

轴类间隙内摩擦损失模型验证及流动特性分析

邓清华¹, 胡乐豪¹, 赵奕萌², 杨国英¹, 李军¹, 丰镇平¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 中国电建河北省电力勘测设计研究院有限公司, 050031, 石家庄)

摘要: 为准确预测旋转机械轴类间隙内的摩擦损失,对4种常见摩擦损失模型进行系统地验证,并对间隙内的流动特性进行详细分析。首先基于公开发表的间隙内摩擦损失和速度分布实验数据校验了数值方法,其次考核了在不同线速度和流体密度条件下4种摩擦损失模型的预测精度,分析了间隙内的流动特性。研究表明:采用雷诺应力湍流模型计算的摩擦损失和速度分布与实验结果偏差较小,验证了数值方法的可靠性;当线速度为74~233 m/s时,模型2、模型4的预测结果与数值计算结果的相对偏差均小于10%,模型1、模型3的预测结果与数值结果偏差较大;当压力为0.1~2.1 MPa时,间隙内的摩擦损失随着压力升高呈线性增加;当雷诺数为 $10^4 \sim 6 \times 10^4$ 时,模型2的预测结果与数值计算结果接近,最大相对偏差为1.44%;当雷诺数大于 6×10^4 ,模型4与数值计算的结果接近,最大相对偏差为6.15%;流场结果显示,间隙内会存在周期性泰勒涡,速度沿径向被分为3个区域,壁面处的涡量大于中心处涡量。研究结果可为摩擦损失模型的选择提供依据,为发展高精度损失模型提供参考。

关键词: 损失模型;摩擦损失;泰勒涡;数值计算

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202205006 **文章编号:** 0253-987X(2022)05-0054-10



OSID 码

Windage Loss Model Verification and Flow Characteristic Analysis in Shaft-Type Gap

DENG Qinghua¹, HU Lehao¹, ZHAO Yimeng², YANG Guoying¹, LI Jun¹, FENG Zhenping¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Power China Hebei Electric Power Engineering Co., Ltd., Shijiazhuang 050031, China)

Abstract: To predicate the windage loss in gap of rotating machinery, the four common windage loss models are verified systematically, and the flow characteristics in gap are analyzed in detail. Firstly, the numerical method is verified by the published experiment data of windage loss and velocity distribution in gap. Secondly, the prediction accuracy of these four models is validated under different linear velocity and fluid density conditions, and the flow characteristics are analyzed in detail. The results show that the windage loss and velocity distribution obtained from the Reynolds stress model deviate only slightly from experimental results, verifying reliability of the numerical method. Within a linear velocity of 74–233 m/s, the relative deviation between the predicted results and numerical results is less than 10% for models 2 and 4 and is large for models 1 and 3. Under the pressure of 0.1–2.1 MPa, the windage loss increases linearly with the

收稿日期: 2021-10-22。 作者简介: 邓清华(1975—),男,副教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金联合基金资助项目(U20A20303);国家重点研发计划资助项目(2017YFB0601804)。

网络出版时间: 2021-12-27

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20211227.1600.008.html>

increase of the pressure. The predicted result of model 2 is closer to its numerical result, with a maximum relative deviation of 1.44% when the Reynolds number ranges from 10^4 to 6×10^4 , and the predicted result of model 4 is closer to its numerical result, with a maximum relative deviation of 6.15% when it is higher than 6×10^4 . Flow field results show that there are periodic Taylor vortices in gap, the velocity pattern is divided into three regions in radial direction, and the vorticity near the wall is greater than that at the centerline. The study results provide the basis on selecting windage loss model and offer reference to the development of more accurate models.

Keywords: loss model; windage loss; Taylor vortex; numerical calculation

以透平、电机为代表的旋转机械在工作中不可避免地产生各种损失^[1-3],一方面,损失降低能量转换效率,另一方面,损失最终转换成热量使相关部件温度升高,给设备的高效和安全运行带来严重问题^[4]。因此,旋转机械中的损失是研究热点之一。

旋转机械由静子和转子构成,为避免动静碰摩,静子和转子之间会预留一定间隙。通常情况下,间隙内会充满流体,当转子旋转时运动的转子与流体之间发生相对运动,产生摩擦损失,消耗机械能。

研究表明,在大型低速且工质压力不高的旋转机械内,摩擦损失通常可忽略不计。在小型高转速旋转机械内,尤其当工质压力较高时,摩擦损失则成为了损失的主要来源,在美国桑迪亚国家实验室设计的超临界二氧化碳(sCO₂)高速原理样机中,摩擦损失约占总损失的 37.5%^[5]。

实际上,早在 20 世纪就有学者对间隙内的摩擦损失进行实验测量,并在此基础上提出预测摩擦损失的模型。目前,常见的摩擦损失模型有 4 种^[6-10]: Wendt、Bilgen 等分别提出了适用于光滑壁面的摩擦损失模型,其模型同时考虑了流动状态和泰勒涡的影响;Vrancik、Yamada 等在理论和实验研究基础上也分别提出了摩擦损失模型,与 Wendt 和 Bilgen 模型不同的是,这两种模型仅考虑了流动状态影响。需要指出的是,虽然以上 4 种损失模型均是基于实验结果得出,但是对于同一工况,有些损失模型的预测结果偏差远超过了工程可接受的程度,实际无法应用。Saari 对电机间隙内的摩擦损失进行了实验研究,并将实验结果与 Bilgen 提出的摩擦损失模型的预测结果进行了比较,模型预测结果与实验结果的偏差较小^[11]。

近几十年来,诸多研究者采用数值方法开展了间隙流动特性与摩擦损失的研究。2002 年,刘难生等通过对三维不可压缩 Navier-Stokes 方程进行离散,数值模拟两个同心圆柱间隙内的流动,研究间隙内流场细节,预测流动失稳时的临界雷诺数^[12],该

研究初步探明了 Taylor-Couette(TC)流动机理及其发展过程,但是未对于高雷诺数下的流动特性进行分析。2014 年,杜珩等采用直接数值模拟方法,研究了在不同间隙宽度时间隙内的流动状态,结果表明随着间隙宽度增加,泰勒涡对流动脉动特性贡献增大^[13],但该研究仅关注大尺度泰勒涡运动对流动的影响,没有阐明小尺度涡的影响机理。

2018 年,Liu 等对不同电机结构的摩擦损失的研究结果表明,电极上增加围带可减小间隙内的摩擦损失^[14]。同年,Anderson 等采用数值方法研究电机进出口效应及流动非定常性对摩擦损失的影响,发现泰勒涡的形成与发展受雷诺数的影响较大^[15]。需要指出的是,Liu 和 Anderson 在以电机为研究对象时考虑了流体轴向速度,间隙内流动为 Poiseuille-Couette-Taylor(PTC)流动,摩擦损失也因此受到了影响。

近年来,sCO₂ 循环及其动力部件的发展非常迅速^[16-20],研究发现在小型高转速机械中,sCO₂ 的摩擦损失比空气的摩擦损失高出数十倍。因此,对 sCO₂ 摩擦损失的研究成为新的热点之一。2019 年,蒋宇对 sCO₂ 原理样机中的摩擦损失进行了数值计算,发现 sCO₂ 的摩擦损失主要与转子转速有关^[21]。2020 年,梁腾和等研究了间隙内 sCO₂ 的摩擦损失及流动特性,研究发现当间隙内 sCO₂ 压力较大时,转子表面粗糙度对摩擦损失的影响较大,常见的损失模型已无法准确预测摩擦损失^[22]。

在以往研究中,对于常见的摩擦损失模型缺乏全面系统地验证与校核,且间隙内的流动特性与损失关系也未明晰。因此,本文针对转轴和壳体形成的轴类间隙,数值验证文献[6]的摩擦损失模型,分析了间隙内流动状态对摩擦损失的影响,为高速电机和叶轮机械设计过程中摩擦损失模型的选择提供依据,同时为完善或发展新的摩擦损失模型提供了参考。

1 摩擦损失

前人的理论研究结果表明,摩擦损失与间隙内流动状态、工质密度 ρ 、间隙内径 R_i 、线速度 V 以及间隙长度 L 有关,具体的计算公式如下

$$W = C_f \pi \rho R_i V^3 L \tag{1}$$

式中 C_f 为表面摩擦系数。

当间隙内流动为层流时,可以通过理论分析,推导出表面摩擦系数 C_f 的计算公式为

$$C_f = \frac{2}{Re} \tag{2}$$

式中雷诺数 Re 定义如下

$$Re = \frac{\rho V \delta}{\mu} \tag{3}$$

其中 μ 为工质的动力黏度,特征长度取间隙宽度 δ ,特征速度取线速度 V 。

另外,本文分析中用到的泰勒数,反映了离心力与黏性力对流动状态的影响,定义如下

$$Ta = Re^2 \eta \tag{4}$$

其中结构参数 η 定义为

$$\eta = \frac{\delta}{R_i} \tag{5}$$

当间隙内流动为湍流时,表面摩擦系数 C_f 的计算公式依赖于实验总结出的经验公式,表 1 给出了常用的表面摩擦系数 C_f 的计算公式。

表 1 常用的表面摩擦系数公式

Table 1 Common equations of skin friction coefficient

模型	提出者	计算公式	Re 范围
模型 1	Vrancik ^[7]	$\sqrt{C_f} = (2.04 + 1.768 \ln(Re \sqrt{C_f}))^{-1}$	湍流
模型 2	Wendt ^[8]	$C_f = 0.46(\eta + \eta^2) Re^{-0.5}$	$400 \sim 10^4$
		$C_f = 0.073(\eta + \eta^2)^{1/4} Re^{-0.3}$	$10^4 \sim 10^5$
模型 3	Yamada ^[9]	$\sqrt{C_f} = (7.54 + 11.5 \lg(Re \sqrt{C_f}))^{-1}$	湍流
模型 4	Bilgen ^[10]	$C_f = 0.515 \eta^{0.3} Re^{-0.5}$	$500 \sim 10^4$
		$C_f = 0.0325 \eta^{0.3} Re^{-0.5}$	$>10^4$

从表 1 中可以看出,模型 1、模型 3 的表面摩擦系数 C_f 仅为 Re 的函数,而模型 2、模型 4 的表面摩擦系数 C_f 与 Re 、结构参数 η 均有关,这实际上是损失模型的构建方法不同导致的。

模型 1 假设间隙内速度在湍流状态下满足底数为 e 的对数分布

$$\frac{u}{u^*} = A + B \ln \frac{u^* y}{\nu} \tag{6}$$

式中: u 为当地速度; u^* 为摩擦速度; A 、 B 均为经验系数,由实验获得; y 为当地径向位置。由于忽略了间隙的曲率对流动状态的影响,因此认为当地速度为间隙中间处的速度,即

$$u = \omega R_i / 2; y = R_i / 2 \tag{7}$$

将式(7)代入式(6),可得

$$\frac{\omega R_i}{u^*} = 2A - 2B \ln 2 + 2B \ln \left(Re \frac{u^*}{\omega R_i} \right) \tag{8}$$

式中: $(\omega R_i / u^*)^2$ 为表面摩擦系数 C_f ; A 、 B 分别为 1.633、0.884。

模型 3 的构建方法与模型 1 基本相同,只是其假设间隙内速度满足底数为 10 的对数分布, A 、 B 分别为 5.5、5.75。

模型 2 和模型 4 的构建方法基本相同。在实验数据基础上发现摩擦损失主要与结构参数 η 和流动参数 Re 有关,拟合出了摩擦损失模型的经验公式

$$C_f = C \eta^m Re^{-n} \tag{9}$$

式中 C 、 m 、 n 为常数,一般由实验确定。

2 几何模型及数值方法校核

2.1 几何模型

芬兰赫尔辛基理工大学(HUT)以空气为工质实验研究了转子转速对摩擦损失的影响^[11],HUT 流体域几何模型如图 1 所示,静子壁面、转子壁面以及两侧端壁组成了封闭的流体区域,且所有壁面均为水力光滑壁面。

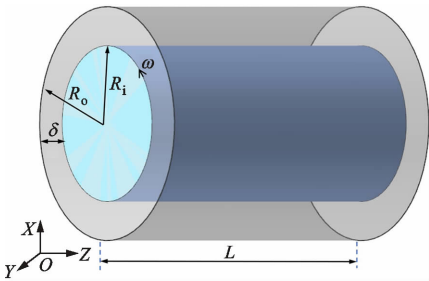


图 1 流体域几何模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of fluid domain geometry model

本文模型的主要几何尺寸如表 2 所示。表 3 是本文数值计算的边界条件,工质为空气,用于开展湍流模型和网格无关性验证、摩擦损失及流动分析等研究。端壁、静子壁面均设置为静止无滑移壁面,转子壁面为旋转无滑移壁面。需要指出,文献[11]的

线速度范围为 156~233 m/s,本文为了验证结果更具适用性,数值计算的线速度范围为 74~233 m/s,其他边界条件与文献[11]相同。

表 2 模型的主要几何尺寸

Table 2 Main geometry dimensions of the model	
参数	数值
间隙长度 L/mm	200.0
间隙内径 R_i/mm	35.5
间隙外径 R_o/mm	37.5
间隙宽度 δ/mm	2.0

表 3 数值计算的边界条件

Table 3 Boundary conditions of numerical calculation	
参数	数值
压力 P/MPa	0.101 3
温度 T/K	323.15
密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1.093
动力黏度 $\mu/(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	19.6
线速度 $V/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	74~233

2.2 数值方法验证

本文采用 ANSYS Fluent 对流场进行定常数值模拟,其物性数据来自 NIST Refprop 物性库,流体域的剖分采用结构化网格。

2.2.1 湍流模型验证

湍流模型一般分为基于 Bossinesq 假设的涡黏性模型和雷诺应力模型。常见的 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型均属于涡黏性模型,其优点是避免了对雷诺应力项的直接求解,计算量小,缺点是在强旋转、大曲率、外受力场作用较强的流场中,其计算精度低。雷诺应力模型直接建立雷诺应力的输运方程,其优点是考虑了旋流和流向表面曲率变化的影响,缺点是要求解更多数量的方程,计算量大。

本节湍流模型验证基于 HUT 几何模型,网格数为 308 万,静子内表面的第一层网格高度为 5.0 μm ,网格增长率为 1.1,径向网格层数为 15。

本文采用 $k-\epsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、SST 模型和雷诺应力(RSM)模型 4 种湍流模型进行验证,湍流模型的验证结果如图 2 所示,可以看出,RSM 模型与实验结果最为接近。另外,在本文的计算域中,间隙宽度较小,当转子旋转时间隙内会产生不稳定流动,常见的 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型无法对间隙内流场进行准确、细致地刻画,而雷诺应力模型则对不稳定流动的求解具有更高的精度。综合以上考虑,本文选取

RSM 模型进行计算。

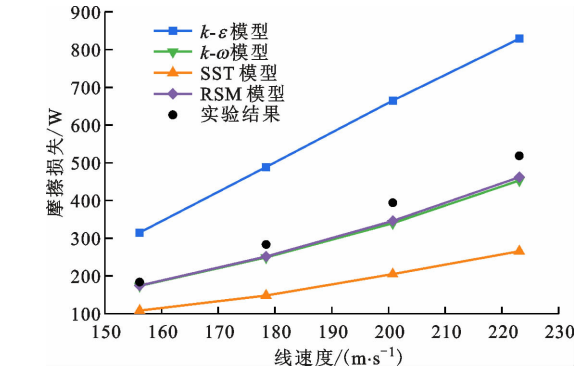


图 2 湍流模型的验证结果
Fig. 2 Results of turbulence model validation

2.2.2 速度分布验证

2.2.1 小节通过不同湍流模型验证了摩擦损失大小,本节为进一步验证 RSM 模型捕捉的流场细节,将计算流体动力学(CFD)数值计算结果与 Adebayo 等^[23]采用粒子图像测速技术的实验测量结果进行比较,如图 3 所示。

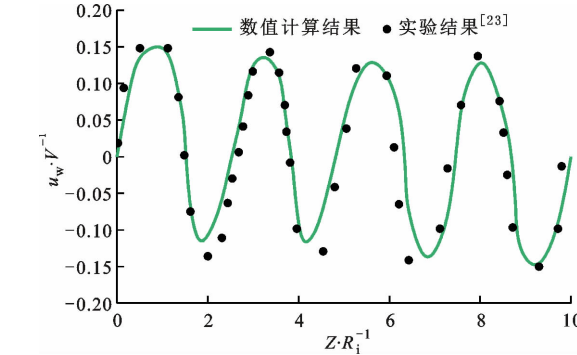


图 3 无量纲轴向速度的实验结果与数值计算结果比较
Fig. 3 Comparison of non-dimension axial velocity between experimental values and numerical results

速度分布验证的几何和工况参数与文献[17]保持一致,具体如下:间隙内径为 25 mm,间隙外径为 57 mm,间隙宽度为 32 mm,间隙长度为 250 mm,转速为 500 r/min;工质为空气,压力为 0.101 3 MPa,温度为 298.15 K,密度为 1.184 0 kg/m³,动力黏度为 17.8 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。数值计算采用结构化网格,湍流模型采用 RSM 模型,网格参数与 2.2.1 小节保持一致,网格数为 200 万。在图 3 中,横坐标 Z 为轴向坐标,纵坐标 u_w 为轴向速度,可以看出,实验测量的速度值与数值计算得到的速度分布基本一致,说明本文采用 RSM 模型的计算结果是可靠的。

2.2.3 网格无关性验证

为提高网格质量和计算精度,本文针对图 1 所

示的几何模型,采用结构化网格剖分计算域,同时为保证壁面的 y^+ 能满足要求,对转子、静子的壁面网格进行了加密处理。综合考虑,转子外表面、静子内表面的第一层网格高度为 $5.0\ \mu\text{m}$,网格增长率均为 1.1,径向网格层数为 15,计算域网格如图 4 所示。

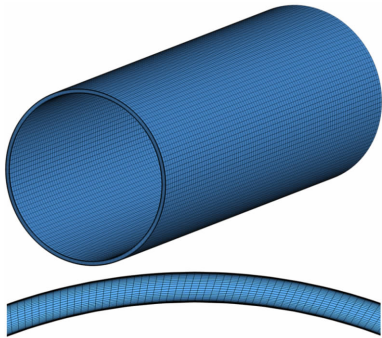


图 4 计算域网格
Fig. 4 Mesh of computational domain

本文采用 79 万、139 万、308 万、632 万的网格分别进行数值计算,边界条件如表 3,转子线速度为 178 m/s。表 4 为网格无关性验证结果。当网格数从 308 万增加到 632 万时,间隙内的摩擦损失从 251.38 W 减小到 251.13 W,二者相差 0.099%,扭矩数值基本相同。因此,本文选择 308 万的网格开展间隙内摩擦损失的数值研究。

表 4 网格无关性验证结果

Table 4 Results of mesh independence validation

网格数/万	扭矩/(N·m)	摩擦损失/W
79	0.057 63	289.68
139	0.053 41	268.47
308	0.050 01	251.38
632	0.049 96	251.13

3 计算结果分析

3.1 不同线速度下损失模型验证及流动分析

本节采用如表 3 所示的边界条件验证了表 1 的 4 种摩擦损失模型,并将数值计算结果与 4 种损失模型的预测结果进行比较,如图 5 所示。

从图 5 中可以看出,在相同线速度条件下,模型 1 的预测结果远大于其他 3 个模型的预测结果,与模型 2 的最大相对偏差为 153%。模型 3 的预测结果均小于其他模型的预测结果,与模型 2 的最大相对偏差为 -65%。模型 4 与模型 2 的计算结果较为接近,两者之间的相对偏差小于 10%。

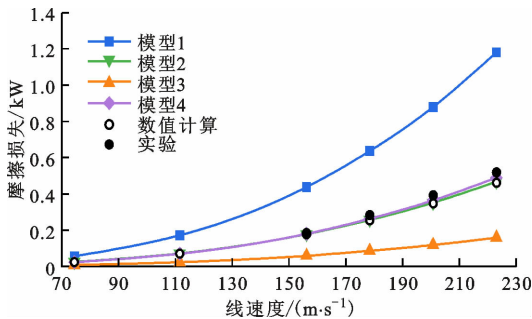


图 5 不同线速度时数值计算结果与模型预测结果比较
Fig. 5 Comparison of numerical calculation and loss model prediction under different linear velocity

比较数值结果后可以发现,当转子线速度范围在 74~233 m/s 时,模型 2、模型 4 与数值结果的预测结果较为接近,相对偏差均小于 10%,而模型 1、模型 3 的预测结果差异较大,模型 1 与数值结果的最大相对偏差超过了 150%,模型 3 与数值结果的最大相对偏差均超过 200%。需要指出,随着线速度增大,模型 2、模型 4 的预测结果与数值结果的相对偏差增大。当转子线速度为 74 m/s 时,模型 2 与数值结果的相对偏差为 1.08%,模型 4 与数值结果的相对偏差为 -5.22%;当转子线速度为 233 m/s 时,模型 2 与数值结果的相对偏差为 1.44%,模型 4 与数值结果的相对偏差为 6.15%。

从式(6)~式(9)可以看出,模型 1、模型 3 在对表面摩擦系数 C_f 推导时忽略了间隙曲率的变化,仅考虑了流动状态的影响,而模型 2、模型 4 在拟合公式时考虑了结构参数 η 影响。实际上,参考式(4)对于 Ta 的定义,结构参数 η 反映流体所受的离心力效应产生的泰勒涡对流动的影响,对于不同的 η ,泰勒涡对摩擦损失的贡献是不同的,一般而言,随着 η 增加,泰勒涡对摩擦损失的影响逐渐趋于主导地位。因此,模型 1、模型 3 本质上忽略了间隙内泰勒涡对摩擦损失的影响,从而导致了数值结果与损失模型之间存在较大偏差。

另外, Ta 越大,离心力效应越明显,间隙内更容易产生泰勒涡。研究发现,当 Ta 达到 1 700~1 800 时,间隙内将产生泰勒涡^[24],此时的 Ta 称为临界 Ta 。实际上,临界 Ta 会受转子半径与静子半径的比值、转子静子温度、间隙内流体的质量流量等因素影响^[11]。

因此,综合数值结果与损失模型预测结果比较及对偏差的分析可以发现,模型 2、模型 4 预测的摩擦损失更符合实际的摩擦损失,同时说明了间隙内泰勒涡对摩擦损失的影响不可忽略。

图 6 是线速度为 74 m/s 时间隙内的压力云图。需要指出,图例中的压力是以设定压力(0.101 3 MPa)作为参考压力。另外,由于间隙内的流动具有周期性特点,本文在分析间隙内的流动时主要分析一侧端壁的流动状况。

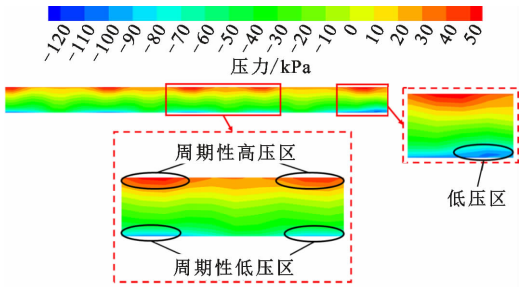


图 6 线速度为 74 m/s 时间隙内的压力分布
Fig. 6 Pressure distribution within the gap under the linear velocity of 74 m/s

从转子壁面到静子壁面,压力逐渐升高,即转子侧的压力小于静子侧的压力。这是由于流体在转子壁面附近的速度大于在静子壁面附近的速度。另外,在转子和静子壁面附近分别存在周期性的 高压区和 低压区,并且转子壁面的 低压区范围小于静子壁面的 高压区范围。这是因为流体在黏性力和离心力共同作用下,间隙内会产生周期性的泰勒涡。

同时,受到静止端壁的影响,转子壁面附近存在一定范围的 低压区,这是因为在端壁和转子壁面的共同作用下,流体在转子和端壁附近会产生较大的速度梯度,使该处的压力下降较快,产生明显的 低压区。

图 7 是不同线速度下间隙内的速度分布。当线速度为 74~233 m/s 时,整个间隙内都会存在周期性泰勒涡。同时发现,在端壁附近,泰勒涡形状和大小与远离端壁附近泰勒涡不同。这是因为静止端壁对间隙内流动产生影响。

从图 7 的速度云图中可以看出,流体速度从转子壁面到静子壁面逐渐减小,转子壁面附近的流体的速度与转子速度一致,静子壁面附近流体的速度为 0。同时发现,当线速度为 74 m/s 时,端壁附近的低速区的范围较大,当线速度为 233 m/s 时,端壁附近的低速区范围明显减小,说明随着线速度增加,壁面附近的低速区的范围在逐渐减小,端壁对流体速度的影响逐渐减小。分析认为,这是因为线速度升高,惯性力对流动的影响增大,黏性力的影响减小,静止端壁对流动的影响逐渐减弱。

图 8 给出不同线速度时在 $Z/L=0.5$ 截面上间

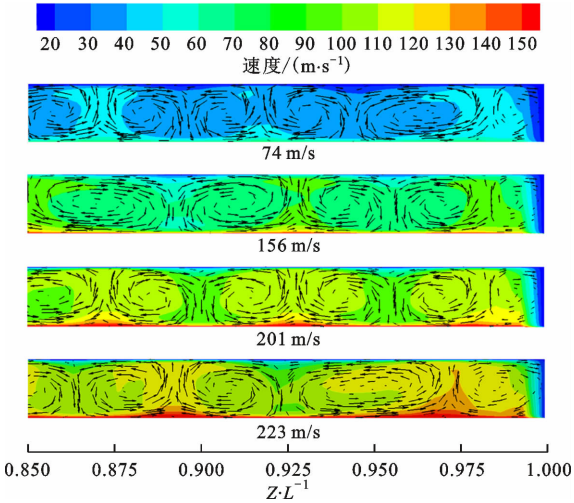


图 7 线速度为 74~233 m/s 时间隙内的速度分布
Fig. 7 Velocity distribution within the gap under the linear velocity of 74~233 m/s

隙内的平均速度分布, R 为径向坐标。从图 8 可以看出,在不同的线速度下,间隙内速度的径向分布特征基本相同,速度沿径向均被分成转子壁面速度下降区、速度稳定区和静子壁面速度下降区 3 个区域。可以看出,流体在不同的线速度时速度稳定区的范围基本相同,达到的稳定速度为转子线速度的一半左右。转子和静子壁面附近速度梯度变化剧烈,实际上是由于壁面处的边界层导致的。

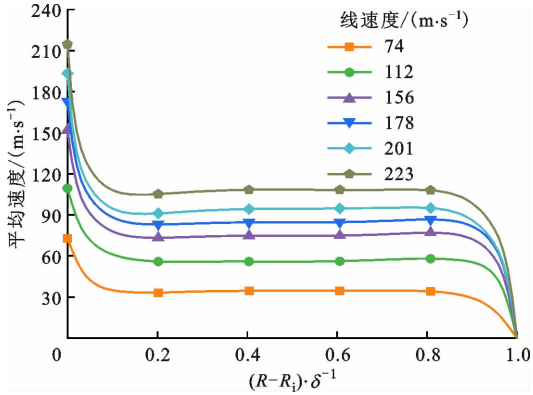


图 8 线速度为 74~233 m/s 时间隙内的平均速度分布
Fig. 8 Averaged velocity distribution within the gap under the linear velocity of 74~233 m/s

需要指出,随着线速度的升高,流体在转子和静子壁面附近的速度梯度增大。分析认为,转子线速度越大,流体所受的离心力作用越强,黏性力对流动的影响相应减小,因此壁面处的边界层厚度减小,导致边界层内的速度梯度增大。

图 9 是线速度为 74~233 m/s 时间隙内的涡量云图。从图 9 可以看出,转子和静子壁面处的涡量

大于中心处涡量,并且沿径向方向,高涡量区和低涡量区有明显界限。这主要是因为壁面处受到边界层影响,流体的速度梯度大于中心处的速度梯度。另外,随着线速度的升高,壁面处的高涡量范围增大,这说明了随着线速度的升高,流体受到离心力的影响越来越显著,间隙内流动不稳定增强,因此间隙内的摩擦损失随线速度的升高而逐渐增大。

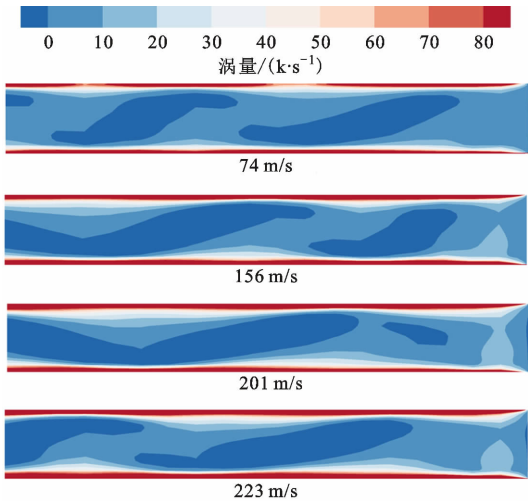


图 9 线速度为 74~233 m/s 时间隙内的涡量云图
Fig. 9 Vorticity distribution within the gap under the linear velocity of 74~233 m/s

3.2 不同密度下损失模型的验证及流动分析

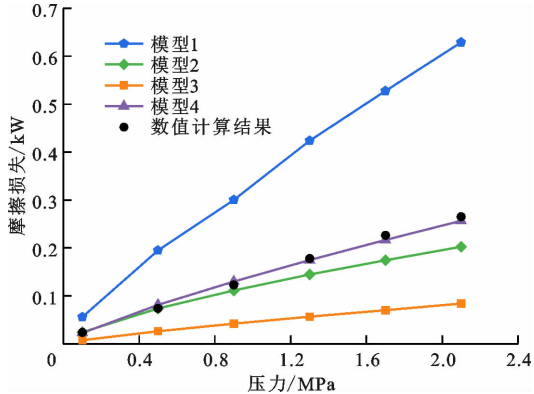
从式(1)可以看出,工质密度对摩擦损失会产生影响,为了全面校核该模型,本节重点研究间隙的摩擦损失随工质密度的变化关系。表 5 给出了在温度为 323.15 K 不同空气密度时的计算条件。

表 5 间隙内不同空气密度时的计算条件
Table 5 Computational condition of different density in the gap

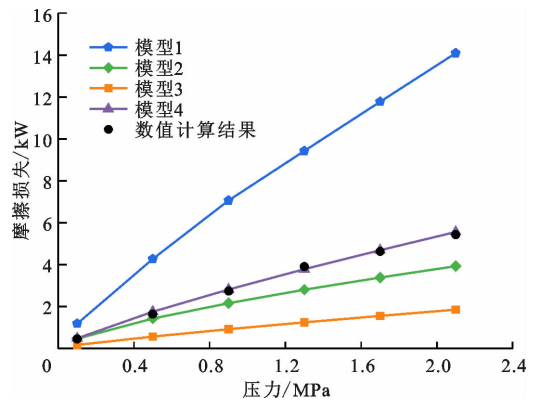
压力/ MPa	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	黏度/ ($\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$)	Re
0.101 3	1.093	19.600	$8.29 \times 10^3 \sim 2.49 \times 10^4$
0.500 0	5.394	19.690	$4.07 \times 10^4 \sim 1.22 \times 10^5$
0.900 0	9.713	19.748	$7.31 \times 10^4 \sim 2.19 \times 10^5$
1.300 0	14.034	19.807	$1.05 \times 10^5 \sim 3.16 \times 10^5$
1.700 0	18.357	19.869	$1.37 \times 10^5 \sim 4.12 \times 10^5$
2.100 0	22.681	19.932	$1.69 \times 10^5 \sim 5.08 \times 10^5$

图 10 为不同线速度时摩擦损失随间隙内压力的变化,可以看出,在不同的线速度下,间隙内的摩擦损失随着压力的增加均呈线性增加,这与式(1)显示的摩擦损失与工质密度呈线性关系是一致的。同

时,比较图 10(a)、10(b)可以发现,在不同线速度下,间隙内的摩擦损失随压力的变化趋势基本相同,并且发现,当线速度为 74 m/s 和 233 m/s 时,模型 4 与数值计算结果较为接近,两者之间的最大相对偏差分别为-5.22%和 6.15%,并且相对偏差随着流体压力的增大基本不变。模型 1、模型 3 的相对偏差较大,最大相对偏差超过 100%,超过了工程应用允许偏差范围,因此不建议在实际工程应用中。



(a)线速度为 74 m/s



(b)线速度为 233 m/s

图 10 不同线速度时摩擦损失随间隙内压力的变化
Fig. 10 Variation of windage loss within the gap under different linear velocity

模型 2 的相对偏差随着流体压力的增加逐渐增大,当流体压力为 0.101 3 MPa 时,模型 2 与数值计算结果之间的最大相对偏差为 1.44%,但是当流体压力为 2.1 MPa 时,两者之间的最大相对偏差为-27.60%。实际上,压力对预测精度影响是由于流动雷诺数不同导致的。当 $10^4 < Re < 6 \times 10^4$ 时,模型 2 的预测精度更高,但是当 $Re > 6 \times 10^4$ 时,模型 4 的预测精度更高且不受流动状态的影响。当 $10^4 < Re < 6 \times 10^4$ 时,模型 2 采用多项式拟合了结构参数 η 对表面摩擦系数的影响,相比于模型 4 的单项式准确性更高。当 $Re > 6 \times 10^4$ 时,模型 2 的偏差相

对模型4较大,据分析,这主要是在文献[8]的模型2提出过程中,在雷诺数 $10^4 \sim 10^5$ 范围内,摩擦损失研究的实验工况比文献[10]的模型4偏少,其模型精度受到了一定影响。

图11给出了转子线速度为74 m/s时不同密度下间隙内的速度分布。从图11可以看出,随着间隙内的压力增大,流体密度增大,流体动力黏度基本不变,因此间隙内流动的 Re 增大,导致转子和静子壁面附近边界层的厚度减小。当压力为0.1 MPa时,壁面附近可以看到明显的高速区和低速区。然而,当流体压力为2.1 MPa时,径向方向上的速度梯度较小,壁面附近的高速区和低速区基本消失。

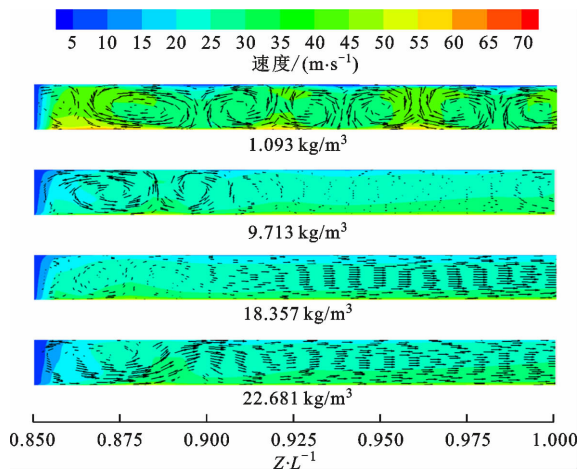


图11 线速度为74 m/s时不同密度下间隙内的速度分布

Fig. 11 Velocity distribution within the gap under different density at the linear velocity of 74 m/s

同时,当压力为0.1 MPa时,整个间隙内充满了泰勒涡,但是随着压力增大,泰勒涡在逐渐减少,当压力为2.1 MPa时,整个间隙内流动基本呈单向不稳定流动,流动处于湍流状态。文献[25-26]指出,随着流动的 Re 增大,泰勒涡的形态也会从一般的泰勒涡形状发展为波状泰勒涡、调制波状泰勒涡,最终演化为湍流状态。分析认为,在相同的线速度条件下,即间隙内的工质受到的离心力相同时,随着工质压力增加,流动的雷诺数增加,间隙内流动的不稳定性增强,从而导致泰勒涡结构发生变化,直到最终发展为完全的湍流流动。因此,间隙内的摩擦损失随着流体压力增加而增大,这与图10得出的结论是一致的。需要指出,随着流体压力增大,静止端壁对泰勒涡结构的影响逐渐减小,当压力为2.1 MPa时,端壁附近的泰勒涡结构也基本消失,说明此时间隙内流动主要受到离心力影响,端壁对流动的影响可以忽略不计。

4 结 论

本文基于摩擦损失实验数据,在不同线速度和密度条件下考核了4种摩擦损失模型的预测精度,分析轴类间隙内的流动特性,其主要获得结论如下:

(1)当线速度为74~233 m/s时,模型2、模型4的预测结果与数值结果较为接近,相对偏差均小于10%,模型1、模型3的预测结果与数值结果偏差较大,其最大偏差超出了工程中的允许偏差。随着线速度升高,模型2、模型4预测结果与数值结果的相对偏差增大。

(2)当线速度为74~233 m/s时,整个间隙内都存在周期性泰勒涡。速度沿径向被分成转子壁面速度下降区、速度稳定区和静子壁面速度下降区,稳定区的速度为转子线速度的一半左右。转子和静子壁面处的涡量大于中心处涡量,并且沿径向高涡量区和低涡量区有明显界限。

(3)间隙内的摩擦损失随着压力增加呈线性增加。比较发现,当 $10^4 < Re < 6 \times 10^4$ 时,模型2的预测结果与数值计算结果更接近,最大相对偏差为1.44%。当 $Re > 6 \times 10^4$ 时,模型4与数值计算结果更接近,两者之间的最大相对偏差为6.15%,并且相对偏差随着流体压力的增大基本不变。

参考文献:

- [1] 曹润, 李志刚, 邓清华, 等. 超临界二氧化碳离心压缩机设计和气动性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(4): 44-52.
CAO Run, LI Zhigang, DENG Qinghua, et al. Design and aerodynamic performance investigation of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(4): 44-52.
- [2] CAO Run, LI Zhigang, DENG Qinghua, et al. Design and aerodynamic performance investigations of centrifugal compressor for 150 kW class supercritical carbon dioxide simple brayton cycle [C] // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2020: V011T31A019.
- [3] 姜世杰, 李志刚, 李军. 凹槽小翼对涡轮动叶叶顶气动和传热性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(9): 7-14.
JIANG Shijie, LI Zhigang, LI Jun. Effects of squealer winglet on the aerodynamic and heat transfer performances of turbine rotor blade tip [J]. Journal of Xi'an

- Jiaotong University, 2019, 53(9): 7-14.
- [4] 张凤阁, 蒋晓东, 李应光, 等. 新型磁障转子无刷双馈电机热计算 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(9): 2745-2752.
ZHANG Fengge, JIANG Xiaodong, LI Yingguang, et al. Thermal calculation on brushless doubly-fed machines with a magnetic barrier rotor [J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(9): 2745-2752.
 - [5] CONBOY T, WRIGHT S, PASCH J, et al. Performance characteristics of an operating supercritical CO₂ Brayton cycle [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11): 111703.
 - [6] NACHOUANE A B, ABDELLI A, FRIEDRICH G, et al. Estimation of windage losses inside very narrow air gaps of high speed electrical machines without an internal ventilation using CFD methods [C]//Proceedings of the 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2016: 2704-2710.
 - [7] VRANCIK J E. Prediction of windage power loss in alternators [EB/OL]. (1968-10-01)[2021-09-24]. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19680027690.pdf>.
 - [8] WENDT F. Turbulente strömungen zwischen zwei rotierenden konaxialen zylindern [J]. Ingenieur-Archiv, 1933, 4(6): 577-595.
 - [9] YAMADA Y. Torque resistance of a flow between rotating co-axial cylinders having axial flow [J]. Bulletin of JSME, 1962, 5(20): 634-642.
 - [10] BILGEN E, BOULOS R. Functional dependence of torque coefficient of coaxial cylinders on gap width and Reynolds numbers [J]. Journal of Fluids Engineering, 1973, 95(1): 122-126.
 - [11] SAARI J. Thermal analysis of high-speed induction machines [D]. Helsinki: Helsinki University of Technology, 1998.
 - [12] 刘难生, 董宇红, 陆夕云, 等. 旋转同心圆筒间 Couette-Taylor 流动的数值模拟 [J]. 中国科学技术大学学报, 2002, 32(1): 91-97.
LIU Nansheng, DONG Yuhong, LU Xiyun, et al. Numerical simulation of the Couette-Taylor flow between two concentric rotating cylinders [J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2002, 32(1): 91-97.
 - [13] 杜珩, 阚夏, 刘难生. 不同半径比 Taylor-Couette 湍流的直接数值模拟研究 [J]. 中国科学技术大学学报, 2014, 44(9): 761-768.
DU Heng, QUE Xia, LIU Nansheng. Influence of radius ratio on Taylor-Couette turbulent flow using direct numerical simulation [J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2014, 44(9): 761-768.
 - [14] LIU Mingda, SIXEL W, DING Hao, et al. Investigation of rotor structure influence on the windage loss and efficiency of FSPM machine [C]//Proceedings of the 2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2018: 6499-6505.
 - [15] ANDERSON K R, LIN Jun, WONG A. Experimental and numerical study of windage losses in the narrow gap region of a high-speed electric motor [J]. Fluids, 2018, 3(1): 22.
 - [16] XU Jinliang, SUN Enhui, LI Mingjia, et al. Key issues and solution strategies for supercritical carbon dioxide coal fired power plant [J]. Energy, 2018, 157: 227-246.
 - [17] CONBOY T, PASCH J, FLEMING D. Control of a supercritical CO₂ recompression Brayton cycle demonstration loop [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2013: V008T34A007.
 - [18] ZHAO Hang, DENG Qinghua, ZHENG Kuankuan, et al. Numerical investigation on the flow characteristics of a supercritical CO₂ centrifugal compressor [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V03BT36A013.
 - [19] LI Zhigang, LI Zhuocong, LI Jun, et al. Leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular gas seals operating in supercritical CO₂ turbomachinery [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2021, 143(10): 101002.
 - [20] YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Design and analysis of cooling structure for dry gas seal chamber of supercritical carbon dioxide turbine shaft end [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2021: V010T30A012.
 - [21] 蒋宇. 超临界二氧化碳动力循环原理样机综合设计及系统热力性能优化研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2019.
 - [22] 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): 522-547.
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): 522-547.

[23] ADEBAYO D S, RONA A. Numerical investigation of the three-dimensional pressure distribution in Taylor Couette flow [J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(11): 111201.

[24] BEN NACHOUANE A, ABDELLI A, FRIEDRICH G, et al. Numerical approach for thermal analysis of heat transfer into a very narrow air gap of a totally en-

closed permanent magnet integrated starter generator [C]// Proceedings of the 2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2015: 1749-1756.

[25] COLES D. Transition in circular Couette flow [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1965, 21(3): 385-425.

[26] GOLLUB J P, SWINNEY H L. Onset of turbulence in a rotating fluid [J]. Physical Review Letters, 1975, 35(14): 927-930.

(编辑 武红江 亢列梅)