

闭式叶轮轮盖空腔流场的数值研究*

邵冬^{1,2}, 孙志刚¹, 谭春青¹, 陶海亮¹

(1. 中国科学院工程热物理研究所 轻型动力实验室, 北京 100190;
2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 为研究轮盖空腔内部流场结构, 分析轮盖空腔及泄漏流对叶轮的影响, 对闭式离心叶轮及其空腔进行了数值模拟计算。结果表明, 在设计流量下, 与只计算主流道的常规方案相比, 加入空腔无泄漏的方案压比基本不变, 效率降低了0.82%, 加入空腔存在泄漏的方案压比及效率分别降低了3.7%和2.4%。空腔内压力径向平衡, 温度高于主流道。轮盖空腔中存在环流, 同时空腔中气流和叶轮主流之间又存在环流现象, 二者形成独特的双层环流结构。泄漏流会增加叶轮所受总轴向推力, 设计流量下存在泄漏时总轴向推力为无泄漏时的3.17倍。

关键字: 闭式叶轮; 轮盖空腔; 轴向推力

中图分类号: V231.91 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2017) 06-1241-08

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2017.06.006

Numerical Investigation on Flow Field of Impeller Front-Side Cavity for Shrouded Impeller

SHAO Dong^{1,2}, SUN Zhi-gang¹, TAN Chun-qing¹, TAO Hai-liang¹

(1. Laboratory of Light-Duty Gas-Turbine, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: A shrouded impeller and its cavities were numerically simulated to investigate the flow field structure in the Impeller Front-side Cavity (IFC) and also the effects of the IFC and its leakage flow on the impeller. It concluded that at design mass flow, compared with the conventional case without including cavities, the pressure ratio remains almost unchanged and the efficiency is reduced by 0.82% in the case including cavities without leakage while the pressure ratio and efficiency in that including cavities with leakage are reduced by 3.7% and 2.4%, respectively. The pressure distribution inside the IFC is of radial equilibrium, and the temperature is higher than that in the main flow. There is a circulation inside the IFC, and considering the air circulation between the IFC and impeller main passage, a dual circulation flow field structure is observed in the shrouded impeller. The leakage flow could increase impeller total axial thrust. At design mass flow, total axial thrust of the case with leakage is 3.17 times of that without leakage.

Key words: Shrouded impeller; Impeller front-side cavity; Axial thrust

符号表

b	泄漏流量系数	s	空腔轴向宽度	V_u	周向速度
G	间隙比	p	静压	V_r^*	无量纲径向速度
r	径向位置	p^*	无量纲静压	V_u^*	无量纲周向速度
r_2	叶轮外径	U_2	外缘周向速度	z	轴向位置
r^*	无量纲径向位置	V_r	径向速度	z^*	无量纲轴向位置

* 收稿日期: 2015-12-18; 修订日期: 2016-03-14。

基金项目: 中国科学院国防科技创新基金 (CXJJ-14-S119)。

作者简介: 邵冬, 男, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: shaodong@iet.cn

1 引言

闭式离心叶轮前后的轮盖外侧和轮盘外侧都存在空腔,称之为轮盖空腔和轮盘空腔,半开式叶轮仅有轮盘空腔。空腔的存在对于叶轮的整体性能、流场细节和轴向推力都有着重要的影响。研究闭式叶轮前后空腔内部流动,分析其流场结构及影响,对于闭式叶轮的计算分析及工程实用都具有重要的科学研究意义和实际价值。

以前学者对于离心叶轮的模拟计算仅考虑主流道。随着近些年计算软件的发展及计算能力的提升,叶轮外侧空腔也开始被考虑在内。Guidotti等^[1-3]将加入前后空腔的压气机整级的模拟结果与实验数据进行对比。该实验数据较为丰富,不仅含有叶轮出口的静压、总压及气流角等,还包括轮前后空腔的机匣侧压力。他指出加入前后空腔后闭式叶轮的性相比与只计算主流道更准确,空腔内的流场细节与试验数据吻合较好。这为进一步研究空腔内部流动、密封设计及计算叶轮的轴向推力提供了可靠性的支持。

大部分学者对加入空腔的闭式叶轮模型进行研究时,并没有针对空腔内部流动进行详细研究。Basol等和Wang等^[4,5]着重于优化密封结构、减少通过轮盖空腔的泄漏量。Mischo等^[6]则研究了泄漏流对主流道流动的影响,他发现泄漏流进入主流道后会破坏叶顶边界层的稳定性,更易造成流动损失。

闭式叶轮的前后空腔(轮盖空腔及轮盘空腔)存在于旋转叶轮与静止机匣之间,其内部流场与经典转静盘间流动相似^[7,8]。在转静盘间流动的研究中,学者们认为决定其流动状态的三个主要因素是:间隙比、雷诺数以及径向过流量(泄漏量)。湍流情况下分为Batchelor流动和Stewartson流动。前者在转静盘侧分别具有单独边界层,中间为旋转核心区,后者则只在转盘侧有一个边界层。这为分析叶轮空腔内部流动提供重要的参考^[9,10]。

对于轮盘空腔,孙志刚等^[11]研究了各种泄漏情况下半开式叶轮轮盘空腔内部流动特点、流场结构及其对叶轮性能的影响。闭式叶轮的轮盘空腔基本与其相同。但轮盖空腔与轮盘空腔相比,间隙比更大、形状更不规则,且存在一股从叶轮出口返流至进口的泄漏流,因此具有其自身特点,需单独对其研究。黄忠岳、闻苏平等^[12-15]对单独的轮盖空腔模拟,求解轮盖外侧压力并估算轴向推力,其结果中主流道与空腔的质量及能量交换未得到体现。

综上所述可以看出,针对轮盖空腔流场的分析研究较少,且大都基于未与叶轮主流道耦合的单独空腔模型计算结果。空腔内部的流动特点及流场结构尚未有细致的分析,同时空腔及泄漏流对于压气机效率、压比和轴向力影响的研究也不充分。鉴于当前研究现状,本文对闭式叶轮及空腔的耦合流场进行数值研究,着重分析轮盖空腔的流动特点、流场结构以及空腔与泄漏流对叶轮轴向推力、性能等影响。

2 数值方法与计算模型

2.1 数值方法验证

Phadke等^[16]对轮盘7种密封结构下空腔内压力与速度场进行了测量,这里使用其中的第一种密封结构来校验计算数值方法的可靠性。图1为空腔的结构及网格的示意。空腔的轴向间隙比($G=s/r_2$)为0.1。考虑到结构及流动的对称性,选取了空腔周向 2° 的几何作为计算模型。计算区域包括了空腔及周围的大气。网格采用IGG软件生成,数目为18万。计算所用的求解器为NUMECA软件的FINE/TURBO模块,湍流模型为S-A模型,工质为真实空气。计算时进口给定静温、气流角及流量,出口给定大气区域的静温及静压,机匣壁面为静止,轮盘壁面为旋转,空腔内部为旋转域,大气区域为静止域。计算得到壁面平均 y^+ 小于5,满足湍流模型的要求。

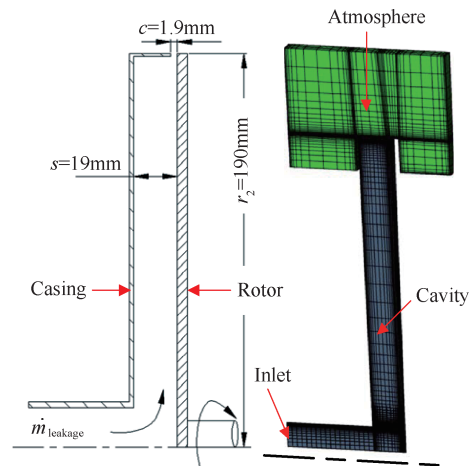


Fig. 1 Configuration of the cavity for verification

图2为模拟结果与实验值的对比。其中,蓝色图例为空腔内某径向位置($r/r_2=0.81$)无量纲切向速度沿轴向的分布,红色图例为机匣侧无量纲压力沿径向的分布。对比来看,模拟所得的空腔内压力及速度场与实验结果符合得较好。因此本文使用的数值方法在研究叶轮空腔的流动特性时具有较好的可信度。

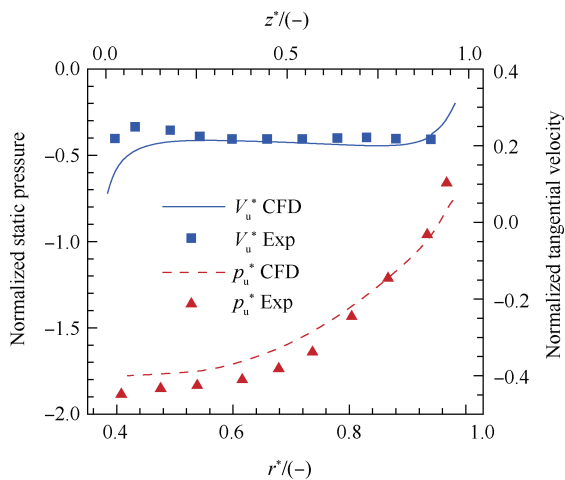


Fig. 2 Comparisons between CFD and Exp data

2.2 计算模型

本文研究对象为采用闭式叶轮的离心压气机级,设计流量为 4.53kg/s,设计转速为 28kr/min,压比为 4.0。叶轮叶片数为 22,轮盖外侧的前端加工有篦齿迷宫密封结构,密封齿为等腰梯形,非等距分布。轮盖空腔的形状不规则,轴向间隙比 ($G = s/r_2$) 随径向位置的不同而变化,范围为 0.045 ~ 0.074。叶轮的上游和下游分别是进口导叶和无叶扩压器,导叶数为 19。图 3 为压气机级的几何示意。

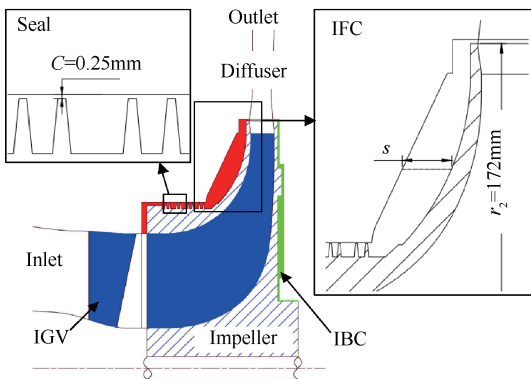


Fig. 3 Meridional view of geometry configuration

本文进行三种方案的计算,如表 1 所示。IMP (Impeller Main Passage) 为主流道,包含了进口导叶段、叶轮主流道及无叶扩压段,IFC (Impeller Front-side Cavity) 为轮盖空腔,IBC (Impeller Back-side Cavity) 为轮盘空腔,括号内的*代表存在轮盖泄漏。为简化分析突出重点,将轮盘泄漏忽略。

图 4 为计算区域的示意。蓝色区域为 IMP,红色区域为 IFC,绿色区域为 IBC。Case A 中,轮盖空腔仅在叶轮出口处通过 Cavity inlet 与主流道相接,与叶轮进口处无 Cavity outlet,即不存在轮盖泄漏。Case B 中,轮盖空腔与叶轮进出口均相接,即存在轮盖泄

漏。Case C 中,计算区域仅包括蓝色区域的主流道。Case A 是对比方案,便于分析说明泄漏流的影响,Case B 最接近真实情况,Case C 是常规计算方案。

Table 1 Simulation Cases

Name	Computational domain	Number of grid
Case A	IMP+IBC+IFC	1.7×10^6
Case B	IMP+IBC+IFC(*)	1.8×10^6
Case C	IMP	0.8×10^6

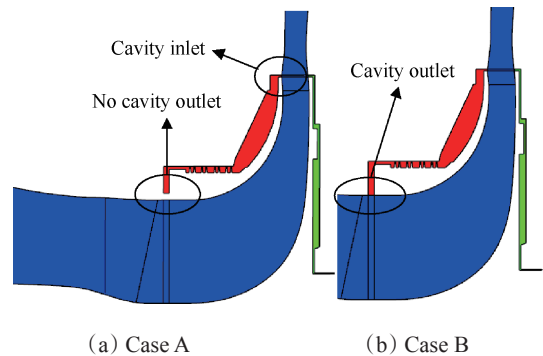


Fig. 4 Computational domains of Case A & B

图 5 显示了 Case B 的叶片、轮盘外侧(绿色)、轮盖外侧(红色)及机匣(灰色)的粗网格。网格使用 Autogrid/IGG 软件包生成,其中叶轮主流道、无叶扩压段及空腔的网格均生成成为整周的 1/22,导叶段为 1/19。计算得到的壁面平均 y^+ 小于 5,密封处的壁面 y^+ 小于 3。

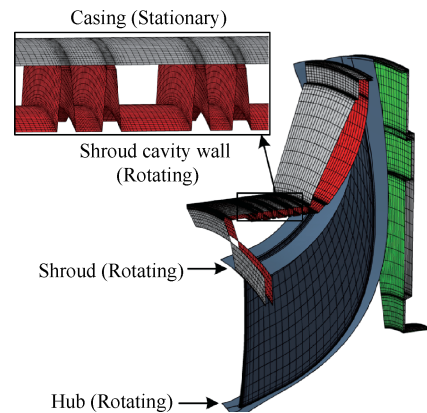


Fig. 5 Mesh illustration of impeller and cavities (Case B)

计算所用的求解器为 NUMECA 软件的 FINE/TURBO 模块,湍流模型为 S-A 模型,工质为真实空气,进行的是定常计算。进口给定总温总压,出口给定静压或流量。轮盖空腔及轮盘空腔设置为与叶轮一起旋转的旋转域,轮盖侧及轮盘侧壁面设置为旋转,机匣侧壁面设置为静止,叶轮主流道中的

轮毂及轮盖设置为旋转。网格的周向两侧边界设置为周期性边界。所有固体壁面均设为绝热、无滑移条件。空腔与主流道之间的连接方式设置为FNMB(Full Non-Matching Boundary)。当计算残差下降到 10^{-3} 、进出口质量流量相差小于0.5%时,认定为计算收敛。

本文对考虑泄漏的计算方案进行了网格无关性分析。图6为设计流量下不同网格数计算所得的性能。当网格节点超过180万时,等熵效率及泄漏系数基本不变。因此为提高计算效率,进行计算分析时采用的网格数为180万。

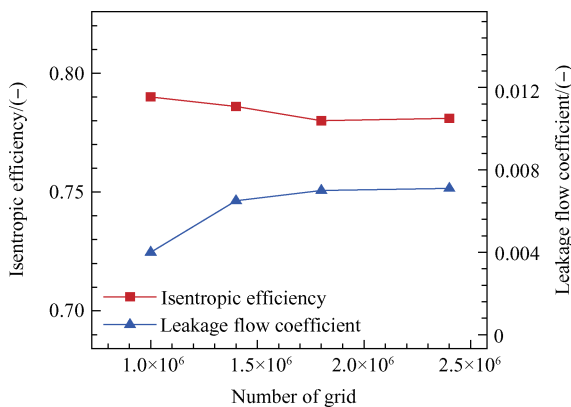


Fig. 6 Grid independence verification

3 计算结果与分析

3.1 性能分析

图7为压气机整体性能的计算结果。从压比来看:中小流量下,Case A与Case C十分接近,Case B压比下降较为明显。从效率来看:中小流量下,Case C最高,Case A次之,Case B最低。Case A中包含轮阻损失,效率略有降低。Case B中还包含空腔中的高熵泄漏流进入主流道并产生额外的掺混损失,效率进一步降低(具体分析参见3.3.1)。设计流量下,与Case C相比,Case A的压比基本不变,效率降低了0.82%,Case B的压比和效率分别降低了3.7%和2.4%。可见存在泄漏时压气机性能明显降低。

同时还可以发现存在泄漏时,由于泄漏流的回流减少了压气机的实际出口流量,Case B中叶轮的堵塞流量明显减小。定义泄漏流量系数为

$$b = \dot{m}_{\text{leakage}} / \dot{m}_{\text{in}} \quad (1)$$

从图7(c)可以看出,泄漏流量系数在整个流量范围内均小于1%,并且随压气机流量的增加而明显降低,这与压气机进出口压差随流量变化的趋势相同。

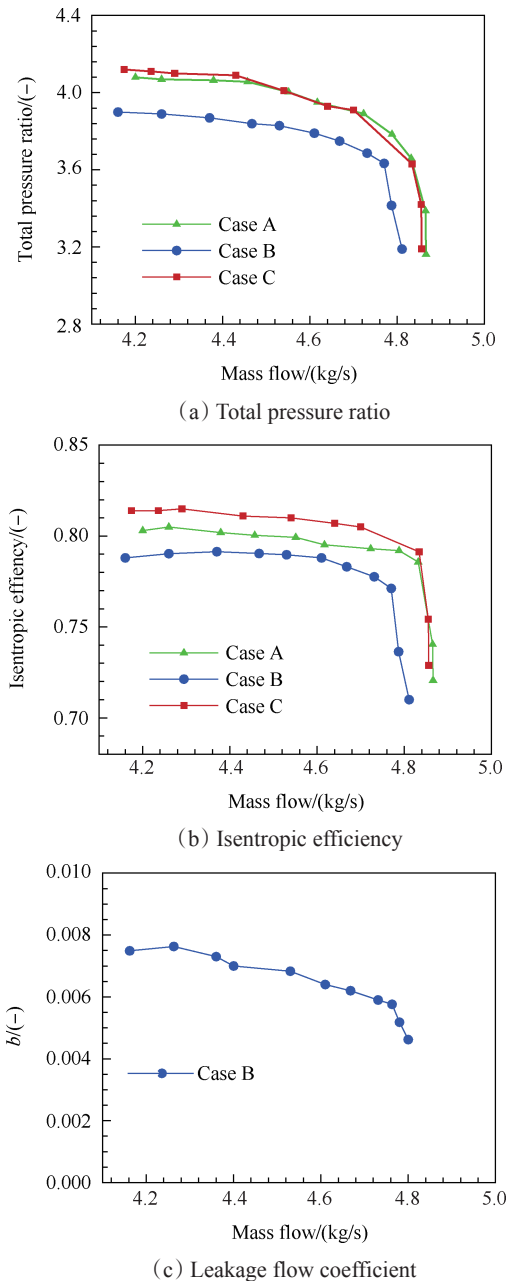


Fig. 7 Characteristic comparison of the compressor stage

3.2 空腔内部流动特点

空腔内部流动类似于转静盘间的流动,当存在泄漏时,相当于存在径向过流。下面主要从速度、压力、温度等方面来分析设计流量下空腔的流场结构,并通过对比Case A,B来讨论泄漏流对空腔内部流动的影响。由于空腔的几何对称性,其内部的流动参数沿周向变化较小(具体参见3.2.2),分析主要是基于子午面展开的。

3.2.1 速度分布及涡系结构

图8为轮盖空腔内的气流在4个径向位置沿轴向的速度分布,其中对周向速度、径向速度、径向位置及轴向位置均进行了无量纲化($V_u^* = V_u / U_2$,

$V_r^* = V_r/U_2$, $r^* = r/r_2$ 及 $z^* = z/s$)。空腔内的气流的轴向速度极小基本为0,不在此详细展示。图9为图8中各径向位置的分布示意。

在图8(a)和图8(b)对比分析过程中引入转静盘间的 Batchelor 流动实验结果^[17]与模拟结果进行对比。由于该流动模型速度大小并无标准,因此只对比分布,不对比幅值。

对于无泄漏的情况,从图8(a)与8(b)中可发现,Case A 中的空腔流动符合 Batchelor 流动的特点。机匣侧($z^* = 0$)与轮盖外侧($z^* = 1$)均有各自的边界层。在同一径向位置沿轴向来看,周向速度在机匣侧接近于0,在空腔中部为定值,在轮盖外侧接近于叶轮旋转速度;径向速度分布以 $z^* = 0.5$ 为中线呈反对称形式,在空腔中部接近于0,在机匣侧为向内流动,在轮盖外侧向外流动。空腔中部是径向速度接近于0,周向速度一定的区域,可称之为核心区。周向速度分布中部的幅值沿径向增大,径向速度沿径向基本不变。

对于存在泄漏的情况,图8(c)与8(d)显示了Case B的速度分布。与Case A相比,Case B的周向速度明显增大,机匣侧的径向速度更大,径向速度分布

的反对称性变差。但两者的流形仍然类似。泄漏使叶轮出口高周向速度的气流进入至空腔,因此空腔内气流的周向速度变大。

总的来说,轮盖空腔内的气流速度分布的规律为:轴向速度极小,周向速度最大,径向速度较小;空腔中部周向速度沿轴向为定值,沿径向增大;无泄漏时,径向速度沿轴向呈反对称分布;存在泄漏时周向速度增大,径向速度分布的反对称性变差。

图10为轮盖空腔子午平均的流线示意,红色流线为空腔内循环的气流,蓝色流线为泄漏流。Case A 中,气流在空腔内形成大尺度的旋涡环流。在轮盖附近,气流周向速度较大(参见图8中的周向速度分布),受到较大的离心力而贴壁面向大半半径处旋转流动;机匣附近的情况则正好相反,气流由于其较小的周向速度向小半径处流动。整体来看空腔内涡系呈现为明显的逆时针旋涡环流,这与周向和径向速度分布相吻合。

Case B 中,泄漏流使得空腔内涡系结构更加复杂。泄漏流从叶轮出口进入空腔后沿机匣侧流至密封处,挤压了空腔中的涡系,抑制其壮大。因此,大尺度的旋涡未形成,出现了多个逆时针的小旋涡环流。

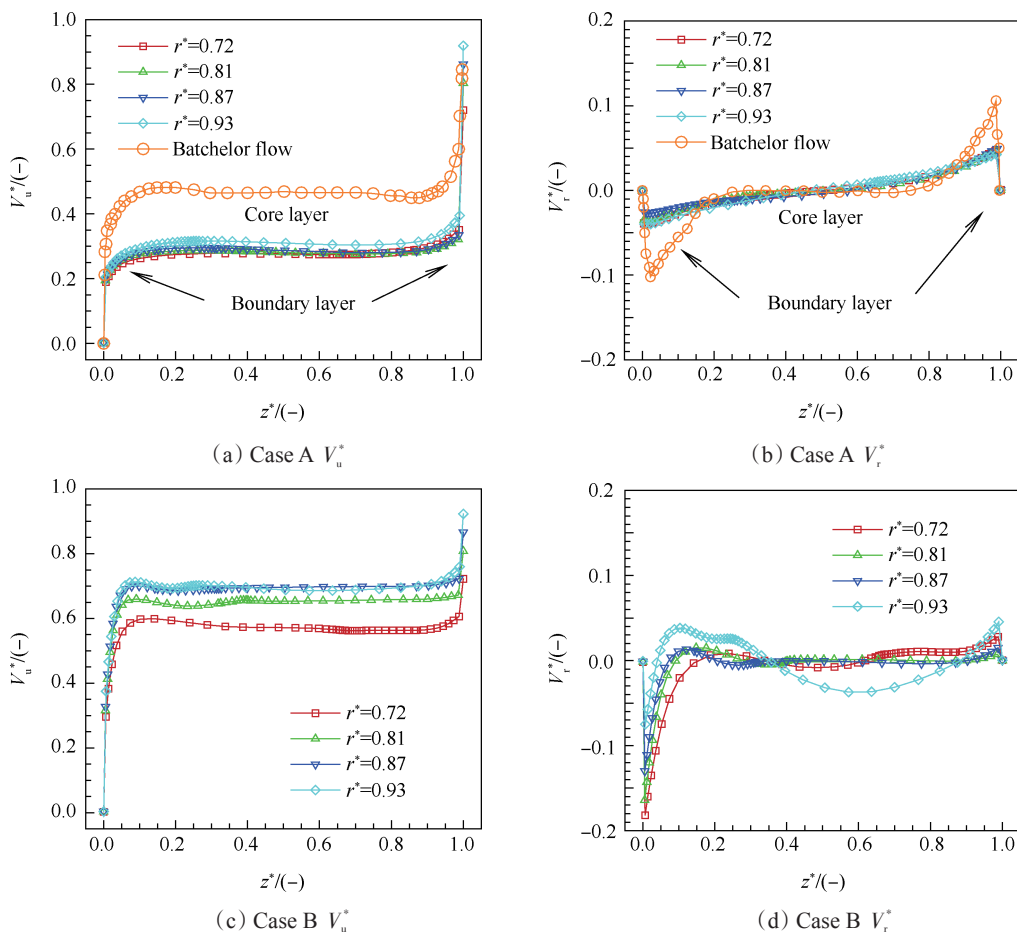


Fig. 8 Profiles of meridional averaged velocities inside the IFC

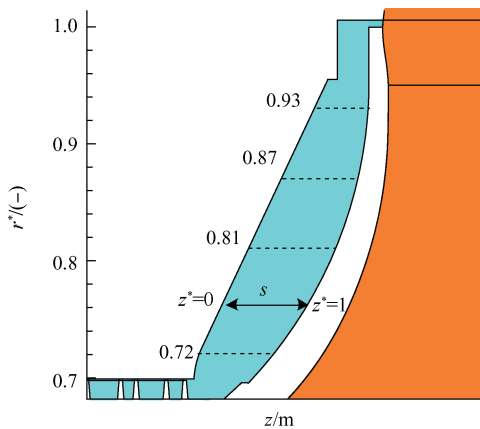


Fig. 9 Radial locations of sections analyzed inside the IFC

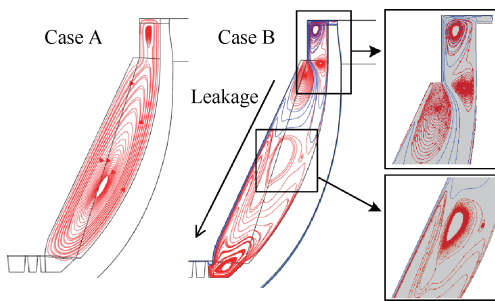


Fig. 10 Meridional averaged streamline inside the IFC

3.2.2 压力及静温分布

图 11 为轮盖空腔子午平均的静压及静温云图。从静压云图 11(a) 可以看出, 空腔内的静压具有典型的径向平衡分布特点: 压力沿径向逐渐增大, 沿轴向不变。Case B 的径向压力梯度高于 Case A。根据径向作用力的平衡方程

$$\rho \frac{V_u^2}{r} - \rho V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} \approx \rho \frac{V_u^2}{r} = \frac{dp}{dr} \quad (2)$$

由速度场分析已知, 空腔内气流径向速度较小, 等式左端第二项基本可以忽略, 因此压力满足简化径向平衡方程。在密度变化不大的情况下, 周向速度大小决定了空腔内的径向压力梯度。由速度场分析可知, Case B 中气流的周向速度大于 Case A, 因此 Case B 的径向压力梯度要高于 Case A。空腔内压力沿轴向不变也对应了气流无轴向速度的特点。另外根据空腔内压力分布的特点, 在实际的测量中可在机匣侧布置探针来得出轮盖外侧的压力。

从静温云图 11(b) 可看出, 空腔内静温比叶轮流道内更高。气流与壁面之间的摩擦是热量的主要来源。在轮盖外侧气流靠摩擦跟随壁面旋转并受离心作用上行, 而后卷向机匣侧摩擦减速并下行。Case A 中, 整体的逆时针旋涡环流起到了循环输送气流在轮盖外侧摩擦加速、在机匣侧摩擦减速的作用。由于空腔壁面为绝热固壁, 热量无法散出, 导致空腔的

温度偏高。Case B 中, 来自于主流道的泄漏流自身温度较低, 当其流经空腔会降低沿程的温度并带走空腔内的热量, 因此机匣附近存在一个温度低于周围的区域, 空腔内的温度整体低于 Case A。

另外, 空腔的几何特点使得空腔内的气动参数沿周向变化很小。图 12 显示了 Case B 轮盖壁面上的压力及静温分布。压力及静温在同一个半径处沿周向基本不变, 仅在空腔进口处的附近区域出现较小变化, 这是周向不均的叶轮出口参数传递至空腔的结果。

3.3 空腔对叶轮的影响

3.3.1 流场结构

图 13 为 Case B 叶轮熵分布云图及闭式叶轮空腔

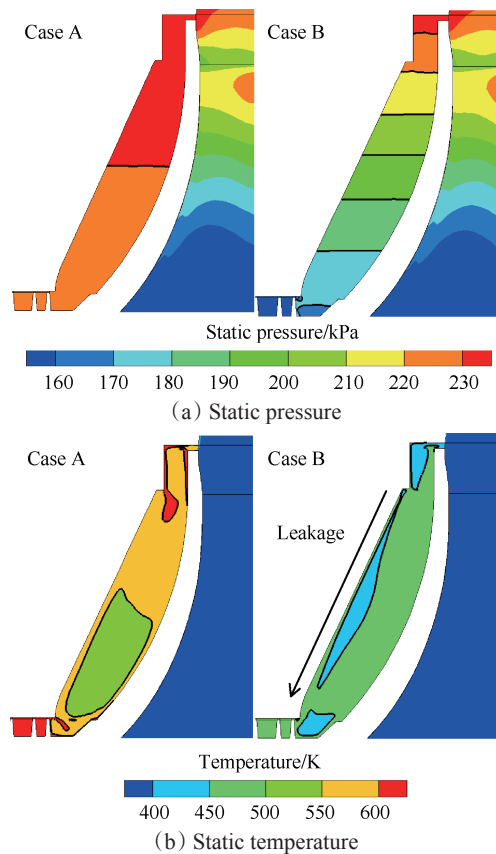


Fig. 11 Contour of meridional averaged flow parameters inside the IFC

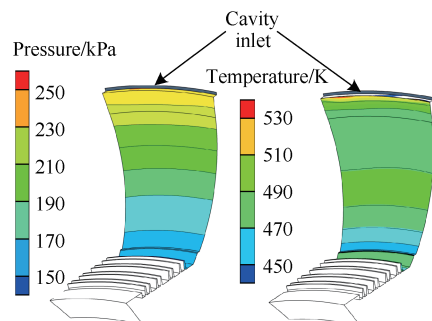


Fig. 12 Contour of flow parameters on the outside of shroud (Case B)

相关的流动结构。空腔壁面的摩擦以及密封结构的多次节流膨胀使得泄漏流的熵增远大于叶轮主流道。空腔的存在引起了闭式叶轮独有的双层环流结构,一个是空腔内部的小环流,另一个是围绕着整个轮盖的大环流。后者使得空腔内的高熵流体与主流发生交换,造成主流熵增并引起额外的掺混损失。在叶轮进口的叶顶处能够观察到明显的高熵区。这些损失因素导致了 Case B 性能降低。

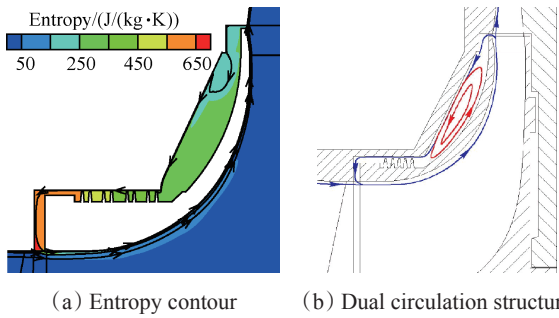


Fig. 13 Contour of meridional averaged entropy and flow structure in the impeller (Case B)

3.3.2 轴向推力

轴向推力的大小及方向决定了轴承的轴向负荷,长期较大负荷运行容易造成额外的温升,缩短轴承寿命,降低压气机可靠性。之前对于叶轮轴向推力计算主要是基于经验公式,本文得出了叶轮内部以及外侧的压力分布,获得了基于三维模拟计算的轴向推力结果。

如图 14 所示,闭式离心叶轮所受的总轴向推力 (Total axial Thrust, TT) 为轮盖外侧所受轴向推力 (Impeller Front-side Cavity Thrust, $IFCT$), 轮盘外侧所受轴向推力 (Impeller Backside Cavity Thrust, $IBCT$) 以及叶轮主流道内产生的轴向推力 (Impeller Main Flow Thrust, $IMFT$) 三者的代数和,即:

$$TT = IFCT + IBCT + IMCT \quad (3)$$

图 15 为叶轮所受的总轴向推力及各分量随流量的变化情况,正向为沿轴向由叶轮进口指向出口,负向则相反。总轴向推力及各分量的大小在整个流量范围内基本保持不变,在近阻塞点时出现少许下降。对比两种情况可发现, $IMFT$ 基本相等, $IBCT$ 相差较小, Case A 的 $IFCT$ 明显大于 Case B, 因此 Case A 的 TT 接近于平衡, Case B 的 TT 在整个流量范围均为负向。设计流量下 Case B 的 TT 为 Case A 的 3.17 倍。这说明存在泄漏时,叶轮承受的轴向推力更大。压气机运行时数过长,或是设计及使用不当可能造成叶轮轮盖密封磨损,会引起泄漏量增大,使得轮盖外侧轴向推力降低进而导致叶轮总轴向推力增

大。这种现象在工程实践中比较常见,轴向推力超过限制时还会出现轴向推力轴承失效、动静碰磨,继而引起严重的生产事故。

图 16 给出了叶轮轮盖外侧的压力分布,显然存在泄漏时轮盖外侧的静压峰值更低且压力径向梯度更高,所以产生的轴向推力分量更小。考虑到泄漏引起的叶轮出口压力下降,同时主流中高速气流进入空

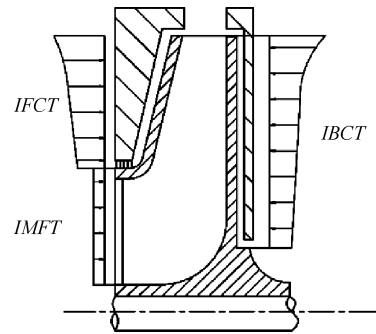


Fig. 14 Components of impeller axial thrust

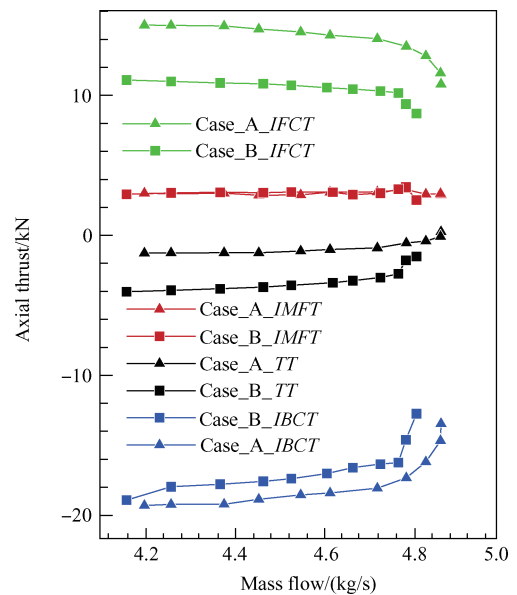


Fig. 15 Axial thrust results

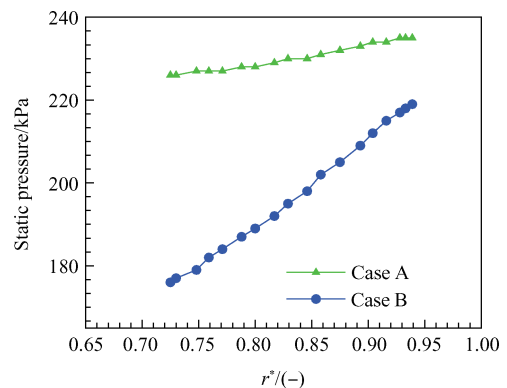


Fig. 16 Meridional averaged static pressure on the outside of shroud

腔引起空腔内气流周向速度的变大,由于公式(2)中速度和压力的对应关系,这样的压力分布及轴向推力变化趋势是合理的。同时需要指出的是:由于叶轮前侧压力分布的差异,对于几何和工况相同的离心叶轮,闭式叶轮的轴向推力明显小于半开式叶轮。

4 结论

通过本文研究,得到以下结论:

(1)在设计点流量下,与只计算主流道的结果相比,加入空腔未考虑泄漏时压气机压比基本不变,效率降低了0.82%,加入空腔考虑泄漏时压比及效率分别降低了3.7%和2.4%。因此,对于闭式离心叶轮的计算应当考虑空腔和泄漏才能得到更接近真实情况的结果。

(2)轮盖空腔中气流周向速度较大、径向速度较小、轴向速度极小,中部存在核心区,存在泄漏时空腔内气流的周向速度更大。空腔内静温高于主流道,静压径向平衡,轴向基本相同,存在泄漏时径向压力梯度会增高。

(3)存在泄漏时,闭式叶轮流场中存在着双层环流结构。空腔内小环流将气流反复摩擦,导致空腔内气流熵增远大于叶轮主流。叶轮内的气流被围绕着轮盖的大环流输入到空腔中,转变为高熵流体后回到主流道中,并引起额外的掺混损失。

(4)同一转速下闭式叶轮总轴向推力大小在整个流量范围内基本保持不变。存在泄漏时叶轮轮盖外侧轴向推力明显下降,从而增加了叶轮的总轴向推力值。在设计点流量下存在泄漏时的总轴向推力为无泄漏时的3.17倍。当轮盖密封失效、泄漏量增大时,叶轮总轴向推力增加过多可能会引起止推轴承过载破坏等事故。

参考文献:

- [1] Guidotti E, Naldi G, Tapinassi L, et al. Cavity Flow Modeling in an Industrial Centrifugal Compressor Stage at Design and Off-Design Conditions[R]. *ASME 2012-GT-68288*.
- [2] Guidotti E, Rubino D T, Tapinassi L, et al. Accuracy of Centrifugal Compressor Stages Performance Prediction by Means of High Fidelity CFD and Validation Using Advanced Aerodynamic Probe [R]. *ASME 2013-GT-95618*.
- [3] Guidotti E, Tapinassi L, Toni L, et al. Experimental and Numerical Analysis of the Flow Field in the Impeller of a Centrifugal Compressor Stage at Design Point [R]. *ASME 2011-GT-45036*.
- [4] Basol A M, Abhari R S. Performance Improvements of Centrifugal Compressors through Shroud Cavity Leakage Management[R]. *ASME 2013-GT-95809*.
- [5] Wang Z, Xu L, Xi G. Numerical Investigation on the Labyrinth Seal Design for a Low Flow Coefficient Centrifugal Compressor[R]. *ASME 2010-GT-23096*.
- [6] Mischo B, Ribi B, Seebass-Linggi C, et al. Influence of Labyrinth Seal Leakage on Centrifugal Compressor Performance[R]. *ASME 2009-GT-59524*.
- [7] Daily J W, Nece R E. Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1960, 82(1): 217-230.
- [8] Nece R E, Daily J W. Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1960, 82(3): 553-560.
- [9] 张靖周, 吉洪湖. 旋转盘腔紊流流动的数值研究[J]. *推进技术*, 2002, 23(6): 472-476. (ZHANG Jingzhou, Ji Hong-hu. Numerical Study for Turbulent Flow inside Rotating Disc Cavities [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2002, 23(6): 472-476)
- [10] 白洛林, 冯青, 刘松龄, 等. 预旋进气的盘腔系统内流场的数值研究[J]. *推进技术*, 2003, 24(2): 135-137. (BAI Luo-lin, FENG Qing, LIU Song-ling, et al. Numerical Investigation on Preswirl Flow in Rotating Disc System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2003, 24(2): 135-137)
- [11] Sun Z, Tan C, Zhang D. Flow Field Structures of the Impeller Backside Cavity and its Influences on the Centrifugal Compressor[R]. *ASME 2009-GT-59879*.
- [12] 闻苏平, 朱报楨. 高压离心压缩机轴向推力计算[J]. *西安交通大学学报*, 1998, 32(11): 63-67.
- [13] 黄忠岳. 高压离心式压缩机轴向推力的分析[J]. *化工机械*, 1981, (2): 5-12.
- [14] 王维民, 高金吉, 江志农. 高压离心式压缩机轴向推力研究[J]. *风机技术*, 2007 (6): 1-4.
- [15] 胡小文. 离心压缩机小流量系数基本级研究及风扇出口流场的DPIV测量[D]. 西安:西安交通大学, 2012.
- [16] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems: Part 1: The Behavior of Simple Shrouded Rotating-Disk Systems in a Quiescent Environment[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1988, 9(2): 98-105.
- [17] Poncet S, Chauve M P, Le Gal P. Turbulent Rotating Disk Flow with Inward Throughflow [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2005, 522: 253-262.

(编辑:田佳莹)