

非定常分离流波-涡耦合控制的频率锁定效应*

李志平** 袁巍 李秋实 陆亚钧

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防科技重点实验室, 北京 100191

摘要 对于存在多个彼此间具有相对运动物体的轴流压气机流场, 其非定常旋涡流动的时空结构存在两种可能的流态, 即: 复杂的、无序的非定常自然流态与简单的、有序的非定常耦合流态。在一定条件下, 合理组织流场中上游非定常绕流与下游分离旋涡之间的耦合关系, 可促使无序的自然流态朝着有序的耦合流态转化, 从而实现对压气机时均性能和流动稳定性的有效提升。针对上述多物体绕流间波-涡相互作用频率之间的耦合机理, 分别在固定转速工况以及变转速工况两种情况下, 在低速压气机试验台展开了实验研究。实验结果表明: 在设计转速工况, 有效的波-涡耦合无量纲频率锁定在 0.6—1.3 范围内; 在变转速工况, 波-涡耦合作用的有效频率范围仍会锁定在无量纲激励频率等于 1.0 的最优方案。

关键词 分离流控制 尾流激励 波-涡耦合 频率锁定效应

旋涡和流动分离是流体机械乃至一切运动物体不可避免要遇到的问题, 对于此类问题的解决与否, 将对飞行器或叶轮机器的性能产生深远影响^[1]。在外流空气动力学分支, 从早期的分离模型理论的提出, 到分离流主动控制技术的发展和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利用非定常效应; 从单纯避免出现流动分离转到有效的控制和利用非定常分离和旋涡, 通过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规律, 分析其对机翼气动特性的影响^[2,3]。而在内流气动热力学分支, 人们也逐渐意识到叶轮机内部流动中非定常旋涡流场时空结构的演化与其时均性能和气动稳定性直接相关。时至今日, 针对静叶尾迹对动叶的“Impacting”效应、动叶尾迹对静叶表面边界层转换影响的“Calming”效应、相邻静子叶排的“Clocking”效应以及端壁区间隙流动相互影响的“容腔”效应等非定常气动问题已逐步成为气动热力学分支最为热点的研究课题之一^[4,5]。在

最近的研究中, 以 MIT 和 Cambridge University 为代表的研究人员在吹吸气压气机的研究方面做出了创新性的研究, 通过在转子叶片、静子叶片、静子轮毂以及转子机匣等部位开缝开槽, 设计出级压比 3.4, 绝热效率 86% 的高性能单级风扇, 取得了令人瞩目的成就^[6,7]。

在国内, 周盛、陆亚钧等自上世纪 90 年代即开始了对轴流压气机内的非定常流的研究, 在机匣处理、转静干涉、容腔效应等方面取得重要进展。到 2001 年, 针对叶轮机内部流场存在多个彼此间具有相对运动关系的物体, 且各物体间非定常时空绕流存在相互作用的流场特点, 提出了非定常耦合流动(unsteady cooperative flow, UCF)概念^[8]。其研究结论表明: 通过合理组织流场中多物体绕流之间的耦合关系, 在一定的幅值、频率关系下, 可实现压气机内部非定常旋涡流场时空结构由一种复杂的、无序的非定常自然流态朝向一种更为简单的、有序的非定常耦合流态转换, 从而达到提升压气机时均性能和气动稳定性的目的^[9]。

2009-06-01 收稿, 2009-08-05 收修改稿

* 国家重点基础研究发展计划(批准号: 2007CB714600)和“凡舟”青年科研基金(批准号: 20090401)资助项目

** 通信作者, E-mail: LeeZIP@buaa.edu.cn

本文工作正是在上述研究工作基础之上展开,通过理论分析与实验研究,分别在固定转速工况和变转速工况分析了实现波-涡耦合的非定常频率特性以及频率锁定效应。

1 试验设备及试验方案

1.1 低速轴流压气机试验台

实验研究是在一台低速单级风扇上进行,其结构简图如图1所示。压气机设计转速为3000 r/min,机匣外径为450 mm,轮毂比为 $\bar{d}=0.75$ 。设计点时均气动性能参数如下:流量为 $2.40 \text{ m}^3/\text{s}$,总压升1500 Pa,效率85.0%。转子叶片为19片,静子叶片为13片,具体叶型参数见表1所示。

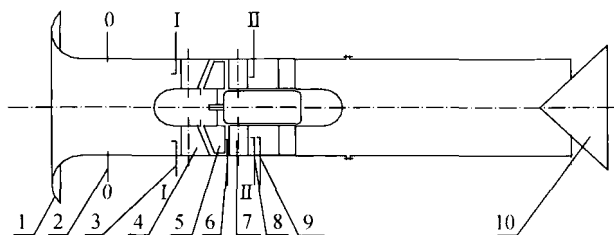


图1 低速压气机实验台结构简图

1 集流器, 2 静压孔, 3 总压梳, 4 尾流发生器, 5 转子, 6 Kulite 探针, 7 静子, 8 总压梳, 9 总压耙, 10 节流堵锥

表1 叶中截面叶型参数

几何参数	转子叶片	静子叶片
弦长/mm	52.00	73.00
叶片进口角/(°)	30.19	55.00
叶片出口角/(°)	44.96	90.00
落后角/(°)	7.31	10.89
叶片弯角/(°)	22.08	45.88
叶片高度/mm	56.00	56.25

1.2 测试系统

试验中,针对不同的进出口稳态测量参数(p_1^* , p_1 , p_2^*),分别在压气机进口采用等环量分布的5孔总压梳、周向均布的4个静压测量孔,出口则采用25孔总压耙沿5个不同径向位置对上述稳态参数进行测量。所选取的三种不同量程的稳态压力传感器具体参数见表2所示。

表2 稳态压力传感器参数

型号	测量参数	量程/mmH ₂ O	数量	精度/%FS
163PC01D75	进口总压	20	5	0.25
DRAL501DN	进口静压	60	1	0.25
AM5302 DV	出口总压	200	25	0.25

采用高频响、小量程的 Kulite XCQ-093 动态压力探针针对转子出口非定常涡量场的频谱特性进行试验测量。此外,还利用 TSI 双 YAG PIV 测试设备对压气机转子流场进行了实施测量。

1.3 试验方案

从涡动力学角度分析,现有的轴流压气机内部流场存在以下几类涡相互作用的问题:(i)上游静叶尾流与下游动叶分离涡之间的相互作用;(ii)上游动叶尾流或分离涡对下游静叶分离的影响;(iii)相邻静叶排之间尾流的相互作用;(iv)环壁附面层与动叶叶尖间隙复杂涡系的相互作用。其中,第一类绕流相互作用见图2所示。

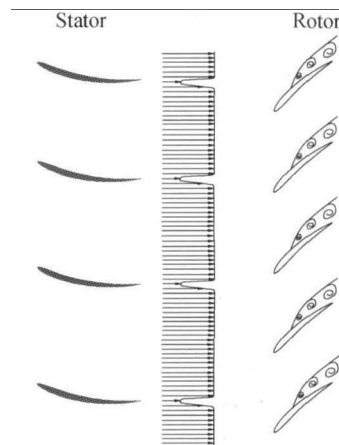


图2 压气机转静叶排间的非定常波-涡相互作用

针对上述几类问题的研究工作已有很多,本文主要分析第一类非定常绕流相互作用的流动机理。从上游尾流激励波对下游转子非定常涡量场时空结构、气动性能和流动稳定性的影响,得出有效的激励频率范围,并在不同的压气机工作状态下验证其频率锁定效应。具体研究路线如下:

首先,利用 Kulite 动态压力探针针对压气机转子出口非定常涡量场进行实验测量,并对其频谱特性进行分析,得出非定常旋涡脱落的典型特征频率,具体结果参见文献[10]所述,转子出口占优的特征

频率约为 1854 Hz.

然后根据文献[8]中所得到的实现流态转化的激励幅值条件(激励信号相对幅值不小于 30%),设计了相对激励幅值为 35%、激励频率可调的非定常尾流激励器. 通过改变图 1 中‘4’所示的尾流发生器的绕流叶片数目 Z_c , 可在 0—4800 Hz 范围内实现对尾流激励频率 f_c 的调节. 其计算公式如下:

$$f_c = \frac{Z_c \cdot n}{60} \quad (1)$$

由(1)式可知, 激励频率 f_c 可分别通过改变尾流激励器绕流叶片数目 Z_c 和压气机工作转速 n 来进行调节. 但由于工作转速的改变同样会导致压气机内部涡量场的变化, 因此, 在本文实验分以下两个步骤展开: (i) 在保证压气机工作转速不变的前提下, 仅通过改变尾流激励器绕流叶片数目来调节激励频率. 在设计转速工况下探索上游尾流激励频率对下游转子叶排非定常旋涡流场的影响, 得出激励频率有效的耦合范围以及最优的耦合方案. (ii) 以第一步实验所得到的最优激励方案下, 在压气机 80%—100% 工作转速范围内重点考察了变工作转速对压气机非定常波-涡耦合效应的影响. 通过理论分析与实验验证相结合, 探索非定常分离流波-涡耦合控制的频率锁定效应.

2 设计转速下的频率锁定效应

如上所述, 实验中首先在压气机设计工作转速下考察了上游静子叶排不同的尾流激励频率对下游压气机转子流场、时均性能以及稳定工作裕度的影响, 实验结果分述如下.

2.1 激励频率对压气机性能的影响

图 3 分别给出了压气机效率相对增量、总压升相对增量随上游非定常耦合激励频率的变化规律曲线. 图中, 横坐标为无量纲的尾流激励频率 \bar{f} , 其定义为 $\bar{f} = f_c / f_{shed}$; 纵坐标则分别为效率相对增量 $\delta\eta/\%$ 和总压升相对增量 $\delta(\Delta P)/\%$.

由图 3 所示的结果可知: 在一定频率范围的尾流激励作用下 ($0.6 \leq \bar{f} \leq 1.29$), 可使得压气机绝热效率和总压升均得到有效提升, 当 $\bar{f} \approx 1.0$ 时获得最大值, 其最大相对增量分别可达到 1.53% 和 4.52%.

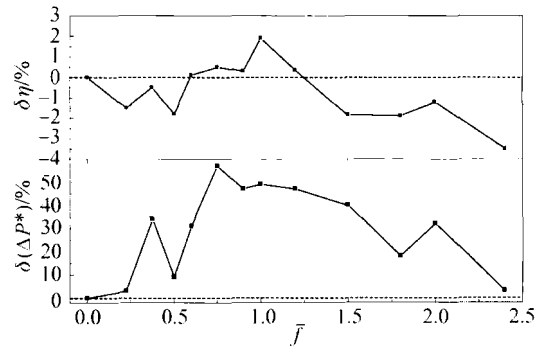


图 3 近失速工况压气机效率、总压升随激励频率的变化

2.2 激励频率对压气机流场的影响

为了进一步考察两种流态下压气机内部流场的变化, 通过 PIV 实验对其转子流场的非定常涡量场进行了实验测量, 图 4 给出了不同流态下压气机转子吸力面时均涡量场的对比结果.

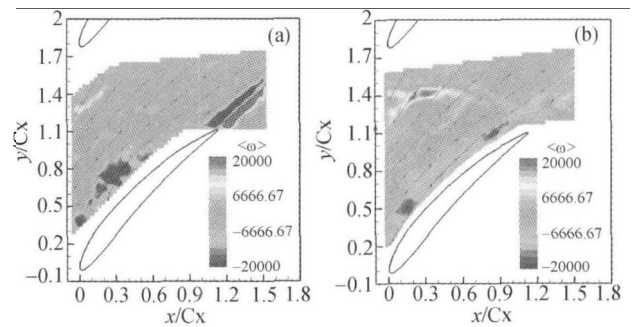


图 4 不同流态下转子流场时均涡量分布对比

(a) UNF; (b) UCF

由图 4 所示的结果可知, 在尾流激励作用下, 当 $\bar{f} \approx 1.0$ 时, 转子叶排吸力面分离涡和叶片尾缘卡门涡街的范围明显减小, 时均涡量的强度也得到大幅削弱, 压气机转子流场变得更为有序. 究其原因, 我们认为主要是因为上游尾流“缺陷”所引入的压力或者速度脉动, 对下游转子叶排更多地表现为进气攻角的周期性波动. 此类非定常激励波的频率一旦与下游旋涡脱落频率“耦合”, 则能够有效的促使下游叶排主流区与低速区的能量交换与旋涡的“归并”, 从而实现时均性能和流动稳定性的大幅提升.

2.3 激励频率对压气机失速裕度的影响

图 5 给出了压气机稳定工作裕度随尾流激励频率的变化关系, 图中横坐标为无量纲的尾流激励频率 \bar{f} , 纵坐标为失速裕度的相对增量 δSM .

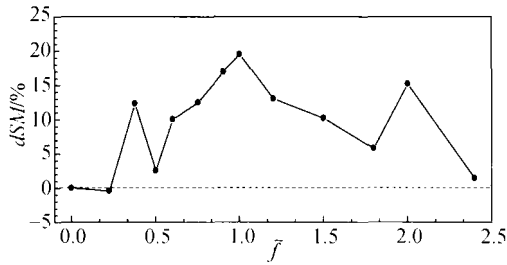


图5 压气机失速裕度随尾流激励频率的变化

由图5可知,在大部分激励频率范围内,压气机失速裕度均有所提高,并且在 $f \approx 1.0$ 时取得最大值,其失速裕度相对增量可提高约24.9%.

综合考虑激励频率对压气机效率、总压升以及失速裕度的影响,我们以大幅提高压气机总压升和失速裕度,且不损失或者效率略有提升作为评判依据,可以得出压气机在设计转速工况下实现非定常耦合的激励频率应锁定在 $0.6 \leq \bar{f} \leq 1.29$ 范围内,且在 $f \approx 1.0$ 时获得最大值.

3 变转速工况下的频率锁定效应

上文的研究结果表明:在设计转速工作状态下,实现UCF能够在很大程度上提高压气机时均气动性能和流动稳定性.但随着压气机工作状态的变化,其内部非定常分离流涡脱落流场以及叶排间非定常绕流的相互作用频率和强度都会相应发生不同程度的变化.此时,设计转速工况下所得到的最优耦合频率方案是否还能够对压气机性能和气动稳定性产生预期的正效果呢?下文将针对上述疑题进行初步的理论分析和实验验证,希望能得到普适性的频率耦合范围,为UCF的实际工程应用提供基础理论支撑.

3.1 尾流激励频率随工作转速的变化规律

由上游非定常尾流激励频率定义(1)式可知,激励频率 f_c 与压气机工作转速 n 、尾流绕流激励器绕流叶片数 Z_c 成正比.一旦在某一工作转速下得到最优的尾流激励方案(即 $f \approx 1.0$)后,绕流叶片数日保持不变,即 $Z_c = \text{常数}$.由耦合频率的定义式易得:

$$\frac{f_c}{n} = \frac{Z_c}{60} = \text{常数} \quad (2)$$

在最优尾流激励方案下, $Z_c = 40$,则有 $f_c = 0.667n$.因此, f_c 与 n 成正比.

3.2 工作转速变化对分离涡脱落频率的影响

相对于转速变化对尾流激励频率的影响,叶片非定常分离流场的变化则较为复杂.由无量纲参数斯特劳哈数(S_t)定义(3)式可推导出脱落涡频率与流场特征参数间满足如下关系式:

$$f_{\text{shed}} = \frac{S_t \cdot D}{u_t} \quad (3)$$

式中, f_{shed} 为流场内非定常旋涡脱落特征频; D 为叶片几何特征长度; u_t 为转子叶尖切向速度.

对于几何参数确定的压气机而言, $D = \text{常数}$,因此涡脱落频率只受 S_t 和 u_t 的影响.在这里,我们作如下假设:对于几何参数固定的同一台压气机,假定其无量纲参数StrauRal数不随工作转速变化而改变,即 $S_t = \text{常数}$.如果上述假设成立,则由(4)式易知 f_{shed} 和 u_t 之间应满足如下关系式:

$$\frac{f_{\text{shed}}}{u_t} = \frac{S_t}{D} = \text{常数} \quad (4)$$

3.3 频率锁定假设

如果(4)式所给出的假设成立,则在压气机非定常分离旋涡脱落频率、非定常尾流激励频率以及压气机工作转速三者之间建立了线性关系,而叶尖切向速度与转速之间也满足如下关系式:

$$u_t = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot D_t, \frac{u_t}{n} = \frac{\pi \cdot D_t}{60} = \text{常数};$$

式中, D_t 为转子叶尖直径.结合(2)和(4)式则可得无量纲激励频率 f 应满足下式:

$$\bar{f} = \frac{f_c}{f_{\text{shed}}} = \frac{\frac{z_{\text{WIE}} \cdot n}{60}}{\frac{S_t \cdot u_t}{D}} = \left[\frac{\frac{z_{\text{WIE}}}{60}}{\frac{S_t}{D}} \right] \cdot \left(\frac{n}{u_t} \right) = \text{常数} \quad (5)$$

基于上述假设, 根据(5)式我们可得到如下结论: 一旦在实验中得到了最佳尾流激励频率下的压气机叶排间的优化设计方案, 则在任意工作转速下该尾流激励方案均能发挥有效的作用, 尾流激励的耦合作用将表现出很强的频率锁定效应. 例如, 本文实验中在设计转速下得到的最优尾流耦合激励方案($Z_c=40$), 那么在其他不同的工作转速下, 其无量纲尾流激励频率仍然会锁定在该尾流激励方案上, 即保持 $\bar{f} \approx 1.0$ 不变.

但事实上该假设是否成立呢? 另外, 尾流激励不仅仅只受到频率的影响, 还与尾流强度息息相关. 因此, 对于上述问题都有必要进行深入研究, 这对于该方法的实际工程应用具有重要意义.

3.4 试验结果及分析

在实际应用中, 发动机通常的工作转速大约在设计转速的 80%—100% 的范围内, 因此, 在本文实验研究中, 主要对比了以下四种工作状态下尾流激励对压气机时均气动性能的影响, 即 $\bar{n}=100\%$, 90%, 85%, 80% n_d . 实验中, 首先得到定常来流各种工作转速下压气机的时均性能曲线, 然后再安装非定常尾流激励器, 得到尾流激励作用下不同转速状态的时均气动性能曲线, 其实验结果如图 6 所示.

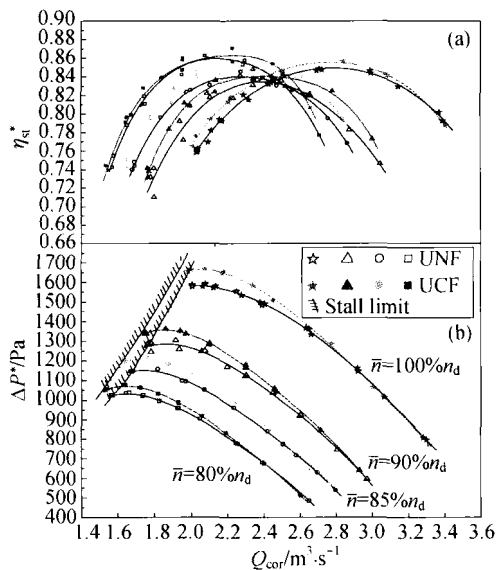


图 6 不同工作转速下尾流激励对压气机性能的影响

(a) η_a - Q_{cor} 关系; (b) ΔP^* - Q_{cor} 关系

图中, 各空心点及相应曲线表示定常来流时不同工作转速下压气机的特性曲线; 而实心点及相应曲线所描述的则是压气机在不同工作转速下尾流激励所得到的通用特性曲线. 由图示曲线可知, 在四种不同实验工作转速下, 尾流激励作用下压气机通用特性曲线均位于定常来流工况下性能曲线的上部, 也就是说在非定常尾流激励作用下, 压气机时均气动性能均有不同程度的提高, 并且这种提升作用同样在非设计工况下(特别是近失速边界)表现得尤为显著.

表 3 变转速工况下尾流激励对压气机时均性能的影响

\bar{f}	性能参数	100% n_d	90% n_d	85% n_d	80% n_d
0.0	$\Delta P_{max}^*/Pa$	1592	1285 \odot	1152	1037
	$\eta_{max}^*/\%$	78.3	76.7	78.1	79.7
	SM/ $\%$	26.1	28.9	30.8	31.0
总压升	$\Delta P_{max}^*/Pa$	1664	1360	1209	1078
	$\delta(\Delta P_{max}^*)/\%$	4.52	5.84	4.95	3.95
效率	$\eta_{max}^*/\%$	79.5	78.9	79.6	79.9
	$\delta(\eta_{max}^*)/\%$	1.53	2.87	1.92	0.25
失速裕度	SM/ $\%$	32.6	34.9	40.3	35.5
	$\Delta SM/\%$	6.5	6.0	9.5	4.5
	$\delta SM/\%$	24.9	20.2	30.7	14.5

为了得到不同转速下的尾流激励所获得的收益, 下面将进一步作定量分析. 表 3 给出了四种转速工况下最大载荷点尾流激励对压气机总压升、绝热效率以及对压气机失速裕度的影响. 当 $\bar{n}=100\%$, 90%, 85%, 80% n_d 时, 最大载荷点总压升相对增量分别达到了 4.52%, 5.84%, 4.95%; 效率相对增量分别为 1.53%, 2.87%, 1.92%; 另外, 三种转速下尾流激励对压气机失速裕度的提高值更是高达 24.9%, 20.2%, 30.7%.

由此可见, 当压气机工作在在 $\bar{n}=90\%$, 85% n_d 两种换算转速工况时, 保持尾流激励方案不变, 不仅不会削弱叶排间非定常绕流的耦合作用, 在某种程度上反而还取得更好的耦合效果, 压气机时均气动性能和稳定工作裕度增量更为显著. 非定常尾流激励表现出很强的频率锁定效应.

另外, 我们也注意到, 在四种不同的转速状态下, 尾流激励得到的实验结果也不尽相同, 在 $\bar{n}=100\%$, 90%, 85% n_d 三种情况下, 尾流激励对压气机总压升、效率以及失速裕度特性的改善作用均

较为显著,并且三种情况下得到的结果也较为一致.而当 $n=80\%n_d$ 时,总压升曲线相对增量已经明显减小,而在效率特性上已经很难看出有任何收益了,此时,尾流激励所能取得的正效果已全面减弱.

从图示结果已经基本可以证实如下观点:(i)尾流激励在不同的工作转速状态仍然能够发挥其对压气机时均气动性能和流动稳定性有效改善作用,尾流激励表现出较强的频率锁定效应,该结论同时也初步表明上文所做假设是基本正确的;(ii)尾流激励在不同的转速状态下表现出的作用也不尽相同,这在很大程度上证明激励强度对于波-涡耦合控制的影响,具体分析参见下文.

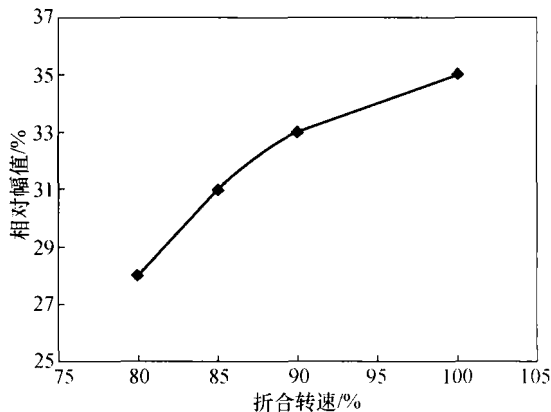


图7 不同工作转速下的尾流激励强度

由图6和表3所示结果可知,当 $n=80\%n_d$ 时,尾流激励所表现出来的耦合作用有所削弱,具体表现在压气机总压升能获得相对增量约3.95%的收益,而效率增量仅为0.25%,基本保持不变,但失速裕度相对增量仍达到了14.5%.分析其原因,我们认为主要是由于转速较低时,来流速度也会逐渐降低,因此流动本身非定常分量也会减小,也就是说其非定常潜能的开发价值也会减弱.同时,上游尾流强度也会随来流速度的减小而进一步被削弱,其相对幅值约为28%(如图7所示),已经无法达到如文献[8]所得到的强度阈值条件($A_c \geq 30\%$).因此,尾流激励对于下游叶排分离流动的控制作用也会减弱,相应地,对压气机时均气动性能以及流动稳定性的改善作用也会减小,这正是80%转速下收益减小的原因.

4 结论

通过在固定转速工况和变转速工况下的非定常尾流激励实验研究,不仅找到了上游叶排尾流激励与下游叶排分离旋涡之间产生耦合作用的有效频率锁定范围,还得到了多叶排间非定常绕流波-涡耦合作用具有很强的频率锁定效应的重要结论,现对论文研究工作总结如下:

(1)在一定的幅值范围内,合理组织上下游叶排间非定常绕流的频率关系,可实现其内部流场由一种复杂的、无序的流态朝向一种简单的、有序的流态转化,从而实现压气机时均性能和流动稳定性的提升.

(2)在固定转速工况下($n=100\%n_d$),波-涡耦合的有效频率范围锁定在 $0.6 \leq f \leq 1.29$ 范围内,且在 $f \approx 1.0$ 时获得最大值,压气机效率、总压升、失速裕度相对增量可分别提高1.53%,4.52%,24.9%.

(3)在最优耦合方案下,改变压气机工作转速,非定常尾流激励的耦合效应仍能锁定在无量纲频率为 $f \approx 1.0$ 的最优方案下.在折合转速为 $n=90\%$, $85\%n_d$ 工况下,其效率和失速裕度相对提升更能分别达到2.87%,20.2%和1.92%,30.7%.

(4)非定常尾流激励的激励幅值对耦合效应的结果也会产生重要影响,当激励强度相对幅值低于30%(阈值)时,其非定常作用也会明显削弱.

本文通过初步的理论分析与详细的实验研究,得出了轴流压气机非定常波-涡耦合作用在时间域的频率锁定效应及其基本规律,这将为叶轮机非定常流动控制和气动扩稳方法研究提供新的研究思路.

致谢 感谢周盛教授对论文撰写和修改过程中在理论分析方面所做出的悉心指导.

参 考 文 献

- 张涵信、周 恒,流体力学的基础研究.世界科技研究与发展,2001,23(1):15-18
- Wu JZ, Vakali AD, Wu JM. Review of the physics of enhancing vortex lift by unsteady excitation. Prog Aerospace Sci, 1991.

- 28: 73—131
- 3 Wu JZ, Lu XY, Denny AG, et al. Post-stall flow control on an airfoil by local unsteady forcing. *J Fluid Mech*, 1998, 371: 21—58
- 4 庄平. 轴流压气机机匣处理实验及数值研究. 北京航空学院博士学位论文, 北京, 1987
- 5 He L, Chen T, Wells RG. Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator interferences in multi-stage turbomachines. *ASME 2002; GT-2002-30355*
- 6 Williams JEF, Huang XY. Active stabilization of compressor surge. *J Fluid Mech*, 1989, 204: 245—262
- 7 Kerrebrock JL. The prospects for aspirated compressors. *AIAA 2000; 2000—2472*
- 8 侯安平. 轴流压气机非定常两代流型理论的机理探索. 北京航空航天大学博士论文, 北京, 2003
- 9 Zhou S, Zheng XQ, Hou AP, et al. Interaction of unsteady separated flow over multi-bodies moving relatively in the same flow-field. *Journal of Sound & Vibration*, 2005, 288: 981—1009
- 10 李志平, 陆亚钧, 周盛等. 叶轮机转子叶排非定常旋涡脱落频谱特性研究新方法探索. *实验流体力学*, 2006, 20(2): 1—7