

文章编号: 1000-8055(2009)05-1071-08

轴流压气机非定常分离流动耦合控制实验

李志平¹, 李秋实¹, 袁 巍¹, 陆亚钧¹, 吴玉林²

(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重点实验室, 北京 100191;
2. 清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘 要: 在一台单级低速轴流压气机试验台上, 利用外部声激励, 研究控制非定常流动分离的途径. 重点考察了激励频率与压气机流场内典型的非定常特征频率的耦合关系以及激励强度、激励信号波形对轴流压气机非定常分离流动控制的影响. 实验结果表明: 激励频率和激励强度是分离流动控制中较为重要的两个参数, 而激励信号波形的变化对分离流动控制也会产生一定影响(相对激励频率、幅值而言较弱). 当激励频率为最优频率且幅值达到某一阈值之后, 非定常流动分离能够得到有效推迟或抑制, 压气机时均气动性能也会大幅度提升, 其总压升特性相对值可提高约 3.3%.

关 键 词: 流动控制; 轴流压气机; 非定常分离流

中图分类号: TH4; V231.3

文献标识码: A

Experimental study on cooperative control of unsteady separated flow in axial flow compressors

LI Zhi ping¹, LI Qiu shi¹, YUAN Wei¹, LU Ya jun¹, WU Yu lin²

(1. National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The control methods of large scale separated flows inside a low-speed axial-flow compressor facility were investigated by external acoustic excitations. The focus of research was put on the coupling relationship between excitation frequency and typical shedding frequency of unsteady separation vortex, while the influences of excitation amplitude and the types of the excitations signal wave on the flow control were explored. The experimental results indicate that the excitation frequency and excitation amplitude are the most importance parameters for controlling large scale separated flows. The types of the excitation signal wave has some effects for separated flow control too. When the unsteady excitation was the most effective frequency with proper amplitude, the large-scale separated flow was delayed or controlled, and the flow field became more regular near the compressor's stall margin.

Key words: flow control; axial-flow compressor; unsteady separated flow

近 20 年来, 非定常流研究有了划时代的进展, 尤其是随着非定常流研究工作的不断深入, 人们对待非定常流研究的思想有了很大变化: 已从设法尽可能维持运动的定常性质转到主动地利用

非定常效应; 从单纯避免出现流动分离转到有效地控制和利用非定常分离和旋涡. 并且出现了“可控分离流”的概念, 其实质是研究翼型前缘集中涡的形成、位置、强度、互相干扰和破裂等特性的规

收稿日期: 2008-05-21; 修订日期: 2008-06-30

基金项目: 国家重点基础研究发展计划“973”项目: 大型风力机的空气动力学基础研究(2007CB714600)

作者简介: 李志平(1976-), 男, 四川南溪人, 讲师, 主要从事非定常流动控制及压气机气动扩稳研究

律,以及对机翼气动力特性的影响^[1].

就目前的研究状况而言,对于非定常分离流实施流动控制多见于外流研究领域.以文献[2]为例,施加声激励之后,机翼的失速迎角由 10° 增加到了 16° .与之对应,最大举力系数由0.9增加到了1.40,即增长55%.而在气动热力学分支,就流动控制的研究起步较晚,主要都集中于关注叶尖间隙流动、叶片表面分离流动以及高涵道比风扇转静干涉等问题的研究.2003年,Jinwoo Bae, Kenneth S. Breuer 和 Choon S. Tan 采用法向射流、流向射流以及稳态射流等方法对叶尖间隙流进行了有效控制,研究表明:叶尖间隙流比率明显减小,提高了叶尖间隙流与主流区的掺混速度并且端区流动的流向动量得到了提高^[3].美国麻省理工学院(MIT)的 Kerrebrock 等人通过数值模拟与实验相结合的方法在叶片表面抽吸气压气机设计技术方面取得了令人瞩目的成就^[4-10].

上述所有的研究结果都表明:强烈的非定常性是轴流压气机内流动的本质属性,并且蕴含着丰富的非定常潜能,即使在低压压气机的实验结果中也得到了印证^[11].因此,从研究流动控制机理的角度出发,采用声激励的控制方式,研究频率、幅值以及波形等关键参数对非定常分离流动控制中的影响;通过合理组织流场中非定常参数的匹配关系,以探索实现对非定常分离流的控制,改善压气机气动性能的有效途径.

1 实验系统

1.1 低速轴流压气机实验台

本文实验研究在一台单级低速轴流压气机上进行,其结构简图及相关设计参数见图1、表1所示.压气机设计工作转速为2900r/min,设计点流量系数以及总压升系数分别为0.47和0.25.转子叶片和静子叶片均采用C4叶型.

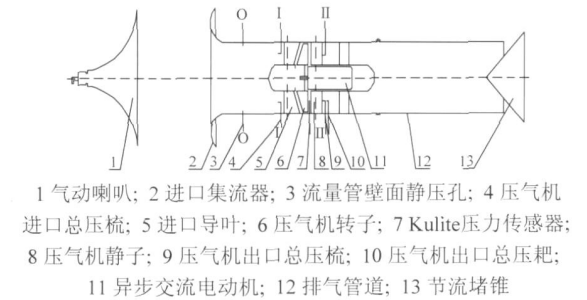


图1 低速轴流压气机实验台结构简图
Fig. 1 Schematic diagram of low speed axial flow compressor

表1 低速轴流压气机几何参数
Table1 Design parameters of low speed axial flow compressor

几何参数	转子	静子
外径/mm	450	450
轮毂比	0.75	0.75
叶片数	19	13
稠度	0.605	0.671
安装角/(°)	34.49	79.85
最大相对厚度(c_{max}/h_{ip})/%	9.50	7.10

动力装置由一台额定功率为7.5kW的三相异步电机提供,通过AMK伺服机构来实现对转速的精确控制,其精度可以达到 $Err \leq \pm 1 \text{ r/min}$.

1.2 激励源

实验采用的激励源为一台大功率气动喇叭,其原理简图如图2所示.气动喇叭由发声头、信号发生器、功率放大器、导声管和高压气源5个部分组成.气动喇叭模拟人的发声原理,输出信号的强度、波形由信号发生器、高压气源以及功率放大器调节,可以输出大功率的激励信号,其额定输出功率 $N_0=1.5 \text{ kW}$ 声压级最高可达到160dB.气动喇叭沿压气机轴向布置,距压气机进口约1m,对压气机进气的影响可以忽略不计.其控制对象主要为压气机转子叶片非定常流动分离,通过对压气机流场测量及性能分析作对比研究.

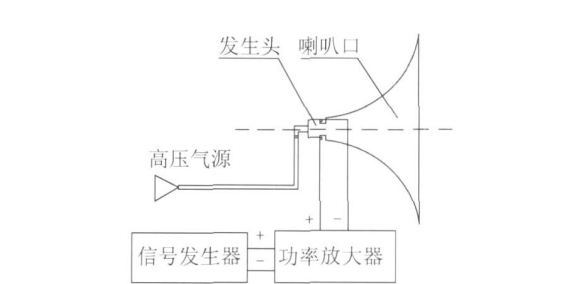


图2 气动喇叭结构简图
Fig. 2 Schematic diagram of high intensity horn

1.3 测试系统及测试方案

实验中主要对比研究压气机流场内结构以及及时均性能参数在外加激励作用下的变化规律,因此实验主要以稳态测试为主.其测点布置如图1所示,O-O测点为流量测量截面,4个静压测量孔沿周向均布;I-I测点为进口总压测量截面,安装一支5孔总压梳,各测孔按等环面积规律分布;II-II测点为转子出口动态测

试截面, 5 个测孔沿周向均布; 图示位置‘5’所示测点为 25 孔总压耙测量截面, 其轴向位置及测试截面测点分布如图 3、图 4 所示. 表 2 给出了稳态压力传感器的具体参数.

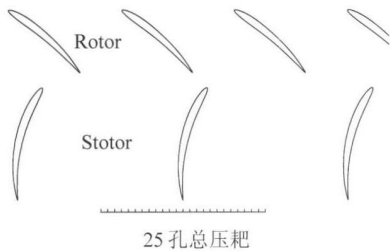


图 3 总压耙测试位置
Fig. 3 Measurement section of rake probe

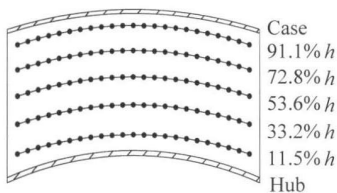


图 4 出口相对总压测点分布
Fig. 4 Measurement points of outlet flow field

表 2 稳态压力传感器参数

Table 2 Parameters of the steady pressure sensors

厂 商	型 号	量 程	数 量	精 度
ASCOM	AM 5302 DV	200 mmH ₂ O	25	0.25% FS
诺金公司	DRAL501DN	60 mmH ₂ O	1	0.25% FS
Honeywell	163PC01D75	20 mmH ₂ O	5	0.25% FS

2 激励频率对流动控制的影响

在非定常分离流动控制中, 激励频率是最为关键的特征参数. 通常认为: 激励频率与流场中某个特征频率发生耦合时, 非定常分离流能够得到较大程度的抑制, 使得其流场的时空结构发生改变, 从而达到改善其时均气动性能的目的^[1].

实验中, 采用一支 Kulite 动态压力传感器在如图 1 所示的转子出口 IF II 截面叶中位置测量转子出口的动态流场, 经快速傅立叶变换(FFT)分析得到其频谱特性. 图 5(a), (b), (c) 分别给出了压气机在近失速工况下叶尖、叶中以及叶根

位置的频谱特性图. 此时, 由于已经偏离设计工况, 转子叶排出现较为严重的流动分离, 其频率特性图中出现了一系列特征频率.

根据图 5 所示各特征信号频率值以及幅值之间的关系, 并排除转子叶片的通过频率及其倍频之后, 可初步判定转子叶排出口占优的特征频率约为 $f_{shed} = 1854 \text{ Hz}^{[12]}$.

在动态测试基础之上, 首先考察激励频率对压气机性能的影响. 具体实验方法为: 固定某一工况, 在激励源额定输出信号强度下并保证激励信号波形不变, 仅调整激励频率, 逐一探索激励频率对非定常流场结构以及时均性能的影响, 研究激励频率的有效控制范围. 图 6 给出了两种流量系数 ($\varphi = 0.41, 0.44$) 下压气机相对总压升随激励频率的变化规律. 图中, 横坐标为无量纲激励频率 ($\bar{f} = f_e/f_{shed}$), 纵坐标则分别为总压升和效率.

由图 6 示结果可知: 施加外部激励后, 压气机总压升特性的改善较为明显, 在几种实验工况下总压升均有不同程度的提升, 当 $\bar{f} \approx 0.8$ 时, 总压升可相对提高约 3.3%. 进一步提高激励频率则发现激励效果逐步弱化, 就其原因可能是因为气动喇叭输出信号只能在一定的频率范围内保持额定输出. 当输出频率值超过额定值之后, 其输出信号幅值也会随之衰减, 这就是导致高频时激励效果下降的主要原因.

另一个方面, 由图 6 结果我们不难发现: 在整个实验频率范围内, 压气机效率均没有明显提升, 激励频率的影响相对较弱. 从某种角度来说这的确让人费解? 如果从能量输运的角度加以分析, 我们可以认为: 在外加高能量激励信号作用下, 可加速压气机主流区高能流体与分离区或者是尾流区低能流体之间的能量交换与掺混, 从而使得流动分离推迟或被抑制. 这必然会促使流动损失减小, 压气机也必然获得更高的加功能力, 为何在效率参数上确没有直接体现呢? 经过分析我们发现: 虽然外加激励使得压气机总压升特性得到提高, 但同时压气机的输入功率也会随之增加, 二者相互抵消, 因此其效率值并没有明显提升. 由此我们可以得出以下结论: 外加激励对压气机性能的影响主要表现在对总压头的提高以及对流动稳定性的改善两个方面, 对效率的改善并不显著.

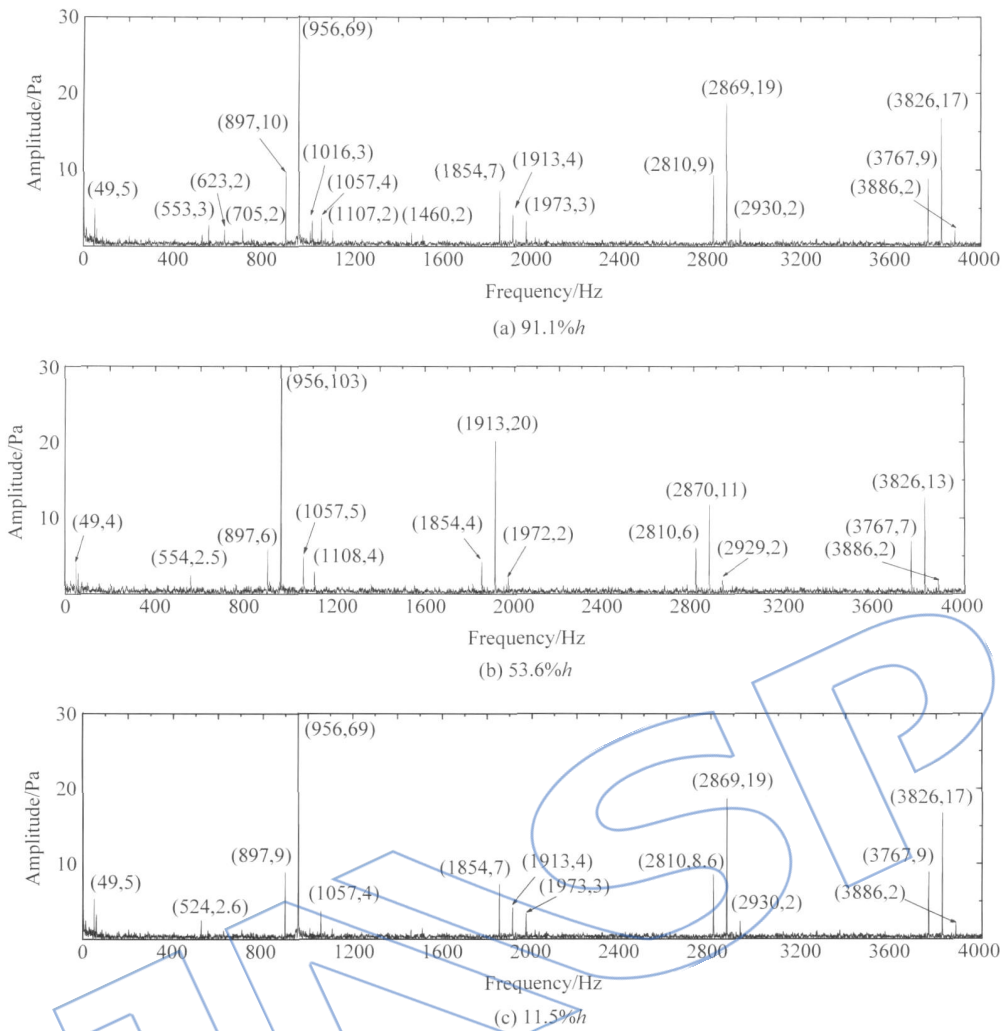


图 5 $\varphi = 0.41$, 91.1%h, 53.6%h, 11.5%h 转子出口频谱图

Fig. 5 Frequency spectrums at 91.1%h, 53.6%h, 11.5%h when $\varphi = 0.41$

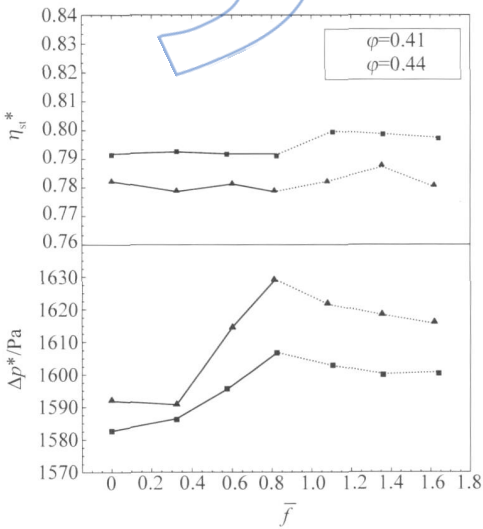


图 6 总压升随激励频率的变化规律

Fig. 6 Total pressure increment change with excitation frequency

3 声激励对流场时空结构的影响

非定常分离流时空结构的描述可分为两种情况: 第一种是固定某一瞬时, 描述相应的空间分布; 第二种是固定某一空间位置, 描述在该空间点流动参数随时间的变化关系. 本文对压气机出口流场的相对总压分布规律分析可近似认为是第一种情况.

首先考察未施加激励时压气机出口的流动情况. 图 7 给出了定常来流, 流量系数 $\varphi=0.41$ (近失速工况) 时压气机出口流场相对总压的分布图. 图中“ A ”区域表示压气机出口尾迹低能量区. 由图示结果可知: 压气机出口叶排 30%~90% 叶高出现较大范围低能量流体团, 实验中我们将会重点考察该区域流体在外加激励作用下的变化规律.

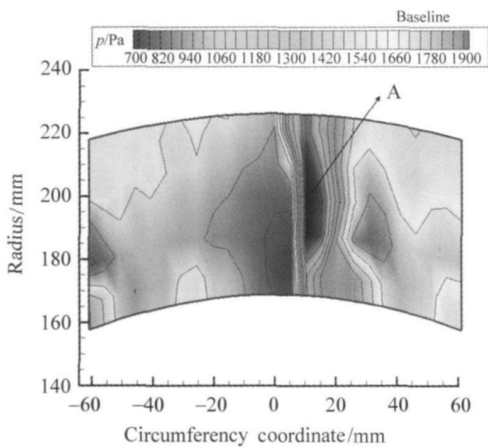


图 7 定常来流下压气机出口流场

Fig. 7 Total pressure distribution of compressor's outlet flow field at steady inlet flow

在上文频率变化实验的基础之上,这部分实验主要考察激励强度以及激励信号类型对非定常分离流动控制的影响.

3.1 激励强度的影响

采用 Kulite 动态压力传感器对激励信号所产生的压力脉动进行动态测量,测试截面如图 1 所示的 I-I 截面. 强度的度量直接采用实测所得的压力脉动信号峰值标示. 实验中先暂不考虑激励信号波形的影响,仍然采用正弦波来探讨激励强度的影响. 主要考察了以下 4 种强度下 $\bar{A} \approx 25\%$, 50% , 75% , 100% ($\bar{A} = A/N_0$) 的激励信号对流场的影响,实验结果如图 8(a), (b), (c), (d) 所示.

由图 8 结果可知: 当激励强度较弱的时候, 对非定常流场结构的影响比较弱, 叶排吸力面的分离区范围几乎没有变化, 如图 8(a), (b) 所示; 随着激励强度的进一步提高, 流动控制的效果越发显著, 如图 8(c), (d) 所示; 特别是当非定常激励信号的幅值达到 $\bar{A} \approx 100\%$ 时, 如图 8(d) 所示, 叶排吸力面分离区范围大大减小, 非定常分离流动得到明显抑制, 叶排端区的流动也得到有效改善.

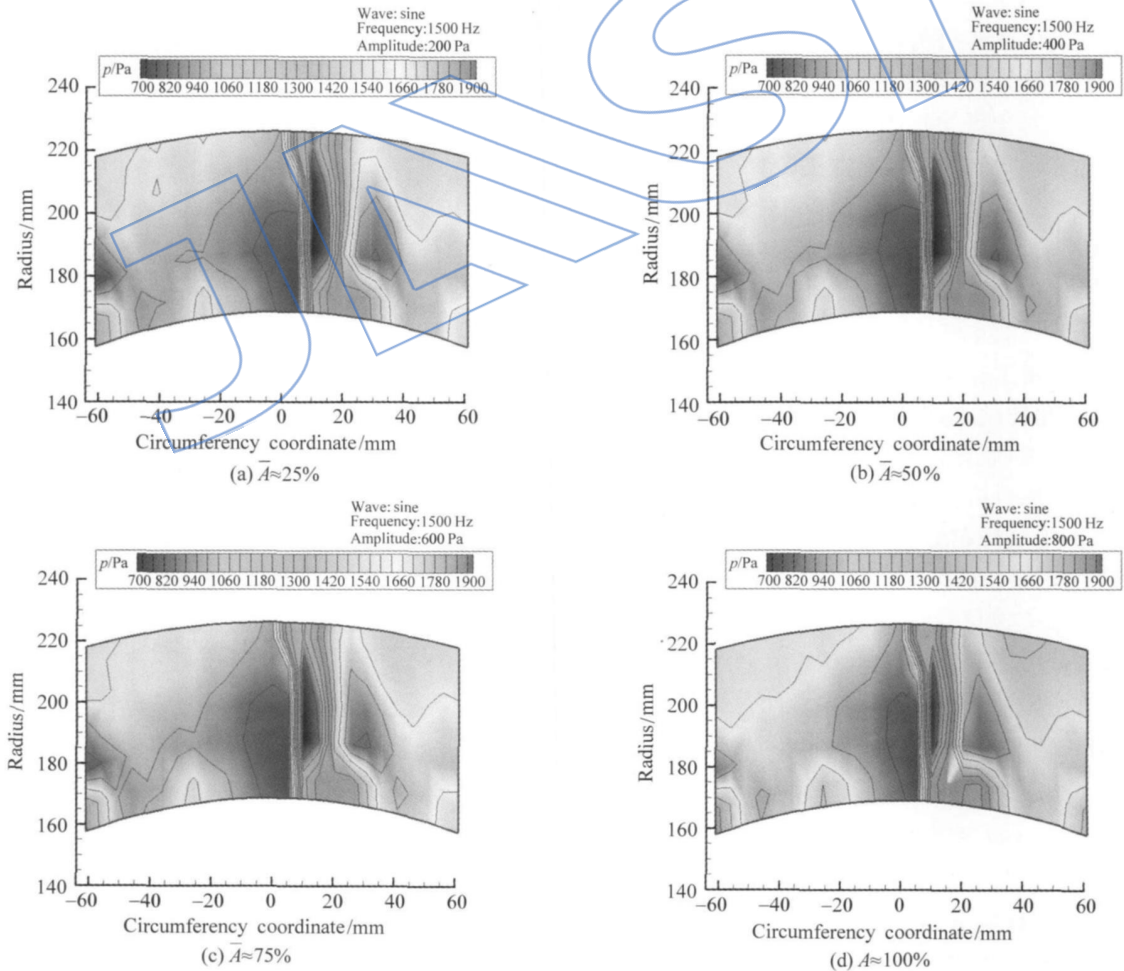


图 8 激励强度对压气机出口流场时空结构的影响

Fig. 8 Influence of excitation amplitude on the time space structure of compressor's outlet flow fields

从以上实验研究所得到的结果以及文献[13]的研究结果可知:在采用外部非定常激励的方法实现对非定常分离流动控制的控制过程中,激励信号的强度是一个非常关键的参数,直接影响到流动控制流场结构的演变以及时均性能的提高.激励强度较小的时候($\bar{A} \leq 75\%$),外部激励对流场结构的影响不大;但当激励强度超过某一阈值时($\bar{A} > 75\%$),非定常分离流动的流场结构则会发生明显的改善.

3.2 激励波形的影响

从上文研究中可知:当激励信号的波形为正弦波,激励频率 $f \approx 0.8$ 、激励强度 $\bar{A} \approx 100\%$ 时,流动控制的效果最为有效.在此基础上,本文进一步研究了激励信号波形对流动控制的影响,图 9 (a), (b), (c) 给出了激励强度为 $\bar{A} \approx 100\%$ 时,正弦波、三角波以及方波三种激励信号对压气机处于相同流量工况下出口流场的变化规律.

由图 9 可知,三种实验波形对压气机出口流场时空结构的影响也略有不同:方波信号对压气机出口流场的改善最为明显;而正弦波和三角波的作用较为接近(由图 9 中压气机出口尾迹低能量区的大小对比可知).相对而言,激励信号波形的变化在流动控制中对非定常流场的时空结构影响并不是十分明显,但从下一步的时均性能分析来看,波形的改变还是具有一定影响的.本文作者在文献[13]中的研究结果得出了以下结论:激励波形对压气机时均气动性能的影响主要体现在改善压气机稳定工作裕度上,并且满足以下规律,方波最佳,三角波次之,而正弦波相对较弱.

究其原因,笔者认为应从外加激励所带来的能量传递加以分析.相对而言,上述三种激励波形中,方波的能量分布更为集中,这对于压气机出口流场中主流区与分离区之间的能量交换更为有利.因此,在方波信号的作用下,主流区能量可有效的注入分离区的低能团内,使得分离区变小,分离涡强度减弱,非定常流动分离得到有效抑制.

3.3 时均性能的变化

实验中主要采用激励前后压气机级总压升 Δp^* 沿径向分布规律进行对比研究,如图 10、图 11 所示.

图 10 中各曲线分别代表没有施加激励以及激励强度为 $\bar{A} \approx 25\%$, 50% , 75% , 100% 时出口相对总压的径向分布规律.由图示结果不难发现,施加激励后,压气机的时均性能会得到较大幅度

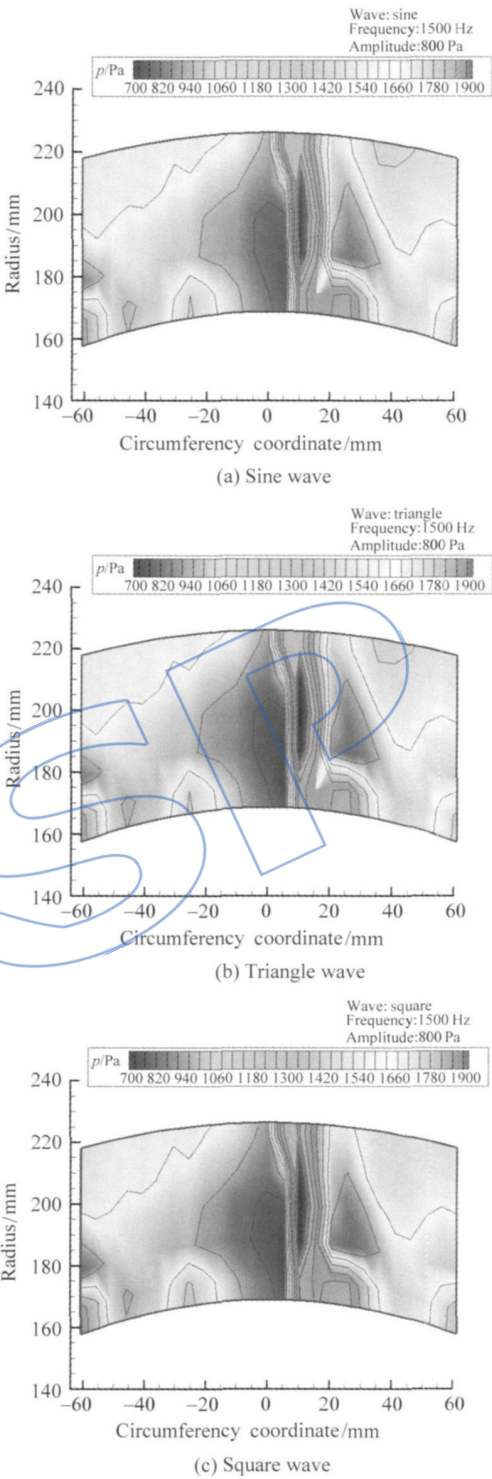


图 9 激励波形对压气机出口流场时空结构的影响
Fig.9 Influence of excitation wave type on the time space structure of compressor's outlet flow fields

的提高.并且随着激励强度的增加,时均性能的改善也会逐步提高.但当激励强度达到一定的阈值之后,再进一步提高其强度对时均性能的影响就趋于不变.如图中所示,激励强度为

$\bar{A} \approx 75\%$, 100% 时, 压气机的时均性能基本趋于一致。

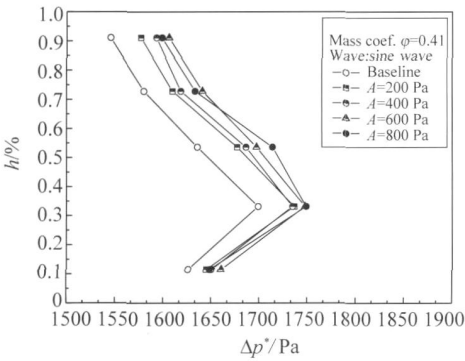


图 10 激励强度对时均性能的影响

Fig. 10 Influence of excitation amplitude on compressor's time average performance

图 11 中各曲线分别代表没有施加激励以及激励波形为正弦波、三角波、方波时出口相对总压径向分布的演变规律。由图示结果可知, 在激励频率和激励强度一定的情况下, 改变激励信号波形也会对压气机时均性能有所影响。正弦波对性能的改善最优, 方波其次, 三角波相对较弱, 这与上文中波形对失速裕度的影响的描述略有有所区别。

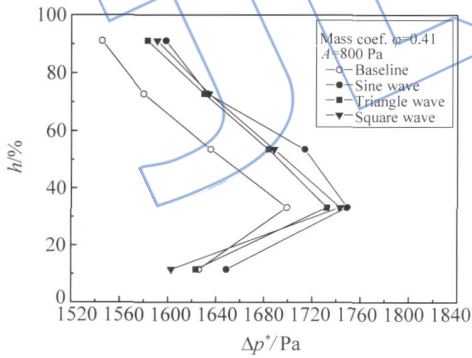


图 11 激励波形对时均性能的影响

Fig. 11 Influence of excitation wave type on compressor's time average performance

在低速轴流压气机中采用外部激励的方式对非定常分离流进行控制时, 当激励频率为最优值, 激励强度达到某一阈值后, 即能够实现对压气机非定常分离流的耦合控制。但流动控制对压气机时均性能的改善主要体现在叶片排 $33\%h$ 以上部位, 叶尖部位尤为明显, 而对叶根的时均性能影响较弱。其时均结果见表 3 所示。

表 3 激励强度对总压升的影响

Table 3 Influence of excitation amplitude on total pressure increments

Type	$\bar{A} \approx 0$	$\bar{A} \approx 25\%$	$\bar{A} \approx 50\%$	$\bar{A} \approx 75\%$	$\bar{A} \approx 100\%$
Sine/ %	0 0	2 0	2 4	3 2	3 3
T ri. / %	-	-	-	-	2 2
Squ. / %	-	-	-	-	2 0

4 结 论

在流动控制中, 非定常分离流耦合控制还是一类新概念。本文外部声激励的实验方法, 在真实压气机中实现了对非定常分离流动的耦合控制, 并从基础研究的角度出发, 详细探索了某些关键参数在流动控制中的影响规律, 对在压气机中流动控制的工程实现做出了前期的实验探讨。总结全文可得到如下几点结论:

- 1) 施加外部激励对非定常流动进行控制时, 激励信号的频率值与流场中某一特定的特征频率相耦合时, 流场结构及性能均能得到显著改善, 本文所采用的激励频率 $f \approx 0.8$ 正是基于这一点。
- 2) 激励强度对非定常流动控制有着重要的影响, 这种影响不仅体现在流场的时空结构的改变上, 还体现在其时均性能的变化上。实验结果表明: 在非定常流动耦合控制中, 激励强度必须达到一定的阈值才能得到最优的控制效果。一旦强度超出这一值之后, 激励强度的影响则几乎趋于不变。
- 3) 激励信号的类型在流动控制中也会产生不同程度的影响。本实验研究的三种波形其相对效果大小依次为: 正弦波最优, 方波其次, 三角波较差。

本文从以上几个角度做了相应的基础探索, 也得出了一些有意思的结果, 对轴流压气机中流动控制的深入研究也具有一定的意义。但就目前的研究结果而言, 还无法与工程实际向结合, 这也是这一方向今后的一个研究重点。

参考文献:

[1] 曹人靖. 轴流压气机旋转失速稳定性模型探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1996.
CAO Renjing. Explore on stability model of rotating stall in axial flow compressor [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1996. (in Chinese)
[2] Ahuja K K, Burrin R H. Control of flow separation by

sound [R]. AIAA Paper 84-2298, 1984.

[3] Jinwoo B, Kenneth S B, Choon S T. Active control of tip clearance flow in axial compressors [R]. ASME GT2003-38661, 2003.

[4] Kerrebrock J L, Reijnen D P, Ziminsky W S, et al. Aspirated compressors [R]. ASME 97-GT-525, 1997.

[5] Kerrebrock J L, Drela M, Merchant A A, et al. A family of designs for aspirated compressors [R]. ASME 98-GT-196, 1998.

[6] Schuler B J, Kerrebrock J L, Merchant A A, et al. Design, analysis, fabrication, and test of an aspirated fan stage [R]. ASME 2000-GT-618, 2000.

[7] Merchant A A, Kerrebrock J L, Drela M. Aerodynamic design and analysis of a high pressure ratio aspirated compressor stage [R]. ASME 2000-GT-619, 2000.

[8] Merchant A A. Aerodynamic design and performance of aspirated airfoils [R]. ASME GT-2002-30369, 2002.

[9] Schuler B J, Kerrebrock J L, Merchant A A. Experimental investigation of an aspirated fan stage [R]. ASME GT-2002-30370, 2002.

[10] Kerrebrock J L. The prospects for aspirated compressors [R]. AIAA 2000-2472, 2000.

[11] Walker G J, Hughes J D, Solomon W J. Periodic transition on an axial compressor stator incidence and clocking effects: Part 1- Experimental data [R]. ASME Paper No. 98-GT-363, 1998.

[12] 李志平, 陆亚钧, 周盛, 等. 叶轮机转子叶排非定常漩涡脱离特征频谱特性研究新方法探索 [J]. 实验流体力学, 2006, 20(2): 7-11.

LI Zhiping, LU Yajun, ZHOU Sheng, et al. The new method for study the unsteady vortex frequency characteristic in rotor blades of turbine engine [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2006, 20(2): 7-11. (in Chinese)

[13] LI Zhiping, GONG Zhiqiang, LIU Yan, et al. The experiment research on the performance of low speed axial compressor by external acoustic excitation [R]. ASME GT2004-53183, 2004.