

发动机静子尾流激励对叶盘结构高阶共振可激性的研究

李 琳, 郭雅妮
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机中转静干涉流场诱发的叶盘结构强迫响应问题,分析由导流叶片和动叶构成的转静干涉流场的尾流激励所激起的叶盘结构高阶共振的可能性和危险性.基于非定常转静干涉流场数值模拟结果,通过时域与空间傅里叶分析得到叶盘所受气动压力的频谱和空间波谱,同时定义投影于叶盘结构模态空间的激励(即模态力)为尾流激励的可激性,用于对叶盘结构共振响应强度的评估.研究表明:尾流激励对非主要共振点的可激性远远小于其对主要共振点的可激性;在发动机工作转速范围内允许那些模态位移场与激振力场的夹角较大(余角较小)的共振存在,即尾流激励可激性很小的高阶共振的存在是合理的.

关 键 词: 尾流激励; 叶盘结构; 高阶共振; 模态力; 可激性

中图分类号: V231.92 **文献标志码:** A

Research on excitability of the wake of stator in aero-engine to high order resonance of bladed-disk

LI Lin, GUO Ya-ni
(School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Targeting the forced vibration of bladed-disk in aero-engine, the impact of the severity of resonances induced by flow-wake of stator was studied. On the basis of the numerical simulation of unsteady stator-rotor interface flow, both frequency spectrum and spatial spectrum of aerodynamic pressure on the rotor surface were obtained respectively by fast Fourier transformation. Meanwhile, the excitability of wake was defined as the projection of aerodynamic pressure on the modal space, also called modal force, so as to evaluate the strength of resonant response of bladed disk. The analysis shows that the excitability of wake to a non-primary resonance is much less than a primary resonance. As a result, it is reasonable that in the operating speed region of aero-engine, the existence of high-order resonances with small complementary angle between aerodynamic force and modal displacement of bladed disk (small excitability), should be accepted.

Key words: wake-excitation; bladed-disk; high-order resonance; modal force; excitability

近年来,随着新型技术在航空发动机中的应用,转静间距也进一步缩小,然而也必须注意到叶盘结构受到的流体激励更加复杂,静子尾流激励下

的叶盘结构耦合振动更为突出,已成为引起航空发动机高循环疲劳的重要因素,并可能会导致灾难性的结果。

转静子之间的相对转动使得通过其间的流场具有转/静干涉特征,转子感受到的尾流激励是与静子叶片周向分布相关的周期性行波激励。而这种由叶盘与所处流场环境强烈相互作用而引起的叶盘结构流致振动问题实际上是结构场与流体场的耦合问题。对这类问题存在两种研究思路:耦合的方法(coupled)和解耦(decoupled)的方法^[1]。解耦的方法由于计算量相对较小,至目前为止在工程应用上仍具有显著优势。解耦分析中的基本假设为:气动阻尼是线性化的并且结构的模态不受气动力的影响^[2]。解耦分析的流场计算中如果采用非线性谐波法^[3],那么可以直接得到对应于每一个谐波成分的流体激励。若流场是在时域中求解,还需要对非定常力进行傅里叶分析,以得到对应于每一谐波成分的气动激振力幅值和空间分布。Giles, Hall 等^[4-5]基于线性化假设求解三维欧拉方程,完成了对叶片的强迫响应分析。Moffatt 和 He^[2]阐明了解耦求解流固耦合问题方法的具体流程,为利用解耦方法的研究提供了清晰思路。

利用解耦的方法,研究人员已取得一系列有关叶片强迫响应问题的研究成果。如孟越等^[6-7]对气动非谐流场激励下的叶片强迫响应进行了深入研究。辛健强^[8]对比研究了谐调流场与非谐调流场下的谐调及失谐叶盘的瞬态响应。

随着航空发动机设计水平的不断发展,在发动机工作转速范围内的结构共振频率(主要是高阶共振频率)逐渐增多,全部避开所有高阶共振频率变得越来越难以实现。事实上避开所有共振的结构设计是一种偏保守的设计,并非所有叶盘共振都能被激起。问题在于目前缺少对于叶盘共振强度评估的足够的理论支持,需要探究对叶片或叶盘共振强度的衡量准则。Breard 等^[9-10]提出将气动载荷向量在模态空间的投影定义为模态力,用来表征叶盘结构流固耦合中的激振力强度。Bladh 等^[11]利用模态力研究了部件间隙对压气机叶片尾流激励的影响。Figaschewsky 等^[12]提出流场失谐的一种构造方法,并通过模态力衡量流场失谐对叶盘结构的影响。Li 等^[13]提出利用激励场与模态位移场在欧式空间中的相对位置估计叶片高阶共振的强度。王培屹^[14]基于商用软件分析研究了均匀进气流场及进气畸变流场下实际叶盘所受到的流体激励,并给出了两种条件下流体激励

频次成分、空间成分和可激性的对比结果。其中,可激性表示气动激振力能够激起的叶盘结构某阶共振响应的大小。从国内外的近期研究成果中不难发现,采用作为外界对叶片或叶盘所做的功的模态力衡量激振力的强度被广泛承认和接受。但对于转静干涉流场下的尾流激振力的强度和可激性,至今为止尚缺少明晰的研究结果。

本文结合转静干涉流场分析和叶盘结构有限元分析的结果,对于转静干涉流场中叶盘结构感受到的模态力进行计算,目的在于分析叶盘结构各共振频率被激励起的可能性与危险性。利用定义的衡量指标,通过改变上游静子的数目,探究前排静子的尾流激励对后排转子的影响,为压气机级的优化设计提供参考。

1 尾流激励的可激性

按有限元方法将叶盘结构离散化后,其振动方程具有如下的一般表达式:

$$\mathbf{M}\{\ddot{\mathbf{x}}\} + \mathbf{C}\{\dot{\mathbf{x}}\} + \mathbf{K}\{\mathbf{x}\} = \{\mathbf{f}(t)\} \tag{1}$$

式中 $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 分别为叶盘结构质量、阻尼、刚度矩阵; $\{\mathbf{x}\}$ 为位移向量; $\mathbf{f}(t)$ 为作用在各离散节点上的随时间变化的气动激振力。

令 $\mathbf{x} = \Phi \boldsymbol{\eta}$, 式(1)经过坐标变换,主坐标 $\boldsymbol{\eta}$ 下的强迫振动方程可表示为

$$\ddot{\eta}_i + (2\zeta_i \omega_i) \dot{\eta}_i + (\omega_i^2) \eta_i = \Phi_i^T \mathbf{f}(t) \tag{2}$$

式中 i 为模态编号, Φ_i 为对质量归一的振型向量, ω_i 为固有频率, ζ_i 为结构阻尼。

定义气动激振力在模态空间的投影为模态力,则当模态编号为 i 时,其模态力表达式为

$$\mathbf{F}_i = \Phi_i^T \mathbf{f}(t) \tag{3}$$

研究叶盘结构振动问题的一个重要方面是叶盘受到的激振力的特性,包括频域分布、空间分布和可激性;从模态力的角度来评估激振力是对上述 3 个方面的一个综合评估。不难理解式(3)表示的物理意义为,在某一共振频率下气动激振力对系统作的功。显然做功的大小既取决于激振力的大小又取决于激振力与模态位移在空间的相对位置,它决定了在确定阻尼下结构的共振强度。

在轴流发动机中,前排静子的存在使后排转子受到谐波形式的行波激励。那么,气动激振力一般可表示为

$$\mathbf{f}(t) = \sum_K \bar{\mathbf{f}}_K \cdot e^{jK\Omega t} \tag{4}$$

式中 $\bar{\mathbf{f}}_K$ 为第 K 阶激励的复幅值向量, K 为激励

阶次, Ω 为叶盘的转速, $j = \sqrt{-1}$. 将气动激振力 $f(t)$ 进行傅里叶变换后可得到对应于特定频率为 r 的气动激振力 $\bar{f}_r$. Φ_s 为该频率激起的振型(对于质量矩阵归一化), s 为叶盘结构的模态编号, 则对应模态 Φ_s 的模态力为

$$F_{\Phi_s} = \Phi_s^T \bar{f}_r \quad (5)$$

按有限元分析方法给出的模态位移为 $\bar{n}$ 维实向量(不计结构阻尼时), 激振力 $\bar{f}_r$ 为 $\bar{n}$ 维复向量, $\bar{n}$ 为叶盘结构的自由度. 按式(5)计算的模态力的大小与模态位移场与激振力场的夹角直接相关, 该夹角的表达式为(在有限元分析中即两个矢量的夹角)

$$\theta(\Phi_s, \bar{f}_r) = \arccos \frac{|\Phi_s \bar{f}_r|}{\|\Phi_s\|_2 \|\bar{f}_r\|_2} \quad (6)$$

激振力场与模态位移场之间夹角的余角为

$$\varphi(\Phi_s, \bar{f}_r) = \frac{\pi}{2} - \theta(\Phi_s, \bar{f}_r) = \frac{\pi}{2} - \arccos \frac{|\Phi_s \bar{f}_r|}{\|\Phi_s\|_2 \|\bar{f}_r\|_2} \quad (7)$$

当激振力场与模态位移场之间夹角增大(即其余角减小)时, 激振力在模态空间的投影减小, 模态力亦减小.

下面参照文献[14]的研究方法, 将静子尾流气动力的可激性定义为模态力的模, 用以定量分析叶盘结构的某一共振频率被尾流气动力激起、引发共振的可能性

$$|\Phi_s \bar{f}_r| = \|\Phi_s\|_2 \|\bar{f}_r\|_2 \cos[\theta(\Phi_s, \bar{f}_r)] \quad (8)$$

式(8)表明, 在转子结构一定的情况下(即 Φ_s 为确定的量), 可激性不仅取决于前排静子尾流激励的幅值, 还取决于激励场与模态位移场在空间分布的相对位置——夹角, 当这一夹角很有利时(较大), 结构的共振不会被激起, 也就是说即使尾流激励的频率与叶盘结构的共振频率十分接近也不会引起危害性共振, 我们称此时的激励不具可激性或可激性很小.

2 转静干涉流场及其激励特性

在影响尾流激励可激性的关键要素中, 转静干涉流场信息是首当其冲的. 为了获得完整的流体激励在周向的分布变化规律, 本节首先对整圈三维非定常转静干涉流场进行分析.

2.1 流场模型及网格

选择具有开源参数的 Rotor 67 作为动叶叶型, 在动叶上游选择对称静叶叶型 NACA 0012 作为进口导流叶片(IGV), 从而得到转静干涉流

场模型如图 1 所示.

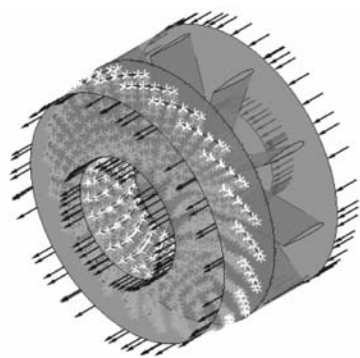


图1 转静干涉流场模型

Fig. 1 Flow model of stator-rotor interaction

从图 1 中可以看出, 进口处平直的导流叶片并不会改变动叶的来流方向, 因而对压气机级的流量、压比、效率等流动特性没有太大影响. 然而上游进口导流叶片的设置对动叶的来流带来了扰动, 使得下游转子叶盘结构受到的流体激励在周向上的分布由均匀变为具有时空周期性变化的流场, 且这种周期性与上游静子的数目及其在周向上的分布形式直接相关^[14].

为研究上游静子在周向上均匀分布时, 其数目对转静干涉流场激励特征的影响, 本文选取静子数为 10~16 的整数, 转子数为 22, 对应具有 22 个叶片的转子叶盘.

在计算过程中利用商用软件 ANSYS ICEM CFD 划分网格. 对模型采用三维结构化网格——O 型网格, 从而生成整圈叶片的外部绕流流场. 两排整圈网格数大约在 300 万~320 万之间, 随着静子数的改变, 网格数有略微的变化. 从观察流场微观特性(如湍流的分布、激波的生成等)的角度来看, 这个网格密度远远不够; 然而所作的更密网格流场分析表明, 本文所取的网格密度对流场的宏观特性(时空频率、波形)的影响较小. 整圈静子、转子流场网格分别如图 2 和图 3 所示. 利用流体力学计算软件 Ansys CFX 进行非定常转静干涉流场的数值模拟, 需要先计算定常流场计算, 将其计算结果作为非定常流场计算的初场.

参考动叶 NASA Rotor 67 的叶型实验数据设置计算非定常流场时的具体参数: 转子转速为 16043 r/min, 进口总压为 101325 Pa, 总温为 288.15 K, 出口按径向平衡方程在半径为 50% 叶高处设定静压为 122 kPa, 选用 $k-\epsilon$ 湍流模型, 转静交界面为 Transient rotor stator, 其余边界

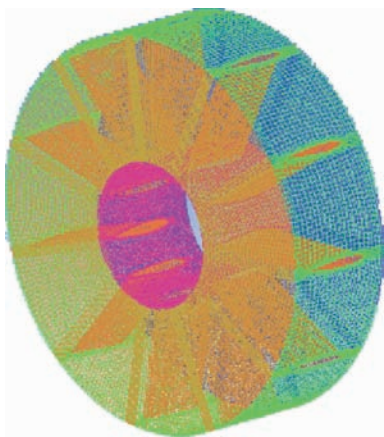


图 2 静子 NACA 0012 的 CFD 网格模型
Fig. 2 CFD grid of stator (NACA 0012)

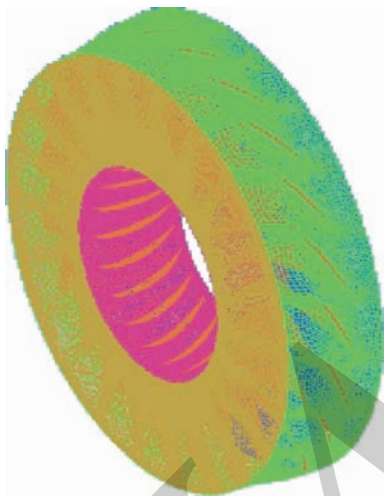


图 3 转子 Rotor67 的 CFD 网格模型
Fig. 3 CFD grid of rotor (Rotor67)

均为无滑移壁面,忽略叶尖间隙. 每个静子通道时间步数为 30,单个时间步长 Δt 为

$$\Delta t = \frac{60}{16043 \times 30 \times N_s} \quad (9)$$

式中 N_s 为上游静子叶片数. 单个时间步长是随着静叶数而变化的.

上游静子叶片数为 10 对应的非定常转静干涉流场的压力场分布云图如图 4 和图 5 所示.

图 6 所示为相邻 4 个叶片在叶高 50% 处前缘点的压力时序信号.

图 7 所示为上游静子叶片数为 10 的转静干涉流场中的某个转子叶片(叶背)表面压力分布云图,用以更清晰地表现出转静干涉流场的压力场分布.

2.2 激励特性

通过非定常转静干涉流场的计算可以得到叶盘表面的压力分布随时间的变化规律. 在考

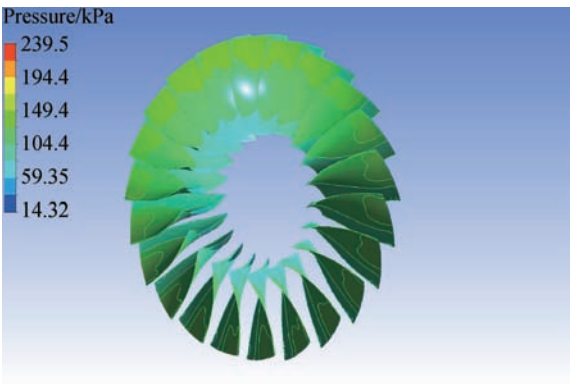


图 4 压气机级某时刻动叶压力分布云图
Fig. 4 Pressure distribution contour on the compressor blades at a moment

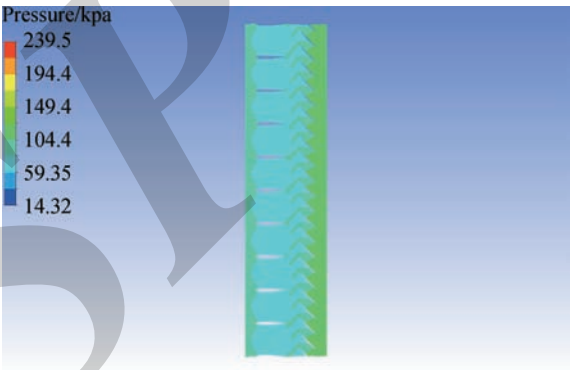


图 5 某时刻 50% 叶高处压力场分布云图
Fig. 5 Pressure distribution contour at 50% height of blade at a moment

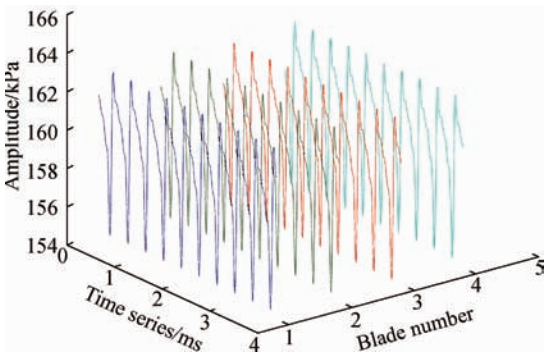


图 6 相邻 4 个叶片的压力时序信号
Fig. 6 Pressure time-history of four successive blades

虑其对结构共振的可激性时,还须获得其频域特性和空间分布特性. 为此需要将叶片表面的压力时域信号去均值后再通过傅里叶变换得到压力频域信号,以及需将任意时刻叶盘表面的压力做空间傅里叶变换以得到压力分布的空间波谱^[8],它表示的是任一时刻流体激励在叶盘周向上的分布形式.

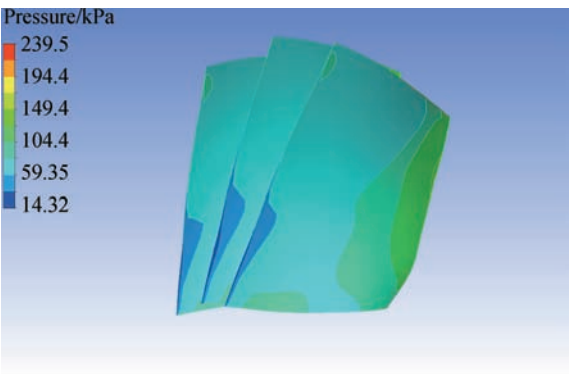


图 7 某时刻一个动叶上的压力分布云图
Fig. 7 Pressure distribution contour on a blade at a moment

图 8 和图 9 分别表示的是上游静子叶片数为 10 时的动叶前缘监测点压力频谱、空间波谱. 频谱横坐标为激励阶次 (O_e), 用来展现非定常气动力的频率与基频的倍数关系; 空间波谱则采用波数作为横坐标. 由图 8 可知, 动叶所受非定常气动力的主要激励阶次为上游静子叶片数 N_s 及其倍数, 可表示为

$$f = k \cdot N_s \cdot \Omega = k \cdot 10 \cdot \Omega$$
$$k = 1, 2, \dots \quad (10)$$

对应 Rotor 67 叶盘结构的 22 个叶片, 流场空间波谱的最大波数成分为 11; 由图 9 可以看到, 其空间波谱中的波数成分分别为 2, 4, 6, 8, 10.

上游静子尾流激励在空间的分布较为复杂, 但与转静子叶片数密切相关. 仔细分析图 9 中的波谱成分, 不难发现它们都是上游静叶数 N_s 与动叶数 N_r 的线性组合: 对应波数为 10, 2, 8, 4, 6 的空间波谱与 N_s 和 N_r 的关系分别为: $N_s = 10$, $N_r - 2N_s = 2$, $3N_s - N_r = 8$, $2N_r - 4N_s = 4$, $5N_s - 2N_r = 6$.

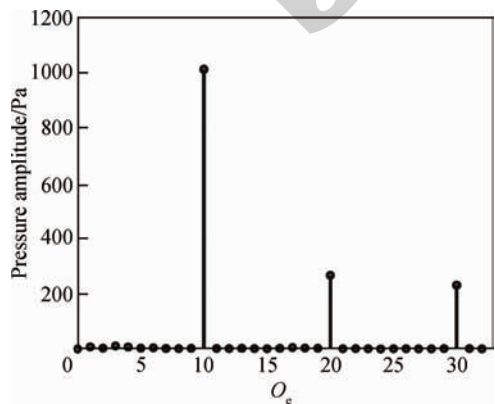


图 8 动叶前缘监测点压力频谱图 ($N_s = 10$)
Fig. 8 Frequency spectrum at a monitoring point on a blade leading edge ($N_s = 10$)

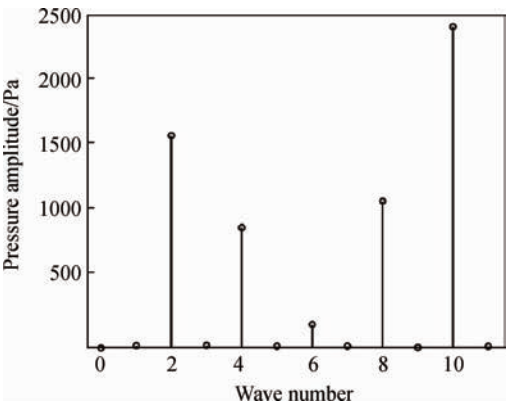


图 9 动叶前缘处监测点压力周向分布波谱 ($N_s = 10$)
Fig. 9 Circumferential wave spectrum of the pressure at monitoring points of blade leading edge ($N_s = 10$)

上述结果表明, 动叶受到的非定常气动力的频谱与空间波谱可以通过激励阶次和转静子数目进行预估. 文献[15]给出的有关波谱成分的研究结论是: 周期数为 N_s 的静子结构对下游或邻近叶盘结构产生的激励, 其空间分布的主要谐波成分由式(11)给出

$$n = \pm (k_s N_s - k N_r) \quad (11)$$

式中 $k = 0, 1, 2, \dots$; $k_s = 1, 2, \dots$.

3 叶盘结构模态特性

叶盘结构的模态特性是影响尾流激励可激性的另一个重要方面. 本节基于有限元分析软件给出对叶盘结构共振分析的过程.

3.1 叶盘结构有限元模型

本文关于模态部分的研究针对的是基于 Rotor 67 叶形构造的叶盘结构有限元模型, 如图 10 所示. 该转子叶盘扇区数为 22, 工作转速为 16043 r/min, 其节径频率图如图 11 中黑色粗实

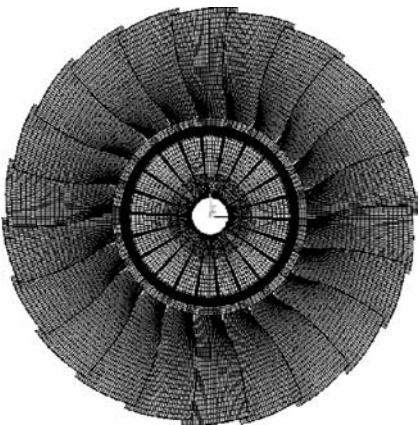


图 10 叶盘结构有限元模型
Fig. 10 Finite element model of the bladed-disk

线所示,图中横坐标为节径数 n ,纵坐标为频率. 图中的黑色粗实线是频率迹线,表示的是具有不同节径、但扇区模态阶次相同的频率连线. 有限元模型单扇区节点数目为 43 328,叶片厚度方向单元个数为 3. 边界条件则采用中心面位移全约束. 材料选为钛合金 TC11,其材料参数如下:密度为 4480 kg/m^3 ,弹性模量为 121 GPa ,极限强度为 1030 MPa .

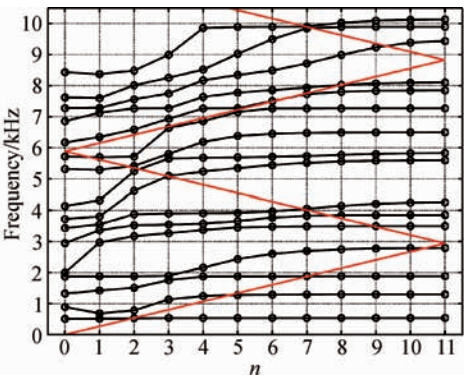


图 11 叶盘结构计算模型的节径频率与激励折线图
Fig. 11 Nodal diameter versus frequency diagram and zig-zag shaped excitation line of the calculated bladed-disk model

3.2 叶盘结构的共振条件

叶盘结构的节径频率图给出的是叶盘结构固有频率随振型节径数变化的曲线. 叶盘结构的节径频率图提供了叶盘结构共振的基本条件,是分析叶盘结构共振的基础.

对于叶盘结构,若其扇区数为 N_r ,则节径数为 n 的模态能够被激起的必要条件是其频率满足下式^[14]:

$$\omega_n = (kN_r \pm n)\Omega$$
$$k = 0, 1, 2, \dots$$

(12)

式中 ω_n 为考虑离心力后的节径为 n 的模态固有频率, Ω 为转子叶盘的转速.

根据式便可得到包含频率和节径信息的激励线,即可能被激起的模态所受激励频率的连线. 将激励线频率与叶盘结构固有频率随节径数的变化画在同一张图上,即得到叶盘结构共振图. 图 11 为叶盘结构计算模型的节径频率与激励折线图,图中的红色折线即为激励线,激励线与叶盘结构固有频率的交点即为可能发生共振的点,称其为潜在共振点,意为是否共振还取决于实际的激励条件. 进一步地,定义与尾流激励主要频率成分对应的潜在共振点为主要共振点. 参照文献[15]中

的结论:“一般来说, $O_e = 3N_s$ 阶次激励的幅值降至 $O_e = N_s$ 阶次激励幅值的 $1/2$ 以下, $O_e = 4N_s$ 及更高阶次激励的幅值将更小”,将节径频率图上对应 $O_e = 3N_s$ 及以下阶次的频率作为主要共振点. 非主要共振点一般为高阶共振点. 表 1 中列出了根据叶盘结构计算模型共振图判断出的 10 kHz 以下的所有潜在共振点信息,为使后续表述清楚而简洁,将各潜在共振点进行编号,表中 O_m 为模态阶次, $O_e\Omega$ 为激励线频率. 对于同一叶盘结构,共振点只与叶盘结构本身的特性有关. 改变上游静子结构(比如改变静叶数目)并不会改变叶盘结构的共振点. 因此,表 1 所列出的 24 个潜在共振点的各项分析指标不会因后续分析中所考虑的静子结构的不同而变化.

表 1 叶盘结构计算模型的共振点信息
Table 1 Resonant information of the calculated bladed-disk model

编号	O_e	n	O_m	$O_e\Omega$	ω_n
1	2	2	1	534	530
2	5	5	2	1 336	1 277
3	7	7	3	1 871	1 883
4	10	10	4	2 673	2 790
5	11	11	4	2 941	2 794
6	13	9	5	3 475	3 495
7	14	8	6	3 743	3 841
8	15	7	7	4 010	4 053
9	19	3	8	5 080	5 095
10	20	2	9	5 347	5 247
11	20	2	10	5 347	5 416
12	21	1	11	5 615	5 694
13	22	0	11	5 882	5 714
14	25	3	11	6 684	6 641
15	26	4	11	6 951	6 853
16	27	5	11	7 219	7 152
17	27	5	12	7 219	7 272
18	28	6	12	7 486	7 504
19	29	7	12	7 754	7 724
20	30	8	13	8 021	8 023
21	31	9	13	8 288	8 073
22	35	9	14	9 358	9 230
23	37	7	15	9 893	9 844
24	37	7	16	9 893	9 902

为验证共振点的频率与节径数是否存在如式(12)所述关系,将上游静子叶片数为 10 的非定常转静干涉流场计算结果做傅里叶变换后得到压力频域信号,再对激励阶次为 20 的周向压力做空间傅里叶分析,得到其空间谱. 图 12 为动叶前缘处监测点压力空间谱,可以看出,动叶感受到的第 20 阶次激励的节径数确为 2,即可由式 $n = N_r - O_e = 22 - 20 = 2$ 预估.

图 13 给出不同静叶数时,动叶上一点感受到

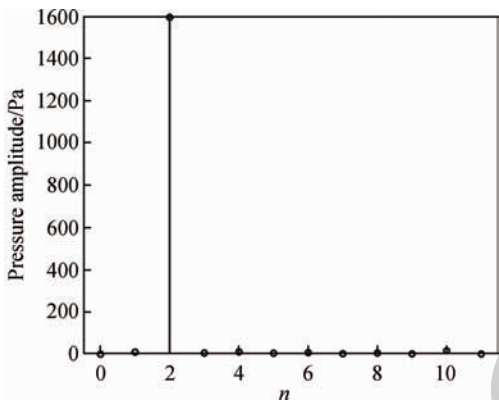
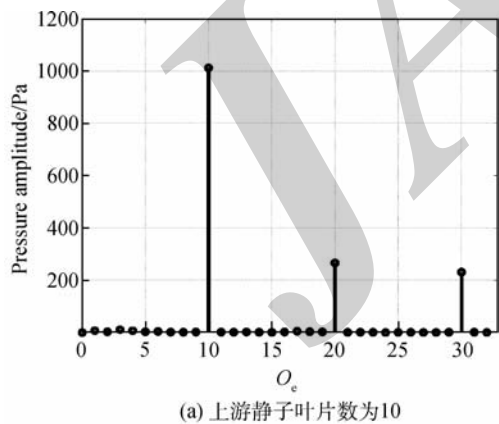
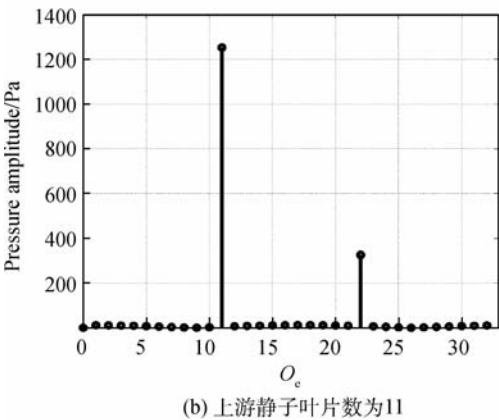


图 12 动叶前缘处监测点压力空间波谱
($N_s = 10, O_e = 20$)

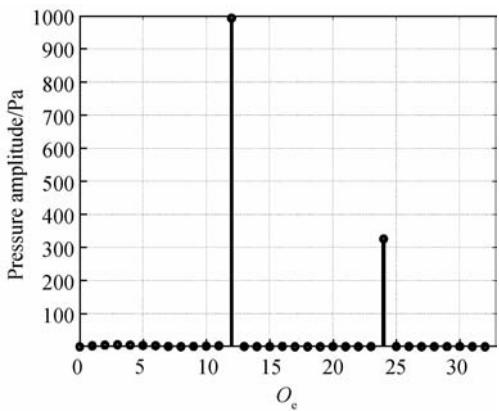
Fig. 12 Spatial wave spectrum of the pressure at monitoring points of blade leading edge
($N_s = 10, O_e = 20$)



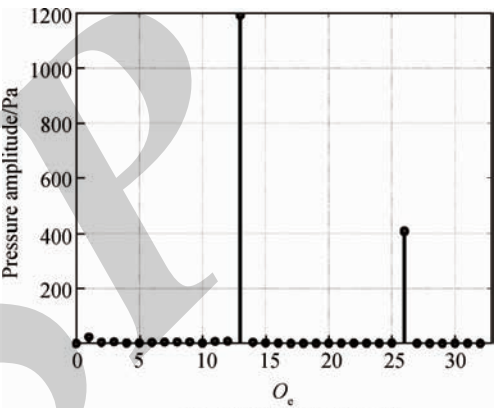
(a) 上游静子叶片数为 10



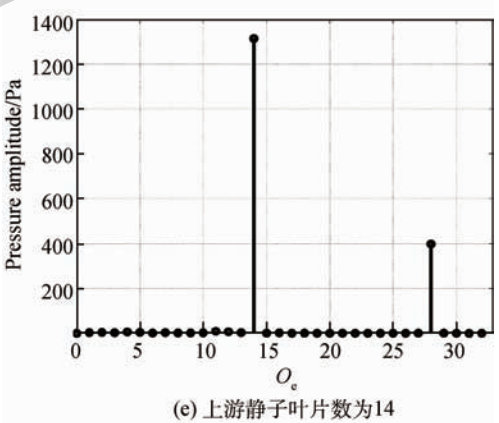
(b) 上游静子叶片数为 11



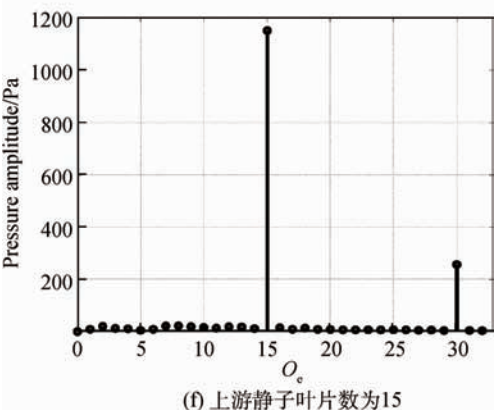
(c) 上游静子叶片数为 12



(d) 上游静子叶片数为 13



(e) 上游静子叶片数为 14



(f) 上游静子叶片数为 15

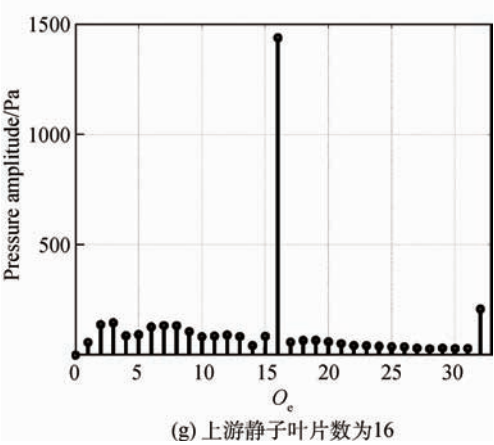


图 13 不同上游静子叶片数的尾流激励频谱图
Fig. 13 Frequency spectrum of the wake with different number of stator

的压力脉动频谱. 从中可以获得对应各种不同静子叶片数的尾流激励的主要频率成分, 不难验证其与式(10)的预估完全对应.

根据前述关于主要共振点的定义, 再结合表 1 即可得出对应不同上游静子叶片数的叶盘结构计算模型的主要共振点, 其对应的共振模态编号如表 2 所示, 考虑的频率范围依然为 10 kHz 以下.

表 2 10 kHz 以下叶盘结构主要共振点
Table 2 Main resonance of the bladed-disk under 10 kHz

上游静子叶片数	O_e	主要共振点对应编号
10	10,20,30	4,10,11,20
11	11,22	5,13
12	12,24	
13	13,26	6,15
14	14,28	7,18
15	15,30	8,20
16	16,32	

从表 2 中可以看出, 若取静子叶片数为 12 或 16 可避免尾流激励中主要频率成分激起的共振. 站在动叶结构设计角度来说, 即当静子叶片数为 12 或 16 时, 叶盘结构的设计避开了主要共振.

4 尾流激励可激性评估

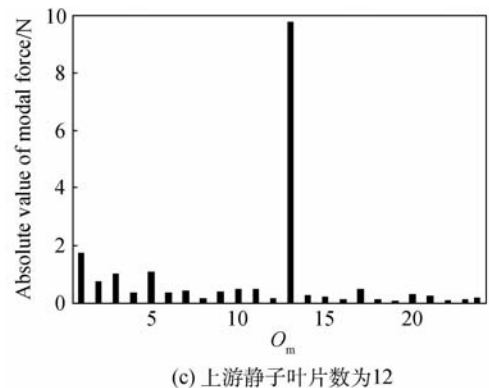
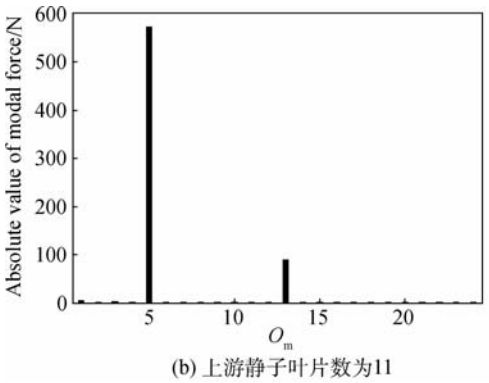
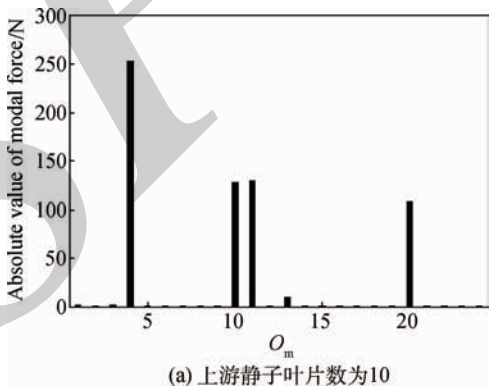
在计算非定常转静干涉流场和叶盘结构模态特性的基础上, 本节将对不同静子结构的尾流激励激起各阶叶盘结构共振的可能性, 即尾流激励的可激性进行评估.

尽管从避开主要共振的角度来看, 根据表 2,

对应 22 片动叶的叶盘结构, 静子叶片数只能取 12 和 16, 为了分析对主要共振和非主要共振的尾流激励的可激性, 还是计算了静子叶片数从 10~16 的 7 种不同静子尾流激励下的模态力. 图 14、图 15 分别给出了对应不同上游静子叶片数的共振点的模态力幅值(即可激性)和激振力场与模态位移场之间夹角(用其余角表示), 其中每个子图对应一种静叶数目的结果.

结合表 1、表 2 以及图 14 进行分析, 可以发现如下现象并得到相关结论:

1) 尾流激励对所有主要共振点都具有极大的可激性; 除非结构设计避开了主要共振点(如对应静叶数为 12 或 16 的情况), 否则尾流激励的主要频率和叶盘结构共振频率的契合将形成较大的模态力(如对应上游静子叶片数为 10, 11, 13, 14



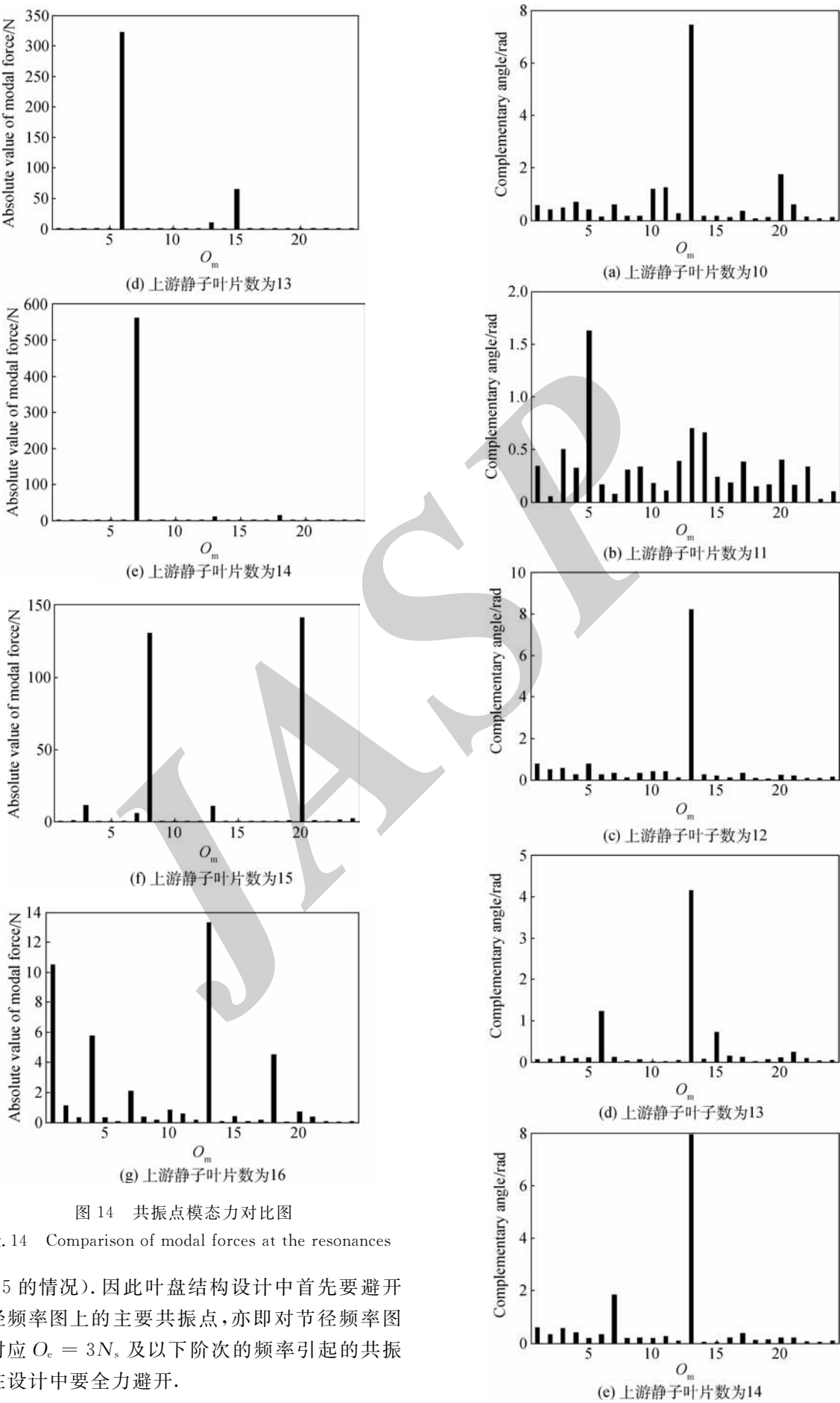


图 14 共振点模态力对比图

Fig. 14 Comparison of modal forces at the resonances

和 15 的情况). 因此叶盘结构设计中首先要避开
节径频率图上的主要共振点, 亦即对节径频率图
上对应 $O_e = 3N_s$ 及以下阶次的频率引起的共振
点在设计中要全力避开.

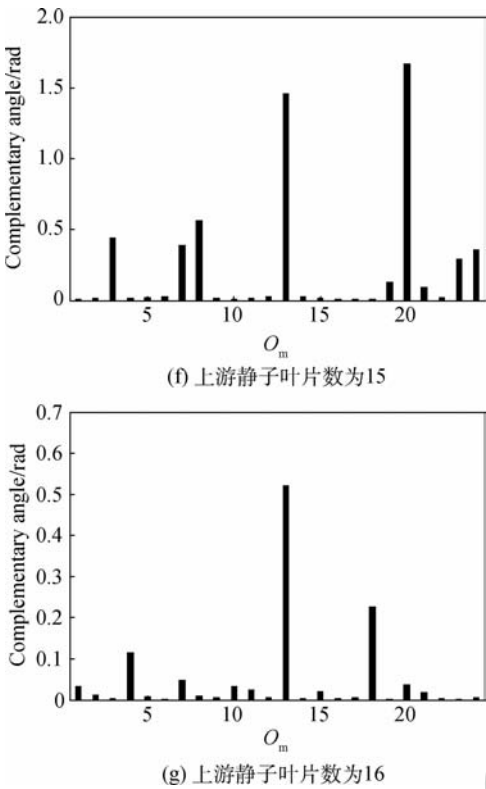


图 15 共振点激振力与模态的夹角的余角对比图
Fig. 15 Comparison of complementary angles between aerodynamic force and modal displacement at the resonances

2) 对主要共振点的可激性起主要作用的因素是尾流激励的幅值,表现为尽管激励场与模态位移场的夹角变化较大,但是模态力的变化并非与其正相关(对比图 14(d)、图 14(e)和图 15(d)、图 15(e))。

3) 尾流激励对非主要共振点的可激性远小于对主要共振点的可激性(模态力幅值相差十余倍,对比图 14(a)与图 14(c));此时对可激性起主要作用的因素是激励场与模态位移场的夹角。这一点与参考文献[15]中的结论“更高阶次激励的幅值将更小”一致。因此在结构设计中,允许非主要共振点存在是合理的。

4) 对存在于工作转速范围内的非主要共振(高阶共振),应该对与其相关的模态位移场与激振力场的夹角进行计算。仅当这个角度的余角大于某一角度(如 0.1 rad)时,再对非主要共振点的共振响应进行校核,可大大节省计算资源。

一般来说,在尾流激励的幅值、频率和空间分布这几个特征中,幅值主要受外界环境因素的影响(取决于工况),频率和分布主要取决于转/静子的结构特征。因此上述研究结果的意义在于,在评估尾流激励对高阶共振影响时,在前期设计阶段

可以通过规避主要共振绕开激励幅值的影响,把研究限定在主要由转/静子结构参数决定的流场激励的空间分布和振动模态的空间分布上;无疑,这将大大降低由尾流激励引起的叶盘结构高周疲劳的设计与分析工作量。

5 结 论

本文结合 Rotor 67 叶盘结构模型在对非定常转静干涉流场和叶盘结构的模态进行分析、得到对应不同静子结构的流场特性和叶盘结构的潜在共振点及模态特性的基础上,结合叶盘结构的共振条件与转静干涉流场的压力频域特性,对叶盘结构节径频率图上的共振点进行分类,给出不同工况下的主要共振点及非主要共振点(高阶共振点)。最后对不同静子结构尾流激励对主要共振点和非主要共振点的可激性进行评估,得到的主要结论归纳如下:

- 1) 尾流激励对节径频率图上所有的主要共振点都具有极大的可激性;在叶盘结构设计中须全力避开主要共振点。
- 2) 尾流激励对节径频率图上的非主要共振点的可激性远远小于其对主要共振点的可激性。
- 3) 静子尾流激励与模态力并不具有正相关关系,不能只依据尾流激励的幅值判断尾流的可激性。
- 4) 在发动机工作转速范围内可以保留那些模态位移场与激振力场的夹角较大(余角较小),即尾流激励可激性很小的高阶共振。

参考文献:

[1] Marshall J G, Imregun M. A review of aeroelasticity methods with emphasis on turbomachinery applications[J]. Journal of Fluids and Structures, 1996, 10(3): 237-267.

[2] Moffatt S, He L. On decoupled and fully-coupled methods for blade forced response prediction[J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20(2): 217-234.

[3] Ning W, He L. Computation of unsteady flows around oscillating blades using linear and nonlinear harmonic Euler methods[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 508-514.

[4] Giles M B. An approach for multi-stage calculations incorporating unsteadiness[R]. ASME Paper 92-GT-282, 1992.

[5] Hall K C, Clark W S, Lorence C B. A linearized Euler analysis of unsteady transonic flows in turbomachinery[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(3): 477-488.

[6] 孟越. 尾流激励情况下叶片强迫响应预估技术及气动非谐研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2007.

MENG Yue. Prediction of blade forcing response under stator wake and aerodynamic mistuned influence[D]. Bei-

jing;Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)

[7] 孟越,李琳,李其汉. 气动非谐对叶片非定常气动激振力影响[J]. 航空动力学报,2007,22(7):1060-1064.
MENG Yue,LI Lin,LI Qihan. Study on the influence of aerodynamic mistuned on unsteady aerodynamic force of blade[J]. Journal of Aerospace Power,2007,22(7):1060-1064. (in Chinese)

[8] 辛健强. 航空发动机叶盘转子结构的典型振动问题研究 [D]. 北京:北京航空航天大学,2011.
XIN Jianqiang. Researches on typical problems of blisk rotor vibration in turbomachinery[D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)

[9] Breard C,Vahdati M,Sayma A I,et al. An integrated time-domain aeroelasticity model for the prediction of fan forced response due to inlet distortion[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2002,124(1):196-208.

[10] Bréard C,Green J S,Imregun M. Low-engine-order excitation mechanisms in axial-flow turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power,2003,19(4):704-712.

[11] Bladh R,Zhuang Q,Hu J,et al. Leakage-induced compressor blade excitation due to inter-segment gaps[R]. ASME Paper GT2012-70040,2012.

[12] Figaschewsky F,Giersch T,Kühhorn A. Forced response prediction of an axial turbine rotor with regard to aerodynamically mistuned excitation[R]. ASME Paper GT2014-25896,2014.

[13] Li L,Wang P. Evaluation of high-order resonance of blade under wake excitation[R]. ASME Paper GT2010-23148, 2010.

[14] 王培屹. 航空发动机叶盘结构流致振动抑制的理论研究 [D]. 北京:北京航空航天大学,2014.
WANG Peiyi. Research on vibration suppression theory of bladed disk of aeroengine under fluid excitation[D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)

[15] 马浩然. 关于气动激励的设计研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2015.
MA Haoran. Study on the design of aerodynamic excitation [D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2015. (in Chinese)

(编辑:叶 青)