

文章编号: 1000 8055(2010)07-1595-07

# 轴向间距对涡轮损失影响的非定常数值研究

周 莉, 张 鑫, 蔡元虎  
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

**摘 要:** 针对不同轴向间距下涡轮级内非定常流动进行了数值研究, 讨论了非定常条件下轴向间距变化对气动损失、非定常性的影响. 结果表明, 随着轴向间距的减小, 涡轮级内流动的非定常性增大, 流动的不均匀性更为强烈. 大轴向间距方案的尾迹同主流区域的流体掺混距离较长, 表现出大的总压损失系数的分布. 小轴向间距下流动的不均匀性非常强烈, 因而也表现出较高的损失分布. 存在一个最优的轴向间距使得气动损失最小.

**关 键 词:** 轴向间距; 气动损失; 非定常性; 不均匀性; 总压损失系数

中图分类号: V231

文献标识码: A

## Unsteady numerical investigation of the influence of axial gap on the turbine loss

ZHOU Li, ZHANG Xin, CAI Yuan hu

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

**Abstract:** The unsteady flowfield of the turbine stage was investigated numerically under different axial gaps, and the influences of the axial gap on the aerodynamic loss and the flow unsteadiness were discussed. Results show that the flow unsteadiness in the turbine stage becomes stronger with the reduction of the axial gap, and the corresponding flow becomes nonuniform. The total pressure loss coefficient of the turbine with the larger axial gap is bigger than that with the design axial gap. The reason is that the mixing distance between the wake and the main flow becomes much larger. Due to the much stronger flow unsteadiness under the smaller axial gap, the corresponding aerodynamic loss of the turbine stage is larger. There exists an optimum axial gap to minimize the aerodynamic loss.

**Key words:** axial gap; aerodynamic loss; unsteadiness; non uniform;  
total pressure loss coefficient

伴随着燃气轮机发展, 为了降低成本, 减轻质量, 设计师倾向于把燃气轮机设计得更紧凑, 这样就导致了压气机或涡轮叶排之间距离的缩短. 研究者们对压气机轴向间隙的影响已进行了大量的研究, 并且轴向间隙的影响机制基本明确<sup>[1-4]</sup>. 在涡轮中, Dring 发现当涡轮动静部件之间的轴

向间距变化时, 涡轮级效率的变化能达到 2%<sup>[5]</sup>. Yamada 研究结果表明涡轮级效率在小间距下更高一些, 因为在小间距下尾流在还没被掺混时就进入了动叶中<sup>[6]</sup>. Rangwala 却在计算中发现当轴向间距小时, 在转子内会产生激波, 带来一定的损失. 反而在较大的轴向间距下, 涡轮级的性能更

收稿日期: 2009 06 08; 修订日期: 2009 11 06

基金项目: 航空科学基金(2008ZB53014); 国家自然科学基金(50906071); 教育部高校博士点新教师基金(200806991061);

陕西省自然科学基金(SJ08-ZP06); 西北工业大学翱翔之星

作者简介: 周莉(1978-), 女, 河南信阳人, 副教授, 博士, 主要从事热机气动热力学研究.

高一些<sup>[7]</sup>. Venable 等人则认为级损失和效率随轴向间距变化不大, 当轴向间距减小时, 动叶总压损失的增加被静叶总压损失的减小弥补抵消了<sup>[8]</sup>. 对于静子叶片与转子叶片间轴向间距对级气动性能的影响, 许多研究者作过了大量的研究<sup>[9-11]</sup>. 但在公开发表的文献中, 到底是哪种轴向间距下所对应的气动损失更小一些, 研究者们并未有统一的认识. 因此, 对不同轴向间距下叶轮机内部非定常流动机理的深入理解, 不仅有助于人们在设计中减少内部损失, 而且有可能充分利用非定常效应进一步提高叶轮机械的性能.

本文针对涡轮级内非定常流动中, 轴向间距对其气动性能及流场分布的影响进行了研究. 讨论了轴向间距变化对气动性能、非定常性及流场分布的影响.

## 1 数值计算方法

### 1.1 基本控制方程及数值算法

流场的计算采用了 UNSTREST 程序, 该程序是基于薄边界层近似的 Navier-Stokes (N-S) 方程的流场求解代码, 方程的离散采用了二阶精度显式的 SCREE 格式, 其仅需要非常小的人工黏性, 可以在非常低的马赫数下运行, 也可以在跨声速甚至超声速马赫数下求解, 最大的马赫数可接近 2. 在非定常计算中引入了隐式的双时间步方法. 在非定常计算中引入了隐式的双时间步方法, 时间项采用四阶 Runge-Kutta 法迭代求解. 表面剪切应力通过物面上第一个网格点上的特定  $y^+$  值和速度值来计算. 计算中使用隐式残差光顺方法及当地时间步长法, 以获得最快的收敛速度.

### 1.2 边界条件

计算中给定了整个级的进出口条件. 在静子的进口边界处给定了总温、总压和气流角; 在转子的出口边界上给定了静压, 并使用了径向平衡. 上下游延伸部分的周向边界采用周期性边界条件. 对于固体壁面, 取不可渗透、无滑移及绝热壁面边界条件, 以确保通过与固体边界重合的网格面的质量流量、动量通量及能量通量为零. 在动静部件的交界面上施加了内边界条件, 在定常计算中采用了混合平面方法, 而在非定常计算中则使用了滑移界面方法以进行信息的传递, 每个叶排的变化被插值传递到相邻叶排, 流动没有任何扭曲地通过界面传递.

## 2 计算模型

本文以某一涡轮级的末级为研究对象, 对其级环境下的流动进行了数值模拟. 静子和转子的叶片数分别为 56 和 90. 为了使计算所用各叶片排的通道数尽量少, 把静子的叶片数由 56 调整到 60. 这样根据区域缩放的原则, 计算在 2 个静子通道和 3 个转子通道内进行. 计算在中间叶高处所采用的结构化网格如图 1 所示, 每个静子通道的网格数为  $88 \times 46$ , 每个转子通道的网格数为  $137 \times 46$ , 其中沿周向有 46 个计算站. 交界面位于静子尾缘后 40% 轴向间距的位置上. 在进行隐式双时间步的非定常计算时, 每个周期内较低的物理时间步数不能分辨高频的小扰动<sup>[12]</sup>, 一般时间步数在 60~200 之间可以获得精度高的计算结果, 较大的值可以得到更高的计算精度, 且能分辨出高频的扰动, 但计算时间相应的较长, 本文把转子通过两个静子通道所用的时间作为一个周期, 每个周期内设定 100 个物理时间步, 分别对应 100 个不同的转子周向位置(相对于静子), 每个物理时间步下进行 100 次的虚拟时间步的内迭代. 对于不同轴向间距下涡轮级内流场的求解, 采用了相同的进出口边界条件.

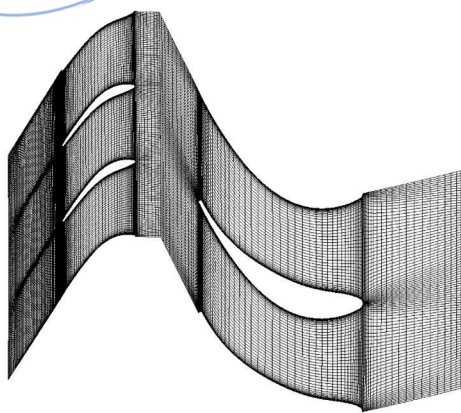


图1 计算网格图

Fig. 1 Structure mesh of the turbine stage

## 3 计算结果及分析

不同轴向间距下相对偏航角 ( $\theta = \arctan(V_0/V_z)$ ) 随时间步的分布图如图 2 所示. 可以看出当轴向间距减小时, 相对偏航角增大, 其在一个周期内的振荡幅度也增大, 且偏航角的最大值向较早的时间步上迁移, 也即轴向间距越小, 偏航角的最大值越早出现.

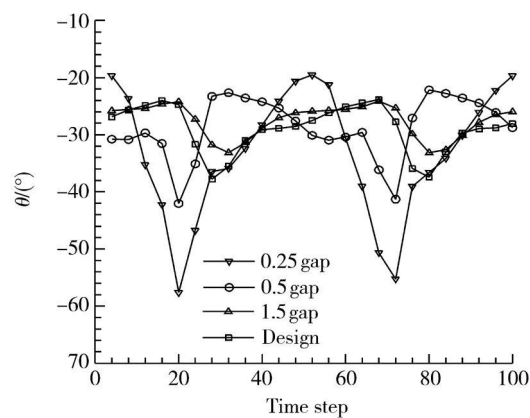


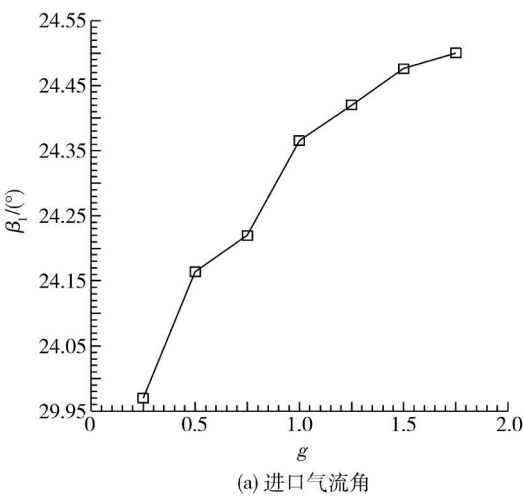
图 2 不同轴向间距下偏航角随时间的分布图

Fig. 2 Variation of the yaw angle with the time under different axial gaps

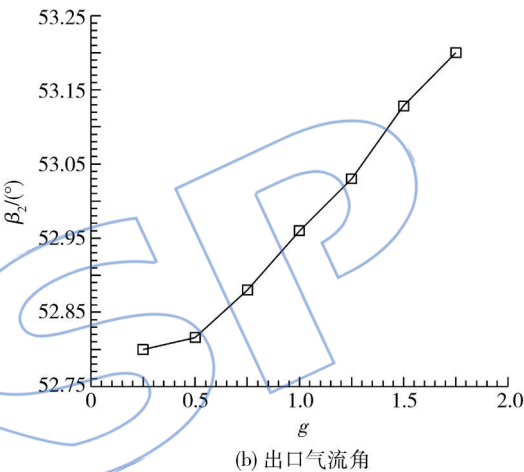
图 3 给出了不同轴向间距下气流角的分布图,从图中可以看出,当轴向间距不断增加时,进口气流角、出口气流角和气流转折角不断增大.进口气流角从 50% 间距到设计轴向间距的增加幅度更大一下,而出口气流角和气流转折角则显示出随轴向间距线性增大的趋势.

图 4 给出了同一叶片相对位置处不同轴向间距下熵的分布图.由图可见由于动叶尾缘处的厚度较大,在非定常计算中发现动叶尾缘后的熵随时间步推进呈现出类似于卡门涡街脱落的分布;而当轴向间距为 50% 轴向间距时,在动叶尾缘后面的尾流不再呈现出类似于卡门涡街的结构.由于动叶轴向位置的变化对上游尾迹的输运过程有显著影响,使得输运静叶尾迹的轴向速度发生了变化,因而轴向间距的变化对尾迹的输运时间造成一定的影响,在动叶区域静子的尾迹被输运到不同的位置处,从图中可以看出,当轴向间距为设计间距时,静叶的尾迹基本上输运到动叶的头部,随着轴向间距的减小,静子的尾迹被输运到动叶通道内的位置向下游移动,尾迹处于动叶通道内的不同的位置,进而表现出不同的损失分布.

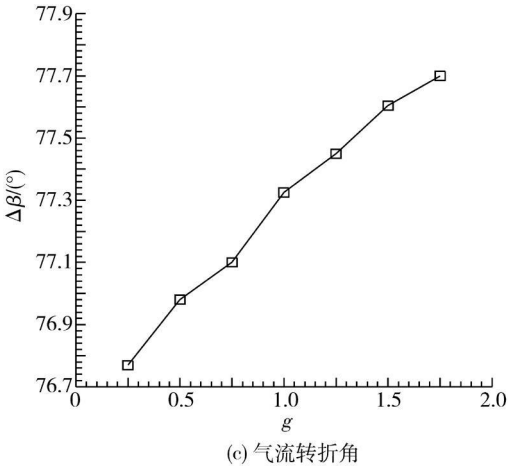
为了更清晰分辨出尾迹与下游叶列的干扰,本文沿流向选取不同的观测位置,给出了时间平均的切向熵分布图.如图 5 所示,第一个观测位置选择在静叶尾缘处,依次向下游排列,一直到动叶尾缘下游附近,共计 11 个观测位置,并分别记以英文字母从 A 到 K.图中给出了设计轴向间距时各观测位置的示意图,实际计算中,交界面、尾缘和前缘点分别是关键点,交界面附近的观测位置与交界面的距离保持在 2 mm,尾缘附近的观测位置与尾缘的距离则限定为 2 mm,前缘附近的观测



(a) 进口气流角



(b) 出口气流角



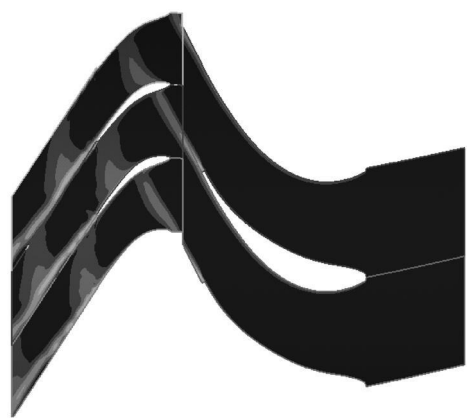
(c) 气流转折角

图 3 不同轴向间距下气流角的分布图

Fig. 3 Distribution of the flow angle under different axial gaps

位置与前缘的距离限定为 2 mm,其他较远的观测位置距离关键点的距离保持在 10mm.各观测位置上的切向熵的时均分布就显示在图 6 中.图 6 中较高熵值集中的区域(波峰)就被认为是尾迹区.

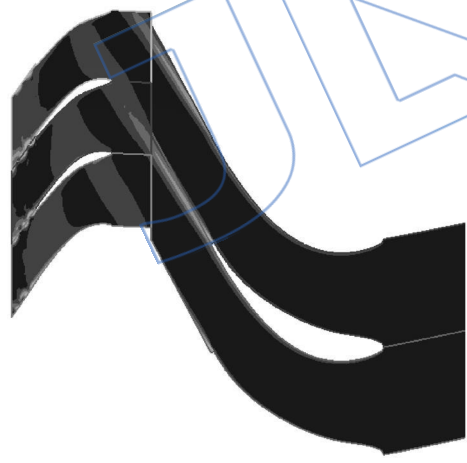
图 6 给出了不同轴向间距下沿流向不同观测位置上时均熵的分布图.图 6(a)~(d)中横坐标



(a) 50%轴向距离



(b) 设计轴向距离



(c) 150%轴向距离

图 4 不同轴向间距下熵的分布图

Fig. 4 Distribution of the entropy under different axial gaps

$L=0\sim 50\%$ 处为压力面(PS),  $L=50\%\sim 100\%$ 处为吸力面(SS). 图 6(e) ~ (k) 中横坐标  $L=0\sim 50\%$ 处为吸力面(SS),  $L=50\%\sim 100\%$ 处为压力面(PS). 从图 6 来看, 对于不同的轴向间距方案, 离开静叶尾缘(A 位置)的时均尾迹强度几乎不变, 相位也没有明显改变. 但是到了动/静叶交界

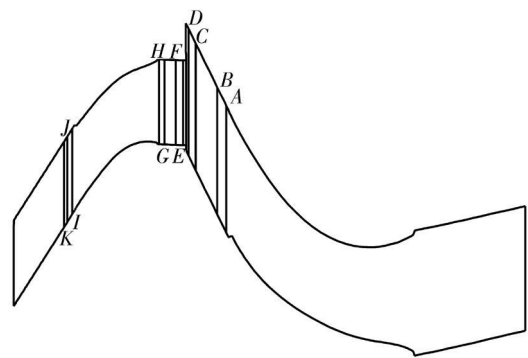


图 5 流动方向上的 11 个观测位置

Fig. 5 Eleven observation stations along the streamwise direction

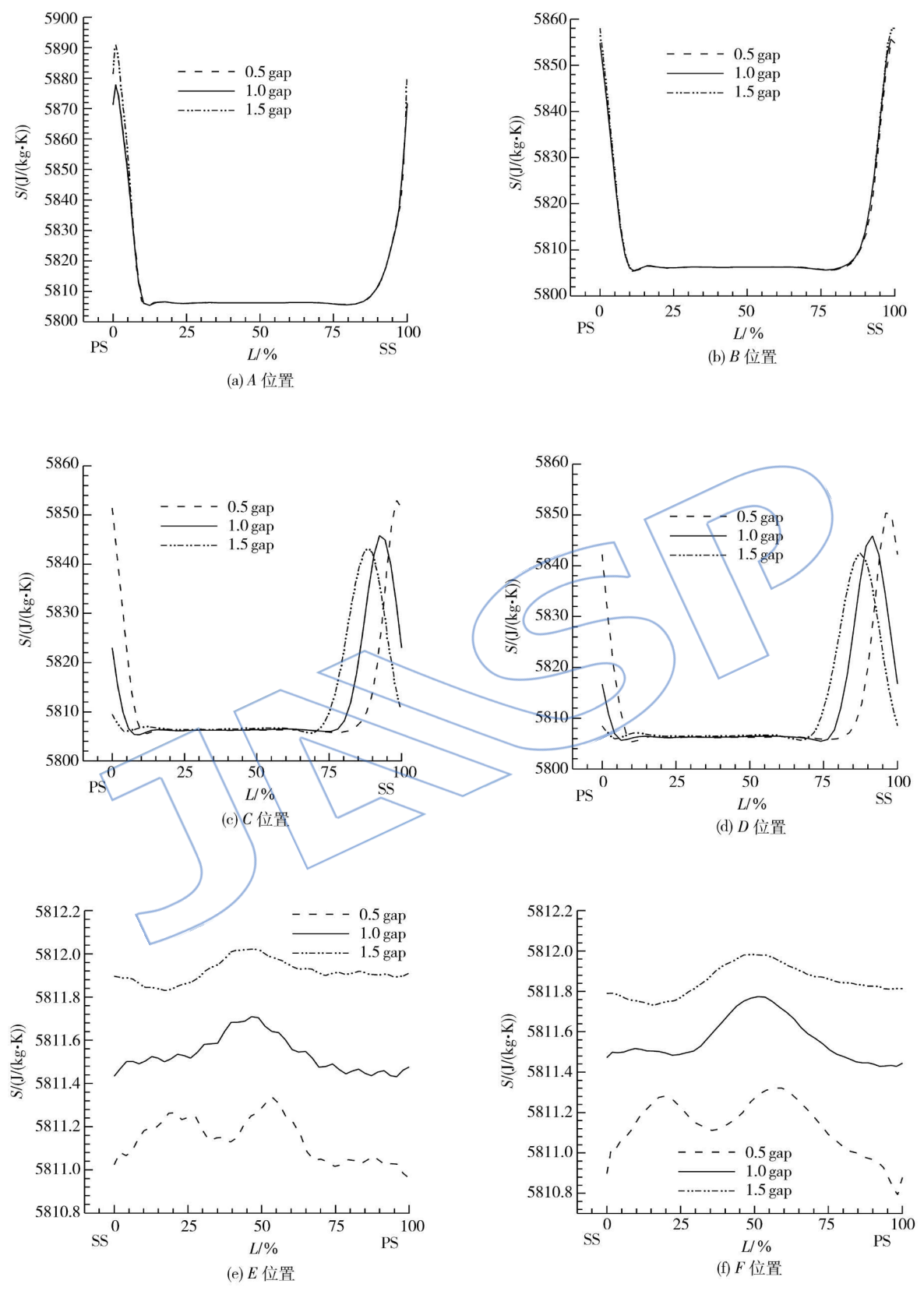
面(D 位置)的时候, 可以发现在静叶通道内, 150%间距方案的尾迹衰减最多, 50%间距方案最少. 这是轴向间距缩短之后带来的尾迹与主流掺混距离减少所造成的. 因此小轴向间距的时候, 进入动叶的流体将具有更强的不均匀性. 从图中还可以发现, 随着轴向间距的减小, 静叶尾迹中心向吸力面偏转. 在进入动叶通道后, 可以看出不同轴向间距下静叶的尾迹均是从流道中央进入动叶通道的, 而且 50%轴向间距下流动的不均匀性最为强烈, 其在靠近吸力面侧还存在另外一个较高的损失区. 离开动叶尾缘(I 位置)时, 由于动叶尾迹沿着吸力侧与静叶尾迹相互作用, 熵值大大增加, 在其通道中间的大部分切向区域内各个轴向间距下的尾迹强度差别不大, 综合而言仍然是 150%间距方案的尾迹衰减最多, 50%间距方案最少. 此时在 50%轴向间距下表现出较高的损失分布.

本文对不同轴向间距下的非定常流场进行了时间平均和通道平均处理, 比较了各个间距下的时均结果分布. 图 7 描述了总压损失在动叶中沿流向的时均分布. 总压损失系数定义如下:

$$\omega = \frac{\overline{p_{in}^*} - \overline{p_{out}^*}}{\overline{p_{out}} - \overline{p_{out}^*}}$$

其中  $\overline{p_{out}^*}$  为时均的出口总压;  $\overline{p_{in}^*}$  为时均的进口总压;  $\overline{p_{out}}$  为时均的出口静压. 以上都为当前叶列进出口参数, 动叶内采用相对参数.

从图 7 中可以看出不同轴向间距下的总压损失系数沿流向不断降低. 对于孤立排叶栅, 掺混损失随测量位置到叶栅尾缘距离的增长而增长, 所以在多排叶栅中, 轴向间距的缩短可减少这种损失, 提高涡轮的气动效率. 而 150%间距方案的尾迹同主流区域的流体掺混距离最长, 因而表现出较大的总压损失系数的分布. 当尾迹被输运到叶



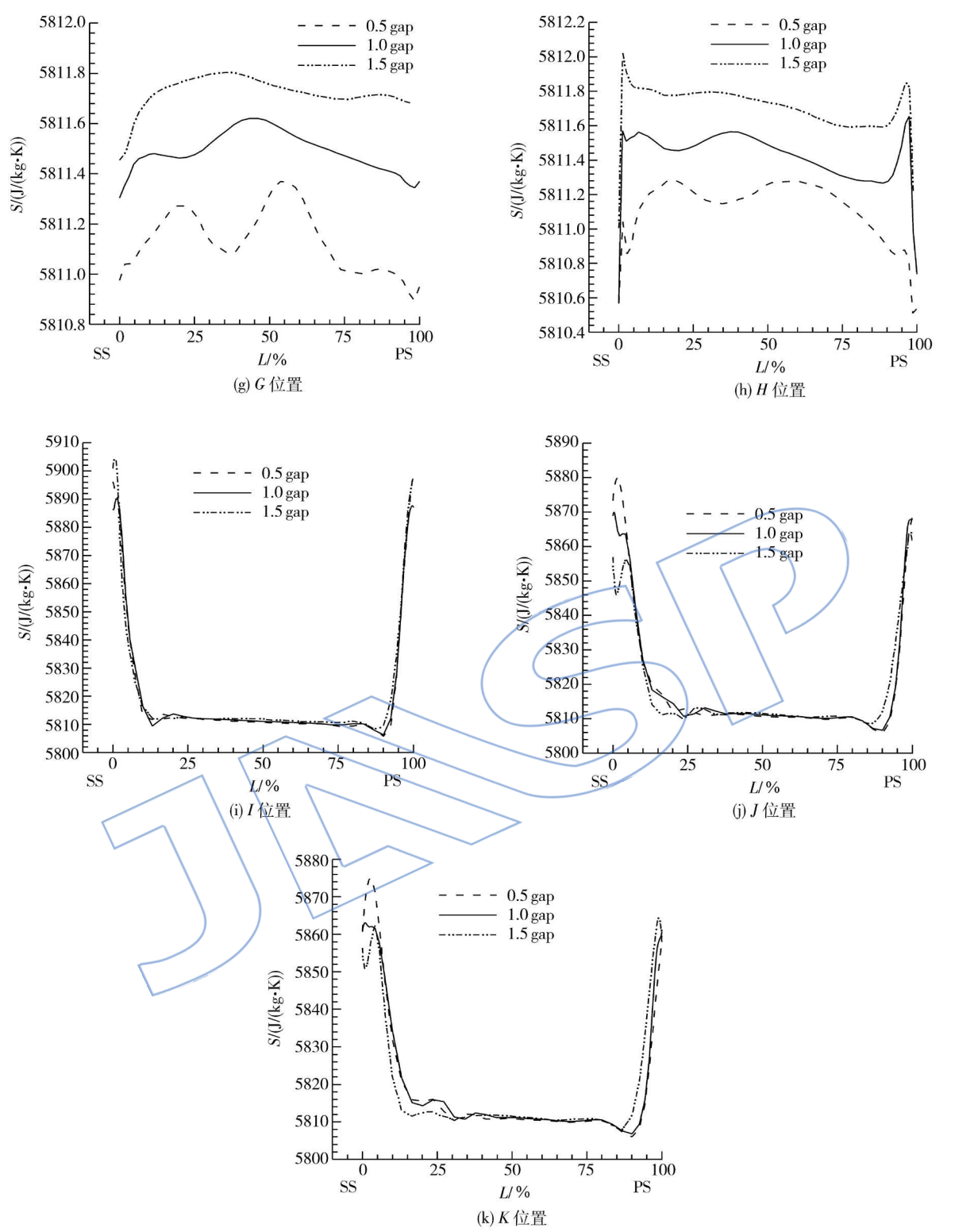


图 6 不同轴向间距下沿流向不同观测站上时均熵的分布图

Fig. 6 Distribution of the time averaged entropy along the different observation stations under the three axial gaps

列流道中央时, 掺混效应非常明显, 由于低能流体与主流区域的流体掺混, 势必增加该叶列的流动损失. 由于随着轴向间隙的减小, 静叶尾迹中心向吸力面偏转, 而在进入动叶通道后, 不同轴向间距下静叶的尾迹均是从流道中央进入动叶通道的,

而且 50% 轴向间距下流动的不均匀性最为强烈, 因而在 50% 轴向间隙下的总压损失系数在动叶通道的前半部分表现为高于其他轴向间隙. 本文在进行总压损失系数的求解时, 出口位置取在动叶的尾缘处, 进口位置从动叶的前缘到尾缘不断

变化,因而在前缘处计算得到的总压损失系数可反应出动叶的总压损失系数,从图中可以看出前缘处的总压损失系数在较大和较小间距下的值均比设计间距下略大一些,在整个动叶通道内沿流向也呈现出设计间距下总压损失系数最低的趋势,这也说明了原间距下的设计保证了最小的损失分布,在设计叶片是存在一个最佳的轴向间距以保证最小的损失分布。

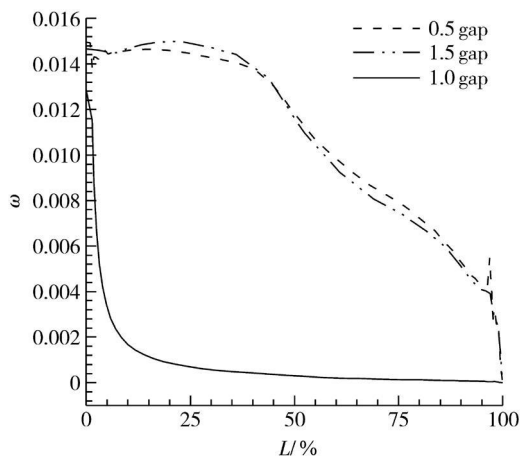


图7 不同轴向间距下沿流向总压损失系数的分布图

Fig. 7 Distribution of the total pressure loss coefficient along the streamwise direction under different axial gaps

## 4 结论

本文针对不同轴向间距下涡轮级内非定常流动进行了数值研究. 讨论了非定常条件下轴向间距变化对气动损失、非定常性的影响. 结论如下:

1) 随着轴向间距的减小, 涡轮级内流动的非定常性增大, 流动的不均匀性更为强烈, 各个变量在一个周期内的振荡幅度增大.

2) 尾迹同主流区域的流体掺混距离的增大和进入动叶流道内流动不均匀性的加强对于增加流动损失.

3) 在设计叶片时存在一个最佳的轴向间距以保证最小的损失分布.

## 参考文献:

[1] Gorrell S E, Okiishi T H, Copenhaver W W. Stator rotor interaction in a transonic compressor: Part 1—Effect of

blade row spacing on performance[R]. ASME Paper GT-2002 30494, 2002.

[2] Gorrell S E, Okiishi T H, Copenhaver W W. Stator rotor interaction in a transonic compressor: Part 2—Description of a loss production mechanism [R]. ASME Paper GT-2002 30495, 2002.

[3] Zachcial A, Nürnberger D. A numerical study on the influence of vane blade spacing on a compressor stage at sub and transonic operating conditions [R]. ASME Paper GT2003 38020, 2003.

[4] Inoue M, Kuroumaru M, Yoshida S, et al. Short and long-length scale disturbances leading to rotating stall in an axial compressor stage with different stator/rotor gaps[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 376-384.

[5] Dring R P, Joslyn H D, Hardin L W. Research on turbine rotor-stator interaction and rotor negative incidence stall [R]. Air Force Wright Aeronautical Labs., TR-81-2114, 1981.

[6] Yamada K, Funazaki K, Hiroma K, et al. Effect of axial spacing between stator and rotor on turbine performance [J]. Transactions of the JSME, 2006, 72(4): 933-941.

[7] Rangwala A A, Madavan N K. Application of an unsteady Navier-Stokes solver to transonic turbine design [R]. AIAA-91-2428, 1991.

[8] Venable B L, Delaney R A, Busby J A, et al. Influence of vane blade spacing on transonic turbine stage aerodynamics: Part 1—Time averaged data and analysis [R]. ASME Paper GT-98-481, 1998.

[9] Miao J M, Kao A F, Wu C Y. Numerical study of spacing effect on unsteady blade aerodynamics in a transonic turbine stage with different turbulence models[J]. Journal of the Chinese Institute of Engineers, 2004, 27(1): 103-117.

[10] 季路成, 项林, 黄海波. 1+1/2 对转涡轮叶排轴向间距对性能影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(5): 565-568.

Ji Lucheng, Xiang Lin, Huang Haibo. Investigation about effects of axial gap on the performance of vaneless counter rotating turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(5): 565-568. (in Chinese)

[11] Yu W S, Lakshminarayana B. Numerical simulation of the effects of rotor stator spacing and wake/blade count ratio on turbomachinery unsteady flows[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(4): 639-646.

[12] 邹正平, 徐力平. 叶轮机三维非定常流动数值模拟的研究[J]. 航空学报, 2001, 22(1): 10-14.

Zou Zhengping, Xu Liping. Numerical study of the 3-D unsteady flow in turbomachinery stages[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2001, 22(1): 10-14. (in Chinese)