

旋转机械轴类间隙内风阻损失及流动特性研究*

刘滨 赵卓斌 邓清华 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为厘清宽间隙半径条件下轴类转静间隙内风阻损失和流动特性的影响机制, 基于数值方法系统分析了间隙半径比、转子半径、转子转速等关键参数对风阻损失系数的影响规律, 揭示了间隙半径比在1.3范围内的流动机理, 提出了最佳间隙半径比的预测方法, 构建了宽间隙半径比范围的风阻损失系数模型。结果表明: 间隙半径比对风阻损失系数的影响机制主要包括壁面剪切作用以及流体内部的耗散效应。当间隙半径比较小时剪切作用占主导, 当间隙半径比较大时流体内部的耗散效应为主要因素。随间隙半径比增加, 风阻损失系数先减小后增大, 存在使得风阻损失系数最小的最佳间隙半径比。随着转子半径增大, 最佳间隙半径比逐渐减小, 当转子半径由20 mm增大至60 mm时, 最佳间隙半径比由0.425降低至0.167。基于本文数值模拟结果, 分别提出了轴类转静间隙的最佳间隙半径比预测方法及宽间隙半径比范围的风阻损失系数模型, 其最大预测偏差分别为5.58%和11.81%。本文研究结果为宽间隙半径比条件下轴类转静间隙内的风阻损失研究以及间隙结构优化提供了技术支持。

关键词: 轴类转静间隙; 风阻损失; 泰勒涡; 间隙半径比

中图分类号: TK14 **文献标志码:** AA

文章编号: 0253-987X(XXXX)XX-0001-25

Windage Loss and Flow Characteristics in Shaft-type Gap of Rotating Machinery

LIU Bin, ZHAO Zhuobin, DENG Qinghua, LI Jun

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To clarify the influence mechanism of windage loss and flow characteristics in shaft-type rotor and stator gap under the condition of wider gap-radius ratio, systematically analyzing the influence rules of key parameters, such as gap-radius ratio, rotor radius, and rotor rotational speed on the windage loss coefficient based on numerical methods. That reveals the flow mechanism with the range of gap-radius ratio less than 1.3, proposes a prediction method for the optimal gap-radius ratio, and develops a windage loss coefficient model for wider range of gap-radius ratio. The results show that, the influence mechanism of the gap-radius ratio on the windage loss coefficient mainly includes wall shear effects

收稿日期: 2026-01-06。基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2023YFB4102203); 国家联合基金重点支持项目(U20A20303)。

and dissipative effects inside the fluid. At smaller gap-radius ratio, the shear effect dominates, while at larger gap-radius ratio, the dissipative effects inside the fluid become the primary factor. The windage loss coefficient first decreases and then increases as the gap-radius ratio increases, with an optimal gap-radius ratio which minimizes the windage loss coefficient. As the rotor radius increases, the optimal gap-radius ratio gradually decreases. When the rotor radius increases from 20 mm to 60 mm, the optimal gap radius ratio decreases from 0.425 to 0.167. Based on the present numerical results, a method for predicting the optimal gap-radius ratio for shaft-type rotor and stator gap and a model for the windage loss coefficient in wide gap-radius ratio were proposed, with maximum prediction deviations of 5.58% and 11.81%, respectively. The research results provide technical support for the study of windage loss and gap structure optimization in shaft-type rotor and stator gap with wider gap-radius ratio.

Keywords: shaft-type rotor and stator gap; windage loss; Taylor vortex; gap-radius ratio

Taylor-Couette 流动模型^[1]是流体力学中的经典模型,在旋转机械中,径向气体/液体/电磁轴承、电机转子、轴封等部位的流动均是其典型案例。近年来,随着相关技术的不断进步,转子速度、转子直径、间隙压力等参数也不断提高,其同心旋转圆柱间隙(也称为轴类转静间隙)内的风阻损失显著增大^[2-5],对旋转机械的稳定运行产生了致命影响^[6]。

针对轴类转静间隙内的流动损失,Bilgen 和 Boulos^[7]以水与水-甘油混合物为工质,在光滑壁面条件下开展了风阻损失实验,提出了湍流状态下预测轴类转静间隙风阻损失系数的经验公式。Saari^[8]采用空气和 R134a 作为工质对高速电机内的风阻损失进行了实验研究,结果发现实验结果与风阻损失系数模型的预测结果较为接近。Barcilon 等^[9]首次在 Taylor-Couette 实验中观察到在圆柱壁面附近存在小尺度人字纹的涡旋结构,推测是由于离心不稳定性引起的 Görtler 涡。Liu 等^[10]研究了永磁同步电

机转子结构对风阻损失的影响,结果发现在转子轴端添加整流罩,可在不影响输出扭矩的同时降低风阻损失约 70%。Wei 等^[11]研究了高速电机中的风阻损失,分别在真空和给定压力条件下开展了实验测试,将两者作差获得了风阻损失,提出了一种快速评估电机中风阻损失的经验模型。Chen 等^[12]研究了带有轴向流动的轴类转静间隙内的流动特性及风阻损失,结果表明轴向速度增大会显著抑制泰勒涡形成,同时他们提出了风阻损失系数预测公式,其平均偏差为 2%。Mamonov 等^[13]分析了轴类转静间隙内圆柱型肋结构对转子扭矩的影响,结果发现在层流时,肋结构对转子扭矩有放大效应,但在湍流时,无明显影响。HU 等^[14]对静子壁面具有凹槽结构的 Taylor-Couette 流动进行了研究,分析了不同凹槽结构对扭矩的影响,结果表明带槽模型在静子壁面产生的扭矩更小,与光滑模型相比,轴向凹槽模型和螺旋凹槽模型静子壁面扭矩分别降低了 4.36% 和 4.21%。

随着实验设备的升级和计算能力的提高,学者们建立了诸多新的实验装置以及数值方法来研究湍流 Taylor-Couette 流动。Akonur 和 Lueptow^[15]采用粒子图像测速法对间隙内速度场进行了测量,发现漩涡是角动量传递的主要因素,漩涡随着旋转雷诺数增加而增强。Duo 等^[16]研究了轴类转静间隙内的损失分布,对于同心旋转的轴类转静间隙流动,旋转壁面上的能量损失最小,此区域附近的流动对干扰更敏感,其流动相对不稳定。如果内壁面旋转外壁面静止,则内壁面附近流动最不稳定。Ostilla 等^[17]研究了 Taylor-Couette 流在过渡态和湍流态之间的边界层,揭示了在不同泰勒数下边界层内流动结构的变化,通过捕捉边界层内的细微流动现象,深入探讨了边界层从层流到湍流过渡的机制。Feldmann 等^[18]对轴类转静间隙内的流态进行了研究,结果发现在内壁面旋转时,随着转速增加,一系列线性不稳定性会导致非正常动力学特性,并在过渡过程中失去空间对称性和连贯性。

间隙半径比以及旋转雷诺数作为影响 Taylor-Couette 流动的主要因素,研究人员对其进行了大量的实验以及数值研究。Adebayo 等^[19]进行了大间隙半径比 ($0.20 \leq \eta \leq 0.95$) 条件下的流动稳定性分析,其认为在大间隙时预测的流型与经典的泰勒涡之间存在显著差异。Zhu 等^[20]研究了内壁光滑和有沟槽结构的小间隙半径比 ($0.0025 \leq \eta \leq 0.03$)

的扭矩变化,结果发现在内壁面开槽情况下的扭矩始终大于内壁面光滑的扭矩,且无量纲扭矩大小与间隙半径比密切相关,即间隙半径比越小无量纲扭矩越大。Razzak^[21]对 Taylor-Couette 流动转捩进行了数值研究,当旋转雷诺数增大时,出现了从对称到非对称的流动模式演变,最终发展为二次流。Hu 等^[22]以 CO_2 为工质,研究了间隙半径比、旋转雷诺数等对轴类转静间隙内部风阻损失的影响,结果表明风阻损失系数随旋转雷诺数的增加而下降,并最终基本保持不变,且保持旋转雷诺数不变,风阻损失系数随间隙半径比增大而增大。Zhang 等^[23]对小间隙半径比 ($0.023 \leq \eta \leq 0.066$) Taylor-Couette 流动进行了数值模拟,发现随着间隙半径比增大,无量纲扭矩逐渐减小,且随着旋转雷诺数增加,间隙内大小涡的相互作用更加剧烈。Ikhlaiq 等^[24]分析了电机气隙内风阻损失和传热特性,认为间隙高度的小范围变化对电机气隙的风阻损失没有明显影响。

综上所述,以上研究主要针对小间隙半径比 ($\eta < 0.1$) 的风阻损失以及轴类转静间隙流动特性开展了研究,在大间隙半径比条件下 ($\eta \geq 0.1$) 以及宽间隙半径比范围 ($0.017 \leq \eta \leq 1.27$) 内,轴类转静间隙流动的风阻损失系数、涡系演化特性及其影响因素的研究并不充分。本文采用数值模拟方法,针对轴类转静间隙在宽间隙半径比范围 ($0.017 \leq \eta \leq 1.27$) 内开展系统性研究,揭示了间

隙半径比、转子半径、转子转速对风阻损失系数的影响规律,分析了轴类转静间隙流动的涡系演化特性,提出了轴类转静间隙内最佳间隙半径比的预测方法,构建了宽间隙半径比范围的轴类转静间隙风阻损失系数模型,为间隙结构优化提供技术支撑。

1 风阻损失模型

对于标准的轴类转静间隙结构,其内部风阻损失可通过式(1)计算:

$$W_s = \pi C_{f,s} \rho \omega^3 R_i^4 L \quad (1)$$

式中 W_s 为风阻损失, W, $C_{f,s}$ 为风阻损失系数, ρ 为流体密度, kg/m^3 , ω 为转子角速度, rad/s , R_i 为转子半径, m, L 为转子长度, m。

对于风阻损失系数 $C_{f,s}$, 需要考虑到旋转雷诺数 Re_ω 的影响, Wendt^[25] 的研究表明, 在湍流状态下, $C_{f,s}$ 不仅 Re_ω 有关, 还与间隙半径比 η 有关。两者定义如下:

$$Re_\omega = \frac{\rho \delta \omega R_i}{\mu} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\delta}{R_i} \quad (3)$$

式中 δ 为间隙高度, m, μ 为流体动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

当采用实验或数值方法研究 W_s 时, 由于风阻损失扭矩 T 以及 ω 可以通过实验测量或数值计算得到, 其计算公式如下:

$$W_s = T\omega \quad (4)$$

将公式(4)代入(1)式中, $C_{f,s}$

可以表达为:

$$C_{f,s} = \frac{T}{\pi \rho \omega^2 R_i^4 L} \quad (5)$$

2 几何模型及数值计算方法

2.1 几何模型及边界条件

本论文主要针对轴类转静间隙的风阻损失开展了关键参数的作用机制研究, 其关键参数包括间隙半径比、转子转速、转子尺寸等。

如图1所示, 该模型主要由静止外壁面、静止端壁、以及旋转的内壁面组成, 即两个同心圆柱构成的轴类转静间隙。本文研究了四种转子尺寸模型 $R_i = 20$ 、 35.5 、 48 、 60 mm, 其中 $R_i = 35.5$ mm 时, 间隙高度变化范围为 $1 \sim 45$ mm, $R_i = 35.5$ mm 时, 间隙高度变化范围为 $1 \sim 25$ mm, 其余两种转子尺寸的间隙高度变化范围为 $1 \sim 20$ mm, 且四种转子尺寸模型的轴向长度 L 均为 200 mm。

表1给出了计算模型的几何尺寸以及数据精度, 列出了 R_i 、 δ 和 η 计算间隔的具体数值, 本文共计算了62种几何模型。

本文计算所采用的工质为 CO_2 , 其物性数据来自于美国国家标准与技术研究院 (National Institute of Standards and Technology, NIST) 的物性计算软件 REFPROP 数据库, 表2给出了计算所用的边界条件。

2.2 数值计算方法

在湍流流动中, 选择合适的湍流模

型是分析轴类转静间隙风阻损失系数的关键。本课题组对轴类转静间隙流动特性进行了研究, 胡乐豪^[22]采用 Realizable $k-\varepsilon$ 、 $k-\omega$ 、RSM 以及 $k-\varepsilon$ 四种湍流模型计算了轴类转静间隙内的风阻损失, 并与 Saari 的实验值进行了比较, 证明了 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型能更好匹配实验结果, 且胡乐豪^[6]开展了轴类转静间隙的风阻损失实验研究, 结果表明采用 Realizable $k-\varepsilon$ 的数值计算结果与实验的最大相对偏差仅为 3.52%。另外, 采用增强壁面函数处理的 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型可以更好地计算光滑与粗糙壁

面的风阻损失, 同时可以准确刻画间隙内的速度分布。本文采用商用 CFD 软件 ANSYS Fluent 对三维粘性 RANS 方程组进行定常求解, 并选取增强壁面函数处理的 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型求解计算域中的流动。

鉴于结构化网格在拓扑结构、生成速度、网格质量以及存储需求方面的优势, 本文计算域剖分采用结构化网格。壁面处的第一层网格高度设置为 5×10^{-4} mm, 网格增长率为 1.1。该网格剖分使转子壁面 $y^+ \approx 1$, 符合 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型对 y^+ 的要求。

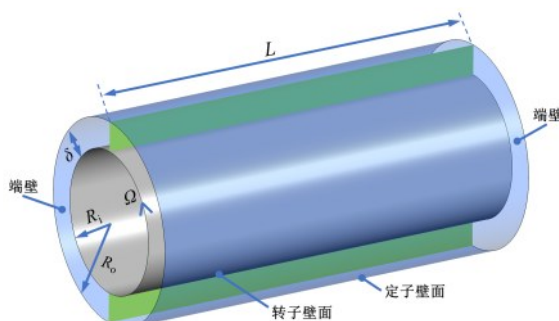


图1 轴类转静间隙示意图

Fig. 1 Schematic diagram of shaft-type rotor and stator gap

网格无关性验证使用 Celik 方法^[26], 共选择三套数量的网格: 150 万、280 万和 550 万, 网格细化率均高于 1.3。图 2 (a) 展示了端壁、转子壁面及定子壁面区域的网格, 均对其部位进行了加密处理, 以提高近壁面区域数值模拟的精度。图 2 (b) 展示了间隙内切向速度沿径向的分布, 其中 280 万和 550 万网格之间的最大相对偏差仅为 1.75%。图 2 (c) 为 280 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 3.1%。另外, 280 万网格最大收敛指数 GCI 为 3.3%, 满足工程意义上的精度要求。因此, 280 万网格以及近壁面网格设置可以满足本计算的网格无关性要求。另外, 为确保结果的可靠性, 除监测总体残差外, 还有壁面剪应力和转子扭矩等参数, 其收敛判定标准为均方根残差值均低于 1×10^{-6} 、各监测参数迭代波动范围在 0.01% 以内。

表1 计算域尺寸及数据精度

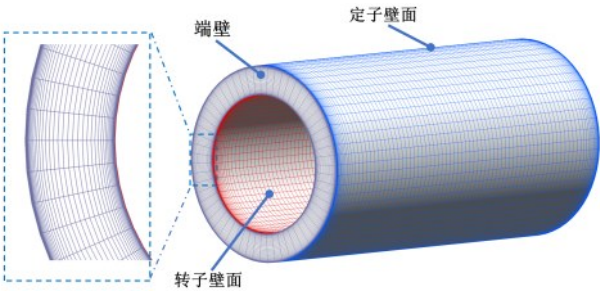
Table 1 Sizes of computational domain and data accuracy

R_i/mm	δ/mm	η	δ 间隔/ mm	几何数 量
20	1 ~ 12	0.050~0.60	1	12
	15~ 25	0.75~1.25	5	3
35.5	1 ~ 12	0.028~0.34	1	12
	15~ 45	0.042~1.27	5	7
48	1 ~ 12	0.021~0.25	1	12
	15 ~ 20	0.31~0.42	5	2
60	1 ~ 12	0.017~0.20	1	12
	15 ~ 20	0.25~0.033	5	2

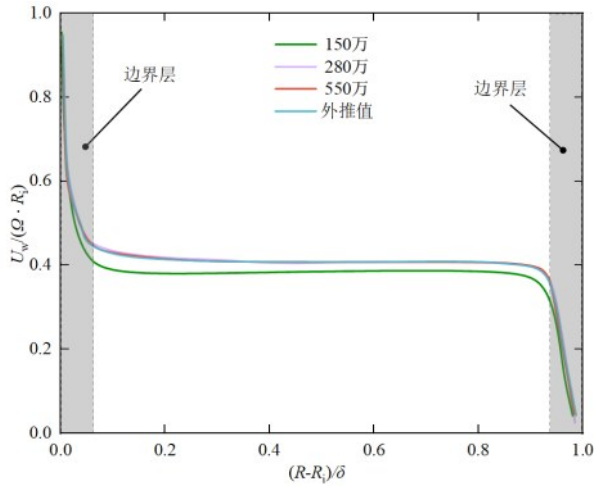
表2 边界条件

Table 2 Boundary conditions

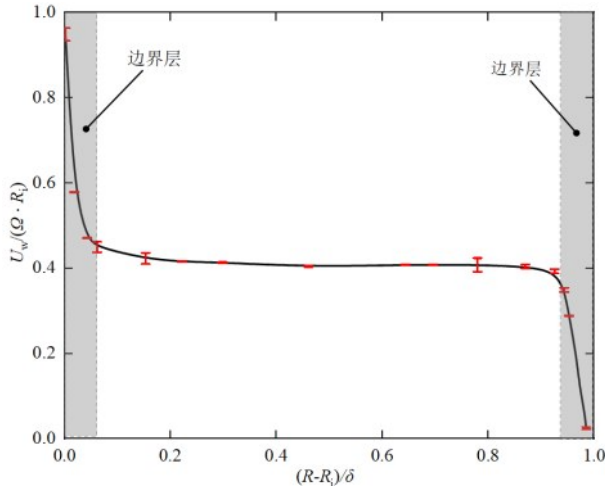
参数	单位	数值
转子转速 Ω	r/min	10000 ~ 50000
压力 p	MPa	0.101
温度 T	K	300
密度 ρ	kg/m ³	1.788
动力粘度 μ	$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$	13.700
旋转雷诺数 Re_ω	-	$2.41\times10^3\sim1.63\times10^5$



(a) 计算域网格 ($R_i=35.5\text{mm}$)



(b) 间隙内切向速度分布



(c) 280万网格及外推值相对误差

图2 网格无关性验证结果

Fig. 2 Validation results of grids independence

3 结果与讨论

3.1 间隙半径比的作用机制

本节评估在转子半径 ($R_i = 35.5$ mm) 条件下, 几何参数 (间隙半径比 δ/R_i) 对轴类转静间隙风阻损失系数和

流动特性的影响。图3为轴类转静间隙风阻损失系数 $C_{f,s}$ 随间隙半径比的变化曲线, 从图中可以看出, 随 η 增大, $C_{f,s}$ 先减小后增大, 基于变化趋势, 在图中分为下降区和上升区两部分, 中间转折点处 $C_{f,s}$ 最小, 间隙风阻损失最小, 此

处 η 称为最佳间隙半径比 η_{opt} 。在下降区,随着 η 增大, $C_{f,s}$ 快速下降,超过 η_{opt} 后, $C_{f,s}$ 逐渐增加,其增长速度逐渐

降低,当 η 约超过1.0时, $C_{f,s}$ 的曲线变化相对平缓,说明 η 继续增加对 $C_{f,s}$ 贡献较低。

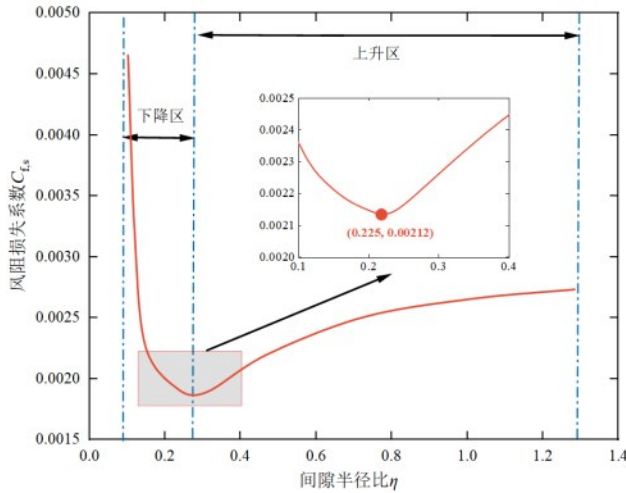


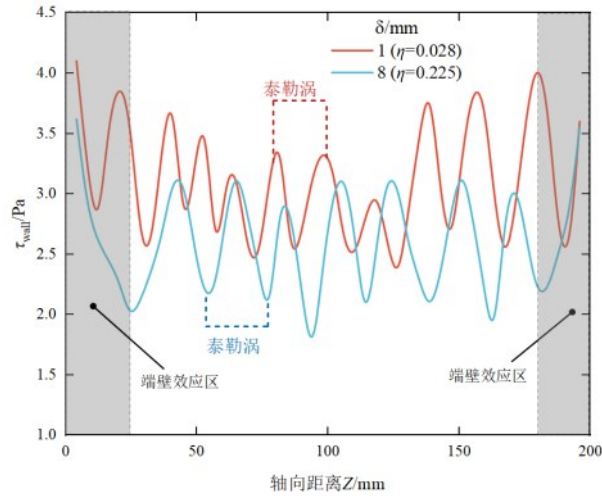
图3 $C_{f,s}$ 随 η 变化曲线

Fig. 3 Curve of $C_{f,s}$ variation with η

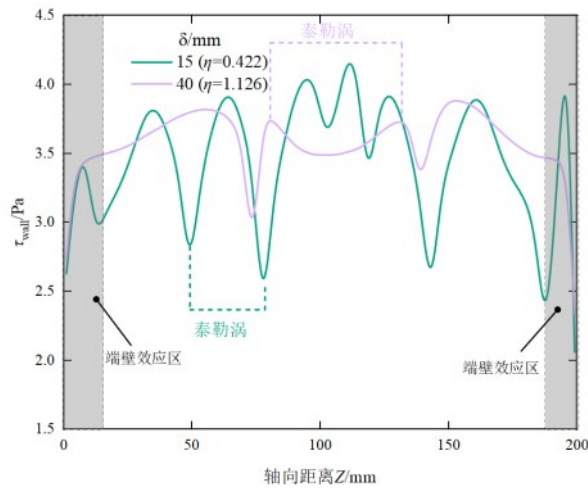
转子壁面的剪应力可以表征轴类转静间隙内的 $C_{f,s}$ 的变化状况,图4展示了在不同 δ 条件下转子壁面上的平均切应力变化曲线,(a)和(b)分别展示了下降区和上升区两部分。在图4(a)中可以看出,当 δ 为1 mm($\eta=0.028$)时,此时流体与壁面的相互作用更强,加剧了高速流体和壁面之间的摩擦,切应力更大,对应的 $C_{f,s}$ 更大,且由于两侧端壁的限制,靠近两侧端壁区域的切应力比中间流域的更大。流体在间隙内转动时会产生周期性泰勒涡,切应力也呈现出周期性分布现象,可以认为每对波峰波谷即对应在流域中出现了个泰勒涡,在单一周期内切应力最小时,流体运动方向平行于壁面法向,当切应力

对应最大值时,流体运动方向垂直于壁面法向。当 δ 为8 mm($\eta=0.225$)时,切应力分布图中的周期数更少,说明泰勒涡的尺寸增大,数量减少,且切应力的值较小,相对于 $\delta=1$ mm,此时 $C_{f,s}$ 数值减小,风阻损失更小。在下降区,流体与壁面的相互作用是影响轴类转静间隙风阻损失变化的主要因素。从图4(b)可以发现随着间隙高度增大,间隙内流体与壁面的摩擦作用相对更弱,在切应力分布图中表现为壁面切应力峰值更小。根据前文的分析,当间隙高度逐渐增大时,泰勒涡尺寸变大,流体速度垂直于壁面法向的区域更大,即切应力接近波峰区域更大,并且由于间隙高度增加,泰勒涡受到壁面限制减弱,泰勒

涡可在间隙内充分发展, 流体由于耗散 效应导致的损失相对更大。



(a) 下降区



(b) 上升区

图4 不同间隙高度的转子壁面平均切应力分布

Fig. 4 Average shear stress distribution on rotational wall surface at different gap heights

为进一步分析不同间隙半径比条件下, 轴类转静间隙内部的流动特性, 图5给出了轴类转静间隙内的流动状态。可以看出, 间隙内部存在有径向上不稳

定、轴向上具有周期性、相邻两个涡旋转方向相反的泰勒涡, 当 δ 为1 mm ($\eta=0.028$) 时, 间隙内部泰勒涡受到壁面的抑制, 其形状呈现出不规则的特征,

流动状态不稳定, 导致更大的流动损失, 随着 δ 增大至8 mm ($\eta=0.225$) 时, 间隙内部呈现出规则的矩形泰勒涡, 说明此时泰勒涡发展充分, 且流动状态稳定, 流动损失相对较小。

δ 增大至15 mm ($\eta=0.422$) 时, 流动状态发生畸变, 相较于前两种间隙高度, 泰勒涡不再呈现出对称分布的规律, 在靠近转子壁面附近的区域出现了明显的二次流, 这是导致间隙内部出现非对称流态的主要原因。且泰勒涡的尺寸持续增大, 间隙内部的耗散效应持续增强, 将导致风阻损失进一步增加。

δ 增大至40 mm ($\eta=1.126$) 时, 流体在间隙内部的动能传递主要依靠粘性力的驱动, 此时间隙高度已经大于转子半径, 转子壁面运动对整个流动区域的影响较小, 在速度及流线云图上表现为流速在靠近转子壁面的区域快速变化。

在前文的分析中可以发现, 存在使得风阻损失系数最小的最佳间隙半径比 η_{opt} , 和从“稳定对称涡”向“非对称/畸变涡”过渡的临界点 η_{cr} 。需要说明的是, η_{opt} 不是对应从“稳定对称涡”向“非对称/畸变涡”过渡的临界点 η_{cr} 。图6展示了 η_{opt} 附近的速度及流线云图。图6(a)对应为 η_{opt} , 此时间隙内部充满了稳定对称的泰勒涡, 图6(b)展示了 $\delta=9$ mm 即 $\eta>\eta_{\text{opt}}$ 条件下的速度及流线云图, 此时间隙内部仍然是稳定对称的泰勒涡, 图6(c)展示了 $\delta=10$ mm 的速度及流线云图, 发现间隙内部开始出现脱落的小涡, 可以认为此处是

间隙内部流态从“稳定对称涡”向“非对称/畸变涡”过渡的临界点 η_{cr} 。

为定量分析间隙内的速度分布, 图7给出了不同间隙高度内的速度沿径向分布图。可以看出, 由于流体的粘性, 在轴类转静间隙中呈现出独特的速度

分布, 即在靠近转子壁面位置, 流体切向速度最大,

随后流体速度快速下降, 并在间隙中心区域内, 流体速度下降率较低, 切向速度基本保持稳定。随着间隙高度逐渐增大, 转子壁面附近处, 流体速度梯度增大, 表现为在转子壁面附近区域快速下降, 说明此时转子壁面能够影响的范围较小。

为说明在间隙高度较大时, 转子壁面对间隙内部流域的影响较小, 图8给出了转子在无限大空间内转动的流体速度分布, 可以发现, 其速度分布与 $\delta=40$ mm ($\eta=1.126$) 时的速度分布基本一致, 可以认为此时转子在无限大空间内转动。

图9给出了不同间隙高度的涡量云图。从图中可以看出, 随着 δ 的增大, 泰勒涡尺寸增大, 在轴向长度相同时, 其数量减小, 涡量减小, 然而由于涡旋尺寸明显增大, 耗散效应也增强。另外, 对于所有间隙尺寸, 间隙中心处涡量对 $C_{f,s}$ 的影响较小, 而壁面附近的涡量对 $C_{f,s}$ 影响较大, 说明相比于粘性力, 壁面附近的离心力对流动起主导作用。

湍动能可用来表征湍流流场的混合能力, 体现湍流流动的不均匀程度和差

异性。图 10 给出了不同间隙高度条件下 下端动能的分布图。

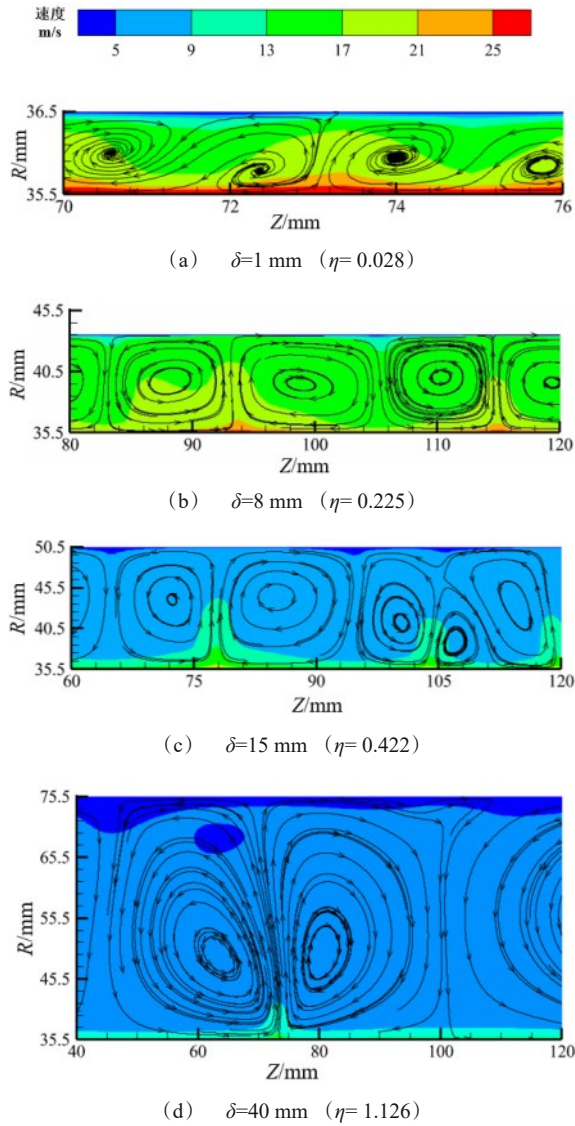


图 5 不同间隙高度内的速度及流线分布

Fig. 5 Velocity and streamline distributions within different gap heights

当流动位于 $C_{f,s}$ 下降区时, 即 δ 从 1 mm ($\eta=0.028$) 增大至 8 mm ($\eta=0.225$) mm, 表现为湍动能减小, 在规则的泰勒涡内部湍动能最低, 在靠近壁面附近

湍动能较高。当流动位于 $C_{f,s}$ 上升区时, 即 δ 从 15 mm ($\eta=0.422$) 增大至 40 mm ($\eta=1.126$) 时, 湍动能在转子壁面附近强度远大于间隙中心区域以及定子壁面

附近,当间隙高度过大时,减小风阻损失的主要途径为优化转子壁面结构,可在转子壁面附近尝试开槽,而在间隙高

度较低时,则需要同时考虑定子壁面以及转子壁面结构对风阻损失的影响。

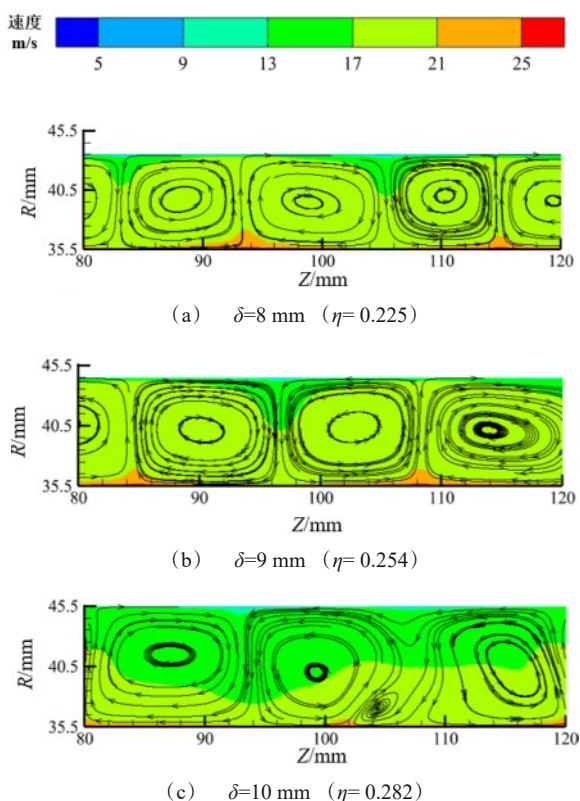


图6 η_{opt} 附近的速度及流线云图

Fig. 6 Velocity and streamline distributions near η_{opt}

3.2 转子半径与转速的作用机制

在前文分析中发现,在轴类转静间隙流动中,随着间隙高度变化,存在最佳间隙半径比,可使得风阻损失最小。本节在四种转子半径以及三种转速条件下,评估了转子半径以及转速对最佳间隙半径比的影响。

图 11 给出了四种转子半径条件下

的风阻损失系数随间隙半径比的变化曲线。从图中可以看出,在本文计算的 R_i 条件下,随着 η 增大, $C_{t,s}$ 都呈现出先减小后增大的趋势,且随着 R_i 逐渐增大,最佳间隙半径比 η_{opt} 逐渐减小。当 $R_i = 20\text{ mm}$ 时, η_{opt} 的值为 0.425, 当 $R_i = 60\text{ mm}$ 时, η_{opt} 减小至 0.167。

图 12 给出了不同间隙高度条件下, $C_{t,s}$ 随 R_i 的变化曲线。可以发现,在不

同间隙高度时, C_{fs} 随 R_i 的增大均减小, 且减小速度逐渐降低, 在 R_i 较小情况下, 风阻损失系数随转子半径增大快速降低, 但当 R_i 增大至 48 mm 时, C_{fs} 的变化不明显, 这种差异可以从流场的角度进行分析。

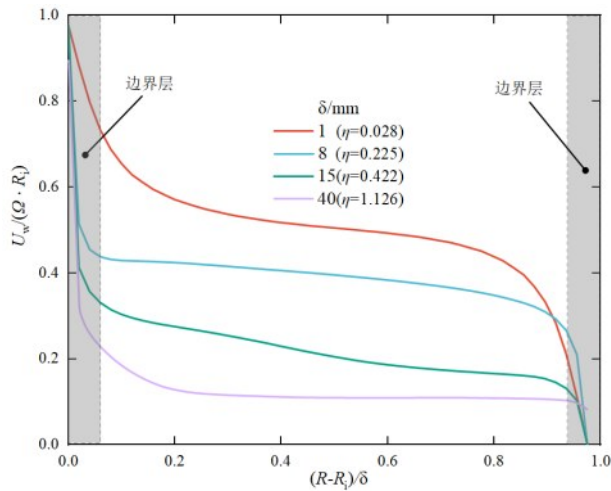


图7 不同间隙高度内的切向速度沿径向分布

Fig. 7 Radial distribution of tangential velocity within different gap heights

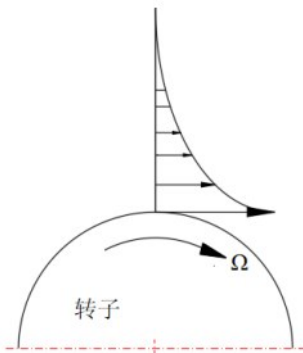


图8 无限大空间内流体速度分布

Fig. 8 Fluid velocity distribution in infinite space

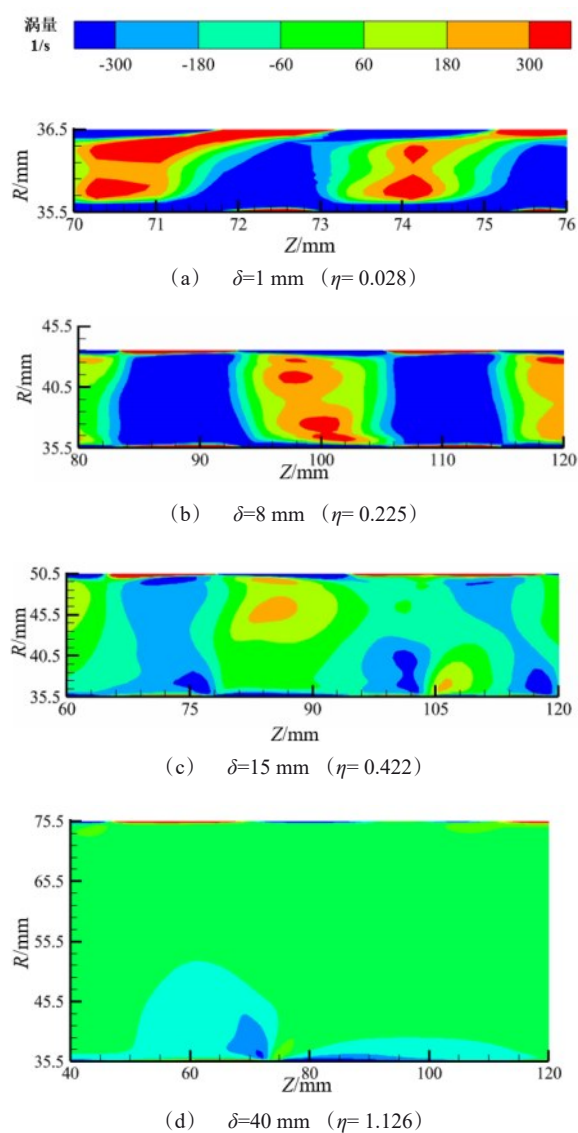


图9 不同间隙高度内涡量分布

Fig. 9 Vorticity distribution within different gap height

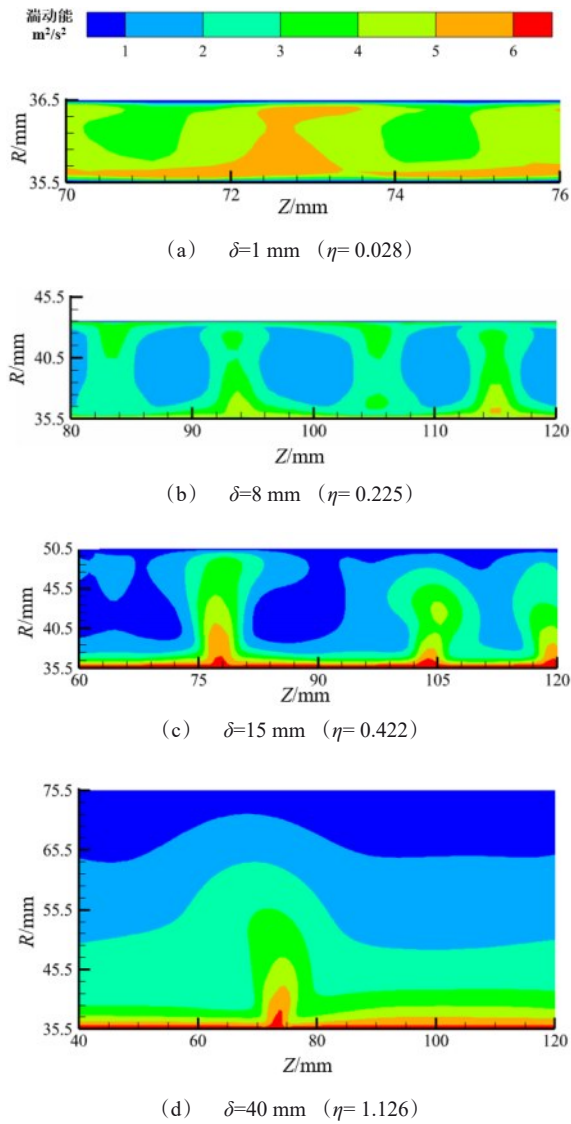
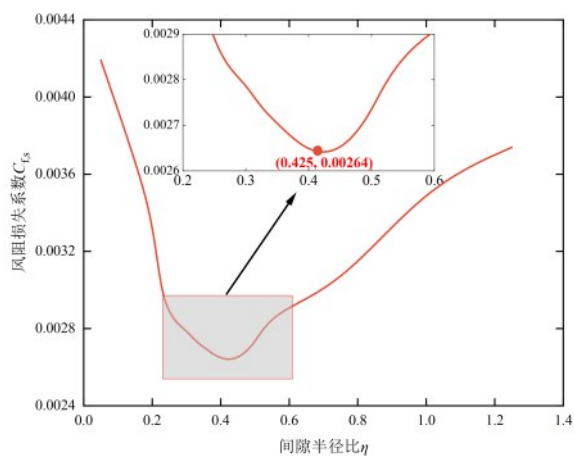
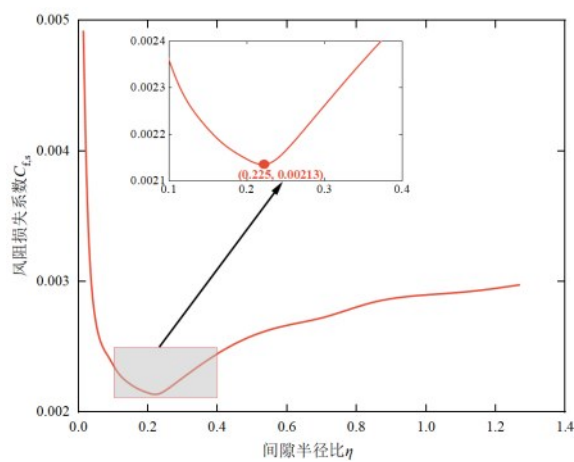


图 10 不同间隙高度内湍动能分布

Fig. 10 Turbulent kinetic energy distribution within different gap heights

(a) $R_i = 20$ mm(b) $R_i = 35.5$ mm

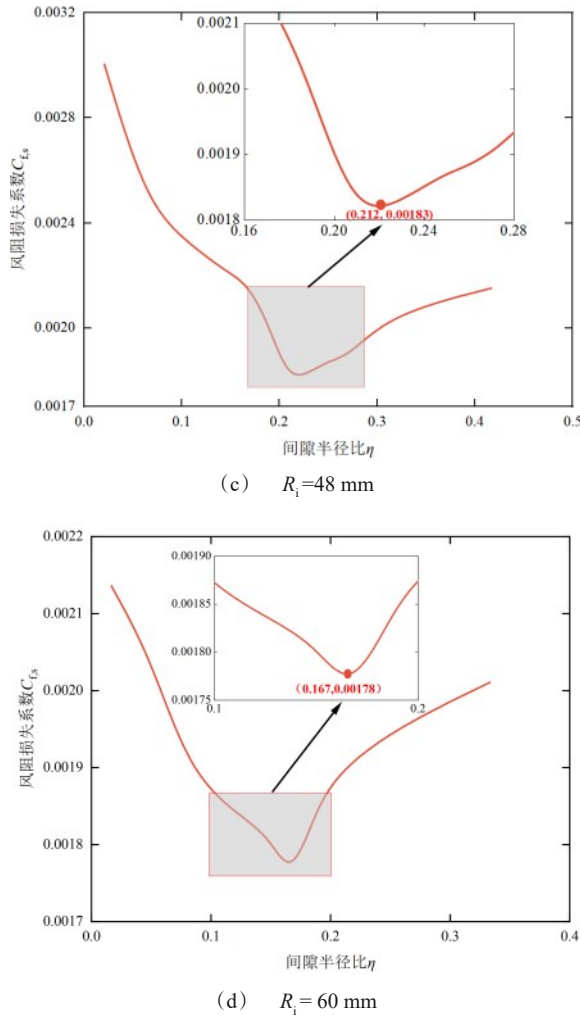
图 11 转子半径对 η_{opt} 的影响关系Fig. 11 Relationship between rotor radius and the η_{opt}

图 13 给出了 $\delta=10 \text{ mm}$ 条件下转子半径为 $20 \sim 60 \text{ mm}$ 时的流线和速度云图。需要说明的是,轴类转静间隙内的流线和速度云图有在轴向上具有一定的周期性,为分析其流动特性,图中仅展示了几对完整的泰勒涡。可以看出,在本文计算的转子半径条件下,间隙内部均出现了完整的、对称的泰勒涡对。随

着 R_i 逐渐增大,间隙内部的泰勒涡从菱形逐渐发展为矩形。在前文的分析中,认为矩形的泰勒涡稳定性更强,其耗散效应更弱,在小 R_i 条件下,间隙内部的涡对为菱形,其将导致更大的耗散效应,这也就是 $R_i = 20 \text{ mm}$ 时,轴类转静间隙风阻损失系数最大的原因。

当 R_i 增大至 35.5 mm 时,间隙内部的涡对已经发展为矩形涡,但在靠近转

子壁面附近的区域存在小型的涡,这些涡的存在会导致更大的湍动能,从而导致更大的风阻损失。当 R_i 增大至48 mm及60 mm时,间隙内部的流动趋于稳

定,间隙内部充满了均匀的、稳定的泰勒涡,不存在畸变及不稳定的小涡,此时的 $C_{f,s}$ 更小。

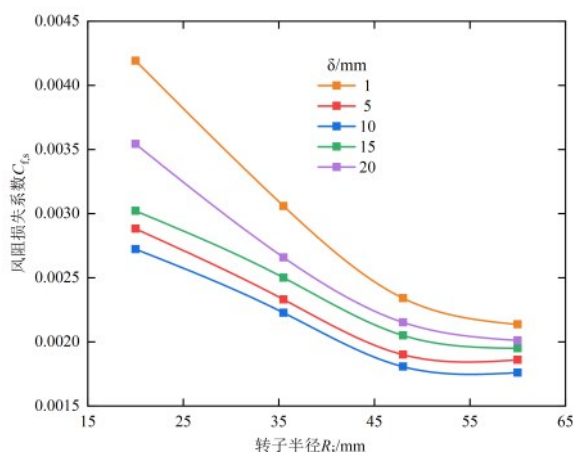


图12 转子半径与间隙高度对 $C_{f,s}$ 的影响关系

Fig. 12 Influence relationship of rotor radius and gap height on $C_{f,s}$

图14给出了 $\delta=10$ mm条件下转子半径为20~60 mm时切向速度沿径向的变化曲线。图中可以看出,对于所有计算工况,速度分布基本相似,且速度沿着径向分为三个区域,即靠近转子壁面的转子边界层区,间隙中心处的速度稳定区以及靠近定子壁面的定子边界层区。另外,在转子和定子壁面附近处的速度梯度较大,速度稳定区的速度约为转子线速度的一半,且其梯度极小,这表明间隙中心处的流动比边界层内的流动更稳定。且在转子半径为20 mm和35.5 mm时,间隙中心处的速度稳定区内仍然存在速度梯度,说明在上述条件下,间隙内部存在一定不稳定性。在转子半径为48 mm和60 mm时,在间隙

中心处速度稳定区内的速度梯度几乎为0,说明此时间隙内部泰勒涡发展充分。

图15给出了一定的转子半径条件下, $C_{f,s}$ 随转子转速 Ω 及间隙半径比 η 的变化趋势。从图中可以看出,在 η 相同的条件下,随着转子转速增大,风阻损失系数逐渐减小,并且下降速率逐渐降低。另外,在相同 Ω 条件下,随着 η 增大,风阻损失系数先减小后增大,且 η_{opt} 的大小基本相同,说明 Ω 对 η_{opt} 的影响较小,可以忽略。

图16展示了不同转速条件下间隙内部的速度及流线云图,由于转子转速跨度较大,将间隙内的速度进行了无量纲化处理。从图中可以看出改变转子转

速条件后, 间隙内部的泰勒涡的尺寸和形态均无明显变化。所以可以认为转子转速对间隙内部的流态没有明显的影响。

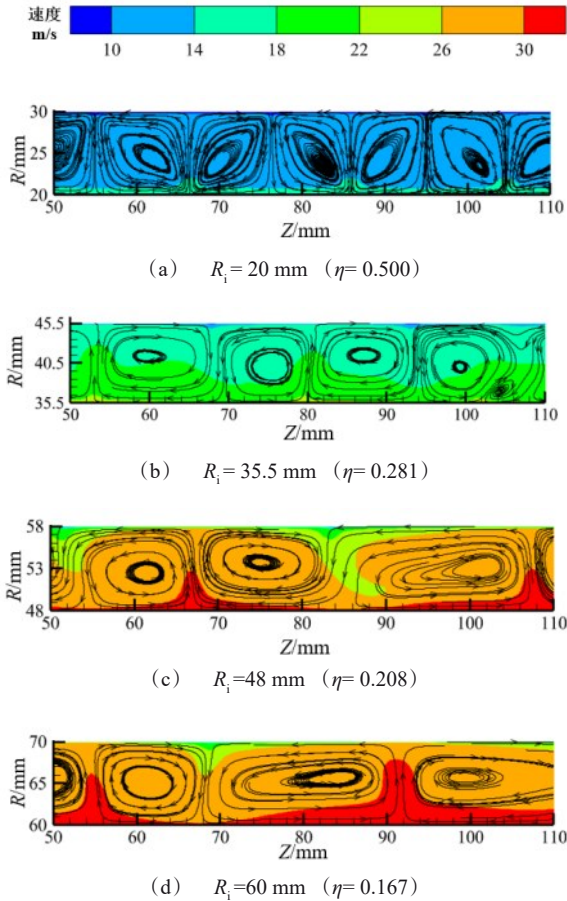


图 13 不同转子半径时间隙内的速度及流线分布

Fig. 13 Velocity and streamline distributions within gap heights at different rotor radius

3.3 最佳间隙半径比与风阻损失系数预测模型

在任意的转子半径和转速条件下, 均存在使得风阻损失系数最小的间隙半径比, 即最佳间隙半径比 η_{opt} 。基于前文的分析, 可以发现 η_{opt} 对转子转速不

敏感, 其取值主要表现为对转子半径的依赖, 因此 η_{opt} 可表示为:

$$\eta_{\text{opt}} = a \cdot f(R_i) \quad (6)$$

基于数值计算结果, 采用拟合方法, 当 $20 \leq R_i \leq 60 \text{ mm}$, $10000 \leq \Omega \leq 50000 \text{ r/min}$ 时, 可以得到公式:

$$\eta_{\text{opt}} = 1.44 - 81R_i + 1806R_i^2 - 13477R_i^3(7)$$

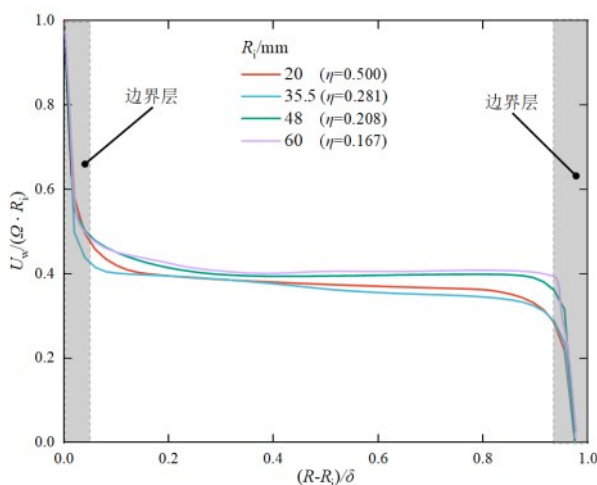


图 14 不同转子半径时间隙内的切向速度沿径向分布

Fig. 14 Tangential velocity distribution along radial direction within gap height at different rotor radius

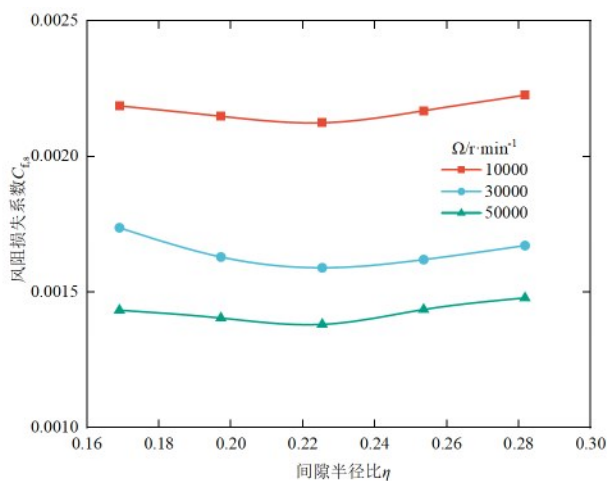


图 15 转子转速对 $C_{f,s}$ 的影响关系

Fig. 15 Influence relationship of rotor rotational speed on $C_{f,s}$

表 3 中展示了 η_{opt} 公式预测值与 CFD 计算值对比情况, 可以看出在本文计算的范围内, η_{opt} 公式预测值和 CFD 计算值的最大偏差仅为 5.58%。

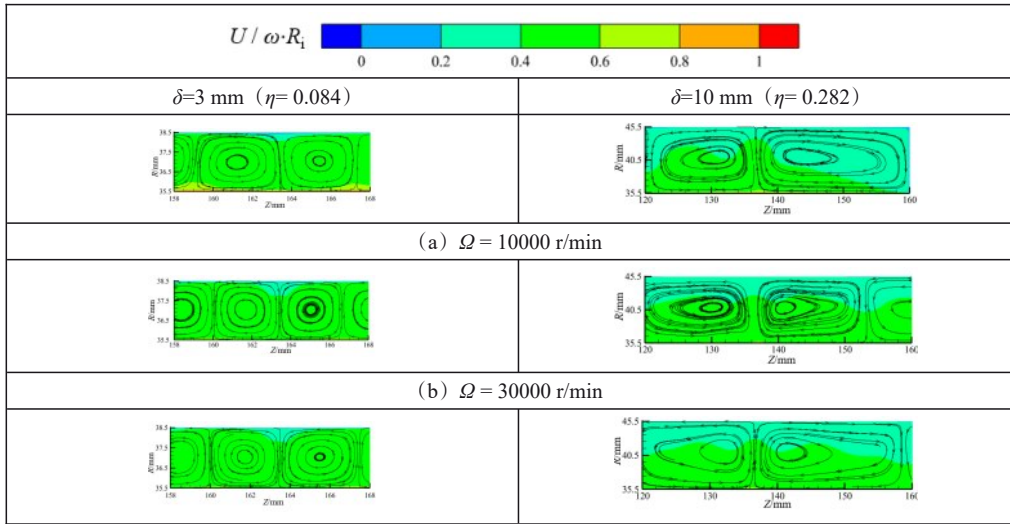
根据前文的分析, 可根据风阻损失系数随间隙半径比的变化趋势, 将其变化曲线分为下降区和上升区两部分。

基于前文的理论推导及数值分析,

$C_{f,s}$ 实际上由流动状态 (Re_ω) 和间隙半径比 (η) 共同决定, 因此 $C_{f,s}$ 可以表

图 16 不同转子转速时间隙内的速度及流线分布

Fig. 16 Velocity and streamline distributions within gap heights at different rotor rotational speed



(c) $\Omega = 50000$ r/min

表 3 η_{opt} 公式预测值与 CFD 计算值对比 (单位: CFD calculated values)

Table 3 Comparison between the predicted values and the

	公式预测值	CFD 计算值	相对偏差/%
$R_i = 20\text{mm}$	0.434	0.425	2.26
$R_i = 35.5\text{ mm}$	0.237	0.225	5.58
$R_i = 48\text{ mm}$	0.222	0.212	4.99
$R_i = 60\text{ mm}$	0.170	0.167	2.13

$$C_{f,s} = b \cdot f(Re_\omega, \eta) \quad (8)$$

由于幂函数形式相对简单, 可以通过对数变换将幂函数转化为线性模型, 计算简便且高效, 分段函数可以有效避免全局过拟合现象, 因此采用分段幂函

数形式。根据上述数值计算结果, 采用最小二乘法, 获得 $C_{f,s}$ 的拟合公式为:

$$C_{f,s} = \begin{cases} \frac{0.048\eta^{0.098}}{Re_\omega^{0.276}}, & \eta < \eta_{opt} \\ \frac{0.011\eta^{0.341}}{Re_\omega^{0.110}}, & \eta \geq \eta_{opt} \end{cases} \quad (9)$$

为评价拟合公式的精度, 误差平方和 (Sum of Squares Error, SSE) 和判定系数 (R-square, R^2) 被分别定义为:

$$SSE = \sum_{i=1}^n (S_i - s_i)^2 \quad (10)$$

式中, S_i 为回归值, s_i 为样本值。

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (S_i - s_i)^2}{\sum_{i=1}^n (S_i - \bar{s}_i)^2} \quad (11)$$

式中, $\bar{s}_i$ 为平均样本值。

对于公式 (9), 下降区和上升区的 SSE 分别为 1.63×10^{-6} 和 1.88×10^{-6} , R^2 分别为 0.987 和 0.965, 均可满足拟合精度要求, 且预测模型与数值计算的最大相对偏差为 11.81%, 认为预测模型具有可靠性。

图 17 给出了预测模型的多元线性回归结果以及 95% 置信区间和预测区间, 所有的数据点都在 95% 预测区间之内, 原始数据和模型预测值之间有很强的相关性, 表明上述两种模型具有较高的精度, 可满足工程要求。

需要特别说明的是, 本节提出的预测模型仅适用于 R_i 为 20 ~ 60mm 及 Ω 为 10000 ~ 50000r/min 范围内的工况。

4 结论

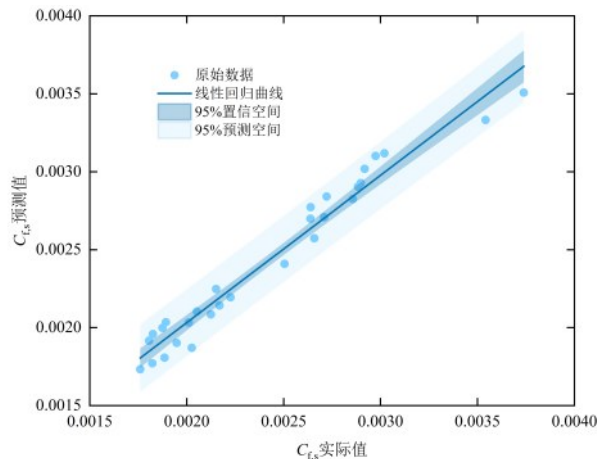
本文针对间隙半径比大于 0.1 的轴类转静间隙内风阻损失研究缺乏, 采用数值方法开展了间隙半径比 1.3 范围内的风阻损失系数变化规律及流动特性研究, 基于间隙半径比、转子半径、转子转速等关键参数, 建立了最佳间隙半径比预测模型以及宽域轴类转静间隙内的风阻损失系数模型。获得的主要结论如下:

(1) 在宽间隙半径比范围内, 轴类转静间隙内的风阻损失系数随间隙半径比增加, 呈现出先减小后增大的趋势,

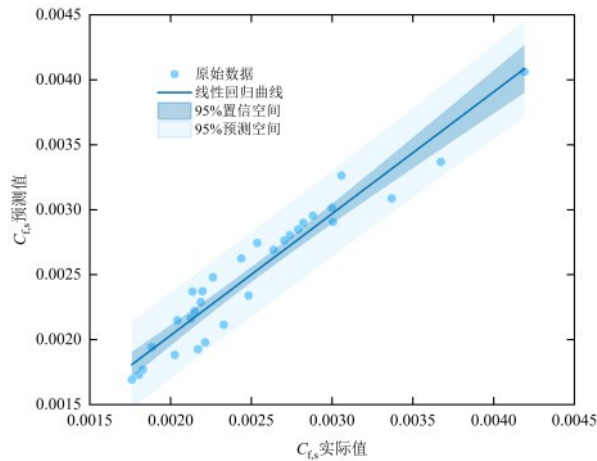
可分为下降区和上升区, 并存在一个风阻损失系数最小的最佳间隙半径比。轴类转静间隙风阻损失系数主要受到壁面剪切作用和流体内部耗散效应的影响。在下降区, 壁面剪切作用占主导, 随着间隙半径比增大, 流体与壁面的剪切作用减小, 风阻损失系数降低。在上升区, 随着间隙半径继续增大, 泰勒涡逐渐充分发展, 流体内部的耗散效应开始显著, 成为影响风阻损失的主要因素, 最终导致风阻损失系数的增大。此发现为工程上减小轴类转静间隙内的风阻损失、降低能量消耗提供了技术思路。

(2) 随着转子半径增大, 最佳间隙半径比减小, 轴类转静间隙内部的流动状态逐渐趋于稳定, 从转子半径较小时的菱形泰勒涡过渡到稳定的矩形泰勒涡, 风阻损失系数逐渐减小。转速对最佳间隙半径比的影响不明显, 其原因为湍流状态下, 转子转速提高对间隙内部流态无明显影响。

(3) 根据本文的几何模型与计算工况, 提出了最佳间隙半径比的预测公式, 从降低风阻损失角度可用于指导轴类转静间隙的结构设计, 同时提出了轴类转静间隙风阻损失系数预测模型, 可用于计算不同旋转雷诺数及不同间隙半径条件下的风阻损失, 经校验, 其模型预测与数值计算结果的最大偏差小于 12%, 具有较高的可靠性。



(a) 下降区模型



(b) 上升区模型

图 17 多元线性回归结果

Fig. 17 Results of multiple linear regression

参考文献

- [1] TAYLOR G. Stability of a Viscous liquid contained between two rotating cylinders [J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1923, 223(604): 289-343.
- [2] CONBOY T, WRIGHT S, PASCH J, et al. Performance characteristics of an operating supercritical CO₂ Brayton cycle[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11): 111703.
- [3] 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): 547-522.
- LIANG T, HUANG H, MA L, et al. Numerical analysis of windage loss of tur-

- bomachinery rotor in CO₂[J]. Journal of Xiamen University (Natural Science), 2020, 59(4): 547-522.
- [4] ZHAO Z, SONG W, JIN Y, et al. Effect of rotational speed variation on the flow characteristics in the rotor-stator system cavity [J]. Applied Sciences-Basel, 2021, 11(22): 11000.
- [5] 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(05): 54-63.
- DENG Q, HU L, ZHAO Y, et al. Windage loss model verification and flow characteristic analysis in shaft-type gap[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(05): 54-63.
- [6] 胡乐豪. 超紧凑动力装置内转静间隙风阻损失机理与预测模型研究[D]. 西安交通大学, 2024.
- HU L. Mechanism and prediction model of windage loss in stator and rotor gap of ultra-compact power devices[D]. Xi'an Jiaotong University, 2024.
- [7] BILGEN E, BOULOS R. Functional dependence of torque coefficient of coaxial cylinders on gap width and Reynolds numbers[J]. Journal of Fluid Engineering, 1973, 95(1): 122-126.
- [8] SAARI J. Thermal analysis of high-speed induction machines[D]. Helsinki: Helsinki University of Technology, 1998.
- [9] BARCILON A, BRINDLEY J, LESSEN M, et al. Marginal instability in Taylor - Couette flows at a very high Taylor number[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 94(3): 453-463.
- [10] LIU M, SIXEL W, DING H, et al. Investigation of rotor structure influence on the windage loss and efficiency of FSPM machine[C]//2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE). IEEE, 2018.
- [11] WEI C, XU K, KAI Z, et al. Research on windage losses of smooth rotor supported by active magnetic bearings in a vacuum chamber[J]. Vacuum, 2019, 159: 76-81.
- [12] CHEN B, GUO C, JI Y, et al. Study on windage loss characteristics of supercritical CO₂ Taylor-Couette-Poiseuille flows [J]. Thermal science and engineering progress, 2024, 51: 102611
- [13] MAMONOV V, MISKIV N, NAZAROV D, et al. Effect of ribbing of the internal rotating cylinder in the Couette - Taylor system on the value of rotational resistance moment[J]. Thermophysics and Aeromechanics, 2023, 30: 637-647.
- [14] HU W, YANG Y, ZUO S, et al. Numerical investigation of Taylor - Couette flow in a grooved configuration[J]. Physics of Fluids, 2025, 37(3): 035207.
- [15] AKONUR A, LUEPTOW M. Three-dimensional velocity field for wavy Taylor - Couette flow[J]. Physics of Fluids, 2003, 15(4): 947-960.
- [16] DOU H, KHOO B, YEO K. Energy loss distribution in the plane Couette flow and the Taylor - Couette flow between concentric rotating cylinders[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(3): 262-275.
- [17] OSTILLA R, VERZICCO R, GROSSMANN S, et al. The near-wall region of highly turbulent Taylor - Couette flow[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2015, 788: 95-117.
- [18] FELDMANN D, BORRERO D, Michael J. Routes to turbulence in Taylor-Couette

- flow[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society, 2023, 381: 20220114.
- [19] ADEBAYO D, AMERI J, TYUKIN I, et al. Linear stability analysis of the flow between rotating cylinders of wide gap[J]. European Journal of Mechanics - B/Fluids, 2018, 72: 567-575.
- [20] ZHU B, JI Z, LOU Z, et al. Torque scaling in small-gap Taylor-Couette flow with smooth or grooved wall[J]. Physical Review E, 2018, 97(3): 033110.
- [21] RAZZAK A. Numerical study on wide gap Taylor Couette flow with flow transition[J]. Physics of Fluids, 2019, 31(11): 113606.
- [22] HU L, DENG Q, LIU Z, et al. Effects of surface roughness on windage loss and flow characteristics in shaft-type gap with critical CO_2 [J]. Applied Sciences-Basel, 2022, 12(24):12631.
- [23] ZHANG Y, XU R, SONG Y, et al. Numerical simulation of turbulent Taylor - Couette flow with high Taylor number and large radius ratio in high-speed canned motor pump internals[J]. Physics of Fluids, 2024, 36(10): 105123.
- [24] IKHLAQ M, ULLAH S, SMITH B, et al. Estimation of the windage loss and heat transfer characteristics inside the finite length of electrical machines' airgap based on CFD and MLA[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, 64(1000).
- [25] WENDT V. Turbulente strömungen zwischen zwei rotierenden konaxialen zylinder[J]. Ingenieur-Archiv, 1933, 4(6): 577-595.
- [26] CELIK I, GHIA U, ROACHE P. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.