

文章编号: 1000-8055(2012)06-1288-09

轴流涡轮基元级动叶稠度特性的数值研究

杨 杰, 乔渭阳, 侯伟涛, 魏佐君
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 利用商用软件数值模拟了 5 个不同动叶稠度的轴流涡轮基元级的非定常流动情况, 以研究动叶稠度对轴流涡轮基元级性能和流动情况的影响。通过对动叶稠度对基元级反力度、叶片进出口气流角、转子和静子中的流场及损失影响情况的考察研究, 发现动叶稠度的改变对涡轮基元级性能和流动情况的影响与静叶稠度存在重要关系。静叶稠度不变时, 动叶稠度的改变通过影响流过涡轮基元级的流量来使基元级的反力度发生变化。当动叶稠度过大时, 气流在转子中会过度膨胀加速而产生激波损失及其与附面层干涉形成的流动分离损失。动叶稠度过小时, 转子进口会出现极大的正攻角致使动叶吸力面发生大范围的流动分离。静叶稠度一定时, 存在一个最佳的动叶稠度, 使涡轮基元级呈现最好的性能。

关 键 词: 轴流涡轮; 动叶; 静叶; 稠度; 反力度; 激波; 流动分离; 损失

中图分类号: V231

文献标志码: A

Numerical study on the rotor solidity characteristics of axial turbine element stages

YANG Jie, QIAO Wei-yang, HOU Wei-tao, WEI Zuo-jun

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: To explore the influence of the rotor solidity on the axial turbine element stage flow status and performance, unsteady numerical simulations on the turbine element stages with five different rotor solidity were conducted, and the rotor solidity influence on the element stage reaction, blade inlet and outlet flow angles, stator and rotor flow fields and loss status was investigated. The research results indicate that the effects of the rotor solidity alteration on the turbine element stage flow status and performance are directly associated with the stator solidity. When the stator solidity remains constant, the rotor solidity alteration changes the turbine element stage reaction by changing the mass flow rate through the element stage. As the rotor solidity increased to a certain extent, shocks will arise from the excessive expansion and acceleration of the gas flow in the stator region, as well as the flow separation caused by the shock interaction with the boundary layer. As the rotor solidity reduced to a certain extent, a large positive flow incidence will occur at the rotor inlet and cause a great range of flow separation on the rotor suction side. When the stator solidity remains constant, there's one best rotor solidity, resulting in the best turbine element stage performance.

Key words: axial turbine; rotor; stator; solidity; reaction; shock; flow separation; loss

收稿日期: 2011-06-20

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120704.1152.201206.1288_013.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。

在叶轮机械的设计过程中,无论是压气机^[1-5]还是涡轮^[6-7],无论是离心机^[1-2,6]还是轴流机^[3-5,7],对于叶片稠度,如叶排轴向间距^[8-9]和叶片安装角^[10-11]等其他几何参数一样,都会给予极大关注.尤其是对于广泛应用于航空发动机的轴流涡轮而言,为了减轻发动机的质量、降低发动机的制造和维护成本,人们正逐渐热衷于设计具有较少叶片数的高负荷、低稠度涡轮^[12],对此,人们进行了大量的研究^[13-15].然而,由于目前少见对涡轮稠度特性的公开报道,人们在设计轴流涡轮时稠度的选取依赖于设计经验.而为了更加高效地对轴流涡轮进行参数化优化设计,就必须更加深入地认识叶片稠度对轴流涡轮流动状态和损失的影响机制和掌握叶片稠度对轴流涡轮性能的影响特性,为人们在设计涡轮过程中选择稠度时提供可靠的物理机制上的依据.

本文对具有不同动叶稠度的轴流涡轮基元级的非定常流动情况进行了数值研究.研究了基元级环境下动叶稠度对涡轮流动和损失情况的影响特性,以及对涡轮性能的影响机制,总结了轴流涡轮基元级的动叶稠度特性.

1 数值计算方法

1.1 研究对象

本文的研究对象是GE E³高压涡轮第1级中展向处的基元级.为减少计算量,按照区域缩放的原则将静、动叶片数分别由原来的46和76调整为50和75,记为Case R75,作为改变动叶稠度的基准算例.

根据动叶稠度的定义: $S = CN_r / \pi D$ (其中, S 为动叶稠度, C 为动叶基元级弦长, N_r 为动叶叶片数, D 为动叶基元级处的回转面直径),故动叶稠度与动叶叶片数成正比,因此在本研究中仅通过改变动叶叶片数来改变动叶稠度.

故以Case R75为基准,分别将动叶数调整为50,60,90,100作为改变动叶稠度的对比算例,分别记为Case R50,Case R60,Case R90,Case R100.各算例的动叶稠度大小分别为0.835,1.002,1.253,1.504,1.671.

1.2 数值模型

采用商用软件CFX求解雷诺平均Navier-Stokes(N-S)方程组.湍流模型采用带自动壁面处理的SST(shear stress transport)模型.方程的时间项通过二阶向后欧拉格式离散;湍流项及对流

项通过高阶格式离散.时间步长取静子周期(即转子转过一个静叶栅距的时间)的1/60.经过20个静子周期,非定常流场解实现收敛.

1.3 计算模型

1.3.1 计算网格

由商用软件TurboGrid生成计算所需的结构化网格. Case R50, Case R60, Case R75, Case R90, Case R100模拟的静子和转子通道数分别为1:1.5:6,2:3,5:9,1:2.计算域进出口分别位于距静叶前缘1.5倍静叶轴向弦长处和距动叶尾缘3倍动叶轴向弦长处.叶片沿展向取两层体网格.叶片表面第一层网格的 $y^+ \leq 1$. Case R90的网格示意图见图1.

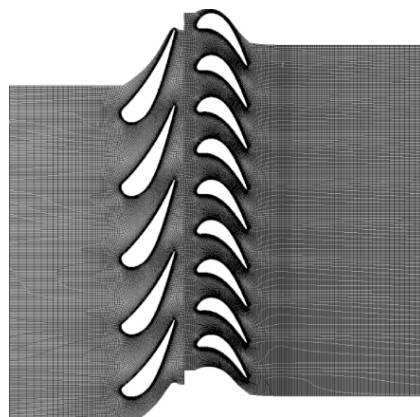


图1 计算网格

Fig. 1 Computation mesh

1.3.2 边界条件

计算域进口设置总温、总压、进气方向及来流湍流度;出口设置平均静压;叶片展向两侧设置为自由滑移壁面;周向两侧设置为旋转周期性边界;转静交接面在定常和非定常计算时分别设置为冻结转子(frozen rotor)和暂态转子静子(transient rotor stator)交接方式.

2 计算结果及分析

对2个静子周期内的时均结果进行考察和分析,以研究动叶稠度对涡轮基元级性能和流动情况的影响,获取动叶稠度特性.

2.1 对基元级反力度的影响

基元级转子时均质量流量随动叶叶片数(N_r)的变化情况见图2.动叶叶片数的增加使基元级转子单通道和全通道的流通面积都减小,而

基元级进出口边界条件不变,故通过基元级转子的流量,无论是全通道还是单通道,都必减少.而通过下文的分析可知,通过基元级流量的变化会引起气流在静子和转子区域膨胀加速程度比例的重新分配,即引起基元级反力度的变化.

静/动叶表面的时均静压分布见图 3. 动叶数的增加使基元级全通道的流量减少,因静叶数不变,故静叶单通道的流量也会减少.又由于静叶单通道的流通面积不变,故气流在静叶通道中的膨胀加速程度减弱.在静子进口压力边界条件不变的情况下,静子出口的压力必上升(图 3(a)),即转子进口的压力上升(图 3(b)),而又转子出口压力不变,故气流在转子中的膨胀加程度必增强.故在保持静叶稠度时,动叶稠度的增加改变了基元级静/转子中气流膨胀加速程度的比重,也即改变了基元级的反力度(增大);这也表明,动叶稠度的改变对涡轮基元级流动的影响和静叶稠度有重要关系.基元级反力度的改变是基元级中流动状态和损失情况变化的原因.

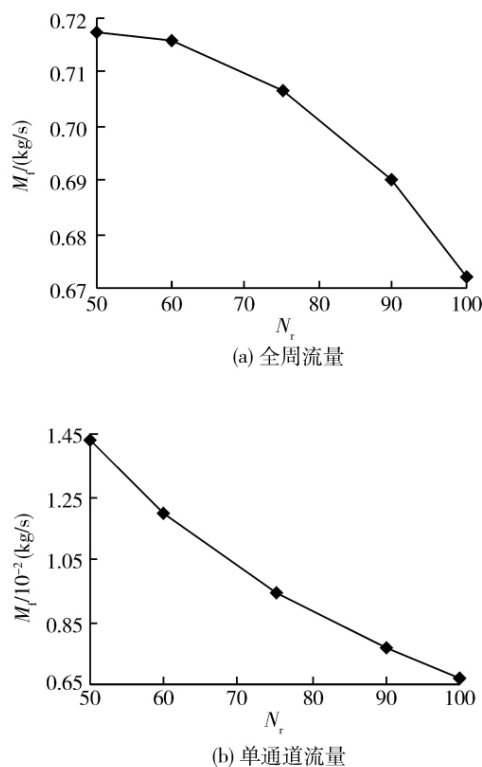


图 2 转子全周和单通道质量流量随动叶叶片数变化

Fig. 2 Time averaged mass flow rate through the rotor full and single passage changing with the rotor blade number

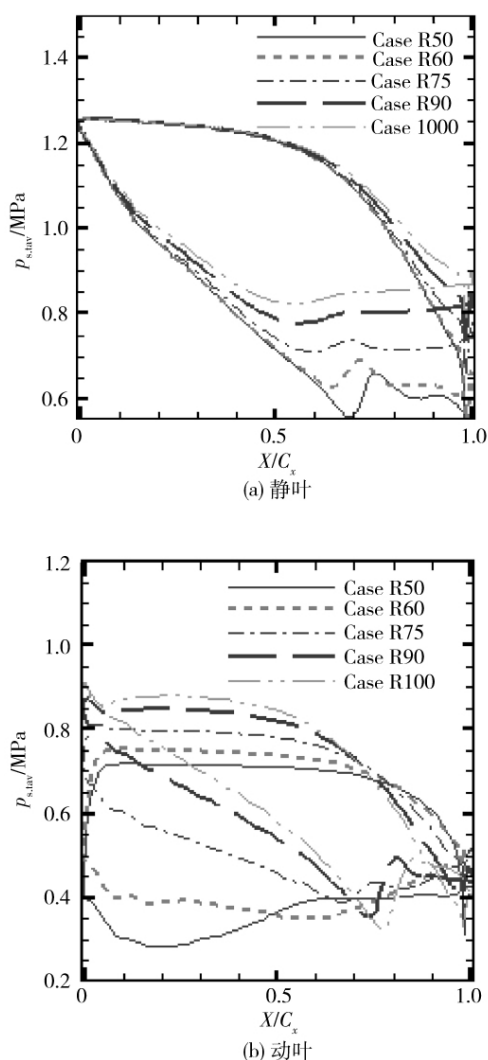


图 3 静/动叶表面时均静压分布

Fig. 3 Stator/rotor blade surface time averaged static pressure distribution

2.2 对流动状态影响

2.2.1 对气流角的影响

基元级静子气流偏航角 δ_s 、转子气流攻角 i_r 和气流偏航角 δ_r 随动叶叶片数的变化见图 4. 其中气流偏航角定义为出口气流角与几何出口角之差,气流攻角定义为几何进口角与进口气流角之差.

图 4(a)表明随着动叶数增加对静子气流偏航角的影响不大.这是由于静叶稠度没有改变,故静叶流道对气流的控制作用不变.静子气流偏航角随动叶稠度的微小变化取决于静子中流动状态的变化.

图 4(b)表明转子气流攻角随着动叶数的增加而剧烈减小.动叶叶片数为 50 和 100 时,转子进口分别出现大的正攻角 6.0° 和大的负攻角 -19.31° .这是由于动叶稠度的增加使气流在静子

中的膨胀加速程度减弱,从而使静子出口流速减小,而出口气流角变化不大(图4(a)),故由转子进口的速度三角形(图5)可知动叶气流攻角减小。

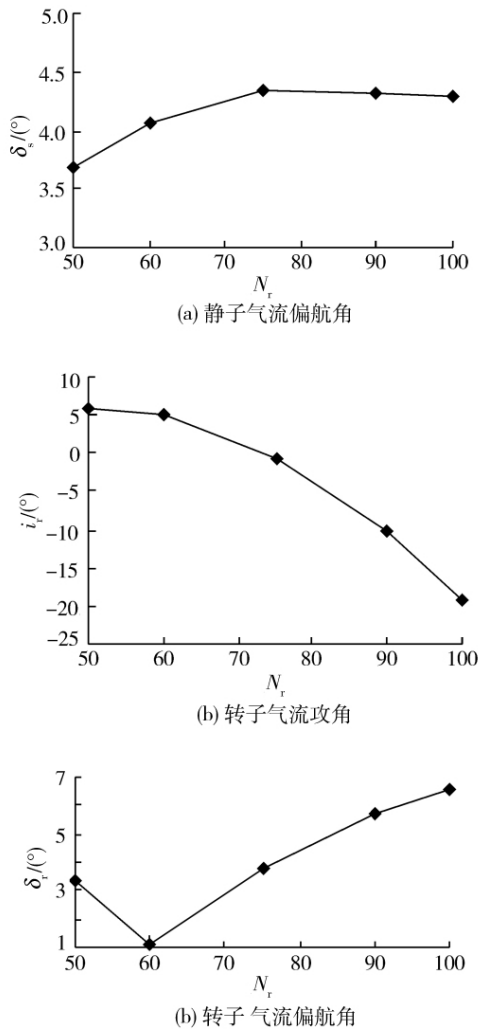


图4 时均气流角随动叶叶片数变化

Fig. 4 Time averaged flow angles changing with the rotor blade number

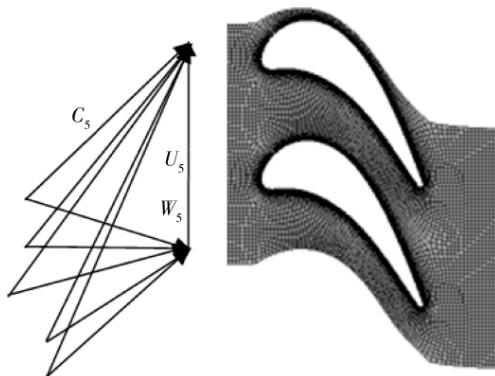


图5 动叶进口速度三角形

Fig. 5 Rotor inlet velocity triangles

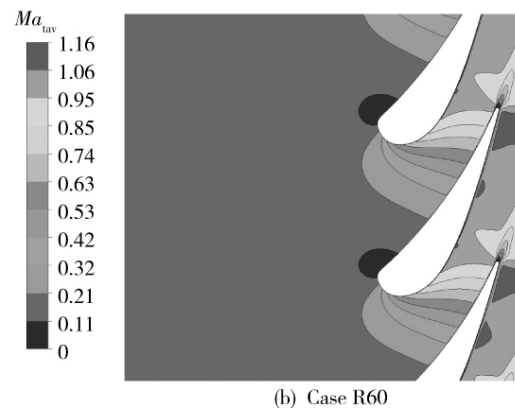
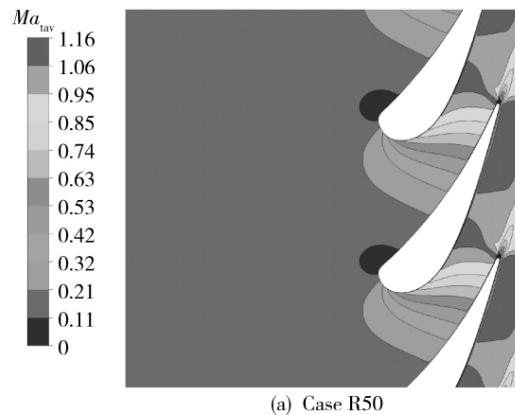
小。动叶叶片数为50时,静子出口气流速度大,转子进口的速度三角形决定动叶出现大的正攻角;动叶叶片数为100时,静子出口气流速度小,速度三角形决定了动叶出现大的负攻角。

图4(c)表明动叶偏航角随动叶稠度的变化较大,动叶稠度的增加使得偏航角有较大幅度的增加(Case R50除外)。因为动叶稠度的增加使气流在转子中的膨胀加速程度增强,并且动叶流道对气流的控制作用增强,故动叶出口气流的偏航角增大。而在Case R50中,出口气流的偏航角比Case R60中的大,通过下文的流场分析将会知道这是由于在Case R50中,转子进口大的正攻角造成动叶吸力面出现大范围的流动分离,从而引起出口气流偏航角增大。

2.2.2 对流场的影响

静子区域的时均马赫数云图见图6。图6显示随着动叶稠度的增加,静子区域后部的气流马赫数减小,即气流在静子中的膨胀加速程度减弱。在Case R50和Case R60中,静子中的膨胀加速程度最大,叶栅通道中已经出现超声速区,但由于仅仅是弱超声速,故并未出现激波。

转子区域的时均马赫数(相对于旋转坐标框架)云图见图7。图7表明气流马赫数(转子区后



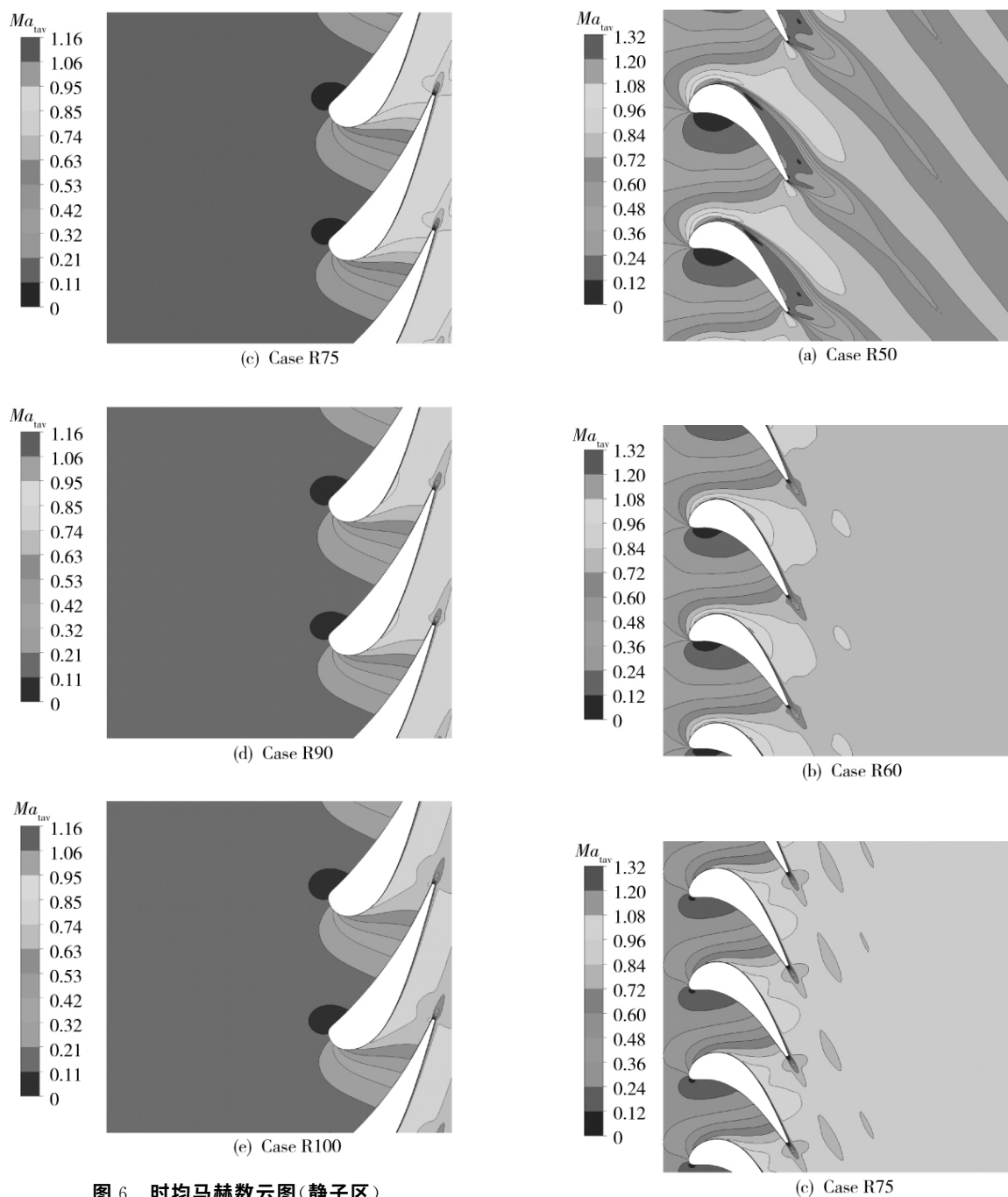
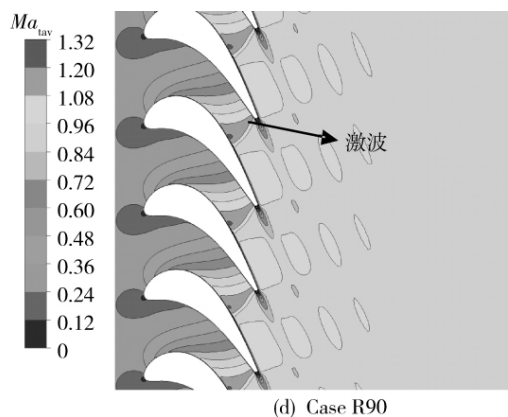


图 6 时均马赫数云图(静子区)

Fig. 6 Time averaged Mach number contours (stator region)

部)随着动叶稠度的增加而增大,即转子中气流的膨胀加速增强.在 Case R90 和 Case R100 中,转子中的气流膨胀加速程度最强,叶栅通道已经出现激波.此激波是由于超声速气流到达尾缘后受到尾缘后较高压力气流的压缩产生的.此激波的产生必然会增加转子区域的流动损失.由于 Case R100 中转子区域的膨胀加速程度比 Case R90 更强,波前马赫数更高,故其产生的激波更强,由此带来的流动损失也会更大.

从图 7(a) 可以看到 Case R50 中,动叶吸力



(d) Case R90

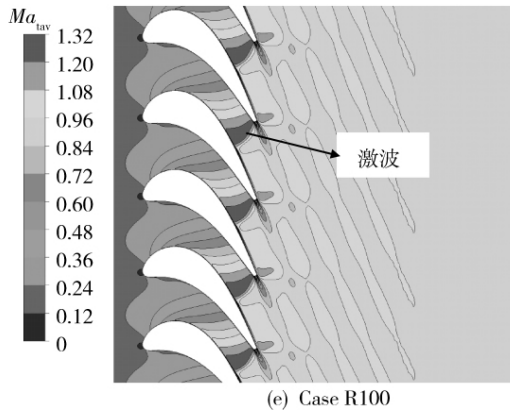


图 7 时均马赫数云图(转子区)

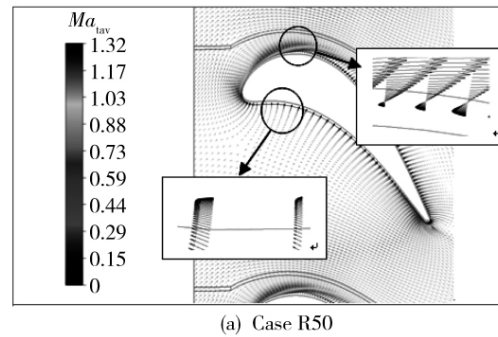
Fig. 7 Time averaged Mach number contours
(rotor region)

面后段和压力面前段存在大范围的低马赫数区. 吸力面的低马赫数区是由于吸力面大范围的流动分离和回流造成的. 压力面的低马赫数区是由于进口气流在动叶前缘的驻点沿压力面后移所造成的. 引起吸力面分离和驻点沿压力面后移的原因是转子进口气流存在大的正攻角.

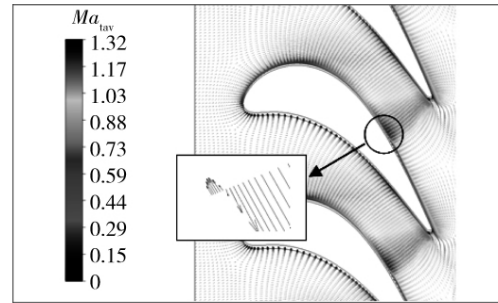
Case R50, Case R90 和 Case R100 中转子区域的时均速度矢量图见图 8. 从图 8(a)中可以看出在动叶吸力面从 0.27 倍轴向弦长开始一直到尾缘发生大范围的流动分离和回流. 这与图 7(a)中动叶吸力面的低马赫数区对应. 由于进口气流攻角很大, 在吸力面前部膨胀加速强度大, 而进口压力本来就低, 故沿吸力面, 压力迅速降至比出口压力低, 从而在吸力面上很快出现逆压梯度(图 3(b)), 而当地边界层还未来得及由层流边界层转捩为湍流边界层, 故很快发生大范围的流动分离和回流. 另外, 由于 Case R50 中动叶叶片数少, 栅距大, 稠度小, 叶栅通道对气流作用的有效长度短, 这也使得气流在叶栅通道吸力面前部加速膨胀很快, 因而较早出现逆压梯度. 动叶吸力面大范围的流动分离必然会大大增加转子区域的流动损失.

另外, 图 8(a)还显示了动叶吸力面前缘附近出现逆向流动(与图 7(a)中动叶压力面上的低马赫数区对应), 这是由于转子进口气流的大攻角使气流在叶片上的驻点沿压力面向后移动(0.1 倍轴向弦长处)所致.

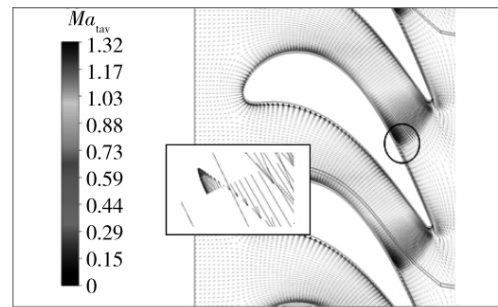
从图 8(b)和图 8(c)均可以看出动叶吸力面上出现激波处的边界层发生了小范围的流动分离(Case R90 为 0.78 倍轴向弦长处; Case R100 为 0.80 倍轴向弦长处), 这是由于激波与边界层的



(a) Case R50



(b) Case R90

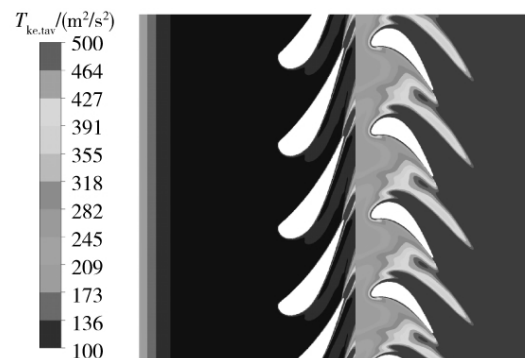


(c) Case R100

图 8 时均速度矢量图(转子区)

Fig. 8 Time averaged velocity vector (rotor region)

相互干涉引起的. 由于 Case R100 中的激波更强, 从而与边界层干涉引发的边界层分离也更强, 分离损失也会更大. 图 9 和图 10 分别示出了基元级时均湍动能的云图和静叶及动叶后 0.05 倍轴向弦长处时均湍动能的周向分布. 图 9 显示了随着动叶稠度的增加, 静子区域(靠近吸力面)和转子



(a) Case R50

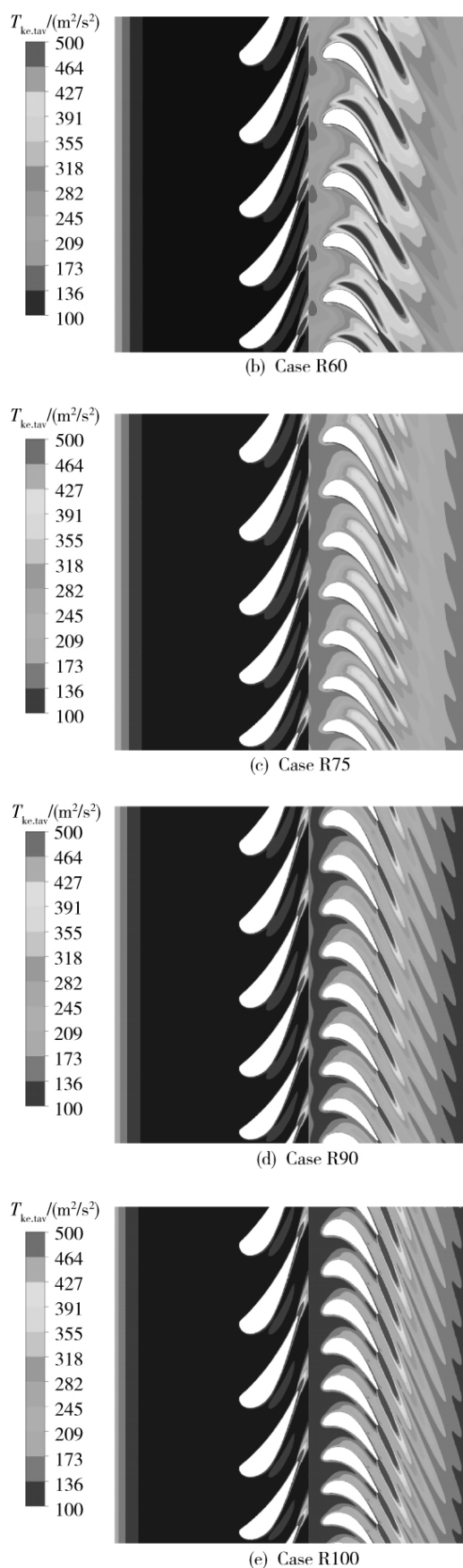


图 9 时均湍动能云图

Fig. 9 Time averaged turbulence kinetic energy contours

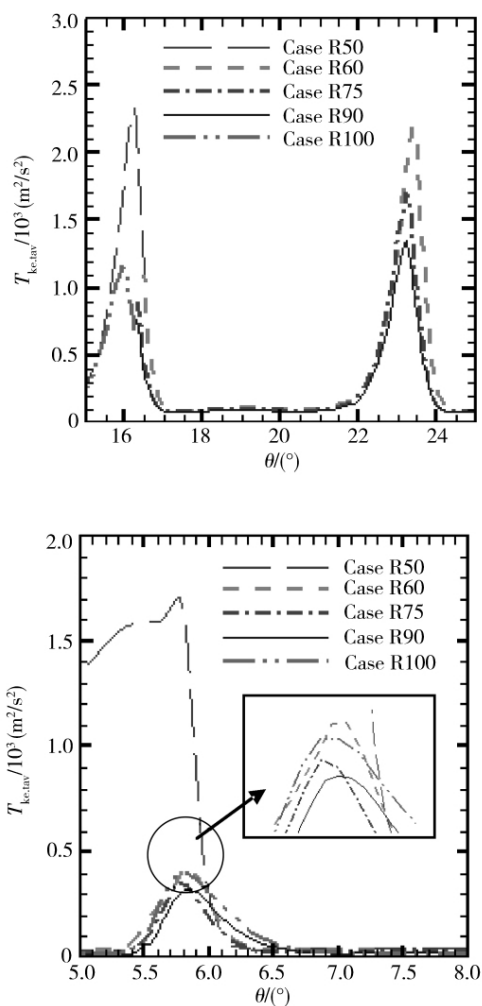


图 10 静子和转子尾缘后 5% 倍轴向弦长处湍动能分布

Fig. 10 Time averaged turbulence kinetic energy distribution at 5% axial chord length position after the stator and rotor trailing edge

区域的湍流强度均减弱. 图 10 表明动叶稠度的增加使静叶尾迹中的湍流强度减弱. 而动叶尾迹中湍流强度的变化情况则比较复杂.

气流在静子中的膨胀加速程度随动叶稠度的增加而减弱, 从而使静子区域 (包括尾迹) 中的雷诺数减小. 故在静子区域进口来流湍流度相同的情况下, 静子区域的湍流强度减弱, 尾迹的湍流强度也因为叶片边界层的湍流强度的减弱和尾迹中的雷诺数的减小而减弱. 这决定了静子中的边界层损失和尾迹损失都随着动叶稠度的增加而减弱. 其中在 Case R50 中, 静子中的膨胀加速作用最强, 静子区域 (包括尾迹) 中的雷诺数最大, 因而湍流最强.

转子区域包括尾迹中的湍流强度主要由转子口的湍流强度及转子中的气流的膨胀加速程度等

因素决定. 由于转子进口(即静子出口)的湍流强度减弱, 而气流在转子中的膨胀加速作用增加, 这两个因素影响程度的强弱对比决定了转子区域及其尾迹中的湍流强度变化如上文所述. 在 Case R60 中, 由于转子进口湍流(静子出口尾迹)很强, 故转子区域的湍流很强, 动叶的边界层损失也会很大. 另外, 在 Case R50 中, 转子进口大的正攻角使动叶吸力面出现大范围的流动分离, 进而引起动叶吸力面边界层的转捩和整个转子区域的高湍流强度. 事实上, Case R50 中, 整个转子区域包括尾迹中的湍流都是最强的.

众所周知, 尾迹损失是涡轮叶栅流动损失的主要损失源之一, 而尾迹中湍动能的强弱对比反映了尾迹的强弱对比, 因此反映了尾迹损失情况的对比, 故图 10 也间接反映了各算例中静叶和动叶的尾迹损失情况.

2.3 对流动损失和基元级性能的影响

基元级等熵效率(η)及静子与转子的总压恢复系数(σ)随动叶叶片数的变化情况见图 11. 静子和转子的总压恢复系数的定义分别用绝对总压和相对总压.

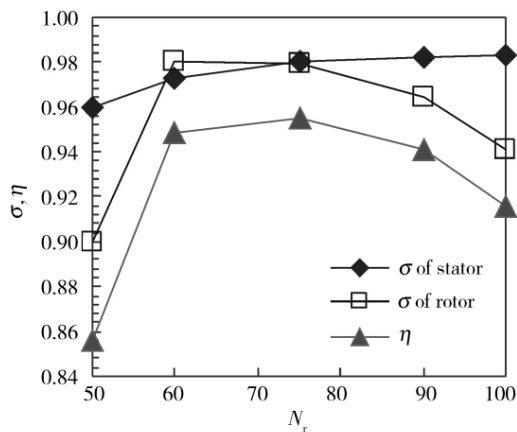


图 11 基元级时均效率及静/转子时均总压恢复系数随动叶叶片数变化

Fig. 11 Time averaged element stage efficiency and stator/rotor total pressure recovery coefficients changing with the rotor blade number

图 11 表明静子区域的总压恢复系数随着动叶稠度的增加而上升, 即静子中的总损失随着动叶稠度的增加而增加. 这是由于随着动叶稠度的增加, 气流在静子中的膨胀加速作用减弱, 尾迹损失和叶片边界层损失都减小(详见 2.2 节)的原因.

而在转子区域, 由于动叶叶片数是变化的, 故

总压恢复系数的变化情况即损失变化情况除与流动状态(详见 2.2 节)有关外, 还与动叶叶片数有关. 在 Case R90 和 Case R100 中, 除了有尾迹损失和叶片边界层损失外, 还有激波损失和激波与边界层干涉造成的分离损失, 另外叶片数也多, 故总损失大, 总压恢复系数低. 在 Case R100 中, 转子中的尾迹损失、激波损失及激波与边界层干涉造成的分离损失更大, 叶片数更多, 故总损失更大, 总压恢复系数更低. 而在 Case R50 中, 由于动叶吸力面发生大范围的流动分离, 故其损失最大, 总压恢复系数最低.

涡轮基元级效率的变化情况取决于流动损失在静/转子中的变化情况. 图 11 表明 Case R50 及 Case R100 的效率低, 这是因为 Case R50 中静子和转子损失都最大, 故效率最低; 而 Case R100 中, 转子损失也很大, 虽然静子的损失最小, 但转子损失对基元级效率的影响超过了静子损失的影响程度, 故基元级效率也很低.

3 结 论

本文数值模拟了 5 个具有不同动叶稠度的轴流涡轮基元级的非定常流动情况, 研究了基元级环境下动叶稠度对涡轮流动和损失情况的影响特性及对涡轮性能的影响机制, 得到如下主要结论:

- 1) 动叶稠度变化通过引起涡轮基元级流量的变化来改变基元级的反力度, 进而引起基元级的流动状态和损失情况的变化.
- 2) 过大的动叶稠度会引起过大的基元级反力度, 从而使气流在转子中的膨胀加速太强而产生激波损失, 以及激波与附面层干涉产生的流动分离损失, 从而使基元级损失增加.
- 3) 过小的动叶稠度会引起过小的基元级反力度, 从而使转子进口出现极大的正攻角, 致使动叶吸力面发生大范围的流动分离, 从而使基元级的流动损失大幅增加.
- 4) 动叶稠度的变化对涡轮基元级性能和流动的影响情况与静叶稠度相关. 在保持静叶稠度时, 有某动叶稠度, 让基元级性能最好.

参考文献:

- [1] 廖红桃, 赛庆毅, 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.
CHENG Fu, SONG 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] 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)
- [5] 赵养正, 刘前智. 轴流压缩机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)
- [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] 周莉, 张鑫, 蔡元虎. 轴向间距对涡轮损失影响的非定常数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(7): 1595-1601.
ZHOU Li, ZHANG Xin, CAI Yuanhu. Unsteady numerical investigation of the influence of axial gap on the turbine loss[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(7): 1595-1601. (in Chinese)
- [9] 周莉, 蔡元虎. 不同轴向间距下涡轮级内非定常流场的数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 2(3): 629-631.
ZHOU Li, CAI Yuanhu. Numerical investigation on the unsteady flowfield of the turbine stage under different axial gaps[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 629-631. (in Chinese)
- [10] 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 unsteady interaction flow [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(3): 319-322. (in Chinese)
- [11] 李宇, 邹正平, 刘火星, 等. 叶片安装角偏差对涡轮通道内热斑迁移的影响[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(6): 944-948.
LI Yu, ZOU Zhengping, LIU Huoxing, et al. Influence of blade-stagger departure on the migration of hot streak in turbine passage[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(6): 944-948. (in Chinese)
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 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.