

文章编号: 1000-8055(2008)04-0747-07

跨声速工况下流体诱发叶片振动研究

李润泽, 李琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 对同一跨声速风扇的非定常流场进行了跨声与亚声两种工况下的数值模拟. 对两个工况下流场计算得到的转子叶片表面非定常气动激振力进行频谱分析, 并对其进行对比分析, 从而得到跨声工况下气动激振力特性. 应用 ANSYS 软件的瞬态分析方法进行了叶片的强迫响应分析, 对跨声和亚声两种工况下的叶片强迫响应进行对比分析, 从而得到跨声工况下叶片强迫响应特性.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 叶片; 转/静干涉; 流场计算; 瞬态分析; 强迫响应

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

An investigation of flow induced blade vibrations at the transonic operating condition

LI Ruirze, LI Lin

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The unsteady flow field of the same transonic fan at both transonic and subsonic operating conditions was simulated numerically. The periodic unsteady aerodynamic forces of the flow field at both transonic and subsonic operating conditions were analyzed by Fourier Transform Algorithm, and then compared to obtain the unsteady aerodynamic characteristics at transonic operating condition. The forced response of the rotor blade was analyzed with ANSYS by using the method of transient response analysis. The forced response of the rotor blade between transonic and subsonic operating conditions was analyzed comparatively to find out the characteristics of the forced response.

Key words: aerospace propulsion system; blade; rotor/stator interactions; flow field computation; transient analytical method; forced response

现代高负荷超跨声速风扇压气机转子叶片, 叶型弯度大, 叶栅通道中的气体流动非常复杂, 附面层的影响, 众多涡系的存在, 激波扰动等, 这些复杂的非定常因素使得叶片受到很强的激振力, 尤其是流场中激波的存在极大地影响着叶片表面的非定常压力分布, 进而影响着叶片的振动应力.

叶轮机 CFD 技术和 CSD 技术都已经发展到能够进行全三维非定常数值模拟的阶段. 文献[1]应用能量法原理和二维半激盘动力响应模型计算

了线化理论下叶片强迫振动振幅. 国际上非定常非线性流固耦合数值模拟方法也日趋成熟^[2-5]. 然而前人对于流场中叶片强迫振动响应的研究, 多集中在对涡轮叶片以及转速较低的亚声风扇压气机叶片的分析上, 因此有必要对超跨声速工况下叶片表面的非定常激振力及其产生的叶片强迫响应进行研究.

本文以某型号发动机的两级轴流式跨声速风扇(图 1)的第二级转子叶片为对象, 研究超跨声

收稿日期: 2007-04-09; 修订日期: 2007-09-03

作者简介: 李润泽(1978), 女, 黑龙江呼兰人, 硕士生, 主要从事流体机械及工程专业研究方向.

速工况下转/静干涉流场中叶片强迫振动的特点. 表 1、表 2 分别给出了风扇叶片的几何相关参数和风扇的设计性能参数.

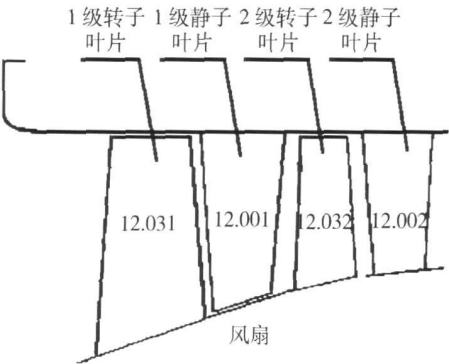


图 1 风扇结构示意图

Fig. 1 Sketch of the fan configuration

表 1 风扇叶片几何相关参数

Table 1 Geometric correlation parameter of fan blades				
叶片排	叶片数	展弦比	轮毂比	叶尖切向
				速度/(m/s) (100% 设计转速)
风扇转子 1	22	1.29	0.53	482.5
风扇静子 1	42	2.39	0.62	
风扇转子 2	40	1.70	0.67	482.5
风扇静子 2	72	2.26	0.70	

表 2 风扇设计参数

Table 2 Design parameter of the fan	
参数	参数值
进口总压/Pa	101 325
进口总温/ K	288
总压比	2.17
涵道比	0.78
流量/(kg/s)	7.64
转速/(r/min)	36 000

1 转/静干涉三维非定常流场的计算与分析

由于三维非定常流动的数值模拟计算时间非常长,对计算机资源要求很高,所以只对第一级静子叶片加第二级转子叶片进行了三维非定常流场的数值模拟,按照转子叶片数 40 对转/静叶片数进行约化为 1:1,因此可进行单通道的流场计算.

数值计算采用 NUMECA 商用软件. 求解方程采用三维雷诺平均 N-S 方程,数值方法采用格子中心有限体积法,空间离散采用二阶精度中心差分,时间项应用四级龙格-库塔方法迭代求解,并采用多重网格技术和“双时间”推进方法加速收敛,湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型. 非定常流场的计算以定常流场计算的结果作为初始场,转/静交界面分别采用“混合平面”和“Domain Scaling”两种方法,有效地保证了定常流场和非定常流场的数值模拟中对交界面数据交换的要求. 图 2 为计算网格图.

流场计算分别在跨声工况(设计转速 36 000 r/min 和 80% 设计转速 28 800 r/min)下和亚声工况(60% 设计转速 21 600 r/min)下进行.

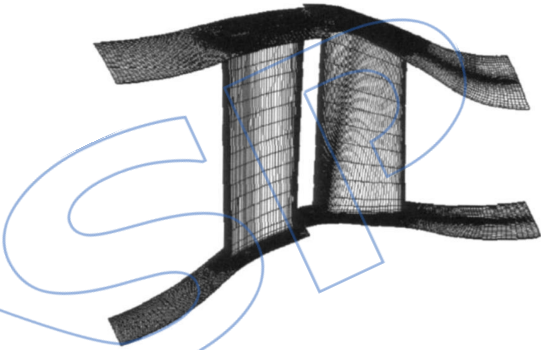
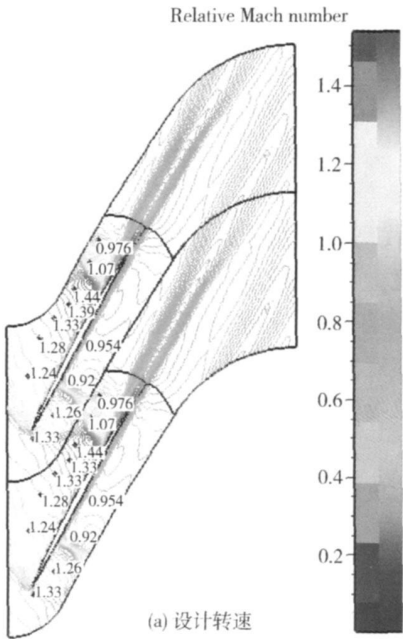


图 2 非定常流场计算的叶片网格

Fig. 2 Blade mesh in the calculation of unsteady flow field

为了观察流场中的流动情况,以及跨声流场中激波的存在,选取叶片叶尖(大约 90% 叶高处)某一 S_1 截面对流场情况进行了分析. 图 3、图 4 分别为各转速下转子叶片和静子叶片叶尖某一



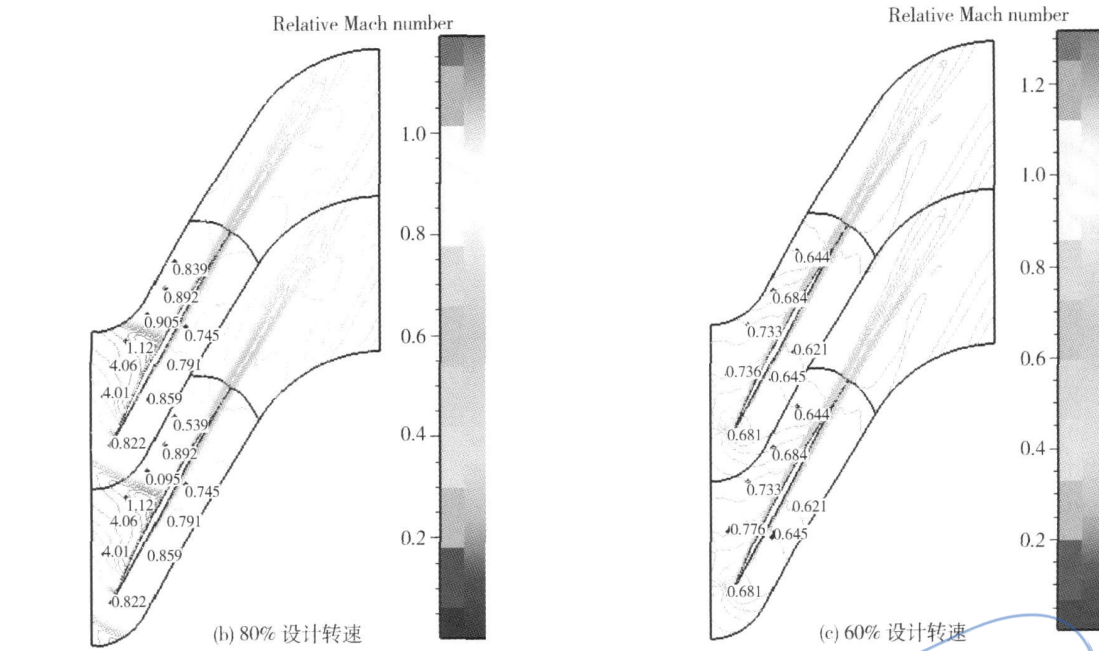


图 3 转子叶尖 S_1 截面相对马赫数等值线图

Fig. 3 Relative Mach number contour at S_1 section of rotor tip

S_1 截面相对马赫数瞬态等值线图。

由图 3 可以看出,跨声流场中叶尖处激波较为明显.设计转速下叶片前缘形成的附体斜激波打在叶片轴向弦长约 70% 处的吸力面上,之后又反射到压力面轴向弦长约 25% 处;激波前流动呈加速状态,边界层的发展受到抑制,而激波后边界层迅速增厚,显示边界层出现了一定程度的分离,这是由于激波和边界层相互作用所致.在 80% 设计转速下一道槽道激波打在叶片轴向弦长约 50% 处的吸力面上,激波后仍然出现一定程度的边界层分离.60% 设计转速下为亚声流场,主流区相对马赫数值均小于 1,无激波出现.

由图 4 可以看出,整个流场在几个转速下都没有出现超声现象.和动叶中复杂的流动相比,静叶中的流动相对很简单.

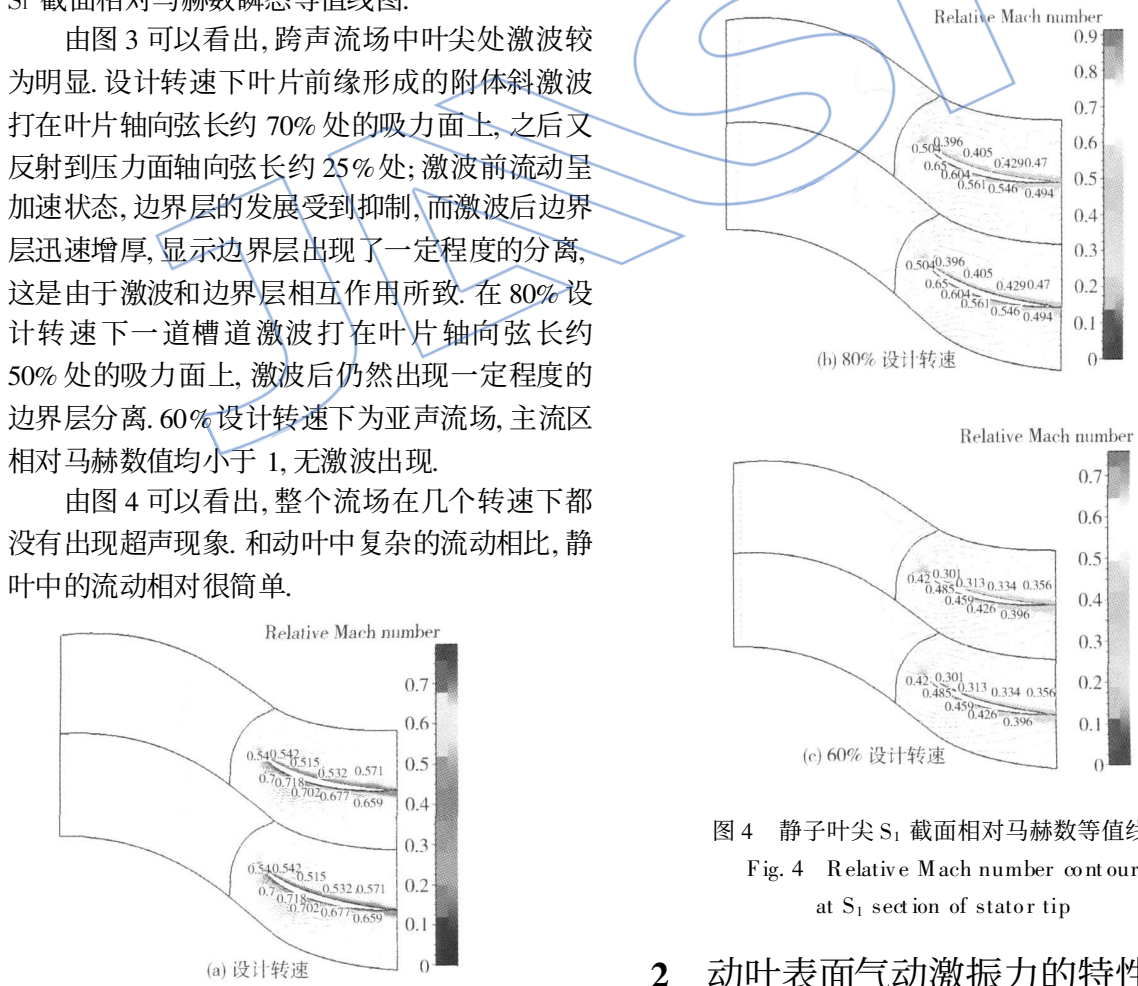


图 4 静子叶尖 S_1 截面相对马赫数等值线图

Fig. 4 Relative Mach number contour at S_1 section of stator tip

2 动叶表面气动激振力的特性分析

对于三维非定常流场进行数值模拟,就得到了转子叶片表面非定常压力即气动激振力.为分

析跨声工况下气动激振力特性, 我们选择了一些节点的压力对其进行频谱分析.

图 5~ 图 7 给出了转子叶尖 3 个节点在各转速下的气动力的频谱分析图, 横坐标为各谐波频率 f , 纵坐标为各谐波幅值 A_n 与零频幅值 A_0 的比值百分数, 据此可以看出压力脉动量占居稳态量的大小.

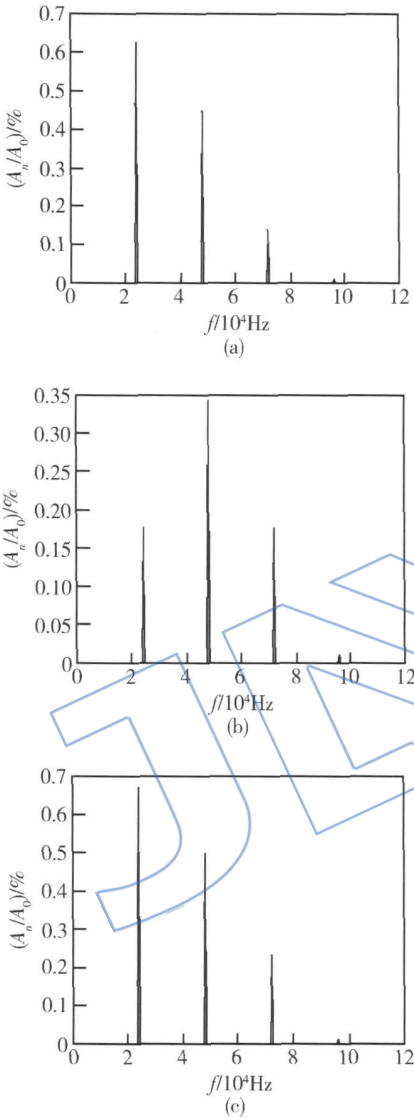


图 5 设计转速下叶尖 3 个节点气动频谱分析

Fig. 5 Aerodynamic force spectrum analysis of 3 tip nodes at design speed

从气动激振力频谱分析的结果来看, 对于激振力的频率, 设计转速(36 000 r/min)、80% 设计转速(28 800 r/min)和 60% 设计转速(21 600 r/min) 下的基波频率分别为 24 000 Hz, 19 200 Hz 和 14 400 Hz 都等于转速(r/s)与上游静叶数 40 的乘积, 其余频率成分则各为基频的整数倍.

可以看出, 无论是跨声流场还是亚声流场, 对于叶片均匀分布的叶栅, 转子每转一周, 受到间隔

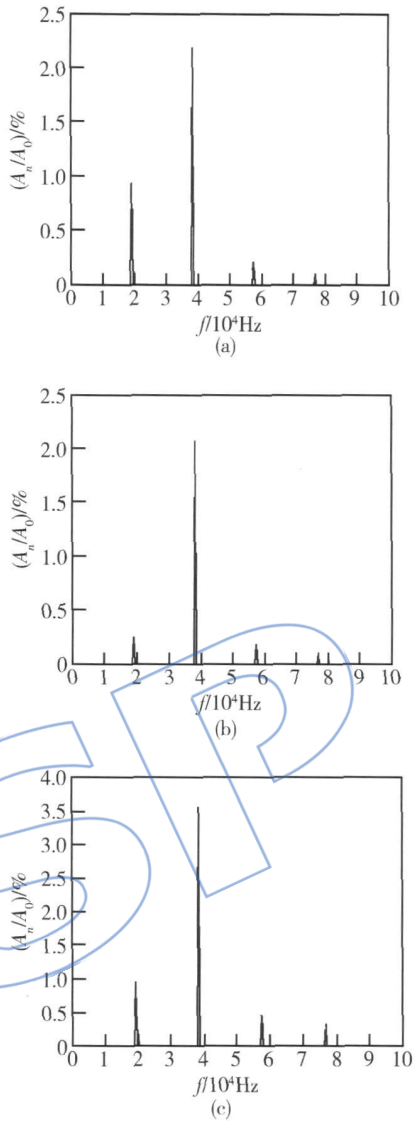


图 6 80% 设计转速下叶尖 3 个节点气动频谱分析

Fig. 6 Aerodynamic force spectrum analysis of 3 tip nodes at 80% design speed

相等、形状相同的 n 个尾迹激振(n 为上游静子叶片数), 则转子叶片激振力的频率可以表示为

$$f = j n \omega \quad j = 1, 2, 3, \dots$$

其中, j 为谐振力阶次, ω 为转速.

对于激振力的幅值, 如果忽略与零频幅值的相对比值小于 0. 1% 的谐波, 由图 5~ 图 7 可以看出, 跨声流场(设计转速和 80% 设计转速下) 中激振力需要考虑前三阶谐波, 而前两阶谐波占主要; 亚声流场(60% 设计转速下) 中激振力需要考虑前两阶谐波, 而第 1 阶谐波占主要.

由此, 可以看出转子叶片跨声流场下的气动激振力强度要比亚声流场下的大, 转子叶片表面的非定常气动激振力, 除了受上游静子叶片尾迹的影响外, 还受自身流场中非定常因素的影响. 由图 4 可以看出, 几个转速下上游静叶的流场没有

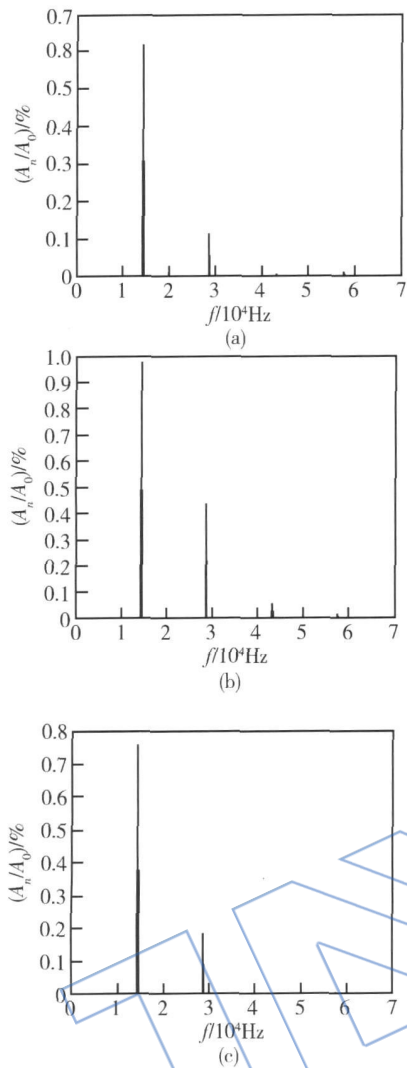


图 7 60% 设计转速下叶尖 3 个节点气动力频谱分析
Fig. 7 Aerodynamic force spectrum analysis of 3 tip nodes at 60% design speed

显著差异,所以产生这一结果的主要原因应该是转子叶片自身流场的差异,跨声流场与亚声流场相比更加复杂,尤其是流场中存在较强激波,从而使流动出现分离,对叶片产生了复杂的非定常激励,激波的存在极大地影响着叶片表面的压力分布.

3 叶片的强迫响应分析

本文所作的叶片强迫响应分析应用 ANSYS 软件采用瞬态分析方法^[6].

考虑到在叶片单元上施加压力载荷,那么叶片有限元模型的表面节点应该与 CFD 模型的表面节点是一一对应的.但是由于 CFD 计算中单元密集,节点数目非常大,而在有限元分析中并不需要建立如此稠密的单元,因此选取了 CFD 模型中

的部分节点建立了有限元模型,网格采用 SOLID45 单元.在叶片根部施加全约束.给定材料参数为 $E=1.15 \times 10^{11}$ Pa, $\mu=0.3$, $DENS=4\,480$ kg/m³. 阻尼采用比例阻尼.图 8 为叶片有限元分析模型.

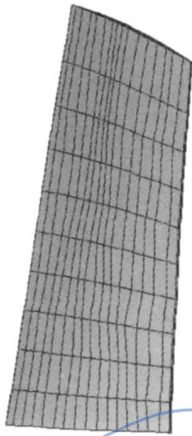


图 8 叶片有限元分析模型

Fig. 8 Finite element analysis model of blade

由于流场计算和结构分析均采用了成熟的通用软件,因此两种软件之间的数据转换对于整个分析来说是至关重要的.流场计算得到了叶片表面非定常压力载荷,从中提取出与有限元叶片模型节点相对应的压力值,形成结构计算中的压力载荷文件.使用 ANSYS 参数化设计语言 (APDL) 形成的命令流文件,实现在 ANSYS 中将压力载荷按时间步自动加载到节点上.

3.1 转子叶片共振分析

图 9 为转子叶片的共振分析图 (Campbell 图). 本文按照传统共振图的分析方法,在图中只标明了上游叶片数 $k=40$ 及其二倍频 $k=80$.

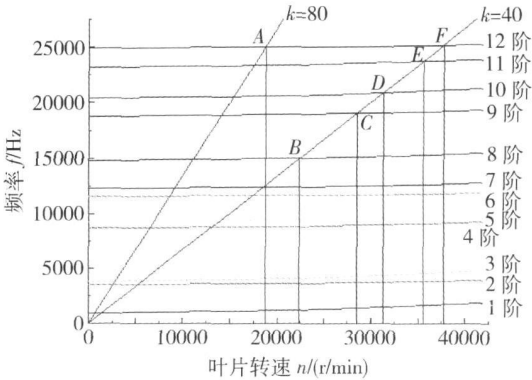


图 9 叶片共振图

Fig. 9 Resonance picture of blade

图中标出了几个共振点 A, B, C, D, E, F, 其中 A 点表示 2 阶谐波激振力激起的共振,其余点为 1 阶谐波激振力激起的共振.可以看出对于第

12 阶以下的固有频率, 2 阶以上谐波激振力激起的共振对应转速均低于 20 000 r/min. 工作转速 36 000 r/min 与 E 点共振转速(35 528 r/min) 比较接近, 80% 工作转速 28 800 r/min 与 C 点共振转速(28 533 r/min) 更加接近, 值得关注, 60% 工作转速 21 600 r/min 与 B 点共振转速(22 415 r/min) 不是十分接近.

3.2 叶片强迫响应结果分析

对于叶片的强迫响应, 我们最关心的是叶片的动应力响应, 因此有必要对叶片的应力响应进行频谱分析, 得到动应力响应的各阶频率及响应幅值. 分析选取的节点与第 2 节中气动激振力频谱分析选取的节点相同. 图 10~ 图 12 所示为各转速下节点的应力响应频谱分析图.

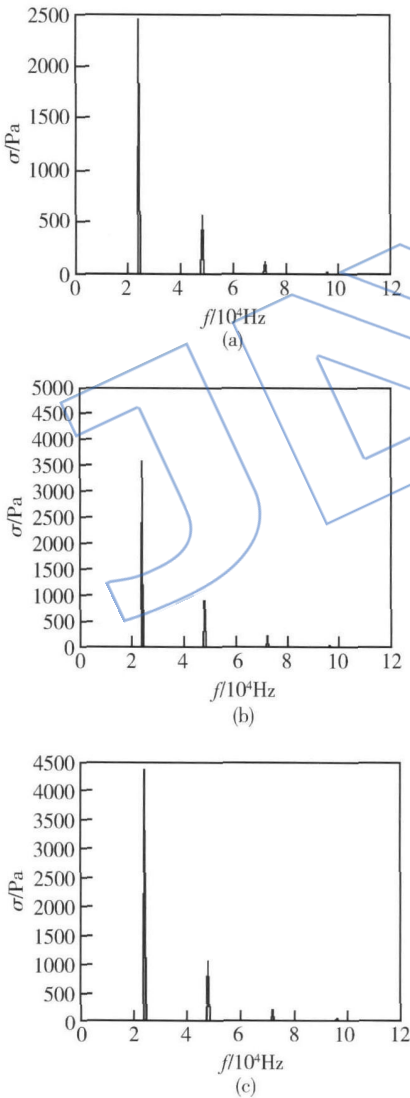


图 10 设计转速下叶尖 3 个节点应力响应频谱分析
Fig. 10 Stress response spectrum analysis
of 3 tip nodes at design speed

从叶片应力响应的频谱分析来看, 叶片各阶

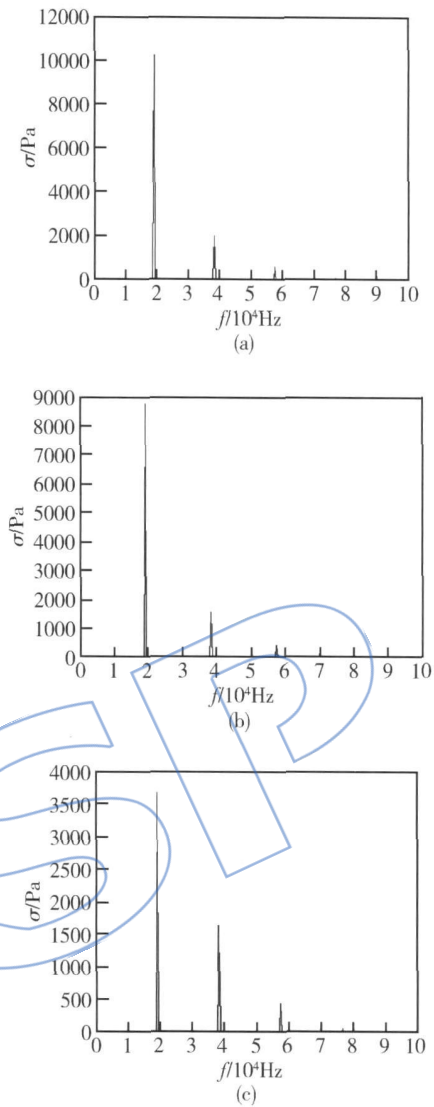


图 11 80% 设计转速下叶尖 3 个节点应力响应频谱分析
Fig. 11 Stress response spectrum analysis
of 3 tip nodes at 80% design speed

响应的频率与激振力的频率是对应的; 各转速下叶片对于 1 阶谐波激振力的响应明显(不论激振力幅值的大小). 80% 设计转速接近于 1 阶共振转速, 从图 6 可以看出, 1 阶谐波激振力的幅值要比 2 阶谐波激振力的幅值小得多, 而从图 11 可以看出, 1 阶谐波激振力的响应幅值却比 2 阶谐波激振力的响应幅值大得多.

跨声工况与亚声工况相比较, 2 阶响应在跨声工况下普遍要比在亚声工况下大, 3 阶响应在跨声工况下则要比在亚声工况下大得多, 跨声工况下的响应计算至少应考虑前两阶, 亚声工况下的响应计算可只考虑第 1 阶, 以上振动响应特性与第 2 节中分析的气动激振力幅值特性是相对应的.

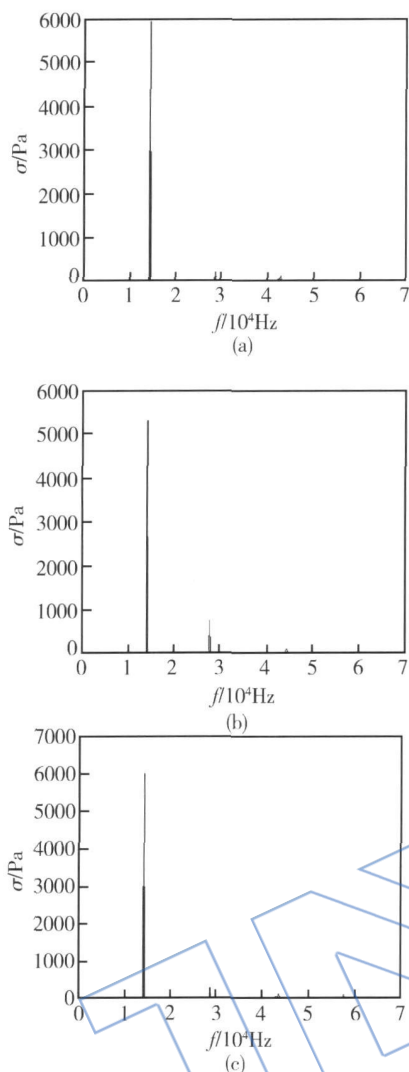


图 12 60% 设计转速下叶尖 3 个节点应力响应频谱分析
Fig. 12 Stress response spectrum analysis
of 3 tip nodes at 60% design speed

4 结 论

通过对跨声和亚声两种工况下叶片气动激振力和叶片强迫响应的对比分析,得到:

(1) 跨声工况下叶片气动激振力的强度要比亚声工况下的大,需要考虑谐波激振力的阶数较

多,其原因是跨声流场的复杂性,尤其是激波的存在极大地影响着叶片表面的压力分布。

(2) 在进行叶片强迫响应分析时,跨声工况要比亚声工况更可能激起叶片较高阶的振动模式,叶片响应更加丰富,使叶片的振动水平增加,叶片所受气动力高谐波激振将影响其疲劳寿命,并可能导致叶片振动高周疲劳破坏,因此在计算跨声级叶片的强迫响应时应考虑到这一点。

(3) 跨声工况下的响应计算至少应考虑前两阶,亚声工况下的响应计算可只考虑第 1 阶。

参考文献:

- [1] 郭恩民. 叶轮机流动诱发振动现象的非定常气动探索 [D]. 北京: 北京航空航天大学能源与动力工程学院, 1997. GUO Enmin. Search of unsteady pneumatic phenomenon of fluid in fluence in impeller machine [D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautic and Astronautics, 1997.
- [2] Vahdati M, Sayma A I, Imregun M. Prediction of high and low engine order forced responses for an LP turbine blade [R]. AIAA-98-3719, 1998.
- [3] Vahdati M, Sayma A I, Imregun M. An integrated nonlinear approach for turbomachinery forced response prediction. Part I: Formulation [J]. Journal of Fluids and Structures, 2000, 14: 87-101.
- [4] Vahdati M, Sayma A I, Imregun M. An integrated nonlinear approach for turbomachinery forced response prediction. Part II: Case studies [J]. Journal of Fluids and Structures, 2000, 14: 103-125.
- [5] Volker C, Ralf K, Stefan S. Coupled simulation of flow-structure interaction in turbomachinery [J]. Aerospace Science and Technology, 2003, 7(4): 298-306.
- [6] 孟越, 李琳, 李其汉. 尾迹激振情况下叶片强迫响应瞬态分析方法 [J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(6): 671-674. MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Transient analytical method of vane forcing response under stator rotor wake influence [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(6): 671-674.