

文章编号: 1000-8055(2010)10-2319-08

射流状态转换过程中转子流场的动态分析

周军伟, 侯安平, 周 盛

(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科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 为了探索周期性射流的射流状态转换过程中转子流场的动态响应特征, 采用非定常数值方法对转子流场进行了模拟, 并对叶尖泄漏涡的运动规律和转子负荷分布的动态变化进行了分析. 结果表明, 转子流场的响应主要表现在两个时间尺度: ①与叶尖泄漏涡振荡周期相当的小尺度; ②与转子负荷径向分布变化相关的大尺度.

关 键 词: 射流; 非定常; 轴流压气机; 动态响应; 叶尖间隙涡; 负荷分布

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Dynamic analysis of rotor flow field in the switch processes of injection

ZHOU Jun-wei, HOU An-ping, ZHOU Sheng

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero Engines,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: The purpose of this work is to study the dynamic response characteristic of the rotor flow field during the transition between injection entrance and quit state. The rotor flow field was numerically simulated with an unsteady method. The motion of the tip leakage vortex (TLV) and the dynamic variation of rotor loading distribution were analyzed. It is concluded that, the response of the rotor flow field has two types of time scale, one is small corresponding with a scale of TLV fluctuation, and the other one is large and correlated with the changes of radial distribution of the rotor loading.

Key words: injection; unsteady; axial compressor; dynamic response; tip leakage vortex; loading distribution

压气机在高负荷下的流动稳定性一直是叶轮机领域研究的焦点问题, 而转子叶尖的流动稳定性是其中的关键^[1]. 目前普遍认为, 采用转子叶尖射流能够有效的控制转子叶尖流场, 延缓转子叶尖流动失稳的发生, 从而拓宽压气机的稳定工作裕度^[2-5].

早期关于射流的研究主要目的是为了控制失速先兆波的发展, 例如 Day^[6] 利用转子叶尖轴向喷气, Lee 等^[7] 利用处理槽, Hendricks 等^[8] 利用

可控安装角的 IGV (inlet guide vane) 叶片. 以上射流形式都从非定常角度出发, 对转子流场进行控制. Weigl 等^[9] 人在一台跨声速转子上探索了定常因素与非定常因素对射流扩稳的影响, 研究表明, 定常因素是射流扩稳的主要因素, 而非定常射流方法能够使转子的失速裕度得到进一步的提升.

目前研究中使用的射流形式大部分都是周向离散分布的射流. 例如 Suder 等^[12] 采用的在转子

收稿日期: 2009-09-02; 修订日期: 2009-10-25

作者简介: 周军伟 (1981-), 男, 山东威海人, 博士, 主要从事叶轮机气动稳定性方面的研究.

前 2 倍叶尖轴向弦长位置安装的周向分布的开缝式射流器, Strazisar 等^[4]在转子前缘附近机匣上加工的周向分布的缝式喷嘴的射流器, 以及 Nie 等^[10]所采用的分布式安装于机匣上的管状喷嘴射流器. 这种周向离散分布的射流, 即便在固定坐标系下射流的速度、流量以及位置等是固定不变的, 从转子坐标系下来看, 转子感受的射流作用也总是非定常的.

转子叶片周期性扫过射流器, 相当于转子流场交替的进入与退出射流状态. 这种射流状态的交替变化会对转子流场产生什么样的影响呢?

本文首先对周期性射流的过程进行了分析, 将周期性射流分解为进入射流与退出射流两个射流状态转换过程, 分别进行探索; 然后针对一台单转子, 对其在两个射流状态转换过程中的流场变化进行了非定常数值模拟; 最后分析了转子流场的动态变化特征及其流动机理.

1 周期性射流过程的分解

对于周向离散的射流, 如图 1(a) 所示, 可以将射流对转子叶片的作用过程分为有射流的 T_1 时间段与无射流的 T_2 时间段, 如图 1(b) 所示. 由于气体的可压缩性, 在从 T_1 到 T_2 过渡的过程中, 流场会以一定的速度响应射流的作用, 而不是瞬间完成.

当转子转速一定时, 射流器的数目决定了射流频率, 而射流器的宽度对应了有射流与无射流

的时间比. 在转子近失速工况下, 如果降低射流频率, 则 T_2 延长, 转子很可能进入失速状态. 因此对于周期性射流, 合理选取 T_1 与 T_2 , 能够利用更少的射流来实现扩稳的目的.

转子叶片感受的射流频率可以表达为

$$f_i = f_r \times N_i \tag{1}$$

其中 N_i 为射流器的数目. f_r 为转子频率, 表达如下:

$$f_r = \frac{14440}{60} = 240.7 \text{ Hz} \tag{2}$$

从以上的分析可知, 在周期性射流的过程中, 转子流场对射流的响应是具有时间延迟的, 因此, 在进入射流与退出射流的射流状态转换过程中, 研究流场的变化特征对深入探索周期性射流的机理具有十分重要的意义. 以下分别定义两个过程:

- 1) 退出射流的射流状态转换过程(T_{12});
- 2) 进入射流的射流状态转换过程(T_{21}).

本文中两个射流状态转换过程通过如下方法实现. 首先, 分别得出持续射流状态(T_1)与无射流状态(T_2)下转子的稳定工况; 然后, 在持续射流的稳定工况下取消射流, 得到过程 T_{12} , 以及在无射流的稳定工况下施加射流, 得到过程 T_{21} .

以下分别介绍了本文所研究转子的设计参数及两个射流状态转换过程的数值模拟方法.

2 转子设计参数

本文所用转子设计参数如表 1 所示.

表 1 转子设计参数
Table 1 Design parameters of the rotor

参数	数值
叶片数	21
设计转速/(r / min)	14 440
叶尖切线速度/(m / s)	311.5
叶尖进口相对马赫数	1.13
设计压比	1.25
机匣半径/ mm	206
进口轮毂比	0.7
叶尖间隙/ mm	0.5
展弦比	1.037
叶尖设计攻角/(°)	0.5
叶根设计攻角/(°)	1.5

3 数值方法

控制方程为非定常雷诺平均 Navier-Stokes

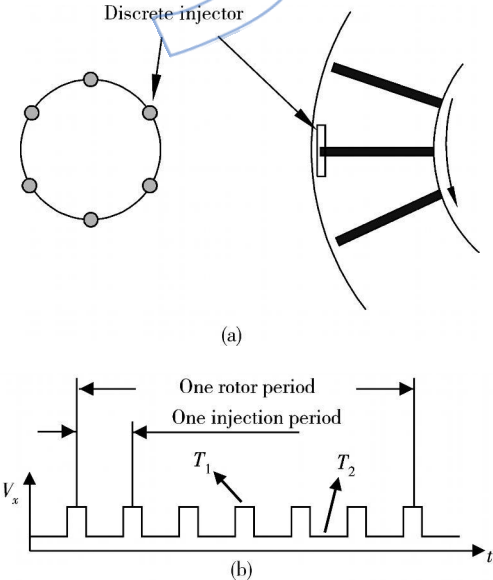


图 1 离散分布的射流器
Fig. 1 Discrete injectors

方程, 湍流模型选用零方程 Baldwin-Lomax 模型. 离散方法采用有限差分法. 为了使算法在时间与空间上都具有高精度, 时间导数项采用三步三阶的 Range-Kutta 法, 对流项采用矢量通量分裂的五阶精度迎风格式.

进口边界采用给定总温、总压及进口气流角的定常边界, 出口边界给定反压, 前后延伸段采用周期性边界, 叶片表面无滑移、绝热.

对转子流场网格的划分采用 NUMECA 中的 AutoGrid 软件实现的. 网格采用 H 型网格, 叶片前缘与尾缘采用削尖处理. 网格数为(前延伸

段+ 叶栅通道+ 后延伸段- 2) × 周向 × 径向= (17+ 41+ 25- 2) × 37 × 41 ≈ 12.3 万. 图 2 给出了转子blade-to-blade 面、子午面及转子叶尖间隙的网格示意图(隔一取一).

为了提高计算速度, 本文使用的网格格点数量较少. 为了排除网格数量对计算结果的影响, 文中另外给出了一套细网格下的数值结果, 细网格网格总数为(25+ 53+ 25- 2) × 49 × 57 ≈ 28.2 万. 对比结果如图 3 所示. 可以看出, 在设计点, 98% 叶高下不同网格质量下转子叶尖相对马赫数云图几乎一致.

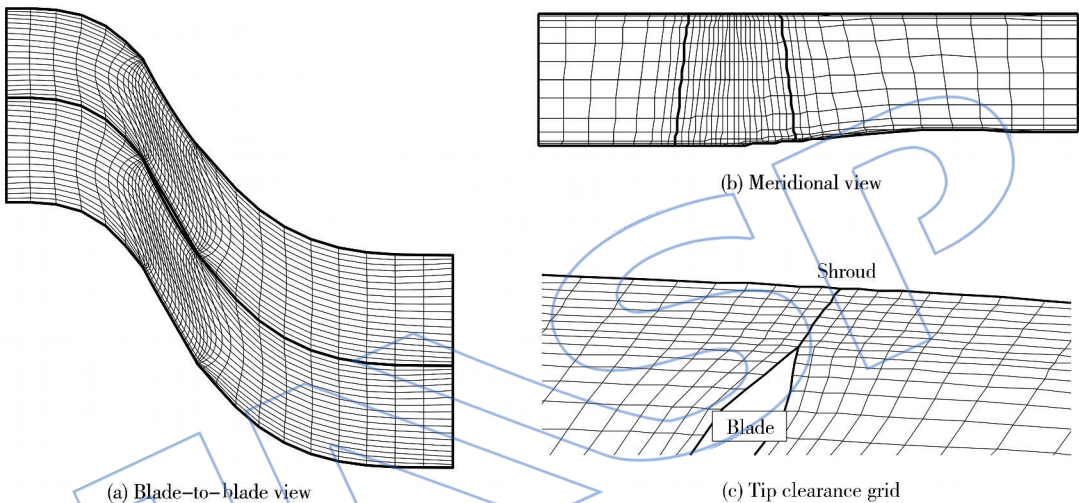


图 2 计算网格示意图
Fig. 2 Scheme of computational grid

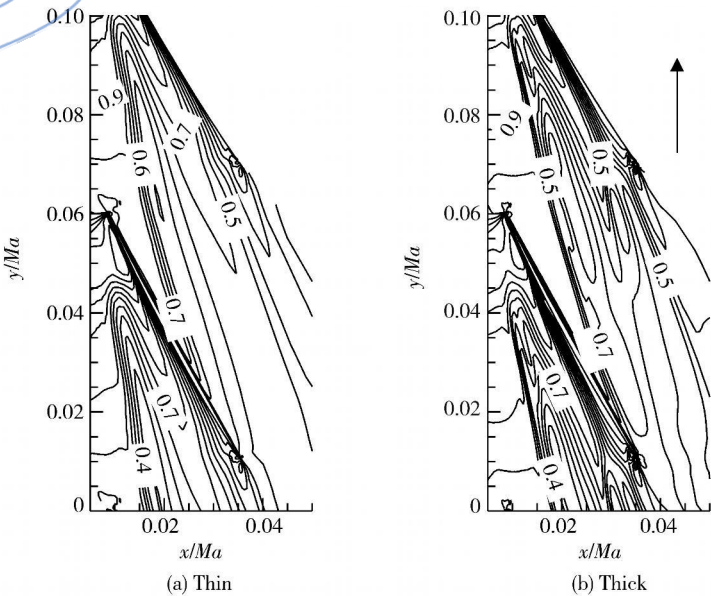


图 3 设计点不同网格数量下 98% 叶高相对马赫数对比
Fig. 3 Relative Mach number at 98% span with different grids at design point

本文采用的射流形式如图 4(a) 所示. 为了便于以上过程在数值上的实现, 采用模化的机匣边界来达到射流的效果. 模化的机匣边界位置如图 4(a) 所示.

当在叶尖施加轴向射流, 射流区域附近流场的周向速度与径向速度仍近似为零, 轴向速度为射流速度, 其中轴向速度沿轴向的分布大致为图 4(b) 中所示^[3]. 为了避免在数值模拟中模化的机匣边界两端的速度梯度过大而造成数值不稳定, 将图 4(b) 中轴向速度的分布光滑为图 4(c) 中的分布形式, 其中 V_x 分布规律为

$$V_x(x') = V_{x, \max} e^{-\frac{(10x')^2}{2}} \tag{3}$$

x' 为轴向位置的无量纲量, 表达为

$$x' = \frac{x - x_l}{x_t - x_l} \tag{4}$$

式中 l 与 t 分别表示为叶片的前缘与尾缘; $V_{x, \max}$ 为射流最大速度.

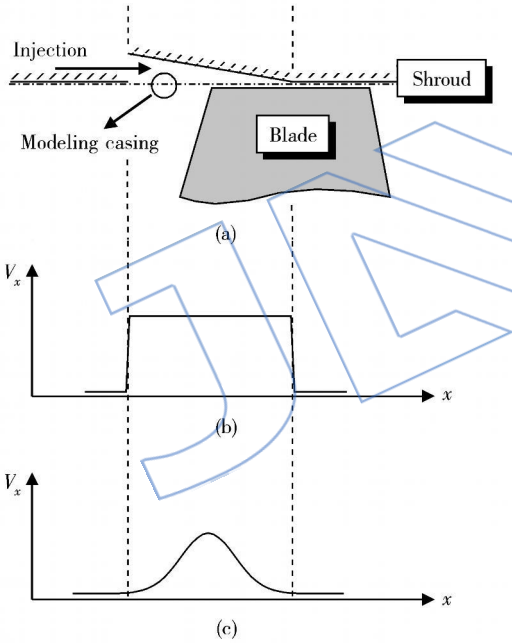


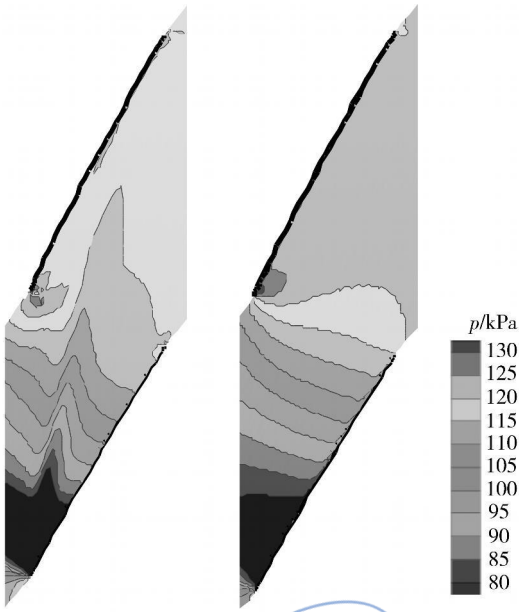
图 4 射流边界示意图

Fig. 4 Injection boundary diagram

这样, 就能通过改变机匣边界条件方便的实现射流的控制.

利用 CFX 软件对比验证了本文非定常有限差分法(UNFD for short)代码在该网格条件下转子性能及叶尖流场结构的数值模拟精度. CFX 方法采用零方程湍流模型, 以达到与 UNFD 类似的模拟条件. 图 5 分别给出了两种数值方法的转子叶尖 98% 叶高位置压力云图与转子性能的对比.

从本文所用代码与 CFX 在相同的网格质量



UNFD CFX
(a) Pressure contour at 98% spanwise

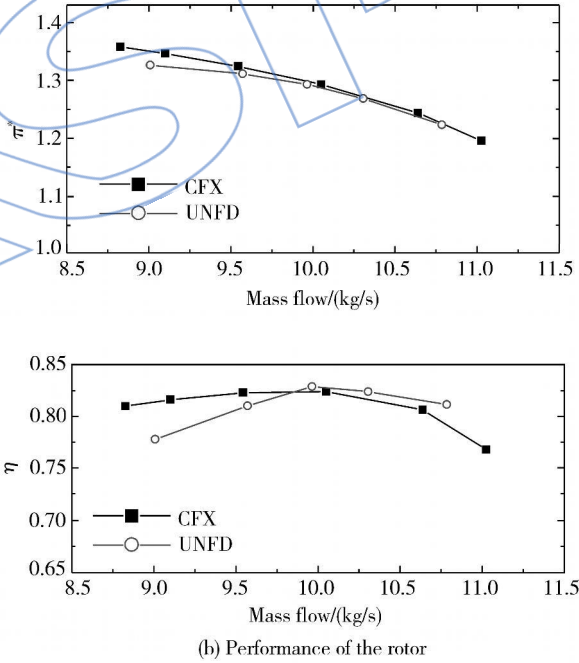


图 5 UNFD 与 CFX 的对比验证

Fig. 5 Verification of UNDF compared with CFX

及边界条件下的模拟结果对比来看, 两者基本一致. 在小流量下, UNFD 的转子效率误差较大, 分析原因认为是小流量下转子流场分离增大, 此时 UNFD 在模拟附面层内流场时精度降低的缘故. 但这并不影响流场的变化趋势.

从转子叶尖流场的压力云图对比来看, UNFD 方法在叶尖流场明显捕捉到一个低压区域, 即叶尖泄漏涡的轨迹, 而 CFX 则未能捕捉到叶尖

泄漏涡. 这说明采用高精度的方法在网格密度较小的情况下捕捉流场细节结构是可行的.

4 结果分析

本文分别针对转子的两个工况, 对两个射流状态转换过程进行了分析. 两个工况的定义如图 6 中 A 和 B 所示.

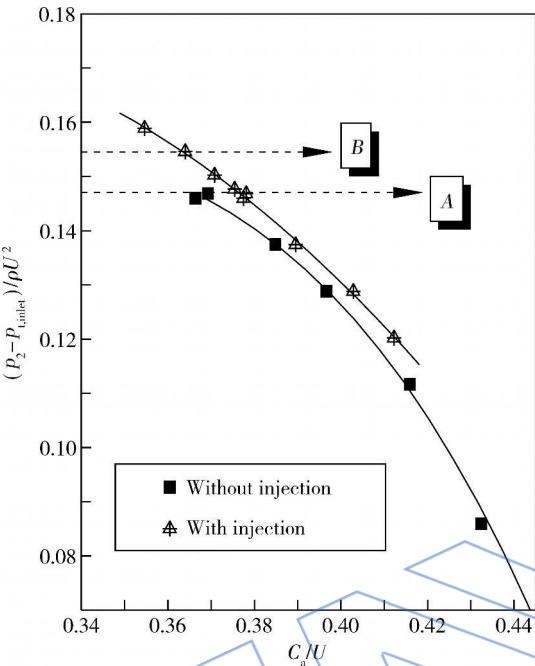


图 6 射流对转子特性的影响

Fig. 6 Impact of injection on the rotor characteristic

A 点为无射流情况下的近失速点工况, B 点为持续射流增加的裕度范围内的某个工况. B 点的背压大于 A 点的背压. 对于 B 点的背压条件, 在退出射流的过程(T_{12})中, 随着时间的推移, 由于背压条件已经超出无射流情况下转子的背压承受能力, 流场会逐渐进入失速状态.

图 6 中射流为 $V_{x, \max} = 0.48$ 的情况, p_2 为转子出口反压, U 为叶尖切线速度, C_a 为转子进口轴向速度.

从图 6 可以看出, 施加射流后转子特性线整体居于原来特性线的右上方, 并且最小流量明显降低, 压升能力提高.

为了分析在射流状态转换过程中流场的变化特征, 在此定义叶尖泄漏涡的位置来衡量转子流场的特征, 理由如下.

Vo H D 等^[1]在研究中发现, 对于尖峰波模式的失速现象, 当转子叶尖前缘的最大熵梯度曲线经过相邻叶片前缘时, 失速即发生. 图 7 对比了三个工况下转子叶尖泄漏涡的流线图与叶尖位置熵云图. 可以看出, 在三个工况下, 转子叶尖最大熵梯度线与叶尖泄漏涡的上游一侧包线基本一致. 当转子叶尖最大熵梯度线到达相邻叶片前缘, 及叶尖泄漏涡与相邻叶片前缘相交, 认为此时为失速的发生起始时刻.

转子叶尖前缘的最大熵梯度位置对应了叶尖泄漏涡的位置, 因此可以认为, 压气机失速的发生

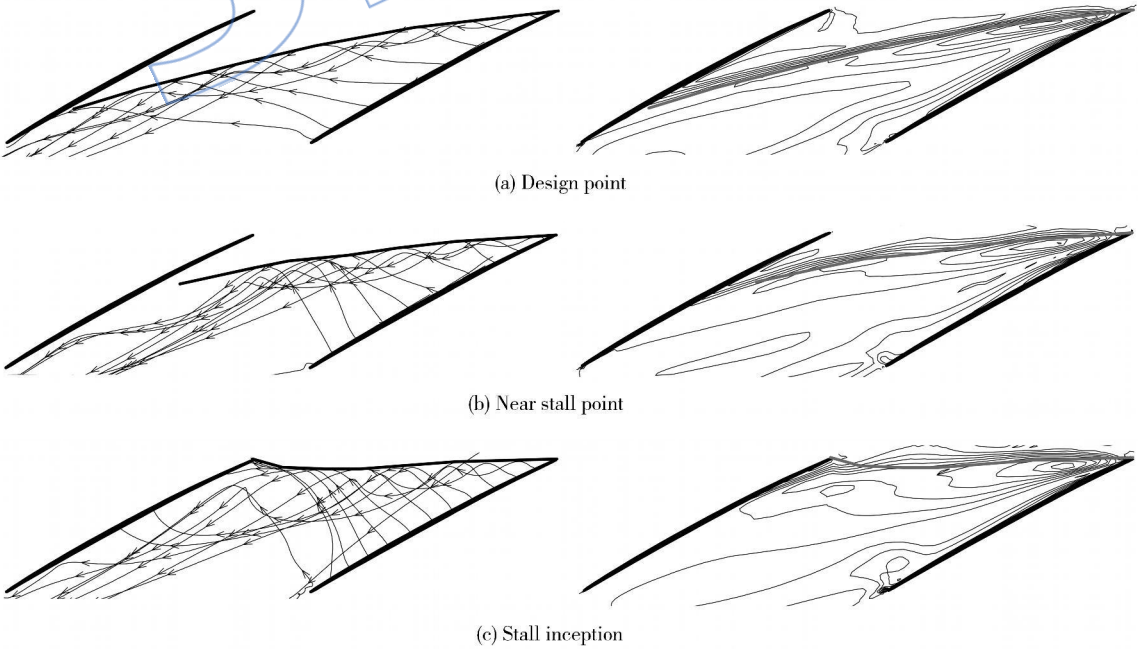


图 7 叶尖泄漏涡流线图与叶尖熵云图在不同工况下的对比

Fig. 7 Comparison of tip leakage vortex streamline and tip enthalpy contour at different working conditions

与叶尖泄漏涡的位置密切相关. 叶尖泄漏涡在高负荷工况下向流场上游偏移, 对应了压气机工况越来越靠近失速点位置. 因此, 文中以叶尖泄漏涡的位置来分析转子流场在叶尖射流作用下的响应特征.

从图 7 中可以看出, 本文中转子的叶尖泄漏涡上游一侧包线在不同工况下基本呈现直线形状, 因此, 为了衡量叶尖泄漏涡的位置, 定义 β 为叶尖泄漏涡上游一侧与转子额线的夹角, 如图 8 所示.

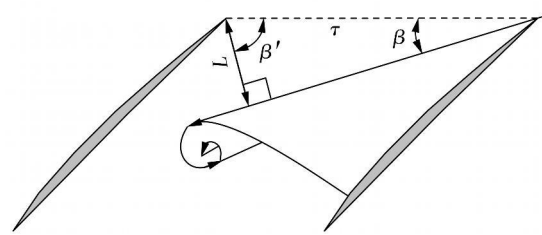


图 8 叶尖泄漏涡示意图
Fig. 8 TLV schematic diagram

在高负荷转子中, 由于激波的作用, 通常情况下叶尖泄漏涡的上游包线为曲线. 此时, 定义

$$\beta = \pi/2 - \beta' \tag{5}$$

其中

$$\beta' = \arccos(L/\tau) \tag{6}$$

式中 L 为相邻叶片前缘到叶尖泄漏涡上游包线的距离, τ 为转子叶尖栅距, 如图 8 所示.

图 9 分别给出了 A 点在退出射流的过程 (T_{12})、进入射流的过程 (T_{21}), 以及 B 点在退出射流的过程 (T_{12}) 中叶尖泄漏涡的位置随时间的变化曲线. 时间以转子通过周期 T 为参考量进行无量纲化.

$$T_{bp} = 1/(f_r \cdot N_b) \tag{7}$$

式中 N_b 为转子叶片数.

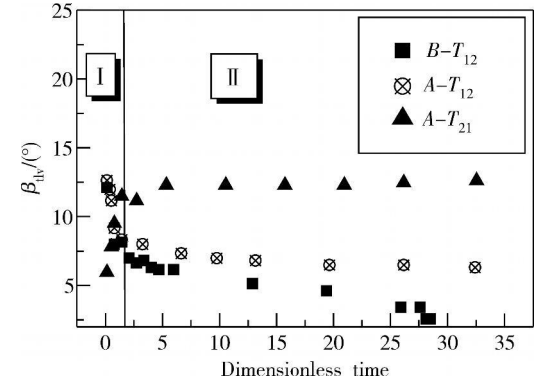


图 9 叶尖泄漏涡位置的动态响应

可以看出, 在三个过程中, 叶尖泄漏涡的位置变化都经历了两个阶段. 在阶段 I, 叶尖泄漏涡以较快的速度运动, 然后缓慢过渡到阶段 II. 在阶段 II, 叶尖泄漏涡以较慢的速度运动, 直到达到稳定状态. 表 2 分别给出了图 9 中 3 个过程叶尖泄漏涡在阶段 I 的运动速度. 叶尖泄漏涡的运动速度定义为

$$V_{tlv} = \max \frac{d\beta}{dT} \tag{8}$$

从表 2 可以看出, 三个过程中阶段 I 的叶尖泄漏涡的运动速度基本一样, 这说明不同过程中叶尖泄漏涡的运动规律具有共性.

表 2 叶尖泄漏涡的移动速度

Table 2 Speed of tip leakage vortex translation

	$V_{tlv}/((^\circ)/T)$
$B-T_{12}$	6.3
$A-T_{12}$	5.3
$A-T_{21}$	4.7

对于 B 点的过程 T_{12} , 流场充分发展后会进入失速状态. 从图 9 可以看出, 在大约 27 个转子通过周期后转子进入失速状态. 为了衡量阶段 I 与阶段 II 的时间量, 分别定义

$$T_I = \frac{|\beta_2 - \beta_1|}{V_{tlv}} \tag{9}$$

$$T_{II} = T_{all} - T_I \tag{10}$$

其中 β_1 与 β_2 分别为起始与稳定状态的叶尖泄漏涡位置, 对于 B 点的 T_{12} 过程, 取 β_2 为零. T_{all} 为 B 点的 T_{12} 过程从起始到失速发生的整个时间, 由于在 $T=27$ 的时刻, 转子进入失速状态, 因此, 这里给定 $T_{all}=27$. 表 3 给出了 B 点的 T_{12} 过程 T_I 与 T_{II} 的值.

表 3 T_I 与 T_{II} 的值

Table 3 Value of T_I and T_{II}

	T_I	T_{II}
$B-T_{12}$	1.92	25.08

通过以上的分析可以看出, 在不同的射流过程中, 叶尖泄漏涡的位置变化都是先快后慢, 其中, 阶段 II 占据了主要的响应时间. 对于 B 点的 T_{12} 过程而言, 阶段 II 的存在使得转子具有进入失速的缓冲时间, 如此则不难解释周期性射流扩稳的机理.

以下分别针对阶段 I 与阶段 II 的流动机理进

Fig. 9 Dynamic response of the position of TLV

行分析.

图 10 给出了 B 点在持续射流状态(T_1)与 A 点在无射流状态(T_2)下转子流场中靠近叶尖泄漏涡位置的某点的轴向速度信号. 时间同样以转子通过周期 T_{bp} 为参考量进行无量纲化. 通过对信号的分析, 分别得出轴向速度的振荡周期为 2.574 与 2.4.

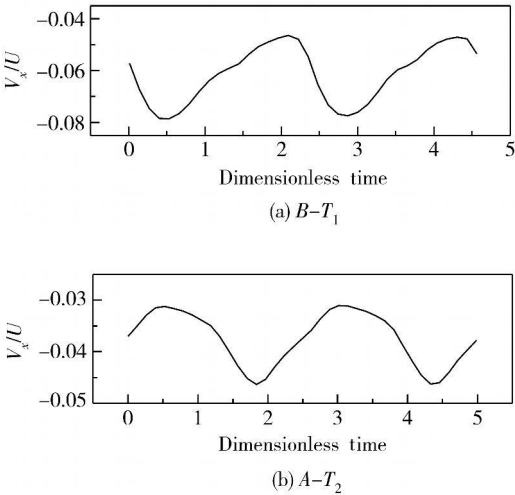


图 10 叶尖泄漏涡自振荡分析

Fig. 10 Analysis of TLV self fluctuation

根据 Bae 等^[12]对叶尖泄漏涡的非定常分析, 叶尖泄漏涡的振动周期与流体微团流过叶栅通道的时间处于同一量级. 根据本文中转子的设计参数, 可得叶尖泄漏涡的振动频率估计值

$$T = \frac{V_x/c}{T_{bp}} \approx 1 \tag{11}$$

这个结果与非定常数值模拟的结果基本相当.

对比图 10 中叶尖泄漏涡的振动与图 9 中叶尖泄漏涡的响应, 可以看出, 叶尖泄漏涡位置在阶段 I 中的响应时间与稳定状态下流场中叶尖泄漏涡自身的振荡周期大致相当. 因此可以认为, 叶尖泄漏涡在阶段 I 中的响应是叶尖泄漏涡自身振荡特性的表现.

对于阶段 II 中叶尖泄漏涡的较慢运动现象, 本文认为与转子负荷的重新分配过程有关. 图 11 与图 12 分别给出了 A 点在持续射流状态(T_1)与无射流状态(T_2)下转子出口总压沿径向的分布曲线, 以及 T_{12} 过程中转子不同叶高出口总压随时间的变化曲线. 可以看出, 在两种情况下, 转子总压的径向分布存在明显的差异. 在周期性射流的作用下, 两种负荷分配必然会不断的发生交替.

从图 12 中可以看出, 总压的发展除了有类似

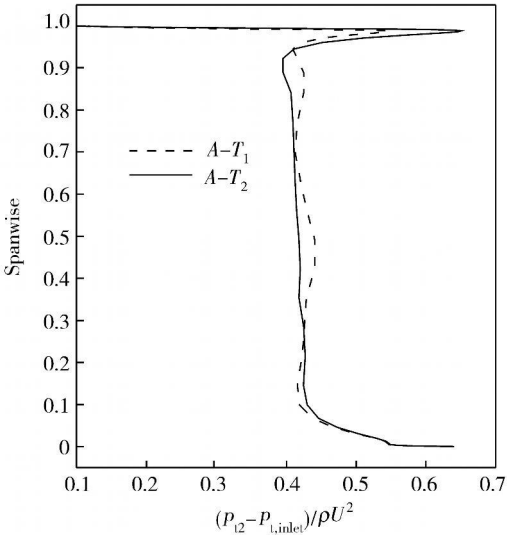


图 11 射流对负荷径向分布的影响

Fig. 11 Impact of injection on the radial load

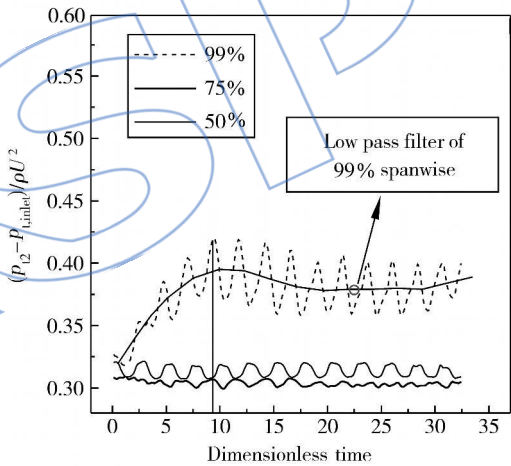


图 12 总压系数的发展

Fig. 12 Development of total pressure coefficient

周期运动的脉动以外, 还存在大幅度振荡的变化趋势, 尤其以 99% 叶高位置最为明显.

从 99% 叶高总压第一次达到最高点的时刻来看, $T \approx 8$, 与叶尖泄漏涡变化的两个过程的时间相比(根据表 3, $T_I \approx 2$, $T_{II} \approx 25$), 显然远超出阶段 I 的时间. 由此可以推断, 阶段 II 中叶尖泄漏涡的较慢运动现象与转子负荷的重新分配过程相关.

从总的趋势来看, 叶尖总压明显上升, 50% 叶高总压略有下降, 这与图 11 中两个工况下的总压沿径向分布规律相一致.

5 小 结

本文对一台单转子在周期性射流状态转换过

程中流场的动态响应特征进行了数值研究. 通过对不同流场参数的分析, 得到如下结论:

在转子前缘附近机匣上采用给定轴向速度边界的射流模型能够有效的提高转子的增压能力, 并拓宽了转子的流量裕度. 由于速度边界没有引入射流流量, 由此可以说明, 射流速度是扩稳的主要因素.

在射流状态转换过程中, 转子流场的变化主要表现为两个时间尺度: 其一, 为与叶尖泄漏涡振荡周期相当的小尺度; 其二, 为与转子负荷径向分布变化相关的大尺度.

参考文献:

- [1] 钱煜平, 刘建勇, 李秋实, 等. 实壁/圆弧斜槽周向不对称组合式处理机匣实验[J]. 航空动力学报, 2009, 24(7): 1633-1638.
QIAN Yuping, LIU Jianyong, LI Qiushi, et al. Experimental investigation of a solid/arc slot asymmetrical combined casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1633-1638. (in Chinese)
- [2] Suder K L, Hathaway M D, Thorp S A, et al. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[J]. J. ASME, 2001, 123(1): 14-23.
- [3] Khaleghi H, Teixeira J A, Tounsi A M, et al. Parametric study of injection angle effects on stability of transonic axial compressors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(5): 1100-1107.
- [4] Strazisar A J, Bright M M, Thorp S, et al. Compressor stall control through endwall recirculation[R]. ASME Paper GT 2004-54295, 2004.
- [5] Horn W, Schmidt K J, Staudacher S. Effects of compressor tip injection on aircraft engine performance and stability[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(3): 1-9.
- [6] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors[J]. Transactions of the ASME, 1993, 115(1): 40-47.
- [7] 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.
- [8] Hendricks G J, Gysling D L. Theoretical study of sensor actuator schemes for rotating stall control[J]. Journal of Propulsion and Power, 1994, 10(1): 101-109.
- [9] Weigl H J, Paduano J D, Frechette L G, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 625-636.
- [10] NIE Chaoqun, XU Gang, CHENG Xiaobin, et al. Micro air injection and its unsteady response in a low speed axial compressor[R]. ASME GT-2002-30361, 2002.
- [11] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME GT2005-68374, 2005.
- [12] Bae J, Breuer K S, Tan C S. Periodic unsteadiness of compressor tip clearance vortex[R]. ASME Paper 2004-GT-53015, 2004.