

多级轴流压气机吸雨性能变化的数值研究

王梓祎¹, 罗铭聪¹, 王静宜², 刘奥钺¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 上海航天动力技术研究所, 上海 201109)

摘 要: 为了研究吸雨对轴流压气机性能和稳定性的影响, 以某型三级轴流压气机为研究对象, 利用 CFD 软件针对不同吸雨量及雨滴颗粒直径进行了两相流数值模拟。研究发现: 雨水的吸入会不同程度地降低压气机的总压比、总温比及效率等性能参数, 在相同吸雨量的情况下雨滴颗粒的直径变化对压气机性能影响较小, 而性能的恶化程度会随着吸雨量的增大而大幅度增大; 雨水的吸入会影响压气机的气动参数, 影响各级间的性能匹配, 雨水的吸入会不同程度上改变各级的进口气流角, 对后两级的影响较大; 雨水吸入使动叶叶根处的反动度变小, 叶顶处的反动度变大, 从而改变各级间动静叶的负荷分配, 降低压气机的效率。

关 键 词: 吸雨; 轴流压气机; 两相流; 气动参数; 性能变化

中图分类号: TK474.8+1

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.11.008

[引用本文格式] 王梓祎, 罗铭聪, 王静宜, 等. 多级轴流压气机吸雨性能变化的数值研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(11): 57-63. WANG Zi-yi, LUO Ming-cong, WANG Jing-yi, et al. Numerical study on rain ingestion performance variation of multi-stage axial compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(11): 57-63.

Numerical Study on Rain Ingestion Performance Variation of Multi-stage Axial Compressor

WANG Zi-yi¹, LUO Ming-cong¹, WANG Jing-yi², LIU Ao-cheng¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;

2. Shanghai Space Propulsion Technology Research Institute, Shanghai, China, Post Code: 201109)

Abstract: In order to study the influence of rain ingestion on the performance and stability of axial compressor, a certain 3-stage axial compressor is taken as the research object to conduct the numerical simulation of two-phase flow for different rainfall ingestion and rain droplet particle diameters by CFD software. The research result shows that rain ingestion can reduce the compressor performance parameters such as total pressure ratio, total temperature ratio and efficiency in different degrees. Under the same rain ingestion condition, the changes of rain droplet particle diameters have little effect on compressor performance, while the deterioration degree of performance will increase significantly with the increase of rainfall ingestion. Rain ingestion will affect the pneumatic parameters of the compressor and the performance match between different stages. Rain injection will change the inlet airflow angle of each stage in different degrees, and the influence on the latter two stages is more significant. Rain ingestion makes the reaction degree at the root of rotor blade become smaller, and makes the reaction degree at the tip of rotor blade become lar-

收稿日期: 2021-03-26; 修订日期: 2021-06-09

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(3072021CF0308); 国家自然科学基金(52006042); 黑龙江省博士面上基金(LBH-Z20126); 国家科技重大专项(2017-II-0006-0019, 2017-I-0009-0010)

Fund-supported Project: Fundamental Scientific Research Special Funds for the Central Colleges and Universities(3072021CF0308); National Natural Science Foundation of China(52006042); Postdoctoral Foundation General Project of Heilongjiang Province(LBH-Z20126); National Science and Technology Major Project(2017-II-0006-0019, 2017-I-0009-0010)

作者简介: 王梓祎(1997-), 男, 辽宁沈阳人, 哈尔滨工程大学硕士研究生。

通讯作者: 罗铭聪(1986-), 男, 黑龙江伊春人, 哈尔滨工程大学副教授。

ger, which change the load distribution between rotor blades and stator blades at all stages and reduce the efficiency of compressor.

Key words: rain ingestion, axial compressor, two phases flow, aerodynamic parameter, performance variation

引 言

飞机在雨天飞行时,航空发动机会吸入大量雨水,严重影响压气机、燃烧室以及涡轮等关键部件的性能,并可能造成航空发动机失速、喘振和机械部件损坏、甚至熄火,导致空难的发生^[1]。Murphy 和 Tsuchiya T 等人针对一台 6 级压气机的性能,在暴雨及冰雹的条件下开展了系统的试验研究,并利用一维数值计算对试验结果进行了评估^[2-3],研究结果表明,吸雨会严重影响压气机的压比、效率及喘振裕度等性能参数。Santa 建立数学模型对燃气轮机吸雨进行数值计算,结果发现,水滴的蒸发导致压气机进口空气流量减少压气机的喘振裕度和稳定工作边界随降雨量的增加变窄^[4]。Williams 和 Young 对一台四级轴流压气机进行喷水试验,结果发现较小的吸雨量对压气机压比影响较小,随着吸雨量的增加,压比的减小幅度变大^[5-6]。Theoklis Nikolaidis 等人针对 1.5 级压气机的数值计算引入水膜模型,研究发现,水膜降低压气机的性能参数^[7]。郑群、孙兰昕及罗铭聪等人建立湿压缩计算模型,针对水滴颗粒运动及蒸发换热对湿压缩特性进行了详细地研究^[8-10]。

本文将采用 CFD 软件,针对某型三级轴流压气机,运用欧拉-拉格朗日法,选择标准湍流模型及 CAB 水滴气动破碎模型,计算比较干工况和不同吸雨条件下的总压比、总温比和效率等压气机的性能参数的变化规律。同时,从进口气流角和反动度等气动设计参数出发,分析吸雨工况下影响压气机性能的根本原因。

1 数值计算方法

1.1 计算模型

选用哈尔滨工程大学叶轮机械实验室自主设计的某三级轴流压气机作为研究对象,图 1 给出了压气机的结构示意图,压气机的部分参数如表 1 所示。

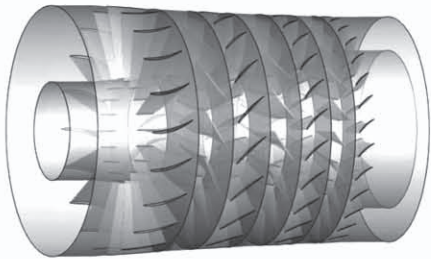


图 1 三级压气机结构图

Fig. 1 Structural diagram of 3-stage compressor

表 1 三级压气机部分参数

Tab. 1 Partial parameters of 3-stage compressor

参 数	数 值
进口总压/Pa	101 325
进口总温/K	288. 15
进口导叶数 (IGV)	20
第一级动叶数 (R1)	15
第一级静叶数 (S1)	18
第二级动叶数 (R2)	17
第二级静叶数 (S2)	23
第三级动叶数 (R3)	22
第三级静叶数 (S3)	29

选用 NUMECA 软件中的 Autogrid5 模块对该三级压气机的单通道计算域进行网格划分,叶片通道采用 O4H 型网格拓扑结构,对边界层内网格进行加密处理,图 2 给出了网格模型。分别对比了网格数为 367 万、600 万及 800 万的计算模型,进行网格无关性验证。

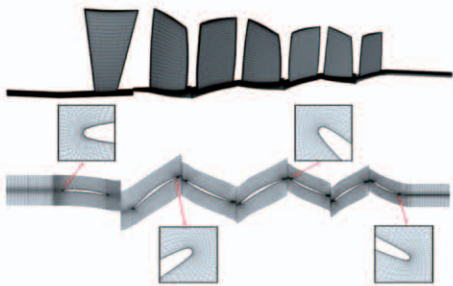


图 2 计算网格模型

Fig. 2 Computational grid model

如图 3 所示,367 万网格与 800 万网格出口总压相差最大仅有 0.18%,因此选用 367 万网格数作为计算模型。

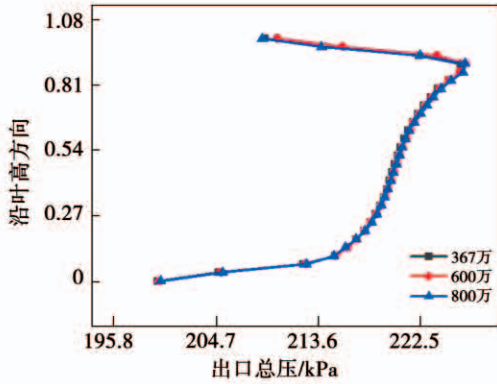


图 3 不同网格数下压气机出口总压分布

Fig. 3 Distribution of total pressure at compressor outlet under different grid numbers

1.2 控制方程

1.2.1 连续相控制方程

两相流动中需要考虑离散相对连续相的影响,压气机吸雨过程中水滴蒸发形成水蒸气与空气掺混形成两相工质,构成连续相。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = S_m \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \vec{F} \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_t) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho h_t + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + (\bar{\tau} \cdot \vec{u})) + \vec{u} \cdot \vec{F} + S_h \quad (3)$$

式中: ρ 与 $\vec{u}$ —空气与水蒸气混合后气体的密度与速度;源项 S_m —液滴与空气之间即离散相与液滴之间的质量传输; p —静压; $\vec{F}$ —动量源项; $\bar{\tau}$ —粘性剪切应力张量; λ —热导率; h_t —总焓; S_h —热量源项。

1.2.2 离散相控制方程

在拉格朗日坐标系下的液滴颗粒离散相运动方程为:

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = \vec{F}_D + \vec{F}_R \quad (4)$$

式中: m_p —液滴颗粒的质量; $\vec{u}_p$ —液滴的速度; $\vec{F}_D$ —气动曳力; $\vec{F}_R$ —惯性力,即离心力和科氏力。

离散相传热方程:

$$m_p C_w \frac{dT_p}{dt} = \pi d_p \lambda Nu (T - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (5)$$

式中: C_w —液相的比热容; λ —周围气体连续相的热传导率; T, T_p —气流及液滴的温度; Nu —努塞尔数; 式中右边第一项为连续相与离散相之间的对流换热热量; $\frac{dm_p}{dt}$ —液滴蒸发速率; h_{fg} —蒸发潜热;

式中右边第二项为离散相的蒸发潜热量。

水滴蒸发形式可分为沸腾态的强制对流蒸发及未饱和态的自然对流蒸发。选取 Antoine 方程确定其饱和蒸发压力,表达式为:

$$\lg p_{sat} = A - \frac{B}{T_{sat} + C - 273.15} \quad (6)$$

式中: p_{sat} —饱和蒸发压力; T_{sat} —饱和温度; 常数系数分别取值为 $A = 11.779, B = 3885.704, C = 230.23$ K^[11]。蒸发模型与液滴的温度有关,即液滴的温度高于沸点时,蒸发速率由强制对流换热决定:

$$\frac{dm_p}{dt} = -\frac{\rho d_p \ln Nu (T - T_p)}{h_{fg}} \quad (7)$$

当液滴温度低于沸点时,其蒸发速率由自然对流换热确定:

$$\frac{dm_p}{dt} = \pi d_p \rho_v D_v Sh \frac{M_v \log(\frac{1-f_p}{1-f})}{M} \quad (8)$$

式中: ρ_v —水蒸气密度; D_v —蒸汽扩散系数; M_v —水蒸气的摩尔质量; M —连续相的摩尔质量; f_p —液态水的摩尔分数; f —气态水的摩尔分数; Sh —Sherwood 数,其表达式为:

$$Sh = 2 + 0.6 Re^{0.5} \left(\frac{\mu}{\rho_v D_v} \right)^{1/3} \quad (9)$$

1.2.3 水滴的气动破碎与碰撞模型

水滴的破碎过程由气动曳力、表面张力及水滴的黏性 3 个主要因素决定,用无量纲数韦伯数 We_w 表征液滴破碎的评判标准,将其定义为气动曳力与表面张力之比^[12]:

$$We_w = \frac{\rho (\vec{u} - \vec{u}_w)^2 d_w}{\sigma_w} \quad (10)$$

式中: $\vec{u}$ —气流的速度; $\vec{u}_w$ —水滴的速度; d_w —水滴的表面张力系数; σ_w —水滴的表面张力。本文选用 CAB 破碎模型来模拟水滴的气动破碎现象。

水滴会与压气机的机匣和叶片等部件发生碰撞, 水滴撞击壁面后根据韦伯数的不同划分为 4 种形态, 分别为粘附、反弹、铺展及飞溅破碎。其韦伯数表达式为^[13]:

$$We_p = \frac{\rho \vec{u}_{wn}^2 d_w}{\sigma_w} \quad (11)$$

式中: $\vec{u}_{wn}$ —水滴撞击壁面的法向速度。

1.3 边界条件

压气机的进口边界条件设定为总温 288.15 K、总压 101 325 Pa; 通道边界给定周期性边界条件; 转子与静子交界面选择为 General connection 混合平面; 壁面的边界条件选择为绝热、无滑移壁面; 出口给定平均静压, 通过改变平均静压值, 计算压气机各个工况条件下的性能参数; $k-\varepsilon$ 模型具有较好的鲁棒性, 因此选择该模型作为计算的湍流模型。

根据 Kissel 统计的暴雨中的数据可知, 大气中雨滴粒径分布在 0.5 ~ 3 mm 之间, 雨滴粒径主要集中在 1 mm^[14]。1 mm 的液滴进入风扇叶栅通道时, 由于激波的作用, 迫使液滴撞击壁面破碎为小液滴, 随后吸入压气机, 其中, 大部分粒径在 50 ~ 500 μm 之间^[15]。因此, 选用 200 和 400 μm 的液滴作为研究对象。参照航空适航规范, 并考虑到 Scoop 效应^[16], 选取空气流量的 2% 及 5% 为吞雨量。选取 50 m/s 作为雨滴的进口速度。其中雨滴的温度为 288.15 K, 追踪粒子数目选取 5 000。

液滴的直径分布服从 Rosin Rammler 分布规律:

$$R = \exp\left[-\left(\frac{d}{d_e}\right)^\gamma\right] \quad (12)$$

式中: d —水滴颗粒特征直径; d_e —存在的水滴颗粒直径; R —直径大于 d 的所有水滴的质量分数; γ —水滴颗粒直径分布指数。

图 4 给出了不同颗粒直径水滴的质量分数分布。 $\gamma = 3.0$ 时水滴颗粒的直径分布与试验结果较为接近, 因此选用 $\gamma = 3.0$ 的水滴颗粒直径分布指数, 可以更好地模拟出实际的水滴颗粒分布情况。

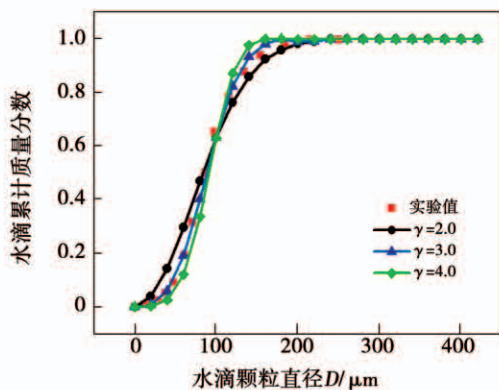


图 4 不同颗粒直径水滴的质量分数分布

Fig. 4 The mass fraction distribution of water droplets with different particle diameters

2 计算结果及分析

2.1 不同吸雨条件下整体特性

图 5 给出了不同吸雨量条件下压气机总压比 - 流量的特性曲线。从图 5 可以看出, 在吸雨量相同的条件下, 雨滴颗粒直径的大小对压气机总压比的影响不大, 反而当雨滴颗粒直径一定时, 随着吸水量的增加, 压气机总压比的下降幅度进一步增大。由此可以说明较大雨水量的吸入会严重恶化流场, 大幅度增加流量的损失, 致使压气机的总压比性能下降。

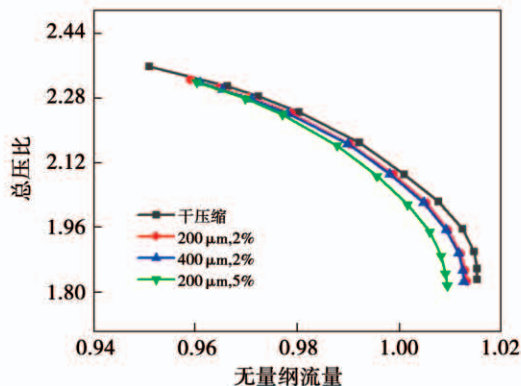


图 5 压气机的总压比 - 流量特性图

Fig. 5 Characteristic diagram of total pressure ratio vs. flow of compressor

图 6 及图 7 分别给出了不同吸雨条件下压气机的总温比 - 流量特性图和蒸发量 - 流量特性图。由图 6 可知, 雨水的蒸发冷却作用, 雨水的吸入会一定

程度上降低压气机压缩过程的温度,因此随着吸雨量的增加,压气机的温比下降很大;当吸雨量一定时,由于雨滴颗粒直径的变大,使得雨滴表面积与体积的比值变小,从而降低了雨滴的传热换热能力,导致雨滴在压气机内部的蒸发冷却作用降低,温比反而小幅度上升。

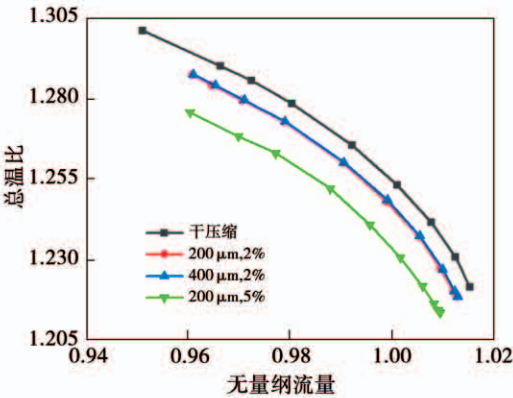


图 6 压气机的总温比 - 流量特性图

Fig. 6 Characteristic diagram of total temperature ratio vs. flow of compressor

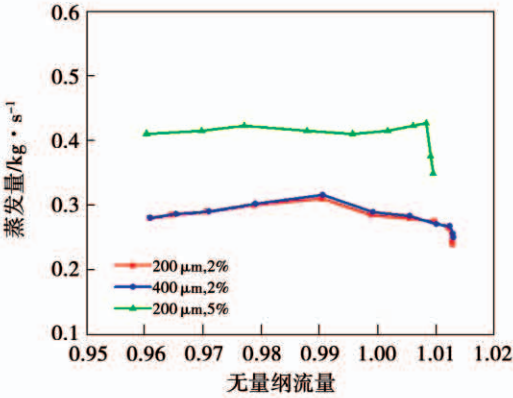


图 7 压气机的蒸发量 - 流量特性图

Fig. 7 Characteristic diagram of evaporation capacity vs. flow of compressor

压气机吸入雨水后,其稳定工作范围变窄,如表 2 所示。随着吸雨量的增多,压气机稳定工作范围下降幅度降低;在吸雨量相同的情况下,压气机稳定工作范围下降幅度随着雨滴颗粒直径的变大而增加。由于蒸发冷却作用一定程度上抵消了水滴碰撞、气动破碎、相变等过程产生流动阻力损失,较大的蒸发量会进一步抵消上述过程所产生的损失。如

图 7 所示,5% 的吸雨条件下,压气机的蒸发量明显大于其他工况;相同吸雨量条件下,200 μm 的蒸发量略大于 400 μm 的蒸发量,与上述分析一致。

表 2 不同吸雨条件下压气机稳定工作范围变化

Tab. 2 Variation of stable working ranges of compressor under different conditions of rain ingestion

水滴直径/ μm	吸雨量/%	稳定工作范围下降百分比/%
200	2	5.34
400	2	6.61
200	5	4.52

图 8 给出不同吸雨条件下压气机的效率 - 流量特性。相比于其他特性参数,吸雨对压机的效率影响最大。其中,在相同吸雨量的情况下,随着雨滴颗粒直径的变大,压气机效率下降幅度有小幅增大趋势;而吸雨量增加对压气机效率下降幅度的影响远大于雨滴直径增大的影响。

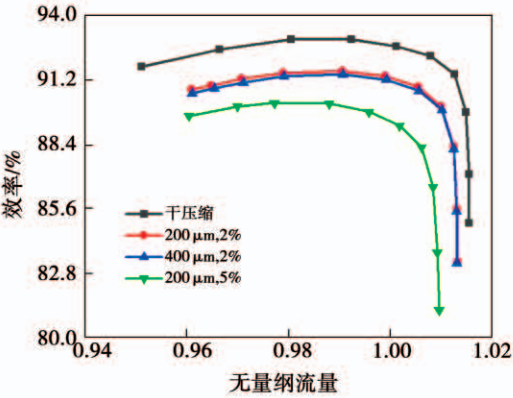


图 8 压气机的效率 - 流量特性图

Fig. 8 Characteristic diagram of efficiency vs. flow of compressor

与干压缩相比较,雨水的吸入不同程度的恶化压气机性能,其中吸雨量的影响远大于雨滴颗粒直径对性能的影响,这是由于雨滴在气流中存在较大的滑移速度,且气流受到雨滴的阻力会增大。在雨滴颗粒直径相同的条件下,随着吸雨量的增多,单位时间内通过压气机流道截面的雨滴数量会增多,气流受到水滴的空气阻力增大,压气机进口流量会随之减少,因而压气机的性能会随之降低;同理可知,当吸雨量一定的情况下,随着雨滴颗粒直径的增大,

单位时间内通过压气机流道截面的雨滴数量会减少。但由于进口导叶(IGV)的存在,雨滴被吸入压气机前,会发生碰撞破碎,进入压气机内部与叶片碰撞也会发生破碎。根据韦伯数定义,直径越大,破碎形成的雨滴越多,而雨滴颗粒直径量级较小,破碎产生的雨滴总量较少,因此雨滴颗粒直径变化对压气机性能的影响程度较小。同时,不论是吸雨量的多少,还是雨滴颗粒直径的大小,压气机都需输入更大的扭矩来克服雨滴对叶片的负载,因此会产生更多的损耗,压气机效率的下降幅度加大。

2.2 典型单通道吞雨级间匹配性能

雨水的吸入,必然导致压气机各级进出口的气体流速变化,图 9 给出了基元速度三角形示意图。其中, C 为绝对速度, W 为相对速度, α 和 β 分别为绝对气流角的相对气流角,下标 1 和 2 分别代表叶栅通道的进出口,下标 a 和 u 为速度在轴向及周向的分量。

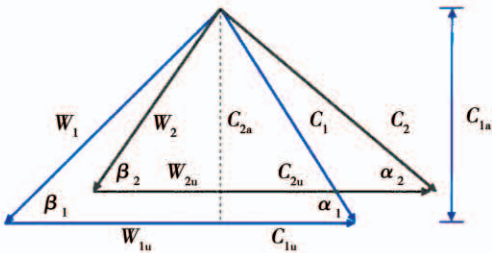


图 9 基元级速度三角形

Fig.9 Velocity triangle at the elementary stage

图 10 给出了进口气流角沿叶高方向的分布情况。由图 10 可以看出,压气机吸入雨水后,R1 处的进口相对气流角曲线基本重合,R2 靠近动叶叶根的位置,进口相对气流角有增大的趋势,而 R3 处的相对气流角整体上明显小于干压缩工况,说明吸雨对压气机动叶的影响是逐级递增的;静叶的进口绝对气流角呈现不同的变化规律:S1 的进口绝对气流角整体上略大于干压缩工况;S2 和 S3 的进口绝对气流角在靠近叶根位置的 40% 以下的叶高处有所减小,在 90% 以上的叶高处进口绝对气流角增大明显,而在 40% ~ 70% 相对叶高位置进口绝对气流角增大,在 70% ~ 90% 叶高内气流角减小。由此可以说明,吸雨对压气机的性能影响集中在 R1 后,R3 及 S3 最为严重。

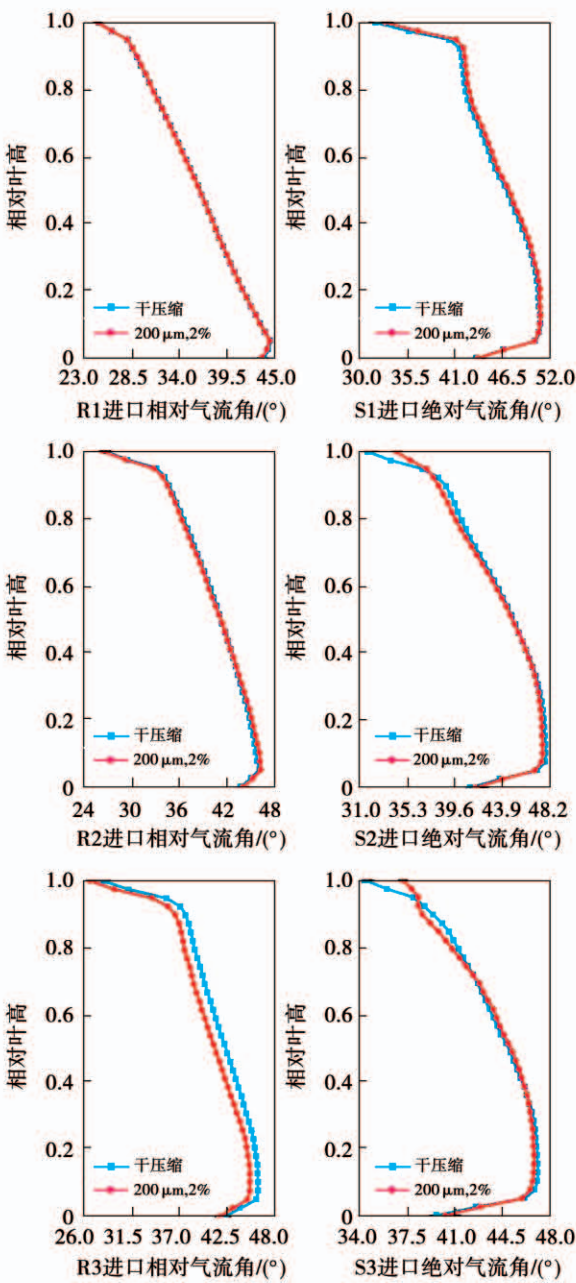


图 10 进口气流角沿叶高的分布

Fig.10 Distribution of inlet flow angles along blade heights

在气流流过压气机级时,静压分别在动叶和静叶中得到提高,当级增压比确定后,增压比在动、静叶中的分配情况对于级的效率和级对气体的做功量都有较大影响。反动度的变化情况能反映出叶栅做功能力的变化,同时反映出叶片的效率变化。当反动度过大,说明动叶负荷升高,使动叶的扩压能力减弱,导致动叶效率下降;反之则会引起静叶效率降低。

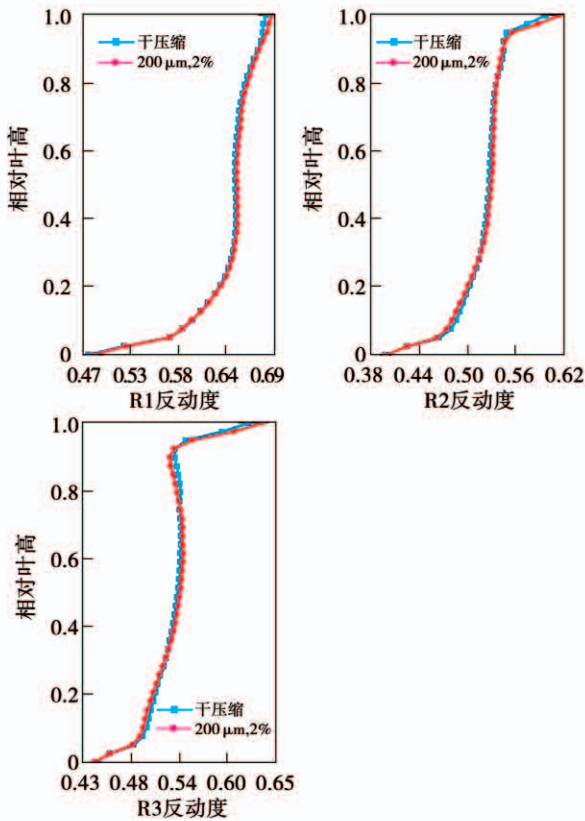


图 11 动叶反动度沿叶高方向的分布

Fig. 11 Distribution of rotor blade reactionary degrees along the directions of blade heights

图 11 为反动度沿叶高的分布情况。从图中可以看出,与干压缩相比较,吸雨后 R1 的反动度整体略微升高,R1 的叶片负载增加;当雨滴流经第二级时,反动度的升高主要体现在 40% 以上的相对叶高位置,而靠近叶根的位置,反动度反而下降;R3 的反动度分布情况与 R2 类似,与干压缩相比,靠近叶高位置的反动度先减少后增加。

图 12 给出了吸雨工况下,雨滴颗粒的分布情况。由图 12 可知,雨滴会因压气机高速旋转产生的离心力向叶顶位置迁移,增大了叶片的负荷。雨滴的运动情况与反动度的变化规律相符。

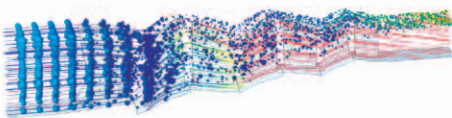


图 12 雨滴颗粒的分布情况

Fig. 12 The distribution of rain droplet particles

从以上的分析可知,压气机吸入雨水后,会影响压气机的级间匹配,改变动、静叶之间的负荷分配情况,降低动叶效率。另外静叶进口绝对气流角的增大,会导致气流攻角的增大,随着背压增加,在动叶顶部更容易发生失速,从而导致流量和效率降低,压气机稳定工作范围也随之降低。

3 结 论

(1) 大量的雨水吸入会降低压气机的总压比、总温比及效率,且对压机的效率影响最大。在相同吸雨量条件下,由于液滴颗粒直径量级较大,其大小的变化对压气机性能具有较小的影响;随着吸雨量的增多,压气机性能下降幅度变大。

(2) 雨水的吸入会改变压气机的气动设计参数,如进口气流角、反动度等参数。雨滴的吸入会不同程度影响气流角的变化,对后两级的影响尤为明显;液滴会受到压气机内部离心力的影响,逐渐向叶顶位置靠拢,导致叶顶部位反动度明显增加,且随着液滴的流动逐级递增。

参考文献:

- [1] LUERS J, HAINES P. Heavy rain influence on airplane accidents [J]. Journal of Aircraft, 1983, 20(2): 187 - 191.
- [2] TSUCHIYA T, MURTHY S N B. A computer code for the prediction of a multistage axial compressor performance with water ingestion [R]. NASA-CR - 3624, 1982.
- [3] MURTHY S N B. Effect of heavy rain on aviation engines [C]// Reno, Nevada: Aerospace Sciences Meeting. AIAA - 89 - 0799, 1989.
- [4] SANTA I. The effect of water ingestion on the operation of the gas turbine engine [C]// Harrogate, UK: International Congress of Aeronautical Sciences, 2000.
- [5] WILLIAMS J, YOUNG J B. Movement of deposited water on turbomachinery rotor blade surfaces [J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(2): 394 - 403.
- [6] WILLIAMS J, FREEMAN C, DAY I. Rain ingestion in axial flow compressors at part speed [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 1 - 10.
- [7] THEOKLIS N, PERICLIS P. Water film formation on an axial flow compressor rotor blade [C]// Berlin, Germany: Proceedings of ASME Turbo Expo, 2008.