

对转压气机叶排交界面参数传递的数值研究

邓小明^{1,2}, 高丽敏^{1,2}, 高磊^{1,2}, 蔡宇桐^{1,2}
(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对超常规叶轮机械——对转压气机采用 5 种定常叶排界面方法,结合实验值对比分析了对转压气机整机性能、近设计工况以及近失速工况流场,以定量研究不同界面方法应用于叶排交界面的参数传递效果.结果表明:①不同界面方法计算的整机效率性能差异明显,而压比性能与实验值吻合较好.②近设计工况下周向守恒法在不同界面的参数传递连续性相对较好,当地守恒法和完全非匹配混合界面法对下游界面参数的控制作用逐渐增强,一维无反射边界和完全非匹配冻结转子法则正好相反.③近失速工况下,一维无反射边界和完全非匹配冻结转子法对应的叶片前缘高熵损失区范围明显增大,叶顶主流和间隙溢流交界面扭曲成更靠近上游叶排交界面的弧形.

关 键 词: 参数传递; 对转压气机; 多级叶排; 交界面方法; 整机性能

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Numerical investigation of parameters transmission on blade rows interface of contra-rotating compressor

DENG Xiao-ming^{1,2}, GAO Li-min^{1,2}, GAO Lei^{1,2}, CAI Yu-tong^{1,2}
(1. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Five steady interface methods were adopted to investigate an extraordinary turbomachinery, i. e. the contra-rotating compressor. The whole performance, near design condition and near stall condition of the contra-rotating compressor were analyzed in combination with experimental data, so as to make a quantitative comparison of the effect on blade row interface parameters transmission among different numerical methods. Results validate: (1) the compressor efficiency shows obvious difference among five steady interface methods, while the pressure ratio agrees with experimental data very well. (2) Under the near design condition, the parameters transmission on different interfaces are uniform for conservative coupling by pitchwise rows method. Local conservative coupling and full non matching full non matching mixing plane methods behave better along downstream interface, while non reflecting 1-D method and full non matching frozen rotor method perform just the opposite. (3) Under the near stall condition, the high entropy loss area surrounding blade leading edge of non reflecting 1-D method and full non matching frozen rotor method expands much bigger; the mainstream and overflow interface within the blade tip twists into an arc closer to the upstream blade row.

Key words: parameters transmission; contra-rotating compressor;
multistage blade rows; interface method; whole performance

由于叶片排相对运动而引起的周期性非定常是叶轮机械内部流动的主要特征之一^[1],常常诱发强烈的非定常气动力,从而影响叶轮机械气动性能以及疲劳寿命,历来都被研究者视为改善流场和优化设计的焦点问题.随着 CFD 技术的发展,以叶片约化法(domain scaling)和非线性谐波法(nonlinear harmonic method)为代表的非定常数值计算方法已经十分成熟,但是高昂的计算成本使其主要应用于流动机理分析.相反,定常数值计算收敛快,对运行设备要求较低,在实际工程应用领域特别是多级叶轮机械的气动设计^[2-3]和性能预测^[4-5]等方面仍占据着十分重要的地位.

对于传统轴流压气机的定常流场求解,能否较好地反映上下游叶片排之间的相互干扰主要取决于叶排交界面处所采用的参数传递模型,其中以 Denton^[6],Dawes^[7]所发展的混合界面(mixing plane)法最为常用.姚征^[8]对混合界面法的多种平均模型进行了比较,发现取 $\bar{\rho}, \bar{\rho v_x}, \bar{\rho v_r}, \bar{\rho v_\theta}, \bar{p}$ 作为平均处理量可以保证混合前后质量、动量的守恒,总能量的减小幅度小,同时在保持熵守恒方面也优于其他模型.李佳丽等^[9]等改进了动静叶级间的混合平面处理方法,提出了用参数分布修正方法来保证参数在混合面上的周向不均匀性.高丽敏等^[10-11]的研究表明,采用混合界面方法产生的“人工”掺混会导致总压损失及界面处流动参数的间断,而且转速对界面处的“人工”总压损失有明显影响.然而,对于其他界面处理方法的应用和研究明显不足,如 Brost 等^[12]采用冻结转子(frozen rotor)法也仅用作算法验证,更罕有对不同界面方法在叶排交界面处参数的连续性问题进行对比分析,这正是本文研究的出发点.

对转压气机异于常规压气机的最大特点在于取消了静叶而改为相对旋转的动叶,虽然在叶排交界面参数的数学处理上与常规压气机并无差异,但由于其对转子的相对转速直接增加到后者的两倍,气动负荷陡然升高.这样叶排间的相互干涉和流场的各向异性也急剧增强,那么叶排交界面处参数的连续与否将体现得更更为直观和显著.同时,对转压气机叶排交界面的形式与常规压气机的动/静或静/动单一型界面变为静/动—动/动—动/静复合型界面,沿流向不同叶排交界面处各方法的表现是否具有差异也值得进一步探究.

因此本文以对转压气机为例,结合实验数据定量比较 5 种不同的定常界面方法在叶排交界面处参数传递的连续性,旨在深入探究不同定常叶排交界面处理方法的特点和计算效果,同时也为商业软件方法的合理选取提供依据.

1 数值方法

商用软件 NUMECA 的数值计算模块 FineTM/Turbo 提供了 5 种定常界面方法^[13],分别为当地守恒法(local conservative coupling)、周向守恒法(conservative coupling by pitchwise rows)、完全非匹配混合界面法(full non matching mixing plane)、一维无反射边界条件(non reflecting 1-D)^[14]以及完全非匹配冻结转子法(full non matching frozen rotor);前 3 种同属于混合界面模型,仅在混合过程(mixing process)的参数传递上有所区别.为了保证流动信息传递的守恒性,计算参数通常以通量 $F_X = \rho X (\mathbf{v} \cdot \mathbf{S})$ 的形式来表达,混合界面上下游信息交互后,再进行原始变量的转化.具体如式(1)所示:

$$\begin{aligned} p_s &= \frac{\mathbf{F}_v \cdot \mathbf{S}}{S^2(\kappa + 1)} \pm \\ &\sqrt{\left[\frac{\mathbf{F}_v \cdot \mathbf{S}}{S^2(\kappa + 1)} \right]^2 + \frac{(\kappa - 1)(F_v^2 - 2F_\rho F_E)}{S^2(\kappa + 1)}} \\ \mathbf{v} &= \frac{\mathbf{F}_v - p_s \mathbf{S}}{F_\rho} \quad \rho = \frac{F_\rho}{\mathbf{v} \cdot \mathbf{S}} \\ X &= \frac{F_X}{F_\rho} \end{aligned} \tag{1}$$

式中 $p_s, \mathbf{v}, \rho, \kappa, S, X$ 分别代表单元格的表面静压、速度、密度、等熵指数、微元面积以及任意待转换的原始变量.向量 $\mathbf{S} = \mathbf{S} \cdot \mathbf{n}$ 则表示微元面积与其法向量的乘积. $F_\rho = \rho(\mathbf{v} \cdot \mathbf{S}), F_v = \rho \mathbf{v}(\mathbf{v} \cdot \mathbf{S}), F_E = \rho(c_p T + \mathbf{v}^2/2)(\mathbf{v} \cdot \mathbf{S})$ 分别表示质量通量、动量通量、能量通量.

1.1 完全非匹配混合界面法

完全非匹配混合界面法基本计算步骤为:
①流动参量从内部网格节点外推到边界网格;
②交界面两侧各自内插值到相同径向位置的网格点;
③对变量进行周向平均并用低松弛方法处理以保持计算稳定,依据界面的不同类型进行“混合”过程;
④混合完成后流动参数再内插值回界面两侧的初始网格.

当地守恒法首先判断界面上下游的流动状态(超/亚声速进/出口条件),依据判定结果进行通量或静压的传递即混合过程.具体实施流程如下:若界面一侧为超声速进口,则其平均通量和平均静压向另一侧传递;若该侧为亚声速进口,则只向另一侧传递平均通量;若该侧为亚声速出口条件,则其平均静压由另一侧决定;若其为超声速出口,则不向另一侧传递任何信息.

周向守恒法的混合过程则直接根据流动方向来传递界面两侧的通量:上游通量由上游当地通量和下游平均静压决定,如式(2)所示;下游通量由上游平均通量和下游当地静压决定,如式(3)所示.

$$\begin{aligned} F_1^{\text{ups}} &= F_1^{\text{ups}} \\ F_2^{\text{ups}} &= F_2^{\text{ups}} + \bar{p}^{\text{down}} n_r \Delta s \\ F_3^{\text{ups}} &= F_3^{\text{ups}} \\ F_4^{\text{ups}} &= F_4^{\text{ups}} + \bar{p}^{\text{down}} n_z \Delta s \\ F_5^{\text{ups}} &= F_5^{\text{ups}} \\ F_1^{\text{down}} &= \bar{F}_1^{\text{ups}} \\ F_2^{\text{down}} &= \bar{F}_2^{\text{ups}} + p^{\text{down}} n_r \Delta s \\ F_3^{\text{down}} &= \bar{F}_3^{\text{ups}} \\ F_4^{\text{down}} &= \bar{F}_4^{\text{ups}} + p^{\text{down}} n_z \Delta s \\ F_5^{\text{down}} &= \bar{F}_5^{\text{ups}} \end{aligned} \tag{2}$$

式中 $F_1 = \rho v_n \Delta s$ 为单元体质量通量; $F_2 = \rho v_r v_n \Delta s$, $F_3 = \rho v_\theta v_n \Delta s$, $F_4 = \rho v_z v_n \Delta s$ 为圆柱坐标分方向质量通量; $F_5 = \rho H v_n \Delta s$ 为焓通量;上标 ups 为上游通量,down 为下游通量.周向守恒法由于界面两侧参数是严格的守恒传递,因而要求界面两侧的网格块在径向上必须匹配连接,即满足 CON(匹配)边界条件.

完全非匹配混合界面法则引入完全非匹配(full non matching)技术,通过在界面初始网格间建立虚拟网格(image mesh),消除叶排交界面两侧网格必须匹配连接的限制,代之以更宽松的完全非匹配边界条件,应用范围得到极大拓宽.该界面方法仅在参数混合过程有所区别:首先用完全非匹配技术在初始网格和虚拟网格之间建立插值关系,随后同周向守恒法一样完成界面两侧虚拟网格之间的参数混合,最后将两侧虚拟网格上的通量插值回初始网格.

由此可见,完全非匹配混合界面法的优势在于原理简单、编程操作和实现方法相对简便;同时增加了完全非匹配技术,对于复杂几何形状的界面网格生成难度明显降低,适用于叶轮机械定常计算和性能预测.

1.2 一维无反射边界条件

虽然完全非匹配混合界面法的数学原理和实

现方法相对简单,实际应用比较广泛,但是在相邻叶排轴向间隙非常小的情况下,尾迹与下游叶片排的干扰过程中由非定常压力场和速度场所引起的对流作用就会变得十分强烈,界面两侧的强反射作用将直接影响到数值计算的精度,因而完全非匹配混合界面法不再适用于处理这类界面的参数传递问题.一维无反射边界条件的提出正是基于叶排交界面处黏性作用相对较小的考虑,采用线性 Euler 方程将尾迹作为非定常进口条件来处理,将从计算域出射到交界面上的扰动波滤掉而不是反射回计算域,这样就不会影响非定常计算的物理解.在叶排交界面上下游给定不同的入射和出射非定常特征波的一维扰动量(c_i),依据式(4)耦合流场平均参数进行特征变量的传递.这种界面方法的优点是特别适用于处理交界面离叶片排很近或者有激波反射的情形,但缺点是对界面边界条件的黏性作用考虑不足.

$$\begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c^2 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \rho_f c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_f c & 0 \\ 0 & \rho_f c & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\rho_f c & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \rho_f - \bar{\rho}_f \\ u' - \bar{u}' \\ v' - \bar{v}' \\ w' - \bar{w}' \\ p_{f,s} - \bar{p}_{f,s} \end{bmatrix} \tag{4}$$

式中 c_1 代表熵值的线性扰动量, c_2 及 c_3 表示周向速度扰动, c_4 和 c_5 分别表示下游和上游的动压波动.叶排交界面下游给定前 4 个特征变量,上游仅给定 c_5 . ρ_f 和 $p_{f,s}$ 分别表示流体的密度及静压, u' 代表垂直于边界的速度, v' 和 w' 则表示切向速度.式(4)中平均参数计算及通量的转化同式(1)一致.

1.3 完全非匹配冻结转子法

冻结转子顾名思义就是假定转子不动,适用于定常计算.但与完全非匹配混合界面法的不同之处在于转子和静子之间的信息不是简单切向平均,而是通过插值而来,这样就充分考虑了气流参数沿周向分布的不均匀性.采用冻结转子法处理转/静叶排交界面,转子和静子的相对位置不变,因此其计算的最终流场代表的是非定常计算某一特定时间点的流动状态.

NUMECA 所采用的冻结转子法同样引入了完全非匹配技术,对转/静交界面的处理方式同叶片约化法基本一致,差异之处是不再考虑与转子相连接的虚拟网格的转动,计算的流场是定常流动状态.完全非匹配冻结转子法必须满足交界面的周期性边界条件,若上下游动静叶片数目不等,

首先需进行叶片约化处理: $K_1 P_1 = K_2 P_2$, 使约化后的叶片数比例为 1.0, $R(i)$ 为与交界面上下游相关的函数; $R(t)$ 为与时间相关的函数; K_1, K_2 表示界面上、下游转子数; P_1, P_2 表示上游栅距, 交界面参量用下列公式实现传递:

$$U_i^{R(i)}(r, \theta_i^{R(i)}, z) = U_{3-i}^{R(i)}(r, \theta_i^{R(i)} - mp, z)$$
$$p = K_1 P_1$$

(5)

其中 U 表示对应网格的物理参数, 由圆柱坐标系下 3 个方向 (r, θ, z) 的分量来确定. $m \in Z, i = 1, 2$. 选取系数 m 是考虑到进行交界面间插值时, 点 $(\theta_i^{R(i)} - mp)$ 必须位于叶排 $(3-i)$ 的计算域中. 因完全非匹配冻结转子法转子视为不动, θ_i^R 项取值为定值. 完全非匹配冻结转子法的优点在于充分考虑了动/静叶排边界流场参数的周向不均匀性, 但缺点是必须满足界面两侧的周期性条件, 通常情况下都要进行叶片约化处理, 使前后叶片数接等于 1:1.

2 算例说明

对转压气机作为取消了静叶排的超常规叶轮机械, 两排转子的相对旋转极大地增加了气动负荷, 相邻叶排间的非定常干涉作用更为强烈. 对转结构较之常规压气机而言, 对叶排界面方法的计算效果反馈更加显著, 作为定量评估的研究对象更有说服力. 本文以西北工业大学翼型叶栅空气动力学国防科技重点实验室国内首台两级对转压气机^[15]为研究对象, 设计转速为 8 000 r/min. 其常规静叶排改为相对旋转的动叶 (ROT1, ROT2), 进出口分别设置导叶 (IGV, OGV), 沿流向 IGV, ROT1, ROT2, ROT3 叶片数之比为 22:19:20:32. 通过相同的计算网格设置 (如表 1 所示)、湍流模型 (Spalart-Allmaras 模型) 以及进出口边界条件等排除了其他因素对于计算结果的干扰, 叶排间参数传递依次选取周向平均法、当地守恒法、完全非匹配混合界面法、完全非匹配冻结转子法、一维无反射边界条件等 5 种界面方法, 通过数值模拟和实验对比来探究界面方法这个单一变量对于对转压气机流场的影响和叶排交界面处的参数传递效果.

经过网格独立性检查^[16], 最终计算网格数为 2506 294, 网格最小正交性为 19.25; 进口导叶 (IGV) 上游和出口导叶 (OGV) 下游延伸区均采用 H 型网格, 叶片区域采用 O 型结构化网格; 叶顶间隙为 0.5 mm, 采用蝶形网格拓扑结构 (O 型网格内嵌有 H 型网格); 对各转子、出口导叶以及

出口延伸区相应作网格加密处理, 如图 1 所示. 数值计算通过 Fine™/Turbo 模块, 采用 Jameson 有限体积法并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型求解相对圆柱坐标系下的三维定常雷诺平均 N-S 方程组, CFL (Courant-Friedrichs-Lewy) 数取 3.0, 同时结合隐式残差光顺以及多重网格技术来加速收敛过程. 采用压力二分法^[17-18]来捕捉对转压气机近失速工况点.

表 1 计算网格数设置

Table 1 Parameters of computational grid

总网格数	网格数(流向×周向×展向)			
	ROT1	ROT2	导叶区	延伸区
2506 294	41×41×	41×49×	41×49×	73×49×
	331	313	277	21

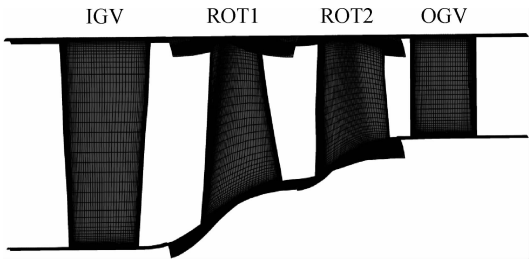


图 1 对转压气机计算网格

Fig. 1 Computational grid of contra-rotating compressor

3 计算结果及分析

3.1 整机性能

5 种界面方法的计算结果与实验测量的对转压气机性能曲线如图 2、图 3 所示, 图中实验数据优点较为凌乱, 这是高速对转实验台较为极端的实验条件所致. 对转压气机两级转子由两台相对放置的变频电动机驱动, 设计工况下相对转速高达 16 000 r/min, 实验台机械振动和噪声非常剧烈; 该条件下等熵效率 (下文简称效率) 只能由温升法测得, 如式 (6) 所示. 式中 π, k 分别表示总压比以及实验条件下空气的多变指数.

$$\eta = \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1}$$

(6)

对转压气机级间温升本身就很很小, 热电偶测温误差会相应增大; 加之为避免进口温度传感器受变频电动机的干扰, 通常给定实验段进口大气温度 T_{in} , 但随着实验进行大气温度会有小幅升高, 引起测量温升 T_{out} 比实际偏大, 由式 (6) 可知

测得效率则比实际偏小. 因此图 2 显示在较大的流量范围内, 实验效率明显低于计算效率, 同时不同界面方法间的效率性能也差异显著. 一维无反射边界条件参数传递基于无黏欧拉方程, 考虑的流动损失最小因而效率最高; 完全非匹配冻结转子法处理界面参数时忽略了动叶的旋转, 且作了叶片约化处理使叶片数之比变为 20:20:20:20, 其效率相对较低.

另一方面, 由于对转压气机本身增压作用明显, 静压比(σ)测量误差相对较小, 除一维无反射边界条件外计算结果和实验数值都高度吻合(如图 3 所示). 设计工况 $\dot{m} = 6.4 \text{ kg/s}$ 附近, 对转压气机效率达到最大值; 计算结果同实验数据的最大偏差约为 5.7%, 静压比最大偏差不足 0.3%, 说明定常计算结果可以用来较好地预估对转压气机设计工况点的性能. 但是各界面方法之间却差异显著, 设计工况下一维无反射边界条件与完全非匹配冻结转子法的效率偏差甚至达到 4.6%.

在超过 7.2 kg/s 的大流量工况下, 可以看到对转压气机性能线非常陡峭, 并且除一维无反射边界外不同界面方法间的计算误差有所减小(如图 2 所示). 原因在于相对于常规压气机结构, 对转压气机第 1 排转子叶片出口气流未经过静子叶片排的整流作用而直接流入第 2 排转子通道中, 使得第 2 排转子叶片进口来流情况更加恶劣. 极高的相对转速更增加了第 2 排转子的气动负荷, 使对转压气机较早地进入了堵塞工况, 因而大流量下性能线非常陡峭, 对转压气机相对稳定工况范围变窄. 此时尽管界面方法不同, 但是对转压气机动叶对气流的实际加功能力极为有限, 整体性

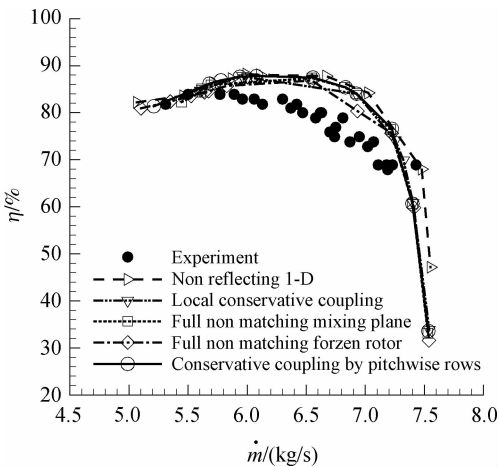


图 2 对转压气机效率-流量性能

Fig. 2 Efficiency via mass flow performance of contra-rotating compressor

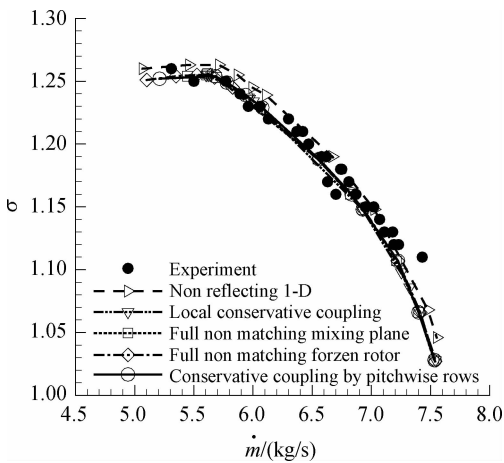


图 3 对转压气机静压比-流量性能

Fig. 3 Static pressure ratio via mass flow performance of contra-rotating compressor

能只能维持在一个极低的效率水平上, 相应其计算效率的差别反而减小.

3.2 近设计工况

设定出口背压为 110 kPa, 研究近设计工况下不同叶排交界面处理方法对计算结果和流场的影响. 计算获得流量、效率、静压比等性能参数同实验值的对比如表 2 所示. 从表 2 中可以看到, 在给定背压的情况下, 不同界面方法对应的计算静压比均为 1.148, 同实验值相对误差在 0.2% 以内, 保证了计算结果的可信度; 不同界面方法在流量参数上有一定区别, 尤其完全非匹配冻结转子法计算结果与实验值相对误差达到 1%. 正如前文所述受实验条件影响, 实验测得的温升效率均低于计算效率约 12%; 计算结果和实验的差值在量级上相当, 保证了计算结果的可信度. 但相互之间数值上的具体差异则由不同界面方法所致, 前 3 种界面方法由于同属于混合界面模型, 界面参数处理方式相近, 计算效率均保持在 84.04%, 其余界面方法的差异则因参数处理方式不同而被相应放大. 这也说明, 界面方法的选取对于对转压气机整体性能有直接的影响.

由此可见, 即便保证同一工况, 不同的叶排交界面处理方法在宏观参数上已经表现出明显的差异. 那么, 对于后面级几何结构更加复杂、叶排间干扰更加剧烈的对转压气机来说, 流场细节将进一步放大不同界面方法处理界面参数传递的差异性. 如果对不同界面方法的实际计算效果不加以定量比较, 必然使数值研究在一定程度上存在方法选择的盲目性, 这将直接影响到计算结果的可信度.

表 2 近设计工况性能参数

Table 2 Performance parameters on the near design condition

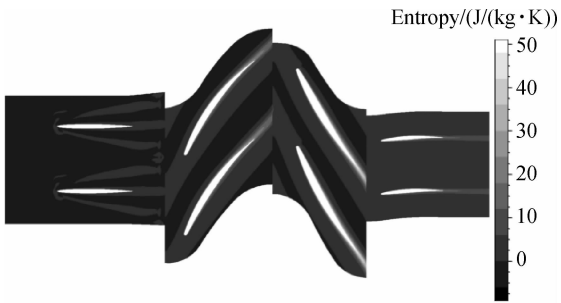
方法	$\dot{m}/(\text{kg/s})$		σ		η	
	数值	误差/%	数值	误差/%	数值	误差/%
实验值	6.950		1.150		74.93	
混合界面法	6.928	0.3165	1.148	0.1739	84.04	12.16
周向守恒法	6.927	0.3309	1.148	0.1739	84.04	12.16
当地守恒法	6.925	0.3594	1.148	0.1739	84.04	12.16
一维无反射边界条件	6.934	0.2302	1.148	0.1739	83.56	11.52
完全非匹配冻结转子法	7.025	1.0070	1.148	0.1739	84.21	12.38

图 4(a)~图 4(e)依次显示了 5 种界面方法计算得到的 50%叶高处 B2B 截面熵分布. 理论上,保证同等计算精度的前提下,界面两侧流场参数应保持高度相近的特点,然而不同界面方法间的差异性却在熵云图上得到了体现. IGV 排由于受到 ROT1 排旋转的干扰,在叶片两侧主流区形成了两道对称的高熵带(如图中浅灰色带状区域);但由于进口流道气动负荷较低,5 种界面方法对应 IGV 通道中的熵分布基本一致,如图 4(a)~图 4(e)所示.

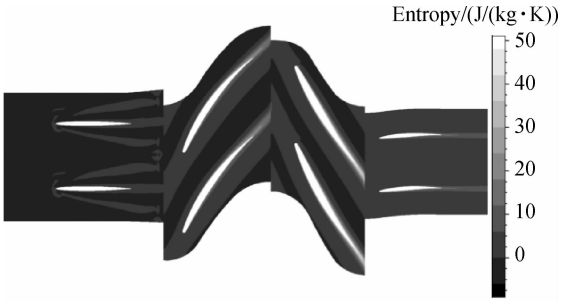
与此同时,IGV 的高熵尾迹深入下游 ROT1 流道对其流动产生干扰,沿叶片两侧的附面层不断增厚;所形成的高熵带向主流区延伸,使主流区(黑色低熵带)均匀流动面积受到压缩. 前 3 种界面方法 ROT1 通道的熵分布相近(如图 4(a)~图 4(c)),但完全非匹配冻结转子法 ROT1 通道主流区被压缩成一条靠近叶盆的狭长窄带(如图 4(d)),一维无反射边界条件 ROT1 通道中高熵区(灰色熵带)面积进一步扩大,占据约 80%的流道面积(如图 4(e)). ROT1 和 ROT2 相对转动的结果使其相对气流角急剧增大,后面级气动负荷相应增大,相邻叶排的干涉作用增强. 从熵云图上反映为前 3 种界面方法 ROT2 通道叶片附面层较之 ROT1 进一步增厚,主流区面积较之 ROT1 约减小一半;完全非匹配冻结转子法叶片两侧高熵区已占据通道约 90%的面积,一维无反射边界条件叶片附面层几乎布满整个通道. ROT1 及 ROT2 尾缘向下游发展的高熵损失数值较 IGV 更大. OGV 通道中前排叶片尾迹和叶片附面层已经充分发展,5 种界面方法的熵分布类似.

IGV/ROT1, ROT1/ROT2, ROT2/OGV 三个交界面两侧量纲一总压沿通道高度的分布如图 5 所示,图中横坐标 h/H 表示通道高度,纵坐标

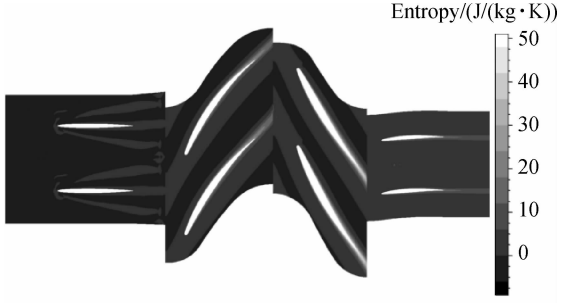
p_t 表示总压. 以各方法计算获得的交界面两侧量纲一总压($p_t/p_{t,ref}$)的差值大小来衡量该界面上参数连续性的优劣,差值越小则连续性越好,反之则反. 可以看到,不同界面方法对应的 3 个交界面两侧的量纲一总压差值从叶根到叶尖依次呈递减趋势,说明近轮毂壁面的复杂流动对交界面参数



(a) 周向守恒法



(b) 当地守恒法



(c) 完全非匹配混合界面法

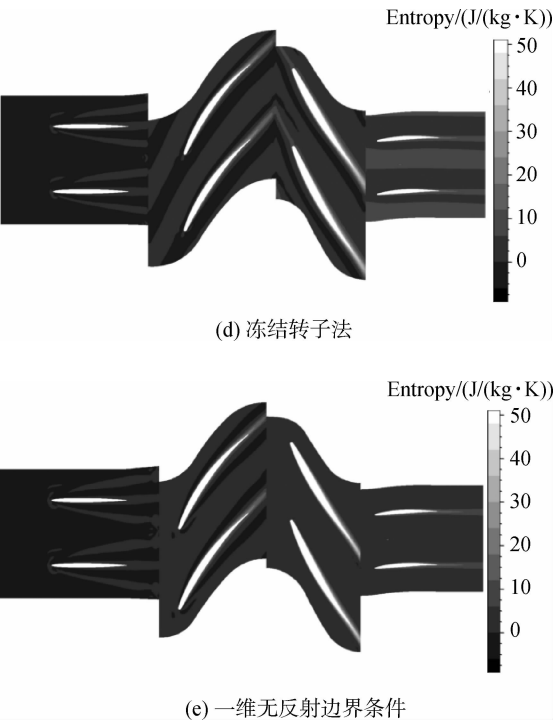


图 4 50%叶高 B2B 截面熵云图

Fig. 4 Entropy contour on the 50% B2B plane

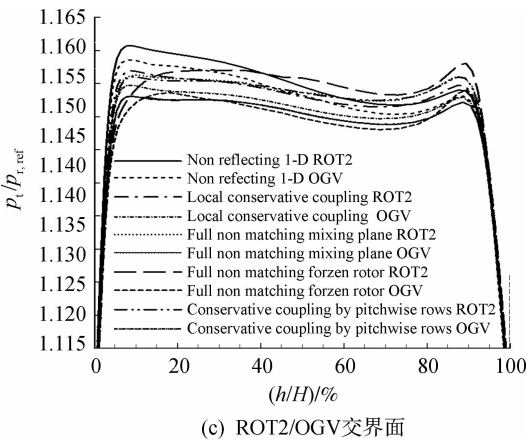


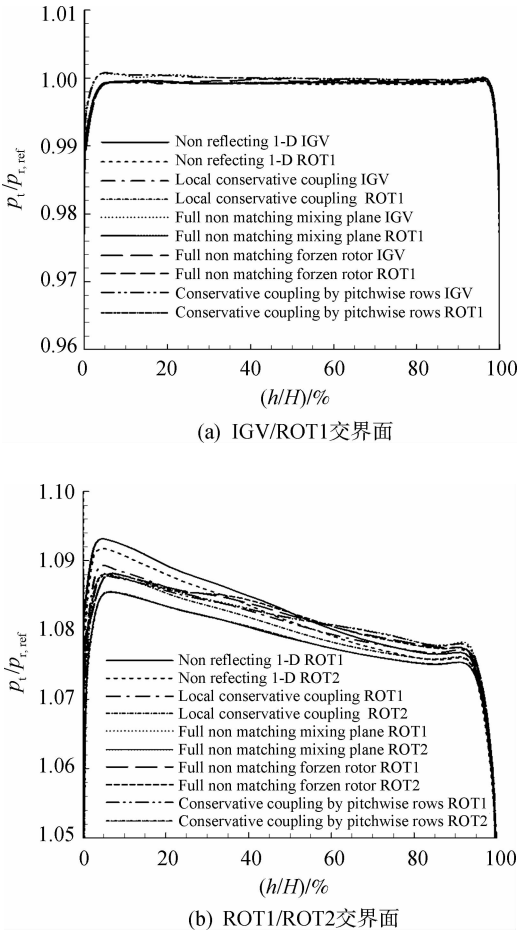
图 5 交界面两侧量纲一总压沿通道高度分布图
Fig. 5 Dimensionless total pressure on each side of interface

传递的影响更大. 这是由于该对转压气机算例是等内径设计, 轮毂侧几何结构复杂. 轮毂坡角沿流向的不断变化, 造成叶根的低速气流难以贴附于轮毂壁面, 轮毂壁面附面层加厚且容易分离, 二次流较叶中和叶尖更为严重. 虽然经过叶排交界面方法的人工处理, 但界面参数仍然受到周围不均匀流场的干扰, 其连续性仍较差.

同时, 在 IGV/ROT1 处界面两侧量纲一总压线基本重合, 近轮毂处的总压最大偏差 <0.001 , 表明在气动负荷较低的上游叶排界面各方法的参数传递连续性较好, 相互之间差异并不明显. 随着气动负荷增大, ROT1/ROT2 界面两侧的计算参数差值被显著放大(最大偏差达到 0.003), 但 50%通道高度以上的参数连续性仍好于 50% 通道高度以下区域. 而在 ROT2/OGV 界面, 从轮毂到机匣壁面的全通道高度区域内, 界面两侧的参数不连续性得到进一步增强, 最大偏差超过 0.005. 显然, 对转压气机下游界面对上游的参数间断有强烈的放大作用. 周向守恒法对不同交界面参数传递的控制作用均较好; 当地守恒法和完全非匹配混合界面法对下游界面参数传递的连续性逐渐增强, 而完全非匹配冻结转子法、一维无反射边界条件则正好相反. 由此可见, 不同方法处理同一叶排界面的参数时, 其连续性差异显著; 而运用同一方法计算不同流向位置的叶排界面时, 其参数传递效果也会有较大的差别.

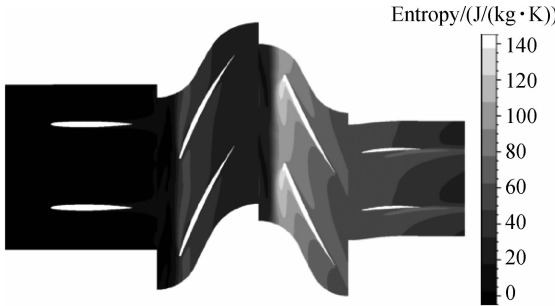
3.3 近失速工况

在以压力二分法捕捉对转压气机失速点的计算过程中, 通常将计算开始发散的前一个工况点

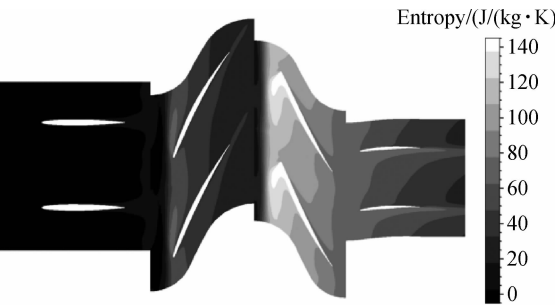


定义为近失速点,并以近失速点背压/压力二分法初始背压(110 kPa)的比值来表征对转压气机的失速工况. 5 种界面方法计算捕捉的量纲一失速背压分别为:1.121 7,1.122 2,1.121 4,1.122 5,1.130 0,显然,不同叶排交界面方法的选取对于失速工况点的计算影响已经无法忽略. 图 6(a)~图 6(e)显示了 99%叶高处近失速工况下的熵云图,可见不同界面方法所模拟的失速流场差别明显. 熵云图显示 ROT1,ROT2 流道有显著的高低熵交界面,对应图中 ROT1,ROT2 叶片前缘附近两条明显的深、浅颜色交线.

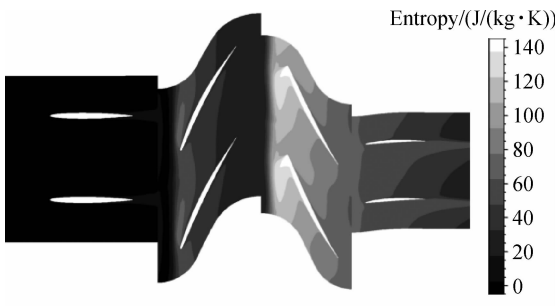
ROT1 通道中,图 6(a)~图 6(c)中熵分布具有相似的特点:高低熵交界面基本都位于 ROT1 叶片前缘,且均为一条近似与额线平行的直线;而图 6(d)、图 6(e)中熵界面明显处于叶片前缘的上游位置. 周向守恒法和完全非匹配混合界面法对应的浅色高熵损失区面积仅覆盖叶片 50%弦长以内流道,其余方法该损失区已基本延伸至 ROT1 叶片尾缘. ROT2 通道中,高低熵交界面已经从叶片前缘明显向 ROT1/ROT2 界面推进,基本都不再表现为直线形状. ROT2 叶片前缘附近均出现了数值很大的高熵损失区(熵大于 100 J/(kg·K)的区域):其中周向守恒法和完全非匹配混合界面法该区域相对较小,影响范围集中在叶片 60%弦长以内的区域;而完全非匹配冻结转子法和一维无反射边界条件相应损失面积是前两



(c) 当地守恒法



(d) 完全非匹配冻结转子法

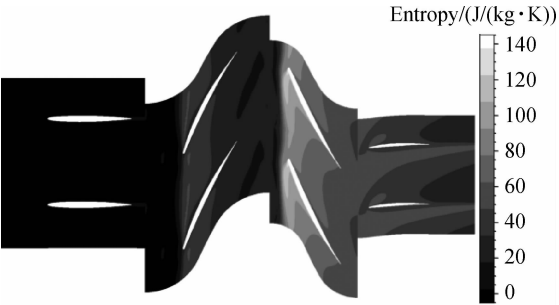


(e) 一维无反射边界条件

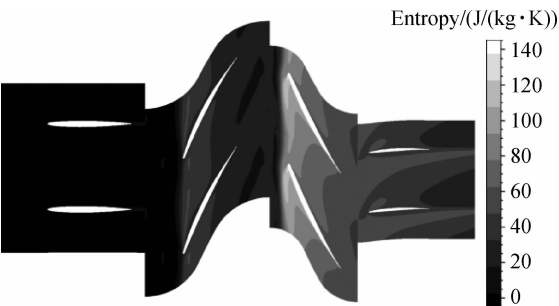
图 6 近失速工况 99%叶高 B2B 截面熵云图
Fig. 6 Entropy contour on the 90% B2B plane near the stall condition

者的 2~3 倍,影响范围已经扩展到整个 ROT2 叶片通道.

图 7 显示了 99%叶高处失速流场的极限流线,由于进出口导叶通道内流动情况非常相似,所以重点关注 ROT1,ROT2 通道内的流线分布. ROT1,ROT2 流道内叶片前缘附近均存在主流和间隙溢流的交界线,正好与图 6 中高低熵交界面对应. ROT1 流道中,完全非匹配混合界面法(图 7(a))、周向守恒法(图 7(b))和当地守恒法(图 7(c))所捕捉到的主流、间隙溢流交界线近似呈直线,基本都位于 ROT1 叶片前缘位置,且与叶栅额线平行. 完全非匹配冻结转子法(图 7(d))和一维无反射边界条件(图 7(e))的流线交线已经弯曲为弧线,且被推向上游远离叶片前缘位置. ROT2 流道中,各界面方法捕捉到的主流、间隙溢

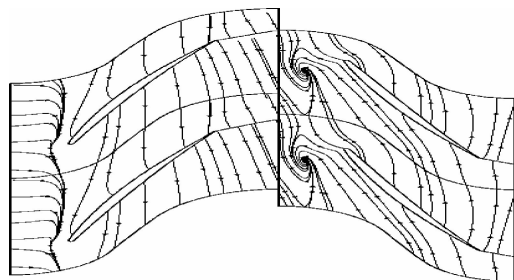


(a) 完全非匹配混合界面法



(b) 周向守恒法

流的流线交线均不再与额线平行:其中完全非匹配混合界面法(图 7(a))的流线交线从 ROT2 叶片前缘发出,并向 ROT1/ROT2 界面延伸,形成与额线呈一定夹角的斜线. 中间 3 种界面方法(图 7(b)~图 7(d))对应的交线均远离 ROT2 叶片前缘点而处于其上游位置,基本呈曲线形状,但周向守恒法(图 7(b))更靠近于叶片前缘. 一维无反射边界条件(图 7(d))ROT2 通道中主流和间隙溢流的掺混更加强烈,该流线交线已经被叶片前缘上游两个明显的旋涡所取代,在位置上已经非常靠近于 ROT1/ROT2 交界面. 由此可见,在非设计工况下,叶排交界面处理方法对于流场变化的敏感性更强,计算效果的差异也被进一步放大.



(e) 一维无反射边界条件

图 7 近失速工况 99% 叶高截面流线

Fig. 7 Streamlines on the 99% B2B plane near the stall condition

4 结 论

1) 在较大流量范围内,不同叶排定常界面方法间对转压气机计算效率差别显著,且都高于实验效率;大流量工况下,对转压气机性能线陡峭,不同方法间计算效率的偏差减小,除一维无反射边界条件外,对转压气机静压比性能与实验值均高度吻合.

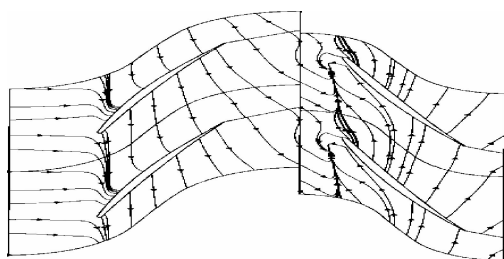
2) 近设计工况下,完全非匹配冻结转子法和一维无反射边界条件计算的高熵损失区占据流道面积更大;周向守恒法在流向不同界面的参数连续性最佳,当地守恒法和完全非匹配混合界面法对下游界面的控制作用逐渐增强,一维无反射边界条件和完全非匹配冻结转子法则相反.

3) 近失速工况下各方法捕获到的失速背压数值差异明显. 一维无反射边界条件和完全非匹配冻结转子法 ROT1, ROT2 叶片前缘高熵损失区影响范围明显大于其余方法;99% 叶高处主流和间隙溢流交界面的位置、形状以及强度均各不相同.

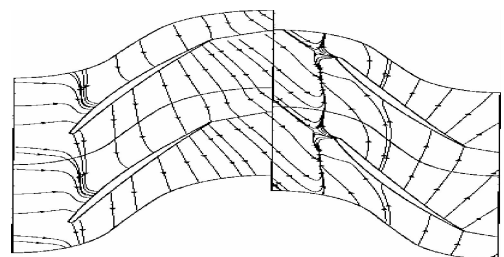
4) 结合本文的数值结果来看,在网格质量一般时通常选择完全非匹配混合界面法;保证径向网格匹配连接的前提下优先选择周向守恒法,可以充分保证界面参数传递的连续性.

参考文献:

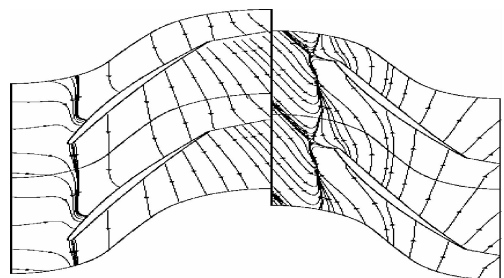
- [1] Amone A, Pacciani R. Rotor-stator interaction analysis using the Navier-Stokes equations and a multigrid method [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 679-689.
- [2] Pierret S, Hirsch C. An integrated optimization system for turbomachinery blade shape design[R]. Paris, France: The RTO AVT Symposium on Reduction of Military Vehicle Acquisition Time and Cost through Advanced Modelling and Virtual Simulation, 2002.
- [3] LI Lili, WANG Xiaofang, GE Cunfei, et al. Numerical and



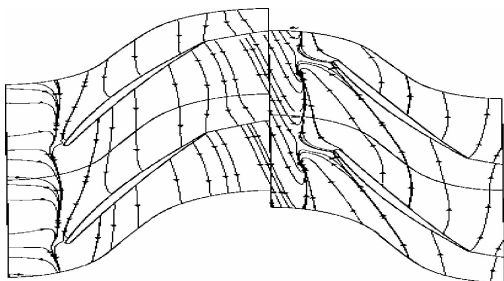
(a) 完全非匹配混合界面法



(b) 周向守恒法



(c) 当地守恒法



(d) 冻结转子法

experimental investigation into the axial cooling fan on electric locomotive [C] // Proceedings of Challenges of Power Engineering and Environment. Hangzhou: Springer Berlin Heidelberg, 2007: 510-512.

[4] LIANG Haishun, YANG Kun, WANG Guanchao, et al. Numeca-based numerical value analog of flow field inside of the main nozzles of air-jet looms[J]. Textile Accessories, 2008, 35(3): 152-156.

[5] LIU Demin, LIU Xiaobing, LI Juan. Numerical simulation of turbine inner flow field based on the numeca software [J]. Water Sciences and Engineering Technology, 2007, 21(2): 181-189.

[6] Denton J D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines [J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1): 18-26.

[7] Dawes W N. Toward improved throughflow capability; the use of three-dimensional viscous flow solvers in a multi-stage environment[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1): 8-17.

[8] 姚征. 多级叶轮机三维流动计算的级间混合方法分析[J]. 工程热物理学报, 1996, 17(4): 417-422.

YAO Zheng. The analysis of interrow mixing treatment in the calculation of 3d flow in multistage turbomachinery [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1996, 17(4): 417-422. (in Chinese)

[9] 李佳丽, 梁德旺. 跨声速轴流压气机三维黏性流场的数值模拟[J]. 航空发动机, 2006, 31(3): 13-16.

LI Jiali, LIANG Dewang. Numerical simulation of 3D inter-row viscous flow field in transonic axial-flow compressor[J]. Aeroengine, 2006, 31(3): 13-16. (in Chinese)

[10] 高丽敏, 刘海湖, 刘波, 等. 多级轴流压气机全三维流动特性的数值研究[J]. 西北工业大学学报, 2008, 26(1): 15-18.

GAO Limin, LIU Haihu, LIU Bo, et al. Understanding better “artificial total pressure loss” in multi-stage axial-flow compressor[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2008, 26(1): 15-18. (in Chinese)

[11] 高丽敏, 陈璇, 白莹, 等. 轴流压气机级内三维粘性流动的数值模拟[J]. 应用力学学报, 2013, 30(4): 569-573.

GAO Limin, CHEN Xuan, BAI Ying, et al. Numerical simulation on IGV/rotor interaction in an axial-flow compressor stage[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(4): 569-573. (in Chinese)

[12] Brost V, Ruprecht A, Maihöfer M. Rotor-stator interactions in an axial turbine, a comparison of transient and steady state frozen rotor simulations[R]. Belgrade: Case Studies in Hydraulic Systems, 2003.

[13] NUMECA Inc. FINE™/Turbo V8. 9 theoretical manual [M]. Brussels: NUMECA Inc, 2011: 110-120.

[14] Giles M B. Nonreflecting boundary conditions for Euler equation calculations [J]. AIAA Journal, 1990, 28(12): 2050-2058.

[15] 刘波, 陈云永, 项效镨, 等. 对转压气机数值模拟及实验研究[J]. 推进技术, 2008, 29(4): 454-457.

LIU Bo, CHEN Yunyong, XIANG Xiaorong, et al. Experimental and numerical investigation of dual stage counter-rotating compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(4): 454-457. (in Chinese)

[16] 王雷, 刘波, 梁俊, 等. 基于多级环境下的双排对转压气机优化设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 516-521.

WANG Lei, LIU Bo, LIANG Jun, et al. Optimization of dual stage counter-rotating compressor in multistage environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 516-521. (in Chinese)

[17] 李晓军, 高丽敏, 谢建, 等. 双级对转压气机的失速机理[J]. 航空动力学报, 2013, 28(1): 188-194.

LI Xiaojun, GAO Limin, XIE Jian, et al. Rotating stall mechanism of dual-stage contra-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1): 188-194. (in Chinese)

[18] 高丽敏, 李晓军, 谢建, 等. 对转压气机最先失速级的小扰动理论分析[J]. 航空学报, 2013, 34(3): 533-540.

GAO Limin, LI Xiaojun, XIE Jian, et al. Prediction of onset of rotating stall using small perturbation theory for contra-rotating axial compressor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(3): 533-540. (in Chinese)