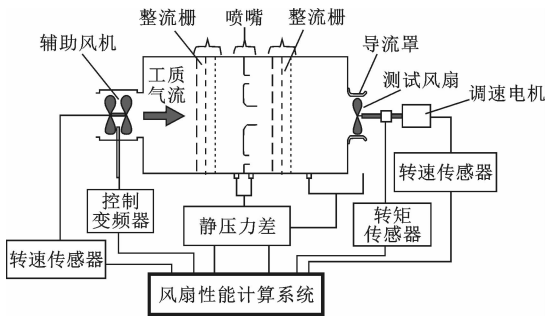


图 1 发动机冷却风扇风室试验台和性能计算系统
Fig. 1 Fan testing chamber and performance calculation system

1.1 导流环对风扇气动性能的影响

为了研究叶顶间隙对汽车发动机冷却风扇性能的影响。本文对 2 种类型冷却风扇进行试验,分为风扇叶片外端固定安装导流环和没有安装导流环的风扇,如下页图 2、图 3 所示。结构特征参数见表 1。导流罩的全长为 $L_0=52\text{ mm}$,出入口两侧半径 $R=11\text{ mm}$,叶尖后缘端至导流罩气流入口处的轴向相对位置 $L_1=39\text{ mm}$,叶顶间隙 $\epsilon=5\text{ mm}$ 。2 组风扇的轮毂比相等,转速 $\Omega=2\ 000\text{ r/min}$ 时,将性能数据转换为无量纲系数,其计算方法见文献^[11],并绘制成如下页图 4 所示的无量纲性能曲线。

表 1 风扇主要结构参数

Tab. 1 Main structure parameters of fan	
风扇直径/mm	340
轮毂直径/mm	128
叶片数/片	7
叶片截面	NACA65 系翼型
叶顶间隙/mm	5

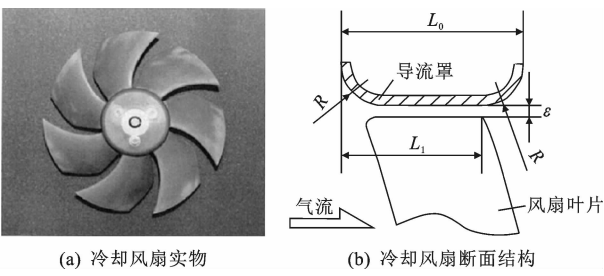


图 2 未安装导流环的常规冷却风扇(风扇 A)
Fig. 2 Fan A without fixed shroud

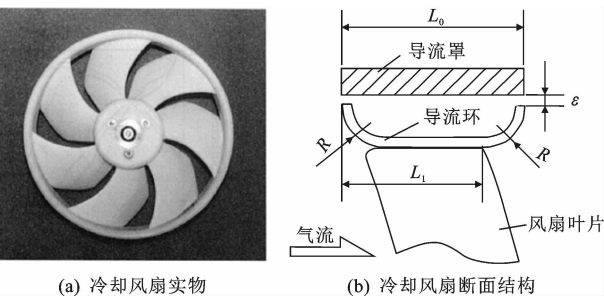


图 3 固定安装导流环的冷却风扇(风扇 B)
Fig. 3 Fan B with fixed shroud

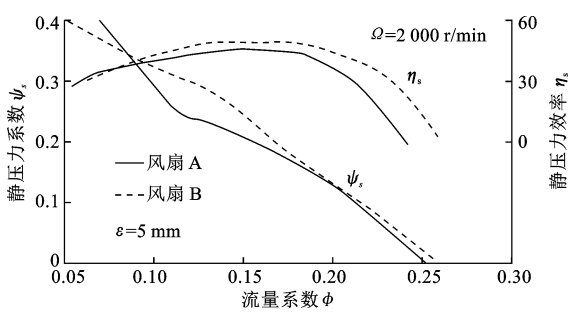


图 4 不同风扇的性能($\epsilon=5\text{ mm}$)
Fig. 4 Performances of different fans($\epsilon=5\text{ mm}$)

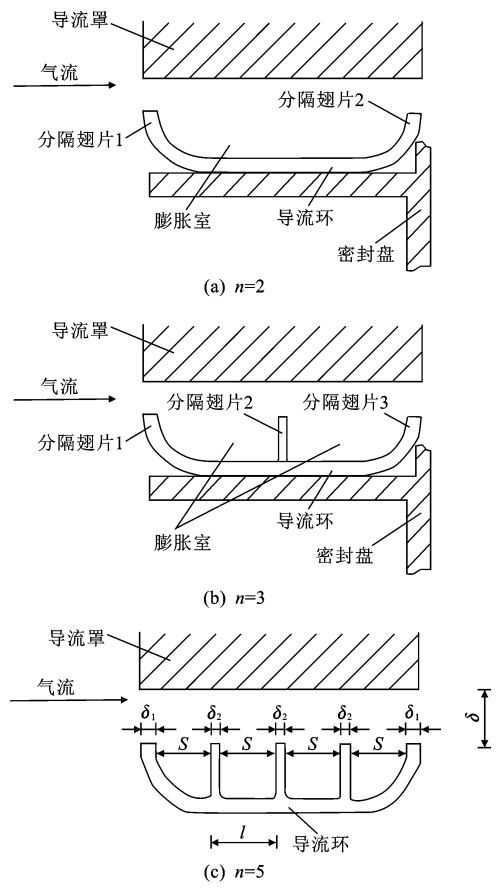
图 4 给出了风扇 A 和风扇 B 的性能曲线。从图中可知, 风扇 B 在 $\phi\psi_s$ 和 $\phi\eta_s$ 性能方面均优于风扇 A, 尤其在流量系数 ϕ 为 0.095~0.175 时静压力表现出明显的优越性能。从图 4 可以发现, 与风扇 B 曲线比较, 风扇 A 的流量和效率均有大幅减小。这与文献[9]通过数值模拟得出的结论是一致的, 即采取减小叶顶间隙或安装导流环的方法, 可以提高风扇效率。理论上风扇安装导流环, 风扇回转时, 导流环表面在气流的阻力作用下造成一定的摩擦损失, 应该导致风扇的效率降低。但是, 车辆发动机冷却风扇叶顶间隙相对较大, 导流环的存在反而抑制了叶尖的回流和乱流, 补偿了气流阻力造成的摩擦损失, 提高了风扇的性能。

尽管安装导流环可以抑制叶尖的回流和乱流, 但气流通过导流罩内壁面和导流环之间存在的间隙发生的泄漏流和回流会导致较大的总压损失、摩擦

损失、机械效率下降、性能下降等。因此有必要研究导流罩内壁面和导流环之间的间隙区域内部流动结构及其对减小泄漏量的重要影响。为进一步研究发动机冷却风扇的最佳结构提供方向。

1.2 不同翅片数的试验结果对比

流动显示试验采用示踪粒子法并配合高速数码摄像系统, 测量叶顶间隙区域的流速分布。模型的叶顶间隙区域结构如图 5 所示, 尺寸为实际尺寸的 10 倍, 保证雷诺数设置与冷却风扇实际运行状况一致, 在试验用回流槽的水流中均匀悬浮适量铝粉颗粒, 在水流带动下流动状况可以通过高速数码摄像机拍摄得到。



注: δ_1 为分隔翅片1的厚度; δ_2 为中间翅片的厚度; S 为翅片间隔距离; l 为分隔翅片的间隔距离。

图 5 导流环结构
Fig. 5 Structure of ring

下页图 6(a)、图 6(b)显示了分割翅片 $n=2$ 时, 叶顶间隙泄漏流动的可视化流场结果。图 6(a)给出了液流从左侧进入叶顶间隙沿导流罩内壁面流动, 距入口 2/3 的位置处从内壁面脱离, 液流向膨胀空腔内扩散, 一部分朝着下游出口移动, 其余部分在膨胀空腔中央位置处形成涡流。

下页图 6(c)、图 6(d)显示了分割翅片 $n=3$

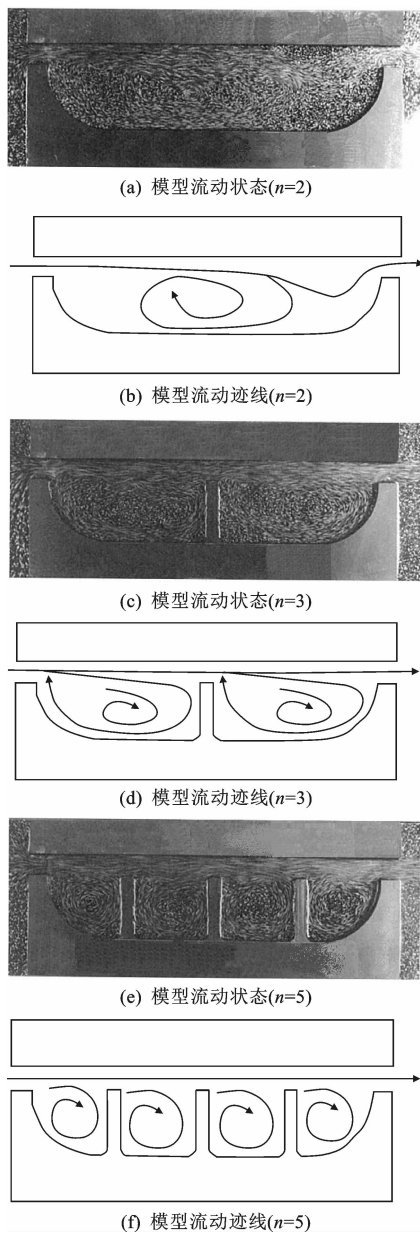


图6 叶顶间隙泄漏流动状态

Fig. 6 State of internal flow

时,叶顶间隙泄漏流动的可视化流场结果。从图6(c)可以清楚地观察到,在2个膨胀空腔中均有叶顶间隙泄漏流动的涡旋运动,以及形成一个独立完整的叶顶泄漏涡,但大部分液流沿内壁面向出口移动,形成直线射流。相比于图6(a),液流并没有脱离内壁面在膨胀空腔内进行充分的涡旋扩散,而形成了明显的射流。

图6(e)、图6(f)显示了分割翅片 $n=5$ 时,叶顶间隙泄漏流动的可视化流场结果。比较图6(c)和图6(e)可以发现,流动状态很相似,图6(e)的4个膨胀空腔中均有一个独立完整的叶顶泄漏涡,沿导流罩内壁面形成了更为明显的高速直线射流。

即随着分割翅片 n 的增加,间隙区域存在的直线状高流速泄漏射流越明显,动能载越效应增大,叶顶间隙泄漏量越大。

2 风扇叶顶间隙泄漏流动的模型改进

2.1 现有泄漏流动的数学模型

目前工程上常用的泄漏量理论计算模型有Martine、Egli等提出的计算模型^[12-13]。Martine采用热力学原理的理想数学模型的推导,即从热力学角度出发,工质气流通通过迷宫式汽封的流动由密封齿口的等熵膨胀过程和膨胀腔中的等压换热过程构成。忽略流动过程中的换热、摩擦和碰撞所产生的外部损失,工质气经过膨胀后的动能在膨胀腔中完全转换为热能,没有动能载越效应,并给出了泄漏量的计算关系式

$$G_i = \alpha_i A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_{i-1}}{\sqrt{RT}}} \sqrt{\left(\frac{p_{i-1}}{p_i}\right)^{\frac{k}{2}} - \left(\frac{p_{i-1}}{p_i}\right)^{\frac{k}{k+1}}} \quad (1)$$

式中: G_i 为气流通通过间隙的泄漏量; α_i 为流量系数; A 为缝隙的泄漏面积; p_i 、 p_{i-1} 分别为缝隙处的入口、出口绝对压力; k 为绝热指数; T 为缝隙前后气体总温。

于是,可以得到对应分隔翅片齿数为 n 的 n 个方程($i=1,2,\dots,n$)。因为通过每个分隔翅片齿的泄漏量是相同的,所以通过联立求解 n 个方程组可以得到各膨胀空腔中的压力分布及泄漏量大小。求解上述 n 元方程组,需要用迭代法编写计算程序进行计算,求解形式繁琐,计算难度大。

Egli提出的模型是将工质气流通通过迷宫式汽封的流动视为通过一系列锐边孔口的流动,考虑动能载越效应,修正了Martine公式为

$$G_1 = \alpha F \phi_a \sqrt{\frac{p_{in}}{v_{in}}} \quad (2)$$

式中: G_1 为理想状态下的泄漏量; α 为流量系数,可取为0.7; F 为导流罩与分隔翅片处缝隙的通流截面; ϕ_a 为膨胀函数; p_{in} 为叶顶间隙区域的入口绝对压力; v_{in} 为叶顶间隙区域入口的气体比体积,即气体密度的倒数, $v_{in}=1/\rho$, ρ 为气体密度。

其中,由于发动机冷却风扇在工作静压力约为50~250 Pa,出入口压力差非常小。为了便于分析,引入压力比 λ ,压力比 $\lambda=p_{out}/p_{in}$ 是流路出口压力 p_{out} 与入口压力 p_{in} 的比值,压力比 λ 接近1。膨胀函数可以表达为^[14]

$$\phi_a = \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{n^{2/5}} \quad (3)$$

2.2 模型改进

流动显示试验可以清楚地观察到膨胀空腔中由于动能未完全耗散为热能,部分动能未经耗散而由一个节流口直接越过空腔并转移到下一个节流口,这种动能载越效应会对泄漏量产生较大的影响。在这种效应存在的影响下,工质气流实际通过叶顶间隙的泄漏量 G_E 和理想状态下的泄漏量 G_I 必然不同,则通过动能载越效应系数 v 来表示实际通过叶顶间隙区域的泄漏量与理想状态下的泄漏量之比, $v=G_E/G_I$,动能载越效应系数是实际间隙泄漏流动对理想间隙泄漏流动的修正系数。故本文须对动能载越效应系数 v 进行修正。基于流动显示试验的模型流动轨迹和文献[15]的CFD 计算结果,建立工质气流通过叶顶间隙的流动模型。如图 7 所示。

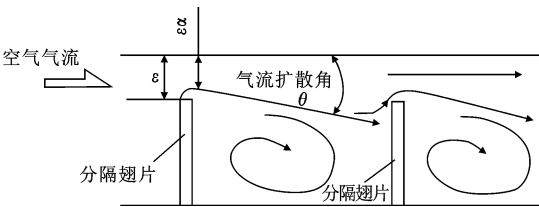


图 7 流动模型
Fig. 7 Flow Model

根据动能载越效应修正系数 v 可表示为节流间隙、节流节距以及节流宽度和空腔长、深比的函数,故可表达为

$$v=\sqrt{\frac{n}{1+(n-1)\{1-(\epsilon\alpha/l)/[\epsilon\alpha/l+\tan(\theta)]\}^2}} \quad (4)$$

式中: θ 为以分隔翅片顶部作为基点的气流扩散角度, θ 可取为 6° 。

因此,从试验获得的泄漏量用动能载越效应修正系数 v 乘以式(2)来表达,式(5)成立;这样,叶顶间隙泄漏流动性能系数 φ 可表示为流量系数 α 和动能载越效应修正系数 v 的函数,式(6)成立。同时也可以从试验获得的泄漏量 G_E 来表达叶顶间隙泄漏流动性能系数 φ ,则式(7)成立。式(6)表征叶顶间隙泄漏量大小的理论估算值,式(7)表征叶顶间隙泄漏量大小的试验值。

$$G_E=Fv\alpha\phi_a\sqrt{\frac{p_{in}}{v_{in}}} \quad (5)$$

$$\varphi=v\alpha\phi_a \quad (6)$$

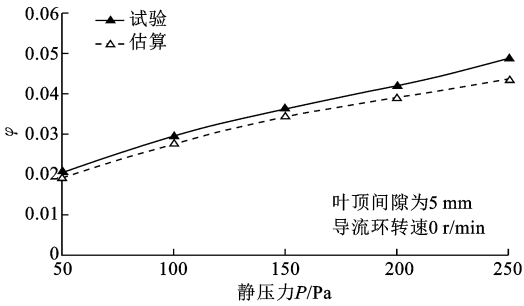
$$\varphi=G_E\left(F\sqrt{\frac{p_{in}}{v_{in}}}\right)^{-1} \quad (7)$$

式中: G_E 为气流通过叶顶间隙所测量的泄漏量 (kg/s)。

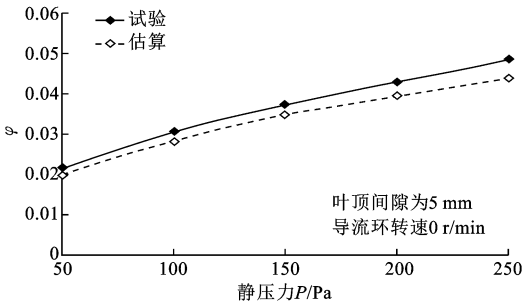
3 改进模型的试验验证

为检验改进后计算公式的准确性,对改进公式的计算结果进行了试验结果对比。试验结果参见文献[16]。

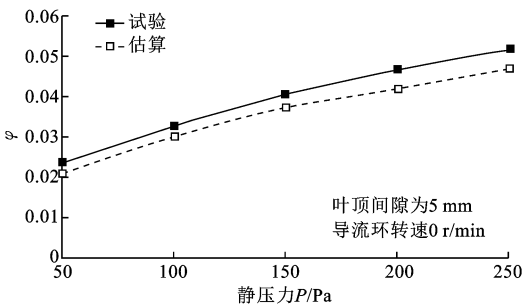
图 8 为发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏量的试验结果与式(6)的计算结果的比较。从图 8 可以发现,估算公式的计算结果与试验结果吻合得很好,说明所构造的估算公式能够较为可靠地预测所研究的车辆发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏量。



(a) 计算和试验值的比较($n=2$)



(b) 计算和试验值的比较($n=3$)



(c) 计算和试验值的比较($n=5$)

图 8 冷却风扇叶顶间隙泄漏量估算结果与试验结果比较
Fig. 8 Comparison of the blade tip clearance leakage between evaluation and experiment in the cooling fan

4 结 语

(1)叶顶间隙对风扇性能有重要影响,随着叶顶间隙的增加,流量和效率都有大幅减小。在相同尺寸规格下,安装导流环的风扇在 $\phi\Psi_s$ 和 $\phi\eta_s$ 性能方面均优于没有导流环的风扇,尤其在低压区域,性能

下降小。

(2)在 Martine、Egli 计算公式的基础上,通过建立带有导流环的风扇叶顶间隙流动模型,将动能载越效应纳入考虑因素,建立了较为可靠的车辆发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏量的估算公式,该方法避免了复杂的解方程计算,可以通过简单的计算预测车辆发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏流动特性。

(3)下一步研究需要从试验技术方面进行改进,需要更加先进的试验手段,在流动显示试验中能够进行全场的瞬态测量。

参考文献:

References:

- [1] 陈金鑫,赖焕新. 微型轴流风扇间隙流动分析[J]. 华东理工大学学报:自然科学版,2013,39(3):356-363.
CHEN Jin-xin, LAI Huan-xin. Analysis of flow in tip clearance of a micro-axial fan[J]. Journal of East China University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2013, 39(3): 356-363. (in Chinese)
- [2] Xiao X W, McCarter A A, Lakshminarayana B. Tip clearance effects in a turbine rotor: part I -pressure field and loss[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 296-304.
- [3] McCarter A A, Xiao X W, Lakshminarayana B. Tip clearance effects in a turbine rotor: Part II -velocity field and flow physics[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 305-313.
- [4] Rains D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps[R]. Los Angeles: California Institute of Technology, 1954.
- [5] Lakshminarayana B, Horlock J. Secondary and leakage flow in turbomachinery[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1963(5): 287-307.
- [6] Sjolander S A, Cao D. Measurements of the flow in an idealized turbine tip gap[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1995, 117(4): 578-584.
- [7] 毛佳妮,曹紫胤. 抑制叶顶间隙泄漏的叶轮机械叶片的流场模拟[J]. 热能动力工程, 2009, 24(2): 154-157.
MAO Jia-ni, CAO Zi-yin. Flow field simulation of turbo-machine blades with their tip clearance leakage being suppressed[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(2): 154-157. (in Chinese)
- [8] 郭强,竺晓程,胡丹梅,等. 采用 PIV 研究轴流风机叶顶泄漏流动[J]. 流体力学实验与测量, 2004, 18(1): 33-37.
GUO Qiang, ZHU Xiao-cheng, HU Dan-mei, et al. The investigation of tip leakage flow of an axial fan by PIV[J]. Experiments and Measurements In Fluid Mechanics, 2004, 18(1): 33-37. (in Chinese)
- [9] Injeti N K. CFD analysis of axial flow fans for radiator cooling in automobile engines[J]. SAE Paper 2007014262.
- [10] GB/T 1236—2000, 工业通风机用标准化风道进行性能试验[S]. 1997.
GB/T 1236—2000, Industrial fans-performance testing using standardized airways[S]. (in Chinese)
- [11] 上官文斌,王益有,吴敏,等. 基于无量纲性能曲线的发动机冷却风扇设计方法[J]. 汽车工程, 2010, 32(5): 455-458.
SHANGGUAN Wen-bin, WANG Yi-you, WU Min, et al. Design method of engine cooling fan based on dimensionless performance curves[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(5): 455-458. (in Chinese)
- [12] 朱高涛,刘卫华. 迷宫密封泄漏量计算方法的分析[J]. 润滑与密封, 2006(4): 123-126.
ZHU Gao-tao, LIU Wei-hua. Analysis of calculational methods on leakage for labyrinth seals[J]. Lubrication Engineering, 2006(4): 123-126. (in Chinese)
- [13] 塔鲁达纳夫斯基 K. 非接触密封[M]. 李均卿,刁元康,译. 北京:机械工业出版社,1986.
Trutnovsky K. Noncontact seal[M]. Translated by LI Jun-qing, DIAO Yuan-kang. Beijing: Machinery Industry Press, 1986. (in Chinese)
- [14] 芮宏斌. 汽车发动机冷却风扇叶顶间隙区域的性能确定方法及装置: 中国, 201210520663[P]. 2013-04-03.
RUI Hong-bin. Method and device for determining performance of blade tip clearance region of cooling fan of automobile engine: China, 201210520663[P]. 2013-04-03. (in Chinese)
- [15] 芮宏斌,魏朗,刘凯. 发动机冷却风扇叶顶间隙区域泄漏流动的数值分析[J]. 中国公路学报, 2014, 27(2): 120-126.
RUI Hong-bin, WEI Lang, LIU Kai. Numerical simulation of blade tip clearance flow in engine cooling fan[J]. China Journal of Highway and Transport, 2014, 27(2): 120-126. (in Chinese)
- [16] 芮宏斌,魏朗,刘凯,等. 发动机冷却风扇叶顶间隙泄漏流动特性试验[J]. 中国公路学报, 2014, 27(12): 113-119.
RUI Hong-bin, WEI Lang, LIU Kai, et al. Experiments of leakage flow characteristics in blade tip clearance in engine cooling fan[J]. China Journal of Highway and Transport, 2014, 27(12): 113-119. (in Chinese)