

湿压缩对压气机转子失稳边界工况性能的影响

杨国伟¹, 吴艳辉^{1,2}, 安光耀¹, 陈智洋¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对某型跨声速压气机转子的失速边界工况,采用数值模拟方法系统研究了不同加湿条件对其性能的影响。获得了水滴粒径、速度、温度和喷水量与转子进气流量、压比、效率、比压缩功等性能参数之间的关系曲线。结果表明:在失速边界上对跨声速压气机进气加湿,可以增加空气流量,提高总压比和效率,降低比压缩功。通过对流场的分析,发现进气加湿后,向低能区注入了高动量的水滴颗粒,削弱叶顶阻塞团,将主流与泄漏流交界面和激波位置向下游推进,减小激波强度,降低叶顶载荷,增大主流区载荷,改善了叶顶流场。提出了以水滴的面积流量定量评价不同进气加湿条件对叶顶流场的作用效果。

关键词: 湿压缩; 进气加湿; 跨声速转子; 轴流压气机; 叶顶

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Influence of wet compression on performance of compressor rotor working at its stall boundary

YANG Guowei¹, WU Yanhui^{1,2}, AN Guangyao¹, CHEN Zhiyang¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: At the stall boundary condition of a transonic compressor rotor, numerical simulation method was used to study the effects on operation performance with different inlet fogging conditions. Correlation curves between performance parameters, including air flow, total pressure ratio, isentropic efficiency and specific work, and inlet fogging parameters, including water droplet diameter, velocity, temperature and water spray rate, were obtained. Results showed that inlet fogging can increase air flow, heighten total pressure ratio, enhance isentropic efficiency and reduce specific work. Through analyzing the flow field in detail, it was found that inlet fogging can inject high momentum water droplet to tip stagnation zone, decrease blockage region, move down the interface between main flow and leakage flow, weaken the strength of shock, reduce tip load and increase load at mainstream region. A parameter named water droplet area flow was taken to evaluate the effect on flow field

收稿日期: 2016-10-09

基金项目: 国家自然科学基金重点项目子项目(51536006); 国家自然科学基金面上项目(11572257, 51276148);

航空科学基金(2015ZB53027); 西北工业大学研究生创新创业种子基金(Z2017021)

作者简介: 杨国伟(1991—),男,硕士生,研究领域为叶轮机械气动热力学。

通讯作者: 吴艳辉(1972—),女,教授,博士,研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: wyh@nwpu.edu.cn

引用格式: 杨国伟,吴艳辉,安光耀,等.湿压缩对压气机转子失稳边界工况性能的影响[J].航空动力学报,2018,33(4):812-822.

YANG Guowei, WU Yanhui, AN Guangyao, et al. Influence of wet compression on performance of compressor rotor working at its stall boundary[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 812-822.

with different fogging conditions quantitatively.

Key words: wet compression; inlet fogging; transonic rotor; axial compressor; tip

燃气轮机作为一种重要的功率输出装置,以其多方面优越性在航空航天等领域起着关键性作用。在众多提高燃气轮机工作性能的方案中,湿压缩技术以其结构简单、尾气污染物含量低等优势成为了一种应用前景十分广阔的方案^[1]。在世界范围内,湿压缩技术已应用于超过 1 000 台燃机^[2]。

在目前的技术条件下,燃机中压气机所消耗的压缩功约占涡轮功的 1/2~2/3^[3],减少压气机耗功是提高燃机输出功率与循环效率的有效途径。从热力循环的角度考虑,降低压缩过程中工质的温度可以使实际压缩过程更接近于理想情况下的等熵压缩,从而减少压缩耗功,提高循环效率。基于这种思想,Kleinschmidt^[4]于 20 世纪 40 年代提出湿压缩概念,利用液态水在压气机内部汽化时相对较大的潜热来冷却压缩空气。

20 世纪 90 年代后期以来,湿压缩技术的研究得到了越来越多国内外学者的关注,但是研究的重点主要集中在湿压缩对燃机整机性能的影响,而对湿压缩条件下各部件的流动机理缺乏关注^[5]。湿压缩环境下压气机内部为气水两相流动,离散形态的液相水与连续的气相工质之间存在着复杂的相互作用,特别是在高逆压梯度的压气机中,水滴颗粒的存在会对原流场产生显著影响,这种影响可以分为气动作用、热力作用与机械作用^[6]。关于湿压缩对压缩系统的影响,Horlock^[7], Utamura^[8], Meacock、Payne 等^[9-10],以及哈尔滨工程大学的郑群团队^[11]进行了一定的研究,他们研究发现湿压缩条件下压气机的总压比、效率、压缩耗功等性能参数会发生显著变化,得出了在一部分工况下压气机性能参数随不同加湿条件的变化规律,并指出影响因素主要为水滴直径、喷水量以及蒸发量。此外,郑群团队的研究还发现湿压缩具有拓宽压气机稳定工作范围的潜力。

总结现阶段取得的研究成果发现,关于进气加湿对压缩系统影响的研究工作集中于对宏观性能的分析,而对性能变化的作用机理缺乏关注,且工况点集中于设计点附近。现有关于湿压缩对流场作用机理的少量研究工作中,仅对作用机理进行了定性分析,没有对作用效果提出定量的评价标准。对于各项影响湿压缩的因素,只能单一考虑,没有提出能够有效综合考量多种加湿条件交

互变化情况下,进气加湿对流场作用效果的量化评价标准。

针对上述研究的空白与不足,本文以跨声速压气机转子 Rotor 35 为研究对象,采用数值模拟方法研究在设计转速的失稳边界上,不同进口加湿条件对宏观转子性能与微观流场细节的影响。总结在干压缩失稳边界对进气加湿后,转子工作性能的变化规律,针对湿压缩条件下水滴对流场作用机理进行解释。提出了用水滴面积流量统一定量评价不同加湿条件对流场的作用效果。

1 研究对象及数值方法

1.1 研究对象

本文的研究对象为跨声速转子 Rotor 35,由 NASA Lewis 研究中心的 Reid 和 Moore 设计并测试^[12],其主要的设计参数见表 1。

表 1 Rotor 35 的主要设计参数
Table 1 Main design parameters of Rotor 35

参数	数值
设计转速/(r/min)	17 188.7
设计点流量/(kg/s)	20.8
设计点总压比	1.865
设计点效率	0.865
轮毂比	0.7
展弦比	1.19
叶片数	36
叶顶间隙/mm	0.408

1.2 相变模型

相变过程由传热与传质方程决定。传热方程为

$$m_w c_w \frac{dT_w}{dt} = \pi d_w \kappa Nu (T - T_w) + r \frac{dm_w}{dt} \quad (1)$$

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (2)$$

式中 m_w 为水滴质量, c_w 为水滴的比热容, T_w 为水滴温度, d_w 为水滴直径, κ 为气相介质导热系数, Nu 为努塞尔数, r 为水滴的蒸发潜热, Re 为雷诺数, Pr 为普朗特数。

相变类型由 Antoine 方程确定,表达式为

$$\lg p_s = A - \frac{B}{T+C} \quad (3)$$

式中 p_s 为饱和蒸汽压力, A 、 B 和 C 为经验系数。

$$\frac{dm_w}{dt} = \pi d_w \rho D Sh \frac{M_v}{M_m} \ln \left(\frac{1-x_s^v}{1-x_m^v} \right) \quad (4)$$

$$Sh = \begin{cases} 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} & 0 \leq Re < 776.06 \quad 0 \leq Pr < 250 \\ 2 + 0.27 Re^{0.62} Pr^{0.33} & Re \geq 776.06 \quad 0 \leq Pr < 250 \end{cases} \quad (5)$$

式中 ρD 为连续项中的扩散系数, Sh 为舍伍德数, M_v 为水蒸气摩尔质量, M_m 为混合气体的摩尔质量, x_s^v 为水蒸气在水滴表面的摩尔分数, x_m^v 为水蒸气在连续项介质中的摩尔分数。

当 $p_s > p_{\text{ambient}}$, 相变类型为沸腾, 传质速率由沸腾换热决定, 控制方程为

$$\frac{dm_w}{dt} = \frac{\pi d_w \kappa Nu (T - T_w)}{r} \quad (6)$$

1.3 网格划分

对计算模型采用图 1 所示结构化网格划分, 网格拓扑结构为 O4H 型, 叶片周围采用 O 型网格, 叶顶间隙处采用蝶型网格。网格总数为 719 605, 在叶片、机匣、轮毂表面附近与叶顶间隙处进行局部网格加密处理。网格最小正交性为 36° , 最大长宽比为 1 325, 最大膨胀比为 2.91。

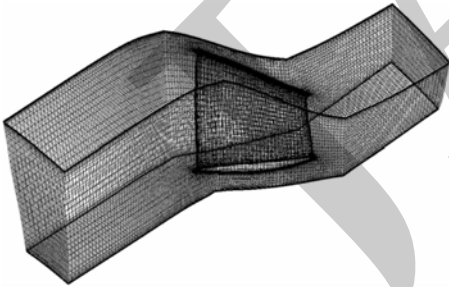


图 1 计算模型网格结构

Fig. 1 Mesh structure of computational model

1.4 边界条件及求解

干压缩工况进口采用总温总压边界条件, 分别为 288 K, 101 325 Pa。出口采用平均静压边界条件。湍流度为 5%, 绝热无滑移壁面, 选用 $k-\epsilon$ 湍流模型, 转速为 17 188.7 r/min。

保持干压缩失速边界(背压为 128 800 Pa)处连续项边界条件不变, 增设不同的离散项边界条件来模拟不同的湿压缩工况。粒径取为 2、4、6、8、10 μm 和 20 μm ; 喷水量取为 0.5%、1%、2%、3%和 4%; 水滴初速度取为 0、50、100 m/s 与 150 m/s; 水滴初温取为 288、298、308 K 和 318 K。对

当 $p_s < p_{\text{ambient}}$ (p_{ambient} 为环境压力), 相变类型为蒸发, 传质速率由对流换热决定, 控制方程为

以上 4 种离散项边界条件进行不同组合来确定不同的湿压缩工况。

通过 CFX 软件, 应用欧拉-拉格朗日方法对连续项和离散项进行双向耦合求解, 选用 CAB (cascade atomization and breakup) 水滴破碎模型, 水滴与壁面之间碰撞恢复系数为 0.7。

2 计算结果分析

2.1 计算结果的实验验证

图 2 为干压缩条件下对转子进行数值模拟所得总压比和等熵效率特性曲线与实验结果的对比情况。可以看到数值模拟所得失稳边界流量, 相同流量下的总压比和等熵效率均低于实验值。在失稳边界处, 流量和总压比相对实验值分别减少了 0.6% 和 1.4%, 这可能与模型误差、数值方法以及湍流模型等因素有关。但是性能曲线的变化趋势一致, 文献[13]对 Rotor 35 进行的三维全通道非定常数值模拟也得到了类似的结果, 表明本文的数值模拟较为可靠。

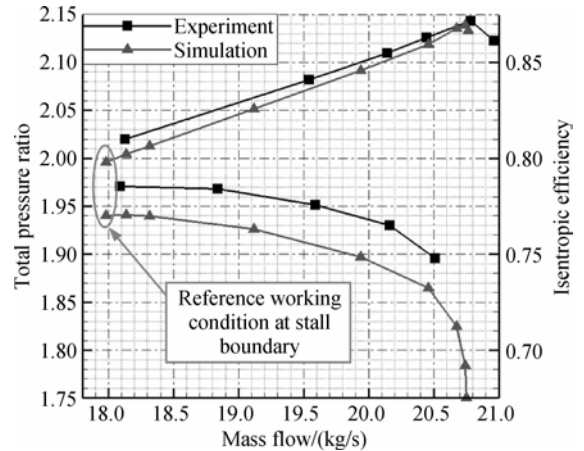


图 2 实验和数值模拟特性线

Fig. 2 Performance curves of experiment and numerical simulation

2.2 总性能分析

图 3~图 7 中, 横坐标为喷水量 ϕ_w , 定义为压

气机进口液相水质量流量占干压缩失稳边界空气质量流量的百分比,纵坐标为转子的各项性能参数。进口水滴的状态由粒径、温度、速度表征,固定其中两个参数便可得到不同喷水量情况下压气机性能参数随剩余一个参数的变化关系。图 3(a)~图 7(a)中水滴初温与初速度恒定,取值为 288 K 与 50 m/s;图 3(b)~图 7(b)中水滴粒径与初温恒定,取值为 $2\mu\text{m}$ 与 288 K;图 3(c)~图 7(c)中水滴粒径与初速度恒定,取值为 $2\mu\text{m}$ 与 100 m/s。水滴粒径的取值为进口喷雾粒径的平均值,服从 Rosin 分布规律。

2.2.1 进口空气流量

图 3 给出了在失稳边界上压气机空气流量与不同加湿条件之间的关系曲线。纵坐标为流量系数 ϕ_a , 定义为压气机实际空气质量流量与干压缩失速边界空气质量流量的比值。从图 3 可以看出,进气加湿后,增大了压气机空气流量,这与 Hill^[14] 在两台涡轴发动机上的实验结果相一致。具体分析图 3(a)可知,压气机流量增量与水滴粒

径成负相关。水滴粒径、初速度、初温和喷水量分别取为 $2\mu\text{m}$ 、50 m/s、288 K 和 4% 时,可将流量提高 7.7%。在维持上述初速度、初温和喷水量不变的前提下,随着水滴粒径的减小,流量增加的趋势增强。图 3(b)为水滴初速度对压气机流量的影响,从图中可以看出随着速度的增加,压气机流量增加,且压气机流量增量随速度的增量是线性变化的。图 3(c)为水滴初温对流量的影响,可以看到压气机流量随进口水滴温度的增加而降低,而且流量减小量基本正比于温度的增加量。

由以上分析可知在干压缩失稳边界,加湿后流量可以得到显著提高。对于湿压缩通常选取常温下 2% 的加湿量^[15],在水滴速度取为 0、50、100 m/s 与 150 m/s 时,流量分别提高了 5.5%、6.1%、6.7% 与 7.3%,这便将工况点推离了失稳边界,并且随着喷水量的增加还有增加的趋势。所以湿压缩技术除了被用以提高整机效率和增大输出功以外,还可以考虑作为稳定性控制的一种手段。

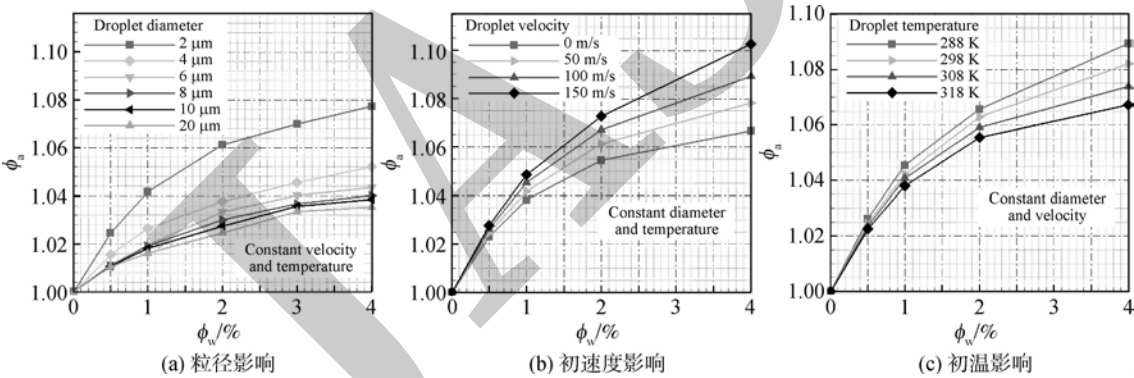


图 3 不同湿压缩工况进口流量曲线

Fig. 3 Inlet mass flow curves with different wet compression conditions

2.2.2 出口温度

图 4 为转子出口静温随不同加湿条件的变化规律。从图 4(a)中可以看出转子出口温度随水滴粒径的减小而降低。当加湿量为 4% 时, $2\mu\text{m}$ 与 $4\mu\text{m}$ 粒径对应的出口静温分别为 299.6 K 与 307.19 K,变化率为 $3.8\text{ K}/\mu\text{m}$; 相同的加湿量下, $10\mu\text{m}$ 与 $20\mu\text{m}$ 粒径对应的出口静温分别为 311.81 K 与 312.42 K,变化率为 $0.07\text{ K}/\mu\text{m}$ 。可见,水滴粒径越小,对气流的冷却作用越显著。分析图 4(b),可以看出水滴进口速度与气流出口静温的关系为负相关,但是不同速度之间的冷却效果差异不大。分析图 4(c)可知,气流出口静温与

水滴初温成正相关,且气流出口温度随进口温度的变化基本上是线性均匀的。

2.2.3 总压比

图 5 为不同湿压缩条件下转子的总压比 π_{tp} 曲线,从图中可以看出选取的所有湿压缩工况都可以提高干压缩失速点上的总压比,但是不同工况下总压比的差异较大。从图 5(a)中可以看到,总压比随粒径的减小而增大,相对于其他几种粒径, $2\mu\text{m}$ 粒径工况对总压比提高的最为显著,最高总压比可达 2.005,在其他粒径情况下,总压比随粒径的变化较小。从图 5(b)中可以看到,总压比与水滴初速度之间的关系为负相关,且变化比

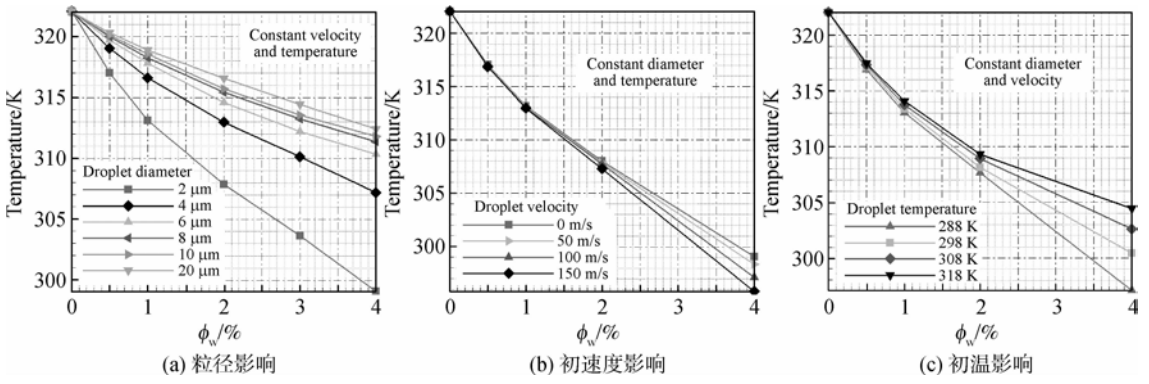


图 4 不同湿压缩工况出口温度曲线

Fig. 4 Outlet temperature curves with different wet compression conditions

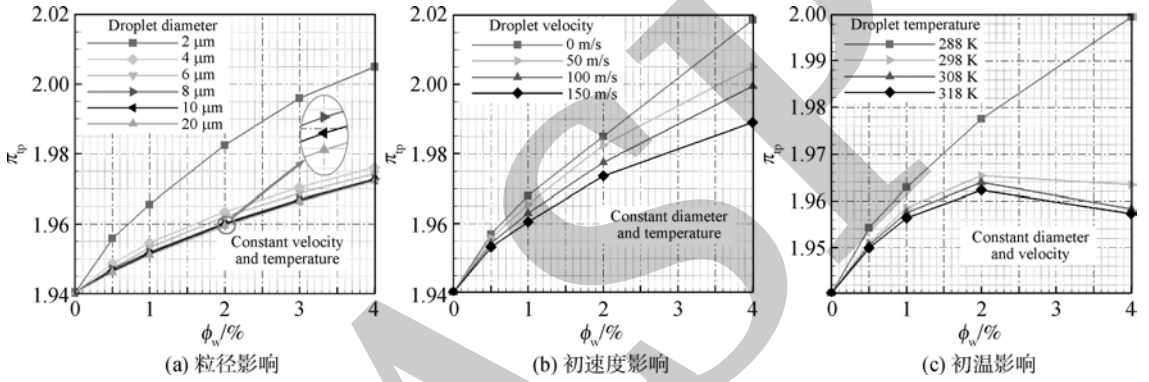


图 5 不同湿压缩工况总压比曲线

Fig. 5 Total pressure ratio curves with different wet compression conditions

较均匀。从图 5(c)可以看出总压比与水滴初温之间关系为负相关,与其他的影响因素不同,不同初温条件下,总压比曲线的走势不同。当温度为 288 K 时,总压比与喷水量之间是单调关系,但是初温升高到 298、308 K 与 318 K,喷水量达到 2% 之后,随着喷水量的增加,总压比有下降的趋势。这与水滴的凝结有关,当水滴温度较高,流量较大时,水滴不易凝结,始终以液态存在,液态颗粒的形变特性减小了两相之间黏性作用的尺寸,减小了两相之间的动量交换水平,从而向低能区输入的动量也较小,对流场的改善作用降低。这是图中存在拐点的原因。

2.2.4 等熵效率

湿压缩条件下压气机内部流动为气液两相流动,气相工质为空气与水蒸气的混合气体,其等熵效率 η_p 的计算公式为

$$\eta_p = \frac{N_{w,i}}{N_w} \quad (7)$$

$$N_w = \frac{\pi n M}{30 \dot{m}_o} \quad (8)$$

$$N_{w,i} = (1 - w_{\text{vapour}}) N_{a,i} + w_{\text{vapour}} N_{v,i} \quad (9)$$

$$N_{a,i} = c_{p,a} T_i^* \left[\left(\frac{p_o^*}{p_i^*} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \quad (10)$$

$$N_{v,i} = c_{p,v} T_i^* \left[\left(\frac{p_o^*}{p_i^*} \right)^{\frac{\gamma_v - 1}{\gamma_v}} - 1 \right] \quad (11)$$

式中 $N_{w,i}$ 、 N_w 为等熵、实际压缩功, $\dot{m}_o$ 为出口质量流量, kg/s; w_{vapour} 为出口水蒸气质量分数; n 为转速, r/min; M 为扭矩, N · m; $N_{a,i}$ 、 $N_{v,i}$ 为空气、水蒸气等熵压缩功, J/kg; $c_{p,a}$ 、 $c_{p,v}$ 为空气、水蒸气比定压热容, J/(kg · K); T_i^* 为进口空气总温, K; p_i^* 、 p_o^* 为进、出口总压, Pa; γ_a 、 γ_v 为空气、水蒸气比热比。

分析图 6 可知,对进气加湿可以提高压缩效率。由图 6(a)可以看出压缩效率随粒径的减小而增大,且粒径越小对效率的提升越明显。由图 6(b)可知,压缩效率与水滴初速度之间的关系为正相关。由图 6(c)可知,压缩效率与水滴初温之间的关系为负相关。

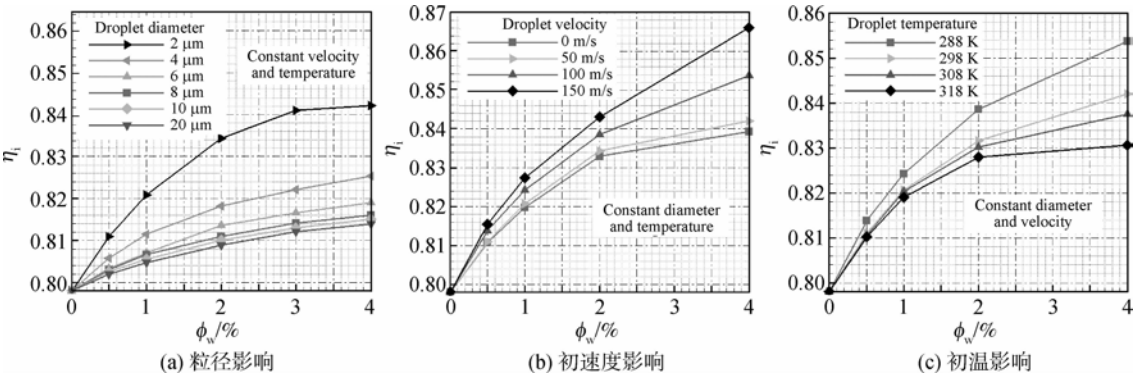


图 6 不同湿压缩工况等熵效率曲线

Fig. 6 Isentropic efficiency curves with different wet compression conditions

2.2.5 比压缩功

图 7 为比压缩功 L_c (压缩耗功与出口气体质量流量的比值) 与不同加湿条件之间的关系曲线。分析图 7(a) 可知, 比压缩功与水滴粒径之间的关系为负相关, 且并不是所有的湿压缩工况都可以降低比压缩功, 当粒径取 $6\sim 20\ \mu\text{m}$ 时, 比压缩功在干压缩失速边界耗功的基础上有所增加。进气加湿后, 一方面水滴对叶轮的冲击作用使压缩耗功增加; 另一方面, 水滴对空气的冷却作用使压缩耗功较少。相比于大粒径情况, 小粒径情况下, 水滴的蒸发效果显著, 冷却作用较强, 同时对叶轮的冲击较弱, 所以可以获得较小的比压缩功。同时可以看到, 比压缩功随加湿量的增加先减小, 达到最小比压缩功之后随加湿量的增加而增加。这主要是因为达到最小比压缩功之前, 蒸发冷却起

着主要作用, 随加湿量增加, 冷却效果加强, 比压缩功减少; 达到最小比压缩功之后, 水滴对叶轮的冲击起主要作用, 随加湿量的增加, 冲击损失增大, 比压缩功增加。分析图 7(b) 可知, 比压缩功与水滴初速度为负相关, 且当喷水量取为 2% 时可以获得最小的比压缩功。分析图 7(c) 可知, 喷水量达到 4% 之前, 比压缩功与水滴初温之间的关系为负相关, 初温取为 288 K 时, 比压缩功曲线在喷水量取为 2% 处发生转折, 并在此处取到最小比压缩功; 当水滴初温取为 298, 308 K 与 318 K 时, 比压缩功曲线是单调的。这主要是因为水滴结冰的影响, 水滴初温为 288 K 时, 在流动过程中会达到凝固点而结冰, 这会急剧减弱水滴的蒸发吸热, 相对于温度较高的情况, 增加了压缩的难度, 导致较大的比压缩功。

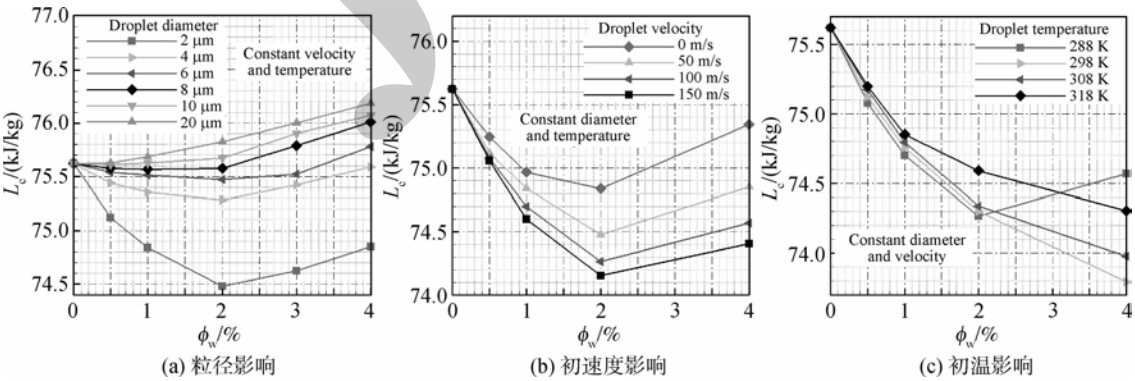


图 7 不同湿压缩工况比功率曲线

Fig. 7 Specific work curves with different wet compression conditions

2.3 机理分析

图 8~图 10 对于干压缩和 5 种湿压缩工况进行了对比分析, 图 8(a)~图 10(a) 为干压缩工况

(记为工况 0), 与 5 种湿压缩工况相对应的加湿条件及编码列于表 2, 其中喷水量为喷水质量流量占空气质量流量的百分比。

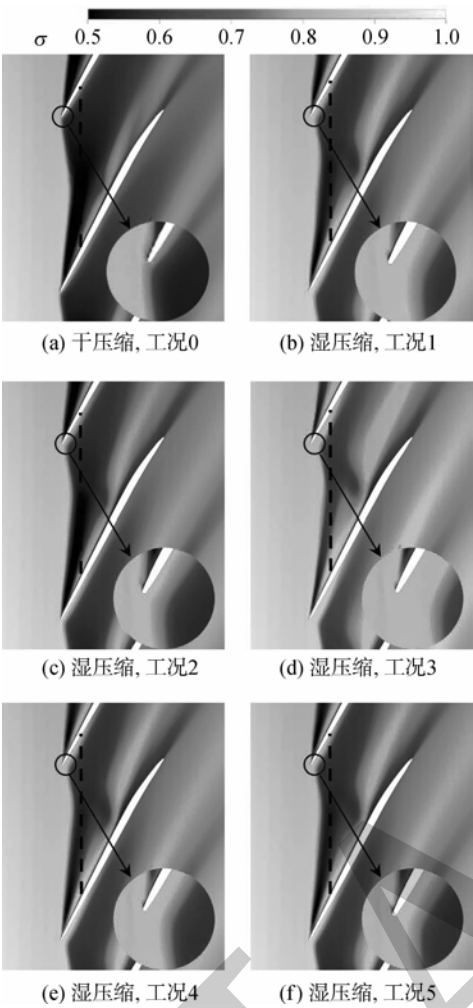


图 8 叶顶相对总压恢复系数分布

Fig. 8 Relative total pressure recovery coefficient distribution at tip

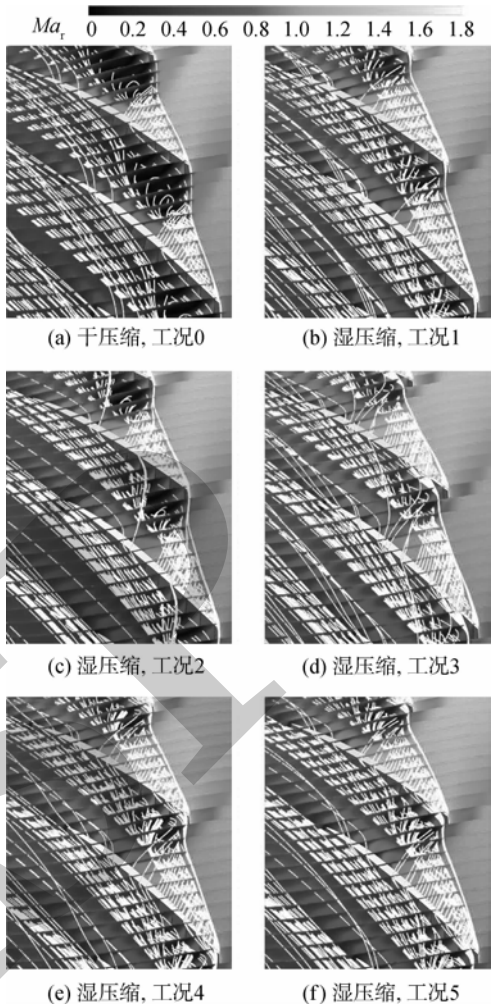


图 9 叶顶区域相对马赫数的三维分布

Fig. 9 Three-dimensional distribution of relative Mach number at tip

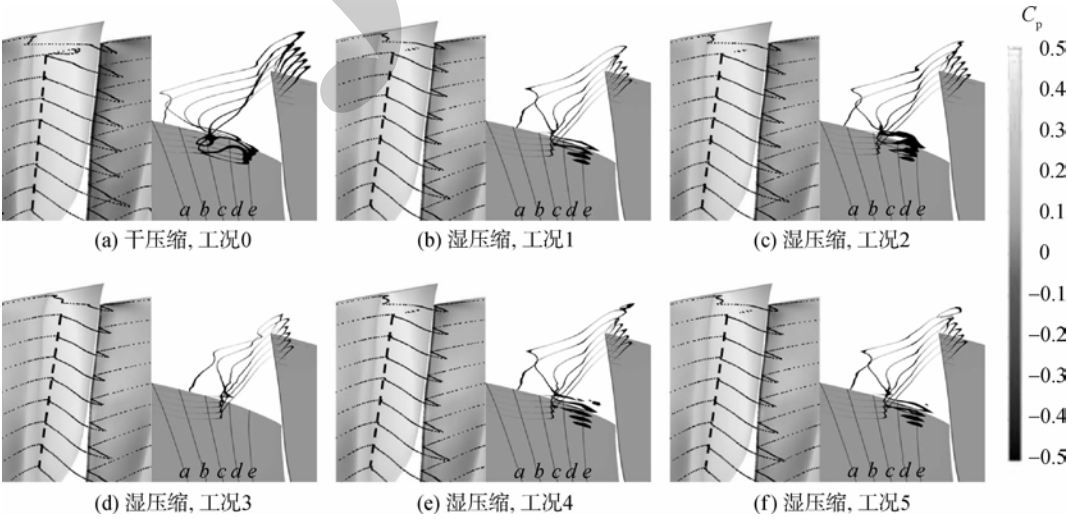


图 10 激波结构

Fig. 10 Shock wave structure

表 2 湿压缩工况条件

Table 2 Working condition with wet compression

湿压缩 工况编号	喷水量/%	粒径/ μm	速度/ (m/s)	温度/K
1	2	2	50	288
2	2	6	50	288
3	3	2	50	288
4	2	2	100	288
5	2	2	100	308

定义相对总压恢复系数 σ 为

$$\sigma = \frac{p_{\text{rtp}}}{p_{\text{ref}}} \tag{12}$$

式中 p_{rtp} 为当地相对总压, Pa; p_{ref} 为参考压力, 取值为 101 325 Pa。叶顶泄漏流与主流在交界面处会出现掺混损失, 利用相对总压恢复系数的梯度便可以确定出主流与泄漏流的交界面。

图 8 为 σ 在 99% 叶高对应 S_1 流面的分布, 从图 8(a) 中可以看出在干压缩失稳边界上主流与泄漏流交界面达到了压力面前缘。而从图 8(b)~图 8(f) 中可以看到, 5 种湿压缩工况均将主流与泄漏流的交界面向通道下游推进。文献[16]通过对 Stage 35 的全三维非定常数值计算指出, 该转子失速之前表现出突尖形失速先兆, 根据 Vo 等^[17]提出的突尖形失速准则, 主流与泄漏流交界面垂直于轴向是出现突尖型失速的必要条件。因此, 进气加湿将工况点推离了失速边界, 但是不同的湿压缩工况将交界面向下游推进的距离不同。

计算表明, 干压缩失速边界叶顶阻塞区的轴向位置大致位于 0~60% 弦长处, 径向位置大致位于 95% 叶高以上。文中在 20% 弦长(图 8 中的黑色虚线所示)处垂直于轴向截取一截面, 选取该截面 95%~99% 叶高部分来研究阻塞区内水滴与低能气体之间的相互作用。文献[18]强调了水滴动量在削减低能阻塞区中的作用。定义截面上水滴的动量通量为单位时间内通过截面单位面积的水滴动量之和, 从表 3 中可以看到工况 2 水滴的动量通量要大于工况 1、工况 4、工况 5, 但是工况 2 的主流与泄漏流交界面位置相对于工况 1、工况 4、工况 5 更靠近上游, 所以直接用水滴动量表征作用效果对于粒径不同的情况是不适用的。

表 3 水滴的动量通量

Table 3 Momentum flux of water droplet

湿压缩工况编号	水滴动量通量/(N/m ²)
1	95.50
2	126.49
3	143.03
4	96.40
5	92.88

在阻塞区, 气液两相之间的黏性作用是两相之间动量交换的主要原因, 为量化这种黏性作用, 从而定量衡量湿压缩对流场低能区的作用效果, 文中定义了水滴无量纲面积流量(定义为单位时间内通过单位面积上水滴的无量纲流向投影面积之和), 无量纲面积定义为水滴流向投影面积与计算截面面积的比值。无量纲面积流量 ϕ_A 的表达式为

$$\phi_A = \frac{\frac{\dot{m}}{\bar{m}} \cdot \bar{A}}{A} \tag{13}$$

整理得

$$\phi_A = \frac{3\dot{m}}{2\rho A \bar{d}} \tag{14}$$

式中 $\dot{m}$ 为通过截面的水滴质量流量, kg/s; A 为截面面积, m²; $\bar{m}$ 为截面处水滴的平均质量, kg; $\bar{A}$ 为截面处水滴的平均投影面积, m²; ρ 为水滴密度, kg/m³; $\bar{d}$ 为水滴平均当量直径, m。

表 4 为 5 种湿压缩工况在前述截面上的水滴无量纲面积流量。对比图 8(a)、图 8(b)、图 8(c) 可以看到, 水滴进口流量、初温及初速度恒定, 粒径取为较小的 2 μm 时, 可以将主流与泄漏流的交界面向流道下游推进更大的距离, 与之对应, 工况 1 的水滴无量纲面积流量高于工况 2; 对比图 8(a)、图 8(b)、图 8(d) 可以看到, 水滴进口粒径、初速度及初温一定, 较大的 3% 进口流量可以将主流与泄漏流交界面向流道下游推进更大的距离, 与之相对应, 工况 3 的水滴无量纲面积流量值要高于工况 1 的面积流量值; 对比图 8(a)、图 8(b)、图 8(e) 可以看到, 水滴进口粒径、流量及初温一定, 100 m/s 的初速度可以将交界面向下游推进更远的距离, 但是差别很小, 与之对应, 工况 4 的水滴无量纲面积流量值略高于工况 1 的面积流量值; 同理, 对比图 8(a)、图 8(e)、图 8(f), 可以发现, 水滴粒径、流量和初速度一定时, 初温为 288 K 时可以将交界面向下游推进更远距离, 与之对

应,工况 4 的水滴无量纲面积流量值要高于工况 5。因此,水滴无量纲面积流量可以表征湿压缩将工况点推离失速边界的程度。

表 4 水滴无量纲面积流量
Table 4 Dimensionless area flow of water droplet

湿压缩工况编号	水滴无量纲面积流量/s ⁻¹
1	5 434. 19
2	2 803. 56
3	8 041. 21
4	5 450. 32
5	5 272. 52

图 9 为叶顶流场相对马赫数 Ma_r 的三维分布,并且示踪出了泄漏流轨迹,切片截面近似垂直于泄漏涡在激波前的轨迹。从图中可以看出,在干压缩近失速边界,叶顶流场存在较大范围的低能阻塞区,由激波与泄漏涡相互干涉而形成。对比湿压缩与干压缩可以发现,5 种进口加湿情况,叶顶低能堵塞区范围都有显著减小,但是改变不同单一变量,阻塞区域的变化程度有明显差别。5 种湿压缩工况下叶顶阻塞区范围由小到大依次为工况 3、工况 4、工况 1、工况 5、工况 2,其对应的水滴无量纲面积流量依次减小。对比工况 1、工况 2 和工况 1、工况 3 两个组合可以发现,叶顶流场阻塞区范围受水滴粒径与流量的影响十分显著,而从表 4 中的数据可以看出,水滴无量纲面积流量受粒径与流量的影响也十分显著;对比工况 1、工况 4 和工况 1、工况 5 两个组合可以发现,叶顶流场的阻塞区范围受水滴初速度与初温的影响较弱,相应的从表 4 的数据中可看出,水滴的无量纲面积流量受水滴初速度与初温的影响也较弱。这进一步佐证了阻塞区处的水滴无量纲面积流量可以统一定量描述不同湿压缩因素对叶顶流场的改善程度。

图 10 给出了前述 6 种工况下流场激波的三维结构,图中激波波面用相对马赫数确定。左边为激波的整体分布,给出了 20%、30%、40%、50%、60%、70%、80%、90%和 99%叶高 S_1 流面的激波分布,并且给出了叶片表面相对静压系数云图,红色虚线为激波在叶片吸力面附近的起始线;右边为叶顶激波分布,给出了 90%、92%、94%、96%、98%和 99.9%叶高处 S_1 流面的激波分布情况,叶片吸力面上 a、b、c、d、e 这 5 条线分别对应 40%、50%、60%、70%与 80%叶顶弦长位

置。静压系数 C_p 定义为

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{0.5 \rho u^2} \tag{15}$$

式中 p 为当地静压,Pa; p_{ref} 为参考压力,取 101 325 Pa; ρ 为空气密度,1.29 kg/m³; u 为叶尖转速,454.456 m/s。从图 10 中可以看出湿压缩可以将激波位置向流道下游推进,在叶顶区域的推进距离要大于流道的中部和下部,且不同湿压缩工况对激波向后推进的距离也不同。5 种湿压缩工况将激波位置向后推进的距离由近及远依次为工况 2、工况 5、工况 1、工况 4、工况 3,与之对应,水滴无量纲面积流量依次增大,因此,水滴无量纲面积流量也可以表征加湿对流场中激波的影响。从图 10 中静压系数的分布可以看出,随着激波后移,叶片载荷也向后移动。

图 11 为干压缩工况 0 和湿压缩工况 3 在 99%叶高处叶片表面静压系数的分布,可看到加湿之后,10%~40%弦长处,叶片载荷降低,这有利于减小泄漏量,抑制泄漏涡发展。干压缩工况下,气流经过激波后静压系数提高了 0.53,而湿压缩工况下,气流经过激波后静压系数提高了 0.43,可见,湿压缩使通道激波的强度减弱。在吸力面侧,湿压缩使激波后的压力变化更为均匀,压升梯度较小。

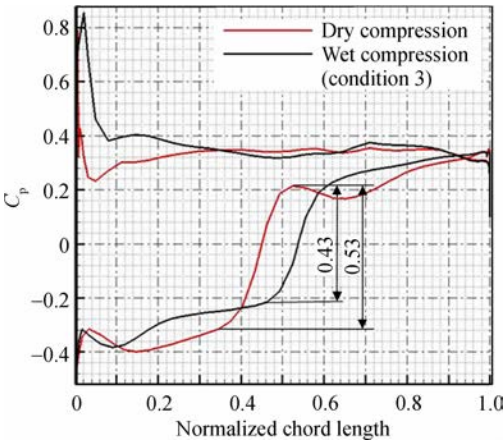


图 11 叶顶气动负荷

Fig. 11 Aerodynamic load around blade at tip

图 12 给出了上述两工况 99%叶高 S_1 流面的流场结构,图中滞止区指轴向速度为零的等值线所包围的闭合区域,激波位置确定在静压梯度最大处。可以看到湿压缩对激波位置和强度的改变均对流场产生了积极的影响。激波后移之后,滞止区位置也随之后移,对气流进入流道的阻塞作用减弱。激波强度的减弱,一方面使激波对气

流的折转作用减小,减小进气攻角,降低叶顶载荷;另一方面,文献[19]指出,激波与泄漏流之间相互作用的强弱主要依赖于激波导致的静压升程度,加湿之后,激波减弱,压升降低,因激波与泄漏涡之间相互干涉而导致的波后阻塞区显著减小。

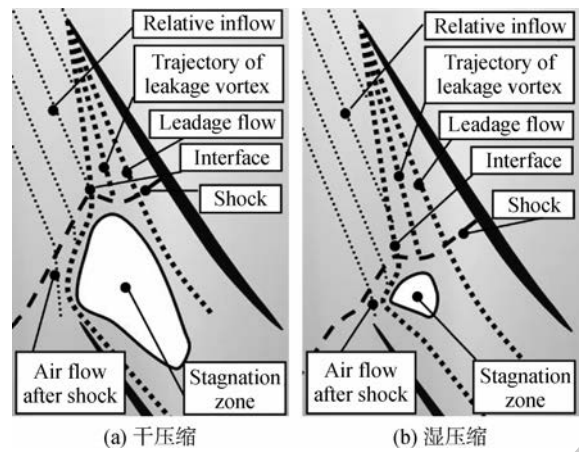


图 12 叶顶流场结构
Fig. 12 Flow field structure at tip

图 13 为前述两种工况下流道进口截面相对进气角 β 分布图,图中 PS、SS 分别表示压力面和吸力面,相对进气角定义为进口气流相对速度矢量与叶栅额线方向的夹角。可以看出在叶顶的压力面侧进口处,相对于干压缩工况,湿压缩工况的相对进气角得到了显著提高,相应的进气攻角降低,这有利于降低该区域的气动负荷;与叶顶区域相反,在主流区,相对于干压缩工况,湿压缩工况的相对进气角有所增减小,相应的进气攻角有所增大。并且攻角增大的区域要远大于减小的区域,这也是加湿之后总压比提升的主要原因。综

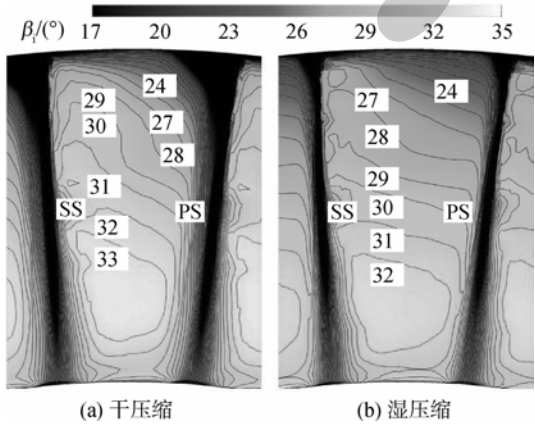


图 13 通道进口相对气流角分布

Fig. 13 Relative flow angle distribution at inlet of passage

合以上两方面的分析可知湿压缩能够调节叶片的径向载荷分布,使容易诱发流动失稳的叶顶区卸载,同时使流动稳定的主流区加载,达到了在增大总压比的情况之下改善流场的目的。

3 结 论

论文通过数值模拟方法研究了进气加湿对跨声速压气机失稳边界工作性能的影响与作用机理,得到了以下几点主要结论:

- 1) 水滴的粒径、流量、初速度、温度都会影响湿压缩对场的作用效果,但是水滴粒径与喷水量的作用最为显著,初速度与温度的影响较小。
- 2) 在失稳边界对进气加湿,可以提高总压比和效率,降低比压缩功。此外,进口空气流量得到了显著提高,将工况点推离不稳定边界。
- 3) 综合考虑不同加湿因素对转子各方面性能的影响,发现较小的粒径和温度,较大的速度,中等的加湿量可以得到最好的流动效果。在所研究的大量湿压缩工况中,2 μm 粒径,288 K 初温,150 m/s 初速度,2%~4%加湿量可以获得较好的工作性能。
- 4) 进气加湿可以改善流场,特别是对叶顶流场的改善效果最为显著。水滴通过以下 3 方面对流场施加影响:第一,高动量的水滴颗粒注入低能阻塞区,通过黏性作用驱散低能流体,减小了阻塞区的影响范围。第二,加湿之后通道激波向下游推进,在叶顶移动距离最大,且激波强度减弱。阻塞区随激波的后移而后移,且随着激波强度的减弱,气流经激波后的偏转角减小,激波与泄漏流相互干涉而产生的阻塞区范围显著减少。第三,加湿之后,改变了气动载荷在径向与轴向上的分布。在径向,叶顶载荷减小,主流区载荷增大;在轴向,叶片载荷向下游移动,且分布更为均匀。

5) 不同湿压缩因素对失稳边界流场的改善效果可以通过水滴无量纲面积流量来统一量描述,水滴无量纲面积流量越大,对叶顶流动的改善作用越强。

参考文献:

[1] ISTVAN S, MARK G. A numerical study of water injection on transonic compressor rotor performance [R]. AIAA-2007-0017, 2007.

[2] BIANCHI M, MELINO F, PERETTO A, et al. Influence of water droplet size and temperature on wet compression [R]. ASME Paper GT2007-27458, 2007.

[3] SUN Lanxin, ZHENG Qun, BHARGAVA R. The effects

of wet compression on the separated flow in a compressor stage[R]. ASME Paper GT2008-50920,2008.

[4] KLEINSCHMIDT R V. Value of wet compression in gas turbine cycles[J]. Mechanical Engineering, 1947, 69 (2): 115-116.

[5] ROUMELIOTIS I, MATHIOUDAKIS K. Water injection effects on compressor stage operation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129 (3): 778-784.

[6] DAY I, WILLIAMS J, FREEMAN C. Rain ingestion in axial flow compressors at part speed[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011024. 1-011024. 10.

[7] HORLOCK J H. Compressor performance with water injection[R]. ASME Paper GT2001-0343, 2001.

[8] UTAMURA M. A new gas turbine cycle for economical power boosting[R]. ASME Paper AA97-142, 1997.

[9] MEACOCK A J, WHITE A J. The effect of water injection on mutispool gas turbine behavior[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 97-102.

[10] PAYNE R C, WHITE A J. Three-dimensional calculations of eraporative flow in compressor blades rows[R]. ASME Paper GT2007-27331, 2007.

[11] SUN Lanxin, LI Yijin, ZHENG Qun. The effects of wet compression on the separater flow in a compressor stage [R]. ASME Paper GT2008-50920, 2008.

[12] REID L, MOORE R D. Design and overall performance of four highly-loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor[R]. NASA TP1978-1337, 1978.

[13] HERRICK G P, HATHAWAY M D, CHEN J P. Unsteady full annulus simulations of a transonic axial compressor stage[R]. AIAA-2009-1059, 2009.

[14] HILL P G. Aerodynamic and thermodynamic effects of coolant injection on axial compressors [J]. Aeronautical Quarterly, 1963, 14(4), 331-348.

[15] EISFELD T, JOOS F. Experimental investigation of two-phase flow phenomena in transonic compressor cascades [R]. ASME Paper GT2009-59365, 2009.

[16] CHEN J P, HATHAWAY M D. Pre-stall behavior of a transonic axial compressor stage via time-accurate numerical simulation[R]. ASME Paper GT2007-27926, 2007.

[17] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall [R]. ASME Paper GT2005-68374, 2005.

[18] ANISH S, HEUY D K. Effect of wet compression on the flow behavior of a centrifugal compressor: a CFD analysis [R]. ASME Paper GT2014-25035, 2014.

[19] PUTERBAUGH S L, BRENDDEL M. Tip clearance flow-shock interaction in a transonic compressor rotor[J]. Journal of Propulsion and Power, 1997, 13(1): 24-30.

(编辑:王碧琚)