

## 熵分析法在盖板式预旋系统分析中的应用<sup>\*</sup>

吴 衡, 冯 青, 刘高文, 王掩刚

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

**摘 要:** 为获得盖板式预旋系统内部流动损失的具体原因并为预旋系统的优化提供依据, 基于三维流场数值计算结果, 对预旋系统内的熵增以及熵产情况进行了分析。结果表明, 进出口参数固定的条件下, 忽略系统与外界的传热, 熵增为零时可获得最大温降, 随着熵增增大, 温降逐渐减小; 预旋系统各主要部件中供气孔处的熵增的变化量最大, 约占到系统整体熵增的37%; 预旋系统内湍流耗散产生的熵产比直接耗散产生的熵产大两个数量级, 并且出现较大熵产的主要原因是供气孔入口处气流与预旋系统壁面之间的大速度差。

**关键词:** 预旋系统; 熵增; 熵产; 温降

中图分类号: V231

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2016) 11-2048-07

DOI: 10.13675/j. cnki. tjjs. 2016. 11. 007

## Entropy Analysis of a Cover-Plate Pre-Swirl System

WU Heng, FENG Qing, LIU Gao-wen, WANG Yan-gang

(School of Power and Energy, Northwestern Poly-Technical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** To find out the real reason of the flow losses in a cover-plate pre-swirl system and provide the optimization method, analysis of the entropy increment and entropy generation in a pre-swirl system was carried out based on the results of 3D aerodynamics computation. The results show that the pre-swirl system achieves the largest temperature-reduction only if the entropy increment is zero, with the parameters of the system inlet and outlet fixed and ignoring the heat transfer between the system and the outside. What is more, the temperature-reduction reduces with the entropy increment enlarging. About 37 percent of the system entropy increment, which is the largest part of all, generated by the supply holes. The entropy generation caused by the turbulent dissipation is two orders of magnitude higher than the one caused by the direct dissipation, and the main reason to cause the entropy generation to be large is the large difference of velocity between the flow and the wall in the inlet of supply holes.

**Key words:** Pre-swirl system; Entropy increment; Entropy generation; Temperature reduction

### 1 引 言

预旋供气系统作为涡轮喷气发动机空气系统一个重要的组成部分, 主要起着为高速转动的涡轮转子叶片提供适当压力、温度和流量的冷却气的作用。由于预旋系统包含转-静系和转-转系, 涉及旋

流、做功、以及相对参数和绝对参数的变化, 流动现象非常复杂, 影响因素众多。预旋系统的温降效果(即气流入口绝对总温与出口相对总温之差)是评价预旋系统优劣的一个极其重要的技术指标。可以证明, 在进出口参数已知的条件下, 系统的温降主要取决于气流在预旋系统内部的熵增, 并且预旋系统内

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2015-04-14; 修订日期: 2015-08-25。

基金项目: 国家自然科学基金 (51476133)。

作者简介: 吴 衡, 男, 博士生, 研究领域为旋转盘腔内的流动传热。E-mail: wuheng19911201@live.cn

通讯作者: 刘高文, 男, 博士, 副教授, 研究领域为旋流传热与发动机空气系统。E-mail: gwliu@nwpu.edu.cn

部熵产率的分布情况也可以表征预旋系统内部的流动损失分布。然而,目前国内外对预旋系统内熵值变化的研究尚未见报道。

对预旋系统特性的研究始于20世纪80年代,Meierhofer和Franklin<sup>[1]</sup>对直接式预旋系统中进入转子叶片气流的相对总温进行了实验测量。20世纪90年代后期,Gei等<sup>[2]</sup>对预旋温降进行了详尽的试验研究。Bricaud等<sup>[3]</sup>就喷嘴和接收孔的面积及外形、预旋腔形状及大小等几何结构变化对预旋系统流动和换热的影响进行了深入研究。Yan等<sup>[4]</sup>的实验和数值研究得到了转速、流量、旋转比和喷嘴数量及总面积等对流场和静压损失的影响。Karabay等<sup>[5]</sup>和Popp等<sup>[6]</sup>通过理论分析和数值计算研究了带盖板旋转腔内的流动和温降特性,发现影响流动和温降的重要参数是旋转比。国内对预旋系统也进行了一定研究,文献[7,8]分别研究了预旋孔的预旋角度和长径比对其流动特性的影响。朱晓华<sup>[9]</sup>研究了带盖板的预旋系统内旋转雷诺数、无量纲流量和旋转比对系统温降和压力损失特性的影响,并分析了预旋温降和压力损失机理。何振威等<sup>[10]</sup>通过低转速的模拟实验对涡轮盘腔的带盖板预旋系统的流动特性进行了研究。

熵分析的方法对于揭示一个气动热力过程的内在机理有重要作用<sup>[11]</sup>。Bejan<sup>[12]</sup>对传热过程中的熵产进行了研究。Fabian<sup>[13]</sup>提出了在CFD计算的结果上计算湍流流动熵产的计算方法。李春曦等<sup>[14]</sup>基于数值计算的结果对轴流风机动叶异常对风机内熵产的影响进行了研究。

本文尝试将熵分析法应用到预旋系统中,研究系统温降与熵增的关系,以及系统内部熵产率分布与流动损失分布的关系,并据此分析预旋系统内部

损失的原因,为系统优化提供依据。

## 2 计算模型和计算方法

### 2.1 计算模型

盖板式预旋系统的实际结构如图1(a)所示,主要的组成部件包括进气腔、预旋喷嘴、预旋腔、接收孔、盖板腔、以及供气孔,结构较为复杂。数值计算模型相对实际结构进行了一定简化,简化后的计算模型如图1(b)所示,保留了实际预旋结构的主要部件,关键尺寸(各通孔面积及半径位置)也保持基本不变。将结构复杂的预旋腔简化为一简单环腔,忽略了预旋腔下封严,保留上封严,并将其简化为环缝。

采用ICEM软件对计算域进行网格划分。静止域、转动域分别生成网格,计算域内均采用结构化六面体网格。计算模型中对喷嘴、接收孔及供气孔周围区域的网格进行了加密。分别选取网格总数为100万、170万和240万的计算网格进行网格无关性验证,结果显示系统温降的最大偏差为1.2%。最终的网格总数约为240万。

### 2.2 数值计算方法

采用商业软件Fluent进行三维稳态湍流流动和能量方程求解,方程离散采用二阶迎风格式,速度与压力耦合采用SIMPLE算法,空气密度按理想气体计算,比热和粘性等物性参数考虑随温度变化。周期面给定转动周期边界条件。参考Charles Wu等<sup>[15]</sup>在预旋系统数值计算中湍流模型的选择,本文中选择了标准 $k-\varepsilon$ 模型,近壁处理方法选择标准壁面函数。

数值计算过程中,进口边界条件为压力进口给定总压和总温,出口边界条件为压力出口,给定静压。通过适当调整上封严的漏气量使得出口供气流

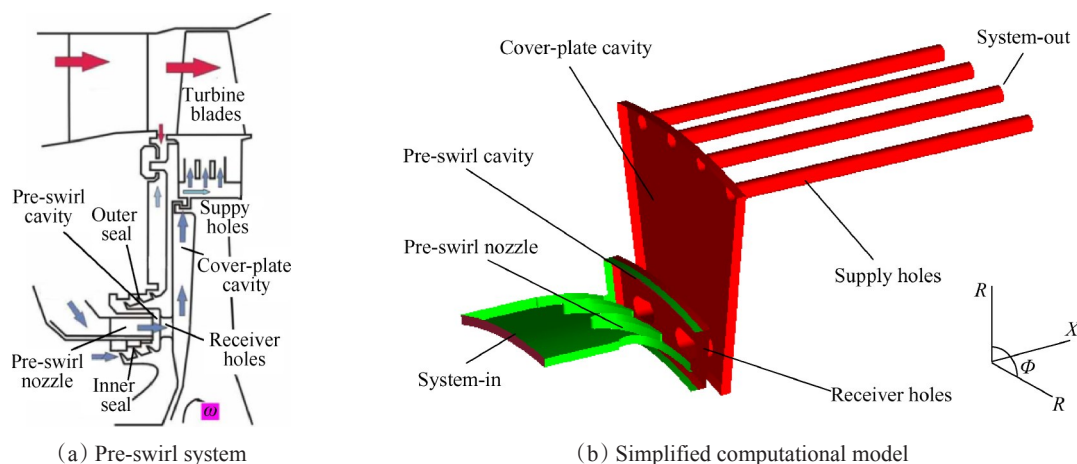


Fig. 1 Computational model

量达到设计值。转动区域采用多参考坐标系的固定转子相位法,为忽略壁面传热对熵增的影响,固体壁面都为无滑移绝热壁面,转子壁面和转动域都给定转速,动静结合面为预旋腔轴向中间位置截面。

### 2.3 熵产率计算方法

熵产主要来源于流体温度差导致的传热以及速度差导致的耗散。预旋系统内的流动较为复杂,且内部流动的速度差较大,速度耗散所产生的熵产相对传热引起的熵产要高的多。因此,本文讨论预旋系统内部熵产情况时仅考虑速度耗散项而忽略传热引起的熵产。由于预旋系统内气流流动基本都为湍流形式,参考 Fabian<sup>[13]</sup>提出的计算熵产的方法,将熵产分为直接耗散项和湍流耗散项,计算公式为

$$s_d = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (1)$$

$$s_d = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (2)$$

式中  $s_d$  和  $s_d$  分别为时均速度引起的单位体积直接耗散熵产率和脉动速度引起的单位体积间接或湍流耗散熵产率,  $T$  为温度,  $u, v, w$  分别为  $x, y, z$  方向上气流的速度,  $\rho$  为气流密度,  $\mu$  为气流动力粘度,  $\varepsilon$  为湍流耗散率(直接从数值计算结果中读取)。预旋系统的总熵产即为熵产率的体积分。

## 3 理论推导

### 3.1 熵增与熵产率的关系

根据开口系稳定流动的熵方程<sup>[11]</sup>

$$\sum_{out} q_{m,out} s_{out} - \sum_{in} q_{m,in} s_{in} = \sum \frac{Q}{T} + S_g \quad (3)$$

式中  $q_{m,in}$  和  $q_{m,out}$  分别为预旋系统进出口的质量流量,  $s_{out}$  和  $s_{in}$  分别为进出口单位质量流体所具有的熵,  $Q$  为系统内部流体与外界的传热,  $T$  为传热处流体的静温,  $S_g$  为系统内部的熵产。

忽略预旋系统内部流体与外界的传热,则

$$\sum_{out} q_{m,out} s_{out} - \sum_{in} q_{m,in} s_{in} = S_g \quad (4)$$

计算模型忽略了预旋腔下封严,仅保留上封严。而系统上封严的排气流量远小于系统主流流量,并且上封严相对系统进口气流的熵增也并不大,因此忽略上封严排气流量及其熵增的影响,仅考虑系统主流流量及其熵增,则

$$q_m \cdot \Delta s = S_g \quad (5)$$

式中  $q_m$  为预旋系统主流的流量,  $\Delta s$  为预旋系统出口相对系统进口单位质量气体的熵增(下文中所提到的熵增都为相对入口截面熵值的增加量)。

而预旋系统的总熵产也可以用下式表示

$$S_g = \int s_g dV \quad (6)$$

式中  $s_g$  为单位体积的熵产率。忽略系统内部气体相互之间传热导致的熵产,则

$$S_g = \int (s_d + s_d) dV \quad (7)$$

将式(7)代入式(5)可得

$$\Delta s = \frac{\int (s_d + s_d) dV}{q_m} \quad (8)$$

即预旋系统出口相对系统进口单位质量气体的熵增等于预旋系统内部熵产率的体积分与主流流量之比。

### 3.2 熵增与预旋温降的关系

由定比热条件下单位质量流体的熵增公式<sup>[11]</sup>, 预旋系统出口相对于进口单位质量流体的熵增为

$$\Delta s = C_p \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} - R_g \ln \frac{p_{out}}{p_{in}} \quad (9)$$

式中  $C_p$  为气体比定压热容,  $R_g$  为气体常数,  $T_{in}$  和  $T_{out}$  分别为预旋系统进口和出口的静温,  $p_{in}$  和  $p_{out}$  分别为预旋系统进口和出口的静压,由式(9)可得

$$T_{out} = T_{in} e^{\frac{\Delta s + R_g \ln \frac{p_{out}}{p_{in}}}{C_p}} = T_{in} \left( \frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{R_g}{C_p}} \cdot e^{\frac{\Delta s}{C_p}} \quad (10)$$

定义参考坐标系为与涡轮盘同步转动的转动坐标系,在此坐标系下获得的预旋系统出口处的总温为气流的相对总温。由于预旋系统出口气流与涡轮盘同步转动具有相同的周向速度,并且出口气流径向速度为零,则相对速度只有气流的轴向速度,则

$$T_{out,rel}^* = T_{out} + \frac{V_{out,axis}^2}{2C_p} \quad (11)$$

式中  $T_{out,rel}^*$  为系统出口的相对总温,  $V_{out,axis}$  为系统出口的轴向速度。将式(10)代入式(11)可得

$$T_{out,rel}^* = T_{in} \left( \frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot e^{\frac{\Delta s}{C_p}} + \frac{V_{out,axis}^2}{2C_p} \quad (12)$$

系统温降为预旋系统入口绝对总温与出口相对总温只差,即

$$\Delta T = T_{in}^* - T_{out,rel}^* \quad (13)$$

将式(12)代入式(13)可得

$$\Delta T = T_{in}^* - \frac{V_{out,axis}^2}{2C_p} - T_{in} \left( \frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot e^{\frac{\Delta s}{C_p}} \quad (14)$$

忽略壁面传热的影响,则预旋系统的熵增仅来源于内部气流的熵产,而熵产不可能为负,则熵增  $\Delta s \geq 0$  恒成立。定义熵增  $\Delta s = 0$  时的温降为等熵温降,即

$$\Delta T_{\text{ideal}} = T_{\text{in}}^* - \frac{V_{\text{out,axis}}^2}{2C_p} - T_{\text{in}} \left( \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (15)$$

定义实际温降与等熵温降的差值为温降损失  $\Delta T_s$ ,则

$$\Delta T_s = \Delta T_{\text{ideal}} - \Delta T = T_{\text{in}} \left( \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left( e^{\frac{\Delta s}{C_p}} - 1 \right) \quad (16)$$

当预旋系统进出口参数已知,  $T_{\text{in}}$ ,  $p_{\text{in}}$ ,  $p_{\text{out}}$  都为定值,则温降损失只与预旋系统出口相对进口的熵增有关,且随着熵增的增大,温降损失以指数形式增加。因此,预旋系统设计的目的,就是优化系统结构,以尽可能减少熵增。

## 4 结果与分析

### 4.1 熵增与温降的对应关系

为验证前文提出的预旋系统出口相对进口的熵增与温降的对应关系式(14),在基本计算模型的基础上对其结构进行了适当调整,从而在保证进出口参数、系统转速以及主要几何参数不变的条件下获得不同的熵增和温降,并据此验证熵增与温降的关系式。

图2给出了温降随熵增变化关系。红色实线所示的温降和熵增都为直接统计数值计算出口截面的温降和熵增所得。绿色实线为根据数值计算得出的出口截面各节点的压力、熵增以及比热等参数由式(14)计算各点的温降,然后再质量平均得出的结果。而蓝色虚线所示的温降则是由出口截面的平均参数根据式(14)计算所得。根据式(14),在系统进出口参数不变的条件下,系统温降  $\Delta T$  与系数  $e^{\frac{\Delta s}{C_p}}$  成反比,如图中蓝色虚线所示。当熵增  $\Delta s = 0$  时,  $e^{\frac{\Delta s}{C_p}} = 1$ ,此时预旋系统的温降达到该设计参数下的最大值,即等熵温降。图2中等熵温降点即为蓝色虚线与纵坐标轴的交点。

由图2中红色实线可以看到,数值计算的结果也基本符合温降与熵增成反比这一规律。比较红色实线与绿色实线,可以看到由公式间接统计的结果与直接统计温降的结果基本都是相同的,最大的差别只有约0.5K。这说明推导的公式基本是准确的。而根据出口截面平均参数由公式计算所得的理论结果则相对偏大,最大偏差出现在最大熵增工况点,约有

4K。这主要是因为出口截面参数分布并不均匀,如果采用截面平均的结果代入公式计算会导致一定的偏差。并且熵增较大的工况出口截面参数的分布也会较不均匀,进而导致偏差较大。

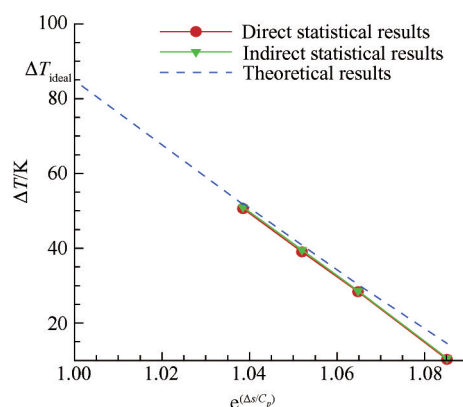


Fig. 2 Relationship between temperature reduction and entropy increment

### 4.2 预旋系统局部熵增分布

图3给出了预旋系统内预旋半径截面,供气半径截面,以及四个周向截面的熵增分布云图。从图中可以看到,沿着气流的流动方向,熵增整体上是逐渐增加的。

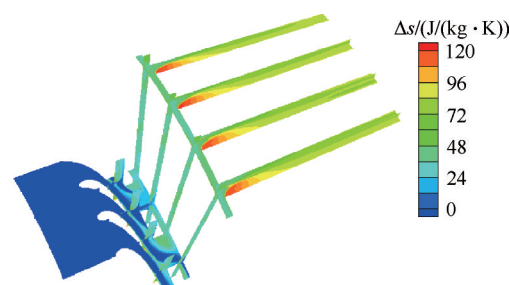


Fig. 3 Contours of entropy increment of pre-swirl system

图4给出了预旋系统几个主要截面的平均熵增以及该熵增对应的温降损失,横坐标为各截面距入口截面的轴向距离,左侧纵坐标及红色实线给出了截面平均熵增的变化,右侧纵坐标及绿色实线给出了由式(16)计算所得的熵增值对应的温降损失。从图中可以看到,下游截面的平均熵增都会比上游截面的平均熵增更大,熵增导致的温降损失也逐渐增大。最终,由系统入口至系统出口,预旋系统内部整体的熵增约为  $69.68 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ ,此时由于熵增所导致的温降损失约为51.69K。

根据图4中给出的预旋系统沿轴向各截面的熵增值的分布,可以得到预旋系统各主要部件内熵增的变化量占预旋系统总体熵增的比例,如图5所示。

熵增变化最大的区域出现在供气孔内部,这里是整个系统中损失最大的地方,也是最值得研究改进的地方。

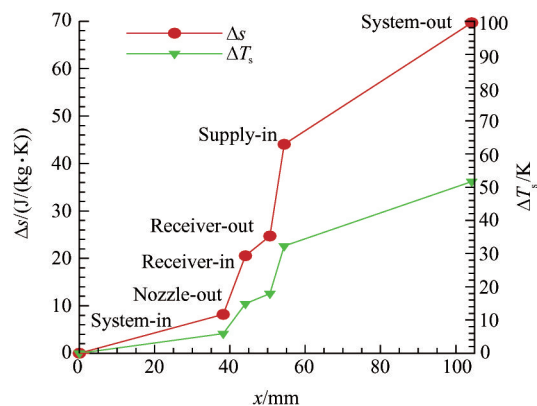


Fig. 4 Entropy increment and temperature reduction loss at different sections along the axis

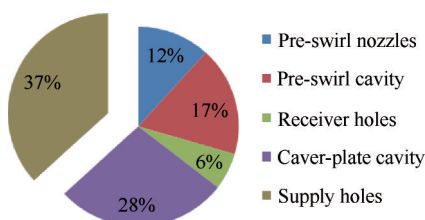


Fig. 5 Distribution of entropy increment

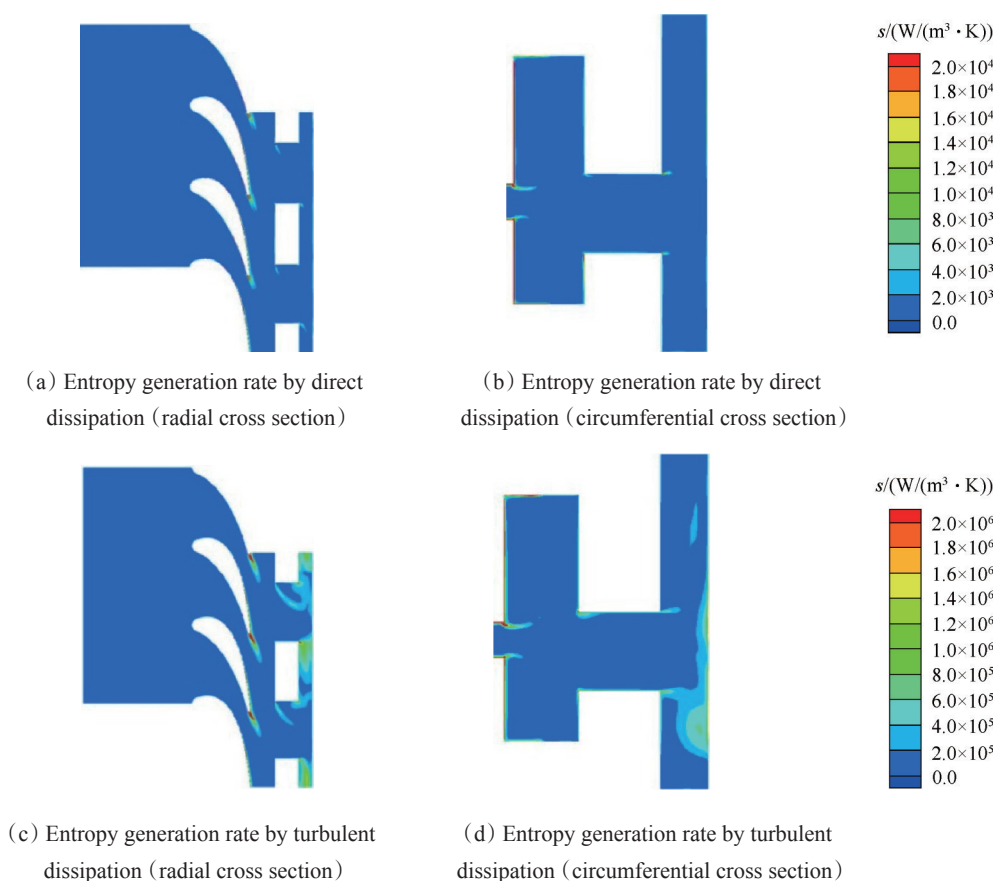


Fig. 6 Contours of entropy generation rate near the pre-swirl nozzles

### 4.3 预旋系统熵产率分析

由式(8)可知,当主流流量不变,预旋系统出口相对系统进口单位质量气体的熵增正比于预旋系统内部熵产率的体积分。下文将基于预旋系统内某些截面的熵产率分布分析预旋系统内熵增的具体原因。

图6给出了预旋系统喷嘴附近区域直接耗散熵产率以及湍流耗散熵产率的分布。从不同的色标选取可以看到,湍流耗散熵产率相对直接耗散熵产率要大得多。

另外,从图6中也可以看到,直接耗散熵产率以及湍流耗散熵产率较大的区域基本上是重合的,主要的熵产率区域有喷嘴叶片的尾缘、预旋腔前半段静止壁面,接受孔的进口,接受孔出口附近的盖板腔内。

图7分别给出了预旋系统供气孔附近区域直接耗散熵产率以及湍流耗散熵产率的分布。与图6中的结果类似,湍流耗散熵产率相对直接耗散熵产率要大得多,要超过2个数量级。另外,供气孔附近直接耗散熵产率以及湍流耗散熵产率较大的区域基本上也是重合的,都出现在供气孔的前半段。另外与图6中的熵产率分布比较,可以看到供气孔入口

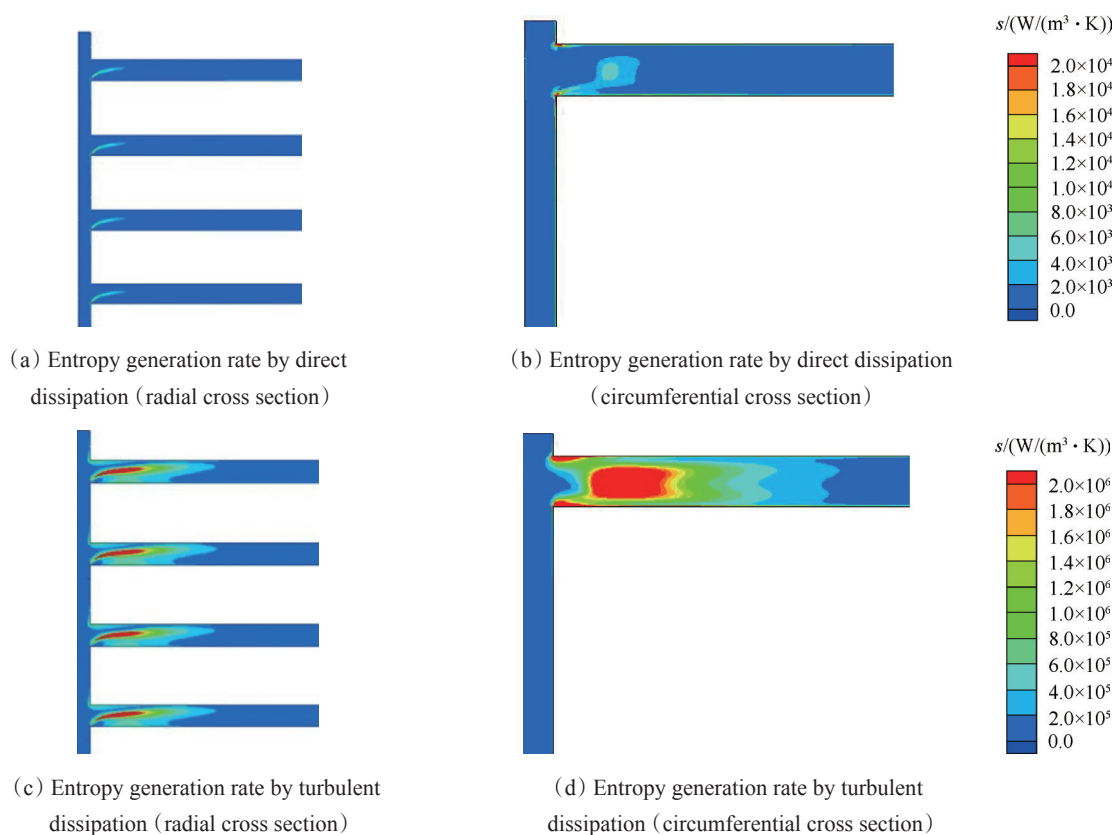


Fig. 7 Contours of entropy generation rate near the supply holes

处的熵产率要更大,这与之前统计的熵增分布也相一致。

预旋喷嘴尾缘两侧分别是属于两相邻喷嘴流道的压力面与吸力面,气流从预旋喷嘴流出后在尾缘附近气流速度的大小和方向都会有较大的差异,因此会产生较大的熵产率。而在预旋腔静止壁面、接受孔进出口以及供气孔入口,熵产率较大则主要是因为气流与通孔壁面之间较大的速度差。

图8给出了预旋系统各通孔进出口截面气流周向速度与壁面周向速度之差沿轴向的分布。喷嘴出口处周向速度差最大,约为384m/s。此时壁面都为静止壁面,而气流刚经过膨胀加速周向速度却很大。较大的周向速度差也会导致预旋腔静止壁面产生较大的熵产率,但是由于从喷嘴射出的高速气流并没有直接冲击静止的壁面,所以尽管喷嘴出口气流与壁面的速度差较高,但导致的熵产并不是特别高。而接受孔壁面都为转动壁面,以与涡轮盘相同的转速转动,因此虽然此时气流周向速度依然较高,但速度差别不是很大,接受孔进出口周向速度差分别约为93m/s和29m/s。这虽然导致了接受孔进出口出现一定的熵产,但相对供气孔处的熵产依然不大。供气孔截面半径位置较高,壁面线速度也更大,

而气流在盖板腔由低半径流向高半径气流周向速度会逐渐减小。最终在供气孔入口截面处气流周向速度要比壁面的周向速度小约156m/s,气流以如此大的速度差直接冲击供气孔壁面,最终导致供气孔入口附近产生很大的熵增。

因此,对于本预旋系统模型,为提高其系统温降,降低其内部的熵增,首先要采取的措施的就是降低供气孔处气流与转动壁面的速度差。

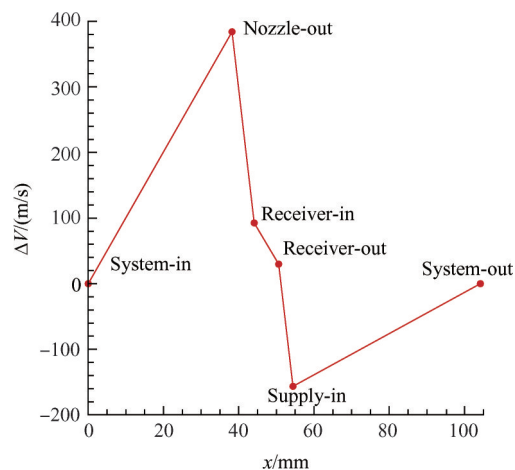


Fig. 8 Difference of circumferential velocity between the fluid and the walls along the axis

## 5 结 论

通过本文研究,得出结论如下:

(1)忽略系统与外界的传热,熵增为零时的等熵温降为进出口参数固定条件下所能获得的最大温降。随着熵增值变大,实际温降逐渐减小。对于本文的计算模型,预旋系统内部整体的熵增约为 $69.68\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ,此时由于熵增所导致的温降损失约为 $51.69\text{K}$ 。

(2)预旋系统熵增变化最大的区域出现在供气孔内部,这里熵增的变化量约占到预旋系统整体熵增的37%。

(3)预旋系统供气孔入口处气流与壁面的速度差是导致系统熵增的主要原因,为提高预旋系统温降需首先考虑减小供气孔入口处气流与壁面的周向速度差。

(4)预旋系统内部气流的湍流耗散熵产要比直接耗散熵产大两个数量级。因此,除了减小气流与壁面的速度差外,尽量降低气流速度的脉动也应是努力的方向之一。

## 参考文献:

- [ 1 ] Meierhofer B, Franklin C J. An Investigation of a Pre-Swirl Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotating Channels [R]. *ASME 81-GT-132*.
- [ 2 ] Geis T, Dittmann M, Dullenkopf K. Cooling Air Temperature Reduction in a Direct Transfer Preswirl System [C]. *Atlanta: Power for Land Sea and Air*, 2003.
- [ 3 ] Bricaud C, Geis T, Dullenkopf K, et al. Measurement and Analysis of Aerodynamic and Thermodynamic Losses in Pre-Swirl System Arrangements [C]. *Montreal: Power for Land Sea and Air*, 2007.
- [ 4 ] Yan Y, Gord M F, Lock G D, et al. Fluid Dynamics of a Pre-Swirl Rotor-Stator System [C]. *Amsterdam: Power for Land Sea and Air*, 2002.
- [ 5 ] Karabay H, Chen J X, Pilbrow R, et al. Flow in a "Cover Plate" Pre-Swirl Rotor-Stator System [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(1): 160-166.
- [ 6 ] Popp O, Zimmermann H, Kutz J. CFD Analysis of Cover Plate Receiver Flow [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(1): 43-49.
- [ 7 ] 刘高文,李碧云,蒋兆午,等. 预旋角度对预旋孔流动特性的影响[J]. 推进技术, 2012, 33(5): 740-746. (LIU Gao-wen, LI Bi-yun, JIANG Zhao-wu, et al. Effects of Pre-Swirl Angle on Flow Characteristics of Pre-Swirl Nozzle [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2012, 33(5): 740-746.)
- [ 8 ] 刘高文,张 林,务卫涛,等. 长径比对预旋孔流动特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2013, 34(5): 644-650. (LIU Gao-wen, ZHANG Lin, WU Wei-tao, et al. Numerical Simulations on the Flow Characteristics of the Pre-Swirl Nozzles with Different Length-to-Diameter Ratios [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(5): 644-650.)
- [ 9 ] 朱晓华,刘高文,刘松龄,等. 带盖板的预旋系统温降和压力损失数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2498-2506.
- [ 10 ] 何振威,冯 青,刘松龄,等. 带盖板预旋系统的流动实验[J]. 推进技术, 2011, 32(5): 654-658. (HE Zhen-wei, FENG Qing, LIU Song-ling, et al. Experiment of the Flow in a Cover-Plate Pre-Swirl System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2011, 32(5): 654-658.)
- [ 11 ] 冯 青,李世武,张 丽. 工程热力学[M]. 西安:西北工业出版社, 2006.
- [ 12 ] Bejan Adrian. Second Law Analysis in Heat Transfer [J]. *Energy*, 1979, 5: 721-732.
- [ 13 ] Fabian K, Heinz H. Entropy Generation Calculation for Turbulent Shear Flows and Their Implementation in CFD Codes [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005, 26: 672-680.
- [ 14 ] 李春曦,尹 攀,叶学民,等. 轴流风机动叶异常对风机内熵产影响的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2012, 32(12): 947-953.
- [ 15 ] Wu C, Vaisman B, McCusker K. CFD Analyses of HPT Blade Air Delivery System with and without Impellers [C]. *Vancouver: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011.

(编辑:史亚红)