

水膜形成对轴流风扇气动影响的数值研究

侯圣文¹, 张 海¹, 吴 锋^{2,3}, 田小江², 周 杰^{2,3}

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000;

3. 中国航空发动机集团有限公司

四川燃气涡轮研究院 高空模拟技术重点实验室, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 为了研究水膜对风扇气动特性的影响,综合水滴碰撞壁面的参数,应用水膜方程求得叶片表面水膜方均根厚度。在数值计算中引入砂砾粗糙度模型来模拟水膜引起的叶片表面粗糙度变化。针对不同吞雨量和水滴直径条件开展数值计算。计算结果表明:水膜主要分布在叶片压力面中的前缘和叶根区域,其厚度和沉积面积随着吞雨量的增加而增大,并且水膜的存在会导致风扇压比和温比的降低。例如,当水滴直径为 $1000\mu\text{m}$ 、吞雨量为5%时,水滴沉积面积为 0.0758m^2 ,占叶片压力面总表面积的33.91%。

关 键 词: 吞雨; 轴流风扇; 水膜; 砂砾粗糙度; 气动性能

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Numerical study on water film formation on aerodynamic effect of axial flow fan

HOU Shengwen¹, ZHANG Hai¹, WU Feng^{2,3},

TIAN Xiaojiang², ZHOU Jie^{2,3}

(1. College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China;

3. Science and Technology on Altitude Simulation Laboratory,

Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: In order to study the effect of water film on aerodynamic characteristics of the fan, the mean square thickness of water film on blade surface was calculated by using water film equation combined with the parameters of the water droplets colliding with the wall surface. Then the sand grain roughness model was added to the numerical calculation to simulate the change of blade surface roughness caused by water film. Fan blades were numerically simulated under different rain ingestion rates and water droplet diameters. Results indicate that water film mainly distributes in the leading edge and root region of blade pressure sur-

收稿日期: 2019-04-16

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项基金(3072019CFJ0309)

作者简介: 侯圣文(1994—),男,硕士生,主要研究方向为航空发动机两相流。

通信作者: 张海(1983—),男,讲师,博士,主要研究方向为转子密封和航空发动机两相流。E-mail: zhanghai83821@163.com

引用格式: 侯圣文,张海,吴锋,等. 水膜形成对轴流风扇气动影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2019, 34(10): 2140-2148. HOU Shengwen, ZHANG Hai, WU Feng, et al. Numerical study on water film formation on aerodynamic effect of axial flow fan [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(10): 2140-2148.

face. The water film's thickness and depositional area are positively correlated with rain ingestion rate. In addition, the existence of water film can reduce the pressure ratio and temperature ratio of the fan. When the average diameter of the water droplet is $1000\mu\text{m}$ and the rain ingestion rate is 5%, the water droplet depositional area is 0.0758m^2 , accounting for 33.91% of the pressure surface area of the blade.

Key words: rain ingestion; axial flow fan; water film; sand grain roughness; aerodynamic performance

商业飞行需求的不断上升,要求客机不断提升在恶劣天气下运行的能力,这也就增加了飞机遭遇雨水天气可能性^[1]。航空发动机在雨水天气下运行会吸入大量液态水并有可能造成发动机推力损失、喘振、机械损坏、甚至熄火^[2-4]。在吞雨的过程中,水滴跟随气流进入发动机后会与整流罩、风扇和压气机叶片等发生碰撞。水滴碰撞壁面后的形态与水滴的碰撞速度、碰撞角度以及撞击壁面的特性直接相关。1993年,Rein对水滴的各种撞击行为进行了详细描述,研究了水滴的形态、碰撞角度以及撞击壁面的特性对水滴碰撞过程的影响。他指出水滴撞击薄液表面的飞溅特征与撞击固体壁面类似^[5]。2002年,Sikalo等人通过实验测量了水滴撞击点附近的液滴直径和速度分布情况,指出水滴碰撞壁面后主要产生飞溅和沉积两种形态变化。并且,这两种形态变化取决于水滴雷诺数和欧氏数的大小^[6]。近年来,随着计算机技术的迅速发展,CFD软件应用越来越广泛。2014年,罗铭聪以十级压气机为研究对象进行湿压缩性能研究,最终发现,尺寸越大的水滴越容易打在叶片壁面上^[7]。2017年,柴柏青等人^[8]通过数值计算发现,水滴进入压气机后,主要撞击在动叶压力面上,这不仅会加速颗粒破碎,还会增加叶片转矩。

航空发动机吸入雨水后,一部分水滴会和壁面碰撞形成水膜。水膜的形成对压气机性能有不可忽略影响。1963年,Gardner用旋转平板类比压气机转子叶栅,用数值方法研究了旋转平板上水膜运动和受力情况,他指出压力梯度对水膜运动没有影响,气流剪切力和离心力是影响水膜运动主要作用力^[9]。2001年,Rioboo等人通过在较大范围内改变液滴直径和碰撞速度,得出水滴和壁面发生碰撞后六种不同结果^[10]。2006年,Williams和Young在压气机转子叶片表面水膜运动方面做了大量的研究工作,他们认为,水膜受到的科氏力与叶片表面切向方向相垂直,科氏力不会影响水膜的运动形态,叶片表面水膜主要受轴向

气流剪切力和径向离心力作用,致使水膜运动轨迹在轴向与径向方向上产生最大 8° 的偏差^[11]。2016年,张海等人利用商用CFD软件对转子叶片表面上的水膜形成过程进行了数值研究。计算结果表明:在喷入水滴一定时间后,叶表水膜厚度逐渐稳定在一定范围内波动^[12]。2019年,杨璐等人以R-1转子为研究对象,通过自编程序,应用ANSYS-CFX软件计算得出,水膜厚度与出口压力为负相关关系^[13]。

本文选用大涵道航空发动机风扇^[14]为研究对象,引入砂砾粗糙度模型,应用数值计算方法对吞雨后风扇的压比、温比、出口质量流量以及叶表水膜的面积和厚度进行研究。

1 数值计算方法与物理模型

在针对航空发动机吞雨过程的研究中,需要特别关注的是水滴颗粒的运动规律、水滴碰撞与破碎、水滴与气流间的传热传质等过程。为了在CFD计算中有效地描述出上述过程,可采用欧拉-拉格朗日法,即用欧拉法求解空气与水蒸气混合气的连续相控制方程,用拉格朗日法求解水滴颗粒的离散相控制方程,并通过质量、动量和能量源项来考虑两相之间双向耦合的影响。欧拉-拉格朗日法的特点是可以追踪颗粒复杂运动的完整信息,能很好地捕捉颗粒尺寸的变化。颗粒阻力和质量、热量传递细节也可以得到较好的模拟。

1.1 水滴撞壁模型

水滴在流道中运动时会撞击叶片表面,撞击壁面以后以何种形态存在受到水滴的颗粒直径、撞击角度、叶片表面粗糙度以及水膜等影响。Bai和Gossman指出水滴撞击壁面后的形态分布可以用无量纲液滴韦伯数 We_n 作为判断准则,其表达式^[15]为

$$We_n = \frac{\rho u_{w,n} d_w}{\sigma_w} \quad (1)$$

式中 ρ 是水滴密度, $u_{w,n}$ 、 d_w 和 σ_w 分别是水滴撞击壁面的法向速度、水滴直径和水滴表面张力系数。根据韦伯数的大小,水滴撞击固体壁面后的形态可分为黏附、反弹、铺展和飞溅破碎,水滴撞壁后形态判断如表 1 所示。

表 1 不同 We_n 对应水滴撞壁破碎状态
Table 1 Different breakup regimes for different We_n

撞壁形态	We_n 范围
黏附	$We_n \leq 1$
反弹	$1 < We_n \leq 5$
铺展	$5 < We_n \leq We_s$
飞溅	$We_s < We_n$

表 1 中 We_s 是水滴破碎临界的韦伯数,表达式

$$We_s = A_w La^{-0.18} \tag{2}$$

式中 A_w 是与叶片表面粗糙度有关的系数, La 为 Laplace 数:

$$La = \frac{\rho \sigma_w d_w}{\mu_w^2} \tag{3}$$

式中 μ_w 是水滴动力黏度。

1.2 水膜模型

水滴与壁面碰撞后发生黏附、反弹、铺展和飞溅等现象,一部分水滴会附着在壁面形成水膜,水膜受到复杂作用力表现出壁面滑移、溪流等运动形态,使得壁面光洁度减小,表面粗糙度增加,近壁气流流动损失增加。水膜在动叶表面的运动更具有代表性,这里的水膜分析主要针对动叶表面的水膜,主要考虑水膜受到离心力和剪切力的作用,建立水膜运动控制方程。首先,将叶片表面三维的水膜分解为径向和轴向两个方向的二维微元水膜,微元水膜长度为 a ,宽度为 b ,水膜厚度为 δ ,径向水膜主要受到离心力的作用;轴向主要受到气流剪切力的作用。再根据水膜两个方向的受力,将叶表微元水膜的质量分为两部分,水膜在径向方向(x 方向)上主要受到离心力的作用,设定该力所作用于水膜的质量为 m_k ;在轴向方向(y 方向)上主要受到气流剪切力的作用,该力所作用于水膜的质量为 m_l 。图 1 和图 2 分别给出转子叶片表面水膜受力与运动模型和水膜简化模型,图中 V_{flow} 为气体流动速度, v 为水膜轴向移动速度, u 为水膜径向移动速度, ω 为叶片转速, r 为网格节点半径。

对于叶片表面水膜,假设液态水不可压缩,水

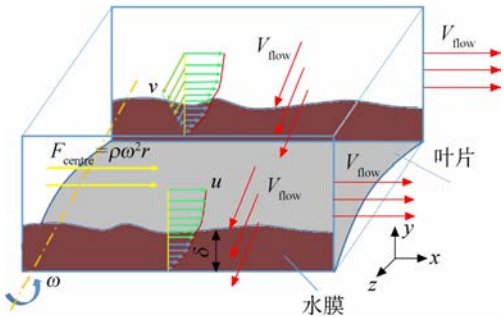


图 1 动叶表面水膜受力与运动
Fig. 1 Force and movement forms of water film on rotor surface

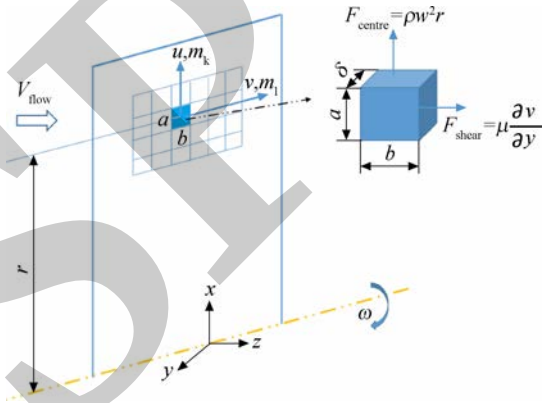


图 2 动叶表面水膜简化
Fig. 2 Simplification of water film on rotor surface

膜定常,并忽略水膜压力梯度,在 x 方向运用 Navier-Stokes 方程:

$$F_x = -\frac{d^2 u}{dy^2} \tag{4}$$

式中 F_x 为微元控制体,受 x 方向作用力。

假设水膜沿厚度方向的截面速度符合抛物线分布规律,并且水膜和壁面之间无相对滑移运动,得到径向水膜方程边界条件:

$$\begin{cases} y = 0 & u = 0 \\ y = \delta & \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \end{cases} \tag{5}$$

结合边界条件求解微分方程,在水膜厚度方向上积分得

$$\frac{F_x y^2}{2} - F_x \delta y = -\mu u \tag{6}$$

式中 μ 为水的动力黏度。

水膜在 x 方向主要受到离心力的作用,即

$$F_x = F_{centre} \tag{7}$$

单位质量水膜受到离心力为

$$F_{centre} = \rho \omega^2 r \tag{8}$$

径向方向微元控制体水膜质量方程:

$$dm_k = \rho b u dy \tag{9}$$

结合方程式(6)和式(9),在厚度方向积分得

$$\frac{F_x \delta^3}{3} = \mu \frac{1}{\rho b} m_k \tag{10}$$

水膜在轴向方向主要受到轴向气流剪切力,忽略水膜的压力梯度,并假设水膜速度和厚度之间为线性关系,则可得剪切力 τ 和速度梯度之间的关系式

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \tag{11}$$

轴向方向微元控制体水膜质量方程:

$$dm_1 = \rho a v dy \tag{12}$$

径向微元水膜质量与轴向微元水膜质量之和构成微元水膜沉积质量 M ,其表达式:

$$m_k + m_1 = M \tag{13}$$

根据叶片网格数据信息,包括叶片各网格长度 a 、宽度 b 和网格节点半径 r ,CFD 计算出微元水膜沉积质量 M 和气流剪切力 τ ,联立径向、轴向水膜运动方程及质量方程,在微元水膜区域 y 方向上进行积分可得出叶表水膜厚度 δ 。

1.3 水膜当量砂砾粗糙度

水膜附着在叶片表面会引起叶片表面粗糙度的变化,增加边界层的流动损失。本文采用砂砾粗糙度模型来模拟叶表不均匀水膜对近壁面气流的影响。Cohen 等人^[16]拟合出砂砾粗糙度 k_s 与水膜方均根厚度 Δh 间的线性关系式:

$$k_s = 3\sqrt{2}\Delta h \tag{14}$$

为描述水膜具体厚度分布规律,将叶片的压力面和吸力面从前缘到尾缘依次分成多个区域,并分别计算每个区域水膜的方均根厚度:

$$\Delta h = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n}} \tag{15}$$

式中 n 表示一定区域内网格数目, δ_i 表示第 i 个网格节点处水膜厚度。

1.4 物理模型

本文选用大涵道比风扇为研究对象。风扇主要设计点参数及条件如表 2 所示。

采用 ICEM CFD 网格划分工具对风扇流道网格进行划分,叶片周围采用 O 型网格,并对近壁面网格进行加密,以保证 y^+ 值符合湍流模型要求,生成的单个计算域流道网格数为 105 万,风扇结构模型及计算域网格如图 3 和图 4 所示。

表 2 风扇转子设计参数

Table 2 Design parameters of fan rotor

参数	数值
风扇压比	1.40
折合总质量流量/(kg/s)	622
进口总压/Pa	101325
进口总温/K	288.15
折合转速/(r/min)	3720
叶片数	18

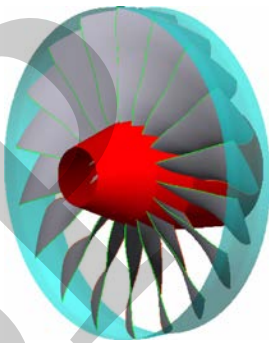


图 3 风扇几何模型

Fig.3 Geometric model of fan

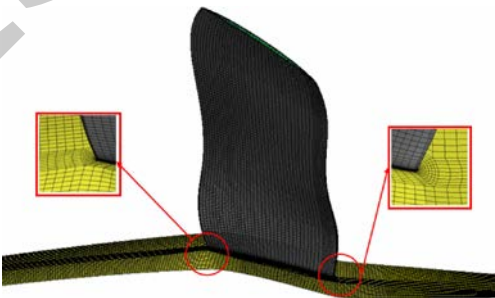


图 4 风扇叶片的网格结构

Fig.4 Grid structure of fan blade

为了消除网格数量对计算结果的影响,同时节约计算时间,本文选用网格数量为 105 万、200 万和 300 万进行敏感性分析(图 5)。从图中可以看出,三种网格数量条件下的风扇效率特性线十分接近,最大误差小于 5%,故可以忽略。因此本文选择 105 万网格。

1.5 边界条件

本文针对飞机起飞工况进行吸雨数值计算。采用标准 $k-\epsilon$ 模型对湍流进行模拟,在模拟吞雨过程中,水滴颗粒直径服从 Rosin Rammler(RR)分布规律。

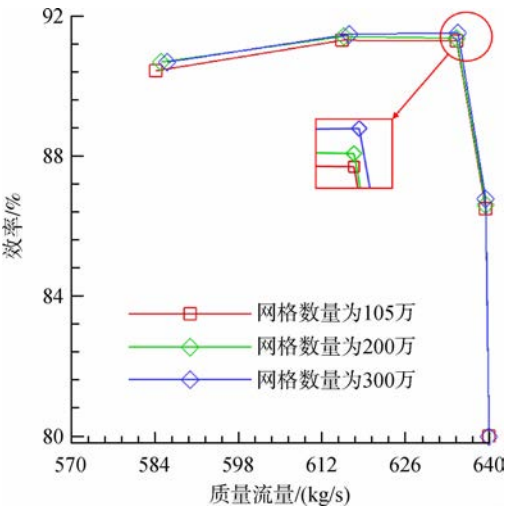


图 5 网格敏感性分析

Fig. 5 Sensitivity verification of computational meshes

水滴颗粒的平均直径和最大吞雨量作为数值计算中两个重要参数。目前,欧美航空管理局提出航空发动机吸雨测试需要考虑“scoop effect”影响的要求,发动机测试的吸水量将超过 4%,本文选定最大吞雨量为进口空气质量流量的 5%。关于液滴直径的分布情况,Kissel 分析了从风暴中测得的数据,得出结论为液滴直径在 0.5 mm 到 3 mm 之间,液滴直径集中在 1 mm^[17]。Russell 和 Victor 也得到了相似的结论,较弱降雨条件下的液滴直径在 0.1 mm 到 0.2 mm 之间,较强降雨条件下的液滴直径在 2 mm 到 3 mm 之间^[18]。基于以上研究结果,选定 1 mm 来代表强降雨条件下的液滴的平均直径。

本文给定的雨滴平均直径分别为 200、500、1000 μm 。吞雨量分别是进口空气质量流量的 1%、2%、3%、4% 和 5%,水滴为轴向流入风扇,流入速度为飞机滑行速度 (60 m/s),进口水滴温度为 288.15 K。

2 计算结果及分析

2.1 水滴运动分析

水膜分布和水滴沉积情况与水滴运动有直接关系,水膜是由水滴与壁面发生碰撞后部分黏附的结果。图 6 是在水滴平均直径为 200 μm ,2% 吞雨量情况下,以 1 μs 为时间间隔在单通道流道中所显示的水滴随时间变化情况。由图可知,由于受到离心力作用,水滴表现出明显径向偏移,水滴主要聚集在叶顶,这将会降低流道通流能力,并可能诱发旋转失速。

图 7 给出了 2% 吞雨量、水滴直径为 200 μm

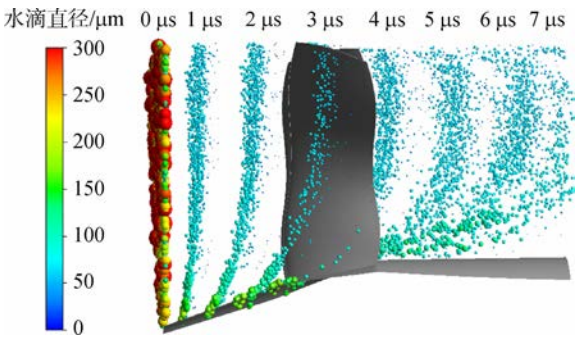


图 6 水滴运动图

Fig. 6 Trajectory of water droplets

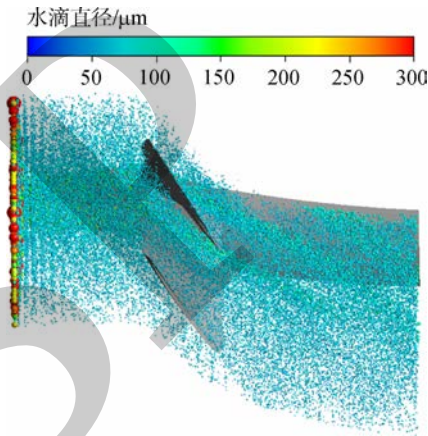


图 7 水滴颗粒运动状态

Fig. 7 Moving state of water droplets

条件下,叶栅内水滴运动形态。可以看出由于水的密度比空气的密度大很多,相较于空气,水滴受到惯性力的作用较强,叶栅进口来流中的水滴颗粒易与空气发生分离。风扇在运行过程中,转子绕转轴顺时针方向转动,最终使得水滴进入叶栅流道后有趋向动叶压力面而与吸力面发生明显分离的运动趋势,这直接导致大部分水滴与叶片压力面发生碰撞,较少的水滴与吸力面发生碰撞。且进一步观察水滴运动轨迹发现,水滴主要撞击在叶片压力面前缘区域,只有少部分撞击在叶片尾缘区域。

图 8 表示 2% 吞雨量、水滴直径为 200 μm 条件下,风扇出口处水气比(水滴质量流量和气体质量比值)的云图。由图可知受水滴和气体运动的影响,水气比在出口处存在畸变,部分区域水气比明显大于进口处的 2%。在离心力的作用下,轮毂区域水气比几乎为 0。

2.2 水滴沉积质量分析

图 9 为不同吞雨量和水滴直径情况下,叶片压力面和吸力面的水滴沉积情况。由 2.1 节分析

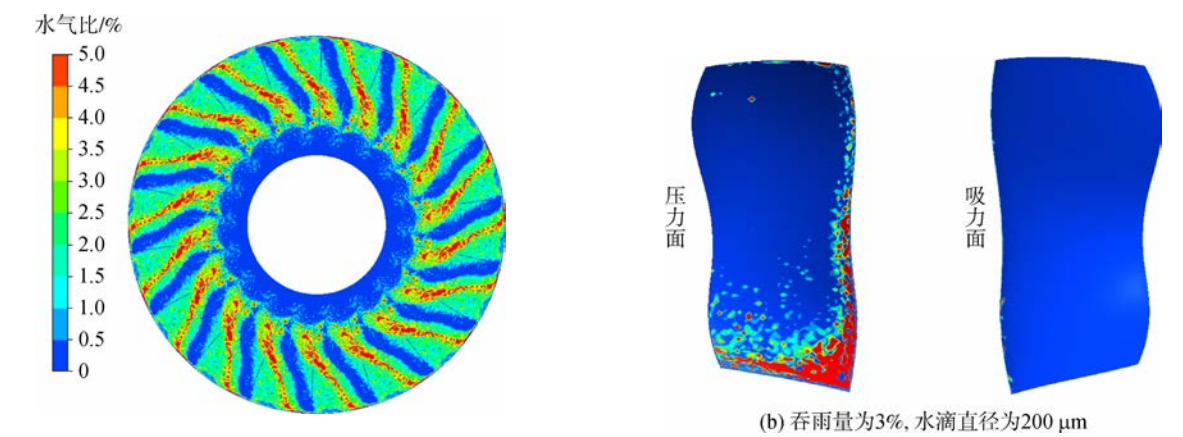


图 8 水气比分布
Fig. 8 Distribution of water-gas mass ratio

可知,与尾缘区域和吸力面撞击的水滴较少,与压力面撞击的水滴较多,其撞击位置主要分布在靠近前缘位置。因此正如图 9 所示,前缘区域的水滴沉积质量较大,吸力面和尾缘区域水滴沉积质量较少。另外,由于整流罩的原因,水滴和整流罩碰撞后发生反弹,反弹后的水滴和叶片根部相撞并沉积在叶根附近,致使相当一部分水滴沉积在叶根区域。从图中还可以明显发现,和压力面相比,吸力面的水滴沉积质量较小,所以本文接下来对吸力面中水滴沉积量和水膜变化情况不作较多分析。

从图 9(a)、图 9(b)、图 9(c)中可以直观看出,随着吞雨量的增加,压力面中水滴沉积区域在向尾缘和叶顶方向扩大。也就是说,随着吞雨量的增加,压力面中的水膜分布面积在逐渐变大,表 3 具体显示了上述图中水滴沉积面积在压力面中所占的比例。对比图 9(c)和图 9(d)可以发现,在相同吞雨量情况下,水膜沉积面积和颗粒直径间为正相关关系。在计算过程中,最大沉积面积发生在颗粒直径为 $1000\mu\text{m}$ 、吞雨量为 5% 情况下,沉积面积为 0.0758m^2 ,占叶片压力面面积的 33.91%。

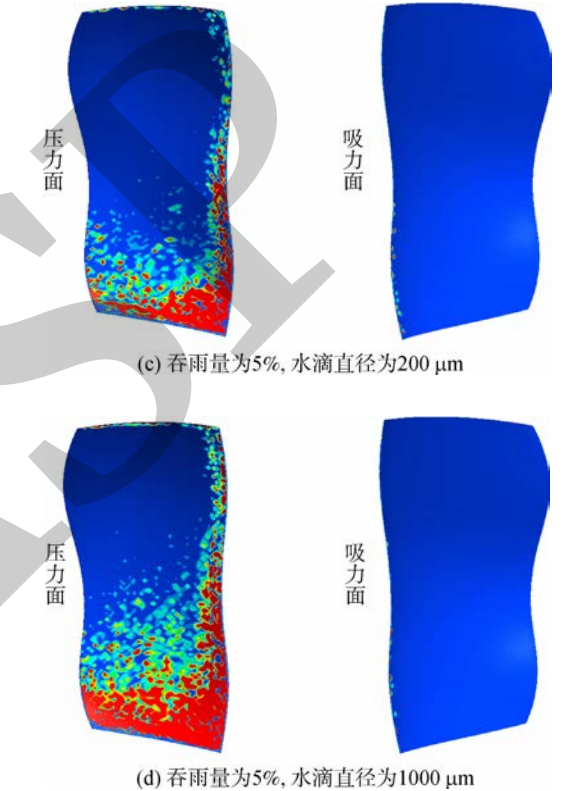
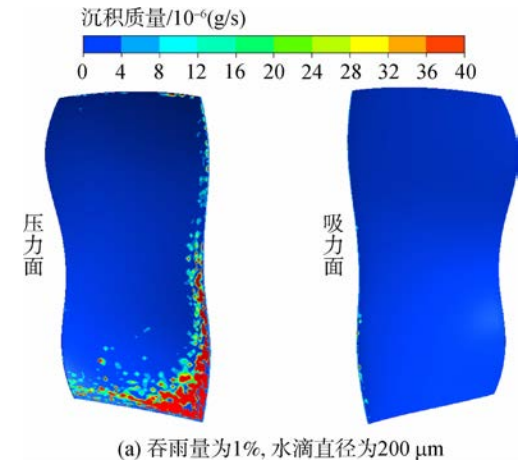


图 9 不同吞雨量下叶片表面水滴沉积质量分布图
Fig. 9 Distribution of water droplets depositional mass on blade surface under different rain ingestion rates

表 3 水滴沉积面积占比(水滴直径为 $200\mu\text{m}$)
Table 3 Proportion of water droplet depositional area (water droplet diameter $200\mu\text{m}$)

吞雨量/%	雨水沉积面积占 压力面面积的比例/%
1	9.732
3	15.262
5	19.310



(a) 吞雨量为1%,水滴直径为 $200\mu\text{m}$

2.3 水膜厚度分析

叶片表面沉积质量分布直接影响壁面水膜厚度分布,为了描述叶片表面水膜具体分布规律,将叶片的压力面和吸力面从前缘到尾缘依次分成多个区域,分别计算每个区域的网格信息,区域分布如图 10 所示。

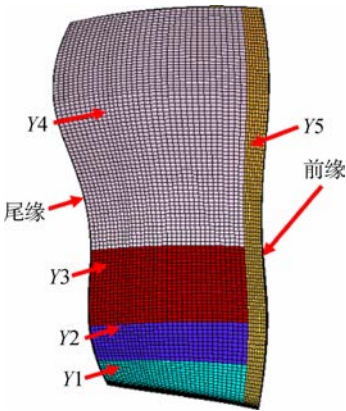


图 10 叶片压力面分区

Fig. 10 Different regions of blade pressure surface

根据叶片表面的分区位置和水膜平均厚度的计算,可以得到叶表不同区域的水膜方均根厚度分布情况。图 11 和图 12 分别给出了在不同吞雨条件下,水滴平均直径分别为 $200\text{ }\mu\text{m}$ 和 $1000\text{ }\mu\text{m}$ 时的叶片面水膜方均根厚度变化曲线。其中图中横坐标 0~6 依次表示尾缘、前缘、Y1、Y2、Y3、Y4 和 Y5 区域。从图可以看出,在压力面中,叶片前缘处附近水膜厚度较大,叶片根部水膜厚度次之,

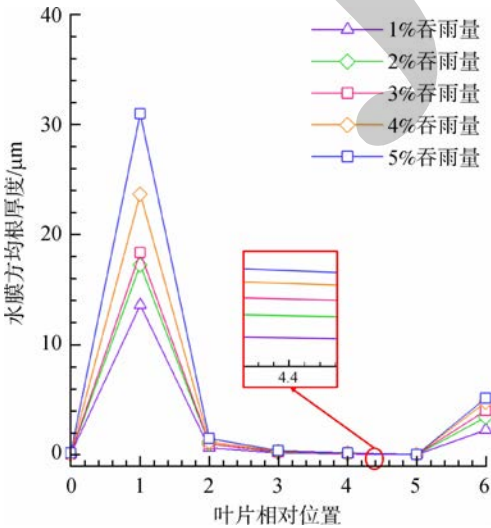


图 11 压力面水膜厚度分布(水滴直径为 $200\text{ }\mu\text{m}$)

Fig. 11 Water film thickness distribution on pressure surface (water droplet diameter $200\text{ }\mu\text{m}$)

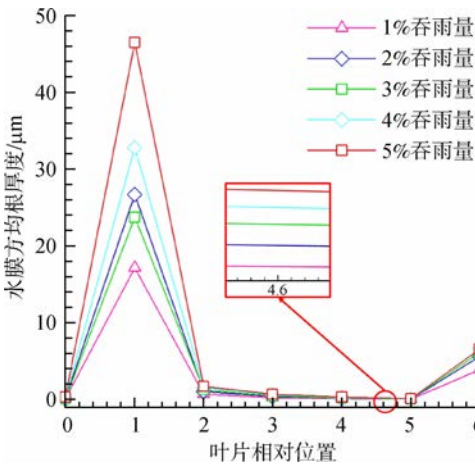


图 12 压力面水膜厚度分布(水滴直径为 $1000\text{ }\mu\text{m}$)

Fig. 12 Water film thickness distribution on pressure surface (water droplet diameter $1000\text{ }\mu\text{m}$)

尾缘处和叶片中上部水膜厚度最小;对比相同水滴直径、不同吞雨量条件下水膜厚度分布情况,水膜厚度随吞雨量的增加而增加,主要原因是随着吞雨量的增加,水滴运动更加混乱和壁面撞击的颗粒数目变多,进而更多的水滴黏附在叶片上,沉积量增加,导致水膜厚度变大。其中在水滴颗粒直径为 $1000\text{ }\mu\text{m}$ 情况下,前缘处水膜方均根厚度达到 $46\text{ }\mu\text{m}$ 。

2.4 风扇叶片气动特性

根据表达式(16),可以计算出各个吞雨量条件下,不同区域水膜所对应的当量砂砾粗糙度,最后将计算出来的砂砾粗糙度加入到 CFD 的数值计算中。

图 13 给出了考虑表面粗糙度情况下的风扇总压比随不同吞雨量之间变化关系。总压比主要受到液滴阻力和表面粗糙度的影响。一方面,由于小水滴的在流道中运动时,和空气接触面积较大,受到较大的气动曳力,气体为携带水滴而损失大量能量,致使风扇做功能力降低;另一方面大水滴撞击叶片壁面后,水膜不均匀度增加,增大叶片表面粗糙度,使边界层增厚,降低叶栅通流面积,相对小水滴压比下降更大。但是在表面粗糙度和气动损失综合作用下,小水滴造成的能量损失是主要因素,因此直径小的水滴对风扇的压比影响更显著,且随着吞雨量的增加影响逐渐变大。

由图 14 可知,总温比和吞雨量之间为负相关关系。当吞雨量大于 3% 时,总温比下降程度逐渐缓慢,尤其当颗粒直径为 $1000\text{ }\mu\text{m}$ 时,这种趋势更加明显。这是因为总温比主要由气体的能耗和气体与颗粒之间的传热行为决定。一方面,颗粒

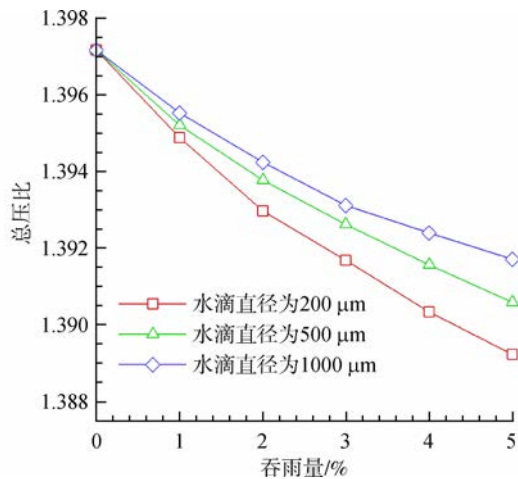


图 13 不同吞雨量下总压比对比图

Fig. 13 Contrast diagram of total pressure ratio under different rain ingestion rates

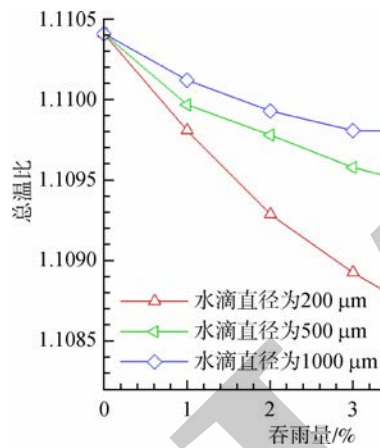


图 14 不同吞雨量下总温比对比图

Fig. 14 Contrast diagram of total temperature ratio under different rain ingestion rates

对壁面的撞击使风扇转矩增加、耗功增加,进而提高气体的内能和温度;另一方面,由于温差的存在,气体将热量传递给水滴,进而温度降低。观察图可知,对于大水滴,当吞雨量大于 3% 时小于 5% 时,风扇耗功明显增强,但是总体是传热占主导作用。

3 结 论

1) 叶片压力面的前缘区域和叶根区域是水滴和叶片碰撞的主要位置,水滴几乎不和吸力面撞击。受水滴和气体运动的共同影响,水气比在出口处发生明显畸变。

2) 水膜主要分布在叶片压力面中的前缘区域和叶根附近。水膜分布区域随着吞雨量和水滴直径的增加而增大,并逐渐向尾缘和叶顶扩大。

在颗粒直径为 1 000 μm、吞雨量为 5% 时,水滴沉积的面积为 0.075 8 m²,占叶片压力面总面积的 33.91%。在相同水滴直径情况下,同一区域的水膜方均根厚度随着吞雨量的增加而逐渐变大。水膜厚度最大值出现在叶片前缘处,其中在水滴颗粒直径为 1 000 μm、吞雨量 5% 情况下,最大厚度为 46 μm。

3) 风扇吞入雨水后的压比、温比和出口质量逐渐下降。在相同水滴直径情况下,风扇总温比与吞雨量之间为负相关关系。当吞雨量大于 3% 时,总温比下降程度逐渐变缓慢,尤其当水滴直径较大时,这种趋势更加明显。

参考文献:

[1] 马宇晨. 涡扇发动机吞雨对压气机的影响研究[D]. 哈尔滨工程大学,2018.
MA Yuchen. Turbopan engine compressor performance under water ingestion conditions[D]. Harbin: Harbin Engineering University,2016. (in Chinese)

[2] 王春晓,邓潇. 民用大涵道比涡扇发动机吸雨能力评估的方法研究[J]. 民用飞机设计与研究,2013(增刊 2):1-3.
WANG Chunxiao, DENG Xiao. A method for estimating rain ingestion effect on high bypass ratio turbopan engine performance[J]. Civil Aircraft Design and Search, 2013 (suppl. 2):1-3. (in Chinese)

[3] MURTHY S N B, TSUCHIYA T. Water ingestion into axial flow compressors; Part I analysis and predictions [R]. AFWAL-TR-80-2090,1976.

[4] THEOKLIS N. Water ingestion effects on gas turbine engine performance[D]. Bedfordshire, England, UK: Cranfield University,2008.

[5] REIN M. Phenomena of liquid drop impact on solid and liquid surfaces[J]. Fluid Dynamics Research,1993,12(2):61-93.

[6] ŠIKALO Š, MARENGO M, TROPEA C, et al. Analysis of impact of droplets on horizontal surfaces[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2002,25(7):503-510.

[7] 罗铭聪. 压气机湿压缩特性及水滴运动研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学,2014.
LUO Mingcong. Research of compressor wet compression performance and water droplet motion[D]. Harbin: Harbin Engineering University,2014. (in Chinese)

[8] 柴柏青,张海,郑群,等. 湿压缩机机械特性研究[J]. 工程热物理学报,2016,37(6):1194-1200.
CHAI Baiqing, ZHANG Hai, ZHENG Qun, et al. Mechanical characteristics investigation of wet compression[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2016,37(6):1194-1200. (in Chinese)

[9] GARDNER G C. Viscous flow of a liquid over a rotating surface with gas drag[J]. Journal of Applied Mechanics, 1963,30(1):7-12.

[10] RIOBOO R, TROPEA C, MARENGO M. Outcomes from a

drop impact on solid surfaces[J]. Atomization and Sprays, 2001,11(2):155-163.

[11] WILLIAMS J,YOUNG J B. Movement of deposited water on turbomachinery rotor blade surfaces[R]. ASME Paper 2006-GT-90792,2006.

[12] ZHANG H,TIAN X J,PAN X J,et al. Formation process of water film and performance effect on compressor stage [R]. ASME Paper 2006-GT-56569,2006.

[13] YANG L,ZHOU J,FAN S M,et al. Method and numerical simulation for evaluating the effects of water film on the performance of low-speed axial compressor[J]. Aerospace Science and Technology,2019,84:306-317.

[14] 赵威程. 大涵道比风扇、增压级三维设计及性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2018.

ZHAO Weicheng. The three-dimensional design and performance investigation on high bypass ratio fan and booster[D]. Harbin: Harbin Engineering University,2016. (in Chinese)

[15] BAI C,GOSSMAN A D. Development of methodology for spray impingement simulation[R]. SAE TP-950283,1995.

[16] COHEN L S,HANRATTY T J. Effect of wave a gas-liquid interface on a turbulent air flow[J]. Journal of Fluid Mechanics,1968,31(3):467-479.

[17] KISSEL G J. Rain and hail extremes at altitude[J]. Journal of Aircraft,1980,17(7):464-467.

[18] RUSSELL R E,VICTOR I W. Evaluation and correction of the adverse effect of (i) inlet turbulence and (ii) rain ingestion on high bypass engines[R]. AIAA 84-2486,1984.

(编辑:陈 越)