

文章编号:1000-8055(2013)07-1549-08

轴流压气机叶尖射流扩稳数值计算模型

时培杰, 乔渭阳, 魏佐君, 许坤波
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 基于体积力方法将压气机叶片对气流的作用力和做功简化为源项, 对环形无叶片通道求解带源项的 Navier-Stokes(N-S)方程, 实现了压气机全通道流场的计算, 通过在转子上游机匣施加射流建立了轴流压气机叶尖射流扩稳数值模型. 模型中的源项根据叶片排进口气流参数进行变化, 通过判断施加的人工扰动变化确定压气机失稳边界. 采用该模型对某跨声速单级压气机在有、无射流下的性能和稳定性进行了计算分析, 无射流下计算的该压气机性能和稳定边界与试验结果都能较好地一致, 其中稳定边界流量仅相差 0.7%; 有射流下射流对压气机具有明显的扩稳效果, 将计算结果与国外公开文献的结果进行了对比, 验证了模型的可靠性.

关 键 词: 轴流压气机; 叶尖射流扩稳; 源项; 稳定边界; 人工扰动

中图分类号: V231

文献标志码: A

Numerical calculation model of axial compressor stability enhancement by with discrete tip injection

SHI Pei-jie, QIAO Wei-yang, WEI Zuo-jun, XU Kun-bo

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A numerical calculation model for axial compressor stability enhancement by tip injection was developed. The model solved Navier-Stokes equation with source terms for annulus duct without blades. The effect of blades, including the force and energy applied to the flow by the blades, was modeled by the source terms. The current source terms of every iteration step varied according to the inlet parameters. Variation of manual disturbance was introduced to the model to predict the compressor's stall margin. The performance and stall margin of a transonic single stage compressor were calculated by the model with/without tip jet. The performance and stall margin predicted by the model without tip jet agree well with the experiment result, and the difference between the massflow of the stall margin predicted by the model and that got by the experiment is less than 0.7%. The effect of stability enhancement by tip injection is obvious from the results of the model compared with the results in open literature, helping to verify the model.

Key words: axial compressor; stability enhancement by tip injection; source terms; stall margin; manual disturbance

压气机稳定工作范围受到压气机气动稳定性的影响. 旋转失速是压气机气动失稳的现象之一,

尽管其产生的机理仍是人们研究的焦点, 但目前人们普遍认为它是由叶片通道的堵塞引起的^[1-2].

收稿日期: 2012-09-28

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130711.1810.201307.1549_018.html

作者简介: 时培杰(1984—), 男, 山东菏泽人, 博士生, 主要从事叶轮机气动热力学研究.

为了对旋转失速进行控制,扩大压气机的稳定边界,人们尝试采用了多种被动和主动控制方法,包括:机匣处理^[3-5]、可调静子叶片^[6]、中间级放气^[7-8]以及叶尖射流^[9-15]等。目前机匣处理、可调静子叶片和中间级放气已经在真实发动机上得到应用,而叶尖射流扩稳方法仍然处于探索阶段。Suder^[14]等的研究表明叶尖射流提高了转子叶尖进口平均轴向速度,减少了叶片攻角,降低了叶片载荷,从而提高了稳定性。Day^[15], Weigl 等^[11]和 Suder 等^[14]采用 1%~6% 设计点流量的叶尖射流,均使压气机稳定性获得了不同程度地提升,因此叶尖射流是一种很有前途的压气机扩稳方式。

目前人们在预测分析叶尖射流对压气机的扩稳效果时,主要采用传统的三维非定常 CFD 方法,该方法需要根据射流孔的数目和分布进行多通道密网格计算,甚至进行全通道密网格计算,其计算量十分大。如果将叶尖射流用于工程,采用该方法则难以满足工程需求。为了能够准确地预测叶尖射流对压气机的扩稳效果,并且减少计算量,本文基于体积力方法发展了叶尖射流扩稳数值计算简化模型。

体积力方法的思想是假设流动通道内不存在真实叶片,而将叶片对气流的作用力和做功简化为体积力,体积力以源项形式加入到控制方程中。国内外学者^[16-18]曾采用该方法成功地预测了畸变进气对压气机性能和稳定性的影响。而本文中则采用体积力方法将其用于压气机射流扩稳预测。该模型中由于没有叶片壁面,因此压气机通道中的网格则可以大大减少,并且模型避免了直接计算叶片的无黏力和黏性力,从而能够进一步减少计算量,因而发展的数值模型具有很高的计算效率。

本文将叶片对气流的作用力和做功,以及施加的叶尖射流以源项的形式添加到 N-S 方程中,发展了压气机叶尖射流扩稳数值计算模型。模型中失稳起始位置采用添加人工扰动的方式判定。文中以跨声速单级轴流压气机 NASA Stage 35 为研究对象,通过无射流下模型计算结果与试验结果和 CFD 结果的对比,验证了模型的可靠性;之后分析了有射流作用下压气机的性能和稳定边界变化,验证了压气机的叶尖射流扩稳效果,并将稳定边界变化与 Chen 等^[10]的计算结果进行了对比。

1 物理模型和数值方法

模型中叶尖射流是通过在控制方程中添加质

量源项、射流附带的动量源项和能量源项的方式实现。模型中将转子和静子的源项分别添加到转子和静子区域的网格中。

1.1 控制方程

在直角坐标系下,不考虑重力以及对外界换热,带源项的 N-S 方程为

流量方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = J \quad (1)$$

动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = \\ -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_m + \mathbf{J}_m \end{aligned} \quad (2)$$

能量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{\text{tot}}) = \\ \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + S_e + J_e \end{aligned} \quad (3)$$

应力张量

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left[\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \mathbf{I} \nabla \cdot \mathbf{U} \right] \quad (4)$$

其中 ρ 为密度, t 为时间, $\mathbf{U}$ 为速度矢量, μ 为分子黏度; $\mathbf{I}$ 为单位张量; $\mathbf{S}_m$ 为叶片动量源项; S_e 为叶片能量源项; J 为射流质量源项; $\mathbf{J}_m$ 为射流动量源项; J_e 为射流能量源项; κ 为导热系数; 总焓 $h_{\text{tot}} = h + \frac{1}{2} U^2$, 式中 h 为静焓, v 为速度大小。本文计算中采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型。

1.2 叶片源项的计算

文中叶片源项的计算采用 Marble^[19]提出的方法得到。将叶片作用力,也称为体积力,分为垂直于流动的升力和与流动方向相反的阻力,叶片总的周向力 F_θ 采用通过叶片排的环境增加量 $\Delta(rv_\theta)$ 得到;叶片的阻力大小 $|f|$ 采用通过叶片排的焓值增加量 $\Delta(s)$ 得到。其计算公式分别如下:

$$F_\theta = \frac{\rho v_m}{r} \frac{\partial (rv_\theta)}{\partial m} \quad (5)$$

$$|f| = \frac{\rho T v_m}{|\mathbf{V}'|} \frac{\partial s}{\partial m} \quad (6)$$

其中 m 代表子午面方向, θ 代表周向方向, $\mathbf{V}'$ 为气流相对速度。其他体积力分量可通过体积力方向与速度方向的关系求得,详细计算方法可参考文献^[17,19]。

文中采用三维 CFD 求解器计算出压气机不同转速下整个工作范围内的一系列工作点,得到每个工作点通过转子和静子叶片排的环境增加量 $\Delta(rv_\theta)$ 和焓值增加量 $\Delta(s)$ 沿展向的大小分布。

模型根据叶片区域内每个网格对应的压气机进口单位面积折合流量和折合转速对已提取的环量和熵增进行插值,得到当前工作点每个叶片排内网格节点的源项.本文中叶片的动量源项和能量源项沿轴向都采用均匀分布.

1.3 滞后方程

本文源项计算方法是根据叶片前缘的流动得到叶片排的源项,但真实情况是压气机叶片排对进口来流的响应存在滞后,因此需对模型加入滞后模型,本文采用 1 阶时间滞后模型模拟叶片排特性的响应速率,同时由于方程是在静止坐标下求解,因此滞后模型中还应将转子的旋转滞后考虑进去.则其滞后模型方程为

$$\tau \left(\frac{\partial S}{\partial t} + \omega \frac{\partial S}{\partial \theta} \right) + S = S_{ss} \quad (7)$$

其中 τ 为叶片响应滞后时间, ω 为转子转速, S 为计算所需的叶片排源项, S_{ss} 为定常状态下对应的叶片排源项.

1.4 数值方法及边界条件设定

本文模型中对控制方程的求解采用基于单元中心有限体积法、耦合隐式格式的时间推进算法;对控制方程对流项的离散采用 2 阶迎风格式.边界层进行壁面函数求解.机匣和轮毂壁面采用无滑移边界,进口边界给定气流的总温、总压和气流角大小,出口采用静压出口边界.

2 算例计算结果与分析

本文以 NASA Stage 35 为算例采用该模型分析射流对压气机的扩稳效果. Stage 35 为低展弦比跨声速单级轴流压气机,表 1 显示了其主要设计参数.

表 1 NASA Stage 35 设计参数
Table 1 NASA Stage 35 design parameters

设计参数	数值
转子叶片数目	36
静子叶片数目	46
设计转速/(r/min)	17 188.7
转子叶尖速度/(m/s)	454.45
进口叶尖相对马赫数	1.49
设计点流量/(kg/s)	20.2
设计点总压比	1.82
转子进口轮毂比	0.7
转子展弦比	1.19
静子展弦比	1.26

S_2 流面和进口边界的网格分别如图 1 和图 2 所示.流动通道中采用结构化的六面体网格,在轴向、周向和径向 3 个方向上的网格节点数分别为 69, 120 和 18,总网格数约 15 万.轮毂和机匣壁面第 1 层网格的 $y_{\max}^+$ 约为 30.从网格数量上看,模型的网格要比有叶片的全通道 CFD 网格至少少 2 个数量级,因此模型可以大大减少计算量.

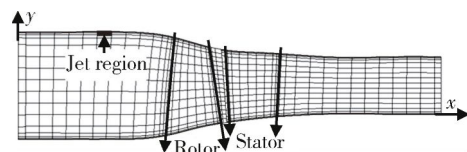


图 1 S_2 流面的网格
Fig. 1 Grid of S_2 flow plane

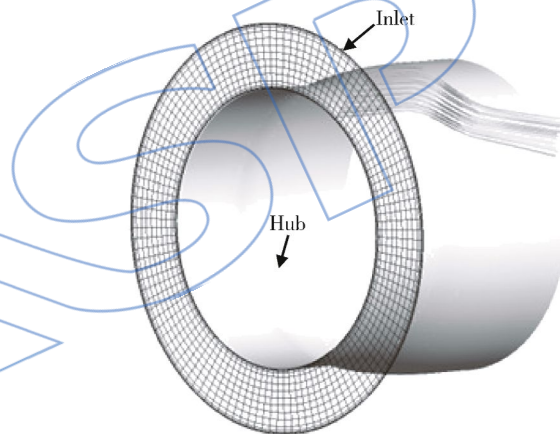


图 2 进口边界的网格
Fig. 2 Grid of inlet boundary

2.1 无射流下计算结果

将模型计算的 Stage 35 在设计转速下的总压比特性与 CFD 定常计算结果和试验结果进行了对比,如图 3 所示,其中“Exp”代表试验结果,“CFD”为 CFD 单通道定常计算结果,“BFM”代表模型计算结果.从图上可以看出模型计算的总压比特性与 CFD 计算结果和试验结果都能很好地一致.

图 4 显示了设计点流量下转子出口气流角沿径向分布模型计算结果与 CFD 计算结果对比,从图中可以看出在靠近端壁处,模型计算结果比 CFD 计算结果略有差异之外,模型计算结果的大小及径向变化与 CFD 计算结果均比较接近.图 5 和图 6 分别显示了设计点流量下子午面熵值云图 CFD 计算结果和模型计算结果,可以看出两者云图也非常接近.通过转子出口气流角和子午面云图的对比,说明该模型能够对压气机的细节流场

进行准确地计算.

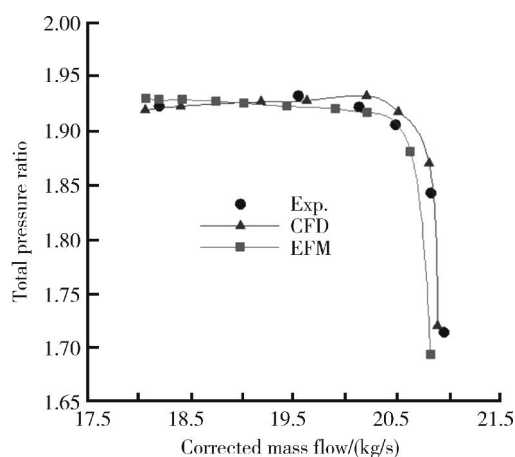


图3 设计转速下总压比特性对比

Fig. 3 Comparison of total pressure ratio at design speed

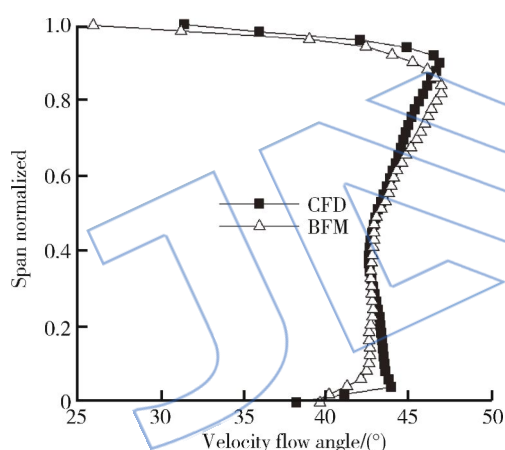


图4 设计点转子出口气流角对比

Fig. 4 Comparison of flow angle of rotor outlet at design point

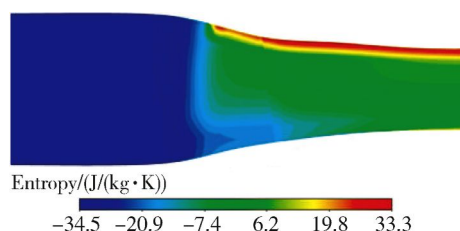


图5 CFD计算的子午面熵值云图结果

Fig. 5 Entropy contour of the CFD result at meridional plane

失稳起始点采用添加人工扰动的方式判定. 人工扰动通过瞬时增大轴向力的2%实现. 为了监测人工扰动的变化, 在转子前缘靠近机匣位置沿周向布置8个数值探针. 对于稳定工作点, 人工

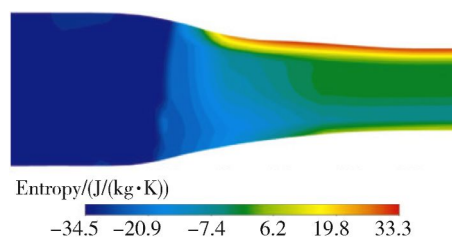


图6 模型计算的子午面熵值云图结果

Fig. 6 Entropy contour of the result got by the model at meridional plane

扰动出现后会逐渐衰减, 并最终消失, 如图7所示. 对于失稳起始点, 人工扰动出现后会逐渐增大, 并沿着周向传播, 其与“尖峰”波相似, 随着扰动的发展模型最终会计算发散, 如图8所示. 采用该方法判定的失稳起始点流量为18.07 kg/s, 而试验结果为18.2 kg/s, 两者相差0.7%. 说明采用该方法可以准确地确定压气机的失稳边界.

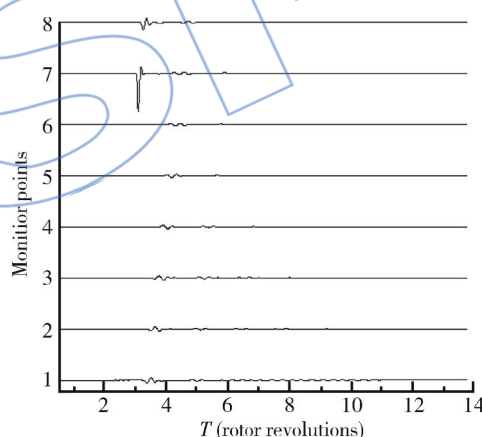


图7 稳定工作点的人工扰动变化

Fig. 7 Variation of manual disturbance at stable point without jet

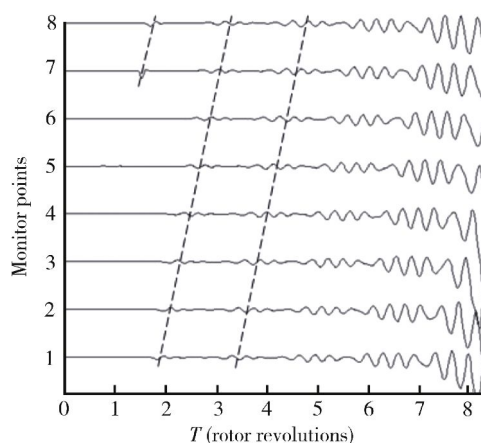


图8 失稳起始点的人工扰动变化

Fig. 8 Variation of manual disturbance at stall onset point without jet

2.2 有射流下计算结果

Stage 35 是以转子叶尖引起的旋转失速方式进入失稳,Chen 等曾采用叶尖射流对其实现了扩稳.本文的模型中在该压气机转子前面的机匣位置施加射流,射流方向为轴向方向,射流孔数为 12,沿周向均匀分布,射流流量为设计点流量的 5.9%,射流孔距离转子前缘 1.1 倍弦长.射流孔位置、射流孔数目和射流流量与 Chen 等的设置一样.

图 9 显示了叶尖射流作用下设计转速下压气机的静总压升特性变化,其中横坐标为压气机进口折合流量与射流折合流量之和,图 9 中的 CFD 计算结果为 Chen 等采用全通道非定常计算结果.模型计算所得的失稳点仍然采用添加人工扰动的方式判定,从图 9 中可以看出在射流作用下压气机失稳点明显向左移动,说明该模型能反映出压气机叶尖射流的扩稳效果.射流对压气机的稳定工作范围增加量采用如下公式进行计算:

$$\Delta \dot{m}_{\text{stall}} = \frac{(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{no injection}} - (\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{injection}}}{(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{no injection}}} \quad (8)$$

其中 $(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{no injection}}$ 为无射流下压气机失速起始点的进口折合流量, $(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{injection}}$ 为有射流下压气机失速起始点的进口折合流量与射流折合流量之和.射流作用下,模型计算的结果失稳点流量降低了 5.1%,而 Chen 等采用全通道非定常方法计算的结果则是降低了 3.6%,两者比较接近.

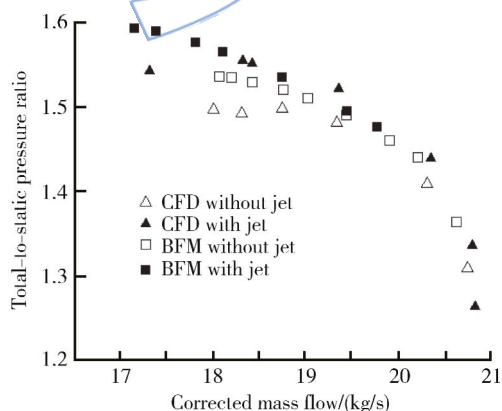


图 9 射流扩稳计算结果

Fig. 9 Result calculated of stability enhancement by injection

射流作用下仍采用无射流下的 8 个数值探针监测扰动的变化.图 10 显示了射流情况下失稳起始点轴向速度扰动的发展,从图上可以看出扰动的传播方向与转子旋转方向相同;初始扰动沿周

向传播的速度为 85% 转速,之后扰动周向传播速度不断降低,在数值发散之前扰动传播速度降低为 66% 转速.

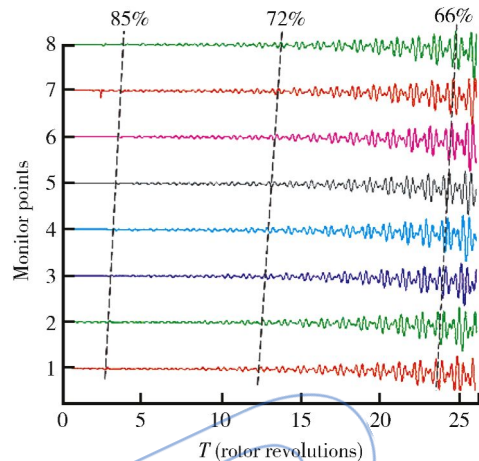


图 10 有射流下失稳起始点的人工扰动变化

Fig. 10 Variation of manual disturbance at stall onset point with jet

为了分析叶尖射流扩稳的机理,图 11 和图 12 分别显示了 Stage 35 设计转速下无叶尖射流和有叶尖射流下近失稳点 95% 叶展轴向速度云图.图 13 和图 14 分别显示了无、有叶尖射流下近失稳点 95% 叶展的熵值云图.可以发现无射流下在近失稳点转子出口与静子进口之间具有较小的轴向速度和较高的熵值,这意味着该位置为低动量流动区,并且该位置的轴向速度随着节流有明显减小的趋势.如图 15 所示,图中根据进口轴向速度对整个通道内的轴向速度进行了无量纲处理.从图 15 可以看出:随着节流近失稳点在转子和静子之间的位置其无量纲轴向速度明显降低,因此结合失速起始位置可以判定该压气机失速与该位置的低能量流动有关;压气机失速很可能是由于该位置的低能量流体引起的堵塞造成的.这与人们目前认为的叶尖间隙泄漏流引起堵塞造成压气机失速有相同的特点.尽管该模型中没有间隙,但在提取源项的 CFD 计算中带有叶尖间隙,而源项是根据叶片排进出口不同径向位置的参数进行提取计算的,因此源项中包含了叶尖间隙对流体的影响作用,这也解释了模型能够模拟出叶尖堵塞的原因.采用叶尖射流后,从图 12 和图 14 中可以看出叶尖射流能够明显增加该低动量区域的流动速度,并降低了该位置的熵值,因此射流经过的区域,低能量流体被消除掉.由于射流具有高的轴向速度,而高轴向速度进口对应着压气机远

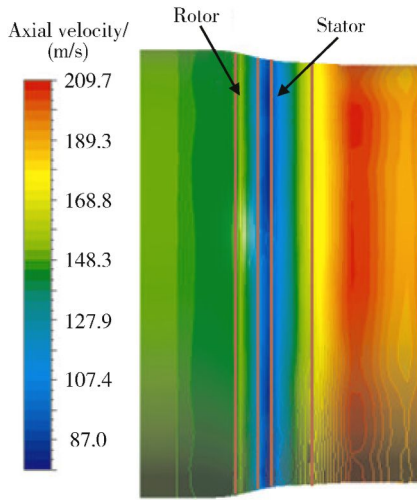


图 11 无射流下 95% 叶展的轴向速度云图
Fig. 11 Axial velocity contour at 95% span without jet

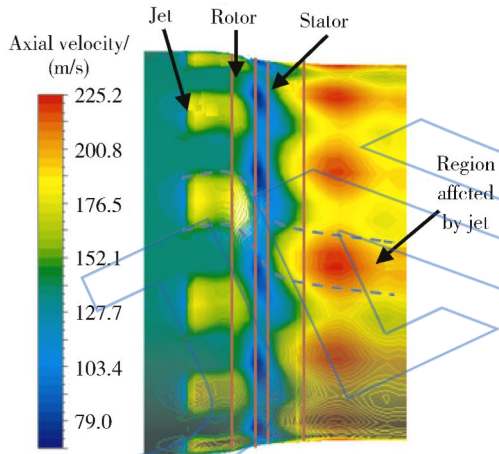


图 12 有射流下 95% 叶展的轴向速度云图
Fig. 12 Axial velocity contour at 95% span with jet

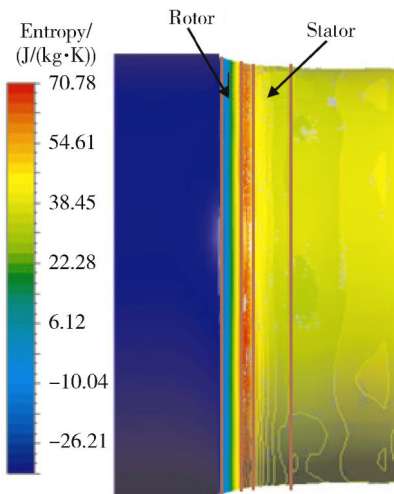


图 13 无射流下 95% 叶展的熵值云图
Fig. 13 Entropy contour at 95% span without jet

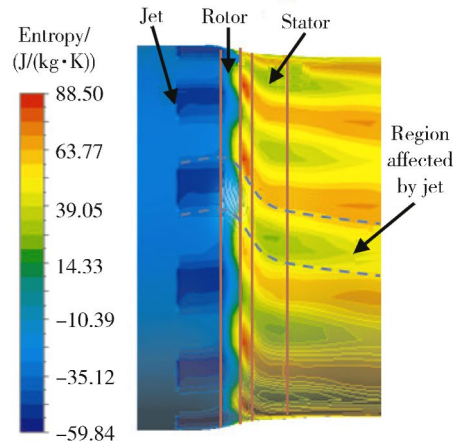


图 14 有射流下 95% 叶展的熵值云图
Fig. 14 Entropy contour at 95% span with jet

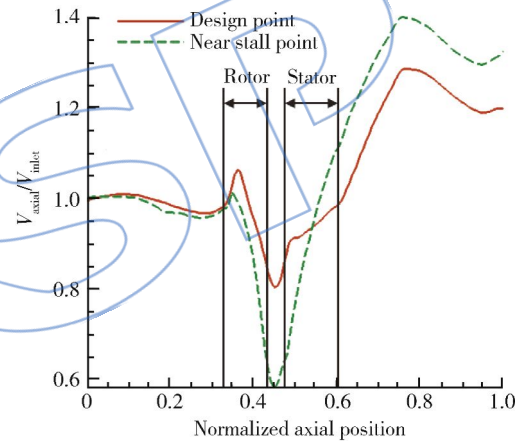


图 15 不同轴向位置的轴向速度随着节流的变化
Fig. 15 Axial velocity variation at different axial position with throttling

离失稳的工作点,低轴向速度对应着压气机靠近失稳的工作点,即压气机在射流影响的区域中工作在远离失稳点的位置,但不受射流影响的位置压气机仍然工作在近失稳点位置,而扰动是沿着周向传播的,因此扰动随时间的大小变化则是由射流影响区域和不受射流影响的区域共同决定的,根据计算的结果可以得出结论:射流对扰动起到了抑制作用,从而扩大了压气机的稳定边界。

图 16 显示了 $(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{no injection}}$ 流量下无、有射流及 $(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{injection}}$ 流量下有射流的转子扩散因子大小沿径向分布,扩散因子采用如下定义:

$$D = 1 - \frac{V_{\text{out}}}{V_{\text{in}}} + \frac{|R_{\text{in}} V_{\theta, \text{in}} - R_{\text{out}} V_{\theta, \text{out}}|}{\sigma V_{\text{in}} (R_{\text{in}} + R_{\text{out}})} \quad (9)$$

其中 σ 为转子叶片排的稠度, V_{in} , V_{out} 分别为转子转动坐标下的进、出口速度, R_{in} , R_{out} 分别为转子进、出口的半径大小, $V_{\theta, \text{in}}$, $V_{\theta, \text{out}}$ 分别为转动坐标下转子进、出口的周向速度大小. 进出口的

气动参数均采用周向质量平均得到,因此对于有射流情况下,扩散因子反映的是转子叶片排周向平均载荷的大小.从图中可以看出,在无射流、流量为 $(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{no injection}}$ 情况下,转子的叶尖具有最大的扩散因子,其值达到0.61,验证了该压气机失稳是由转子叶尖触发;并且对于无、有射流,同在流量 $(\dot{m}_{\text{stall}})_{\text{no injection}}$ 下,距离叶根80%叶展以下位置有射流下的转子扩散因子均比无射流下的转子扩散因子大,这是因为在总的相同折合流量下,由于射流的存在,有射流的压气机进口流量比无射流的压气机进口流量小,则有射流的压气机进口速度小,压气机的叶片攻角大,随之载荷也大,因此具有较大的扩散因子.而在80%叶展以上有射流下的转子扩散因子比无射流下的转子扩散因子小,即射流降低了压气机叶片叶尖的载荷,因此推迟了压气机转子叶尖引起的失稳.在图16上还可以看出,在有射流的压气机失稳起始点,在80%叶展以下,压气机的扩散因子比其他两个工况都大,这是因为该工作点的压气机进口流量均比其他两个工作点的流量都小,从而具有较大的扩散因子;而在80%叶展以上,其扩散因子与无射流近失稳点的扩散因子大小接近.这表明有射流下,其失稳起始点的叶尖平均载荷已经达到了无射流下失稳起始点的叶尖载荷,如果再进一步节流,该压气机的失稳仍将由转子叶尖位置触发.

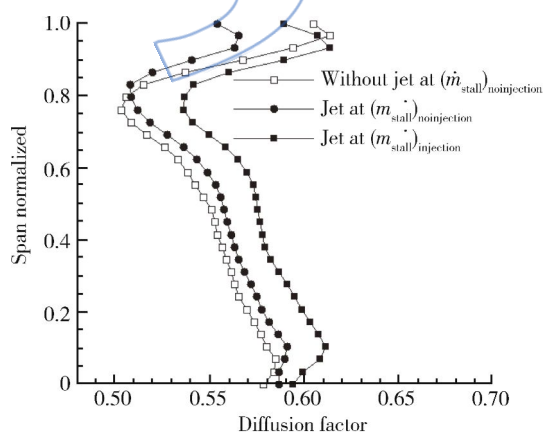


图16 3个工况下转子扩散因子沿展向的分布

Fig. 16 Distribution of diffusion factor along span at three operation points

3 结 论

1) 基于体积力方法,发展了压气机叶尖射流扩稳数值计算模型.由于模型中忽略了叶片的壁面及采用源项代替叶片的作用力和做功,因此模

型相比传统的CFD计算能大大减少计算量,具有很高的计算效率,可更好地适应工程应用.

2) 通过与CFD计算结果的对比,模型可对压气机的流场和性能进行准确地模拟;采用添加人工扰动的方式判定压气机是否失稳,具有较高的精度.

3) 通过模型计算结果分析发现:叶尖射流能够降低叶尖的载荷,移除叶尖区域的低能流体,从而能对压气机进行扩稳.

4) 在有、无射流下的压气机近失稳点位置处,两者叶尖的平均扩散因子大小接近.若进一步节流,对于有射流下,压气机仍将会由转子叶尖位置触发失稳.

参考文献:

- [1] Pullan G, Young A M, Greitzer E M. Origins and structure of spike-type rotating stall [R]. ASME Paper GT-2012-68707, 2012.
- [2] Lim H S, Bae H J, Lim Y C. Injection profile effects on low speed axial compressor stability enhancement [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25 (6): 1501-1507.
- [3] Prince D C J, Wisler D C, Hivers D E. Study of casing treatment stall margin improvement phenomena [R]. NASA CR-134552, 1974.
- [4] Crook A J, Greitzer E M, Tan C S, et al. Numerical simulation of compressor endwall and casing treatment flow phenomena [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115 (3): 501-512.
- [5] Shabbir A, Adamczyk J J. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127 (4): 708-717.
- [6] Schobeiri M T, Attia M. Active control of compressor instability and surge by stator blades adjustment [J]. Journal of Propulsion and Power, 2003, 19(2): 312-317.
- [7] Eveker K M, Gysling D L, Nett C N, et al. Integrated control of rotating stall and surge in high-speed multistage compression systems [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 440-445.
- [8] Yeung S, Wang Y, Murray R M. Bleed valve rate requirements evaluation in rotating stall control on axial compressors [J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 16 (5): 781-791.
- [9] Spakovszky Z S, Weigl H J, Paduano J D, et al. Rotating stall control in a high-speed stage with inlet distortion: Part I radial distortion [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 510-516.
- [10] Chen J P, Webster R S, Hathaway M D. Numerical simulation of stall and stall control in axial and radial compressors [R]. AIAA-2006-418, 2006.

- [11] Weigl H J, Paduano J D, Frechette L G. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(4):625-636.
- [12] Koch C C, Smith L H J. Experimental evaluation of outer casing blowing or bleeding of single stage axial flow compressor; Part 4 performance of bleed insert configuration No. 3[R]. NASA CR-54590, 1968.
- [13] Lee N K W, Greitzer E M. Effects of endwall suction and blowing on compressor stability enhancement[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1):133-144.
- [14] Suder K L, Hathaway M D, Thorp S A, et al. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(1):14-23.
- [15] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(1):40-47.
- [16] Hale A, Brien W O. A three-dimensional turbine engine analysis compressor code (TEACC) for steady-state inlet distortion[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3):422-430.
- [17] Chima R V. A three-dimensional unsteady CFD model of compressor stability[R]. NASA TM-2006-214117, 2006.
- [18] Gong Y F, C S Tan, K A Gordon, et al. A computational model for short-wavelength stall inception and development in multistage compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(4):726-734.
- [19] Marble F E. Three-dimensional flow in turbomachines, aerodynamic of turbine and compressor[M]. Princeton: Princeton University Press, 1964.