

超临界二氧化碳向心透平轮背间隙内 风阻损失及流动特性研究

赵卓斌, 邓清华, 陈祎一, 刘安琦, 李军
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对当前带有减重结构的复杂轮背间隙内风阻损失机理认识不足的现状,采用数值方法研究了旋转雷诺数、通流雷诺数、相对间隙等关键参数对风阻损失的影响规律并揭示了间隙内的流动机理。基于微分切应力理论构建了斜面形状间隙的层流理论模型,并提出了将复杂轮背间隙等效为双相对间隙耦合形式的简化轮背间隙风阻损失模型。结果表明:轮背间隙内的风阻损失随旋转雷诺数和通流雷诺数的增大而增大,随相对间隙增大而减小,在这种叠加流态下核心区形成补偿性径向内流,使径向速度呈现出两种方向;当旋转雷诺数为 1×10^6 时,相较于标准盘类轮背间隙,带减重结构的轮背间隙风阻损失降低了 7.27%;带减重结构轮背间隙内的流动可划分为 4 个特征区域,其中转子泵送区源于周向与径向流动的叠加作用,通流雷诺数的增大会抑制泵送效应,从而影响核心区流体的速度分布并加剧风阻损失;复杂轮背间隙风阻损失模型与数值结果的相对偏差在 15% 以下。研究结果可为超临界二氧化碳向心透平气动优化设计提供理论支撑与工程指导。

关键词: 超临界二氧化碳;向心透平;轮背间隙;风阻损失;泵送效应

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202607003 **文章编号:** 0253-987X(2026)07-0024-11

Windage Loss and Flow Characteristics in Impeller Back Gaps of sCO₂ Radial Inflow Turbines

ZHAO Zhuobin, DENG Qinghua, CHEN Yiyi, LIU Anqi, LI Jun
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the limited understanding of windage loss mechanisms in complex back gaps featuring weight reduction structures, numerical simulations are conducted to investigate the effects of key parameters such as rotational Reynolds number, throughflow Reynolds number and relative gaps on windage losses and to elucidate the flow mechanisms within the gaps. A laminar theoretical model for slope wall gaps is developed based on differential shear stress theory, and a simplified windage loss model for impeller back gaps is proposed by representing the complex back gap as an equivalent coupling of two relative gaps. Results demonstrate that windage losses in impeller back gaps increase with rising rotational and throughflow Reynolds numbers but decrease with increasing relative gaps. In this superimposed flow regime, a compensatory radial inflow is formed in the core region, causing radial velocities to exhibit two directions. At a rotational Reynolds number of 1×10^6 , the windage loss in the impeller back gap featuring weight

reduction structure is reduced by 7.27% compared to that in a standard disk-type impeller back gap. The flow within the gap is classified into 4 characteristic regions; the rotor pumping region is induced by the superposition of circumferential and radial flows, and an increase in throughflow Reynolds number suppresses the pumping effect, thereby altering the velocity distribution of fluid in the core region and exacerbating windage losses. The proposed windage loss model for complex impeller back gaps predicts windage losses with a relative deviation of less than 15% compared with numerical results. These findings provide both theoretical validation and engineering guidance for aerodynamic optimization design of supercritical carbon dioxide (sCO₂) radial inflow turbines.

Keywords: supercritical carbon dioxide; radial inflow turbine; impeller back gap; windage loss; pumping effect

旋转机械中需设置转子与静子间隙以规避碰擦风险^[1],典型构型包括轴系配合的轴类间隙^[2]及径流式叶轮背部的盘类间隙^[3]。向心透平作为现代发电与能源利用系统的核心部件,其性能表现直接制约系统效率与运行可靠性^[4-5]。而透平的叶轮背部与壳体的转静间隙不可避免地带来风阻损失,对于超临界二氧化碳(SCO₂)向心透平,工质的高密度特性导致叶轮尺寸缩减与叶片高度降低,高转速与小尺寸的间隙内风阻损失则更为显著^[6]。Conboy等^[7]的研究表明,sCO₂机组中风阻损失占比可达系统总损失的37.5%。

针对盘类间隙内的流动特性与风阻损失,Schlichting等^[8]建立了边界层理论体系,为层流工况下盘类间隙内的流动问题奠定了基础。理论表明,当间隙宽度小于边界层厚度时,速度分布趋近于库埃特流动,基于动量守恒定律可建立速度与半径的分布规律,进而实现风阻扭矩的精确计算。在理论模型的基础上,学者们采用实验方法对盘类间隙内的流动进行了进一步研究。Daily等^[9]采用实验方法,以雷诺数与相对间隙为变量建立了4种表面摩擦系数模型。Sirigu等^[10]与Oh等^[11]进而证实了在高雷诺数工况下,相对间隙对于盘内风阻损失的影响效应显著增强。Nemdili等^[12]对实际离心泵壳体的旋转盘内流体风阻进行了实验研究并建立了预测盘类风阻损失的经验公式,发现叶轮出口结构对轮背表面摩擦系数影响有限,但出口角效应不可忽略。周雷声等^[13]实验研究了旋转涡轮盘间隙的内部流场,发现低转速下进气惯性力起主导作用,而高转速下旋转效应控制流场结构。Kanagai等^[14]通过实验证实盘体振动属于流动失稳诱发的自由振动,其对涡系结构的影响可忽略不计。

随着数值计算方法的发展,学者们可以对盘类

间隙内的流动进行更细致更复杂的探索。Zhao等^[15]采用数值方法研究了盘类转静间隙内的流动,揭示了壁面剪应力是风阻损失的主要贡献因素,且与雷诺数呈正相关。Cho等^[16]采用数值方法研究了轴向间隙和表面粗糙度对离心压缩机轮背间隙内风阻损失的影响,结果发现与轴向间隙相比,表面粗糙度对盘类风阻损失的影响更大。梁腾和等^[17]研究了sCO₂工质的转静间隙内风阻损失及流动特性,发现转子的表面粗糙度对损失的影响与压力有关,压力越大,表面粗糙度对风阻损失的影响越大。除了间隙内的风阻损失之外,Sherikar等^[18]对比研究了平面盘与波纹盘的库埃特流动,发现两类盘面的剪应力与压力呈正弦分布。Chang等^[19]通过数值方法研究了涡轮盘腔内的热流耦合特性,结果表明不同热边界条件下转子壁面的局部努塞尔数相对偏差达28.8%,转子壁面与入口流场的无量纲温度比对努塞尔数沿转子的径向演化规律具有显著的调控作用。

对于径流式叶轮机械,降低叶轮质量对转子动平衡校正、降低应力及轴系的平稳运行有着十分重要的意义^[20]。在闭式叶轮中,为了摒除叶顶间隙泄漏损失而采用的叶顶机匣也会使叶轮质量增加^[21]。工程中通常使用开式轮盘的形式以减小质量,即带有扇形豁口的叶轮,但是该结构在实现质量减轻与轮盘应力优化的同时,亦引入了新型流动损失源。实验数据表明,扇形结构的流动损失会显著削弱叶轮的功率输出与效率^[22]。另外的减重方式为带有减重结构的叶轮轮背,选取减重结构形状时需控制叶轮轮毂面与轮背面之间的尺寸,该尺寸不宜过小,否则将导致轮毂强度降低。

带减重结构的复杂轮背间隙与标准的盘类间隙存在明显的不同,当前缺乏对复杂轮背间隙内流动

特性与风阻损失的相关研究,且现有的风阻损失研究体系对复杂间隙的敏感性解析也尚存不足。鉴于对带减重结构的复杂轮背间隙内风阻损失机理研究的工程迫切性,本文采用数值方法开展系统性研究,通过揭示不同旋转雷诺数、通流雷诺数和结构参数对风阻损失的影响规律,探究了复杂轮背间隙内的流动机理,最终构建了预测轮背间隙内风阻损失的模型,为 sCO₂ 向心透平设计与优化提供理论支撑。

1 风阻损失模型

对于标准的盘类间隙,其内部风阻损失 $W^{[9]}$ 的计算公式为

$$W = \frac{1}{2} C_m \rho \omega^3 (R_o^5 - R_i^5) \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; ω 为转子角速度; R_o 与 R_i 分别为转子的外半径与内半径; C_m 为无量纲的表面摩擦系数。

对于 C_m , 需要考虑到旋转雷诺数 Re_r 的作用, 并且当间隙内存在径向流动时, 通流雷诺数 Re_t 的

影响也不可忽略。两者定义^[23]如下

$$Re_r = \frac{\rho \omega R_o^2}{\mu} \quad (2)$$

$$Re_t = \frac{m}{\mu R_o} \quad (3)$$

式中: m 为质量流量; μ 为流体动力黏度。

2 几何模型及数值计算方法

2.1 几何模型及边界条件

本文研究的 sCO₂ 向心透平的气动与结构参数采用 Baines^[24] 的一维流动分析方法进行设计, 额定转速 $n = 21\,200\text{ r/min}$, 对应 $Re_r = 5 \times 10^7$ 。图 1 展示了子午面和计算域模型的示意图, 计算域包含 3 个部分: 入口段、轮背间隙和迷宫密封, 具体尺寸见表 1。本文研究了 4 种类型的轮背间隙 Case 1、Case 2、Case 3 与 Case 4, 其中 Case 1 包含 4 种间隙宽度 S , 分别为 0.5、1.0、2.0、3.0 mm, 其余 3 种类型的轮背间隙均采用 2 mm 的间隙宽度。

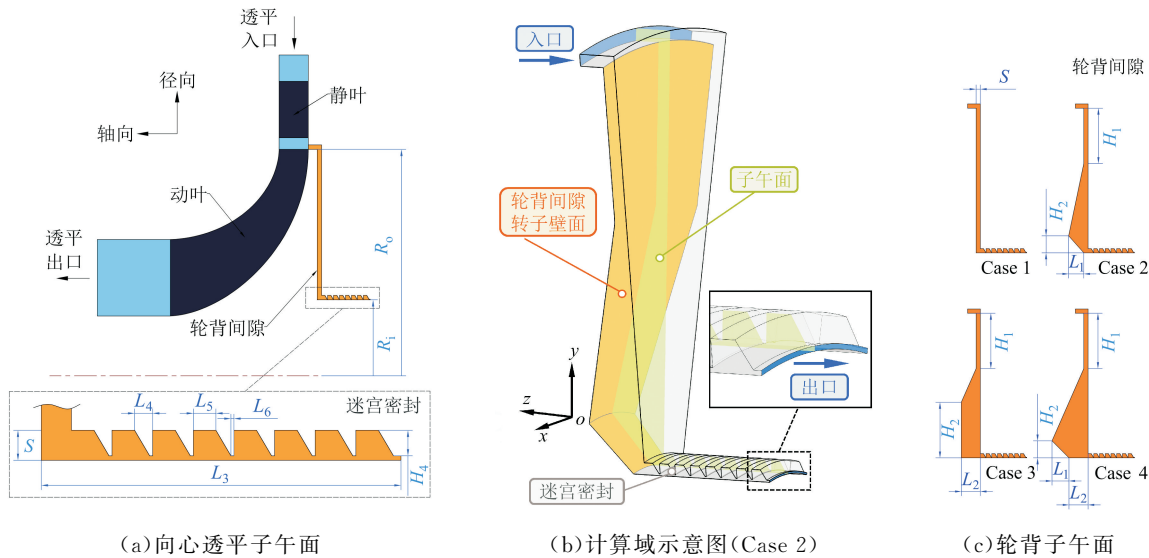


图 1 几何模型及计算域

Fig. 1 Schematic diagram of geometric models

表 1 计算域尺寸

Table 1 Sizes of computational domain

参数	数值
R_o/mm	105.6
R_i/mm	34.3
S/mm	0.5, 1.0, 2.0, 3.0
$H_1, H_2, H_3, H_4/\text{mm}$	26.0, 8.0, 26.1, 1.7
$L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6/\text{mm}$	8.0, 9.0, 23.9, 1.4, 1.5, 0.2

在工程领域, 叶轮轮背上通常采用减重结构以降低叶轮的质量和转动惯量, 同时考虑到叶轮轮毂强度, 减重结构不宜过深。本文研究的几种轮背间隙类型包含了实际中常用的减重结构。

透平运行时, 流体从导向器与叶轮之间的径向间隙进入轮背区域, 最后经由迷宫密封流出。鉴于叶轮叶片数为 15 个, 为提高计算效率, 本文采取周期性几何模型进行数值计算。数值计算软件采用 ANSYS CFX, 并结合 NIST REFPROP 数据库中

CO₂ 的真实气体物性模型。该数据库可精确反映 sCO₂ 的密度和黏度等物性特征,保证模拟结果与实际运行条件的一致性。与传统空气或水等低密度工质相比,sCO₂ 的密度通常高出一个数量级以上,而其黏度相对较低,这使得在相同的雷诺数条件下,剪应力与风阻扭矩增大,表现出更强的黏性阻力效应。另外,作者团队前期研究显示,sCO₂ 工质的边界层相对较薄,边界层更贴近转静壁面,该特性在较高旋转雷诺数条件下尤为明显。

在轮背间隙进口处设置质量流量的边界条件,密封出口处采用静压出口,具体的边界条件如表 2 所示。为了保证研究结论的通用性,将转速与流量无量纲化为旋转雷诺数和通流雷诺数,对应的转速与流量范围分别为 430~43 000 r/min 和 0.02~0.06 kg/s。此流量范围为透平的轮背泄漏流量,约占主流流量的 1%~3%。工况范围全面涵盖了 1 MW 级 sCO₂ 向心透平的实际变工况运行条件。

表 2 边界条件

Table 2 Boundary conditions

参数	数值
进口流量 $m/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	0.02~0.04
进口温度 T_{in}/K	695.15
出口静压 $P_{\text{out}}/\text{MPa}$	7.80
出口温度 T_{out}/K	673.15
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	4 300~43 000
旋转雷诺数 Re_r	$1 \times 10^6 \sim 1 \times 10^8$
通流雷诺数 Re_t	$5.91 \times 10^3 \sim 1.18 \times 10^4$

2.2 数值计算方法

在额定工况下,轮背间隙内旋转雷诺数较高,作

者对类似盘类间隙内流动的研究^[25]表明, $k-\epsilon$ 湍流模型在分析充分发展的湍流特性方面表现出良好的能力,能够更精确地与实验结果相匹配。另外,该湍流模型将 $k-\epsilon$ 方程与壁面函数法相结合,能够准确预测间隙内的速度梯度和剪应力。因此,本文采用 $k-\epsilon$ 湍流模型求解计算域中的流动。

在对流通量项和湍流方程精度方面,采用高精度的二阶离散化方案,可以有效抑制数值扩散,提高求解精度。另外,为确保结果的准确性,对间隙进口与出口边界的质量流量进行了持续监测,以验证求解结果是否符合质量守恒原则。同时,跟踪监测了其他收敛指标,包括转子扭矩和壁面剪应力等,直至达到收敛终止标准(均方根残差低于 1×10^{-6}),各监测参数的迭代波动范围在 0.01% 以内。

计算域采用 AutoGrid 5 划分结构化网格,近壁分辨率设置为 1×10^{-6} m 的第一层网格高度和 1.1 的网格增长率。这种配置使得转子壁面 $y^+ \approx 30$,符合湍流模型要求。在图 2(a)展示的计算域网格中,迷宫密封区域的网格被局部加密,可以提高近壁流动模拟的精度。

网格无关性验证使用 Celik 方法^[26],共选择 3 套单元网格数:203 万、420 万和 830 万,网格细化率均高于 1.3。图 2(b)显示了半径比 $r/R_o = 0.7$ 处的无量纲平均周向速度分布,其中 420 万和 830 万网格之间的最大相对偏差为 0.6%。图 2(c)为 420 万网格的外推离散化误差分析结果,其最大外推相对误差为 1.5%,位于壁面边界层内。另外,420 万网格的最大网格收敛指数为 1.1%,满足工程意义上的精度要求。这些结果均证实了 420 万网格足以满足网格无关性要求。

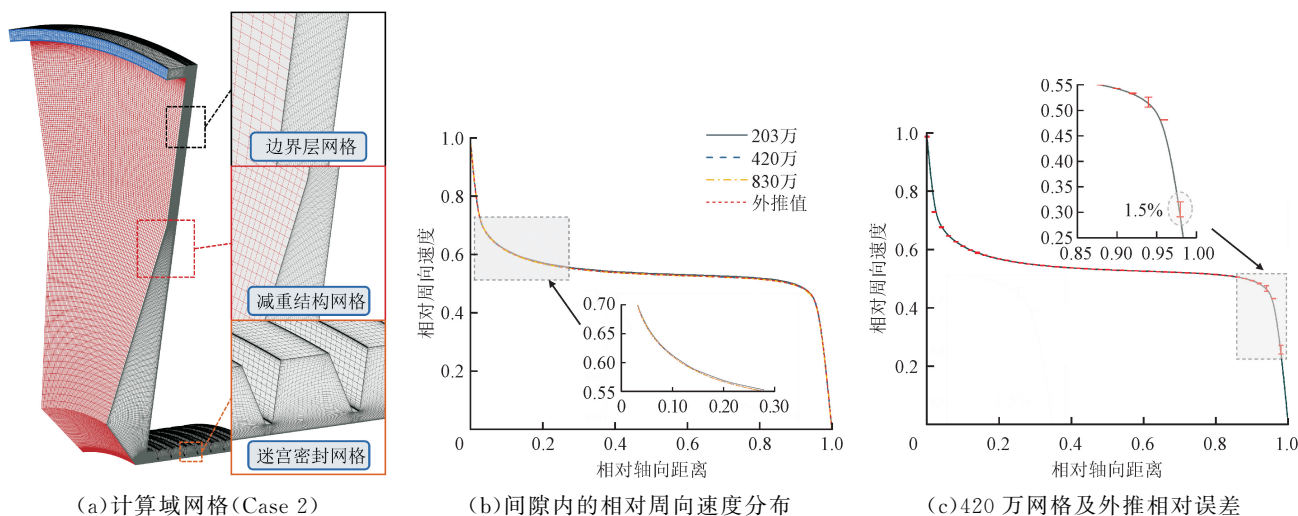


图 2 网格无关性验证结果

Fig. 2 Grids independence validation results

3 结果与讨论

3.1 不同轮背间隙宽度的风阻损失及流动分析

本节评估了几何参数(相对间隙 S/R_o)与流动参数(旋转雷诺数 Re_r 和通流雷诺数 Re_t)对标准盘类间隙(Case 1)的风阻损失和流动特性的影响。图 3 为表面摩擦系数 C_m 在不同条件下的变化情况。可以看出, C_m 随 Re_r 增大而减小, 随 Re_t 的增大而增大。对于不断增大的相对间隙 S/R_o , C_m 表现出减小的趋势。如图 3(a) 与图 3(b) 所示, 当 S/R_o 由 0.004 73 增大至 0.028 4 时, C_m 则由 0.035 3 减小至 0.013 6。

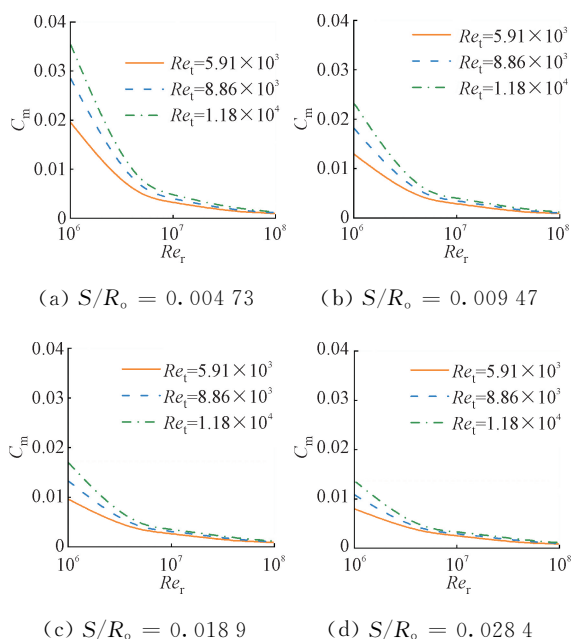


图 3 不同条件下表面摩擦系数的变化

Fig. 3 Variation of skin friction coefficient for different conditions

事实上, 当单一参数变化时, C_m 的变化趋势可以有效表征风阻损失的演变规律。如图 4 所示, 不同工况下的风阻损失变化情况与 C_m 呈现显著的一致性。

对于通流雷诺数的影响机制, 图 5 给出了不同通流雷诺数时的相对径向速度分布。由于流体的径向流动, 在更靠近转子的一侧, 径向速度呈现出下凹型抛物线的分布特征。在旋转的叠加作用下, 转子的泵送效应使得边界层内的部分流体沿径向流出。同时, 为满足连续性, 核心区形成补偿性径向内流, 产生流体的泵送补充, 因此径向速度呈现出两种方向。

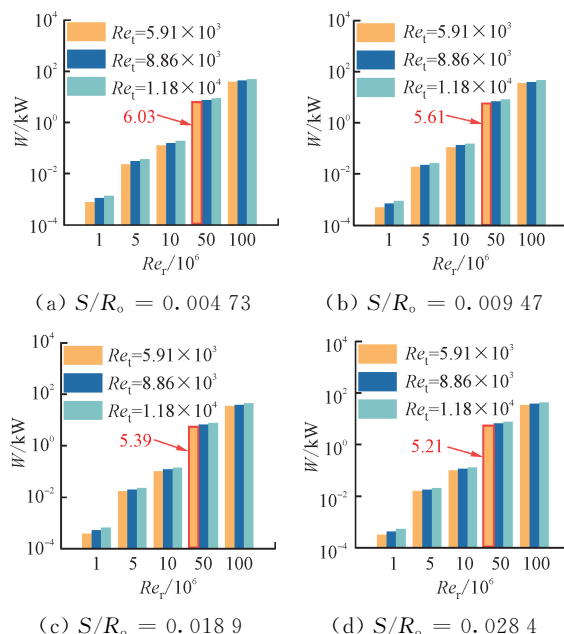


图 4 不同条件下风阻损失的变化

Fig. 4 Variation of windage loss for different conditions

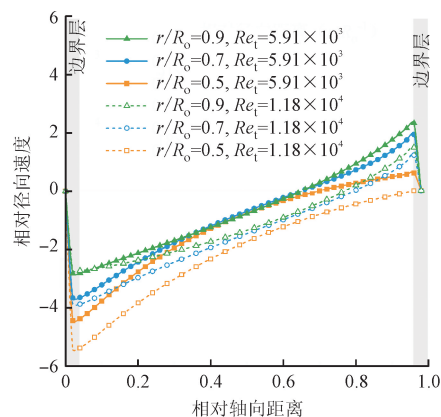


图 5 不同通流雷诺数时的相对径向速度分布

Fig. 5 Relative radial velocity distribution at different Re_t in disk gap

此外, 当通流雷诺数 Re_t 增大时, 转子的泵送效应受到抑制, 核心区径向速度为 0 的滞止点向静子方向移动。在不考虑径向流动时, 无黏性核心区流体可以类比为固体, 并且以转速的一定比例旋转, 径向流动改变了核心区流体的速度分布, 导致更复杂的边界层内黏性流动, 使得通流雷诺数越高时风阻损失越大。

流体作用在转子壁面上的剪应力可以表征间隙内的风阻损失的分布状况。图 6 展示了不同 S/R_o 和 Re_t 时轮背转子壁面的周向平均剪应力 τ_{wall} 分布。壁面剪应力沿径向逐渐增大, 轮背的转子外缘壁面受到的风阻更大。当 Re_t 增大时, A 点左侧的剪应力减

小而右侧增大,两侧呈现相反的趋势,且不同的 Re_t 其剪应力均在 A 点处转变。整体而言,壁面剪应力的梯度随 Re_t 的增大而增大。另外,由于出口处密封齿的阻碍,内径处产生涡旋并对剪应力造成影响,使得该处剪应力在 B 点左侧有所回升。

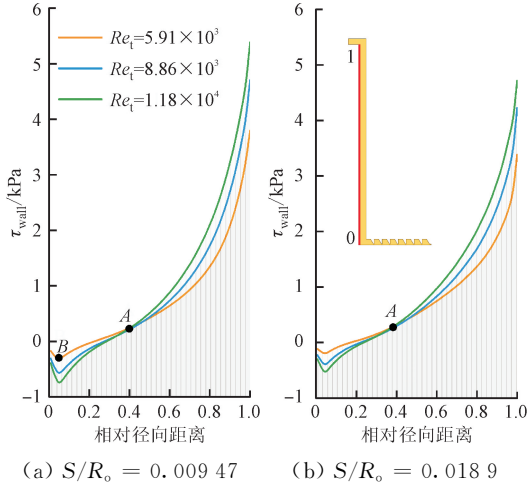


图 6 不同条件下轮背壁面周向平均剪应力分布

Fig. 6 Back wall circumferential average shear stress distribution for different conditions

3.2 不同轮背结构的风阻损失及流动分析

在标准盘类轮背间隙的基础上,本节研究了带有减重结构的多种复杂间隙类型。图 7 展示了这几种轮背间隙随旋转雷诺数 Re_r 的风阻损失变化情况。在 5 种工况中,减重结构尺寸最深的 Case 4 的风阻损失最小。例如,当 $Re_r = 5 \times 10^7$ 时,相较于标准盘类轮背间隙 Case 1, Case 4 的风阻损失降低了 2.23%。当转速较低 (Re_r 较小) 时,风阻损失的减小更为显著,如 $Re_r = 1 \times 10^6$ 时,Case 4 相较于 Case 1 降低了 7.27%。这种现象与 3.1 节中 S/R_o 变化时的规律一致,即轮背减重结构尺寸越深,类似于盘类轮背间隙的相对间隙越大,风阻损失越小。

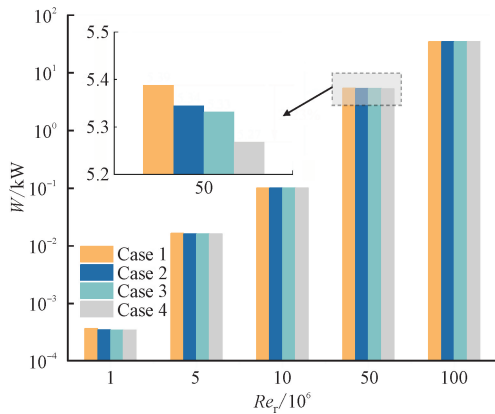
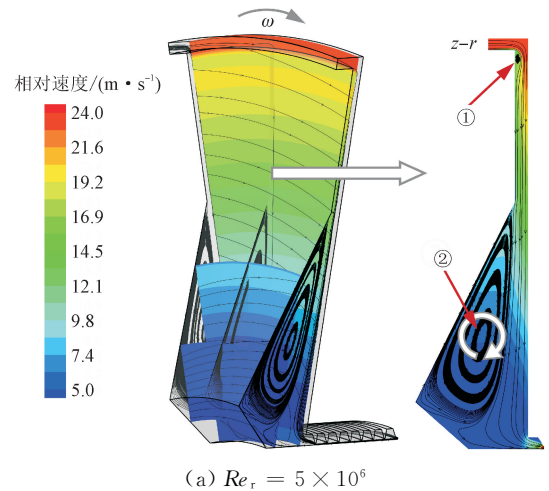


图 7 不同轮背间隙时风阻损失的变化

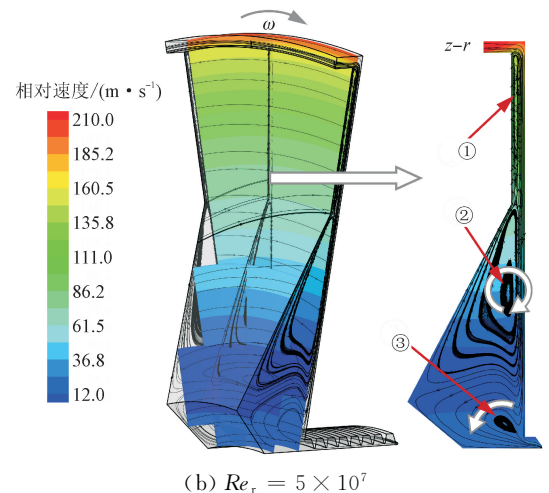
Fig. 7 Variation of windage loss for different impeller back gaps

为进一步分析多种轮背间隙内的流动特性,图 8 可视化地展示了 Case 4 中多个截面上的相对速度与流线分布。可以看出,轮背间隙内径向位置越低时速度越低,这是因为转子内径处转速更低。此外,当流体从上游小间隙进入下游减重结构时,通流面积逐渐增大,也使得流体的径向速度转换为静压。周向上,间隙内流线方向和转子旋转方向一致,但径向流动使得流线略微向下偏移,如图 8(a)所示,当 Re_r 增大时,更强的旋转作用使流线趋近于同心圆分布。

在图 8(a)中的 $z-r$ 截面上,可以观察到涡①与涡②共两个漩涡区域。其中涡①是由于流体在入口拐角壁面的作用下改变方向而产生的分离涡,涡②是源于转子的泵送效应,离心力的作用使得转子壁面边界层内的部分流体沿径向流出,进而在核心区形成抽吸作用以补充这部分流体缺失,从而产生径向流入,形成覆盖几乎整个下游间隙的顺时针旋转的泵送涡。另外,在远离转子的静子壁面,转子的泵送效应较弱,此时径向流动起到主导作用,流体沿径向流向密封的入口处。



(a) $Re_r = 5 \times 10^6$



(b) $Re_r = 5 \times 10^7$

图 8 间隙内相对速度与流线分布 (Case 4)

Fig. 8 Relative velocity and streamline distribution in gap (Case 4)

随着旋转雷诺数 Re_r 升高,如图 8(b)所示,涡①扩展覆盖至整个间隙的上游,范围明显增大,这是由于转速提高,上游的泵送效应变得更强,旋转作用此时起到主导作用,上游的泵送涡与入口分离涡融合。同时涡②的覆盖范围减小,涡②被下游流体挤压移动至间隙上游,其在轴向上也更靠近静子壁面。在机理上,迷宫密封会阻碍间隙内的流体流出,在出口形成与涡②相反的涡旋涡③,挤压原本涡②的分布,同时更强的离心力作用也促使涡②沿径向移动。另外,转子的转速更高意味着泵送效应更强,即使在间隙的下游,离心力也具有更强的作用,从而挤压径向流动起主导作用的区域,导致涡②在轴向

上覆盖范围更大。需要说明的是, Re_r 较低时涡③没有形成,但在一般情况下,带有减重结构的轮背间隙内主要包含 3 个涡旋区域以及一个径向流动区域。

图 9 展示了 $Re_r = 5 \times 10^7$ 时,4 种类型轮背间隙内的涡量及流线分布,其中 I 代表 $Re_t = 5.91 \times 10^3$, II 代表 $Re_t = 1.18 \times 10^4$ 。可以看出,转子与静子壁面附近的流体具有相反的涡量强度,并且转子与静子壁面附近的涡量绝对值远大于间隙中心处,边界层内部起主导作用的是剪切流动,这表明风阻损失主要来源于流体与相对运动的壁面之间的剪切流动,而不是流体内部的黏性耗散。

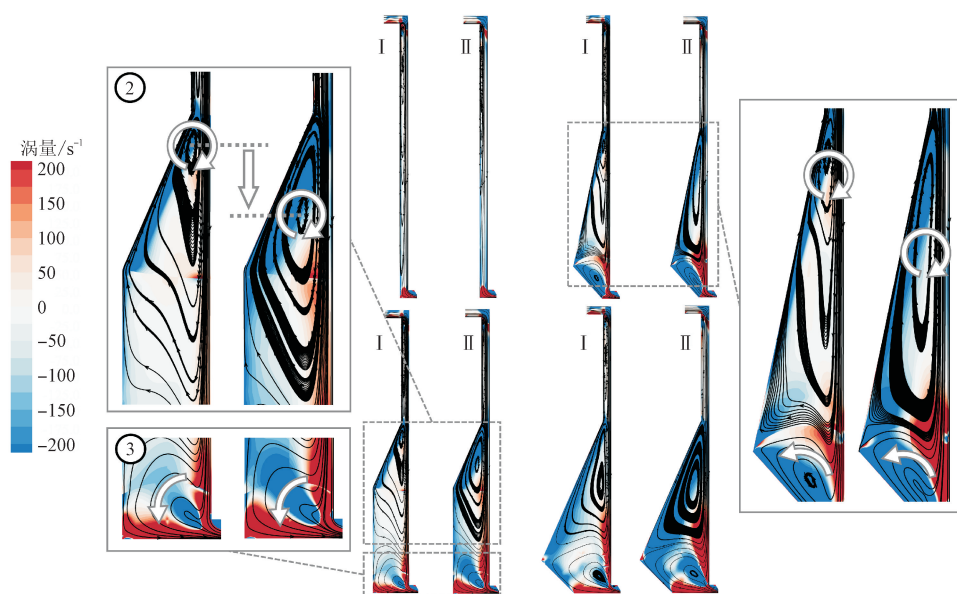


图 9 间隙内涡量及流线分布

Fig. 9 Vorticity and streamline distribution in gap

另外可以看到,除 Case 1 的标准盘类间隙外,3 种带减重结构的间隙均包含上文所述的 3 种涡旋区域。当通流雷诺数 Re_t 增大时,涡②的覆盖范围显而易见地向下游移动,并且上文所提到的静子壁面附近的径向流动区域,其在轴向上的分布也更广。上述现象均由 Re_t 的增大而导致, Re_t 的增大意味着径向流量更大且径向流动的作用更强,致使涡②向下游延伸,同时静子壁面附近的径向流动区域也更为明显。

对于带有减重结构的复杂轮背间隙,可以将其简化为上游小间隙宽度与下游大间隙宽度的耦合形式,如图 10 右侧的间隙示意图。间隙内的流动可以划分为 4 个主要的特征流动区域。

(1)上游转子泵送区:由于周向旋转与径向流动

的叠加作用,转子边界层不同于经典的埃克曼层,叠加的贯通流由于离心力的泵送效应被夹带到转子附近,产生径向流出,并从核心区抽吸流体以作补充,产生径向流入以满足连续性,最终形成泵送涡。同时入口壁面作用产生分离涡会与泵送涡叠加。

(2)下游转子泵送区:与上游转子泵送区的产生原因相同,但不包含入口分离涡。

(3)出口分离涡区:由于出口迷宫密封的阻碍作用以及流向的改变,在出口区域产生分离涡。

(4)流动核心区:在周向上,由于转子和静子的限制,在转子和静子内部形成了一个类似于固体的旋转核心,并以转子转速的一定比例作为固体核心转速,因此该转速随转子的动量传递沿径向增长。在径向上,由于该区域靠近静子壁面,径向流动起主

导作用,形成沿入口至出口的径向主流。

对于标准盘类间隙,一般而言只存在区域①与区域④,如图 10 左侧的示意图,但是当转速很高时,区域③也可能形成。

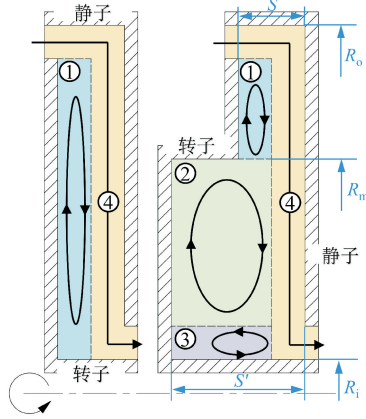


图 10 间隙内流动区域划分

Fig. 10 Sketch of flow regions division within gaps

图 11 展示了不同轮背间隙内转子壁面的周向平均剪应力分布。可以看出,4 种类型轮背间隙的转子壁面周向平均剪应力分布趋势类似,Case 4 的剪应力曲线最低,意味着 Case 4 的转子所受阻力最小。此外,在出口靠近迷宫密封的区域,4 种间隙的剪应力分布因出口分离涡区的影响而不同。

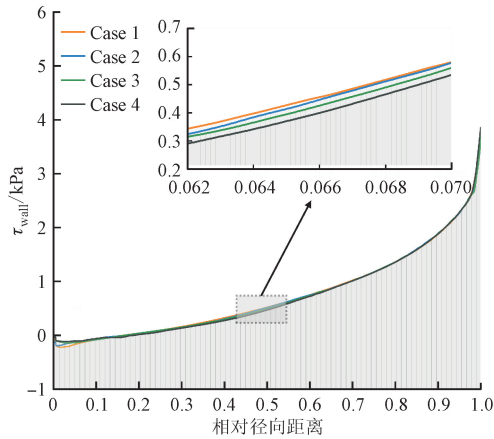


图 11 不同轮背间隙内壁面周向平均剪应力分布

Fig. 11 Back wall circumferential average shear stress distribution for different impeller back gaps

图 12 给出了 Case 4 在不同半径比 r/R_o 处的平均周向速度分布。可以观察到,由于转子壁面的无滑移条件,转子附近的流体周向速度与转子转速保持一致,而静子附近的流体周向速度趋于 0。另外,核心区流体速度在半径比更小的位置也更低,这与上文得到的结论一致。

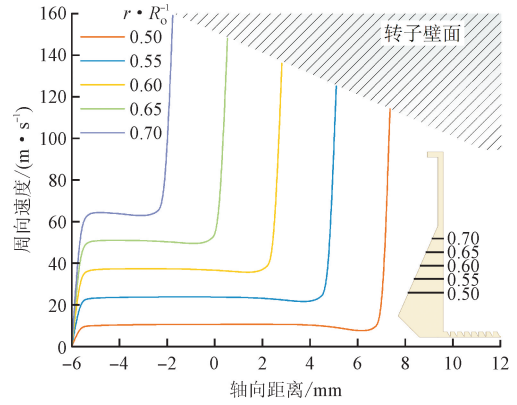


图 12 Case 4 的轮背间隙内平均周向速度分布

Fig. 12 Average circumferential velocity distributions in impeller back gap in Case 4

3.3 轮背间隙内损失模型构建方法

准确预测轮背间隙内的风阻损失对于 $s\text{CO}_2$ 向心透平的设计至关重要。由于二氧化碳在临界点以上具有独特的物性,因此建立一个全面的损失模型仍然具有挑战性。本节以上文中的结果与分析为基础,构建了轮背间隙内的损失模型。

图 13 展示了带有径向流动的标准盘类间隙内速度分解示意图。对于封闭的盘类间隙内,转子附近形成旋转边界层,周向速度分量 u 通过黏性剪切力从转子速度 ωr (无滑动条件) 过渡到静子的 0 速度。当不添加旋转只考虑径向流动时,径向速度分布应呈现梯形,加入旋转作用后,由于转子泵送区的作用会对径向速度分布产生影响。

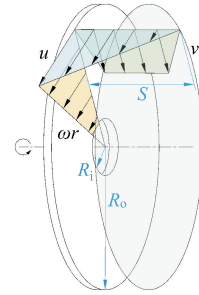


图 13 盘类间隙内速度分解示意图

Fig. 13 Sketch of velocity components within disk gap

盘类间隙的间隙宽度 S 对于风阻损失有很大影响,因此必须将相对间隙 S/R_o 纳入模型。此外,鉴于透平的变工况运行条件,周向与径向的流动参数旋转雷诺数 Re_r 和通流雷诺数 Re_i 也是不可忽略的,因此,盘类间隙的表面摩擦系数模型可表示为

$$C_m = aRe_r^b Re_i^c \left(\frac{S}{R_o} \right)^d \quad (4)$$

式中: a 是模型的修正系数; b 、 c 和 d 为指数。

之后, 利用上文获得的离散数值数据, 对该模型进行对数变换, 并通过最小二乘法的多元线性回归进行拟合。拟合出的模型如下

$$C_m = 0.132 Re_r^{-0.582} Re_t^{0.532} (S/R_o)^{-0.222} \quad (5)$$

为了评估拟合模型, 图 14 展示了模型的多元线性回归结果以及 95% 的置信区间和预测区间。可以看出, 几乎所有的数据点都落于 95% 的预测区间内, 这表明模型与原始数据之间具有很强的 consistency。另外, 确定系数 R^2 是评估回归模型拟合效果的重要指标^[27-28], 该 C_m 模型的 R^2 为 0.97, 十分接近 1, 表明该模型具有较高的准确度与精确度。

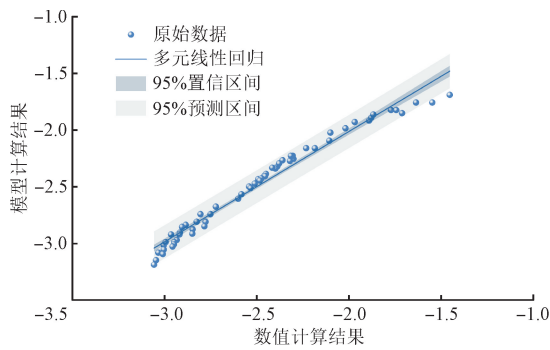


图 14 多元线性回归结果

Fig. 14 Results of multiple linear regression

带有减重结构的轮背间隙, 可以看作上游标准盘类间隙与下游斜面型间隙的组合形式。对于斜面型间隙, 图 15 为其示意图, 层流状态的基本理论模型可通过微元扭矩分析方法建立。

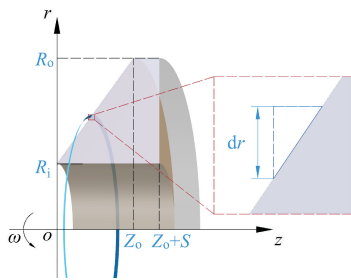


图 15 斜面型间隙符号定义

Fig. 15 Notation definition sketch of slope wall gap

首先, 微元斜面 dr 上的扭矩 dM_r 可以表示为

$$dM_r = 2\pi r^2 \tau_t dr \quad (6)$$

式中: τ_t 为切应力。

根据牛顿内摩擦定律, 切应力 τ_t 表示为

$$\tau_t = \mu \frac{du}{dz} = \frac{\mu \omega r}{S'} \quad (7)$$

$$S' = Z_o + S - \frac{r - R_i}{k} \quad (8)$$

式中: u 为圆周速度; S' 为微元斜面的轴向间隙宽度; k 为斜率。

进而, 斜面型间隙的风阻损失可以表示为

$$W = \int_{R_i}^{R_o} \frac{2\pi\mu\omega^2 r^3}{\varphi - r} dr \quad (9)$$

式中: $\varphi = kZ_o + kS + R_i$ 。

式(9)可进一步表示为

$$W = \frac{1}{2} \lambda \pi \mu \omega^2 \quad (10)$$

式中: λ 为损失系数, $\lambda = \varphi^3 \ln \left| \frac{R_o - \varphi}{R_i - \varphi} \right| + \varphi^2 (R_o - R_i) + \frac{1}{2} \varphi (R_o^2 - R_i^2) + \frac{1}{3} (R_o^3 - R_i^3)$ 。

需要注意的是, 对于斜率相反的斜面, S' 与系数 φ 中 R_i 应为 R_o 。

工程实际中, 轮背间隙内的流动处于湍流状态。为了获得更具有通用性的无量纲表面摩擦系数模型, 根据图 10 的简化轮背间隙几何, 采用面积与高度的方法将斜面型的复杂减重结构进行简化, 等效为下游大间隙宽度及对应的相对间隙 S'/R_m 。表 3 给出了本文所研究的 3 种带减重结构的轮背间隙的简化参数。采用与盘类间隙类似的方法, 可以构建更通用的简化减重结构间隙的损失模型。

表 3 轮背间隙简化参数

Table 3 Simplification of impeller back gaps

轮背间隙	减重结构 面积/mm ²	减重结构 高度/mm	简化相对间隙 $S' \cdot R_m^{-1}$
Case 2	234.65	42.00	0.073 2
Case 3	322.46	42.00	0.100 6
Case 4	367.00	42.00	0.114 5

最后, 采用最小二乘法进行多元线性回归拟合, 得到的轮背间隙损失模型为

$$W = \frac{1}{2} \rho \omega^3 (C_m (R_o^5 - R_m^5) + C'_m (R_m^5 - R_i^5)) \quad (11)$$

式中: $C'_m = 0.008 49 (Re'_r)^{-0.565} (Re'_t)^{0.486} \left(\frac{S'}{R_m} \right)^{-0.077 7}$,

$$Re'_r = \frac{\rho \omega R_m^2}{\mu}, Re'_t = \frac{m}{\mu R_m}.$$

C'_m 模型的 R^2 为 0.94, 表明该模型的拟合是有效的, 模型与数值结果的相对偏差在 15% 以下。该模型通过组合计算上游小间隙宽度与下游大间隙宽度的盘类间隙形式, 获取带有减重结构的轮背间隙

内风阻损失,其中下游大间隙宽度的盘类间隙通过原本的斜面型间隙等效获得。

需要指出的是,本文所提出的风阻损失模型与分析方法具有一定的普适性,可为其他径流式涡轮机械的间隙流动研究提供参考。然而,由于 $s\text{CO}_2$ 区别于常规气体,因此其在轮背间隙内的流动结构、剪应力等表现出一定的不同。综上,本文建立的风阻损失模型在形式上具备可推广性,但研究结果对 $s\text{CO}_2$ 向心透平的气动设计与性能优化具有更直接的工程指导意义。

4 结 论

(1)向心透平轮背间隙内的风阻损失与旋转雷诺数和通流雷诺数呈正相关,而与相对间隙呈负相关。对于带减重结构的复杂轮背间隙,增大减重结构的深度可产生与盘类间隙增大等效的影响。因此,在向心透平或者离心压缩机的叶轮结构设计中,在满足轮毂强度要求的前提下,增大减重结构深度既能降低风阻损失,又可实现叶轮的轻量化。

(2)旋转雷诺数对风阻损失的影响机制源于流体与壁面间的剪切作用。通流雷诺数的增大增强了流体的径向流动,抑制了与周向流动叠加而产生的泵送效应,影响核心区流体的速度分布,使边界层流动更加复杂,流动损失加剧。相对间隙增大对损失的影响机理体现为核心区周向速度分布特性改变,在较大的相对间隙条件下,核心区的流体周向速度与转子壁面速度梯度减小,导致剪切作用降低,风阻损失减小。

(3)基于流动特征,将带减重结构的叶轮轮背间隙内流动划分为4个流动区域:上游转子泵送区、下游转子泵送区、出口分离涡区和流动核心区。该流动区域划分为更深入的流动机理研究奠定了基础。

(4)基于微分剪切应力方法建立了斜面型间隙在层流状态下的风阻损失模型,并针对带减重结构的轮背间隙,提出了基于等效双相对间隙耦合形式的风阻损失模型,其模型预测与数值结果相对偏差低于15%,可为向心透平叶轮的气动优化与结构设计提供理论支撑与工程指导。

参考文献:

[1] Saari J. Thermal analysis of high-speed induction machines [D]. Espoo, Finland: Helsinki University of Technology, 1998.

[2] 邓清华, 胡乐豪, 赵奕萌, 等. 轴类间隙内摩擦损失模型验证及流动特性分析 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(5): 54-63.

Deng Qinghua, Hu Lehao, Zhao Yimeng, et al. Windage loss model verification and flow characteristic analysis in shaft-type gap [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(5): 54-63.

[3] Owen J M. An approximate solution for the flow between a rotating and a stationary disk [J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 323-332.

[4] White M T, Bianchi G, CHAI Lei, et al. Review of supercritical CO_2 technologies and systems for power generation [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 116447.

[5] Wang Zhiqi, Yang Huya, Li Xin, et al. Energy loss evaluation of a radial inflow turbine for organic Rankine cycle application using hierarchical entropy production method [J]. Physics of Fluids, 2024, 36(7): 075121.

[6] 丰镇平, 赵航, 张汉桢, 等. 超临界二氧化碳动力循环系统及关键部件研究进展 [J]. 热力透平, 2016, 45(2): 85-94.

Feng Zhenping, Zhao Hang, Zhang Hanzhen, et al. Research progress on supercritical carbon dioxide power cycle system and its power unit [J]. Thermal Turbine, 2016, 45(2): 85-94.

[7] Conboy T, Wright S, Pasch J, et al. Performance characteristics of an operating supercritical CO_2 Brayton cycle [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11): 111703.

[8] Schlichting H, Gersten K. Boundary-layer theory [M]. 9th ed. Berlin, Heidelberg, Germany: Springer Berlin Heidelberg, 2017.

[9] Daily J W, Nece R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks [J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(1): 217-230.

[10] Sirigu A S, Gallizio F, Giorgi G, et al. Numerical and experimental identification of the aerodynamic power losses of the ISWEC [J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2020, 8(1): 49.

[11] Oh H W, Yoon E S, Chung M K, et al. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 1997, 211(4): 331-338.

[12] Nemdili A, Hellmann D H. Investigations on fluid friction of rotational disks with and without modified outlet sections in real centrifugal pump casings [J].

- Forschung im Ingenieurwesen, 2007, 71(1): 59-67.
- [13] 周雷声, 冯青, 武亚勇. 旋转涡轮盘腔中等转速下内部流场分布实验 [J]. 推进技术, 2006, 27(4): 321-325.
Zhou Leisheng, Feng Qing, Wu Yayong. Experiment on the velocity of the flow inside rotating disk cavity under mid rotating speed [J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(4): 321-325.
- [14] Kanagai S, SUZUKI J, OBI S, et al. Flow instability and disk vibration of shrouded corotating disk system [J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(10): 1306-1313.
- [15] Zhao Zhizhou, Song Wenwu, Jin Yongxin, et al. Effect of rotational speed variation on the flow characteristics in the rotor-stator system cavity [J]. Applied Sciences, 2021, 11(22): 11000.
- [16] Cho L, Lee S, Cho J. Use of CFD analyses to predict disk friction loss of centrifugal compressor impellers [J]. Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, 2012, 52(3): 150-156.
- [17] 梁腾和, 黄宏立, 马乐, 等. 涡轮机械转子在 CO₂ 工质中风摩损耗的数值分析 [J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2020, 59(4): 547-552.
Liang Tenghe, Huang Hongli, Ma Le, et al. Numerical analysis of windage loss of turbomachinery rotor in CO₂ [J]. Journal of Xiamen University(Natural Science), 2020, 59(4): 547-552.
- [18] Sherikar A, Disimile P J, Toy N. Laminar torsional Couette flow over a wavy disk [J]. Journal of Fluids Engineering, 2024, 146(2): 021301.
- [19] Chang Ran, Zhao Yizhen, Guo Miaoxin, et al. Dimensionless analysis of flow and heat transfer characteristics in a high-speed rotor-stator disk cavity based on similarity criteria [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 238: 122148.
- [20] 赵高乐, 程穆威, 胡晓安, 等. 某微小涡喷发动机压气机减重设计研究 [J]. 航空工程进展, 2019, 10(2): 228-233.
Zhao Gaole, Cheng Muwei, Hu Xiaolan, et al. Research on weight reduction design method for compressor of a small turbojet engine [J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2019, 10(2): 228-233.
- [21] Kurz R, Brun K, Bungeroth L, et al. The need for speed: technical options for hydrogen compressors [C]// ASME Turbo Expo 2025: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2025: V007T19A001.
- [22] Kidwell J, Large G. Advanced technology components for model GTP305-2 aircraft auxiliary power system [EB/OL]. (1980-02-01) [2025-09-10]. <https://www.osti.gov/biblio/6615846>.
- [23] Coren D, Childs P R N, Long C A. Windage sources in smooth-walled rotating disc systems [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 223(4): 873-888.
- [24] Baines N. Axial and radial turbines. USA: Concepts NREC, 2003.
- [25] Zhao Zhuobin, Deng Qinghua, Hu Lehao, et al. Skin friction coefficient model verification and flow characteristics analysis in disk-type gap for radial turbomachinery [J]. Applied Sciences, 2023, 13(18): 10354.
- [26] Celik I B, Ghia U, Roache P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications [J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.
- [27] Anderson-Sprecher R. Model comparisons and R² [J]. The American Statistician, 1994, 48(2): 113-117.
- [28] Tellinghuisen J, Bolster C H. Using R² to compare least-squares fit models: when it must fail [J]. Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems, 2011, 105(2): 220-222.

(编辑 亢列梅)