

风车状态下转子性能及通道内流动分析

李 达^{1,2}, 鹿晗男^{1,2}, 潘天宇^{1,2}, 李秋实^{1,2,3}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 西华大学 流体及动力机械教育部重点实验室, 成都 610039)

摘 要: 为探究低展弦比压气机转子在风车状态下由压气机模式向涡轮模式转化过程中性能、内部流场结构以及气动损失的演化过程,提出了一种基于叶片和流体间能量传递的简化数值计算方法,以获得某转速下的风车状态临界流量点。在数值模拟的基础上,重点对比了同一转速线上压气机工况点(小流量工况)、风车临界点和涡轮工况点下叶尖泄漏损失的演化机制,同时探究了叶片通道内流动分离的演化过程。结果显示,随着转速的增加,转子风车状态临界流量呈现近似线性的变化趋势。而同转速下随流量增大,叶尖泄漏流从吸力面流向压力面,并与压力面上的低能量流体进行掺混,造成了流动堵塞。同时,从压气机模式转向涡轮模式的过程中,叶尖区域的流动分离从吸力面分离转变为压力面分离,随后分离强度和尺寸逐渐增大,造成的气动损失显著增加;而在轮毂区域,流动分离始终保持吸力面分离,其分离尺度沿径向有所发展。

关 键 词: 风车状态; 气动性能; 流场结构; 风车临界点; 压气机转子

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Aerodynamic performance of compressor rotor and flow analysis at windmilling condition

LI Da^{1,2}, LU Hanan^{1,2}, PAN Tianyu^{1,2}, LI Qiushi^{1,2,3}

- (1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;
3. Key Laboratory of Fluid and Power Machinery,
Xihua University, Chengdu 610039, China)

Abstract: To explore the evolutions of inner flow structure and aerodynamic losses in a low-aspect ratio compressor rotor operating from compressor condition to highly loaded windmilling condition (turbine condition), a simplified numerical calculation method based on energy transfer between rotor blade and working fluid was employed to capture the critical windmill points at low rotational speeds. Due attention was paid on comparisons of the evolutions of tip leakage loss and the flow separations in the blade passage at the compressor condition, critical windmill point and turbine condition on a speedline. It was found that the

收稿日期:2019-12-27
基金项目:国家自然科学基金(51636001,51906005,51706008); 航空动力基金(6141B09050375)
作者简介:李达(1987—),男,博士生,主要从事叶轮机械气体动力学研究。

引用格式:李达,鹿晗男,潘天宇,等. 风车状态下转子性能及通道内流动分析[J]. 航空动力学报,2020,35(7):1506-1520. LI Da, LU Hanan, PAN Tianyu, et al. Aerodynamic performance of compressor rotor and flow analysis at windmilling condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1506-1520.

rotor operating mass flow for critical windmill point showed a nearly linear variation trend with the increment of rotating speed. At the same time, with the rotor operating from the compressor to turbine condition, the tip leakage flow traveled across the clearance from the suction surface to the pressure surface at turbine conditions and mixed with the low-momentum fluids on the pressure surface, resulting in flow blockages near the casing endwall. In the meanwhile, the tip flow separation switched from suction surface separation to pressure surface separation, and both the intensity and size gradually increased, leading to higher aerodynamic losses. In the hub region, the flow separation was kept on the suction surface and the size of the separation has presented a growth in the radial direction near the trailing edge.

Key words: windmilling condition; aerodynamic performance; flow structure; critical windmill point; compressor rotor

对于飞行器来说,当燃烧室突然熄火或者发动机转轴的转速突然下降时,涡轮输出轴瞬间将无法为压气机提供所需的动力输入。在这种情况下,进口来流会严重影响发动机转动部件的工作状态。当发动机转速过低时,涡轮输出轴输入到压气机叶片的能量将远远小于来流对压气机叶片做的功,也就是说随着发动机工作转速的变化,压气机可能会工作在涡轮模式下,这种低转速状态被称之为“风车状态”。此时发动机也将不再提供有效的推力,这会直接影响发动机再点火的成功率以及飞机的飞行角度和飞行稳定性。因此,对风车状态下压气机的质量流量(文中简称流量)、压力、温度以及损失的预估就显得非常重要,将直接影响发动机能否在风车状态下再次顺利点火。

为了提升发动机再点火的能力,需要通过预测模型或实验对风车状态下压气机关键性能参数进行准确预测。前人针对预测模型开展了大量研究工作,发展了如风车性能建模方法^[1-3]、涡扇发动机怠速性能模型^[4-5],以及气动热力模型^[6]等。同时,Mishra等^[7]也基于双轴小涵道比涡扇发动机对风车状态性能进行了大量的测试实验,并针对不同的飞行高度和飞行马赫数,获得了发动机点火过程中的测试数据。虽然这些预测方法和实验结果可以提供发动机在风车状态下的整体气动性能,但很难准确给出发动机内部的空气动力学特征,因此,针对风车状态下的压气机开展内部流场特征和流动特性研究就变得非常必要。

近年来,有大量关于风车状态下压气机转子/静子叶片气动特性的研究。针对转子叶片方面,Prasad和Lord^[8]研究表明针对大涵道比涡扇发动机的风扇级,转子和静子的高气动损失是由于远离设计工况造成的。同时还发现,由于转子出口气流角接近叶片安装角,导致静子叶片通道内

存在较大的总压损失^[9-10]。Ortolan等^[11]对低转速风车状态下风扇内部下游静子对转子出口流场结构的影响进行了实验和数值研究发现,静子叶片修型几乎不影响转子出口的流场结构,但对静子通道内的局部气动损失以及转子叶片流道内的流量有显著影响。Gunn和Hall^[12]分别对一台低速风扇和一台跨声速风扇进行了流动损失和分离的分析,重点关注了设计点与风车状态的流动对比。结果表明,在低速风扇中,叶片压力面的大部分区域出现流动分离并导致局部出现流动堵塞,进一步改变了扩压流道的形状。与此同时,对于跨声速转子来说,风车状态与设计点存在不同的流动分离情况。此外,Dufour等^[13]研究了大涵道比涡扇发动机风扇在风车状态下的流动特征,得到了静叶通道内的三维流动分离结构。此外,还利用非线性谐波方法对叶尖处的流体进行了非定常分析,结果表明,转子与静子的非定常相互作用对下游流体有强烈的影响。同时也认为风车状态下低展弦比压气机叶片通道内存在不同的流场结构和流动机理。Goto等^[14]对一台轴流压气机的非定常流场进行了实验和数值研究,发现由于入口负攻角的存在,静子叶片压力面出现严重的流动分离,分离区产生大旋涡,进一步造成严重的堵塞和总压损失。

基于以上研究可以看出,目前针对风车状态下压气机的研究主要集中在低转速下转子内部的流场结构以及流动分离对下游静子的影响,也就是说,关注点更多的在于压气机叶片已经处于涡轮模式时的流场结构和损失分析,但对于转子叶片从正常工况下的压气机模式到涡轮模式的转变过程依然没有较为深入的分析。因此,仍然有必要对转子叶片随着来流流量变化其内部流场细节和流动损失来源进行深入研究。针对这一点,本

文以跨声速轴流压气机转子为研究对象,试图通过数学建模和数值模拟的方法分析当叶片工作在于压气机模式到涡轮模式转变的不同工况下时,其流场结构的演变情况。为了描述同转速下压气机模式和涡轮模式的转化,本文提出了一种基于能量传递的判别方法来确定转子由压气机模式转变为涡轮模式的风车临界流量点。在此基础上,重点对比了压气机模式(小流量近失速点)、风车临界点和涡轮模式下的转子内部流动细节,并着重分析了叶片在工作模式转换过程中关键流场结构的演化,包括叶尖泄漏流以及叶根和叶尖区域流动分离结构的转变。

1 研究对象和数值方法

1.1 研究对象

本文选用由 NASA Lewis 研究中心设计的高性能低展弦比跨声速轴流压气机转子 Rotor 67 为研究对象。Rotor 67 由于具有详细的公开实验数据而被广泛使用,该压气机转子是一台两级风扇的第一级转子,其主要设计参数如表 1 所示。

表 1 NASA Rotor 67 主要设计参数

Table 1 Main design parameters of NASA Rotor 67

参数	数值
叶片数	22
进口相对马赫数	1.38
叶片展弦比	1.56
叶尖稠度	1.27
叶尖间隙/mm	1
设计转速/(r/min)	16 043
叶尖切线速度/(m/s)	429
设计流量/(kg/s)	33.25
总压比	1.63

1.2 数值方法

本文采用商业求解软件 NUMECA 中的 FINE-Turbo 模块,通过有限体积法求解旋转坐标系下三维稳态雷诺平均 Navier-Stokes 方程。时间积分采用 4 阶龙格-库塔格式,空间离散采用 2 阶中心差分格式。湍流模型采用了适用于叶轮机械的 Spalart-Allmaras 模型^[15-17]。数值模拟过程中还采用了多重网格法和当地时间步等加快计算收敛速度。

计算模型采用了具有周期性边界条件的叶片单通道模型,如图 1 所示。计算域的进口设置在距离叶片前缘上游约 2.5 倍弦长处,出口设置在叶片尾缘下游 2.5 倍弦长处。同时,进口边界条件给定为进口总温和总压,来流为轴向进气。在计算域的出口给定出口平均静压。工质选为理想气体,计算域内所有固体边界设置为绝热无滑移边界条件。

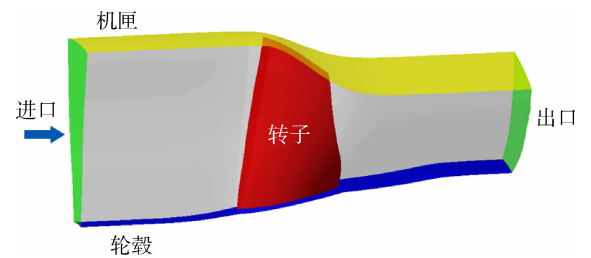


图 1 计算模型示意图

Fig. 1 Schematic graph of computational model

计算域内网格采用分块 O4H 型结构化网格,叶片表面被 O 型网格包围,其余区域填充 H 型网格。叶尖间隙区域采用蝶形拓扑结构进行网格划分,在径向布置 17 个网格点来对叶尖泄漏流场进行模拟。压气机转子整体计算网格如图 2 所示。在本文的数值算例中,固体壁面 Y^+ 值均保持小于 5,图中 LE、TE 分别表示前缘和尾缘。

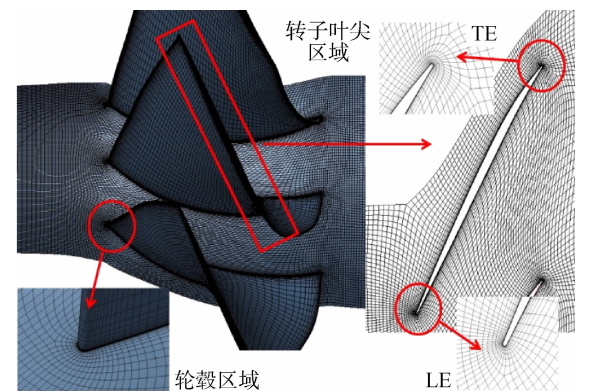


图 2 压气机转子的计算网格

Fig. 2 Computational grid for compressor rotor

为了降低网格数量对流场数值解的影响,本文考虑了 3 套不同数量的网格(Grid 1、Grid 2 和 Grid 3)进行无关性验证。网格 1 是粗网格,约 33 万个网格点,网格 2 为中等网格,共 87 万个网格点,网格 3 为精细网格,共 125 万个网格点,图 3 给出了网格无关性验证结果。一方面,比较了不同网格数量下压气机总压比的径向分布,如

图 3(a)所示,随着网格数量的增加,网格 2 和网格 3 的计算结果在全叶高范围内变化趋势相似,而从叶根到 90%叶高处,两者均与网格 A 的计算结果有显著差异。另一方面,比较了绝热效率沿径向的分布,如图 3(b)所示,相似的,网格 2 计算的绝热效率径向分布与网格 3 的结果比较一致,但是,在 35%~65%叶高以及 75%~90%叶高范围内两者与网格 1 的结果差异较大。总体而言,为了平衡计算精度和时间成本,本研究采用了网格 2,即 87 万网格数开展数值模拟研究。

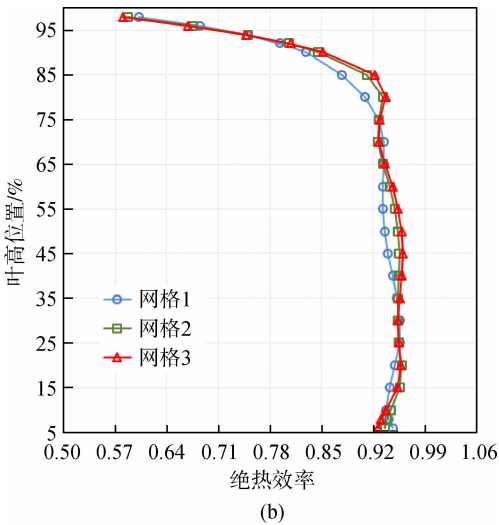
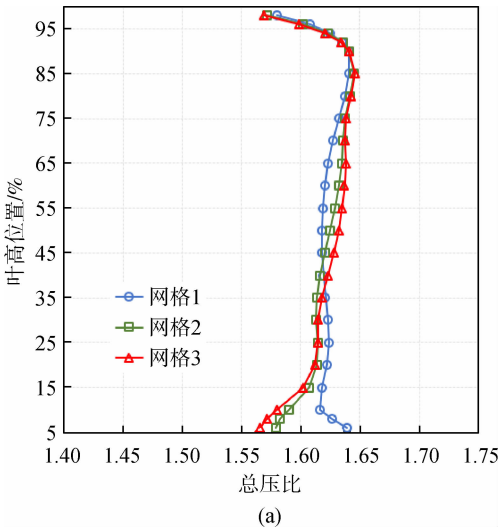


图 3 网格无关性验证结果

Fig. 3 Results of grid independence study

1.3 数值校核

为了校验所采用的数值工具和方法的可靠性,将压气机特性和流场细节的数值计算结果与 Strazisar 等^[18]提供的实验数据进行了比较。图 4 为 100% n (n 表示设计转速)下压气机特性线的数

值模拟结果与实验数据的对比。在绝热效率方面,数值结果与实验数据在整个工况范围内吻合较好;对于总压比,数值结果略低于实验结果;同时,数值模拟预测的压气机稳定工作范围略小于实验测得的稳定工作范围。总体来看,计算结果与实验数据吻合较好。

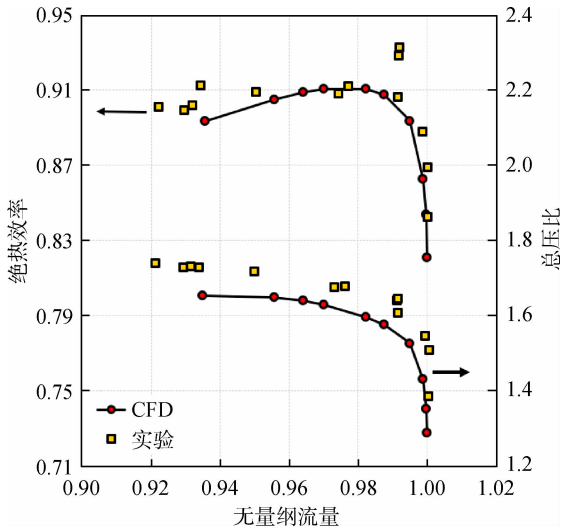
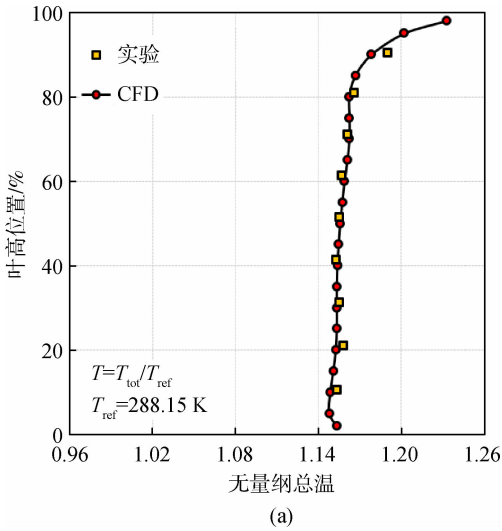


图 4 压气机特性的 CFD 和实验结果对比
Fig. 4 Comparisons of compressor performance maps between CFD and experimental results

进一步,对比了压气机转子出口无量纲总温 T 和无量纲总压 p 沿径向分布的数值模拟和实验结果,比较结果如图 5 所示,图中 T_{tot} 和 p_{tot} 分别为出口总温和出口总压, T_{ref} 和 p_{ref} 分别为参考总温和总压。对于图 5(a)所示的总温分布,可以发现数值模拟结果与实验结果吻合较好;对于图 5(b)所示的总压分布,数值模拟结果与实验数据同样吻合较好,只是在叶尖区域存在较小的偏差。



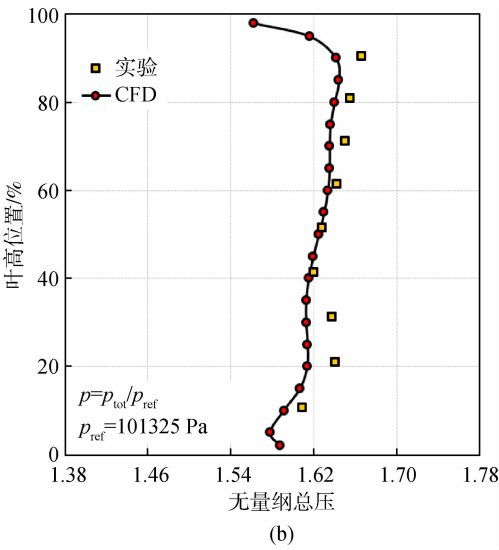


图 5 总温和总压沿径向分布的 CFD 和实验结果对比
Fig. 5 Comparisons of the radial distributions of the total temperature and total pressure between the CFD results and the experimental data

由于 Rotor 67 没有公开的风车状态下实验数据,因此,采用相同的数值工具和计算方法针对风车状态下的某跨声速轴流压气机转子开展数值校核。图 6 给出了该转子在 35% n 下出口相对总压沿径向分布的数值模拟和实验数据对比结果,可以看出,数值模拟和实验结果分布趋势一致,但数值结果预测值整体稍微偏大,最大相对误差为 1%,因此,可以认为数值结果与实验数据吻合

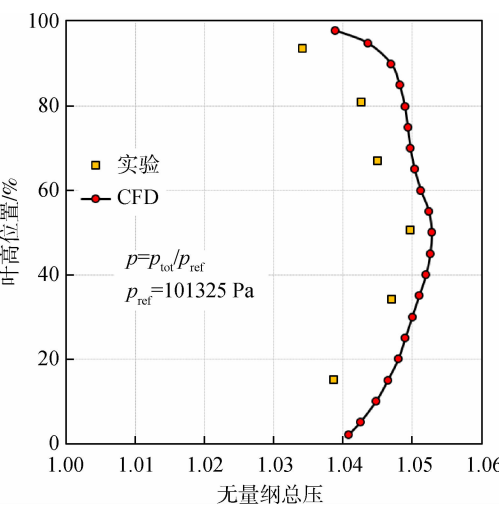


图 6 风车状态下某跨声速压气机转子出口相对总压沿径向分布的 CFD 和实验结果对比
Fig. 6 Comparison of the radial distributions of the relative total pressure at the outlet of a transonic compressor rotor between the CFD results and the experimental data

较好。

此外,其他学者在公开发表文献中的数值模拟和实验数据对比结果也表明 NUMECA FINE-Turbo 求解器对于压气机特性和内部流场具有良好的预测能力^[19-20]。但由于无法在公开文献中找到本文所研究的 Rotor 67 转子的风车状态实验数据,因此本文所采用的数值工具和计算方法在风车状态下可能存在误差,但通过上述校核,可以认为本文提出的计算方法和获得的流场结论能够为叶轮机工程设计提供指导和参考。

2 风车状态临界流量预估方法

压气机模式与涡轮模式的关键区别在于叶片与流体之间能量传递的方向不同,如果假定压气机叶片始终在某一转速下工作、且忽略转轴上机械摩擦造成的能量损耗,能量传递方向就主要由叶片受力情况决定。图 7 给出了转子叶片在直角坐标系下的示意图,在叶片表面取一个微元面积 δA ,此时微元体作用于周围流体上的力也就等于流体作用在微元体上的力,可表示为

$$\delta \mathbf{F} = p(\mathbf{n}_A \cdot \delta \mathbf{A}) \quad (1)$$

其中 p 是作用在微元体上的静压, $\mathbf{n}_A$ 是力的作用方向, Z 轴代表轴向方向。

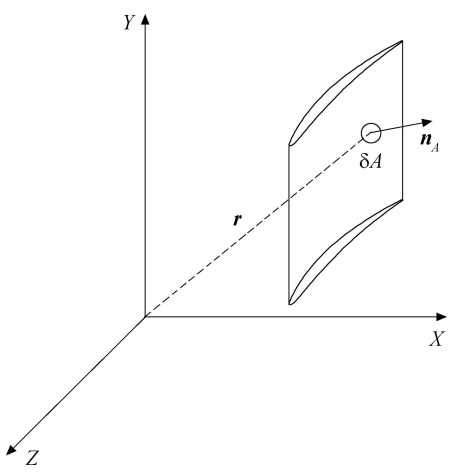


图 7 转子叶片微元体受力示意图
Fig. 7 Schematic graph of the force on the elemental volume in the rotor blade

那么,微元体对流体施加的扭矩就可以表示为

$$\delta \mathbf{M} = \mathbf{r} \times \delta \mathbf{F} \quad (2)$$

由于此微元体是绕 Z 轴旋转的,所以其扭矩的轴向分量为

$$\delta M_Z = \delta \mathbf{M} \cdot \mathbf{n}_A = (\mathbf{r} \times \delta \mathbf{F}) \cdot \mathbf{n}_A \quad (3)$$

此时,整个叶片表面对流体的轴向扭矩可以表示为

$$M_z = \sum \delta M_z = \sum [(\mathbf{r} \times \delta \mathbf{F}) \cdot \mathbf{n}_A] \quad (4)$$

进一步,叶片对流体所做的功就可以表示如下

$$W = M_z \cdot \omega \quad (5)$$

其中 ω 表示转子叶片的转速。由式(5)可知,当叶片对流体做功时, W 为正值,轴向转矩 M_z 也为正值。反之,当流体对叶片做功时, W 为负值,轴向转矩 M_z 也为负值。也就是说,轴向转矩 M_z 的符号,表征了叶片与流体之间功的传递方向,那么可以认为,当 M_z 为零时,叶片与流体之间没有功的交换,此时即为风车状态的临界流量点。

采用上述方法,便可获得不同转速下压气机转子轴向扭矩与流量的关系图,如图 8 所示,其中红色虚线为轴向扭矩为零的分界线。可以看出,压气机在低转速工况下,存在叶片轴向扭矩为零的工作点,这意味着等转速线上存在风车状态的临界流量点。此外,随着转速的降低,风车状态临界流量点向小流量方向移动,这表明随着转速下降,叶片加功能力减弱,风车状态临界流量也减小,叶片工作在涡轮模式下的范围也随之增大。当工作转速下降至 $10\%n$ 时,整条特性曲线都处于分界线以下,此时叶片完全工作在涡轮模式。同时,作为对比可以看到,当转速升高时,风车状态临界流量点向大流量方向移动,转子叶片的运行工况将远离风车状态临界点。

为了较为准确地界定叶片工作在风车状态下的转速范围,需要重点分析叶片与流体之间的做

功情况。叶片输入到流体的功可以用负荷系数来描述,具体定义为

$$\psi = (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})/U^2 \quad (6)$$

式中 h 为滞止焓, U 为转子转速(本研究选取转子叶尖处转速)。

图 9 和图 10 分别给出了 $10\%n$ 最小流量点和 $55\%n$ 近堵塞点工况下叶片的负荷系数沿径向分布。由图 9 可见, $10\%n$ 下风车状态临界流量点位于最小流量点处,从叶根到约 45% 叶高的范围内,叶片负荷系数为正值,即叶片依然可以对流体做功,而在 45% 叶高以上,叶片负荷系数为负值,即此时流体对叶片做功。风车状态临界流量点所呈现的总体效果即是叶片和流体之间没有净功交换,这也符合前文所述的对风车状态临界流

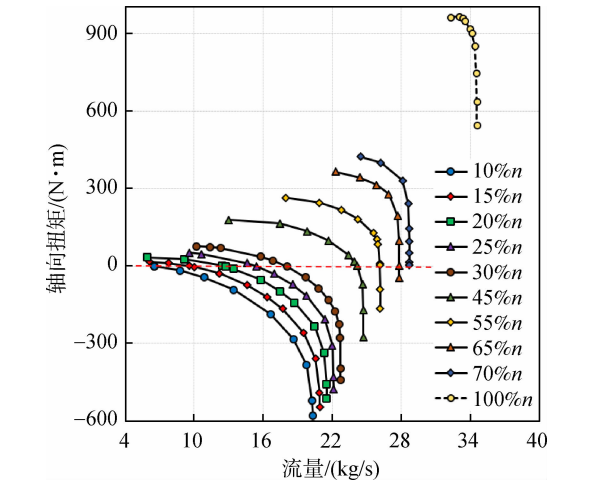
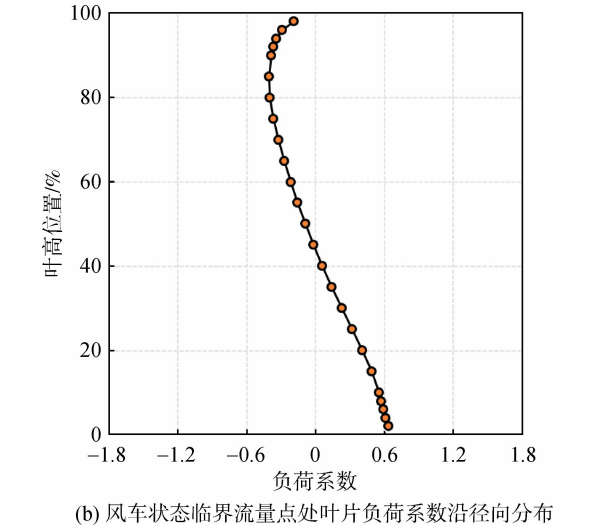
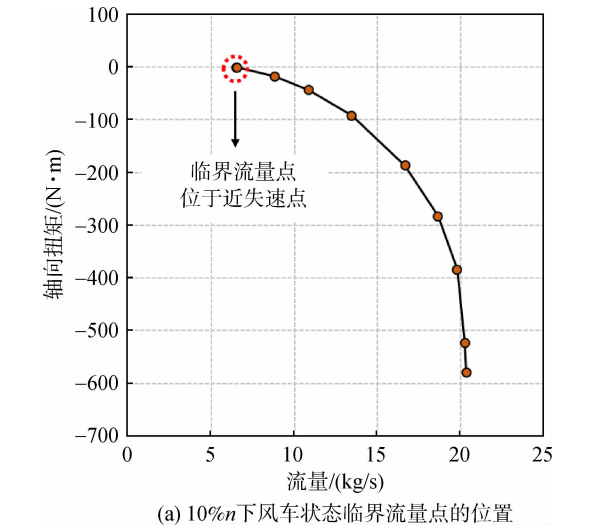


图 8 不同转速下流量-轴向扭矩特性图

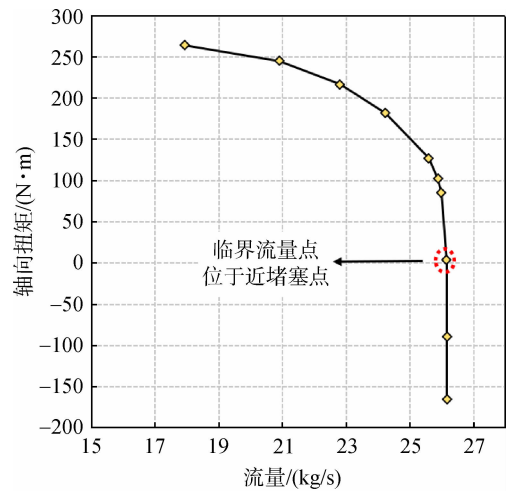
Fig. 8 Characteristic maps of axial torque versus mass flow rate under different rotational speeds

图 9 $10\%n$ 下风车临界点处叶片负荷系数沿径向分布

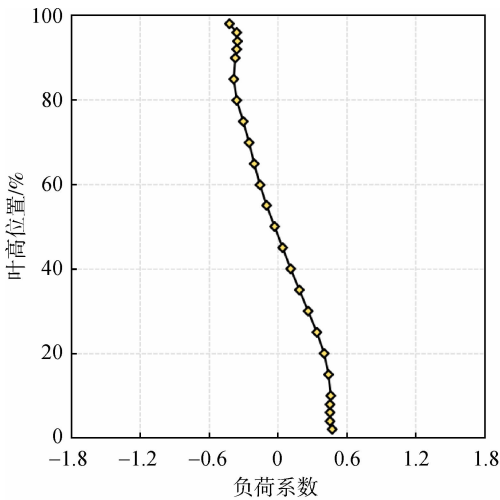
Fig. 9 Load coefficient distributions along the radial direction at the critical windmill point on $10\%n$

量点的定义。在 $10\%n$ 线上,轴向扭矩最大的点为风车状态临界流量点,此时可认为 $10\%n$ 线上所有的工况点都工作在风车状态下。

与此同时,图 10 给出了 $55\%n$ 线上近堵塞点处的叶片负荷系数径向分布,其结论与 $10\%n$ 风车状态临界流量点相似,因此,也可以认为此工况点为风车状态临界流量点,即在 $55\%n$ 下,当压气机流量增大至近堵塞点时,刚刚达到风车状态临界流量。通过以上分析表明,压气机转子在不同转速下存在两种工作模式(负荷系数为正的压气机模式和负荷系数为负的涡轮模式),而转子叶片在 $10\%n\sim 55\%n$ 范围内,在不同的流量条件下会在两种工作模式之间进行切换。



(a) $55\%n$ 下风车状态临界流量点的位置



(b) 风车状态临界流量点处叶片负荷系数沿径向分布

图 10 $55\%n$ 下风车临界点处叶片负荷系数沿径向分布
Fig. 10 Load coefficient distributions along the radial direction at the critical windmill point on $55\%n$

图 11 还进一步给出了转子风车状态临界流量随着压气机转速的变化曲线。结果表明,随着转速的增加,叶片加功能力增强,风车状态临界流量也随之增大,而且,这种变化呈现出近似线性的趋势。同时,由于随着转速的增大,风车状态临界流量点越来越接近堵塞点工况,所以曲线的斜率有所减小,即风车状态临界流量的增加幅度随之减小。

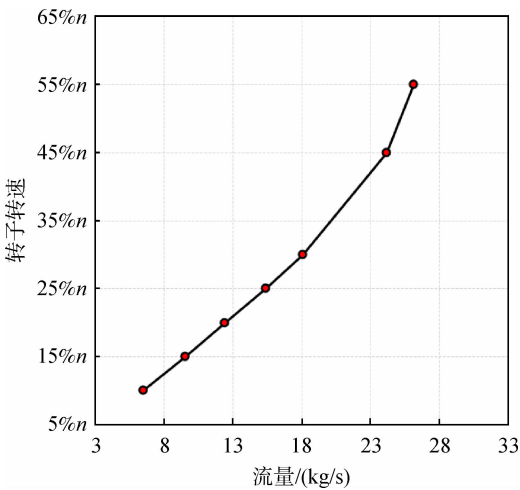


图 11 不同转速下风车临界点流量的变化趋势
Fig. 11 Variations of the mass flow rates of critical windmill points with different rotational speeds

表 2 给出了不同转速条件下转子叶片风车状态临界流量点的轴向扭矩和总压比。可以看出,无论转速如何变化,当轴向扭矩为零时(基本为零),总压比基本接近于 1,即当叶片处于风车临界状态时,几乎没有净功的输入和输出。

表 2 不同转速下转子叶片轴向扭矩和总压比的对比结果
Table 2 Comparisons of axial torque and total pressure ratio of rotor blade at different rotational speeds

转子转速	扭矩/(N·m)	总压比
$10\%n$	-0.643	0.998
$15\%n$	0.026	0.997
$20\%n$	1.213	0.995
$25\%n$	-1.033	0.991
$30\%n$	-0.512	0.987
$45\%n$	-0.135	0.974
$55\%n$	1.842	0.962

3 不同状态下流场结构分析

进一步可分析转子叶片在同一条转速线上,从小流量的压气机模式到大流量的涡轮模式转变过程中叶片通道内部流场结构的演变。如图 12 所示,本文选取 30%*n* 线上 3 个具有代表性的工况点,分别是工作在压气机模式下的 小流量 A 点、风车状态临界流量点 B 点以及已经进入涡轮模式的大流量 C 点,来描述叶片通道内的流动结构和损失演化。

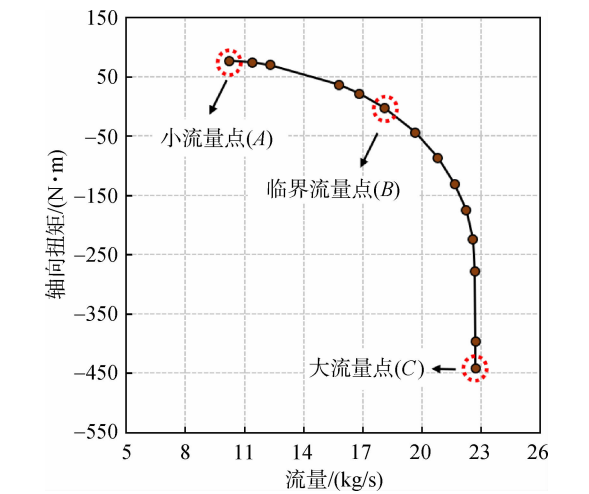


图 12 30%*n* 下的 3 个典型工况

Fig. 12 Three typical operating conditions on 30%*n*

3.1 整体性能参数随流量变化对比

图 13 对比了 3 个典型工况下转子叶片攻角沿径向的分布情况。可以看出,在风车状态临界流量 B 点处,叶片沿径向全叶高范围内都工作在负攻角条件下,而在涡轮模式的 C 点处,与 B 点相比,叶片的负攻角偏离则更大。而在小流量 A 点工况下,转子全叶高范围内都工作在正攻角条件下,且轮毂区域正攻角较大。结果表明,在 A 点、B 点、C 点 3 个工况下,转子叶片具有不同的工作状态,因此,下一步将重点分析不同工作状态下叶片与流体之间的做功情况,以确定压气机在不同工作模式下的物理特征。

图 14 所示为 3 个典型工况下叶片负荷系数沿径向的分布。在风车状态临界流量点 B 点处,叶片负荷系数的分布特征与前文所述 10% 和 55%*n* 临界流量点处的特征相似,即呈现的总体效果是叶片和流体之间没有净功交换,此时叶片总负荷值接近于零。在大流量 C 点处,叶片全径向范围内不再有功输入,这意味着进口来流对转

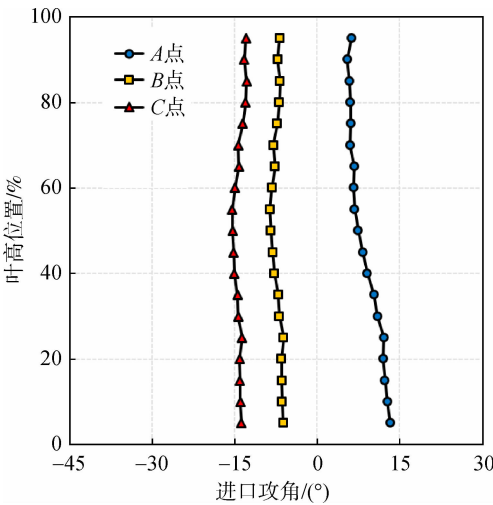


图 13 不同典型工况下叶片攻角沿径向分布
Fig. 13 Comparisons of the incidence angle distributions along the radial direction at different typical operating conditions

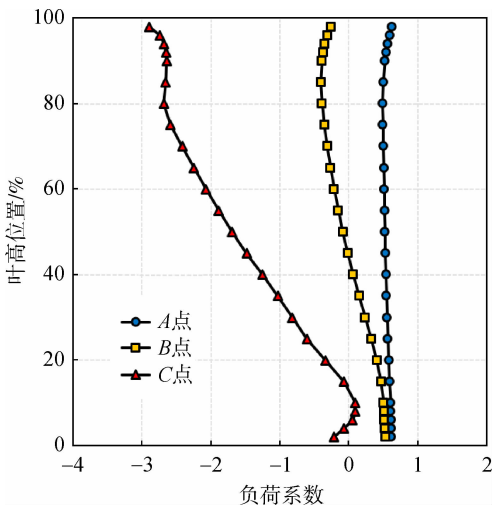


图 14 不同典型工况下叶片负荷系数沿径向的分布
Fig. 14 Comparisons of load coefficient distributions along the radial direction at different typical operating conditions

子叶片做功,叶片工作在涡轮模式。而在小流量 A 点工况下,可以看出在径向位置上,几乎所有的叶高截面都工作在压气机模式,表明此时叶片可以正常向流体做功。

为了进一步估算压气机在这 3 个典型工作下的整体气动损失,引入熵损失系数来表征流动损失,定义如下:

$$\xi = \frac{T_s \Delta s}{0.5V^2}$$

(7)

其中 *V* 为相对坐标系中转子进口速度,Δ*s* 为熵增,*T_s* 为静温。

如图 15 所示,比较了 A 点、B 点、C 点 3 个典型工况下转子叶片的熵损失,可以看出,随着流量的增大,叶片损失也随之增大。与小流量 A 点的叶片气动损失相比,转子在风车状态临界点的气动损失增大得并不明显。然而,当压气机在大流量涡轮模式下工作时,所产生的气动损失迅速增大即当叶片工作状态由正常的压气机模式转变为涡轮模式时,其气动损失将迅速且大幅增加。后文也将从流场结构随工作流量变化的角度,给出损失增加的原因。

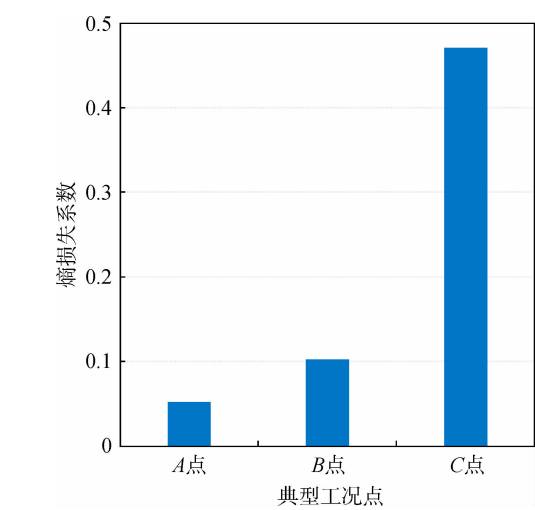


图 15 不同典型工况下叶片熵损失系数对比
Fig. 15 Comparisons of the entropy loss of the rotor at different typical operating conditions

3.2 流场结构随叶片工作状态的改变

3.2.1 风车状态对叶尖泄漏流的影响

对于压气机转子而言,在设计工况下,泄漏流在压力面与吸力面之间压力差的作用下穿过叶尖间隙并与主流形成掺混,而在风车状态临界流量点前后,叶尖泄漏流的形态会有所不同。

为了更清楚地了解叶尖泄漏流动的轨迹以及泄漏流与主流之间的相互作用规律,本文比较了 A 点、B 点、C 点 3 个典型工况下叶尖区域 blade-to-blade(B2B)截面的熵分布云图,如图 16 所示。对于小流量 A 点,由于转子叶片此时工作在压气机模式下,叶尖泄漏流方向仍然是从压力面流向吸力面,并在间隙出口形成泄漏涡,同时,在靠近相邻叶片压力面一侧诱发流动堵塞。相比之下,在风车状态临界流量点 B 处,叶尖泄漏流从叶片的吸力面穿过叶尖间隙流向压力面,并在压力面附近形成了低能流体团,叶片压力面沿流向方向出现大面积的流动堵塞,导致气动损失增大,这与

前文所述的压气机模式下的泄漏流动现象是完全相反的,主要原因是处于风车状态临界流量点的叶片的叶尖区域已经不再工作于压气机模式,而是工作在涡轮模式。而对于大流量 C 点,也同样

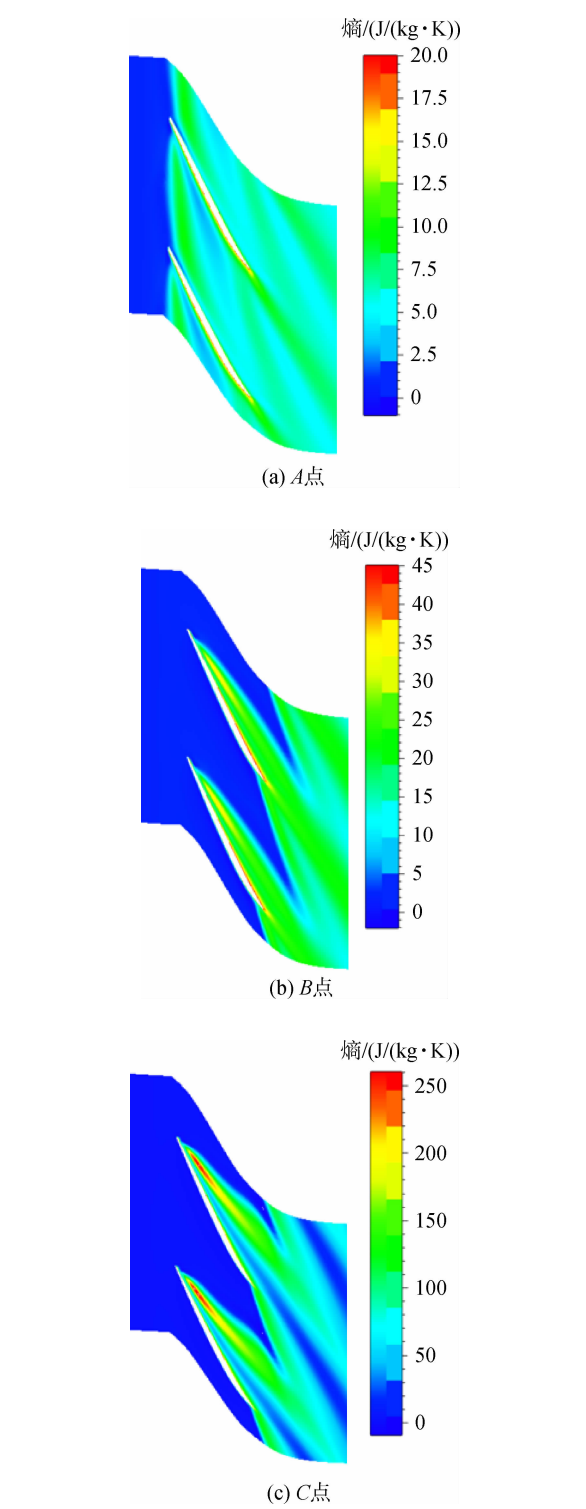


图 16 不同典型工况下叶尖区域熵分布云图(98%叶高)
Fig. 16 Comparison of the entropy distribution near the tip (98% blade span) at different typical operating conditions

观察到了与 B 点相似的流动现象,值得注意的是,在大流量 C 点处泄漏流与主流之间的相互作用强度和影响区域比在风车状态临界流量 B 点时要大得多,因此,叶尖区域流动堵塞的面积也明显增大。

为了进一步探究叶片从压气机模式向涡轮模式转变的过程中流动堵塞沿流向的发展规律,选取熵在叶尖区域的通道内多个截面上的分布,如图 17 所示,图中 PS、SS 分别表示压力面和吸力面。

在图 17(a)的小流量 A 点工况下,与设计工况下的压气机相似,叶尖泄漏流与主流之间的相互作用增加了机匣端壁上的边界层厚度,特别是在相邻叶片压力面附近。当压气机在图 17(b)所示的风车状态临界点 B 处运行时,由吸力面流向压力面的泄漏流在机匣端壁区域的叶片压力面附近产生了明显的泄漏涡,由此而产生的流动堵塞沿流线逐渐发展,其大小沿径向和周向均增大,导致转子出口靠近叶尖的区域出现明显的堵塞区域。此外,在图 17(c)所示的大流量 C 点工况下,

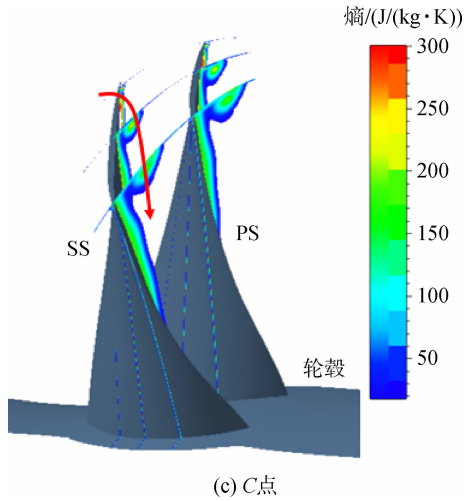


图 17 不同典型工况下叶片通道内熵分布的沿程变化
Fig. 17 Comparison of the entropy distributions on the cross planes in the blade passage at different typical operating conditions

可以看出流动堵塞的强度和影响区域大小均比 B 点大得多,导致局部气动损失也显著增加。由以上结果可知,与小流量下的压气机模式相比,处于涡轮模式下的叶片,叶尖泄漏流的方向有所改变。此外,机匣端壁处的流动堵塞和由此而产生的气动损失在大流量涡轮模式下也明显加剧。

3. 2. 2 风车状态对叶尖区域流动分离的影响

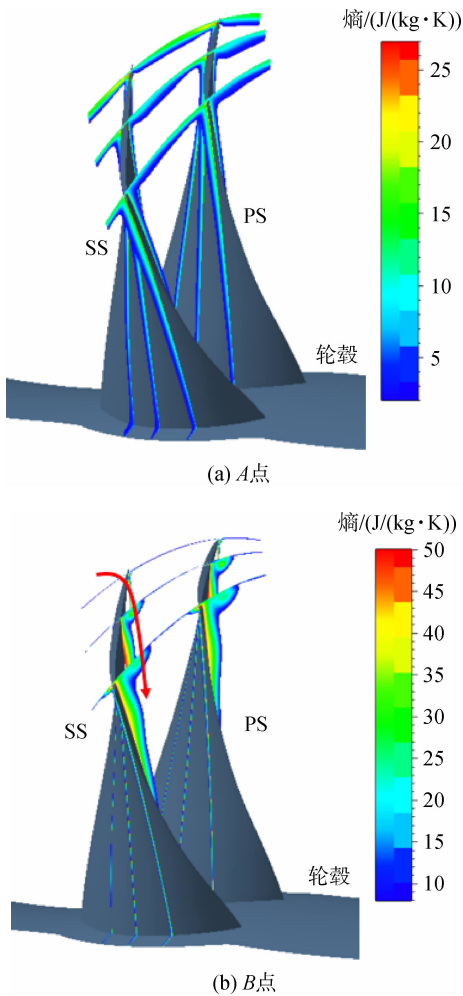
对于低转速非设计工况下工作的压气机转子,流动分离形态与压气机常规工况会有所不同^[21-22]。在本节中,分别讨论了风车状态临界流量点前后工况下转子叶尖和叶根区域的流动分离情况。

由于叶片负荷对叶片通道内流动分离的产生有显著影响,因此,引入压力系数来表征叶片表面的负荷分布,定义为

$$C_p = (p_{\text{wall}} - p_{\text{in}})/(p_{\text{in}}^* - p_{\text{in}}) \tag{8}$$

式中 p_{wall} 为叶片表面静压, p_{in}^* 和 p_{in} 分别表示计算域进口的总压和静压。

图 18 给出了不同典型工况下叶尖区域(90% 叶高)叶片表面压力系数分布的对比图。当叶片工作在小流量下 A 点工况时,与设计工况相似,压力面在沿全弦向范围内的静压都高于吸力面,在这种情况下,叶片仍可以克服压力差对来流做功。随着流量的进一步增加,在风车状态临界流量点 B 处,压力面的压力自叶片前缘开始至约 0.6 倍弦长处始终低于吸力面的压力,但是在靠近叶片尾缘的部分仍然是压力面的压力较大。结果表明,从叶片前缘到近 0.6 倍弦长位置,来流对



叶片做功,而从 0.6 倍弦长位置到叶片尾缘,叶片仍然可以对来流做功,即此部分弦长区域仍工作在压气机模式。在压气机完全进入涡轮模式的 C 点处,压力面与吸力面的压力系数的交汇点已经向叶片尾缘延后至约 0.75 倍弦长位置,还可以发现,吸力面与压力面之间的压力差较风车状态临界流量点 B 处有所增大。结果表明,在大流量涡轮模式下,流体推动叶片做功的弦向范围也有所增大,而此时叶片已经完全失去了对来流做功的能力。

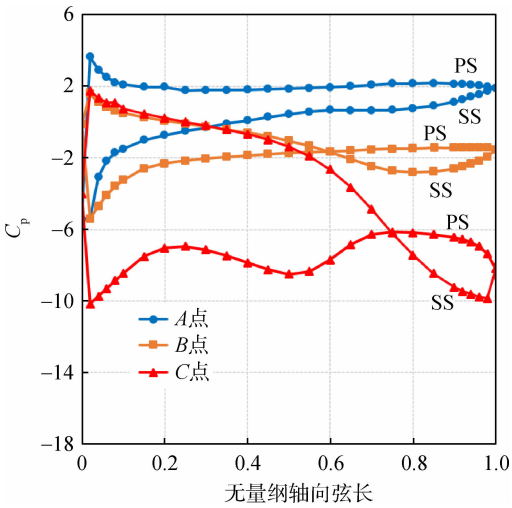


图 18 不同典型工况下叶尖区域(90%叶高)叶片表面压力系数分布

Fig. 18 Comparison of the pressure coefficients on the blade surface for different typical operating conditions in the tip region (90% blade span)

同时,为了进一步观察叶尖区域通道内的流动分离,比较了不同典型工况下 B2B(blade-to-blade)截面的相对马赫数分布云图,比较结果如图 19 所示。在图 19(a)中,叶片工作在压气机模式,流动分离仅发生在叶尖前缘附近。随着流量进一步增大到完全进入涡轮模式的 C 点处(如图 19(c)所示),可以发现流动分离已经布满叶片压力面,同时,分离强度也进一步增大。

上述流动分离也带来了局部的分离损失,图 20 对比了不同典型工况下叶尖区域的 B2B 截面熵分布云图。可以看出,在小流量 A 点工况下,气动损失主要发生在叶片吸力面。但随着流量增加,当叶片由压气机模式转向涡轮模式时,损失区域已经转移到叶片压力面附近,并且流动损失随着流量的增加而明显增强。

根据式(7)所定义的熵损失系数,可以得到叶

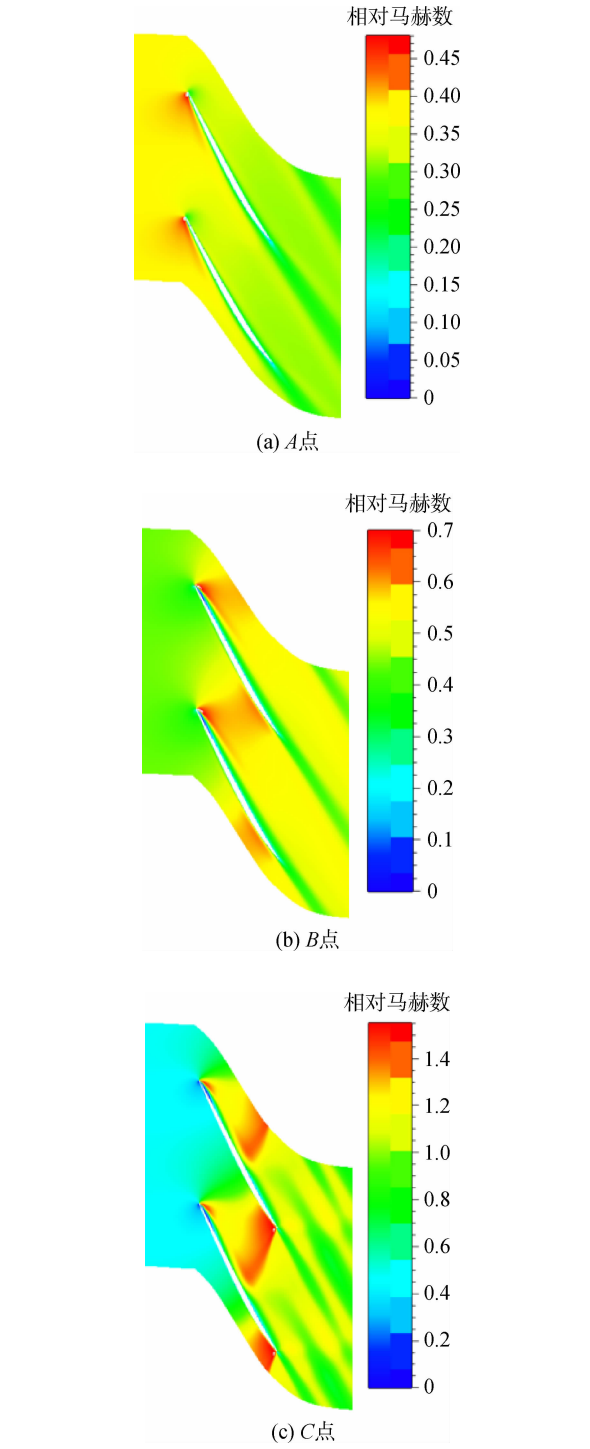


图 19 不同典型工况下叶尖区域(90%叶高)B2B 截面相对马赫数分布云图

Fig. 19 Comparison of the relative Mach number contours on the blade-to-blade surfaces for different typical operating conditions in the tip region (90% blade span)

尖处叶片通道内熵损失系数的沿程分布,如图 21 所示,定量分析叶片通道内的局部损失大小。

可以看出,从叶片前缘至 0.8 倍弦长处,3 个典型工况的沿程损失都在不断增加。但工作在压

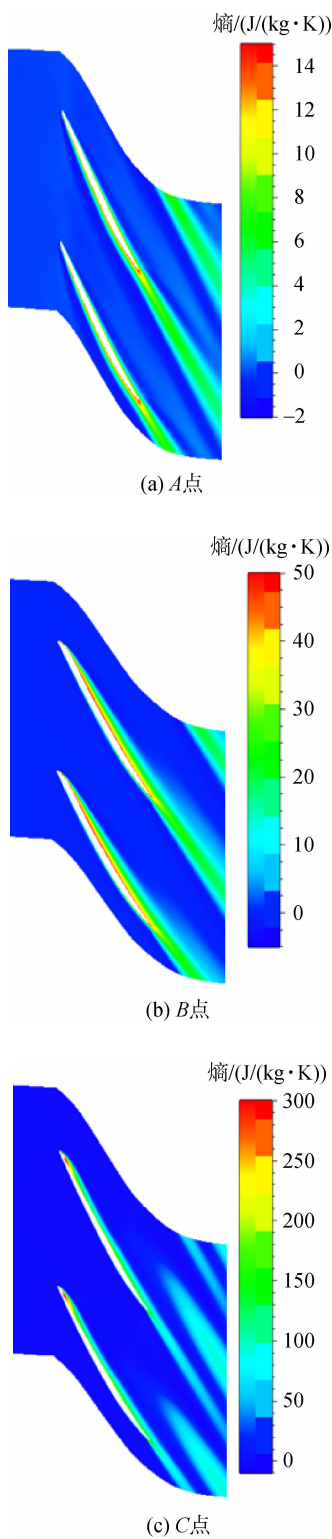


图 20 不同典型工况下叶尖区域(90%叶高) B2B 截面熵分布云图

Fig. 20 Comparison of the entropy distributions on the blade-to-blade surfaces for different typical operating conditions in the tip region (90% blade span)

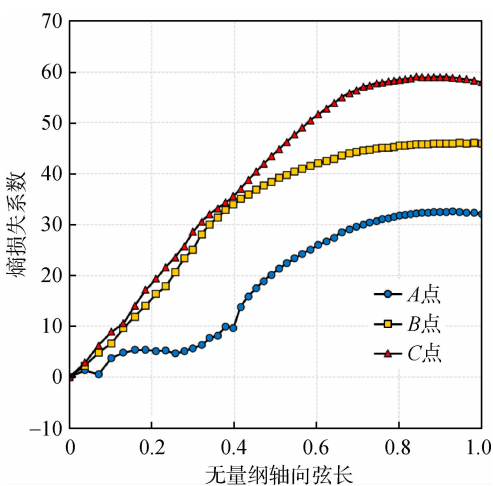


图 21 不同典型工况下叶尖区域熵损失系数沿程分布 (90%叶高)

Fig. 21 Comparisons of the entropy loss coefficient at different typical operating conditions in the tip region (90% blade span)

气机模式下的 A 点处,自叶片前缘至 0.4 倍弦长处损失增大并不十分明显,而在 0.4 倍弦长之后,由于吸力面分离的不断发展并与泄漏流形成掺混,导致 0.4 倍弦长之后流动损失进一步增大。而随着流量增大,可以看出流体自进入叶片通道之后损失即立刻增强,而由上文可知,由于涡轮模式下整个压力面都存在分离流动,因此损失也进一步增强。

3. 2. 3 风车状态对叶根区域流动分离的影响

对于压气机来说,叶片通道内叶根处的轮毂角区分离是非常普遍的现象,也会造成大量的局部气动损失和严重的流动堵塞。在这一节中,主要关注的是风车状态对压气机轮毂角区分离的影响。

图 22 对比了不同典型工况下轮毂区域叶片表面的压力系数分布。在小流量 A 点,叶片压力面静压沿整个弦长方向都高于叶片吸力面静压,转子处于压气机模式,其流动现象与叶尖区域相似。而在风车状态临界流量点 B 处,叶片压力面压力虽仍然是自前缘开始就低于吸力面压力,但两者的交汇点相比叶尖区域已经提前至约 0.15 倍弦长位置,因此,总体来说叶片对流体所做的总功为正,这与靠近叶尖区域的结果不同。结果还表明,轮毂区域的叶片基元叶型截面比靠近叶尖处的基元叶型截面具有更好的加功条件,这与图 14 的结果相吻合。同时,在涡轮模式下的 C 点处,叶片压力面和吸力面上的压力系数曲线的交

点较叶尖区域向前缘方向移动了约 0.3 倍弦长,这意味着靠近轮毂的叶片基元叶型比靠近叶尖的基元叶型更接近压气机模式。

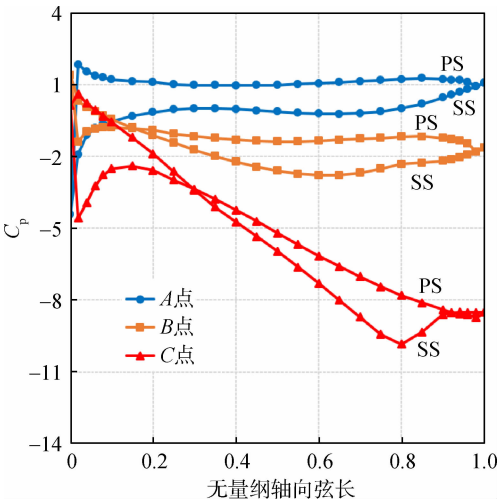


图 22 不同典型工况下叶根区域(10%叶高)叶片表面压力系数分布

Fig. 22 Comparison of the pressure coefficient distributions on the blade surfaces for different typical operating conditions in the hub region (10% blade span)

图 23 描述了叶片从压气机模式向涡轮模式转变的过程中轮毂区域 B2B 截面熵分布云图的对比结果。在小流量 A 点时,叶片吸力面靠近轮毂区域无明显的流动分离。随着流量的增加,叶片吸力面靠近尾缘的区域均开始出现分离区,而且分离强度随着流量的增加而增大。然而,与叶尖区域流动分离现象不同的是,随着流量的变化,在靠近轮毂区域,叶片的压力面上始终没有观察到明显的流动分离现象。

图 24 给出了不同典型工况下叶片轮毂角区分离沿流向的变化情况。随着流量增大,轮毂角

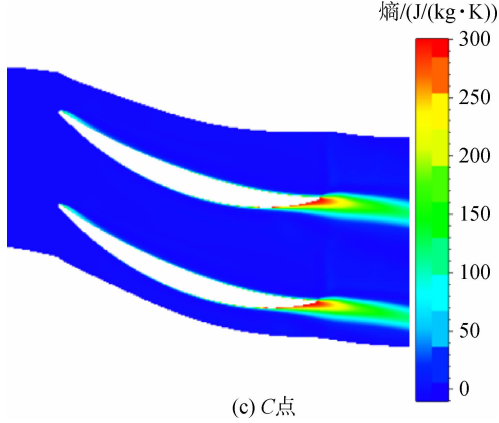
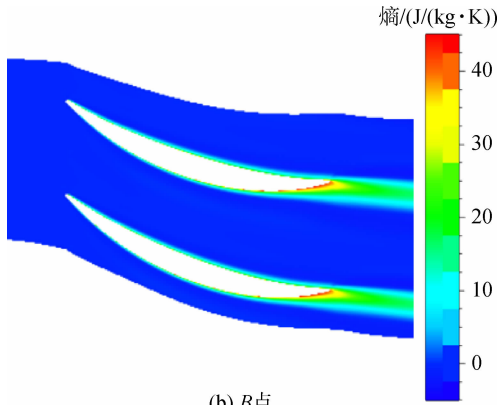
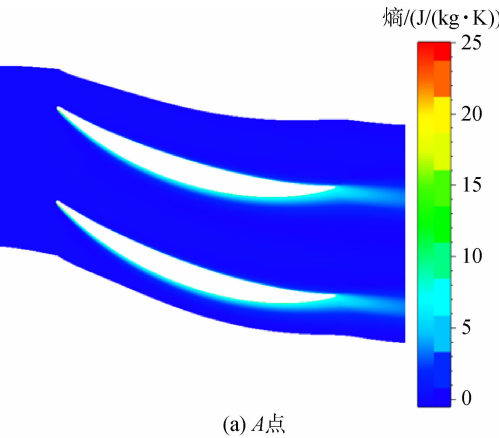
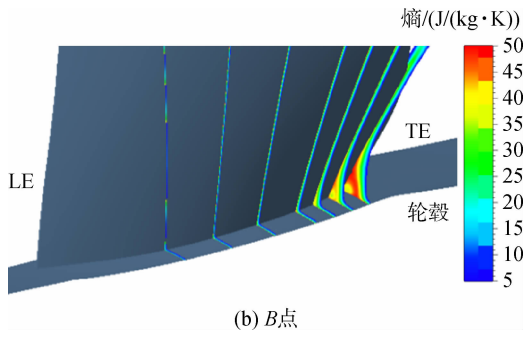
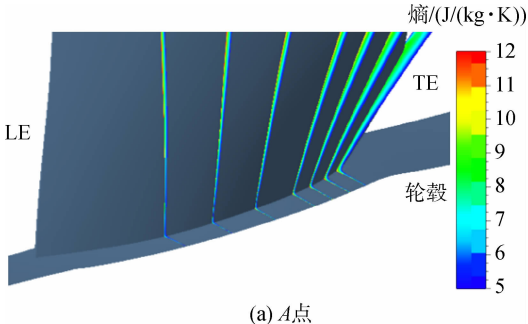


图 23 不同典型工况下叶根区域(10%叶高)B2B 截面熵分布云图

Fig. 23 Comparison of the entropy distributions on the blade-to-blade surface for different typical operating conditions in the hub region (10% blade span)



(b) B点

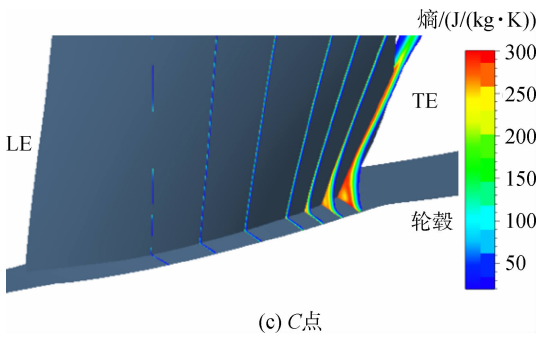


图 24 不同典型工况下叶根区域(10%叶高)叶片通道内熵分布的沿程变化

Fig. 24 Comparison of the entropy distributions in the blade passage for different typical operating conditions in the hub region (10% blade span)

区分离始终存在于叶片吸力面靠近尾缘处,且分离的强度和分离区大小沿流向有所增加。同时,在大流量涡轮模式下,叶片尾缘附近轮毂角区分离也有沿径向发展的趋势。结果表明,流动分离只在叶片轮毂区域靠近尾缘的吸力面上造成了较大的气动损失,而在叶片压力面上并未产生明显的流动损失。

在此基础上,同样得到叶根处熵损失的沿程分布如图 25 所示。可以看出在轮毂区域,各工况点损失同样迅速增大。但对于工作在压气机状模式的 A 点,与叶尖处流动不同的是,在 0.4 倍弦长位置达到最大值后,随着流动的发展,损失有所减小。此过程是来流进入转子然后流动稳定发展的一个过程,由于叶根处的流动不会受泄漏流的影响,因而当地损失有所减小。在风车临界流量点 B 点处,损失在 0.4 倍弦长处达到最大值之后并没有明显减弱,同时在靠近转子尾缘处还有略微增大的趋势,其原因参照上图 23 是在靠近尾缘出口处吸力面产生了角区分离,导致损失略微增大。而在工作在涡轮模式下的 C 点,可以看到损失在整个弦长范围都呈现增大的趋势,损失的来源则是涡轮模式下,吸力面尾缘处的角区分离强度较大,导致整个叶根通道内损失持续增大。

结合图 21 和图 25 叶尖和叶根处熵损失的沿程分布也可以看出,随着流量增加和叶片工作状态的转变,叶尖处不但率先失去加功能力,同时叶尖处的损失也率先增加。而在叶根处,只有在大流量涡轮模式时,损失才有较为明显的增大。

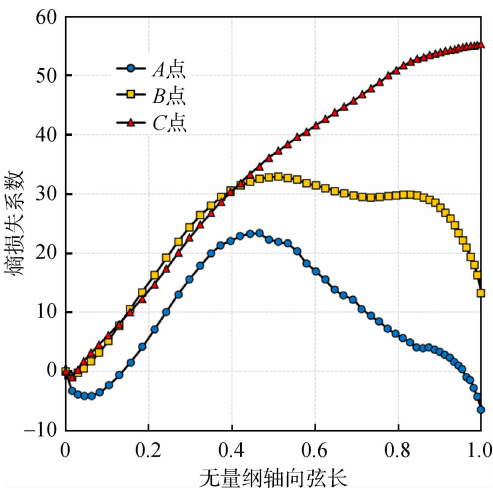


图 25 不同典型工况下轮毂区域熵损失系数沿程分布 (10%叶高)

Fig. 25 Comparisons of the entropy loss coefficient at different typical operating conditions in the hub region (10% blade span)

4 结 论

本文以 NASA Rotor 67 为研究对象,通过提出一种基于能量传递的风车临界状态界定方法,研究了该压气机在不同转速下的风车临界状态边界,界定了同一转速下的压气机模式和涡轮模式,并以此为基础进一步探究了叶片通道内部流动细节的演化,重点分析了叶尖泄漏流、叶尖和叶根角区流动分离的触发演化过程,主要结论如下:

1) 从能量的角度提出了界定叶片从压气机模式到涡轮模式的方法,以数值模拟流场为基础,通过计算叶片对流体的做功情况实现叶片与流体之间能量传递方式的判别。针对 Rotor 67 转子,在存在风车状态临界流量的转速范围内,在某一固定转速下随着工作流量的增大,叶片工作状态将由压气机模式向涡轮模式转化,而随着转速的增加,风车状态临界流量呈现近似线性的变化趋势。同时,此方法也可用于单级/多级轴流压气机风车临界状态的判别。

2) 叶片从压气机模式向涡轮模式转变的过程中,径向负荷分布会随之改变,转子叶尖区域会率先失去加功能力。随着流量的进一步增大,叶片会经历一个风车状态临界流量点(叶片对流体所做的总功为零),直到完全进入风车状态后,叶中、叶根才会相继失去加功能力。

3) 叶片从压气机模式转化为涡轮模式的过程中,叶尖泄漏流的流动方向会发生改变,且叶尖区

域的分离流动从吸力面分离转化为压力面分离。

4) 在转子叶根区域,流动分离始终发生在叶片吸力面靠近尾缘处。进一步进入涡轮模式后,角区分离会在叶片尾缘处沿径向增长。

参考文献:

[1] PAKANATI P,SAMPATH R,IRANI R. High fidelity engine performance models for windmill relight predictions [J]. AIAA 2006-4970,2006.

[2] BRAIG W,SCHULTE H,RIEGLER C. Comparative analysis of the windmilling performance of turbojet and turbofan engines[J]. Journal of Propulsion and Power,1999,15 (2):326-333.

[3] 高扬,李密,高磊. 基于相似原理的风车状态进口空气流量和内阻力估算方法[J]. 航空发动机,2018,44(2):98-102. GAO Yang, LI Mi, GAO Lei, Estimation method of windmilling inlet air flow and internal drag based on similarity principle[J]. Aeroengine,2018,44(2):98-102. (in Chinese)

[4] RIEGLER C,BAUER M,SCHULTE H. Validation of a mixed flow turbofan performance model in the sub-idle operating range[J]. ASME Paper GT2003-38223,2003.

[5] FERRER-VIDAL L E,PACHIDIS V,TUNSTALL R J. An enhanced compressor sub-idle map generation method [R]. Global Power and Propulsion Society, GPPS-2018-0004,2018.

[6] FUKSMAN I,SIRICA S. Real-time execution of a high fidelity aero-thermodynamic turbofan engine simulation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power,2012, 134(5):054501. 1-054501. 4.

[7] MISHRA R K,GOUDA G,VEDAPRAKASH B S. Re-light envelope of a military gas turbine engine; an experimental study[R]. ASME Paper GT2008-50256,2008.

[8] PRASAD D,LORD W K. Internal losses and flow behavior of a turbofan stage at windmill[J]. Journal of Turbomachinery,2010,132(3):031007. 1-031007. 10.

[9] ORTOLAN A,COURTY-AUDREN S K,BINDER N, et al. Assessment of steady and unsteady full annulus simulations predictivity for a low-speed axial fan at load-controlled windmill[J]. International Journal of Rotating Machinery,2018,2018:1-12.

[10] ZACHOS P K,PACHIDIS V,CHARNLEY B, et al. Flow-field investigation of a compressor cascade at high incidence;Part I pneumatic probe measurements[R]. ASME Paper GT2009-59906,2009.

[11] ORTOLAN A,COURTY-AUDREN S K,BINDER N, et al. Experimental and numerical flow analysis of low-speed fans at highly loaded windmilling conditions[J]. Journal of Turbomachinery,2017,139(7):071009. 1-071009. 8.

[12] GUNN E J,HALL C A. Loss and deviation in windmilling fans [J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138 (10): 101002. 1-101002. 9.

[13] DUFOUR G, ROSA N G, DUPLAA S. Validation and flow structure analysis in a turbofan stage at windmill[J]. Journal of Power and Energy,2015,229(6):571-583.

[14] GOTO T,KATO D,OHTA Y, et al. Unsteady flow structure in an axial compressor at windmill condition [R]. ASME Paper GT2014-25609,2014.

[15] MOHSEN M,OWIS F M,HASHIM A A. The impact of tandem rotor blades on the performance of transonic axial compressors[J]. Aerospace Science and Technology,2017, 67:237-248.

[16] LU Hanan,LI Qiushi,PAN Tianyu, et al. Analysis and application of shroud wall optimization to an axial compressor with upstream boundary layer to improve aerodynamic performance[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow,2019,29(11):4237-4261.

[17] MAO Xiaochen,LIU Bo,ZHAO Hang. Numerical investigation for the impact of single groove on the stall margin improvement and the unsteadiness of tip leakage flow in a counter-rotating axial flow compressor[J]. Energies,2017, 10(8):1-18.

[18] STRAZISAR A J,WOOD J R,HATHAWAY M D, et al. Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor[R]. NASA-TP-2879,1989.

[19] HOSSEINI M, SUN ZHENZHONG, HE Xiao, et al. Effects of radial gap ratio between impeller and vaned diffuser on performance of centrifugal compressors[J]. Applied Sciences,2017,7(7):7070728. 1-7070728. 27.

[20] ZHAO Jiayi,WANG Zhiheng,ZHAO Yang, et al. Investigation of transient flow characteristics inside a centrifugal compressor for design and off-design conditions[J]. Journal of Power and Energy,2018,232(4):364-385.

[21] ZHANG Haideng,YU Xianjun,LIU Baojie, et al. Control of corner separation with plasma actuation in a high-speed compressor cascade [J]. Applied Sciences, 2017, 7 (5): 7050465. 1-7050465. 16.

[22] GAO Feng, MA Wei, ZAMBONINI G, et al. Large-eddy simulation of 3-D corner separation in a linear compressor cascade[J]. Physics of Fluids,2015,27(8):354-363.

(编辑:叶 青、王碧琚)