

向心涡轮进气结构的气动性能及损失机理

孙冠珂^{1,2}, 李文², 张雪辉^{1,2}, 朱阳历², 陈海生², 谭春青²

(1. 中国科学院大学 物理学院, 北京 100190;

2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 针对某向心涡轮, 采用二维流动分析方法设计矩形截面蜗壳, 同时采用商用计算流体力学软件 CFX 对带蜗壳的向心涡轮流动损失进行数值计算. 将计算结果与原型设计中带有集气室的向心涡轮计算结果进行对比. 结果表明: 蜗壳内流动损失要小于集气室内的流动损失, 向心涡轮采用蜗壳后流道内流场有明显改善, 效率有所提高. 采用设计的矩形截面蜗壳, 向心涡轮的功率提高 1.7%. 通过内部流场的分析, 揭示了内部流场结构和损失机理, 为向心涡轮的设计和 optimization 提供了一定的参考.

关 键 词: 向心涡轮; 蜗壳; 集气室; 流动分析; 效率; 流动损失

中图分类号: V23; TK14

文献标志码: A

Aerodynamic performance and losses mechanism of radial turbine intake components

SUN Guan-ke^{1,2}, LI Wen², ZHANG Xue-hui^{1,2},

ZHU Yang-li², CHEN Hai-sheng², TAN Chun-qing²

(1. School of Physics,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Using 2-D (two-dimensional) flow analysis methods, the rectangular cross-section scroll for a radial turbine was designed. A commercial computational fluid dynamics software CFX was used to calculate the flow losses within the radial turbine with the scroll. Then, the numerical calculation result was compared with that of the radial turbine with chamber. The results show that the loss within the scroll is less than that in chamber. The flow in the radial turbine with scroll is better than that of the turbine with chamber. The radial turbine with scroll has a higher efficiency than the radial turbine with chamber. The power of the radial turbine will increase by 1.7% when using the rectangular cross-section scroll. The inner flow field and losses mechanism is revealed by analyzing the flow field, in order to provide some reference for further development of radial turbine.

Key words: radial turbine; scroll; chamber; flow analysis; efficiency flow; flow loss

向心涡轮具有单级压比高、小流量时效率高、顶部间隙损失小、结构紧凑、制造简单、成本低以及强度可靠性和振动可靠性高等特点^[1-4], 广泛应

用在微小型燃气轮机、涡轮增压器、航空附属动力、氢透平中^[5-6]. 向心涡轮的结构一般包括进气结构(集气室或蜗壳)、导叶、动叶和排气结构(排

收稿日期:2014-02-17

基金项目:国家高技术研究发展计划(2013AA050801); 中国科学院重点部署项目(KG2D-EW-602)

作者简介:孙冠珂(1987—),男,河南平顶山人,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究.

通讯作者:陈海生(1977—),男,山东滕州人,研究员,博士,主要从事叶轮机械气动热力学研究. E-mail:chen_hs@mail.etp.ac.cn

气蜗壳)。目前,对向心涡轮的研究主要集中在导叶和动叶上,对向心涡轮导向装置的研究较少。随着导叶和动叶设计手段和加工方法的不断完善,依靠改善导叶和动叶来提高向心涡轮的效率越来越困难。

在向心涡轮中,为了把气流从管道均匀地分配到导叶进口平面上需要在导叶前安装集气室或者蜗壳^[7]。许多国外学者对向心涡轮的蜗壳进行了实验研究^[6,8-10],这些研究主要集中在对蜗壳内部截面上流动参数进行测量,研究蜗壳内部三维边界层和二次流的形成及发展。随着数值计算方法的发展,一些学者也采用数值计算方法对蜗壳内部流动细节以及蜗壳和导叶间的相互作用进行研究^[11-12]。但是专门针对集气室和蜗壳对向心涡轮整机性能影响的研究还很少见。因此,研究集气室和蜗壳对向心涡轮整机性能的影响,并分析其机理是非常有必要的。

1 向心涡轮蜗壳设计

1.1 研究对象

本文的研究对象是兆瓦级压缩空气储能系统中释能阶段核心设备膨胀机的某级向心涡轮(图 1)。从图中可以看出,向心涡轮中动叶叶片数为 15,静叶叶片数为 8,为了减少顶部间隙流动损失,此向心涡轮采用闭式结构。在原型设计中,向心涡轮进口处采用一个集气室将来流气体分配到周向,使来流气体能够顺利地进入导叶,集气室的结构如图 2 所示。由于集气室结构较为复杂,流道内流动情况较差,为提高向心涡轮效率,针对此向心涡轮设计矩形截面蜗壳,通过数值计算研究蜗壳和集气室内部流场细节以及对向心涡轮整机效率的影响。



图 1 研究用向心涡轮

Fig. 1 Radial turbine for study



图 2 向心涡轮集气室

Fig. 2 Chamber of radial turbine

1.2 向心涡轮蜗壳的设计

蜗壳传统的设计方法是基于一维设计理论,将蜗壳内的流动简化。目前为止,一维设计方法被许多文献和教材的作者所采用^[5,13-16]。但是一维设计方法不能得出完整的蜗壳几何,同时设计误差较大,设计出的蜗壳效率很难达到最高值。为了克服上述缺点,一些研究者考虑流动量沿径向的变化发展了蜗壳设计的二维或者准二维设计方法^[17-20]。

向心涡轮蜗壳一般由进口段和蜗壳螺旋部分组成,进口段同螺旋部分在蜗壳喉部相连接。在有导叶的向心涡轮中导叶对来流气体具有导流和加速作用,而蜗壳的主要作用是将来流气体均匀地分配到周向上去。因此带有导叶的向心涡轮其蜗壳一般不会对气流进行加速,蜗壳进口段面积没有变化。在气流进入导叶流道前其马赫数小于 0.2,故蜗壳内部流体密度变化很小。本文采用二维设计方法^[17-20],在设计过程中,将气体视为理想流体,采用在蜗壳设计中广泛使用的自由涡假设

$$c_u r = \text{const} \quad (1)$$

考虑黏性作用,上式近似认为

$$c_{\theta u} r_{\theta} \varphi = c_{2u} r_2 \quad (2)$$

式中 c 为速度, r 为半径,下标 θ 表示周向角 θ 处平面,下标 2 表示蜗壳出口平面,下标 u 表示周向速度分量。

假设蜗壳出口平面上气流参数在周向上分布均匀,蜗壳出口平面上的流量 $\dot{m}_2$ 为

$$\dot{m}_2 = 2\pi r_2 l_2 \rho_2 c_{2r} \quad (3)$$

式中 l_2 为蜗壳出口平面宽度, ρ_2 为蜗壳出口平面上气体密度, c_{2r} 为蜗壳出口径向速度。

在蜗壳内任一周向角 θ 处平面上通过的气体

流量为

$$\dot{m}_\theta = \dot{m}_2 \frac{360 - \theta}{360} = \int_{r_2}^{r_2+H_\theta} \rho c_u B dr \quad (4)$$

式中 $\dot{m}$ 为流量, B 为蜗壳宽度, H 为蜗壳径向高度.

采用上述方程式和气体状态方程可以求出蜗壳任一周向角 θ 处截面形状, 得到蜗壳几何结构. 图3为根据上述方法设计的蜗壳的结构图.

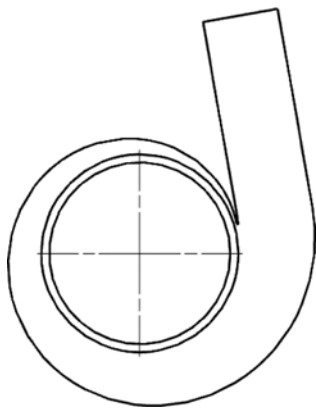


图3 蜗壳结构

Fig. 3 Scroll configuration

2 数值验证及计算模型

2.1 计算模型及设置

对于模型的网格划分, 蜗壳及集气室采用 ICEM CFD 划分非结构化网格, 在内部以四面体网格为主并在壁面附近添加棱柱边界层; 而动叶和导叶采用 TurboGrid 软件划分结构化网格, 在叶片周围采用 O 型网格进行加密. 集气室的网格数约为 500 万, 蜗壳的网格数约为 300 万, 而向心涡轮叶片的总网格数约为 920 万. 图4为蜗壳网格示意图, 而图5和图6分别为静叶和动叶网格示意图. 经过对比验证, 计算网格数均满足网格无关性要求.

数值计算采用商用计算流体动力学软件 CFX, 湍流模型使用 $k-\epsilon$ 湍流模型, 动静交界面采用周向平均处理. 对于边界条件的设置, 进口给定总压边界条件 $p_{t1} = 2.85 \text{ MPa}$, 出口给定平均静压边界条件 $p_2 = 1.15 \text{ MPa}$, 壁面为绝热无滑移壁面, 进口温度给定总温 $T_{t1} = 393 \text{ K}$.

2.2 数值验证

为了验证数值计算的准确性, 对文献[10]中的蜗壳进行数值计算, 并将计算结果与文献[10]中的实验结果相比较. 图7为文献[10]中进行实

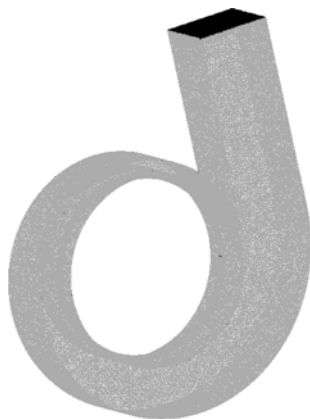


图4 蜗壳网格图

Fig. 4 Mesh of scroll



图5 静叶网格图

Fig. 5 Mesh of stator



图6 动叶网格图

Fig. 6 Mesh of rotor



图7 蜗壳三维结构图

Fig. 7 3-D configuration of scroll

验的蜗壳三维结构示意图;图 8 为实验蜗壳子午截面的示意图,图中 b_s 为蜗壳螺旋部分截面轴向宽度, b_e 为蜗壳出口处流道的轴向宽度. 在实验中通过移动前壁面的位置来改变 b_s 的值,作者测量了 b_s/b_e 分别为 3.7, 2.8, 1.9 和 1.5 四种不同的情况下蜗壳内的流动情况. 图 9 为蜗壳出口到轴的距离 $r_e=74$ mm 平面上 $\bar{c}_r/\bar{c}_r$ 值的数值计算结果(Exp.)与实验结果(CFD)对比,图中 z 为测量位置距轮毂侧的轴向距离,而 $\bar{c}_r, \bar{c}_r$ 的计算公式为

$$\bar{c}_r = \left(\int_0^{2\pi} \rho c_r d\theta \right) / \left(\int_0^{2\pi} \rho d\theta \right) \quad (5)$$

$$\bar{c}_r = \left(\int_0^{2\pi} \int_0^{b_e} \rho c_r dz d\theta \right) / \left(\int_0^{2\pi} \int_0^{b_e} \rho dz d\theta \right) \quad (6)$$

因此 $\bar{c}_r/\bar{c}_r$ 表示在轴向上某一位置处以流量为权重平均后的周向平均径向速度与总的平均径向速度的比值. 从图 9 中可以看出本文数值计算结果与文献[10]实验结果整体变化趋势符合较

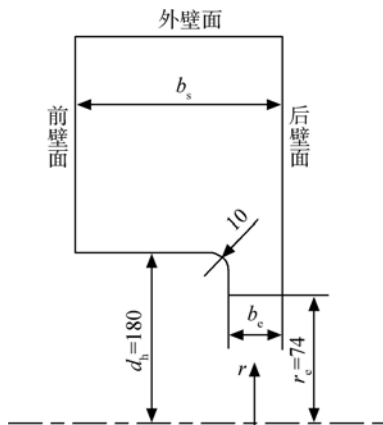


图 8 蜗壳子午截面及尺寸标注(单位:mm)

Fig. 8 Meridian plane and dimensions of scroll (unit:mm)

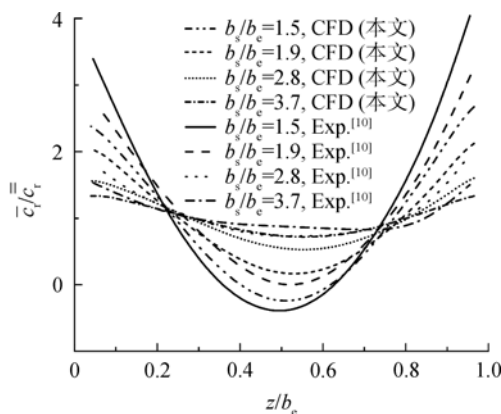


图 9 $\bar{c}_r/\bar{c}_r$ 数值计算与实验结果的对比

Fig. 9 Comparison of $\bar{c}_r/\bar{c}_r$ between numerical calculation and experiment results

好,同时在大的截面宽度时数值计算结果与实验结果基本一致,本文研究的蜗壳截面宽度同喷管宽度相比较,因此可以通过数值计算方法来研究蜗壳的性能和内部流动机理.

3 计算结果分析

3.1 带集气室和带蜗壳的向心涡轮的性能对比

分别对带集气室和蜗壳的向心涡轮在设计工况下进行数值计算,其额定转速为 40 000 r/min. 表 1 为集气室和蜗壳对向心涡轮效率影响的对比,其中总总等熵效率 η_{tt} 和总静等熵效率 η_{ts} 的定义分别为

$$\eta_{tt} = (h_{01} - h_{02}) / (h_{01} - h_{02s}) \quad (7)$$

$$\eta_{ts} = (h_{01} - h_{02}) / (h_{01} - h_{2s}) \quad (8)$$

式中 h_{01} 和 h_{02} 分别为进口和出口的滞止比焓, h_{2s} 和 h_{02s} 为假设向心涡轮内膨胀过程为等熵过程时出口处的比焓和滞止比焓.

从表 1 中可以看出,与带集气室的向心涡轮相比,采用蜗壳后向心涡轮的总总等熵效率和总静等熵效率都提高了 0.6%.

表 1 集气室和蜗壳对向心涡轮效率的影响

Table 1 Effect of chamber and scroll on radial turbine efficiency

结构名称	$\eta_{tt}/\%$	$\eta_{ts}/\%$
集气室	92.8	88.8
蜗壳	93.4	89.4

表 2 是集气室和蜗壳的流量对比,当向心涡轮采用蜗壳后通流能力有所提升. 与带集气室的向心涡轮相比采用蜗壳后,向心涡轮流量提高 0.04 kg/s. 采用蜗壳后,向心涡轮的效率和通流能力都得到了提高,因此与集气室相比,蜗壳能够提高向心涡轮的做功能力. 通过计算对比可以发现,蜗壳能够将向心涡轮的功率提高 1.7%. 需要注意的是,采用蜗壳后向心涡轮整级的效率得到了提高,但是与集气室相比,蜗壳对加工要求较高,同时在加工时要考虑安装方面的要求.

表 2 集气室和蜗壳的流量对比

Table 2 Comparison of mass flow between chamber and scroll

结构名称	流量/(kg/s)
集气室	4.72
蜗壳	4.76

3.2 集气室和蜗壳内部流动分析

从以上的性能对比可以看出向心涡轮进口部分使用蜗壳进行导流后,其效率和功率都有所提高.为了研究向心涡轮性能提高的机理,需要对集气室和蜗壳内部流动进行详细分析.集气室、蜗壳和导叶同属于向心涡轮的导向装置,因此可以采用评价导叶气动性能的方法来评价蜗壳和集气室的气动性能.根据文献[21],采用最常见的总压损失系数表达式

$$K_s = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t2} - p_2} \quad (9)$$

式中 p_{t1} 、 p_{t2} 分别为导向装置进口和出口处的总压,而 p_2 为导向装置出口处静压.

表3为集气室和蜗壳的总压损失系数对比.从表中可以看出集气室的总压损失系数为蜗壳的3.16倍,表明集气室内部的流动损失要远大于蜗壳内的流动损失.图10为集气室和蜗壳内垂直于轴的截面上速度流线分布图.从图中可以看出蜗壳内流线分布比较均匀没有出现旋涡结构,仅在螺旋部分进口处蜗壳外侧壁面出现低动量流动区域;而在集气室内气体流动较为紊乱,在 $z=70$ mm 截面上集气室下部出现了4个较大的涡,同时在集气室上部也有若干个小涡,集气室中的旋涡大致成左右对称分布;在 $z=5$ mm 的截面上气体从集气室外侧壁面流向出口.图11为集气室和蜗壳内与轴垂直的截面上熵增分布图(以进口截面上的平均静熵为参考).可见,在蜗壳截面上熵增分布比较均匀,而集气室截面上熵增分布变化较大,在有旋涡的区域熵增较大.总体上集气室内截面上熵增普遍高于蜗壳内截面上的熵增,集气室中流动损失较大.

表3 集气室和蜗壳总压损失系数对比

Table 3 Comparison of total pressure losses in chamber and scroll

结构名称	总压损失系数
集气室	0.427
蜗壳	0.135

图12为集气室和蜗壳子午截面上速度矢量分布图.子午截面即轴对称流面,是通过轴线和任一条半径的平面.蜗壳内在子午截面上流体由外壁面向内侧流动并且速度越来越大,因此形成了蜗壳内螺旋形的流线,在靠近蜗壳出口处形成了两个左右对称的涡,但涡的强度较小,故由此造成的损失也比较小.而在集气室内截面形状较为复杂,气体在集气室截面上的流动没有一定的规律性,同蜗壳相比集气室截面上出现较多的旋涡,并且旋涡强度较大,因此造成较大的损失.蜗壳具有对称的结构,在出口处气体流动左右对称,而对于集气室由图12可以看出出口处机匣侧的速度具有较大的轴向分量,其径向分量较小,由此可以看出集气室出口平面上流动分布不均匀.

3.3 集气室和蜗壳对向心透平导叶及动叶的影响

图13和图14分别为集气室和蜗壳出口平面总压和静熵分布图.在叶轮机械中,总压损失主要是由于气体在流动中二次流与主流掺混以及摩擦损失等造成的,因此可以用总压来表征流动的损失.从图13和图14的对比中可以看出,集气室出口平面上的总压小于蜗壳出口平面的总压,而静熵要大于蜗壳出口平面上的静熵,因此集气室内的流动损失要大于蜗壳内的流动损失.在集气室出口平面上,气体流动量分布不具有对称性,而是偏向轮

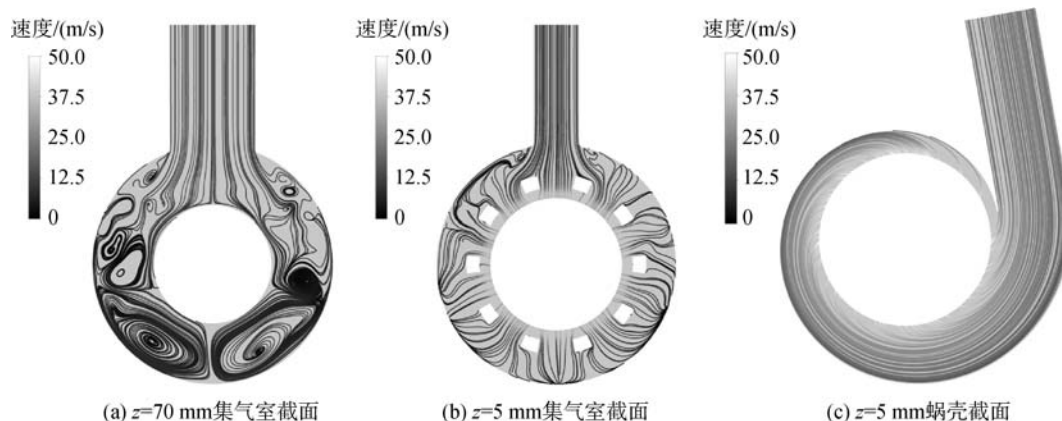


图10 集气室和蜗壳垂直于轴截面上速度流线分布图

Fig. 10 Velocity streamlines of planes which are perpendicular to axis in chamber and scroll

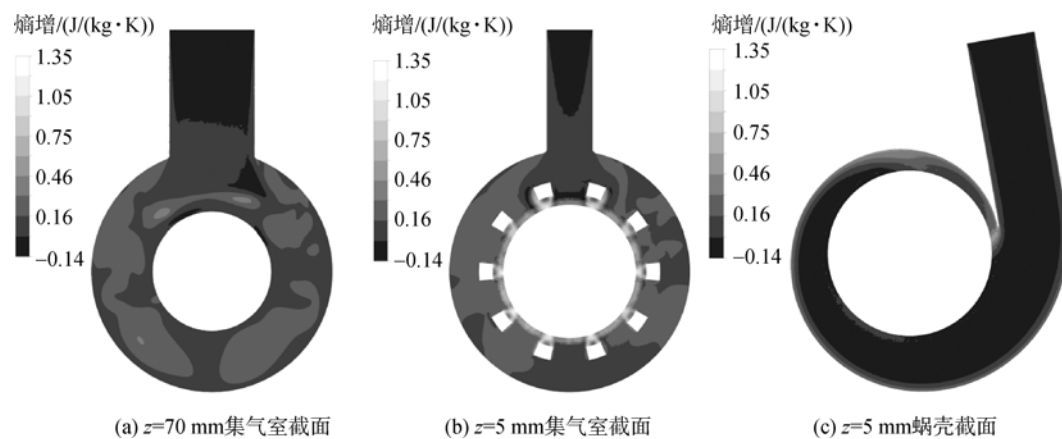


图 11 集气室和蜗壳垂直于轴截面上熵增云图

Fig. 11 Contours of entropy production on the planes which are perpendicular to axis in chamber and scroll

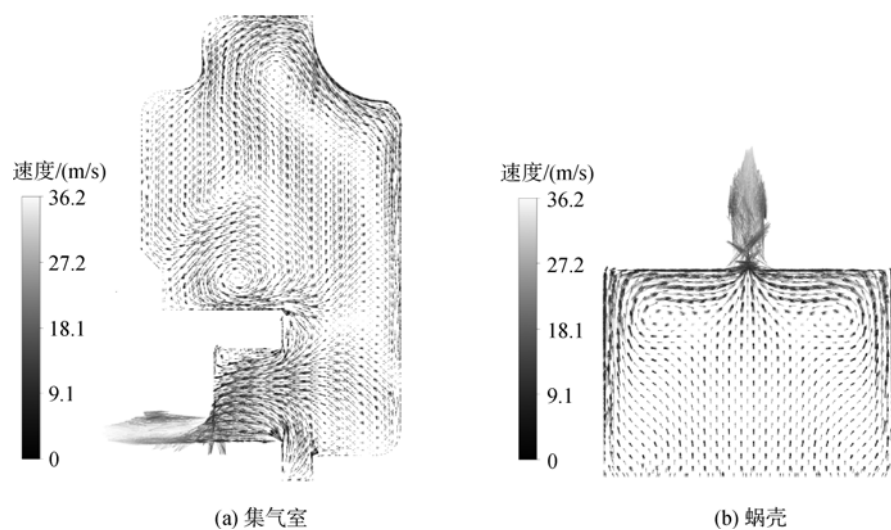


图 12 集气室和蜗壳子午截面上速度矢量图

Fig. 12 Velocity vectors on meridional plane in chamber and scroll

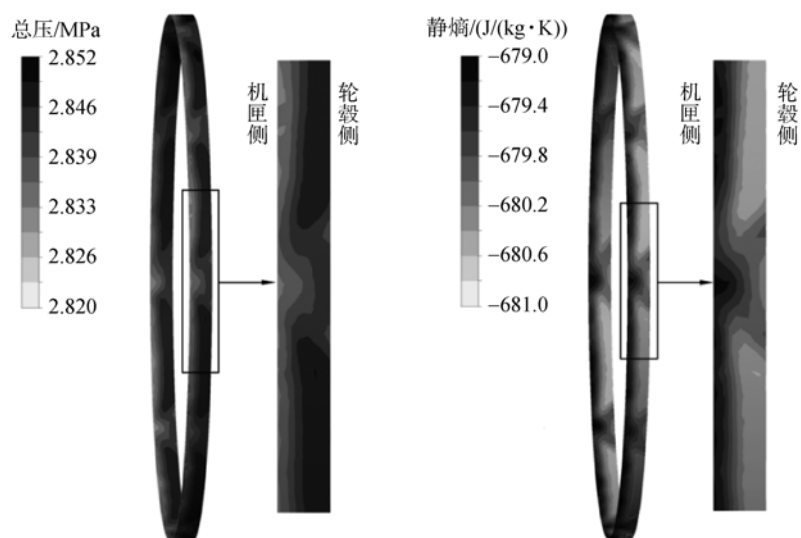


图 13 集气室出口平面总压与静熵云图

Fig. 13 Contours of total pressure and static entropy on outlet plane of chamber

毂侧.同时,蜗壳出口平面流动量的分布也比集气室出口平面上的分布均匀.需要说明的是,在图14中有一个总压和速度较低而静熵较大的区域,这个区域位于蜗壳喉部的下游,是由喉部的影响而产生的.在蜗壳中,喉部产生的尾迹向下游发展,产生一定的流动损失造成总压和速度降低,而静熵增大.

图15和图16分别是带集气室和蜗壳的向心涡轮导叶流道内的三维流线图.在带集气室的向心涡轮中,导叶流道内部靠近机匣侧出现了较为明显的马蹄涡压力侧的分支,此二次流向下游流动形成通道涡.在下游二次流与主流相掺混形成流动损失,而在带蜗壳的向心涡轮导叶流道内,流

线分布比较均匀未见明显的二次流.图17和图18为在 $z=8.5\text{ mm}$ 处截面上流线图,从图中可以明显看到带集气室的向心涡轮导叶流道内的二次流流过整个流道.而在带蜗壳的向心涡轮导叶流道内,流线分布比较均匀没有明显的二次流存在.

图19为导叶出口平面上周向平均的总压损失系数沿轴向的变化曲线,图中 b 为导叶出口叶高.除在轮毂侧两者总压损失系数基本相同,和在靠近机匣侧带蜗壳的向心涡轮导叶流道的总压损失系数稍大于带集气室的向心涡轮外,在 $z/b=0.15\sim 0.95$ 范围内带蜗壳的向心涡轮导叶流道内的总压损失系数均小于带集气室的向心涡轮.对于带蜗壳的向心涡轮,导叶总压损失系数为

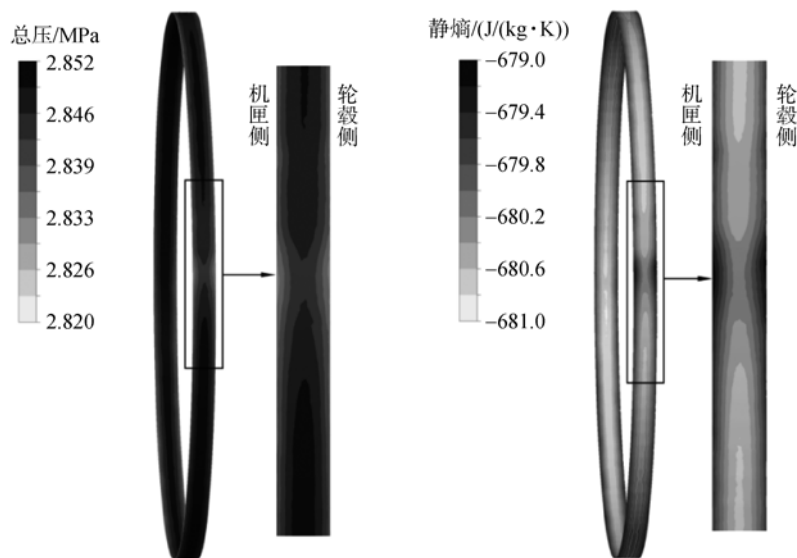


图14 蜗壳出口平面总压与静熵分布图

Fig. 14 Contours of total pressure and static entropy on outlet plane of scroll

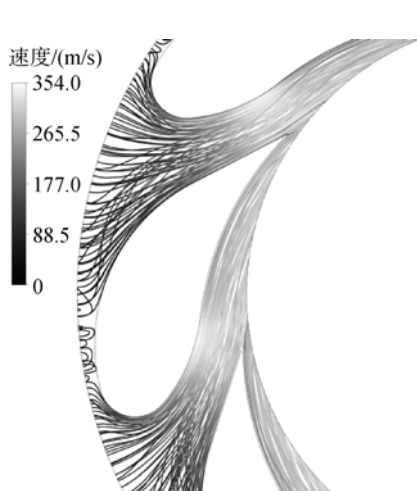


图15 带集气室的向心涡轮导叶流道内三维流线图

Fig. 15 3-D streamlines in guide vane of radial turbine with chamber

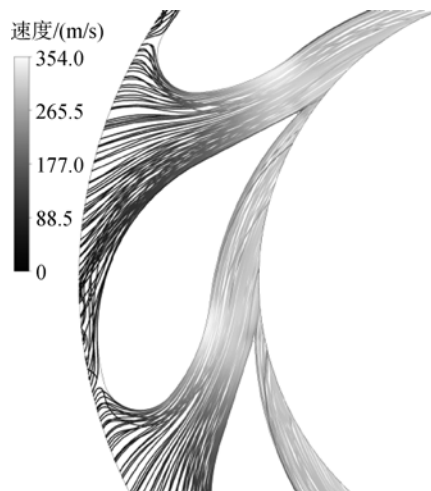


图16 带蜗壳的向心涡轮导叶流道内三维流线图

Fig. 16 3-D streamlines in guide vane of radial turbine with scroll

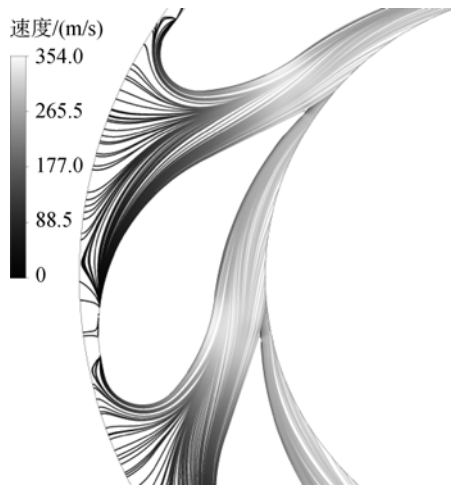


图 17 带集气室的向心涡轮导叶流道内 $z=8.5$ mm 截面上流线图

Fig. 17 Streamlines on $z=8.5$ mm planes of guide vane of radial turbine with chamber

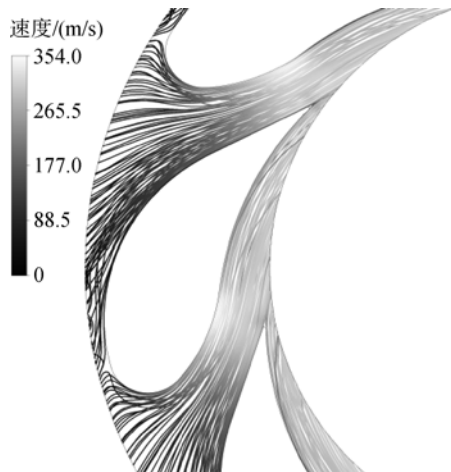


图 18 带蜗壳的向心涡轮导叶流道内 $z=8.5$ mm 截面上流线图

Fig. 18 Streamlines on $z=8.5$ mm planes of guide vane of radial turbine with scroll

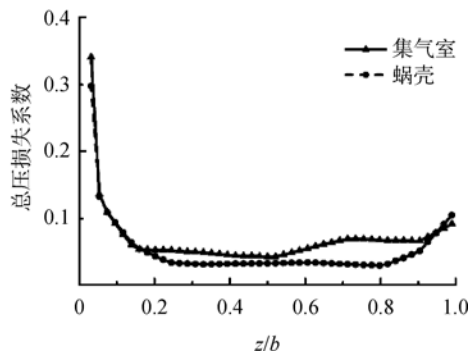


图 19 导叶出口平面周向平均后的总压损失系数沿轴向分布

Fig. 19 Axial distribution of circumferential averaged total pressure loss coefficient on outlet plane of guide vane

0.073, 而对带集气室的向心涡轮, 导叶总压损失系数为 0.081. 从中可以看出, 蜗壳能够减小向心涡轮导叶中的流动损失, 进而提高向心涡轮效率.

图 20 为动叶进口平面速度的轴向、径向、周向分量在周向平均后沿轴向的变化曲线图. 图 21 为动叶进口平面绝对气流角 α 和相对气流角 β 在周向平均后沿轴向的变化曲线图. 图中 C 表示带集气室的向心涡轮, S 表示带蜗壳的向心涡轮. 从图中可以看出, 气流经导叶的加速和整流后, 在动叶进口处两者已经差别不太明显. 相对而言带蜗壳的向心涡轮动叶进口处轴向速度更接近于零表明其轴向分速度更小, 而其径向速度分布也更为均匀. 图 22 和图 23 分别是带集气室和带蜗壳的向心涡轮动叶出口处熵增的分布, 因为蜗壳和集气室对向心涡轮导叶和动叶内部流动以及损失的

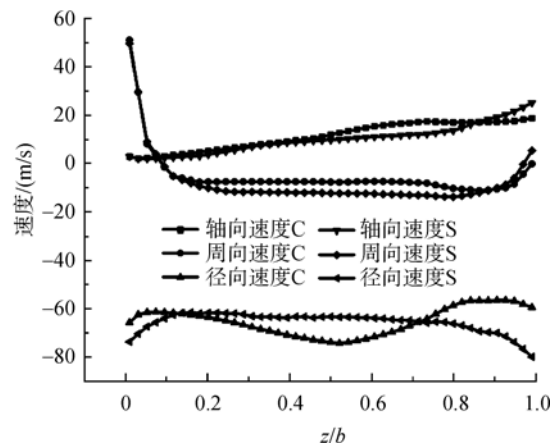


图 20 动叶进口平面速度分量周向平均值沿轴向分布
Fig. 20 Axial distribution of circumferential averaged velocity components on inlet plane of rotor

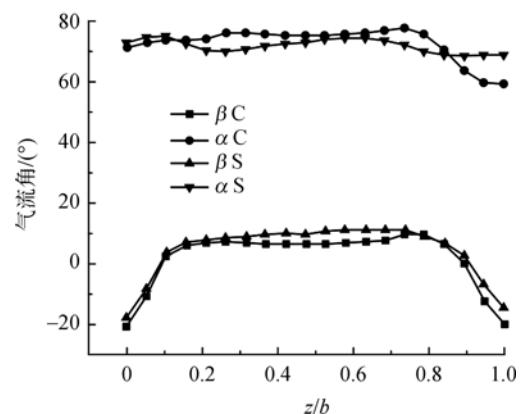


图 21 动叶进口平面气流角周向平均值沿轴向分布
Fig. 21 Axial distribution of circumferential averaged flow angles on inlet plane of rotor

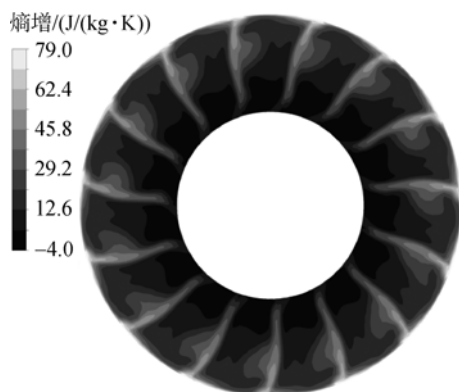


图 22 带蜗壳的向心涡轮动叶出口平面熵增云图

Fig. 22 Contours of entropy production on outlet plane of radial turbine with scroll

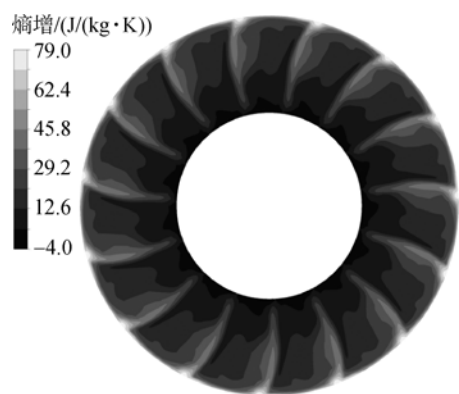


图 23 带集气室的向心涡轮动叶出口平面熵增云图

Fig. 23 Contours of entropy production on outlet plane of radial turbine with chamber

影响,造成带蜗壳的向心涡轮动叶出口处低熵增区域面积更大,而高熵增区域面积更小,带蜗壳的向心涡轮中损失更小,因此其效率更高。

4 结 论

本文针对向心涡轮集气室和蜗壳气动性能,及其对向心涡轮整机气动性能的影响进行数值研究,研究结果表明:

1) 针对所研究的向心涡轮,采用蜗壳进行导流与采用集气室相比,效率、流量和功率都有所提高,与集气室相比蜗壳可以提高向心涡轮的性能。

2) 与蜗壳相比,集气室内部的流动较差,内部出现较多流动涡,流动损失较大,集气室内的总压损失系数远大于蜗壳的总压损失系数。

3) 同蜗壳相比,集气室出口处流场分布不均匀,造成导叶流道内流动较差。带集气室的向心涡轮导叶流道出口平面上总压损失系数大于带蜗壳的向心涡轮,集气室增加了导叶流道内的流动

损失。

4) 带集气室和带蜗壳的向心涡轮动叶进口速度和气流角比较接近,说明经导叶的加速和整流后,在导叶出口气体气动参数差别不大。

参考文献:

- [1] Simonyi P S, Roelke R J, Stabe R G, et al. Aerodynamic evaluation of two compact radial-inflow turbine rotors[R]. NASA Technical Report 3514, 1995.
- [2] Huntsman I, Hodson H P, Hill S H. The design and testing of a radial flow turbine for aerodynamic research[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 411-418.
- [3] Dambach R, Hodson H P. Tip leakage flow in a radial inflow turbine with varying gap height[J]. Journal of Propulsion and Power, 2001, 17(3): 644-650.
- [4] Feng Z, Deng Q, Li J. Aerothermodynamic design and numerical simulation of radial inflow turbine impeller for a 100 kW microturbine[R]. ASME Paper GT2005-68276, 2005.
- [5] Whitfield A, Noor A B M. Design and performance of vaneless volutes for radial inflow turbines: Part 1 non-dimensional conceptual design considerations [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy, 1994, 208(3): 199-211.
- [6] Malak M F, Hamed A, Tabakoff W. Three-dimensional flow field measurements in a radial inflow turbine scroll using LDV[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 163-169.
- [7] 李燕生. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [8] Tabakoff W, Vittal B V R, Wood B. Three-dimensional flow measurements in a turbine scroll[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 516-522.
- [9] Miller E C, L'Ecuyer M R, Benisek E F. Flow field surveys at the rotor inlet of a radial inflow turbine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1988, 110(3): 552-561.
- [10] Hara V K, Furukawa M, Inoue M. Behavior of three-dimensional boundary layers in a radial inflow turbine scroll [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(3): 446-452.
- [11] Simpson A T, Spence S W, Watterson J K. A comparison of the flow structures and losses within vaned and vaneless stators for radial turbines[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(3): 1-15.
- [12] Suhrmann J F, Peitsch D, Guban M, et al. On the effect of volute tongue design on radial turbine performance[R]. ASME Paper GT2012-69525, 2012.
- [13] Whitfield A, Baines N C. Design of radial turbomachines [M]. Essex: Longman Scientific and Technical, 1990.
- [14] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics [M]. Essex: Longman Scientific and Technical, 1989.
- [15] Gu F, Engeda A, Benisek E. A comparative study of incompressible and compressible design approaches of radial in-

- flow turbine volutes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 2001, 215(4): 475-86.
- [16] Chappie P M, Flynn P F, Mulloy J M. Aerodynamic design of fixed and variable geometry nozzleless turbine casings[J]. Journal for Engineering for Power, 1980, 102(1): 141-147.
- [17] 计光华. 透平膨胀机[M]. 北京:机械工业出版社, 1982.
- [18] 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器[M]. 北京:机械工业出版社, 1982.
- [19] 李燕生. 向心透平无叶导向器的简化二元流动分析方法[J]. 上海理工大学学报, 1982(4): 13-33.
- Lee Yensheng. A simplified two-dimensional flow analysis for vaneless volute of centripetal turbine[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 1982 (4): 13-33. (in Chinese)
- [20] Owarish H O, Llyas M, Bhinder F S. A two-dimensional flow analysis model for designing a nozzle-less volute casing for radial flow gas turbines[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 402-410.
- [21] Moustapha H, Zelesky M F, Baines N C, et al. Axial and radial turbines[M]. Vermont, US: Concepts ETI Inc., 2003.

(编辑:陈越)