

文章编号:1000-8055(2011)09-2082-07

某涡轮级转静干涉噪声数值研究

母忠强, 乔渭阳, 赵 磊

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 通过采用结合相位延迟方法的非定常数值计算, 得到真实叶片数下某高压涡轮级叶片通过频率及其倍频下的脉动压力. 然后在转子后管道中利用模态匹配方法, 摒除了管道末端非物理反射及其非声压脉动的影响, 从而获得转子后管道中向下游传播的转静干涉噪声分量. 结果分析表明: 该涡轮级在叶片通过频率下, 周向模态 $m=3$ 未被截止, 且为主要转静干涉噪声源; 在 2 倍叶片通过频率下, 周向模态 $m=6, -64$ 未被截止.

关 键 词: 涡轮级转静干涉噪声; 叶片通过频率; 相位延迟方法; 模态匹配方法; 声压级; 声功率级
中图分类号: V231.2 **文献标志码:** A

Numerical investigation of rotor-stator interaction noise in a turbine stage

MU Zhong-qiang, QIAO Wei-yang, ZHAO Lei

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: By using the unsteady computation which employed phase-lag method to get the fluctuation pressure in a high pressure turbine stage with real blade amount, and also using the mode matching method in the duct of downstream rotor, the non-physic reflection in the duct end and other non-sound pressure fluctuations were extracted. The rotor-stator interaction noise propagating downstream was obtained. The results show that the dominance azimuthal mode $m=3$ isn't cut-off for the blade passing frequency, $m=6$ and $m=-64$ aren't cut-off for the second blade passing frequency.

Key words: turbine stage rotor-stator interaction noise; blade passing frequency; phase-lag method; mode matching method; sound pressure level; sound power level

航空发动机噪声是飞机上重要的噪声源. 近几十年来, 随着对风扇噪声以及喷流噪声研究的成熟, 这两大发动机噪声源得到显著降低, 从而使发动机核心噪声在总噪声级中的比重提高^[1-3], 而燃烧室中的湍流燃烧过程以及湍流热斑与涡轮级干涉均是核心噪声生成的主要方式.

对核心噪声的研究有实验测量和数值模拟两种方法, 其中 Miles^[4] 通过麦克风阵列, 利用相干

输出功率频谱法对涡轮风扇发动机 (Honeywell-TECH977) 的相干燃烧噪声分量进行频谱分离. Bake 等人^[5-7] 通过实验测量和数值模拟相结合的方法验证了当不均匀熵分布的燃气在向下游收扩管道的运动过程中噪声声压级的增加.

在实验耗费巨大以及难以控制进出口边界条件的情况下, 数值模拟仍然是一种重要的研究方法, Bake 等人所做的实验测量以及数值验证都是

收稿日期: 2010-10-26; 修订日期: 2011-02-20

作者简介: 母忠强 (1984-), 男, 四川广元人, 博士生, 从事推进系统热力学及间接燃烧噪声研究.

在相对简单的管道模型中进行. 对于涡轮级转静干涉噪声, 特别是当涡轮级转静叶片数之比不能达到期望的理想比(如 1:1, 1:2 等)时的数值研究并不多见. 对于非理想转静叶片数之比的涡轮级, 要获得准确的脉动场信息, 就要更多的计算通道, 有时甚至以整个涡轮级作为计算域. Van Zante 等人^[8]运用 TURBO 软件作为求解器对某高压涡轮级转静干涉噪声进行了研究. 该数值计算的计算域由 5 个静子叶片通道和 8 个转子叶片通道组成, 其网格节点数约为 8 千万.

本文采用结合相位延迟方法(phase-lag method)的 TRACE 程序, 极大地节省了计算资源, 获得了均匀熵进口条件下真实涡轮级的脉动场信息. 然后在转子后管道中应用模态匹配方法, 获得了转静干涉噪声在各个周向以及径向模态上的分布. 该方法已在低速风扇^[9-10]和跨声速风扇离散噪声场^[11]研究中成功应用. 其中 Tapken 等^[9]与 Weckmüller 等^[10]分别通过实验以及 CFD (computational fluid dynamics) 与 CAA (computational aero-acoustics) 耦合的数值方法对某低速风扇级的离散噪声场进行了研究. 其结果表明利用模态匹配方法所获得的离散噪声功率级与实验结果吻合得很好.

1 数值计算方法

1.1 方程的离散与湍流模型

本文非定常数值计算采用 TRACE 程序. 该程序应用非定常雷诺平均 Navier-Stokes (N-S) 方程, 采用 $k-\omega$ 湍流模型; 对叶片滞止点的处理采用 Katol-Launders 方法; 并应用 Bardina 方法来考虑转子的旋转影响. 计算中考虑气体的压缩性影响.

对控制方程的求解采用基于单元中心有限体积法, 空间、时间离散格式均采用二阶精度格式, 其中时间离散采用 Crank-Nicolson 方法; 非定常计算的 CFL (Courant-Friedrichs-Lewy) 数设为 30; 每个静子尾迹扫过一个转子通道的时间步为 128, 每一步迭代 30 次.

1.2 边界条件及相位延迟方法介绍

算例为某高压涡轮第二级, 其中静子叶片数为 70, 转子叶片数为 73. 由于采用了相位延迟方法, 本文采用了 1 个静子通道与 1 个转子通道组成计算域(如图 1 所示). 该涡轮不存在叶尖间隙, 因此机匣将会和转子一起转动.

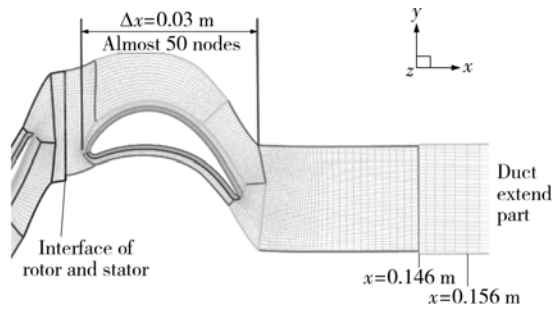


图 1 中径截面部分网格结构

Fig. 1 Part of grid structure in the mid-span plane

进口边界给定总压为 250 000 Pa、总温为 1100 K; 因为该涡轮属于高压涡轮第二级, 进口气流角沿径向分布(图 2); 出口边界给定静压为 162 894 Pa; 进出口边界条件在定常计算时采用 Fourier 方法, 非定常计算时采用 Giles1 方法; 叶片表面采用低雷诺数的处理方法; 而对轮毂, 机匣表面均采用壁面函数的处理方法.

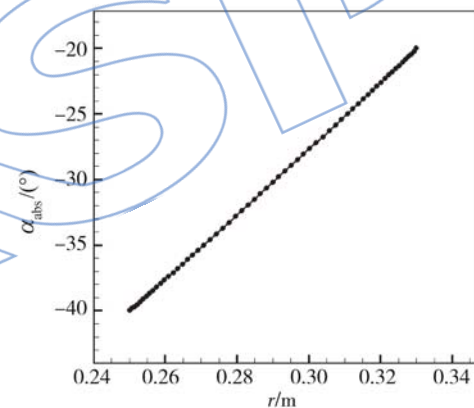


图 2 径向进口气流角分布

Fig. 2 Inlet flow angle along the radial direction

根据管道声学理论, 声振幅与周向模态相关, 而周向模态又与叶片数相关. 因此对于转静叶片数之比不理想的涡轮机械, 必须准确计算整个通道脉动场, 才可能获得正确的声场信息, 这样庞大的算例, 对计算机要求很高. 相位延迟方法是 He^[12]发展出的针对计算通道中转静交接面不能完全重合的一种处理方法. 该方法的原理是利用在转子和静子坐标系下不同叶片通过频率, 在边界点上进行时态傅里叶分解以引入时间延迟. 在从频域到时域的傅里叶变换过程中可以应用该时间延迟, 从而得到在交接面上不能重合部分的流场信息. 该方法使对转静叶片数不理想情况下的涡轮机械声源计算变得可能.

1.3 计算网格与几何条件

本文网格由 G3DMesh 软件生成,采用 H-C-O 混合型网格结构.为了减少管道进出口边界对声源的反射影响,对涡轮级进口和出口都进行了延伸处理,延伸部分的网格节距延伸比为1:1.2.为了更好地捕捉噪声源,对叶片前后缘以及叶片通道上的轴向网格进行了加密处理,叶片近壁面的 y^+ 基本控制在1以内(图2).整个计算域的节点元数约为200万.

2 计算结果分析

2.1 最佳工作点

本文通过大量的定常计算,得到一个最佳工作点.以确保不出现喉道激波造成流量壅塞,或在叶片表面出现大的分离流动.

保持该涡轮级进口条件不变,改变转子转速以及转子出口背压,得出不同条件下的涡轮级效率,如图3所示.从图中可以看出在转子转速为8400.1 r/min,落压比在0.7(在图3中压比1.43处)附近时,效率最高,且从图4可以看出,在该落压比下的流场没有明显的分离流动,在喉道也没有壅塞现象(喉道马赫数 <1),因此在后面的非定常计算中将选取此工作点进行数值计算.

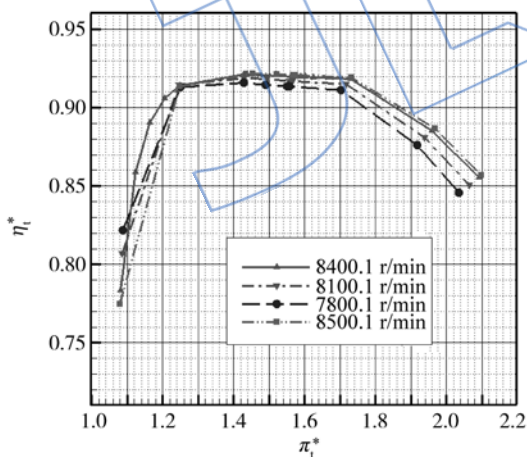


图3 保持进口总温和总压为常数,以总压比为横坐标的效率图

Fig. 3 Efficiency as a function of total pressure ratio for constants total temperature and total pressure upstream of the turbine

在选定工作点后,考虑到对转静干涉噪声的捕捉,需要对网格精度进行初步估算.该叶片通过频率约为10220 Hz,声速为606.57 m/s.为了精确捕捉声压力脉动,且为使数值计算中声传播的

耗散和色散足够小,通常在每一个波长内需要40个节点^[12],因此在叶片通过频率(blade passing frequency,简称BPF)下需要的节点距离(节距)至少为1.475 mm,2 BPF时需要0.738 mm.通过对本网格进行分析,在转子叶片通道内分布了约80个节点,节距约为0.375 mm,足够捕捉1 BPF以及2 BPF下的声压脉动.如果考虑多普勒效应的影响,对于向上游传播的声场,也足够捕捉1 BPF以及2 BPF下的声压力脉动.在本文中也给出了3 BPF下的部分结果.

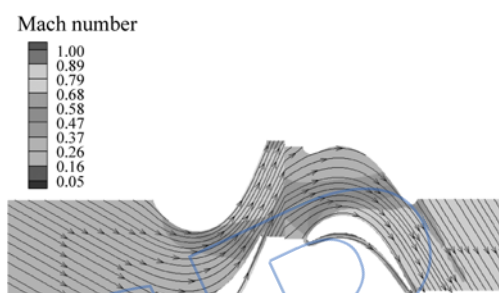


图4 中径截面上马赫数和流线分布(工作点)
Fig. 4 Contours of Mach number and streamlines in the mid-span plane (working point)

2.2 脉动压力场的数值结果分析

根据 Tyler-Sofrin (T-S) 管道模态理论^[13],本涡轮静子叶片数为70,转子叶片数为73,因此在1 BPF,2 BPF和3 BPF下的周向模态数为 $\dots, -67, -64, -61, 3, 6, 9, 73, 76, 79, \dots$.

图5表示的是转子后中径截面的频域脉动压力分布.可以看到由于受转静干涉影响,脉动压力的周向分布;同时可看到向下游传输的脉动压力有所减弱,这是由于在向下游传播过程中涡脉动自身的混合耗散,导致受其影响的脉动压力也随之衰弱.从图6中可以看到在1 BPF下,周向模态 $m=3$ 对脉动压力占主导影响,同时也可以看到其他周向模态的微弱影响;在2 BPF下,除了 $m=6$ 外,也可以清楚地看到 $m=76$ 的影响;在3 BPF下,除了 $m=9$ 的影响,还可以清晰地看到 $m=79$ 的显著影响.从图5和图6可以看出,采用相位延迟方法计算出真实叶片数和不同叶片通过频率下的周向脉动压力分布与 T-S 理论中计算出的模态一致.

2.3 模态匹配方法处理后的声场分析

将上文中时域的压力在频域上进行傅里叶变换,可以得出在不同谐波次数下的脉动压力.但对

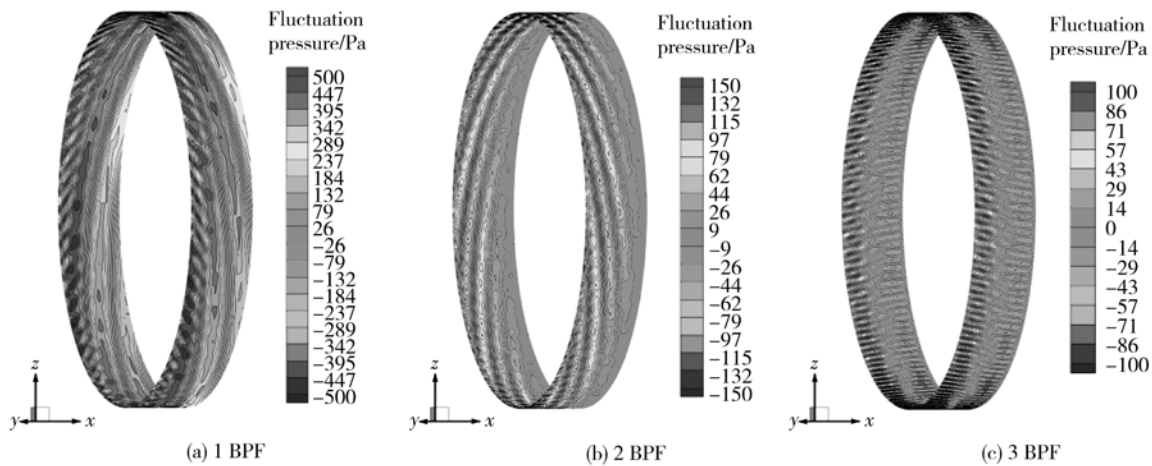
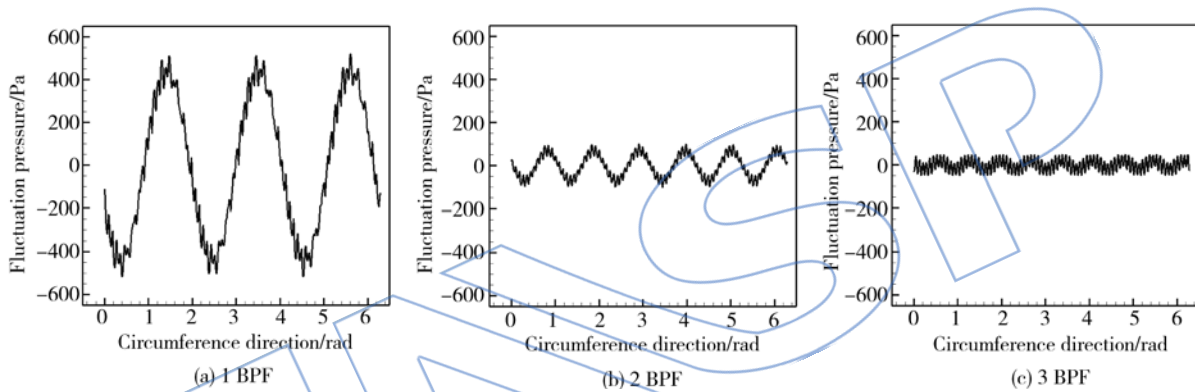


图5 转子下游中径截面上脉动压力分布

Fig. 5 Distribution of fluctuation pressure in the mid-span plane of downstream rotor

图6 中径处脉动压力周向分布($x=0.155\text{ m}$)Fig. 6 Circumferential distribution of fluctuation pressure in the mid-span where $x=0.155\text{ m}$

于涡轮管道声场的研究仍然有以下疑问:①由于管道出口边界条件很难达到完全无反射,因此管道中的声场必然是上游和下游传播分量的叠加;②直接对CFD计算结果进行傅里叶变换,所得到的脉动压力中除了以声速传播的声脉动外,还包括涡脉动、熵脉动等其他非声速传播的脉动量。

因此要获得真实的管道声场信息,必须避免管道末端的反射影响,以及其他脉动量的干扰.为此Ovenden等人^[14]提出了模态匹配方法.该方法的主要思想是:利用CFD方法计算所得到的流场信息,先通过傅里叶变换得到其时均量和频域量,然后在周向上对时均量进行流量平均,对脉动量进行复杂的空间离散傅里叶变换,从而得到在一定频率和周向模态下沿着径向分布的平均流场量和脉动量;最后利用最小二乘法在所截取的多个平面(通常为3个)上,利用线性欧拉方程(不考虑对声波影响很小的流体黏性和导热性)拟合出真

实的在不同径向模态下的声振幅系数.模态匹配方法要求周向模态和频率已知,因此该方法常常被用于风扇以及涡轮机械管道中离散噪声的研究。

模态匹配方法的重要作用在于:除了可以解决上面的两个疑问,即萃取出真实的声源信息,为进一步声场在管道中的传播计算奠定基础外,还可以将声场分解在不同的周向模态以及径向模态上,对于掌握管道中声场的内在规律有重要的意义.因此可以说,只要涉及到管道中的转静干涉噪声问题,必然离不开模态匹配方法。

由于Ovenden等人所提出的方法主要是针对风扇进口前,即均匀平均流场中旋流影响非常微弱的情况.在有强烈旋流存在的情形下,由于离心力与科氏力的影响,会使管道声场的模态分解变得更加复杂,由常规的模态分解方法进行分析,会产生非线性误差^[15].图7给出了转子后平均流场周向马赫数与轴向马赫数两者比值的情况,可

以看出其比值几乎都小于0.25,本文中不考虑旋转流的影响.在作出上述简化处理后,可以根据周向模态数、径向模态数、平均流场参数以及贝塞尔函数等计算出不同模态数下的截止频率^[16].

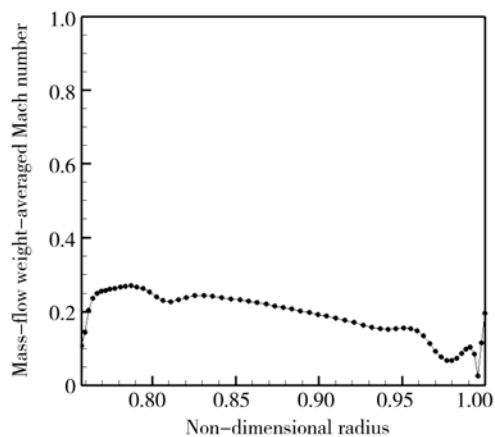


图7 沿着半径方向上的加权流量平均马赫数的分布($x=0.155\text{ m}$)

Fig. 7 Distribution of mass-flow weight-averaged Mach number varies with radius in plane of $x=0.155\text{ m}$

在本算例中,选取 $x=0.15, 0.155, 0.160\text{ m}$ 三个轴向平面上的压力脉动信息进行模态匹配,而模态分析的结果则选取 $x=0.155\text{ m}$ 处的平面.

由于声压力脉动与平均压力量级相差较大,因此对于声压力脉动的捕捉,除需要更精细的网格外,还需要较多的计算周期以达到稳定收敛状态.对于涡轮级转静干涉离散噪声,谐波次数越高,声压力幅值越小,因此越难捕捉,计算中也需更多的时间步达到收敛.本算例的非定常计算运行了90个周期,各个模态甚至在3 BPF下 $m=9$, $-61, 79$ 的声压级都基本达到了稳定收敛状态.

图8、图9和图10分别给出了转子后1 BPF, 2 BPF和3 BPF下,向上游(upstream)和下游(downstream)传播的所有未被截止模态的声压级(sound pressure level,简称 SPL).其中向上游传播的声压级是由于声阻抗间断造成的,也可见本算例中所应用的 Giles 1 边界条件仍然不能达到理想的完全无反射.

对于风扇设计而言1 BPF下所有模态都会被截止,但对于涡轮,由于有较多的叶片,不容易做到截止掉1 BPF下所有声模态.本涡轮级在1 BPF下 $m=3$ 未被截止;在2 BPF下, $m=-64, 6$ 未被截止;在3 BPF下, $m=-61, 9, 79$ 未被截止.可看

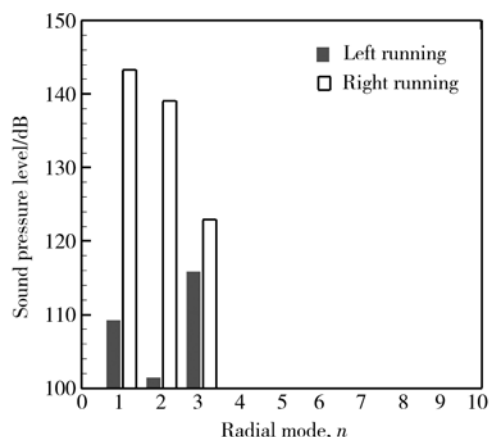
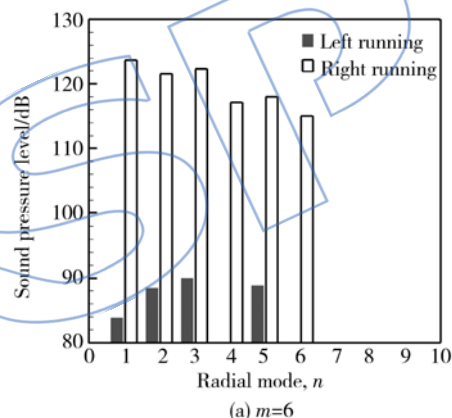
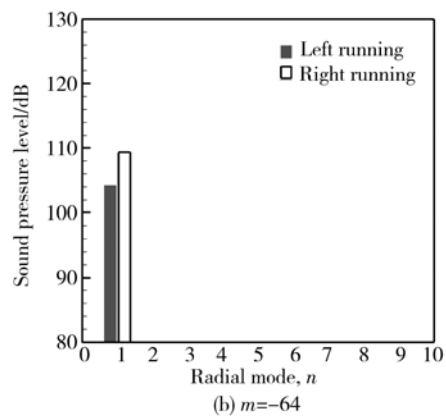


图8 1 BPF下径向模态的声压级
(仅表示出非截止模态)

Fig. 8 SPL of radial modes for 1 BPF
(only show cut-on modes $m=3$)



(a) $m=6$



(b) $m=-64$

图9 2 BPF下径向模态的声压级
(仅表示出非截止模态)

Fig. 9 SPL of radial modes for 2 BPF
(only show cut-on modes)

出频率越高,有越多的周向模态不容易被截止;在同一频率下,周向模态数越高,越容易被截止,并且周向模态数越高,径向模态下的声压更容易被截止^[16].

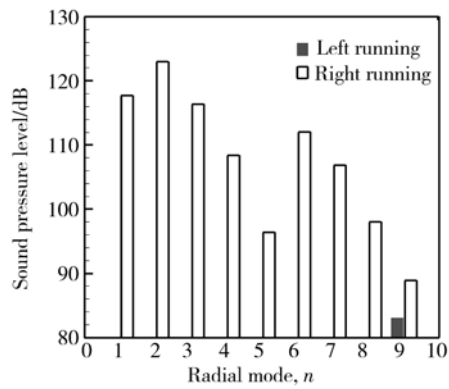
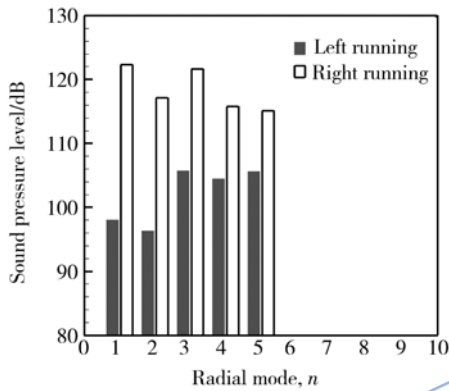
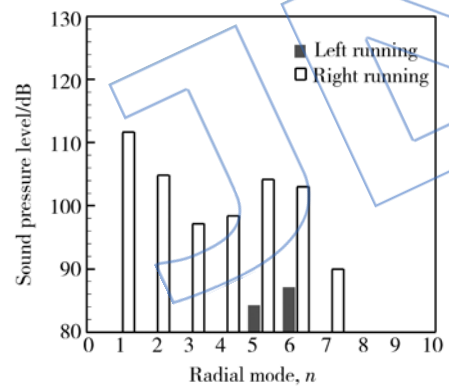
(a) $m=9$ (b) $m=79$ (c) $m=-61$

图 10 3 BPF下径向模式的声压级
(仅表示出非截止模式)

Fig. 10 SPL of radial modes for 3 BPF
(only show cut-on modes)

图 11 表示的是在轴向 $x=0.155\text{ m}$ 处 1 BPF 和 2 BPF 下, 向下游传播的所有未被截止模式的声功率级, 以及在两个频率下的总声功率级. 在本涡轮级 1 BPF 下, 周向模式 $m=3$ 是转静干涉离散噪声最主要的一个声源, 约为 138.5 dB ; 在 2 BPF 下, 周向模式 $m=6, -64$ 的总声功率级仅为 120.8 dB .

图 12 给出 3 BPF 下向下游传播的径向模式声压级为纵坐标的数值计算收敛图, 由图中可看到, 各个模式在 3 BPF 下 $m=9, 79, -61$ 的声压级都基本达到了稳定收敛状态.

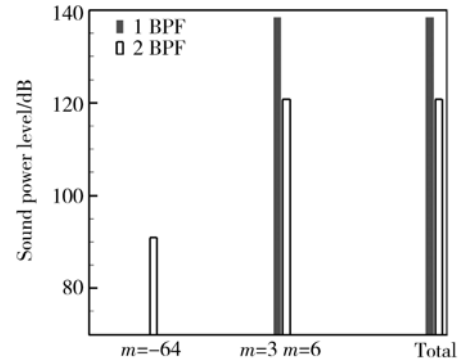
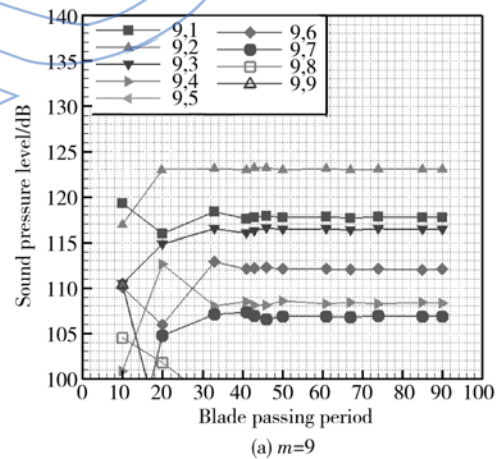
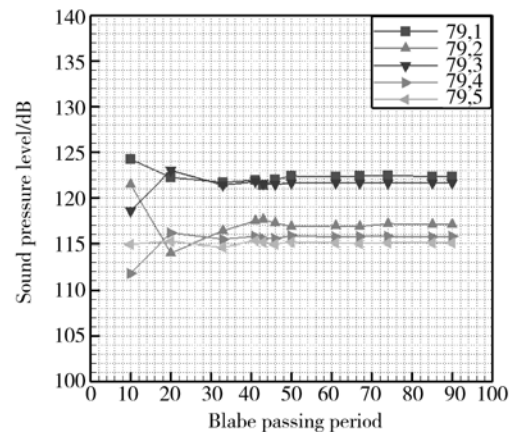


图 11 1 BPF 和 2 BPF 各周向模式声功率级
(各个径向模式声功率的叠加) 以及
总声功率级 (仅表示出非截止模式)

Fig. 11 Sound power level of the azimuthal modes
(the power of all radial modes are summed
up for each m) and the total sound
power level for 1 BPF and 2 BPF
(only show cut-on modes)

(a) $m=9$ (b) $m=79$

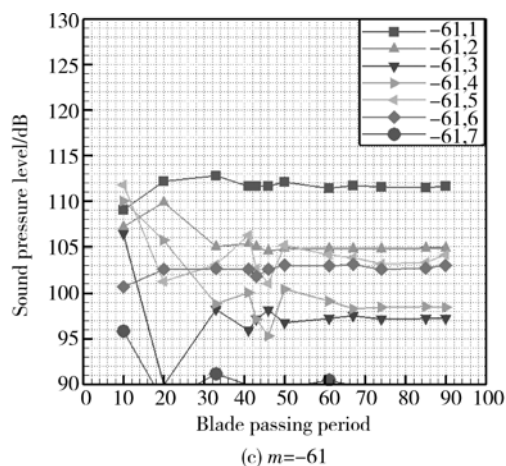


图12 3 BPF下向下游传播的径向模态声压级为纵坐标的数值计算收敛图

Fig. 12 Convergence of the numerical simulation shown in terms of the history of the sound pressure levels of the downstream traveling radial duct modes in 3 BPF

3 结论

本文针对一个静子叶片数为70,转子叶片数为73的高压涡轮级的压力脉动场进行了数值研究,由于结合了相位延迟方法从而大大地节省了计算量。

1) 本文成功地获得了涡轮级转子后向上下游传播的转静干涉噪声的声场分量。其中向上传播的声场分量是由于管道末端的声阻抗间断造成的,但在真实发动机涡轮中此管道末端并不存在,因此对单涡轮级转子下游而言,向下游传播的声信息才是关注重点。

2) 本文涡轮级的声场分析结果表明,在叶片通过频率下,周向模态 $m=3$ 未被截止,且为主要离散噪声源,其向下游传播的总声功率级约为138.5 dB;在2倍叶片通过频率下,周向模态 $m=6$, -64未被截止,其向下游传播的总声功率级约为120.8 dB。

3) 本文成功地获得了高压涡轮级转子后的转静干涉噪声信息。而利用CFD与CAA耦合的模态匹配方法同样可以应用于低压涡轮、风扇、压气机等涡轮机械的转静干涉声场研究。

参考文献:

[1] Cumpsty N A, Marble F E. Core noise from gas-turbine

exhausts[J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 54(2): 297-309.

[2] Cumpsty N A, Marble F E. The interaction of entropy fluctuations with turbine blade rows: a mechanism of turbojet engine noise[J]. Proceedings of the Royal Society, 1977, 357(1960): 323-344.

[3] Cumpsty N A. Jet engine combustion noise pressure, entropy and vorticity produced by unsteady combustion or heat addition[J]. Journal of Sound and Vibration, 1979, 66(4): 527-544.

[4] Miles J H. Separating direct and indirect turbofan engine combustion noise using the correlation function[R]. AIAA-2010-0019, 2010.

[5] Bake F, Michel U, Roehle I. Investigation of entropy noise in aero-engine combustors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(2): 370-376.

[6] Bake F, Kings N, Roehle I. Fundamental mechanism of entropy noise in aero-engines: experimental investigation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 011202(6 pages).

[7] Bake F, Richter C, Mühlbauer B, et al. The entropy wave generator (EWG): a reference case on entropy noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 326(3-5): 574-598.

[8] Van Zante D, Envia E. Simulation of turbine tone noise generation using a turbomachinery aerodynamics solver[R]. AIAA-2009-3282, 2009.

[9] Tapken U, Raitor T, Enghardt L. Tonal noise reduction from an UHBR fan-optimized induct radial mode analysis[R]. AIAA-2009-3288, 2009.

[10] Weckmüller C, Guerin S, Ashcroft G. CFD-CAA coupling applied to DLR UHBR-fan: comparison to experimental data[R]. AIAA-2009-3342, 2009.

[11] Steger M, Michel U, Graham A, et al. Tonal noise reduction of a turbofan engine by additional aerodynamic blade forces[R]. AIAA-2010-3982, 2010.

[12] He L. Method of simulating unsteady turbomachinery flows with multiple perturbations[J]. AIAA Journal, 1992, 30(11): 2730-2735.

[13] Tyler J M, Sofrin T G. Axial flow compressor noise studies[J]. SAE Transactions, Society of Automotive Engineers, 1962, 70: 309-332.

[14] Ovenden N C, Rienstra S W. Mode matching strategies in slowly varying engine ducts[J]. AIAA Journal, 2004, 42(9): 1832-1840.

[15] Golubev V V, Atassi H M. Sound propagation in annular duct with mean potential swirling flow[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 198(5): 601-616.

[16] Neise W, Michel U. Aerodynamic noise of turbomachines[R]. DLR Internal Report 22314-94/B5, 1994.