旋转诱导轮缘密封不稳定流动特性及结构优化

高杰^{1,2,3*}, 曹福堃³, 褚召丰³, 岳国强³, 郑群³

1. 重庆大学博士后科研流动站, 重庆 401120;

2. 重庆江增船舶重工有限公司博士后科研工作站, 重庆 402263;

3. 哈尔滨工程大学动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001

* E-mail: gaojie_d@hrbeu.edu.cn

收稿日期: 2018-10-07; 接受日期: 2018-11-19; 网络版发表日期: 2019-03-15

国家自然科学基金(批准号: 51779051, 51406039)、中央高校基本科研业务费专项资金面向国家重大需求培育计划(编号: HEUCFP201720)和黑龙江省自然科学基金(编号: QC2016059)资助项目

摘要 针对无主流非均匀压力场影响下旋转诱导轮缘密封非定常流动问题, 采用经旋转封闭腔试验验证的大涡模拟方法, 研究了封闭轮缘密封腔内流动的不稳定性, 在此基础上针对典型轴向与径向密封和实际发动机中可见的斜向密封等3种结构进行非定常雷诺平均数值计算, 研究了典型轮缘密封结构下密封区域瞬时流场特性, 并采用快速傅里叶变换与互相关分析方法揭示了轮缘密封区域大尺度涡结构的动力学特性, 最后给出了不同轮缘密封结构的旋转诱导密封特性及密封结构优化的启示. 研究表明: 旋转诱导轮缘密封流具有固有不稳定特性, 在轮缘间隙区域产生了一系列大尺度涡结构, 它们沿周向以低于转子的速度传播, 旋涡频率、转速与个数取决于轮缘密封类型, 总体上旋转诱导斜向密封的封严效率优于轴向与径向密封.

关键词 轮缘密封, 不稳定流动, 旋转诱导, 燃气入侵, 封严特性

1 引言

航空发动机和燃气轮机中通常使用过量的冷却气体通过轮缘密封结构来阻止主流燃气进入涡轮盘腔结构的转静腔中(即燃气入侵现象), 但这样会造成发动机整机效率降低, 油耗增加^[1]. 发动机设计者们一直希望有一套系统的理论来帮助确定发动机涡轮部件的最小封严冷气流量, 而这需要先澄清燃气入侵现象的形成机理和作用机制. 因此, 研究涡轮转静间隙轮缘密封的燃气入侵机理及其影响因素, 对于设计优化轮缘密封结构, 并进一步提高发动机的效率水平具有十分

重要的现实意义.

国内外研究人员已采用理论分析、试验测量和数值计算等多种研究手段对涡轮轮缘密封的封严效率与燃气入侵机理开展了大量的研究^[2]. 早期研究集中在没有主流的转静盘腔结构, 在这种没有主流的假设条件下, 发生的入侵现象主要是由转盘的泵吸效应引起的. 随后对燃气入侵问题的研究主要集中在有主流的情况^[3,4]. 近来, 在对轮缘密封的封严机制和作用机理有一定了解的基础上, 研究人员逐步开展了轮缘密封结构设计优化方面的工作^[5~8], 包括现有密封结构的改进和端壁侧向出流优化等.

引用格式: 高杰, 曹福堃, 褚召丰, 等. 旋转诱导轮缘密封不稳定流动特性及结构优化. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 753–766

Gao J, Cao F K, Chu Z F, et al. Rotationally-induced unstable flow characteristics and structural optimization of rim seals (in Chinese). Sci Sin Tech, 2019, 49: 753–766 doi: 10.1360/N092018-00337

在试验研究方面, 英国的萨塞克斯大学、巴斯大学, 德国的亚琛工业大学, 美国的亚利桑那州立大学, 中国的北京航空航天大学都做了大量工作^[4,9-11]。不过, 由于封严腔空间狭小, 转/静叶片之间的流场复杂, 试验数据往往局限于某些特定的测量点和面, 难以给出封严腔附近的流动细节, 目前相关试验研究主要是进行封严效率及封严流量测量。

在理论研究方面, 主要是基于孔板流量模型进行最小封严流量和封严效率的快速预测, 从而为轮缘密封的结构优化提供可靠的数据支撑。巴斯大学Owen等人^[12-14]在理论分析的基础上把燃气入侵分成3种类型: 涡轮通道主流中周向不均匀压力场引起的“主流诱导入侵”、转盘泵吸效应引起的“旋转诱导入侵”和以上两种入侵程度相当而引起的“联合入侵”, 并提出了防止燃气入侵的最小封严冷气量计算公式。

在数值计算研究方面, 早期主要采用定常数值计算方法针对扇形模型进行研究, 目前研究发现定常计算会严重高估轮缘密封封严效率^[15,16]。因此, 相关学者一致认为需要采用非定常的数值方法(包括非定常雷诺平均方法^[17,18]、大涡模拟方法^[19-21]等)开展轮缘密封燃气入侵和封严效率预测研究。近来, 研究人员发现在转静盘腔内存在不稳定的大尺度涡结构^[3,4,22], 因此基于周期性流动假设的扇形模型在某些情况下将不再成立^[3]。为了更准确地模拟燃气入侵现象, 近年来有一些研究人员对全通道轮缘密封计算模型进行了尝试, 研究发现基于全通道模型所得计算结果与试验数据更为吻合^[3,23]。

在实际发动机涡轮部件中, 主流压力不均匀分布导致的主流诱导入侵一般占据主导地位, 但在变工况条件下, 一般是联合入侵, 即主流和旋转诱导入侵共同起作用^[4,24]; 并且在采用双重轮缘密封的情况下, 双重密封之间的转静腔内也一般是联合入侵^[4]。然而, 现有研究绝大多数关注的是主流诱导入侵, 对于旋转诱导入侵情况, 相关研究却很少, 且比较零散, 虽然对轮缘密封间隙及盘腔内部的流动有一定介绍, 但缺乏比较系统的机理分析^[25-28]。因此, 开展针对旋转诱导轮缘密封不稳定流动特性及结构优化的三维非定常数值研究对于改善发动机封严性能和经济性具有十分重要的现实意义。

本文以无主流不均匀压力场影响下的典型轮缘密封结构为研究对象, 首先基于经旋转封闭腔试验验证

的大涡模拟方法, 针对轴向轮缘密封封闭腔模型开展研究, 澄清封闭轮缘密封腔内不稳定流动特性, 在此基础上针对文献中常见的轴向与径向密封结构, 并结合实际发动机中可见的斜向密封结构进行非定常雷诺平均数值计算, 研究典型轮缘密封结构下密封区域瞬时流场特性及大尺度涡结构动力学特性, 最后给出不同轮缘密封结构的旋转诱导封严特性及轮缘密封结构优化的启示。

2 涡轮轮缘密封腔模型及密封结构

图1给出了涡轮轮缘密封剖面模型, 其来自于Gentilhomme等人^[29]的试验模型, 其中转子转速 n 为1000 rad/s, 旋转雷诺数 Re_θ 为 1.6×10^6 。对于当前研究, 由于仅仅考虑转盘的泵吸效应, 计算模型并未考虑静动叶片的影响, 而仅包括简单的主流通道和带有轮缘密封的腔室, 其中轮毂半径 r_h 为152.8 mm, 主流通道高度为25 mm, 密封腔宽度为10 mm。

研究的3种典型轮缘密封结构如图2所示。对于轴向密封, 轴向间隙及其径向宽度皆为2 mm。为了确保3种密封结构具有可比性, 径向密封的径向间隙高度及间隙的轴向宽度也都为2 mm; 同理, 对于斜向密封, 密封倾斜角为逆时针偏离轴向 20° , 垂直于流向的间隙高度为2 mm, 且沿流向的间隙宽度同样为2 mm。

3 数值计算方法及试验验证

旋转诱导轮缘密封计算模型采用FLUENT 17.0计

图1 (网络版彩图) 涡轮轮缘密封剖面模型

图2 研究的三种典型轮缘密封结构

算流体动力学软件进行数值求解, 包括轴向、径向及斜向密封。为了深入研究旋转诱导轮缘密封内的非定常流动问题, 本文结合大涡模拟和非定常雷诺平均数值计算方法开展研究。

3.1 大涡模拟计算

为了降低计算难度且节省计算时间, 本文大涡模拟计算参照牛津大学旋转轮缘密封试验测试方案^[25], 暂不考虑主流及冷气流的影响, 而仅考虑转盘转动的影响, 故而采用封闭轴向轮缘密封腔模型, 如图3所示; 主流进出口边、机匣及冷气进口边壁面全部设为滑移

图3 (网络版彩图) 封闭轮缘密封腔剖面模型

壁面, 模型周向两侧为周期性壁面。

大涡模拟压力-速度耦合计算采用SIMPLE算法, 梯度采用Green-Gauss Node Based插值方案, 压力采用二阶离散格式, 动量采用Bounded Central Differencing离散格式, 瞬态模拟采用Bounded Second Order Implicit离散格式, 亚格子应力模型采用Smagorinsky-Lilly模型。

计算网格采用ICEM CFD 17.0划分结构化网格, 首先产生二维矩形网格, 轴向间隙及其径向宽度分别布置45层网格, 第一层网格厚度为0.001 mm; 然后沿周向延伸30°生成三维扇段网格, 在周向方向共布置240层网格。网格在所有壁面加密, 以确保满足大涡模拟计算要求: 壁面 y^+ 值约为0.15, x^+ 值约为13.5, $(r\theta)^+$ 值约为100.8。基于网格敏感性研究, 当前计算的总网格格节点数约为739万。

大涡模拟计算的总体时间步长为 5.236×10^{-6} s。基于最小网格尺度、参考速度及声速, 当前计算CFL数约为0.85。当前计算以稳态计算结果作为初值, 大约40个转子旋转周期计算使得流动达到统计学上稳定状态, 随后继续大约10个转子旋转周期计算用于后处理输出数据。

旋转封闭腔试验例子^[30]用来验证当前大涡模拟计算方法, 其模型如图4所示, 其中动盘转速 n 为20.5063 rad/s, 旋转雷诺数 Re_θ 为 4×10^5 , 模型剖面长宽比为5(盘腔宽度 h 远远大于静盘与动盘的边界层厚度之和), 轮毂比为0.29。模型网格沿径向、轴向分别布置281, 113个节点, 沿周向30°扇段共布置150层网格, 壁面网格加密及CFL数选择满足大涡模拟计算要求。

图5给出了旋转封闭腔中心点压力、轴向及径向速度瞬时分布曲线, 可以看出当前计算已经处于统计学上稳定状态。鉴于旋转封闭腔与封闭轮缘密封腔内流动皆由转盘转动引起, 因此其内部流动有一定相似

图4 旋转封闭腔剖面模型

图5 封闭腔中心点压力、轴向及径向速度瞬时分布。(a) 瞬时压力与大气压力的比值; (b) 轴向速度; (c) 径向速度

性, 当前算例结果有助于下文对封闭轮缘密封腔内流动不稳定性的深入理解。

图6给出了封闭腔中径位置周向及时间平均切向和径向速度沿轴向分布, 计算结果与试验测试吻合很好, 仅在动盘边界层内部径向速度的预测上有一定偏差。由图6可见, 静盘与动盘的边界层确实如设定那样是分开的, 它们被一个切向与径向速度不变的流动核心所分隔开。根据泰勒-普劳德曼定理^[4], 鉴于在当前旋转封闭腔流动核心区内不存在切向速度和径向速度的轴向梯度, 且径向速度为零, 因此此流动核心应为轴对称无黏旋转核心, 且所有的径向流动限制在静盘与动盘的边界层内部。

上述分析也可以从图6(b)中得到证实: 动盘边界层内部径向速度是正值, 即流体沿径向朝机匣流动。当流体达到机匣时, 新的边界层形成, 此时流体沿轴

向从动盘向静盘流动。等流体到达机匣附近静盘以后, 流体沿径向朝轴侧流动(静盘边界层内部径向速度为负值)。在轴端面, 新的边界层形成, 此时流体沿轴向从静盘向动盘流动。等流体到达轴侧附近动盘以后, 流体沿径向朝机匣流动, 从而继续旋转封闭腔边界层内部的逆时针流动。

3.2 非定常雷诺平均计算

在封闭轴向轮缘密封腔大涡模拟计算研究基础上, 本文继续针对考虑主流及冷气流影响的旋转诱导轮缘密封非定常流动问题展开研究, 采用计算流体动力学软件FLUENT 17.0求解非定常雷诺平均Navier-Stokes(N-S)方程, 选取标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型结合“强化壁面处理”方法处理近壁湍流, 压力-速度耦合计算采用SIMPLE算法, 瞬态模拟采用“双时间步法”, 内层迭代

图6 (网络版彩图)封闭腔中径位置周向及时间平均切向和径向速度沿轴向分布。(a) 切向速度沿轴向分布; (b) 径向速度沿轴向分布

次数设为3, 当前总体计算精度为二阶. 基于非定常时间步独立性验证, 本文选取一个非常小的时间步长 7.48×10^{-6} s, 相当于每一个时间步, 转子旋转约 0.43° .

当前计算网格生成采取上述处理方法, 轮缘间隙及其法向宽度分别布置30层网格, 周向 90° 扇段布置180层网格, 总体网格类型为H型网格; 对于轴向、径向与斜向网格, 壁面 y^+ 值分别约为0.77, 0.45和0.31; 需注意, 针对斜向密封的网格敏感性研究发现, 周向网格层数增加到 $0.3^\circ/\text{层}$ 并未改变计算结果. 因此, 当前计算网格数约为282万.

数值计算参考Boudet等人^[31]的边界设置(其计算模型与本文相同), 工质采用理想气体, 主流进口给定总压, 其表压值为150 Pa, 湍流强度为5%; 主流出口设为静压, 且满足径向平衡方程, 中径处表压为0 Pa; 根据进出口主流边界设置, 主流出口速度为小值, 约为12 m/s, 以减弱主流引起射流效应对封严特性的不利影响; 冷气进口为质量流量, 无量纲冷气量 C_w 为1000, 转子转速为1000 rad/s, 且所有壁面为无滑移、绝热条件, 模型两侧采用周期性边界条件.

本文采用附加示踪变量法和求解附加变量湍流输运方程来模拟示踪气体 CO_2 在主流通道和盘腔内部的输运扩散过程, 该方程的标量形式为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U\phi) = \nabla \cdot \left(\left(\rho D_\phi + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla \phi \right), \quad (1)$$

式中, ϕ 为示踪气体的浓度; D_ϕ 为动能扩散系数(此处选取常温常压下 CO_2 在空气中的扩散系数值 $2.86048 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$); μ_t 为湍流黏度系数; Sc_t 为湍流施密特数.

在数值计算中, 将冷气进口的附加变量 C_a 设为1, 主流燃气进口 C_0 设为0, 利用示踪变量的浓度定义封严效率^[29]:

$$\eta_c = (C - C_0) / (C_a - C_0), \quad (2)$$

式中, C 为参考点的示踪气体浓度. 在本文中, 封严效率计算参考面为 $r/r_h = 0.993$ (轮缘间隙中径面). 根据封严效率定义, 封严效率就等于参考点的附加变量值; 当不提供冷气时, 完全是主流入侵, 封严效率为0; 当冷气可以完全阻止主流入侵时, 盘腔中全是封严冷气, 封严效率为1.

非定常计算残差标准设置为残差小于 10^{-5} 数量级, 且关键参数呈现出随时间周期性变化保持2个转子旋转周期以上时认为计算收敛. 在当前计算中, 作者发现

封严效率的收敛最为困难, 尤其是对于径向密封, 因此本文给出了径向轮缘密封的封严效率收敛曲线, 如图7所示. 由图7可见, 径向密封封严效率历时约105个转子旋转周期才收敛, 随后继续大约5个转子旋转周期计算用于输出数据.

4 数值计算结果及分析

本节分4部分阐述旋转诱导轮缘密封内的复杂非定常流动问题, 重点放在密封区域大尺度不稳定涡结构的动力学特性分析上, 以期为高效轮缘密封结构的设计优化提供理论依据和结构参考.

4.1 封闭轮缘密封腔内流动不稳定性

图8给出了封闭轮缘密封腔轴向中截面静压与径向速度的瞬时分布, 虽然密封腔结构与边界条件皆是轴对称的, 且不存在主流与冷气流的干扰, 但在轮缘密封间隙区域的流动却是固有不稳定的, 呈现出一系列不同尺度的涡结构, 但总体来看, 这些涡结构沿周向具有一定的相似性.

Rabs等人^[22]基于绕平板两股不同速度气流在出口汇合的非定常流动计算指出: 上下两股不同速度的气体沿流向掺混时会在接触面上诱导出开尔文-亥姆霍兹不稳定涡结构, 这种不稳定涡结构的衍生和发展会引起局部压力场波动; 而对于上述轮缘密封间隙区域流动, 静子轮毂与轮缘间隙动盘侧壁面附近流动状况并不相同, 从而导致在轮缘间隙动盘侧顶部, 即在两股气流汇合的位置发生了“类开尔文-亥姆霍兹不稳

图7 径向轮缘密封封严效率收敛曲线

图 8 (网络版彩图)轮缘密封轴向中截面静压(a, 单位: Pa)和径向速度(b, 单位: m/s)瞬时分布

定性现象”, 从而产生了如图8所示的独特非定常物理现象。

图9为采用快速傅里叶变换获得的轮缘间隙中央处于3个不同周向位置(沿旋转方向气流首先经过起始点, 然后中间点, 最后是结尾点)监控点处瞬时速度的频率特性, 其中横坐标用转盘旋转频率进行无量纲化($f_{tr}=159.155$ Hz)。由图9可见, 在3个不同周向位置点处压力频谱非常相似, 且特征频率值基本相同, 仅幅值略有差别, 因此可以推测出: 引起封闭轮缘密封腔内流动

非定常性的因素主要是固有不稳定流动引起的振荡, 压力振荡频率为 $ff_{tr} \approx 4.5$, 并且图8中所示的这些涡结构以一定速度沿周向转动, 在转动过程中, 涡结构的压力振荡幅值有一定的波动, 时间平均幅值约为 38 Pa。

4.2 典型轮缘密封下密封区域瞬时流场特性

图10(a)给出了涡轮轮缘密封子午剖面径向速度及速度矢量瞬时分布。在盘腔内, 转盘旋转产生的泵吸

图 9 轮缘密封中间点压力频谱分布. (a) 起始点; (b) 中间点; (c) 结尾点

效应导致冷气流沿转盘向上流动, 进入轮缘密封间隙, 主流入侵气体在密封间隙与冷气混合后沿静盘向下运动, 这也可以从涡轮轮缘密封子午剖面封严效率瞬时分布上得到证实. 由图10(b)可见, 在当前冷气量 $C_w=1000$ 下, 在盘腔内发生了明显的燃气入侵现象. 并且在轮缘密封下游主流通道内产生了类似脱落涡的结构, 结合Rabs等人^[22]的研究工作与上文分析, 这是由开尔文-亥姆霍兹不稳定性引起的.

图11给出了轴向、径向与斜向等3种轮缘密封结构密封间隙区域子午剖面速度矢量瞬时分布. 整体上看, 轮缘间隙内部流动异常复杂. 对于轴向轮缘密封(图11(a)), 在转盘侧存在一个相对较大的分离涡区, 而主流入侵气体沿静盘侧侵入盘腔, 其受到的阻碍较小, 可以较为顺畅地沿静盘向下运动, 静盘无法得到有效保护.

对于径向轮缘密封(图11(b)), 由于泵吸效应的直

图 10 (网络版彩图)涡轮轮缘密封子午剖面径向速度(m/s)及速度矢量(a)和封严效率(b)瞬时分布

图 11 (网络版彩图)三种典型轮缘密封结构子午剖面速度矢量(m/s)瞬时分布. (a) 轴向密封; (b) 径向密封; (c) 斜向密封

接影响, 冷气与沿盘腔顶部壁面侵入盘腔主流的掺混增强, 导致在间隙内、间隙出口处产生了分离涡区, 这些分离涡区又会增大主流气体侵入盘腔时的流动阻力, 从而达到了减少主流燃气入侵的目的. 对于斜向轮缘密封(图11(c)), 由于密封的独特结构, 冷气在间隙入口绕流转盘尖部时产生一个较大的分离涡区, 这对燃气入侵盘腔的阻碍作用得到大幅增强, 从而大幅减弱轮缘间隙区域的流动非定常性, 并且获得最佳的轮缘密封封严效率, 这在下文会有详细论述; 并且在斜向密封出口, 封严冷气流对通道主流不利的Spoiling效应^[3]也得到明显减弱.

图12给出了轴向轮缘密封静动叶轮轮毂端壁静压瞬时分布. 在轮缘间隙附近可见一系列沿周向分布的由于流动固有不稳定性产生的高压区, 且高压区、低压区交错分布; 对比图12(a)和(b)可知, 这些高压区沿着周向转动, 且其形态也有略微变化.

上述分析也可以从图13轴向轮缘密封轴向中截面径向速度及静压瞬时分布中得到证实. 由图13可见, 径向速度大于零的部分为出流, 而径向速度小于零的部分为入流, 即燃气入侵; 从图13(a)中可以明显看到, 在轮缘间隙区域存在着沿周向出流、入流交错的独特现象, 这增加了轮缘间隙区域流动的复杂性, 并且加剧了最小封严流量预测的难度.

图14给出了径向轮缘密封动叶轮毂端壁及密封径向中截面静压瞬时分布. 由图14(a)可见, 在动叶轮毂端壁上存在一系列结构几乎相同的低压区, 且沿周向以近似相等的间距分布; 这从图14(b)中也可以得到证实, 即一系列结构非常相似的涡结构沿周向转动发展. 需注意的是, 对于斜向轮缘密封, 作者研究发现: 在当前的封严冷气量下, 并未发生主流燃气入侵现象, 也并不存在如图12~14所示的独特非定常现象.

图15给出了轴向、径向及斜向轮缘密封结构间隙

图12 (网络版彩图)轴向轮缘密封静动叶轮轮毂端壁表压(Pa)瞬时分布. (a) 时刻1; (b) 时刻2

图 13 (网络版彩图)轴向轮缘密封轴向中截面径向速度(m/s)及静压(Pa)瞬时分布. (a) 径向速度; (b) 静压

图 14 (网络版彩图)径向轮缘密封动叶轮毂端壁及密封径向中截面表压(Pa)瞬时分布. (a) 动叶轮毂端壁; (b) 密封径向中截面

中间线上封严效率沿周向瞬时分布. 对于轴向密封(Atrs), 轮缘间隙区域一系列不稳定涡结构的存在诱导周向不均匀的复杂流动及封严效率, 总体上, 封严效率最大值与最小值交错出现, 最大值接近于0.5, 最小值接近于0. 对于径向密封(Rtrs), 鉴于上述周向不稳定涡结构的特性, 其所引起的流动周向不均匀性特别微小, 封严效率最大值与最小值的差别大约为0.01, 这意味着径向轮缘密封封严效率的周向不均匀性远远低于轴向轮缘密封. 对于斜向密封(Ctrs), 由于在当前封严冷气量下在轮缘间隙区域并不存在不稳定的涡结构,

因此在轴对称的盘腔结构与边界条件下, 轮缘间隙区域的封严效率沿周向是均匀分布.

4.3 典型轮缘密封下密封区域大尺度涡结构动力学特性

图16给出了轴向轮缘密封域内主流、密封及腔内三点位置静压瞬时分布. Pt1, Pt2和Pt3等三点分别位于主流中间叶展位置、密封间隙中径位置及近盘腔顶部位置, 且三点处于同一个轴向位置. 从图16中可以看出, 在轮缘间隙内的流动脉动最为剧烈, 并且需注意

图 15 (网络版彩图)三种典型轮缘密封结构间隙中间线上封严效率沿周向瞬时分布

图 16 (网络版彩图)轴向轮缘密封域内主流、密封及腔内三点位置静压瞬时分布

的是,即使在主流中间叶展位置,仍可以看到轮缘间隙区域流动不稳定性带来的小幅脉动影响,其脉动幅值大约为50 Pa.

图17给出了轴向轮缘密封中间点(Pt2)压力频谱分布.结合图9和16可以看出,有主流及冷气流影响下的压力频谱与封闭轮缘密封腔内相同点处压力频谱(图9)有明显不同;无主流及冷气流影响下的压力频谱信

图 17 轴向轮缘密封中间点压力频谱分布

号比较单一,而有主流及冷气流影响下的压力频谱则包括更多的频率信号,其特征频率 $f/f_r \approx 2.2$,约为图9中的0.5倍,而其幅值约为图9中的3倍,这意味着主流及冷气流的存在改变了轮缘间隙区域的频谱特性,这也意味着轮缘间隙区域的流动不稳定性可以通过改变主流及冷气流的流量等参数而得到抑制.

图18分别给出了径向轮缘密封中间点瞬时静压及其频谱分布.结合图16~18可以看出,对于径向轮缘密封,相对于轴向密封来说,轮缘间隙区域中间点压力脉动比较均匀,其特征频率 $f/f_r \approx 10.4$,且其脉动幅值远远小于轴向轮缘密封,这可能是径向轮缘密封更高的封严效率减弱了流动不稳定性所致.

为了计算轮缘密封间隙区域不稳定涡结构的转速,本文在非定常计算过程中输出了在径向间隙中间周向距离较近的两个点的压力信号,并借助互相关分析方法^[20]确定旋涡转动经过已知两个点的滞后时间.作为例子,轴向轮缘密封内两个不同周向位置(周向夹角为5°)中间点压力序列的互相关分析结果如图19所示.根据互相关分析理论,结合图19可见,从0 s到右侧第一个峰值的滞后时间为旋涡旋转通过两个监测点所

图 18 径向轮缘密封中间点静压瞬时分布(a)和压力频谱分布(b)

图 19 轴向轮缘密封内两个不同周向位置中间点压力序列的互相关分析结果

需的时间. 由此, 旋涡转速通过已知两个点的夹角与旋涡通过两个点所需的时间之比可计算得到. 在此基础上, 基于旋涡特征频率(图17)与旋涡旋转频率(基于旋涡转速计算获得)之比可以计算获得旋涡个数.

基于上述涡动力学分析方法, 可以计算出轴向与径向轮缘密封的非定常涡结构特性, 具体的汇总结果如表1所示.

由表1可见, 轴向轮缘密封内不稳定涡结构的转速大约是转盘转速的0.1126倍, 而对于径向轮缘密封, 转速则约是0.1369倍, 两者相差不大; 但旋涡个数却相差较大, 在轴向密封内沿周向大约有20个不稳定涡结构, 而在径向密封内则大约有76个, 这可以从图12~14中得到佐证.

4.4 典型轮缘密封旋转诱导封严特性及结构优化启示

为了给旋转诱导封严效率计算模型改进精度及轮缘密封结构设计优化提供数据支撑和定性参考, 本小节给出了典型轮缘密封的旋转诱导封严特性情况, 总体封严效率值基于间隙中径面上封严效率的质量平均获得, 具体汇总结果如表2所示. 需注意的是, 当前数值计算并未考虑来流预旋的影响, 尽管当前数值计算模型并不包含在Gentilhomme等人^[29]的试验中, 但Bayley和Owen^[32]的最小封严冷气量预测模型(式(3))可以在本小节中使用; 并且, Chew^[33]基于理论分析构建了与试验数据吻合较好的关联封严效率与封严冷气量的经

表 1 轴向与径向轮缘密封非定常涡结构特性对比

密封类型	频率	转速	旋涡个数
轴向密封	$2.2f_{\text{转子}}$	$0.1126n_{\text{转子}}$	20
径向密封	$10.4f_{\text{转子}}$	$0.1369n_{\text{转子}}$	76

验关联式(式(4)):

$$C_{w,\min} = 0.61G_c Re_\theta, \quad (3)$$

$$\phi = \frac{C_w}{0.8C_w + 0.2C_{w,\min}}, \quad (4)$$

式中, $C_{w,\min}$ 为最小封严流量的无量纲值; G_c 为间隙与轮毂半径之比; Re_θ 为旋转雷诺数; ϕ 为封严效率; C_w 为冷气流量的无量纲值.

由表2可见, 轴向密封的封严效率计算值接近于关联式值, 这主要是由于关联式是基于轴向密封通过理论分析获得. 此外, 斜向轮缘密封获得了最高的封严效率, 且不存在流动脉动情况; 轴向密封获得了最低的封严效率, 且流动脉动异常剧烈; 径向密封的封严效率介于轴向密封与斜向密封之间, 且几乎不存在流动脉动情况.

结合上述表2分析可知, 当封严效率为0.259时, 轮缘间隙区域流动脉动比较剧烈, 当封严效率为0.718时, 流动脉动则比较微弱, 而当封严效率为0.892时, 则没有流动脉动现象. 这意味着, 流动不稳定性随着封严效率(或封严冷气量)的增加而逐渐变弱, 且当封严效率达到一定程度以后, 流动不稳定性将被完全抑制.

总体上, 斜向密封获得了最高的旋转诱导封严效率, 且斜向密封大幅减弱了封严冷气流对主流不利的Spoiling效应^[3], 因此斜向密封在最新的实际工程设计中得到采用. 斜向密封的最佳倾斜角取决于特定的涡轮流动参数, 且还需采用优化求解.

鉴于斜向密封结构封严特性方面的研究特别少, 本小节还给出了旋转诱导斜向轮缘密封的封严效率随封严冷气量的变化规律, 如图20所示, 其中Atrs_calc代表轴向轮缘密封封严效率预测值, Ctrs_cfd代表斜向轮缘密封封严效率计算值. 由图20可知, 随着封严冷气量的增加, 斜向密封封严效率首先快速增加, 随后缓慢增加. 当 C_w 为1000时, 封严效率达到0.892, 已处于基本封

表 2 典型轮缘密封旋转诱导封严效率对比

密封类型	计算平面	封严效率($C_w=1000$)			关联式值
		时均值	瞬时最大值	瞬时最小值	
轴向		0.259	0.287	0.230	0.298
径向		0.718	0.717	0.719	-
斜向		0.892	0.892	0.892	-

图 20 (网络版彩图)斜向轮缘密封封严效率随封严冷气流变化规律

严状态。

5 结论

本文以无主流不均匀压力场影响下的典型轮缘密封结构为研究对象, 采用经旋转封闭腔试验验证的大涡模拟方法和非定常雷诺平均数值计算方法, 研究了

无主流非均匀压力场影响下旋转诱导轮缘密封非定常流动问题, 得出以下结论。

(1) 旋转诱导轮缘密封流具有固有不稳定特性, 在轮缘间隙区域诱导出一系列开尔文-亥姆霍兹不稳定涡结构, 产生了沿周向出流、入流交错的独特非定常现象; 不过, 流动不稳定性随着封严效率或封严流量的提高而逐渐得到抑制。

(2) 对于轴向与径向密封来说, 这些大尺度涡结构的特征频率分别为转子旋转频率的2.2和10.4倍, 且分别以大约11.26%, 13.69%转盘转速沿周向传播, 在轴向密封内沿周向大约有20个不稳定涡结构, 而在径向密封内则大约有76个。

(3) 相对于轴向与径向轮缘密封, 斜向密封具有最高的旋转诱导封严效率, 且其大幅减弱了封严冷气流对通道主流不利的Spoiling效应, 其最佳倾斜角取决于特定的涡轮流动参数, 还需采用优化手段进行求解后确定。

当前研究结果可为深入理解涡轮轮缘密封非定常流动问题提供机理支撑, 并且可为旋转诱导轮缘密封封严效率计算模型改进精度及轮缘密封结构设计优化提供数据基础和定性参考。

致谢 本文大部分计算工作是作者在英国萨里大学热流体系统大学技术中心访学期间完成的, John Chew教授、高锋博士后及Zixiang Sun博士后对本文工作提出了细心、无私和充满建设性的意见, 在此致以诚挚的谢意; 感谢国家留学基金委及萨里大学在作者访学期间所给予的支持与帮助。

参考文献

- Chew J W, Hills N J. Computational fluid dynamics for turbomachinery internal air systems. *Philos Trans R Soc A-Math Phys Eng Sci*, 2007, 365: 2587–2611
- 李军, 程舒娴, 高庆, 等. 轮缘密封封严效率及结构设计研究进展. *热力透平*, 2018, 47: 6–15
- Chew J W, Gao F, Palermo D M. Flow mechanisms in axial turbine rim sealing. *Proc Inst Mech Eng Part C-J Mech Eng Sci*, 2018, 92: 095440621878461
- Scobie J A, Sangan C M, Owen J M, et al. Review of ingress in gas turbines. *J Eng Gas Turbines Power*, 2016, 138: 120801
- Li J, Gao Q, Li Z, et al. Numerical investigations on the sealing effectiveness of turbine honeycomb radial rim seal. *J Eng Gas Turbines Power*, 2016, 138: 102601
- Sangan C M, Scobie J A, Owen J M, et al. Performance of a finned turbine rim seal. *J Turbomach*, 2014, 136: 111008
- 吴康, 林立, 任静, 等. 端壁侧向出流对透平轮缘密封的影响及优化. *推进技术*, 2014, 35: 758–765
- Zhang J H, Ma H W. Numerical investigation of improving turbine sealing effectiveness through slot width modification of the rim seal. In: *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*. San Antonio, 2013. GT2013-95570
- Zhou D W, Roy R P, Wang C Z, et al. Main gas ingestion in a turbine stage for three rim cavity configurations. *J Turbomach*, 2010, 133: 031023

- 10 吴康, 任静, 蒋洪德, 等. 整级透平中转静轮缘封严问题研究, Part I: 封严与入侵. *工程热物理学报*, 2014, 35: 873–877
- 11 罗翔, 康文武, 全永凯, 等. 多齿轮缘封严特性的实验. *航空动力学报*, 2017, 32: 8–13
- 12 Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals—Part I: Rotationally induced ingress. *J Turbomach*, 2011, 133: 031005
- 13 Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals—Part II: Externally induced and combined ingress. *J Turbomach*, 2011, 133: 031006
- 14 Zhou K, Wood S N, Owen J M. Statistical and theoretical models of ingestion through turbine rim seals. *J Turbomach*, 2012, 135: 021014
- 15 张晶辉, 马宏伟. 涡轮盘腔轴向封严流动的数值研究. *航空动力学报*, 2014, 29: 927–934
- 16 Julien S, Lefrancois J, Dumas G, et al. Simulations of flow ingestion and related structures in a turbine disk cavity. In: *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. Glasgow, 2010. GT2010-22729
- 17 陶加银, 高庆, 宋立明, 等. 基于附加示踪变量法的涡轮轮缘密封非定常封严特性研究. *工程热物理学报*, 2014, 35: 2154–2158
- 18 陶加银, 高庆, 宋立明, 等. 涡轮轮缘密封非定常主流入侵特性的数值研究. *西安交通大学学报*, 2014, 48: 53–59
- 19 O'Mahoney T S D, Hills N J, Chew J W, et al. Large-eddy simulation of rim seal ingestion. In: *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. Glasgow, 2010. GT2010-22962
- 20 Gao F, Chew J W, Beard P F, et al. Large-eddy simulation of unsteady turbine rim sealing flows. *Int J Heat Fluid Flow*, 2018, 70: 160–170
- 21 O'Mahoney T, Hills N, Chew J. Sensitivity of LES results from turbine rim seals to changes in grid resolution and sector size. *Prog Aerosp Sci*, 2012, 52: 48–55
- 22 Rabs M, Benra F K, Dohmen H J, et al. Investigation of flow instabilities near the rim cavity of a 1.5 stage gas turbine. In: *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*. Orlando, 2009. GT2009-59965
- 23 Wang C Z, Mathiyalagan S P, Johnson B V, et al. Rim seal ingestion in a turbine stage from 360 degree time-dependent numerical simulations. *J Turbomach*, 2013, 136: 031007
- 24 Scobie J A, Sangan C M, Teuber R, et al. Experimental measurements on ingestion through turbine rim seals, Part 4: Off-design conditions. In: *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*. San Antonio, 2013. GT2013-94147
- 25 Beard P F, Gao F, Chana K S, et al. Unsteady flow phenomena in turbine rim seals. *J Eng Gas Turbines Power*, 2016, 139: 032501
- 26 Liu Z X, Ma J, Hu J P, et al. Analysis of the influence of geometric structure on the rotationally induced ingress. In: *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Charlotte, 2017. GT2017-63512
- 27 周昆原, 罗翔, 徐国强. 旋转诱导燃气入侵的数值模拟. *航空动力学报*, 2011, 26: 2704–2709
- 28 朱莉娅, 罗翔, 徐国强, 等. 涡轮级燃气入侵的理论分析及数值模拟. *推进技术*, 2014, 35: 1511–1516
- 29 Gentilhomme O, Hills N J, Turner A B, et al. Measurement and analysis of ingestion through a turbine rim seal. *J Turbomach*, 2003, 125: 505–512
- 30 Séverac É, Poncet S, Serre É, et al. Large eddy simulation and measurements of turbulent enclosed rotor-stator flows. *Phys Fluids*, 2007, 19: 085113
- 31 Boudet J, Autef V N D, Chew J W, et al. Numerical simulation of rim seal flows in axial turbines. *Aeronaut J*, 2005, 109: 373–383
- 32 Bayley F J, Owen J M. The fluid dynamics of a shrouded disk system with a radial outflow of coolant. *J Eng Power*, 1970, 92: 335
- 33 Chew J W. A theoretical study of ingress for shrouded rotating disk systems with radial outflow. *J Turbomach*, 1991, 113: 91

Rotationally-induced unstable flow characteristics and structural optimization of rim seals

GAO Jie^{1,2,3}, CAO FuKun³, CHU ZhaoFeng³, YUE GuoQiang³ & ZHENG Qun³

¹ Center for Post-Doctoral Studies, Chongqing University, Chongqing 401120, China;

² Center for Post-Doctoral Research, Chongqing Jiangjin Shipbuilding Industry Co., LTD., Chongqing 402263, China;

³ College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

In view of rotationally-induced unsteady rim sealing flow issues in the absence of mainflow nonuniform pressure fields, the large eddy simulation method validated by the enclosed rotating cavity flow measurement was adopted to investigate the instability of the flow in the enclosed rim seal cavity. On this basis, the unsteady Reynolds-averaged numerical calculation was carried out for three structures: typical axial and radial rim seals as well as the chute seal that is visible in actual engines. The unsteady sealing flow characteristics for typical rim seal structures are investigated. The dynamic characteristics of the large-scale vortex structures in the rim seal region are revealed by fast Fourier transform and cross-correlation analysis methods. Finally, the rotationally-induced sealing characteristics for different rim seal structures and the enlightenment of the seal structure optimization are given. The results show that the rotationally-induced rim sealing flow has inherent instability characteristics; a series of large-scale vortex structures are generated in the rim clearance region, which propagate in the circumferential direction at a speed lower than the rotor, and the vortex frequency, number of revolutions and number of vortices depend on the rim seal type; overall, the chute rim seal has the highest rotationally-induced sealing effectiveness.

rim seal, unstable flow, rotation induction, gas ingestion, sealing characteristics

doi: [10.1360/N092018-00337](https://doi.org/10.1360/N092018-00337)