

轴流压气机近失速及旋转失速 全通道数值模拟

石 嵩^{1,2}, 屠宝锋^{1,3}

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;

2. 中国航空工业集团公司

哈尔滨飞机工业集团有限责任公司 飞机设计研究所, 哈尔滨 150060;

3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为研究轴流压气机失速起始的动态过程, 对某两级低速轴流压气机的第 1 级进行整环全通道模拟. 结果表明: 在近失速点流场中存在周向大尺度的速度波动, 该波动与静子叶排首先出现的周向不均匀分布的叶背附面层分离密切相关, 并且随着压气机进一步节流, 波动幅值逐渐增大, 最终诱发转子若干通道出现严重附面层分离, 堵塞流道, 压气机进入旋转失速. 失速团完全发展后的转动频率与试验结果吻合较好.

关 键 词: 低速轴流压气机; 全通道模拟; 附面层分离; 速度波动; 旋转失速

中图分类号: V231

文献标志码: A

Full-annulus numerical simulation of near stall and rotating stall in an axial flow compressor

SHI Song^{1,2}, TU Bao-feng^{1,3}

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Aircraft Design and Research Institute,

Harbin Aircraft Industry Group Limited Company,

Aviation Industry Corporation of China, Harbin 150060, China;

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

Abstract: To study stall inception of the axial flow compressor, full-annulus numerical simulation in the first stage of a two-stage low-speed axial flow compressor was presented. Results showed that there existed a kind of velocity fluctuation in the circumference scale in stall inception, which was closely related to the uneven boundary layer separation that first happened on the suction of stator blade rows. With further throttling of the compressor, the fluctuation amplitude increased gradually, and eventually it induced several rotor channels to generate serious boundary layer separation, blocking these channels. The compressor system led to the rotating stall condition. The rotational stall frequency with full development had good coincidence with the experimental result.

Key words: low-speed axial flow compressor; full-annulus simulation;
boundary layer separation; velocity fluctuation; rotating stall

收稿日期: 2014-09-05

基金项目: 教育部博士点基金(20113218120006); 南京航空航天大学青年科技创新基金(NS2014021)

作者简介: 石嵩(1989—), 男, 黑龙江哈尔滨人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气体动力学研究.

对于由吸力面附面层分离引起的旋转失速, Emmons 等^[1]最早给出了解释,认为压气机节流流量减小,导致叶片进口气流的攻角增大,当攻角增大到一定程度,某一个或几个叶片分离区范围过大而堵塞通道,这时压气机将进入旋转失速. 研究人员对这类旋转失速现象开展了大量试验研究^[2-4]. 随着计算机技术和计算流体力学(CFD)的快速发展,数值模拟手段也已经应用在此类问题的研究之中,如 He^[5]采用二维非定常手段成功对多通道孤立转子和单级压气机模拟出旋转失速,并研究了1阶和2阶进口压力扰动以及转静子干涉对失速团形成的影响;蒋康涛等^[6]对某3级低速轴流压气机的第1级叶高中径附近的旋转失速进行二维数值模拟,结果显示当阀门关至某位置,无需外加扰动,像数值误差这样的小扰动就能使压气机失速;而赵决正等^[7]也进行了类似的工作. 但在数值计算方面都没有对近失速点流场中存在的扰动的形成和传播进行细致分析.

众所周知,当压气机工作在近失速点附近,压气机叶片排的叶背处由于流场中逆压力梯度过大而出现较大的附面层分离,这种叶背附面层分离是一种非定常的流动,必然会对上下游的流场产生一定程度的扰动,包括速度波动和压力势扰动形式. 本文针对低速轴流压气机中静子叶背出现的一种类似“乱分离”的周向不均匀分布的附面层分离现象,重点研究它如何通过影响上游流场,最终诱发压气机进入旋转失速.

1 数值计算方法

1.1 研究对象和计算域网格划分

本文研究对象是某两级低速轴流压气机的第1级,其设计参数详见参考文献[8]. 对计算模型

进行了一定程度的简化,转静子叶片数约化为1:1;并且在模拟过程中希望能够忽略通道内径向流动叶尖泄漏流等三维效应而针对叶片叶背附面层分离诱发的旋转失速进行细致的研究,因而计算域选取在第1级中径处截取的一个厚度为10 mm的流片,进出口延伸段等于5倍和10倍转子弦长,计算域如图1所示. 布置了数字探针用于监测流场中相应位置的轴向绝对速度、静压和绝对总压随时间变化的信号,其中右侧两个横截面示意图分别是转子上游大约距转子进口1/2转子弦长周向均匀布置的两个数字探针和静子下游大约距静子出口1/4静子弦长周向均匀布置的4个数字探针.

采用Turbogrid模块生成转静子单个流通道的结构化网格,通道内为H型网格,叶片近壁区域采用O型网格加密(如图2所示,图中 U_r 为叶片中径周向速度). 上下游延伸段采用H型网格,在软件ICEM CFD中生成. 然后在软件ANSYS CFX前处理中每个部分均沿周向复制19组拼成全通道网格,这样保证了每个通道内网格的拓扑结构一致. 详细网格参数见表1.

1.2 计算方法

数值模拟采用软件ANSYS CFX模块,使用SST(shear stress transport)两方程湍流模型对三维可压雷诺平均守恒性Navier-Stokes(N-S)方程进行定常和非定常求解. 空间离散采用有限体积法,非定常求解中采用隐式双时间推进法,在转子转动一个栅距的时间内设置10个物理时间步,每个物理时间步中设置10个虚拟时间步.

对于压气机稳定工作点进行定常数值计算,进口总压给定大气压,逐渐提高出口背压直至数值发散,然后以定常计算收敛的最后一个点作为

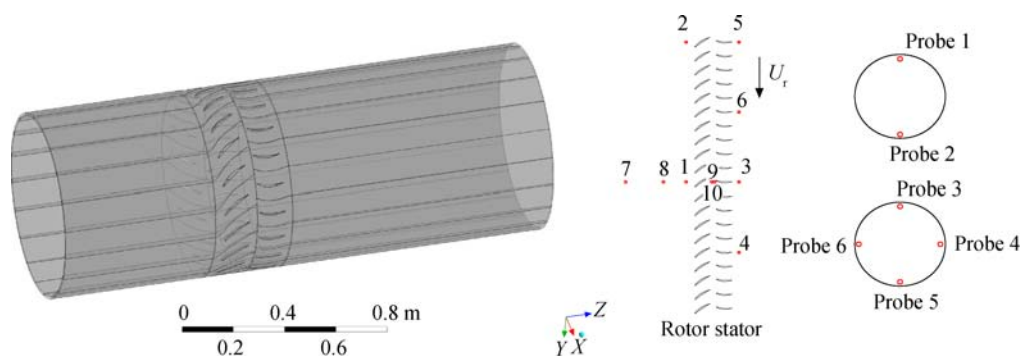


图1 单级轴流压气机计算域及数字探针布置

Fig. 1 Computational domain and position of digital probes for single-stage axial flow compressor

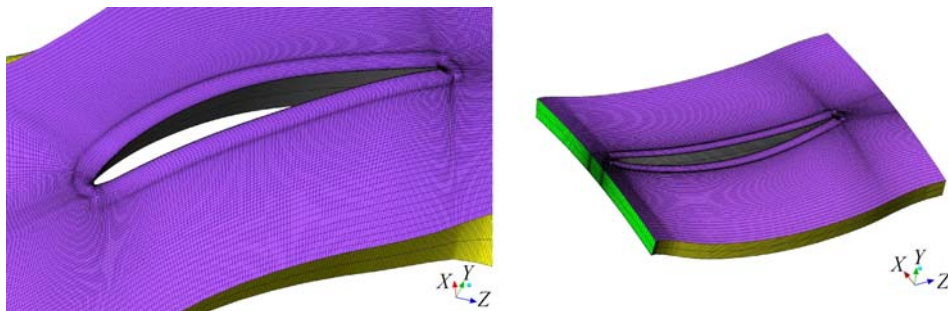


图 2 转子计算域和静子计算域 H-O-H 型网格

Fig. 2 H-O-H type mesh for rotor and stator computational domain

表 1 网格参数详表

Table 1 Mesh parameter list

计算域名称	网格类型	网格单元数(全通道)
进口延伸段	H 型	92 160
转子域	H-O-H 型	1 223 040
静子域	H-O-H 型	1 397 440
出口延伸段	H 型	475 200
总计		3 187 840

初场转为非定常数值求解,确定稳定边界点.而当用数值仿真手段去模拟压气机的旋转失速时,传统的下游出口边界条件,如给定一个恒定的背压值,就不足以模拟最大压比附近的工作点,在模拟压气机进入旋转失速的过程中容易导致数值发散,解决方法是采用一种具有更高自由程度的边界条件^[9].非定常计算阶段,在压气机出口直接设置假想的节流阀,忽略容腔的储存效应和工质的惯性效应,工况点由压气机特性线和阀门节流曲线共同确定,通过不断关小阀门,改变压气机的运行工况,使其最终进入旋转失速状态.背压计算公式是^[10-11]

$$p_2 = p_{\text{out}} + \frac{\rho \cdot U_r^2 \cdot K_{\text{v}} \cdot \phi^2}{2 \cdot K_{\text{v}}} \quad (1)$$

式中 p_2 , p_{out} 分别表示出口背压和外界大气压; ρ 是密度; ϕ 是出口流量系数; K_{v} 是阀门开度; K_{v} 是常数,用于保证阀门开度初始值为 1. 当关闭阀门时 K_{v} 减小,而打开阀门时 K_{v} 增大. 这种出口边界条件是一个动态函数关系式,可以随出口流量的变化实时获得出口背压,同时引入了阀门系数,通过改变该系数实现对工况点的调节,减少了人工干预. 参考蒋康涛^[10]在模拟旋转失速过程中阀门系数的调节方法以及在同一台压气机上开展旋转失速试验中节流阀的调节规律,本文计算现

采用关阀门方式如下:刚开始关阀门时由于压气机仍处于相对远离失速边界的工作位置,阀门开度减小的幅度可以大一些;随着阀门的继续关小,压气机工况点逐渐逼近失速边界,这个时候关阀门的幅度也要适当减小,并增加每个阀门开度下计算的时间步数.

非定常计算阶段采用 16 线程并行运算,一个转子周期需要计算机运行 22 个 CPU (central processing unit) 小时数. 考虑到要对从近失速工况点到压气机进入旋转失速并且失速团完全发展整个过程进行非定常计算,需要 912 个 CPU 小时数,再加上之前的定常计算所消耗的时间,计算机需连续运行 45 d,时间成本比较高. 这意味着之前对计算模型所做的简化是非常有必要的,就目前拥有的计算资源,开展轴流压气机全叶高整环的旋转失速三维非定常数值模拟工作尚不现实的.

1.3 边界条件设置

进口边界给定总温、总压和气流方向(轴向进气). 叶片表面设置为非滑移边界;上下端壁设置为自由滑移边界. 定常计算中,出口给定一个相对较小的背压值,然后不断提高背压,对压缩系统进行一个逼喘过程. 非定常计算中,出口背压通过一个动态函数关系式来实现实时调节,通过减小关系式中的阀门开度继续对整个压缩系统进行节流.

2 结果分析

图 3 是在压气机转速为 1 000 r/min 情况下的总体性能曲线,其中实线代表定常计算结果,点划线代表近失速点和进入旋转失速的非定常计算的时均结果.

图 4 显示的是这一过程中转子前缘附近两个监测轴向绝对速度的数字探针(相对于绝对坐标系是静止的)所得到的信号,见图中 Probe 1 和 Probe 2 曲线,为了便于结果显示,对信号进行了

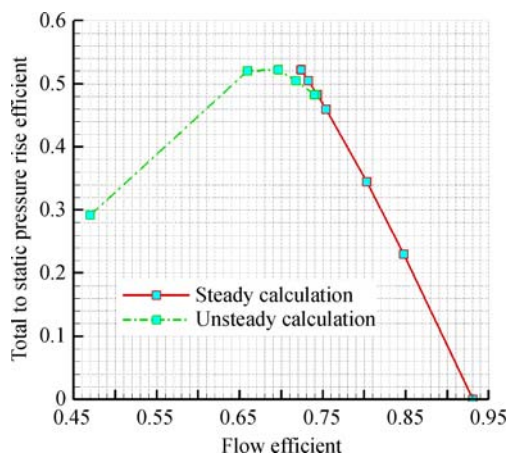


图3 压气机总体性能曲线

Fig. 3 Compressor overall characteristic curve

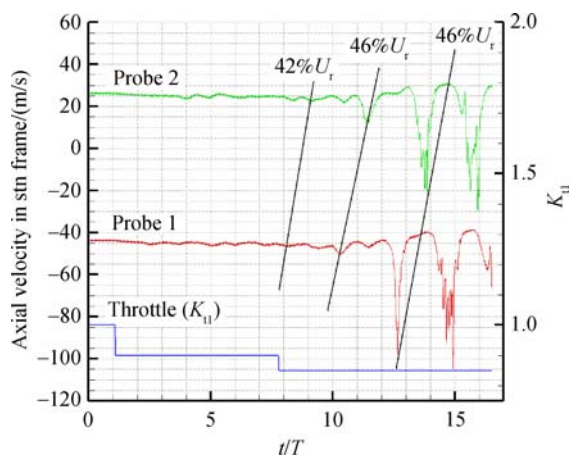


图4 转子前缘轴向绝对速度及阀门开度变化曲线

Fig. 4 Variation curve of axial velocity in stn frame from two probes near the lead of rotors and changes of the throttle

适当的平移,同时把时间 t 变换成转子周期数 (t/T) 作为新的横轴。在图4中同样给出相应时刻的阀门开度大小,见图中 Throttle(K_u) 曲线。

2.1 特性线峰值附近工况点的流场分析

图5显示的是第0个转子周期数 ($t/T=0$) 时刻整个流场的静熵云图,此时整个压缩系统的流量系数 $\phi=0.6962$,总静压升系数 $\phi_s=0.5221$ 。从图中能够清晰的看出此时的流场处于稳定状态,沿周向各通道流动情况相同。

对监测下游静子尾缘附近绝对总压的4个数字探针的信号进行快速傅里叶变换称FFT(fast Fourier transform),得到如图6所示的结果。图中幅值最高的所对应的频率为叶片的扫掠频率,即333.33 Hz。而通过式(2)所得到的叶片扫掠频率 f_{bpf} 同样也是这个数值,吻合得非常好。之后几个幅

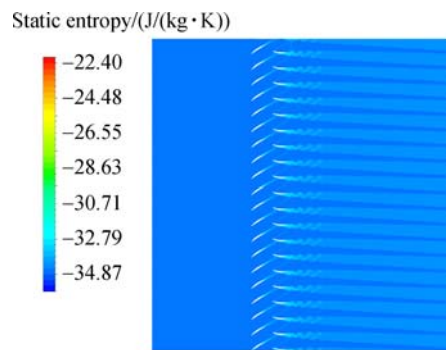
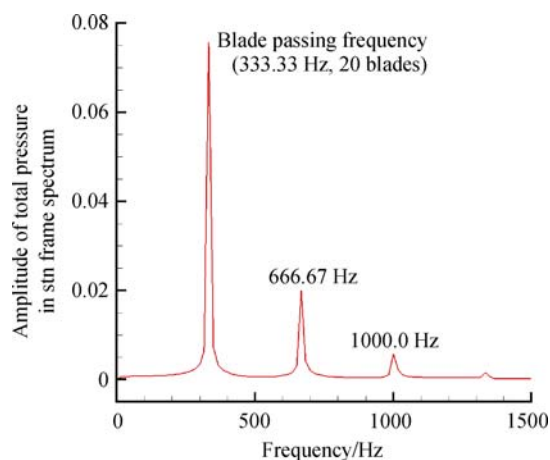
图5 静熵云图 ($t/T=0$)Fig. 5 Static entropy contour ($t/T=0$)

图6 下游转子尾缘绝对总压信号 FFT 结果

Fig. 6 FFT result of total pressure in stn frame signals near the trail of rotors

值较小的尖峰所对应的就是叶片扫掠频率的倍频。

$$f_{bpf} = \frac{1}{T} \cdot N_r = \frac{1000}{60} \cdot 20 = 333.33 \text{ Hz} \quad (2)$$

式中 N_r 为转子叶片数。

在第1个转子周期数时刻,把阀门关小,阀门开度由1减小至0.9。图7显示的计算稳定收敛后 ($\phi=0.6593$, $\phi_s=0.5207$) 流场的静熵云图,从图中可以看出下游静子叶排处已经出现了叶片失速现象,多处叶片叶背出现严重的附面层分离,流场沿轴向已经没有规则的对称,但此时这种叶片失速现象只存在于静子,而上游的转子流场未受到影响,没有产生附面层分离。

对于叶片的叶型弯角较小的压气机级中,当逐渐减小流量时在压气机进入旋转失速前,在一段流量节流范围内会产生一种“乱分离”现象,即每个转子叶片上均存在分离,但不形成失速团,级压比基本上不减少^[12]。考虑到尽管本算例首先出现严重叶背分离的位置是压气机静子叶排,但根据流场和特性线,笔者认为此时的流动现象与上

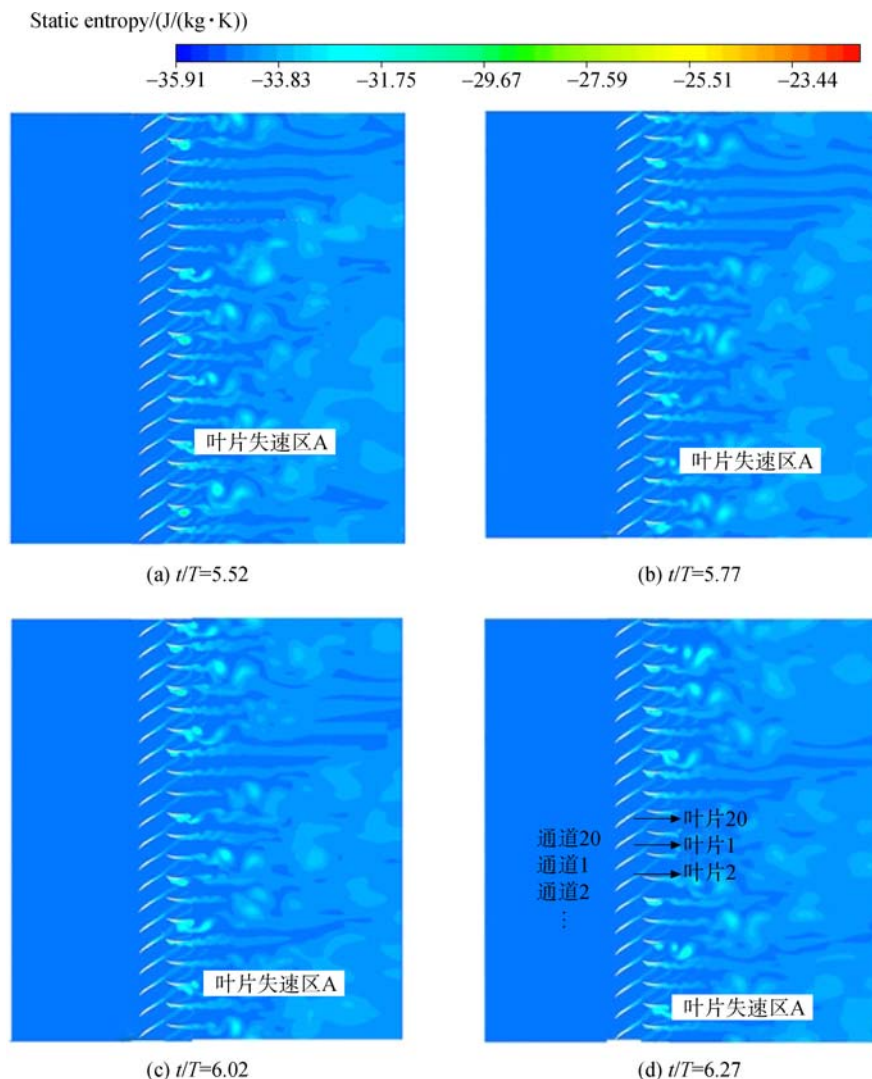


图7 静子叶排出现周向不均匀分布的叶背附面层分离的流场静熵云图

Fig. 7 Static entropy contour during the occurrence of circumference uneven distribution of boundary layer separation on the pressure of stator blade rows

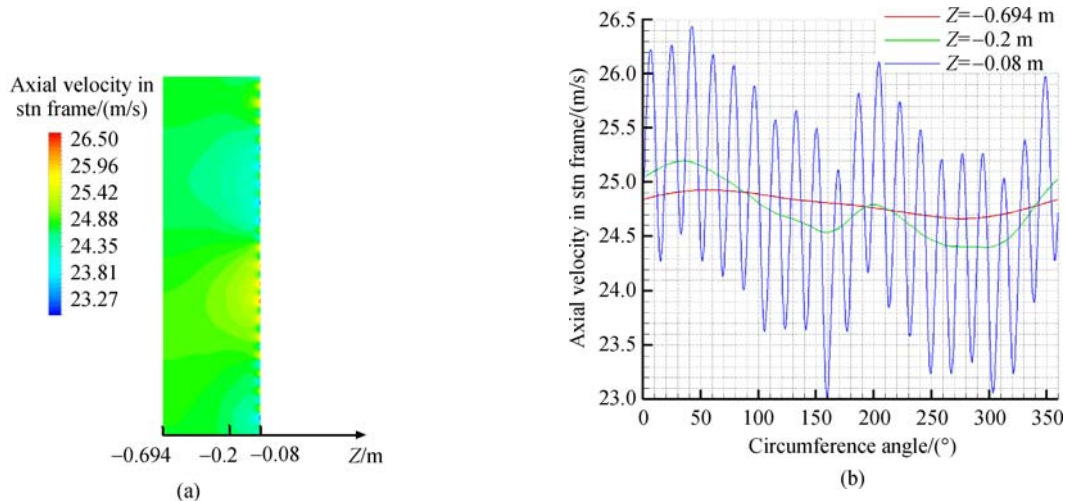
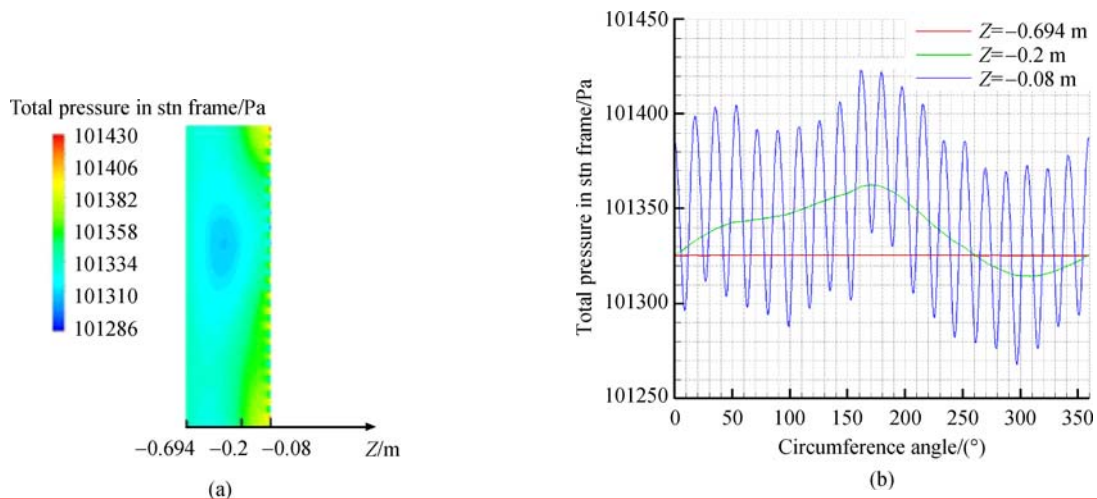
面提及的“乱分离”具有很大的相似之处. 对比图7中4个时刻(均相隔转子转过5个栅距的时间)的静熵云图,可观察到叶背附面层分离沿周向不均匀分布,而附面层分离除了沿下游产生脱落涡以外同时沿周向进行传播,以图中标注的叶片失速区A为例,其传播周期是4~5倍的转子周期.

在压气机内沿轴向(Z轴)选取压气机进口位置($Z=-0.694\text{ m}$)、转子上游某位置($Z=-0.2\text{ m}$)、转子前缘附近位置($Z=-0.08\text{ m}$)、转静交接面($Z=0.09\text{ m}$)和静子尾缘附近位置($Z=0.233\text{ m}$)5个特征环面,分别提取中径处轴向绝对速度和绝对总压沿周向的分布情况进行分析. 从图8(a)和图8(b)中观察到随着阀门关小压气机工作点继续向稳定工作边界靠近,在压气机转子上游的延伸段内观察到一种速度波动. 鉴于 $Z=-0.2$

m 环面中径处速度的波形图比较明显和规则,没有受到转子前缘的影响,而下游的其他环面,尤其是有尾迹通过的环面,尽管进行了通道平均处理,试图消弱尾迹区的速度波动对波形造成的影响,但最终得到的轴向绝对速度周向分布仍然非常混乱,因此选取 $Z=-0.2\text{ m}$ 环面上的轴向绝对速度波形图在软件 Matlab 的 cftool 曲线拟合工具箱里进行傅里叶级数分解,拟合如下函数表达式,其中 $C_z(\theta)$ 为轴向绝对速度, θ 为环面中径上的点对应的圆心角

$$C_z(\theta) = 24.74 + 0.28 \sin(\theta + 32.50^\circ) + 0.21 \sin(2\theta + 26.75^\circ) \quad (3)$$

这个波形函数包含1个1阶正弦曲线和1个2阶正弦曲线,说明该速度波动是一种周向大尺度的波动. 同时从图9的进口延伸段绝对总压分

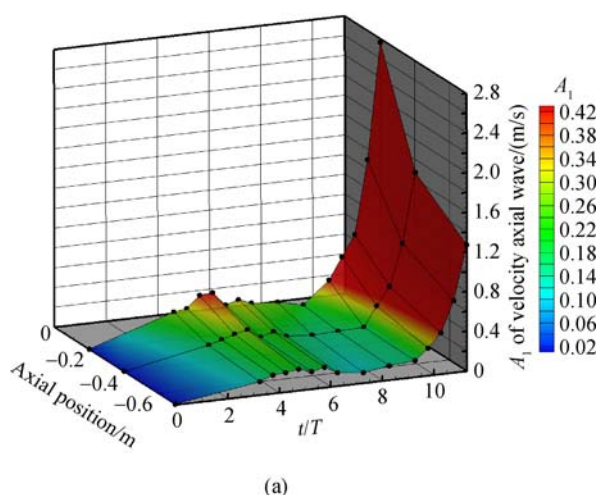
图8 不同截面轴向绝对速度沿周向分布情况($t/T=6.27$)Fig. 8 Distribution of axial velocity in stn frame along circumference in the different sections ($t/T=6.27$)图9 不同截面绝对总压沿周向分布情况($t/T=6.27$)Fig. 9 Distribution of total pressure in stn frame along circumference in the different sections ($t/T=6.27$)

布云图以及特征环面的分布曲线能够观察到此时上游的绝对总压分布同样呈现出周向不均匀,这应该是流场中速度波动和静压波动共同作用的结果. Mcdougall 等^[13]和 Day^[14]都曾在压气机失速前捕捉到相类似的速度波动,李传鹏等^[15]也在试验中观察到的近失速点两个特征频率的压力特征扰动,对这种特征扰动进行了频谱分析,发现其中一个频率的特征扰动强度随流量系数减小而增大,并在失速点达到最大,但没有针对扰动的波动形式进行分析.

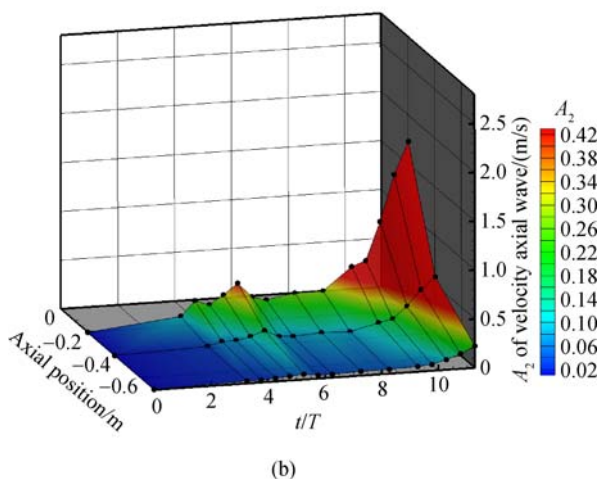
为了研究这种速度波动的发生源和传播情况,对进口延伸段3个不同轴向位置的环面中径上的速度波形图进行傅里叶级数展开,展开形式为

$$C_Z(\theta) = a_0 + [A_1 \sin(\theta + \phi_1) + A_2 \sin(2\theta + \phi_2)] \quad (4)$$

其中系数 A_1, A_2 能够反映速度波动组份中1阶正弦与2阶正弦的脉动幅值,图10给出了 A_1 和 A_2 在时间和空间尺度上的变化情况,因为分析的侧重点是两个系数的总体发展趋势,所以在时间和空间坐标只选取了若干离散的数据点. 在空间尺度上,两个系数沿流向幅值逐渐增大,因此这种速度波动是由下游流场的某扰动引发然后向上游传播的,并且在传播过程中因空气的黏性作用下波动能量逐渐损耗. 在时间尺度上,在 t/T 从0~1时间段流场中没有观察到这样的速度波动;在 t/T 从1~9时间段速度波动出现(幅值在小范围波动); t/T 在9以后两个系数的幅值都突然增大,而这3个时间段正好对应着静子叶排从没有周向不均匀的叶背附面层分离(如图5)发展到静子叶排出现若干个通道叶片失速(如图7),最后



(a)



(b)

图10 A_1 和 A_2 在时间和空间尺度上的变化Fig. 10 Variation of A_1 and A_2 in the change of the temporal and spatial scales

到静子叶排流通能力继续恶化导致局部通道堵塞(如图 11(a)和图 11(b)). 因此有理由认为这种速度波动是由下游静子叶排出现周向不均匀的叶背附面层分离诱发的, 其中存在叶背附面层分离的几个通道由于流通能力变差而形成速度波动的低速区(即波谷), 没发生叶背附面层分离的若干通道因流通能力强而形成速度波动的高速区(即波峰).

这种速度波动是在静子叶排内产生并向上游传播, 为了获得周向上的运动情况, 分别提取布置在上游延伸段 7 号和 8 号、转子区域 1 号和 9 号、静子区域 3 号以及下游延伸段的 3 号数字探针监测到两个转子周期数时长的轴向绝对速度信号, 并进行 FFT 变换, 发现在上游延伸段一直存在一个 9.7 Hz 的低频峰值, 而对比上游特征截面的速度波动随时间推移的波形图可知其周向传播周期约为 1.7 倍转子周期, 因此可以确定这个 9.7 Hz

的低频对应上游速度波动周向传播的特征频率.

2.2 压气机进入旋转失速的流场分析

随着阀门开度变为 0.85, 根据采集到的轴向绝对速度信号和流场云图, 判断出压气机在第 10 个转子周期数附近进入旋转失速, 图 4 中显示当压气机进入旋转失速状态后, 轴向绝对速度信号波动的幅值逐渐增大, 大约 2 个转子周期数后幅值稳定在约 2 倍平均轴向绝对速度, 并一直保持此幅值周期性波动下去. 这样的信号特征体现了由失速起始到发展成失速团再到失速团完全发展的历程.

图 11 给出了失速团发展历程 4 个不同时刻的流场云图. 首先, 更大范围的失速区域首先出现在几个静子叶栅通道内, 根据第 2.1 节分析得到的结论, 下游静子叶排叶背处的附面层分离会以一个周向大尺度的速度波动向上游传播, 当阀门关小到临界值的时候, 速度波动幅值逐渐增大到足以部分叶片因攻角过大而产生叶片失速, 失速区域已在图 11(a)和图 11(b)中用黑色圆圈标注出. 图 11(c)和图 11(d)是这些失速区流场流线的局部放大图. 随后这些通道的堵塞情况越来越严重, 通道内出现同时占据几个转子和静子叶栅通道的失速团, 从图 11(e)中可以明显看到一个横跨 4 个叶栅通道的失速团, 失速团在沿周向旋转的同时会向下游产生脱落涡, 而其他通道的流通状况相比之前几个转子周期数有非常明显的改善, 叶片叶背处基本已经不再有分离涡出现. 最终失速团完全发展, 占据 8 个叶栅通道, 约占转子通道周长的 40%, 如图 11(f)所示. 这体现出旋转失速现象的本质: 当压气机的流量下降到一定程度时, 整个叶排各个通道的流量需要重新分配, 一些通道被失速团堵塞, 从而确保其他通道的流通能力恢复正常.

图 12 是失速团已经完全发展后转子前缘数字探针 Probe 1 监测到的轴向绝对速度信号进行滤波后的 FFT 变换结果. 信号采集时间持续 2.27 个转子周期数, 同时对信号采用低通滤波(截止频率 166.67 Hz), 从图中可以明显观察到在低频段存在 7.8 Hz 的峰值, 这个频值即为失速团的转动频率, 相当于 46% 转子转速. 文献[8]在同一台压气机上进行均匀进气条件下的旋转失速试验, 试验结果是单团失速团, 稳定后失速团特征频率为 5.6 Hz, 相当于 42% 转子转速(压气机转速 800 r/min), 考虑到本算例进行了一定程度的简化, 可认为计算结果与试验结果比较接近.

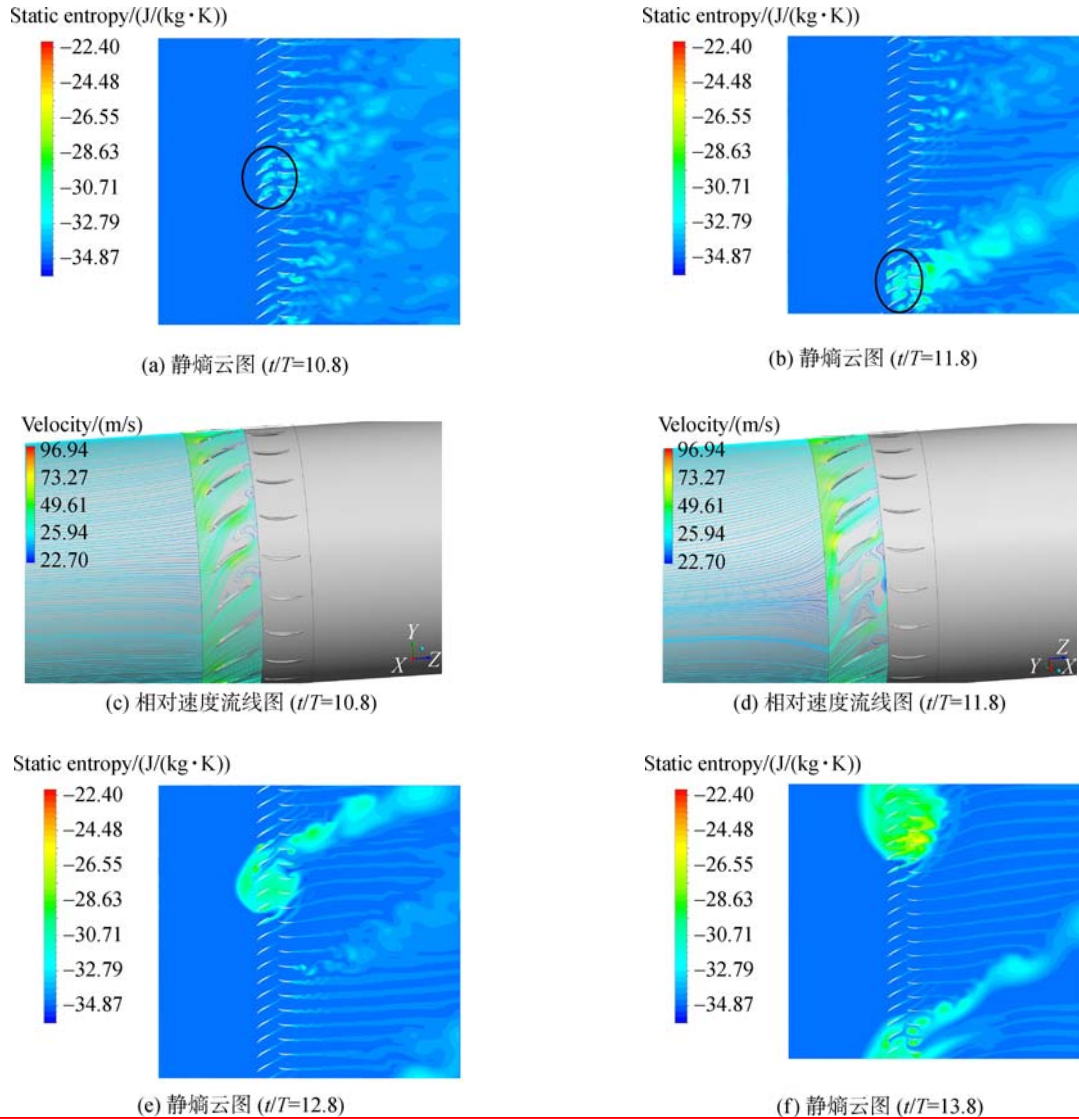


图 11 失速团的发展历程

Fig. 11 Development of stall cell

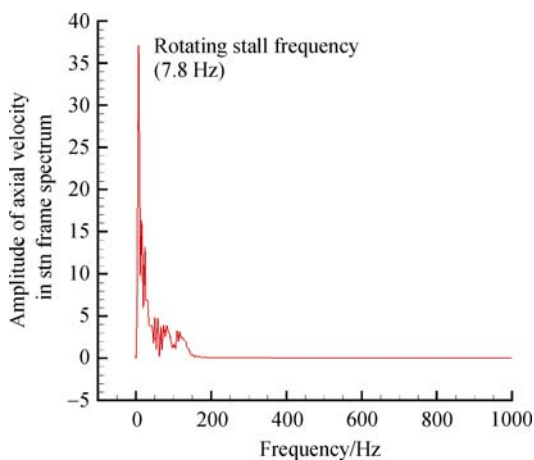


图 12 失速团稳定后 Probe 1 轴向绝对速度信号处理结果

Fig. 12 Signal processing result of axial velocity in stn frame acquired by Probe 1 after the full development of stall cell

3 结 论

本文通过 CFD 手段对某两级低速轴流压气机第 1 级旋转失速发生的整个过程进行了非定常数值模拟, 得到以下结论:

1) 随着流量减小, 压气机工作点接近失速边界, 静子叶排若干叶片首先出现叶片失速. 这种周向不均匀分布的叶背附面层分离会以一个由 1 阶和 2 阶正弦波叠加起来的大尺度速度波动向上游传播, 同时沿周向旋转, 其中静子叶排发生叶背附面层分离的通道因流通能力差而形成速度波动中的波谷, 未发生叶背附面层分离的通道因流通能力强而形成波峰.

2) 当阀门开度关小至临界值, 速度波动的幅值逐渐增大, 进而速度波动的低速区诱发对应转

子通道的叶背附面层分离,出现此类现象表征压气机已进入旋转失速,经过大约7个转子周期数最终发展成横跨8个转子和静子通道的失速团。

3) 数值模拟计算出失速先兆类型为模态波式,进入完全失速状态时失速团个数为单团,传播速度为46%转子转速,计算结果与试验结果相比吻合得很好。

参考文献:

- [1] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. ASME Transactions, 1955, 27(4):455-469.
- [2] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. Journal of Mechanical Design, 1991, 113(2):290-302.
- [3] Camp T R, Day I J. Study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2):393-401.
- [4] 聂超群,陈静宜,蒋康涛,等. 低速轴流压气机旋转失速先兆的实验分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(3):293-298.
NIE Chaoqun, CHEN Jingyi, JIANG Kangtao, et al. Experimental investigation on inception of rotating stall in low-speed axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(3):293-298. (in Chinese)
- [5] He L. Computational study of rotating-stall inception in axial compressors[J]. Journal of Propulsion and Power, 1997, 13(1):31-38.
- [6] 蒋康涛,徐纲,黄伟光,等. 低速轴流压气机旋转失速的二维数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(6):935-938.
JIANG Kangtao, XU Gang, HUANG Weiguang, et al. Two-dimensional numerical simulation of rotating stall in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(6):935-938. (in Chinese)
- [7] 赵决正,罗雄麟,崔娟娟. 基于二维数值模拟的轴流压气机旋转失速研究[J]. 化工自动化仪表, 2012, 39(2):198-203.
ZHAO Juezheng, LUO Xionglin, CUI Juanjuan. Study on rotating stall in axial compressor based on two-dimensional numerical simulation[J]. 2012, 39(2):198-203. (in Chinese)
- [8] 屠宝锋. 风扇/压气机动态失速过程和多尺度非定常气动稳定性研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2009.
TU Baofeng. Dynamic stall inception and multi-scale unsteady aerodynamic stability investigation of fan/compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [9] Gourdain N, Burguburu S, Leboeuf F, et al. Simulation of rotating stall in a whole stage of an axial compressor[J]. Computers and Fluids, 2010, 39(9):1644-1655.
- [10] 蒋康涛. 低速轴流压气机旋转失速的数值模拟研究[D]. 北京:中国科学院, 2004.
JIANG Kangtao. Numerical investigation on rotating stall in a low-speed axial compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2004. (in Chinese)
- [11] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics[M]. London, England: Longman Scientific and Technical, 1989.
- [12] 陆亚钧. 叶轮机非定常流动理论[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 1990.
- [13] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1):116-125.
- [14] Day I J. Stall inception in axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1):1-9.
- [15] 李传鹏,胡骏,王英锋,等. 近失速压力扰动的试验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2):386-390.
LI Chuanpeng, HU Jun, WANG Yingfeng, et al. Experimental study of pre-stall pressure disturbances in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(2):386-390. (in Chinese)

(编辑:王碧琚)