

文章编号:1000-8055(2012)08-1832-09

轴流涡轮基元级静叶稠度对转静干涉的影响

杨 杰, 乔渭阳, 时培杰, 王蒲伟
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对具有不同静叶稠度的轴流涡轮基元级的非定常流动情况进行了数值模拟, 考察了静叶稠度对涡轮基元级转子的非定常势干涉、静叶尾迹与动叶的干涉及基元级性能非定常性的影响, 探究了静叶稠度对转静干涉的影响机制。研究结果表明: 当静叶稠度增加时, 转子的非定常势干涉在上游静子中的扰动强度增加, 但衰减加快, 传播范围变短; 静叶稠度的改变通过引起静叶尾迹的强弱、尾迹与动叶干涉的频率和动叶通道中的流动状态的变化来改变尾迹干涉的强弱; 进而通过尾迹干涉强弱的改变影响基元级性能的非定常性。

关 键 词: 轴流涡轮; 静叶; 动叶; 稠度; 转静干涉; 势干涉; 尾迹; 非定常
中图分类号: V231 **文献标志码:** A

Effect of axial turbine element stage stator solidity on rotor-stator interaction

YANG Jie, QIAO Wei-yang, SHI Pei-jie, WANG Pu-wei
(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A numerical simulation on the unsteady flow of turbine element stages with different stator solidity was conducted to investigate the stator solidity influence on the turbine element stage rotor unsteady potential interference, stator wake interference with rotor and the element stage performance unsteadiness and to explore the stator solidity influence mechanism on rotor-stator interaction. The research results show that the rotor unsteady potential interference in upstream stator passages becomes stronger as stator solidity increases, but damps faster and influences more narrowly; the stator solidity change causes the change of wake interference intensity by altering the wake intensity, wake interference frequency and the flow status in rotor passages; then the element stage performance unsteadiness is altered by the change of wake interference intensity.

Key words: axial turbine; stator; rotor; solidity; rotor-stator interaction; potential interference; wake; unsteady

叶片稠度是对叶轮机械的气动性能有重要影响的几何设计参数。在各种叶轮机械, 不管是压气机(离心^[1-2]、轴流^[3-5])、还是涡轮(向心^[6]、轴流^[7])的气动设计中, 都会对其进行着重考虑。尤

其值得注意的是在轴流涡轮的气动设计中, 一方面, 由于高负荷涡轮设计成为当前的发展趋势^[8], 许多学者对低稠度问题进行了大量的研究^[9-13]; 另一方面, 为了深入认识叶轮机械内部复杂的非

收稿日期:2011-09-27

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120830.1200.201208.1832_022.html

作者简介: 杨杰(1983—), 男, 湖北汉川人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

定常流动现象,并在叶轮机的气动设计中充分考虑流场的非定常性,叶轮机动静叶排流场之间的相互干涉(包括由转子转动产生的非定常势干涉、静叶尾迹与下游动叶的干涉及上游流场中的通道涡、间隙涡等二次流与下游流场的干涉)近年来成为人们研究的热点^[14-17]。如 Mailach 等对某 4 级低速轴流压气机进行了实验研究,发现上游尾迹及下游叶排的势流场都会影响叶片上的非定常压力分布;当尾迹或势影响到达叶片前缘或尾缘时,叶片上的压力分布几乎沿着弦长同时改变^[17]。国内的学者也对转静干涉进行了相当多的研究^[18-20]。然而,关于叶片稠度对转静干涉影响的研究在公开的文献中少有报道。为了在叶轮机的气动设计中充分挖掘流动非定常性的效益,将转静干涉纳入到叶轮机械的设计体系,需明确叶片稠度对转静干涉的影响机制,以使转静干涉与叶轮机的气动设计参数相关联。

本文采用计算流体动力学(CFD)技术模拟了具有不同静叶稠度的轴流涡轮基元级的非定常流动情况,考察了静叶稠度对涡轮基元级转子的非定常势干涉、静叶尾迹与动叶的干涉及基元级性能非定常性的影响,探究了静叶稠度对涡轮基元级转静干涉的影响机制。

1 数值计算方法

1.1 研究对象

选用通用电气公司 GE E3 高压涡轮第 1 级 50%展向处的基元级作为研究对象。为减少计算需要模拟的通道,根据区域缩放的原则将静子和转子叶片数分别由原始的 46 和 76 调整为 50 和 75,以此作为改变动静叶稠度的基准算例,记为 Case S50。

按照静叶稠度的定义: $S = CN_s / \pi D$ (S, C, N_s, D 分别为静叶稠度、基元级静叶弦长、静叶叶片数、基元级处的回转面直径),即静叶稠度正比于静叶叶片数,故本文中静叶稠度的改变通过静叶叶片数的改变实现。

因此在 Case S50 的基础上,分别将静叶叶片数变为 30, 45, 60, 记为 Case S30, Case S45, Case S60。4 个算例的静叶稠度大小分别为 1.045, 1.175, 1.306, 1.567。

1.2 数值模型

流场非定常模拟通过商用软件 CFX 求解雷诺平均 Navier-Stokes (N-S) 方程组实现。其中,

湍流模型采用带有自动壁面处理的剪切应力输运模型(SST 模型)。时间项离散采用二阶向后欧拉格式;湍流项和对流项的离散均采用高阶格式。进行非定常模拟时,时间步长为 1 个转子周期(即转子转过一个动叶栅距的时间)的 1/40,在计算进行了 30 个转子周期后,得到流场的收敛解。

1.3 计算模型

1.3.1 计算网格

计算所需的网格由商用软件 TurboGrid 生成。Case S30 计算 2 个静子和 5 个转子通道;Case S45 计算 3 个静子和 5 个转子通道;Case S50 计算 2 个静子和 3 个转子通道;Case S60 计算 4 个静子和 5 个转子通道。计算域进口和出口分别位于静叶前缘前 1.5 倍静叶轴向弦长处和动叶尾缘后 3 倍动叶轴向弦长处。沿叶片展向取两层体网格。叶片表面第一层网格 $y^+ \leq 1$ 。图 1 给出了 Case S50 的网格示意图。

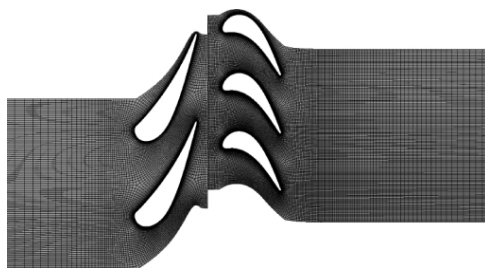


图 1 计算网格示意图

Fig. 1 Structured mesh for Case S50

1.3.2 边界条件

计算域的进口给出总温、总压、来流方向及来流湍流度;出口给出平均静压;计算域展向上下两侧取为自由滑移壁面;计算域周向两侧取为旋转周期性边界;非定常计算时,转/静区域的交接面取暂态转子静子(transient rotor stator)交接方式;而在获取非定常计算初场的定常计算中,取冻结转子(frozen rotor)交接方式。

2 计算结果及分析

为了研究静叶稠度对涡轮基元级转静干涉的影响,取用 3 个转子周期内的非定常数值模拟结果进行分析。

2.1 对转子非定常势干涉的影响

转子转动时产生的非定常势扰动向上游传播,从而使上游静子叶片表面的压力产生扰动。图

2 给出了静叶尾缘处的压力扰动在 3 个转子周期内随时间的变化和幅值频率谱。压力扰动的定义为 p'/p , 其中 p 为瞬时压力, p' 为脉动压力, 而 p' 定义为 $p - p_{avg}$, p_{avg} 为时均压力。图 2(a) 横坐标轴上的 T 为转子周期。图 2(a) 显示各算例中静叶表面压力扰动的随时间变化的周期相同, 均为 1 个转子周期 (即转子转过 1 个动叶栅距的时间, 各算例动叶叶片数相同, 转子周期相同); 图 2(b) 也显示各算例中静叶表面压力扰动的频率为转子叶片通过频率 (BPF, 为转子周期的倒数) 及其倍频。这说明静叶表面的压力扰动确实是由转子转动产生的非定常势扰动引起。

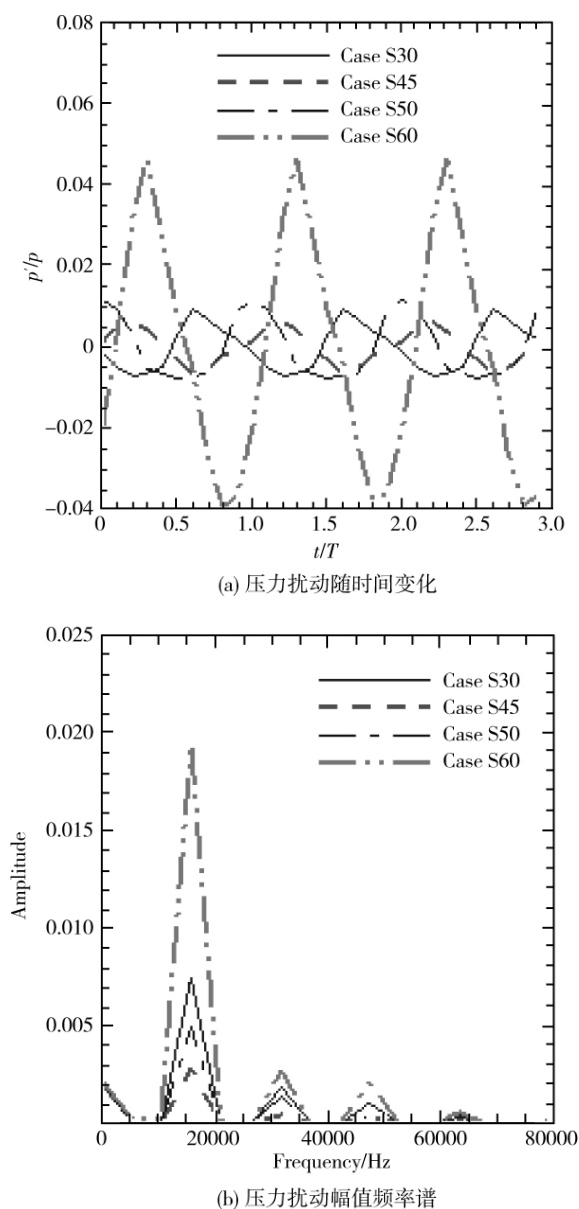


图 2 静子叶片尾缘处压力扰动

Fig. 2 Pressure disturbance on the stator blade trailing edge

图 3 给出了静叶表面压力扰动分布。这里压力扰动定义为 3 个转子周期内的压力标准差与瞬时压力之比。图 3 显示静子叶片表面的压力扰动主要存在于吸力面 (SS) 上的后段, 压力面上几乎没有扰动。这说明静叶压力面对转子非定常势干涉不敏感, 转子非定常势干涉在上游静子中的影响范围主要是吸力面后部。从图 2 可以看出吸力面上存在压力扰动的范围与静叶稠度有关, 静叶稠度越大, 扰动的范围越短, 然而扰动的幅值水平会提高。Case S30 静叶吸力面上的压力扰动范围最长, 达到整个静子叶片弦长, 但扰动的幅值水平最低, 峰值不超过 1%; Case S45 压力扰动范围在 0.5 倍轴向弦长以后, 扰动幅值峰值达到 1.7%; Case S50 压力扰动范围在 0.6 弦长以后, 扰动幅值峰值达到 2.3%; Case S60 扰动范围最短, 在 0.7 倍轴向弦长后, 然而扰动幅值水平最高, 峰值达到 4% 以上。

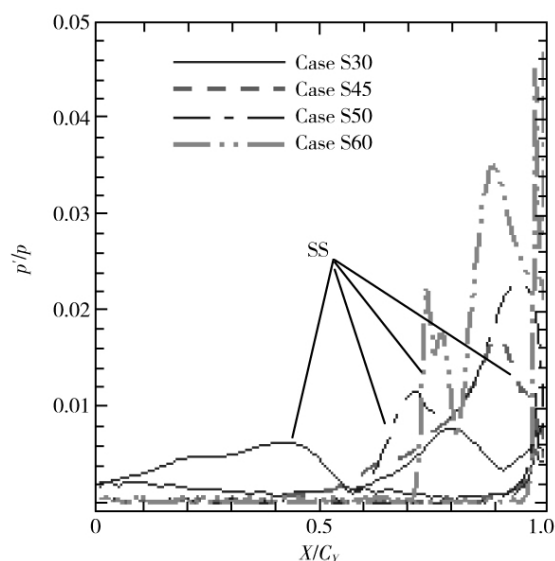


图 3 静叶表面压力扰动

Fig. 3 Pressure disturbance on the stator blade surface

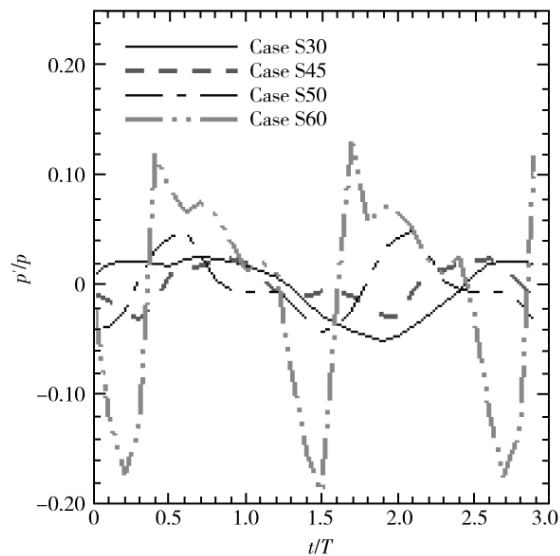
由于静子叶片上的压力扰动是由于动叶转动在流场中产生的势扰动场向上游传播到静子通道中, 与静叶附近的流场相互作用形成的。当静叶稠度越大时, 势扰动场传播的空间越窄, 从而与叶片附近的流场的作用越强, 其结果就是在叶片上产生的压力扰动幅值越大, 扰动的衰减也会越快, 从而扰动影响范围会越小。

2.2 对静叶尾迹与下游动叶干涉的影响

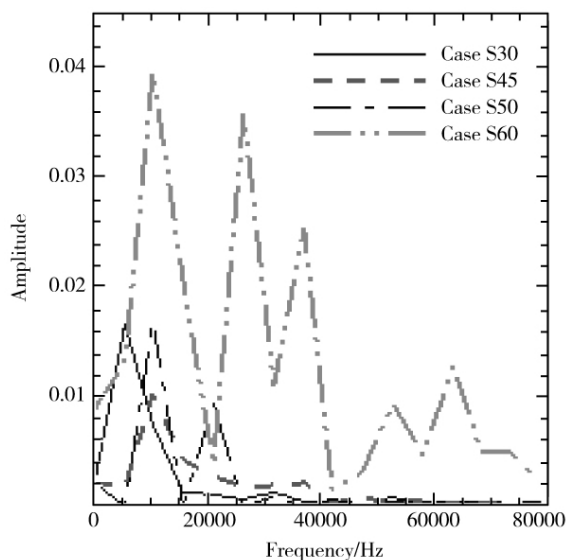
2.2.1 动叶表面压力扰动

图 4 给出了动叶前缘处的压力扰动在 3 个转

子周期内随时间的变化和幅值频率谱. 压力扰动的定义与图2中的相同. 从图4可以看出, 各算例中动叶表面压力扰动的变化周期均为相应的静子周期(即转子转过一个静叶栅距的时间), 扰动频率均为静子叶片通过频率(静子周期的倒数). 事实上, 动叶表面的压力扰动由两方面的因素引起: 一是静子相对于转子转动时产生的非定常势扰动向下游传播引起动叶表面压力扰动; 一是静叶尾迹与下游动叶干涉引起动叶表面压力扰动. 静子势扰动和静叶尾迹干涉扰动的频率均与静子叶片数有关, 均为静叶通过频率. 故两方面因素共同作用在动叶表面引起的压力扰动的频率也为静叶通过频率.



(a) 压力扰动随时间变化



(b) 压力扰动幅值频率谱

图4 转子叶片前缘处压力扰动

Fig. 4 Pressure disturbance on the rotor blade leading edge

图5给出了3个转子周期内转子叶片表面压力扰动的分布. 这里的压力扰动的定义与图3相同. 静子的非定常势扰动对转子叶片上压力扰动的影响范围在叶片吸力面前段, 并且沿叶片衰减. 而尾迹干涉在整个动叶上都存在, 并且在叶片表面上引起的压力扰动的大小取决于静子尾迹和转子通道中的流动状态, 不存在沿叶片衰减的现象. 因此在转子叶片的吸力面前段, 同时存在静子叶片势干扰引起的压力扰动和静叶尾迹干涉引起的压力扰动, 而在吸力面后段只有尾迹干涉引起的压力扰动. 故图5显示各算例中动叶吸力面前段的压力扰动幅值较大, 并且沿叶片弦长下降, 而在动叶吸力面后段压力扰动的幅值水平变化不大 (Case S30 除外, 下文作出解释).

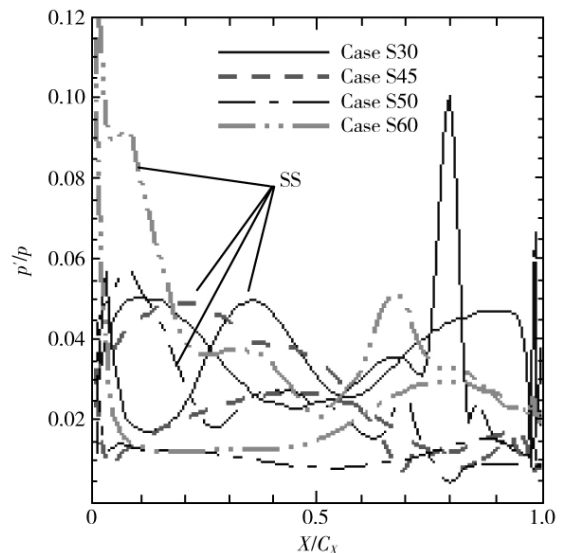


图5 动叶表面压力扰动

Fig. 5 Pressure disturbance on the rotor blade surface

2.2.2 静叶尾迹与下游动叶干涉

图6到图9给出了各算例3个转子周期内端动能云图的演化. 从图中可以清晰地看出各算例中静叶尾迹与动叶B的干涉过程. 以Case S30 (图6)为例(静叶从1开始从上到下依次编号): $(6/5)T$ 时刻, 3号静叶的尾迹冲击到动叶B的前缘; $(9/5)T$ 时刻, 3号静叶的尾迹已被动叶B切断为吸力面和压力面两支; $(12/5)T$ 时刻, 3号静叶尾迹的吸力面分支已沿吸力面对流到动叶B的尾缘并与动叶B的尾迹会合, 压力面分支流向下一动叶的吸力面; $2T$ 时刻, 3号静叶尾迹的吸力面分支已完全会合到动叶B的尾迹中, 压力面分支完全会合到被下一动叶切割的尾迹的吸力面

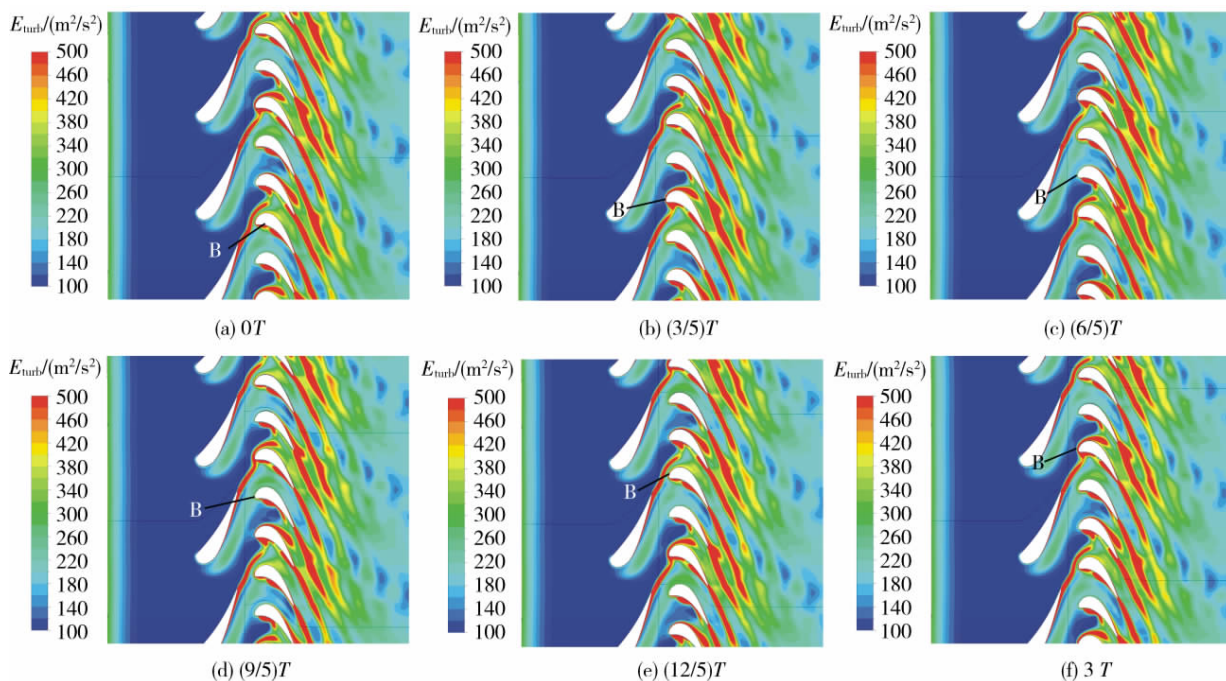


图 6 Case S30 湍动能云图

Fig. 6 Turbulence kinetic energy contour in Case S30

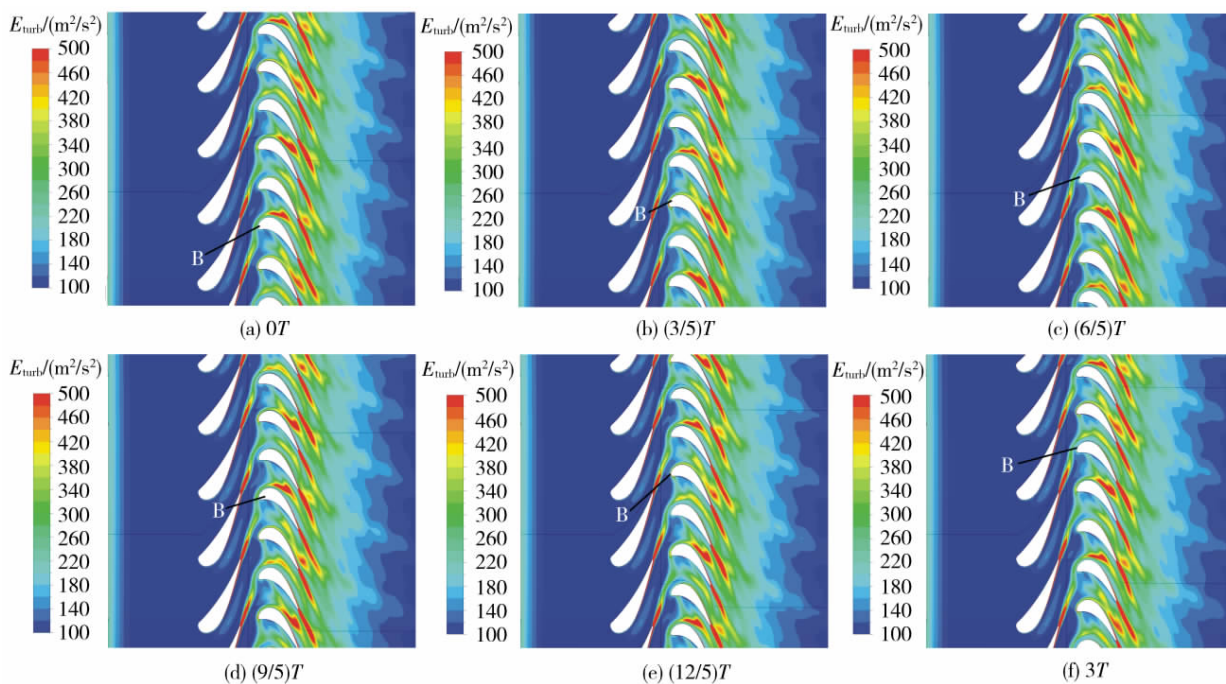


图 7 Case S45 湍动能云图

Fig. 7 Turbulence kinetic energy contour in Case S45

分支中去. 其它算例中静叶尾迹与动叶的干涉过程与 Case S30 类似.

静叶尾迹与下游转子叶片干涉的强弱与三方面的因素有关: 一是尾迹的强弱; 一是尾迹冲击的频率; 一是转子通道中的流动状态.

图 10 给出了静叶尾迹中的时均湍动能分布.

从湍动能大小的对比中可以发现: 静叶尾迹的强弱与静叶稠度有关, Case S60 的静叶尾迹最强, Case S45 其次, Case S50 的静叶尾迹最弱.

动叶被上游静叶尾迹冲击的频率就是静叶通过频率, 与静子叶片数成正比. 在相同的时间内 Case S30 中动叶被上游静叶尾迹冲击的次数最

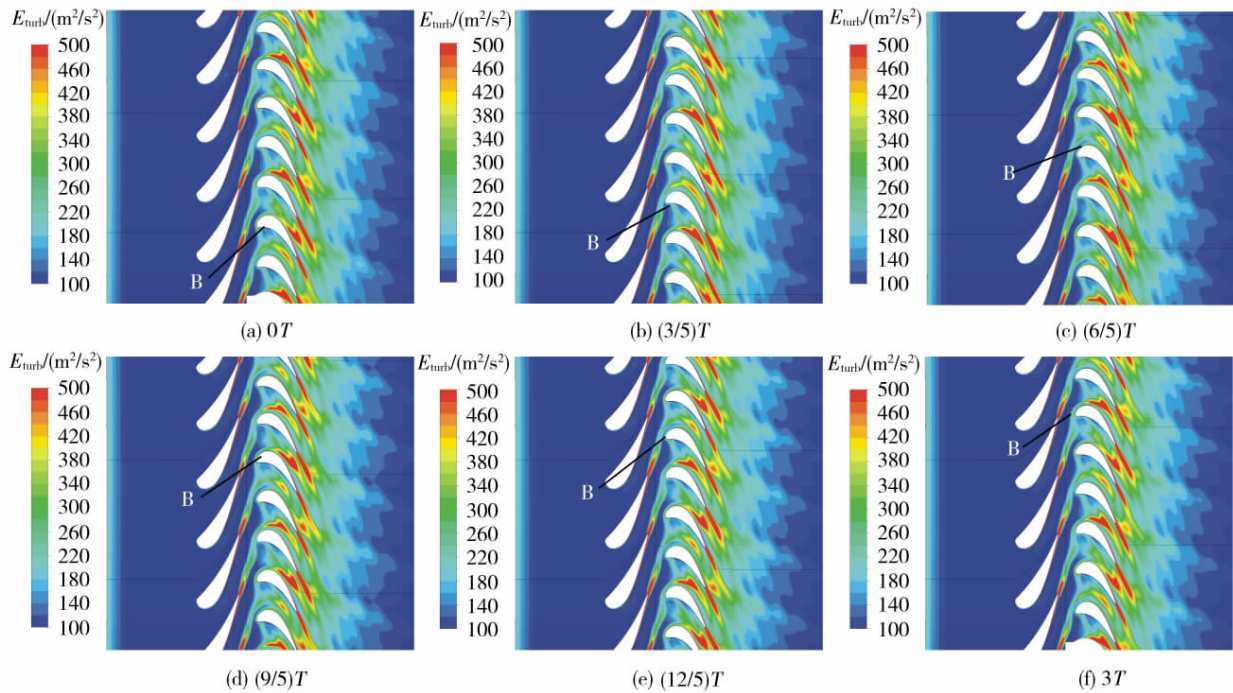


图 8 Case S50 湍动能云图

Fig. 8 Turbulence kinetic energy contour in Case S50

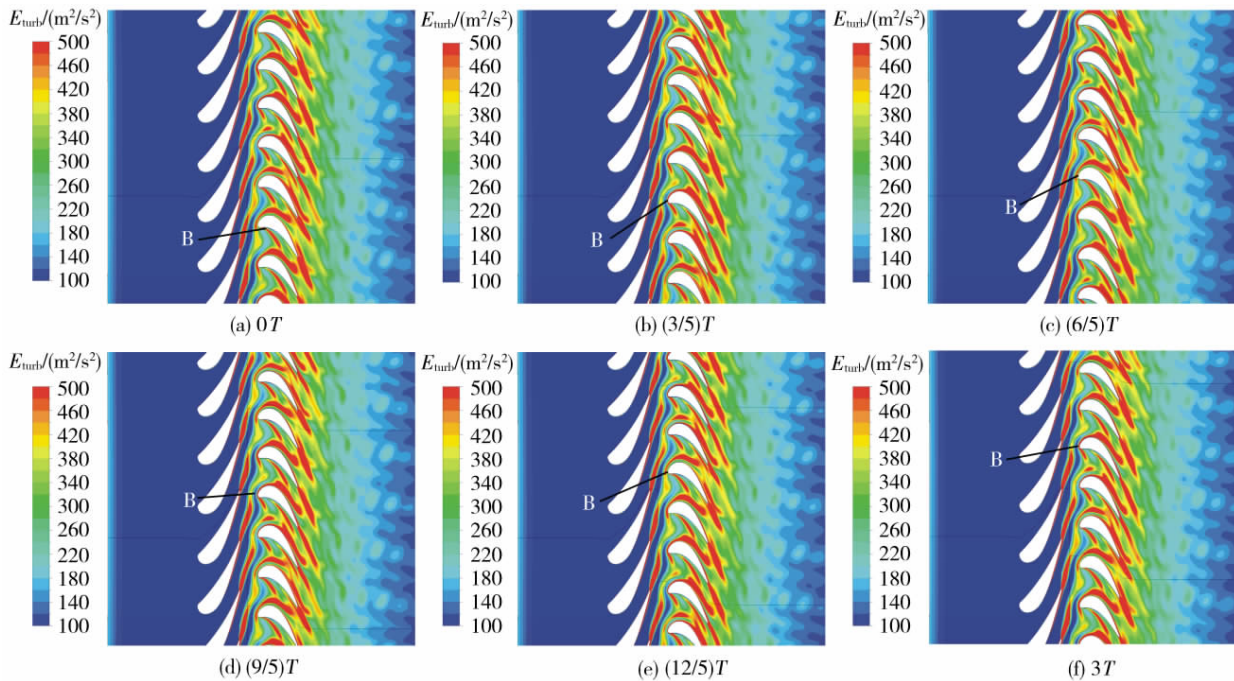


图 9 Case S60 湍动能云图

Fig. 9 Turbulence kinetic energy contour in Case S60

少, Case S45, Case S50 其次, Case S60 最多. 从图 6 到图 9 的物理图画中也可以看到, 在 3 个转子周期内, Case S30 中动叶 B 被上游静叶尾迹冲击了 1 次, Case S45 和 Case S50 各 2 次, Case S60 中动叶 B 被上游静叶尾迹冲击了 3 次.

图 11 给出了各算例转子进口时均气流攻角的对比. 从图中可以发现转子进口气流攻角与静叶稠度有关. 静叶稠度越大, 则转子进口气流攻角越大. Case S30 静叶稠度最小, 其转子进口气流攻角达到 -57° , 此极大的负攻角造成动叶压力面

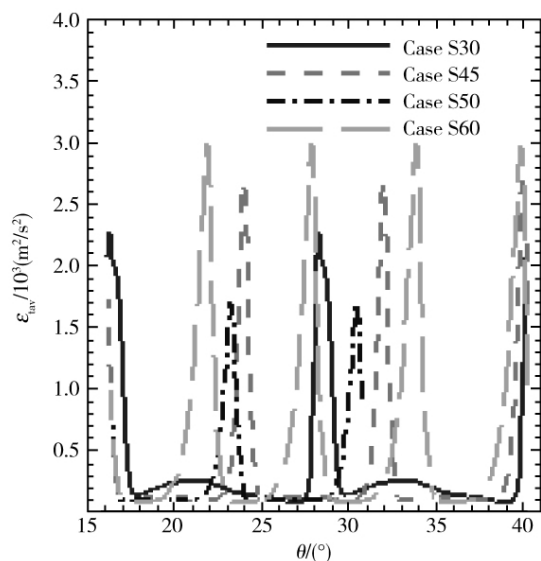


图 10 静子尾迹 0.05 倍轴向弦长处时均湍动能分布

Fig. 10 Time-averaged turbulence kinetic energy distribution at 0.05 axial chord length position in the stator wake

发生流动分离. 图 6 中动叶压力面前段的高湍流区就是进口负攻角过大造成的分离区. Case S45, Case S50, Case S60 中转子进口气流攻角依次增大, 其中 Case S60 达到 5° 以上.

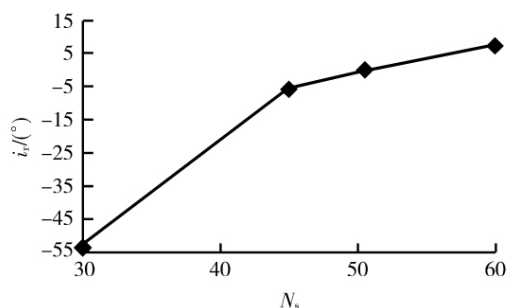


图 11 转子进口时均气流攻角随静叶叶片数变化图

Fig. 11 Time-averaged rotor inlet flow incidence angles changing with the number of stator blades

从图 5 可以看到在动叶前缘处, Case S60 的压力扰动强度比其它算例要大得多, 这是由于 Case S60 中, 静叶尾迹最强, 而且静叶尾迹冲击动叶的频率最高. 另外, 进口大的正攻角使得尾迹对动叶吸力面前缘的冲击强, 故 Case S60 中静叶尾迹与动叶干涉最强. 这就是图 5 中显示的 Case S60 动叶吸力面前缘压力扰动比其它算例要大得多的原因. 其它算例中, 势干扰(强弱与静子的稠度有关)和尾迹干涉共同作用在动叶前缘引起的压力扰动强度相当.

在动叶后段, 压力扰动主要由尾迹干涉引起,

由于 Case S60 中静叶尾迹强, 而且干涉频率高, 而 Case S45, Case S50 尾迹较弱且干涉频率低, 故图 5 显示在动叶后段, Case S60 的压力扰动幅值水平比 Case S45, Case S50 高.

Case S30 转子进口极大的负攻角引起的压力面前段(约 0.1 倍轴向弦长到 0.3 倍轴向弦长处)发生流动分离. 该分离区与静子尾迹的干涉也会形成较大的压力扰动. 这就是图 5 中动叶 0.2 倍轴向弦长到 0.5 倍轴向弦长范围内压力面出现一个压力扰动峰值、甚至比吸力面的扰动还大的原因. 从图 6(c)和图 6(d)可以看到当静子尾迹冲击到动叶 B, 在动叶 B 的压力面后部到尾缘会出现一段高湍流区. 而在图 5 看到压力面后段的压力扰动增大, 甚至大过吸力面, 这是由于在该区域存在极大的压力梯度, 当尾迹与压力面前段的分离区发生周期性干涉作用后的高湍流气流进入该区域后, 该区域的湍流度发生周期性强化, 从而使压力扰动增强.

图 5 显示各算例中动叶吸力面后段的压力扰动均出现一个峰值, Case S45, Case S50 和 Case S60 约在动叶 0.7 倍轴向弦长处, Case S30 约在动叶 0.8 倍轴向弦长处. 而这正好是吸力面分离泡所在位置, 对应于图 12(动叶表面时均压力分布图)中吸力面后段的大逆压梯度区. 因此可以断定, 这些位置处的压力扰动峰值是静叶尾迹与分离泡干涉形成的. 尾迹与分离泡相互干涉产生的压力扰动的效果仍然取决于尾迹的强弱、干涉的

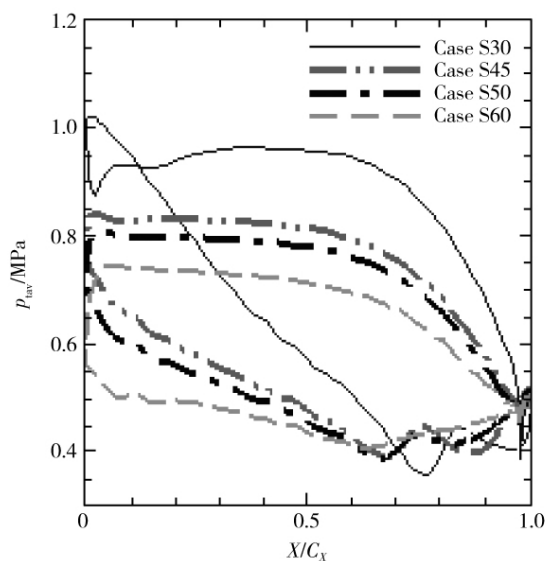


图 12 动叶表面时均静压分布

Fig. 12 Time-averaged static pressure distribution on the rotor blade surface

频率和分离泡的强弱。从图 12 可以看出 Case S30 中分离泡区的逆压梯度最大,从而分离泡最强,而且 Case S30 的静叶尾迹也较强,故尾迹与分离泡干涉产生的压力扰动峰值最大。Case S60 虽然分离泡最弱,但其尾迹最强,干涉的次数也最多,故干涉的产生的压力扰动峰值仍然较大,仅次于 Case S30。相比之下,Case S45 和 Case S50 尾迹与分离泡干涉产生的压力扰动峰值较弱。

2.3 对基元级性能非定常性的影响

图 13 给出了各算例 6 个转子周期内基元级等熵效率随时间的变化。从图 13 可以看出基元级等熵效率的非定常性随静叶稠度的变化而变化。4 个算例中,Case S60 和 Case S30 效率非定常性较强,而 Case S50 和 Case S45 效率非定常性较弱。

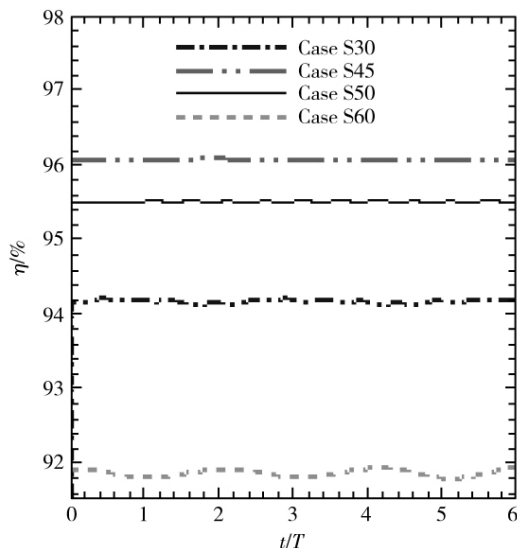


图 13 基元级等熵效率随时间变化

Fig. 13 Element stage isentropic efficiencies changing with the time

基元级效率的非定常性主要是由尾迹干涉引起的基元级损失的非定常性造成。尾迹干涉越强,基元级效率的非定常性就会越强。由前文的分析知道在 Case S60 和 Case S30 的尾迹干涉较强,而 Case S45 和 Case S50 中尾迹干涉较弱,这就是图 13 中显示的 Case S60 和 Case S30 的非定常性较强,而 Case S50 和 Case S45 非定常性较弱的原因。这说明静叶稠度的改变通过引起尾迹干涉强弱的变化来改变基元级性能的非定常性。

3 结 论

本文对不同静叶稠度的涡轮基元级进行了非定常数值研究,探究了静叶稠度对涡轮基元级转

静干涉(包括转子的非定常势干涉、静叶尾迹与下游动叶的干涉及基元级性能的非定常性)的影响机制,得到如下主要结论:

1) 转子转动产生的非定常势扰动在上游静叶通道中传播情况随静叶稠度的变化而改变。静叶稠度越大,则静叶通道中的转子势扰动强度越大,但衰减也越快,传播范围也越短。

2) 静叶尾迹与下游动叶的干涉情况与静叶稠度密切相关。静叶稠度的改变通过引起静叶尾迹的强弱、尾迹干涉的频率及动叶通道中的流动状态的变化来改变尾迹干涉的强弱。

3) 静叶稠度的改变通过引起尾迹干涉强弱的变化来影响基元级性能的非定常性。当静叶稠度的变化使得尾迹干涉增强时,基元级性能的非定常性增强。

参考文献:

- [1] 廖红桃, 裴庆毅, 杨爱玲, 等. 扩压器稠度对离心压缩机性能影响的数值分析[J]. 风机技术, 2010(3): 3-6.
LIAO Hongtao, SAI Qingyi, YANG Ailing, et al. Numerical analysis on performance of centrifugal compressor with different solidity diffusers[J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2010(3): 3-6. (in Chinese)
- [2] Abdelwahab A. An airfoil diffuser with variable stagger and solidity for centrifugal compressor applications[R]. ASME Paper GT2007-27920, 2007.
- [3] 陈浮, 宋彦萍, 赵桂杰, 等. 附面层吸除对压气机叶栅稠度特性影响[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(2): 211-215.
CHEN Fu, SOU Yanping, ZHAO Guijie, et al. Effects of boundary layer suction on the performance of compressor cascade with different solidities[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(2): 211-215. (in Chinese)
- [4] 赵养正, 刘前智. 轴流压缩机动静叶不同稠度组合对性能的影响[J]. 风机技术, 2007(6): 3-7.
ZHAO Yangzheng, LIU Qianzhi. The effects of solidity of rotor-stator cascades on axial-flow compressor performance[J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2007(6): 3-7. (in Chinese)
- [5] 张永军, 冯国泰. 跨音速压气机叶栅中稠度对弯掠叶栅流场影响的数值分析[J]. 热能动力工程, 2007, 22(3): 237-240.
ZHANG Yongjun, FENG Guotai. A numerical analysis of the impact of solidity on bowed and swept cascade flow fields in a transonic compressor cascade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2007, 22(3): 237-240. (in Chinese)
- [6] Simpson A, Spence S, Watterson J. Numerical and experimental study of the performance effects of varying vaneless space and vane solidity in radial inflow turbine stators[R]. ASME Paper GT2008-50261, 2008.

- [7] Tashima T, Sasaki T, Kalfas A I, et al. Blade loading influence on unsteady flow interactions in axial steam turbines [R]. AMSE Paper GT2007-27452, 2007.
- [8] Barmpalias K G, Kalfas A I, Chokani N, et al. The dynamics of the vorticity field in a low solidity axial turbine [R]. ASME Paper GT2008-51142, 2008.
- [9] Lazaro B J, Gonzalez E, Vazquez R. Unsteady loss production mechanisms in low Reynolds number, high lift, low pressure turbine profiles [R]. ASME Paper GT2007-28142, 2007.
- [10] Pacciani R, Rubecchini F, Arnone A, et al. Calculation of steady and periodic unsteady blade surface heat transfer in separated transitional flow [R]. ASME Paper GT2010-23275, 2010.
- [11] Kenichi F, Takahiro S, Haruyuki T. Effects of blade loading distribution on aerodynamic performance of ultra-high lift L_p turbine airfoils under the influences of wake passing and freestream turbulence [R]. ASME Paper GT2010-22134, 2010.
- [12] Schmitz J T, Morris S C, Ma R, et al. Highly loaded low-pressure turbine: sign, numerical, and experimental analysis [R]. ASME Paper GT2010-23591, 2010.
- [13] Wolf T, Kost F, Janke E, et al. Experimental and numerical studies on highly loaded supersonic axial turbine cascades [R]. ASME Paper GT2010-23808, 2010.
- [14] Ernst M, Michel A, Jeschke P. Analysis of rotor-stator-interaction and blade-to-blade measurements in a two stage axial flow compressor [R]. AMSE Paper GT2009-59371, 2009.
- [15] Fakhari K, Hofbauer T, Weber A. Numerical investigation of unsteady blade row interactions with leakage flow in steam turbines [R]. AMSE Paper GT2009-59613, 2009.
- [16] Paradiso B, persico G, Gaetani P, et al. Blade row interaction in a one and a half stage transonic turbine focusing on three dimensional effects Part I: stator-rotor interaction [R]. AMSE Paper GT2008-50291, 2008.
- [17] Mailach R, Vogeler K. Rotor-stator interactions in a four-stage low-speed axial compressor Part I: unsteady profile pressures and the effect of clocking [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(10): 507-518.
- [18] 党政, 席光, 王尚锦. 叶片安装角对动/静叶排内部非定常流动的影响 [J]. 工程热物理学报, 2002, 23(3): 319-322.
DANG Zheng, XI Guang, WANG Shangjin. Influence of diffuser stagger angle on the rotor/stator interaction flow [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(3): 319-322. (in Chinese)
- [19] 王正明, 王嘉伟. 动静叶相互干扰非定常流动特性的数值研究 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(1): 12-16.
WANG Zhengming, WANG Jiawei. Numerical investigation of unsteady flow characteristic of rotor/stator interaction [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(1): 12-16. (in Chinese)
- [20] 王英锋, 胡骏, 罗标能, 等. 上游叶片尾迹对转子叶片非定常表面压力频谱特性影响的研究 [J]. 航空动力学报, 2006, 21(4): 693-699.
WANG Yingfeng, HU Jun, LUO Biaoneng, et al. Effects of the up-stream blade wakes on the spectrum of rotor blade unsteady surface pressure [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 693-699. (in Chinese)