

文章编号:1000-8055(2012)03-0666-08

热斑对涡轮级转静干涉噪声影响数值研究

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: 利用结合相位延迟方法的求解器,对进口有热斑存在的某高压涡轮级流场进行三维非定常计算,然后利用模态匹配方法在涡轮转子下游管道中提取出转静干涉离散噪声信息.通过与进口无热斑存在算例比较表明:在一倍叶片通过频率下,向下游传播的转静干涉离散噪声总声功率级增加了约 5.9 dB;在二倍叶片通过频率下增加了约 11.6 dB.

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; 声功率级

中图分类号: V231.2

文献标志码: A

Investigation of tonal noise in high pressure turbine stage due to non-uniform inlet entropy of inflow

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

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Through using the flow solver which activated phase-lag method, got the three-dimensional (3-D) unsteady flow field in a high pressure turbine stage which had hot spots in inlet, and then by using the mode matching method in the duct of downstream rotor, the rotor-stator interaction discrete noise which propagated downstream was obtained. After compared with the case without hot spots in turbine inlet, the results show that the total acoustic power level of rotor-stator interaction discrete noise emitted in the downstream direction is increased by 5.9 dB at the blade-passing frequency and by remarkably 11.6 dB at the first harmonic of the blade-passing frequency.

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

近几十年来,研究人员对喷流噪声和风扇噪声进行了大量的研究,有效降低了喷流噪声和风扇噪声,从而使核心噪声的比重提高.燃烧噪声是核心噪声的主要分量,根据其产生机理不同,燃烧噪声又可以分为直接燃烧噪声和间接燃烧噪声.直接燃烧噪声是由于燃烧室内部燃烧过程本身产生的,而间接燃烧噪声是由于燃烧室的热产物熵分布不均匀(热斑或冷斑),通过燃烧室后的出口导向叶片、涡轮级、喷管后所产生的附加噪声^[1-5].本文所研究的有热斑(非均匀进口熵)与无热斑

(均匀进口熵)算例下转静干涉噪声声功率级的差异,就属于间接燃烧噪声的一部分.

多年来,大量研究人员对由于燃烧室不均匀燃烧所产生的热斑向下游输运过程中产生的间接燃烧噪声进行了研究. Bake F, Michel U 等^[6-8]通过实验测量和数值模拟相结合的方法验证了当含热斑的燃气以流体速度向下游收扩管道输运过程中,噪声声压级(sound pressure level,简称 SPL)会提高.然而这些研究都是建立在简单的管道模型基础之上,对于热斑通过真实涡轮条件下的间

收稿日期:2011-04-24; 修订日期:2011-07-11

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.

接燃烧噪声研究还不多见。

本论文非定常三维数值计算的求解器是由德国宇航院(DLR)提供的结合相位延迟方法^[9]的TRACE程序。通过该求解器获得真实涡轮级中准确的压力脉动场信息,然后在转子后管道中应用模态匹配方法^[10],获得在各个周向以及径向模态上的转静干涉噪声分布。

该方法已在低速风扇^[11-12]和跨声速风扇离散噪声场^[13]研究中成功应用。其中 Tapken U^[11]与 Weckmüller C 等人^[12]分别通过实验以及计算流体力学(CFD)与计算声学(CAA)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。结果表明利用模态匹配方法所获得的离散噪声声功率级与实验结果吻合的很好。如图1所示,在2BPF(叶片通过频率,blade passing frequency)和3BPF条件下实验与数值计算声功率级以及总声功率级(PWL)的差异均在1dB以内(风扇级1BPF条件下的离散单音噪声被截止掉)。

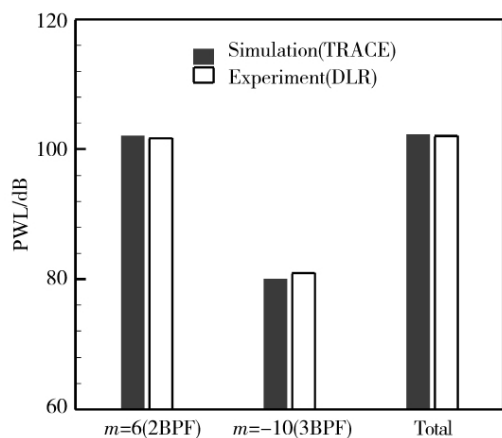


图1 实验与数值计算的离散噪声声功率级比较

Fig.1 Comparison of discrete acoustic power level between experimental and numerical results

1 数值计算方法

1.1 方程的离散与湍流模型

本算例采用结合相位延迟方法的TRACE程序进行非定常流场的计算。本数值模拟应用非定常雷诺平均N-S(Navier-Stocks)方程,采用 $k-\omega$ 湍流模型;对叶片滞止点的处理采用Katol-Laundar方法;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;CFL(courant-friedrichs-lewy)数为30。

在本文中,进口有无热斑的设置是通过在涡轮进口设置熵(总温)来实现的。对于非均匀进口熵算例(有热斑),每5个静子通道(一个进口总温周期)和一个转子通道的时间步为640;对于均匀熵算例(无热斑),本文采用1个静子通道和一个转子通道的计算域,时间步为128。每一个时间步迭代30次。

1.2 计算几何与网格条件

算例为某高压涡轮第二级,静子叶片数为70,转子叶片数为73。该涡轮不存在叶尖间隙,机匣将会和转子一起转动,因此该处的流量变量在静子和转子交接面上存在一个跃增。

本文网格由G3Dmesh软件生成,采用H-C-O混合型网格结构。如图1所示为了减少管道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。为了有效地减少网格数以及增大阻尼效应,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,对叶片前后缘以及通道轴向上的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给出了涡轮级的轴向坐标,同时对于无热斑的基底算例也采用图1所示的计算域,该计算域拥有网格节点数约131万。

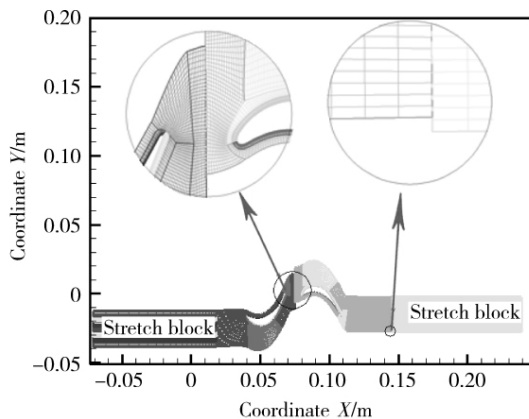


图2 中截面部分网格结构示意图

Fig.2 Part of grid in mid-span plane

图3为非均匀熵进口(有热斑)算例的计算域,整个计算域的网格节点数约为417万。相比图2,图3只是静子通道,以及转子后管道增加了4倍,而网格设置等均未改变。本算例在非定常计算时,对于非均匀进口熵算例,谐波次数(harmonic number)设置为65(0~65,“0”为平均流场量);对

均匀进口熵算例,谐波次数设置为 13(0~13,“0”为平均流量)。

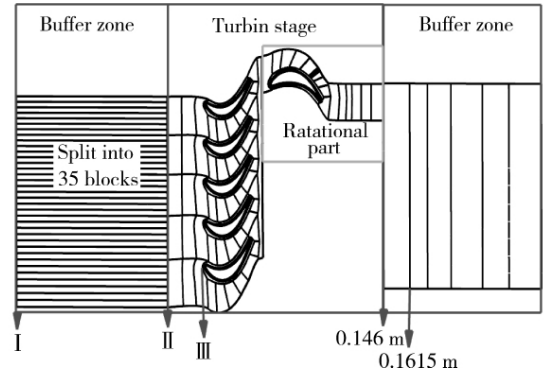


图 3 非均匀熵进口(有热斑)算例计算域
Fig. 3 Computation field of non-uniform entropy inlet (with hot spots)

1.3 边界条件

进口边界给出总压、总温,进口气流角,马赫数;出口边界给出背压;进出口边界在定常计算中采用傅里叶方法,非定常计算中采用 Giles^[14]提出的无反射边界条件处理方法;叶片表面采用低雷诺数处理方法;而对轮毂、机匣表面均采用壁面函数的处理方法.图 4 为均匀进口熵算例的总温设置,进口边界上的总温设置为 1 100 K.

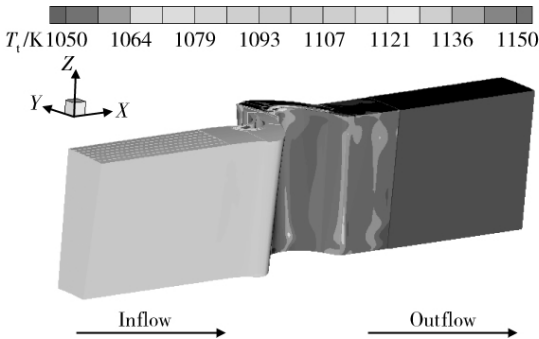


图 4 均匀熵(无热斑)算例的进口总温设置
Fig. 4 Inlet total temperature setting for the uniform entropy case (without hot spots)

由于本涡轮级属于某高压涡轮第二级,其进口气流角沿着径向分布,为了确保在进口通道延伸后,非均匀熵算例中静子进口(图 5,位置 II)总温分布不受影响,需要对计算域进口(图 5,位置 I)总温设置进行修正处理.

图 5 为非均匀熵进口算例的总温设置,计算域进口边界上的总温以 5 个静子叶排为一个周期变化,其中心总温约为 1 200 K,靠近机匣和轮毂

的总温约为 1 000 K.在 I, II, III 轴向位置处平面上,其加权流量平均总温也接近 1 100 K(如表 1 所示).

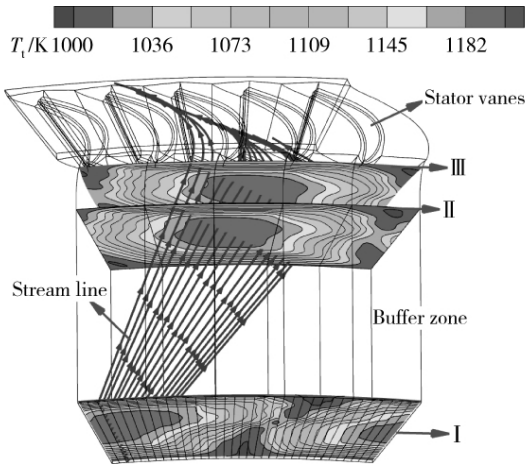


图 5 非均匀熵(有热斑)算例的进口总温设置
Fig. 5 Inlet total temperature setting for the non-uniform entropy case (with hot spots)

表 1 均匀进口熵与非均匀进口上条件下流量加权平均总温比较

Table 1 Comparison of mass flow-weighted average of total temperature between baseline case and non-uniform inlet entropy case

位置	流量加权平均总温值	
	均匀熵进口算例	非均匀熵进口算例
I	1 100 K	1 098.199 K
II	1 100 K	1 098.652 K
III	1 100 K	1 098.674 K

1.4 网格精度验证

对包含转静干涉噪声信息的流场的三维非定常计算,需要对网格精度进行初步的估算.该叶片通过频率约为 10 220 Hz,声速为 606.57 m/s,马赫数为 0.37.为了精确捕捉声压力脉动,且为使在声传播数值计算中耗散和色散足够小,TRACE 程序要求在二阶精度下,每一个轴向波长内需要至少 40 个节点,以确保声传播过程中色散和耗散误差在 1 dB 内^[15].叶片通过频率是指在静子坐标系下,转子叶片通过某一固定空间位置的频率,该频率及其倍频上的噪声级为叶轮机械结构中主要的单音噪声源.如下表 2 所示,即使考虑多普勒效应,本算例网格足够捕捉 1BPF,2BPF 以及 3BPF

情况下向下游的声压脉动;对于向上游传播的声场,也足够捕捉 1BPF 和 2BPF 情况下的声压力脉动.其中 λ^- 表示向上游传播的声波波长, λ^+ 表示向下游传播的声波波长;PPW (points per wavelength)表示每单位波长内分布的网格节点数.

表 2 转子通道内每波长范围内网格精度

Table 2 Mesh resolution regarding to acoustic wavelength in rotor passage field

f/Hz	λ/m	PPW	λ^-/m	PPW	λ^+/m	PPW
BPF	0.059	157	0.081	216	0.038	101
2BPF	0.029	79	0.04	108	0.019	52
3BPF	0.020	53	0.027	72	0.013	34

2 计算结果分析

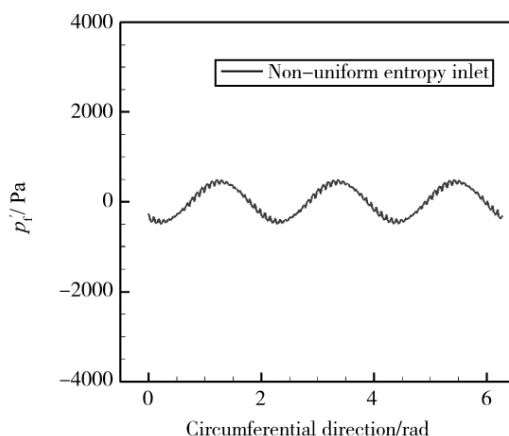
2.1 脉动压力场的模态分析

根据 Tyler-Sofrin^[16] 管道声学模态理论,可以把声模态分解到受转静干涉,以及周期进口总温-转子干涉影响的周向模态上.在 1 个静子和 1 个转子的均匀进口熵算例中,1BPF 时周向模态数 $m(|m|<100)$ 有: $-67, 3, 73$; 2BPF 时周向模态数 $m(|m|<100)$ 有: $-64, 6, 76$.而对于 5 个静子和 1 个转子的非均匀进口熵算例中,1BPF 时周向模态数 $m(|m|<100)$ 有: $-95, -81, -67, -53, -39, -25, -11, 3, 17, 31, 45, 59, 73, 87$; 2BPF 时周向模态数 $m(|m|<100)$ 有: $-92, -78, -64, -50, -36, -22, -8, 6, 20, 34, 48, 62, 76, 90$.

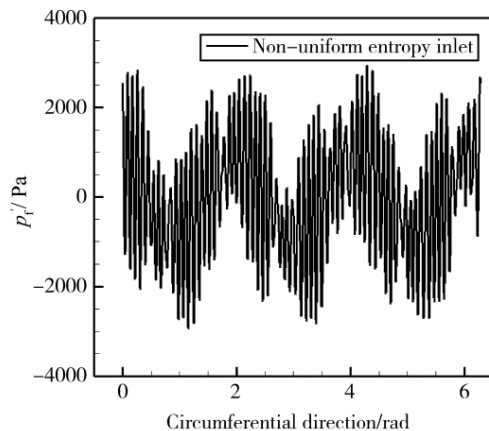
从上面分析可以看出在非均匀进口熵算例中,1BPF 下周向模态数 $m=-67, m=3, m=73$ 以及 2BPF 下周向模态数 $m=-64, m=6, m=76$ 将会受到转静干涉和周期进口总温-转子干涉两者的影响.而非均匀熵进口算例中其他周向模态将只受周期进口总温-转子干涉的影响.从以上分析可以看出,在有热斑存在的非均匀熵进口算例中,由于选择了 5 静子进口为一个周期进行总温设置,得到部分只受热斑影响的周向模态,研究结果更加直观.另外,采用 5 静子通道为一个周期设置总温(在整个周向进口边界上有 14 个热斑分布)也更接近实际情况.

图 6 在 1BPF 情况下中径处沿周向的非定常压力系数 p'_t 分布.从图中可以看出非均匀进口熵和均匀进口熵算例的周向主模态数都是 $m=3$,而在非均匀进口熵算例中可以清晰地看到其他周向模态的影响($m=-67$ 最为明显).均匀熵进口熵

条件下的非定常压力系数的绝对值分布在 $0 \sim 1000 \text{ Pa}$ 之间;而非均匀熵进口条件下其绝对值分布在 $0 \sim 3000 \text{ Pa}$ 之间.



(a) 均匀熵算例



(b) 非均匀熵算例

图 6 1BPF 下径向中截面上 $x=0.155 \text{ m}$ 处周向非定常压力系数分布

Fig. 6 Distribution of the unsteady pressure for 1BPF as function of circumferential direction downstream of the rotor at $x=0.155 \text{ m}$ in the mid-span radial position

图 7 为 2BPF 情况下中径处沿周向的非定常压力系数分布.在 2BPF 情况下的非定常压力系数要小的多,其中均匀进口熵算例在 2BPF 条件下的非定常压力系数绝对值分布在 $0 \sim 200 \text{ Pa}$ 之间,而非均匀熵算例分布在 $0 \sim 2000 \text{ Pa}$ 之间.在 2BPF 条件下两个算例的周向主模态数均为 $m=6$,且在非均匀进口熵算例中的周向模态分布复杂,可以清楚地看到 $m=78$ 的影响.

2.2 模态匹配方法处理后声场分析

利用 Ovenden N C 等^[10] 提出的模态匹配方法,可获得向上游(转子管道末端非物理反射)以

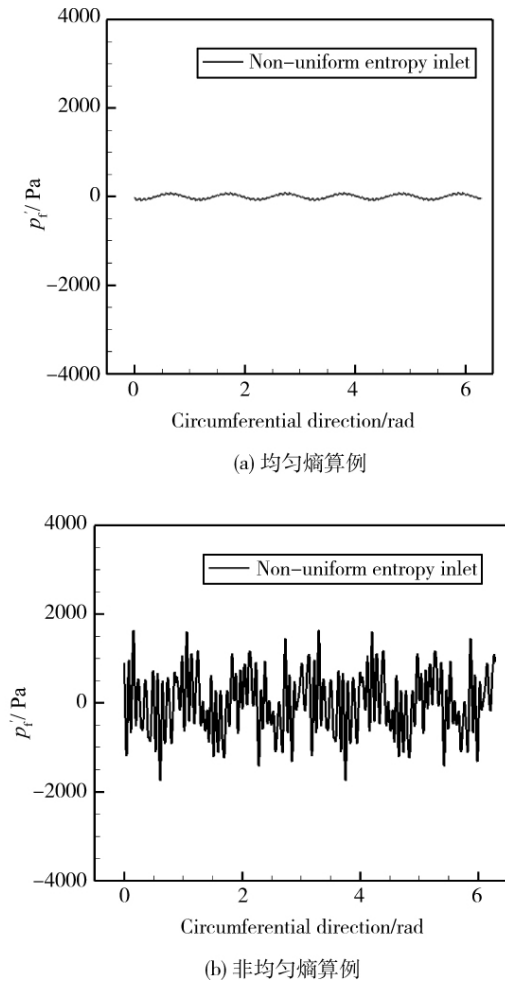


图 7 2BPF 下径向中截面上 $x=0.155\text{ m}$ 处周向非定常压力系数分布

Fig. 7 Distribution of the unsteady pressure for 2BPF as function of circumferential direction downstream of the rotor at $x=0.155\text{ m}$ in the mid-span radial position

及下游传播的声脉动压力幅值. 在本算例中, 选取 $x=0.15\text{ m}$, $x=0.155\text{ m}$, $x=0.160\text{ m}$ 三个轴向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 $x=0.155\text{ m}$ 处的平面上.

图 8 给出了 1BPF 和 2BPF 条件下, 非均匀熵进口算例中同时受转静干涉以及周期进口总温-转子干涉两者影响的周向模态下, 各径向模态声压级分布, 图中只表示出了非截止模态. 而对于均匀熵进口条件, 因为进口总温在周向上均匀分布, 因此其周向模态将不受周期进口总温-转子干涉的影响. 在 1BPF 条件下, 受两者干涉影响的模态只有 $m=3$ 未被截止. 比较均匀进口熵算例和非均匀进口熵算例, 在 $(m,n)=(3,1)$, 非均匀进口熵比均匀进口熵高出约 6 dB. 在 2BPF 条件下, 受两者干涉影响且未被截止的模态有 $m=6, m=-64$. 同样也可以看到在 $(m,n)=(6,1)$ 下, 非均

匀进口熵算例的声压级比均匀进口熵算例高约 11 dB, 而在 $(m,n)=(-64,1)$ 时, 两者的声压级之差高达约 24 dB.

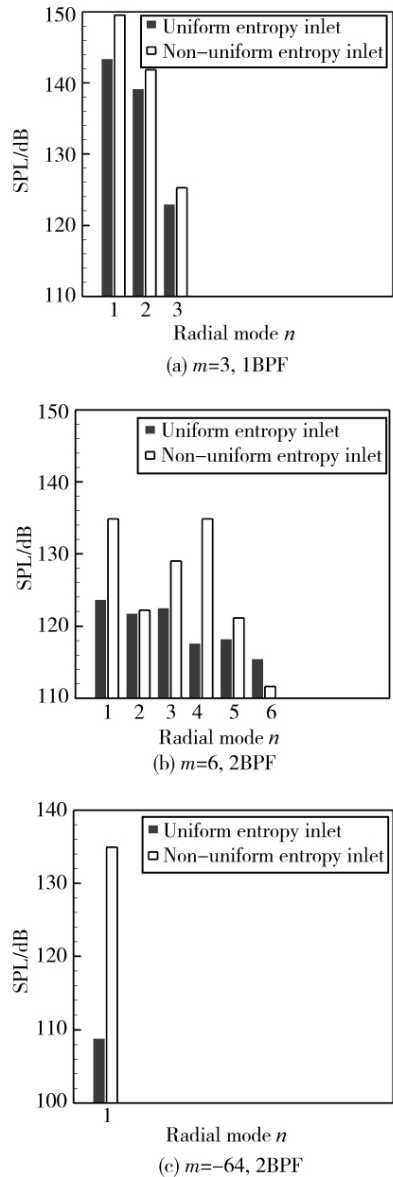


图 8 向转子下游管道传播受转静干涉和周期进口总温-转子干涉两者影响的周向模态下各径向模态的声压级比较 (仅表示出截止模态)

Fig. 8 SPL of downstream travelling radial modes caused by rotor-stator interaction and periodic total temperature-rotor interaction (only cut-on modes shown)

图 9 给出了在 1BPF 下周期进口总温-转子干涉产生的部分周向模态下径向模态的声压级分布. 在图 9 中看到当 $m=-11$ 时径向模态 $n=1, 2, 3$ 未被截止; $m=-25$ 时, $n=1, 2$ 未被截止; $m=31$ 时, 只有 $n=1$ 未被截止. 可以看出在同一频率下, 周向模态数 (绝对值) 越高, 其径向模态越容易被截止.

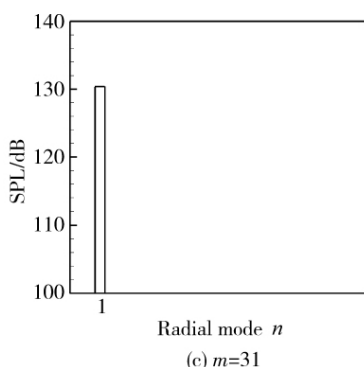
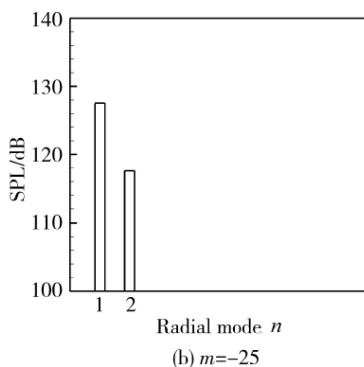
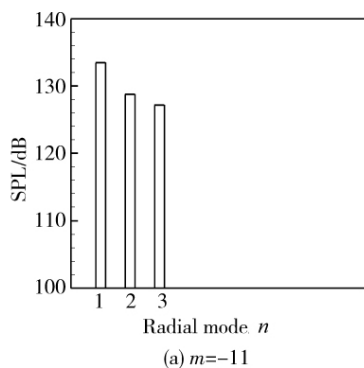


图 9 1BPF 下仅受周期进口总温-转子干涉影响的周向模态下各径向模态的声压级
(仅表示出截通模态)

Fig. 9 SPL of downstream travelling radial modes for 1BPF caused by the periodic total temperature-rotor interaction (only cut-on modes shown)

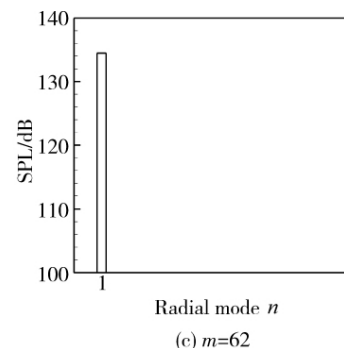
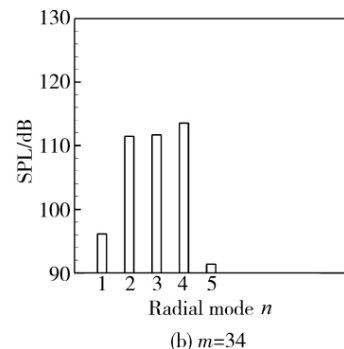
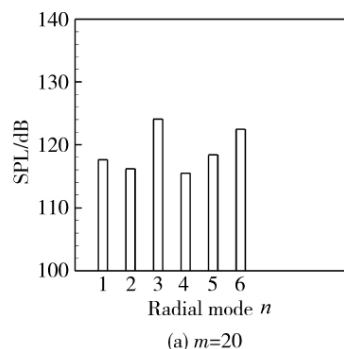


图 10 2BPF 下仅受周期进口总温-转子干涉影响的周向模态下各径向模态的声压级
(仅表示出截通模态)

Fig. 10 SPL of downstream travelling radial modes for 2BPF caused by the periodic total temperature-rotor interaction (only cut-on modes shown)

图 10 给出了在 2BPF 下温度场与转子干涉产生的部分新周向模态下径向模态的声压级分布. 从图 10 同样也可以看出在 2BPF 下随着周向模态数的增加, 越多的径向模态被截止. 在周向模态 $m=62$ 处, 声压级高达 134 dB, 与图 8 中的 $m=-64$ 相当. 这是由于在 2BPF 下周向模态数绝对值接近 64 处, 周向模态会同时受到转静干涉以及温度场-转子干涉的影响.

考虑到由于模态分解到各个径向模态上的声压力幅值不能简单叠加, 某一模态声压级高也并不

不代表其对声能的贡献就高. 由 Holste F 等^[17]提供的声功率计算公式, 可以把各个模态上的声压力幅值转化成声功率的形式, 可以直观地给出各个周向模态对总声功率的影响. 图 11 给出了均匀进口熵以及非均匀进口熵各周向模态的声功率级比较, 同时也给出了在 1BPF 和 2BPF 下两算例总声功率级的比较. 从图 10 可以看出在 1BPF 条件下当 $m=3$ 时, 两算例声功率级相差 5.79 dB, 而 1BPF 下总声功率级相差 5.93 dB, 可见在 1BPF 条件下, $m=3$ 对总声功率级起主要影响.

以主模态数 $m=3$ 为中心,随着周向模态数绝对值增加,声功率级呈降低的趋势。

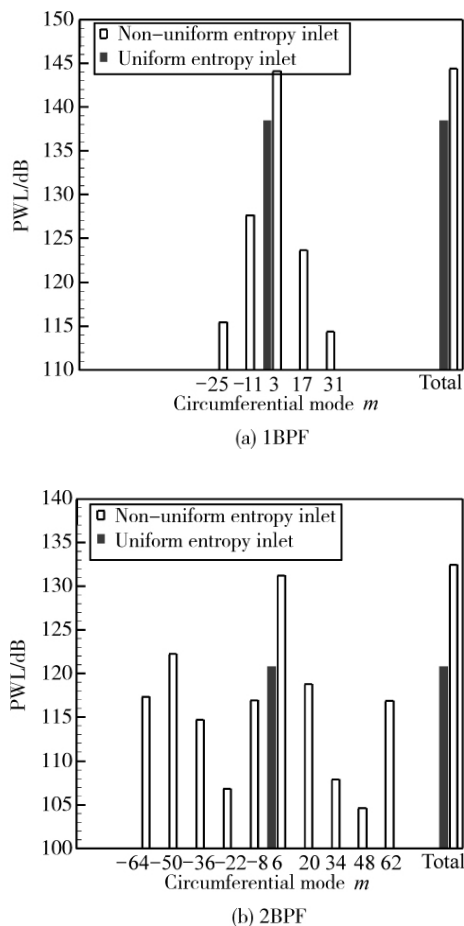


图 11 1BPF 和 2BPF 条件下向下游传播的各周向模态下的声功率级以及总声功率级 (仅表示出截通模态)

Fig. 11 Acoustic power level of downstream traveling on circumferential modes for 1BPF and 2BPF, the total acoustic power level is also shown (only cut-on modes show)

在 2BPF 条件下周向模态数 $m=6$ 时,两算例的声功率级相差 10.4 dB,而 2BPF 下总声功率级相差 11.66 dB,可见 $m=6$ 为 2BPF 条件下的主模态数。以周向模态数 $m=6$ 为中心,随着周向模态数绝对值的增加,声功率级呈先减少后增加再减少的趋势,这是因为在周向模态数绝对值靠近 $m=64$ 处,声功率级将会受到转静干涉以及周期进口总温 转子干涉两者影响。

3 结 论

本文通过结合相位延迟方法的 TRACE 程序作为求解器,对涡轮进口有热斑(非均匀进口熵)和无热斑(均匀进口熵)存在的两个算例进行三维

非定常数值计算,得到包括转静干涉声场信息在内的流场信息,然后利用模态匹配方法对转子后管道内的转静干涉声场进行模态分析,得到不同周向模态下个径向模态的声压级。通过两算例比较得出以下结论:

1) 由于非均匀熵进口以 5 个静子进口来设置一个总温周期分布,从而在非均匀进口熵算例中生成了一些只受周期进口总温-转子干涉影响的新周向模态,这些新周向模态直观地表示出涡轮进口处热斑对转子后管道中总声功率的影响。

2) 相比进口无热斑的均匀进口熵算例,非均匀进口熵算例在 1BPF 条件下的总声功率级增加约 5.93 dB,2BPF 条件下增加约 11.66 dB。可以看出随着谐波数增加,热斑对转静干涉噪声的影响也越大。另外在 1BPF 下对总声功率级提高贡献最大的周向模态是 $m=3$,增加了约 5.79 dB。在 2BPF 下贡献最大的周向模态是 $m=6$,增加了约 10.4 dB。

3) 相对于涡轮进口无热斑情形,涡轮进口热斑导致的噪声功率增加明显。这表明热斑可能会对涡轮级转静干涉噪声有显著影响。

参考文献:

- [1] Cumpsty N A, Marble N E. Core noise from gas-turbine exhausts[J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 54(2): 297-309.
- [2] Cumpsty N A, Marble N E. The interaction of entropy fluctuations with turbine blade rows; a mechanism of turbojet engine noise[J]. Proc. Roy. Soc. London A, 1977, 357(1690): 323-344.
- [3] Marble F E, Candel S M. Acoustic disturbance from gas non-uniformities convected through a nozzle[J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 55(2): 225-243.
- [4] 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.
- [5] Leyko M, Nicoud F, Poinso T. Numerical and analytical investigation of the indirect combustion noise in a nozzle, combustion for aerospace propulsion[J]. Comptes Rendus Mecanique, 2009, 337(6): 415-425.
- [6] Bake F, Michel U, Rohle I. Investigation of entropy noise in aero-engine combustors[J]. J. Eng. Gas Turbines Power, 2007, 129(2): 370-376.
- [7] Bake F, Kings N, Rohle I. Fundamental mechanism of entropy noise in aero-engines: experimental investigation[J]. J. Eng. Gas Turbines Power, 2008, 130(1): 1-6.
- [8] Bake F, Richter C. The entropy wave generator (EWG): a reference case on entropy noise[J]. Journal of Sound and

- Vibration, 2009, 326(3-5): 574-598.
- [9] He L. Method for simulating unsteady turbomachinery flows with multiple perturbations[J]. AIAA Journal, 1992, 30(11): 2730-2735.
- [10] Ovenden N C, Rienstra S W. Mode-matching strategies in slowly varying engine ducts[J]. AIAA Journal, 2004, 42(9): 1832-1840.
- [11] Tapken U, Raitor T, Enghardt L. Tonal noise reduction from an UHBR fan-optimized induct radial mode analysis [R]. AIAA-2009-3288, 2009.
- [12] Weckmüller C, Guerin S, Ashcroft G. CFD-CAA coupling applied to DLR UHBR-fan: comparison to experimental data[R]. AIAA -2009-3342, 2009.
- [13] Steger M, Michel U, Ashcroft G, et al. Turbofan tone noise reduction by flow-induced unsteady blade forces[M] // King R. Active flow control II: notes on numerical fluid mechanics and multidisciplinary design. Berlin: Springer, 2010, 108: 157-170.
- [14] Giles M B. Non-reflecting boundary conditions for euler equation calculations [J]. AIAA Journal, 1990, 28(12): 2050-2058.
- [15] Schnell R. Numerische simulation des akustischen nahfeldes einer triebwerksgebläsestufe[D]. Berlin: Herrmann Föttinger Institut for Fluid Mechanics, 2004.
- [16] Tyler J M, Sofrin T G. Axial flow compressor noise studies [J]. Transactions of the Society of Automotive Engineers, 1962, 70: 309-332.
- [17] Holste F, Neise W. Acoustic near field measurement on a propfan model for noise source identification[R]. AIAA-95-178, 1995.