

## 不同几何和换热条件下转子风阻变化规律

马乐<sup>1</sup>, 黄宏立<sup>2</sup>, 苏开放<sup>1</sup>, 梁腾和<sup>1</sup>, 张尧立<sup>1</sup>, 洪钢<sup>1\*</sup>

(1. 厦门大学能源学院, 福建 厦门 361102; 2. 珠海市生产力促进中心, 广东 珠海 519000)

**摘要:** 在超临界二氧化碳布雷顿循环系统涡轮机械设计中, 为提高能量转换效率, 需要研究转子风阻的变化规律。对比模拟计算值与实验值发现, 数值模拟的方法对于转子风阻问题的研究是适用的。本文针对 5 MPa 二氧化碳工质在不同转速、不同间隙宽度与转子半径比值以及不同定子壁面换热系数的工况进行数值计算分析。结果表明: 在间隙宽度与转子半径比值相同的情况下, 转子风阻随着转速的增大而增大。在转速一定的情况下, 随着间隙宽度与转子半径比值的增大, 转子风阻先减小后增大, 在比值为 0.2 的情况下存在最小值。转子风阻受泰勒涡影响较大, 泰勒涡强度越大, 摩擦系数越小。转子风阻随定子壁面换热系数的增大而减小。定子壁面换热能力的变化会导致腔室内工质温度的改变, 工质热物性的改变是转子风阻随定子壁面换热能力变化的主要原因。

**关键词:** 风阻; 数值计算; 泰勒涡; 二氧化碳

**中图分类号:** TK 0111

近年来, 超临界二氧化碳布雷顿循环因具有热效率高、设备紧凑、经济性好和应用前景广等优点成为研究热点。在超临界二氧化碳布雷顿循环系统回路中, 涡轮机械是整个回路中的关键部件。涡轮机械的设计研究在超临界二氧化碳布雷顿循环中占有重要的地位<sup>[1-4]</sup>。由于循环系统中的二氧化碳工质会泄漏到涡轮机械的转子-定子腔室内, 所以转子在高速旋转时, 工质与转子表面的摩擦作用会给转子带来一定风阻损失, 使得整个机械的效率降低。风阻损失的能量以热的形式释放到环形间隙中, 这会使得间隙内的温度升高。而高温环境对旋转机械的正

常运行有非常大的危害。所以研究转子风阻大小和散热对旋转机械的设计和运行有着重要的意义。

对于这种同心旋转圆柱体结构，从 Taylor<sup>[5]</sup>指出环形间隙内会出现涡状结构即泰勒涡开始，国内外许多研究者针对转子风阻和间隙内的传热能力进行了研究。Yamada<sup>[6-7]</sup>经过理论分析后，在低、高雷诺数下分别使用锭子油和水作工质，实验测试了不同转子半径和环形间隙宽度对转子摩擦系数的影响，得出了摩擦系数的经验关系式。Bilgen 和 Boulos<sup>[8]</sup>提出转子摩擦系数是间隙与转子半径比和旋转雷诺数的函数，通过实验确定转子摩擦系数函数关系中的待定系数，得到了相关的经验关系式。Ren<sup>[9]</sup>利用数值模拟的方法研究轴向流动对转子风阻的影响，得到了没有轴向流动和存在轴向流动时的转子摩擦系数经验公式。梁腾和<sup>[10]</sup>利用数值模拟的方法研究了转子粗糙高度、转速和气腔间距对转子风阻的影响。其研究侧重转子粗糙高度在中高压，高转速的条件下对转子风阻的影响，而气腔间距对转子风阻不会造成明显影响。将其文中的气腔间距换算成气腔间距与转子半径比值，比值的变化范围为 0.0258~0.103。孙玉昕等<sup>[11]</sup>利用数值模拟研究同心旋转圆柱体间环形气隙内流体的对流换热情况，得到了不同泰勒数下流场的速度分布、温度分布和热流密度分布，研究发现环形间隙内的速度分布、温度分布和热流密度分布和泰勒涡密切相关。Tzeng<sup>[12]</sup>通过改变转子转速和转子的加热功率，研究同轴旋转圆柱之间的环形间隙中的传热行为，并建立有关离心力、浮力参数与传热系数之间的经验关系式。

转子转速、间隙宽度与转子半径比值以及定子壁面换热条件分别代表影响转子风阻的速度条件、几何条件和热边界条件。之前的研究者在这几个方面做了大量的研究，但是并没有对现象与规律作进一步的解释。本研究通过对转子转速和间隙宽度与转子半径比值这两个方面进行数值模拟，得到转子风阻变化规律，并从环形间隙内部流场泰勒涡的角度对结果进行了解释。同时本文将边界传热和转子风阻进行耦合，研究了定子壁面换热条件对转子风阻的影响，并从热物性的角度对结果进行了解释。

## 1、数值计算模型

### 1.1 物理模型

涡轮机械转子的损耗发生在转子和定子腔内。本研究针对这一部分进行建模。模型几何结构如图 1 所示，几何模型抽象成两个同心圆柱体，内圆柱面代表转子外壁面，外圆柱面代表定子内壁面。环形间隙内部充满 5 MPa 二氧化碳工质，这一区域即为流体计算域。转子外壁面和定子内壁面为精抛光后的光滑壁面。



图 1 转子-定子几何结构图

Fig.1 Geometric structure diagram of rotor-stator

### 1.2 数值计算方法与网格划分

对于在 5 MPa 下的二氧化碳，在高速旋转的工况下，会产生强烈的湍流。雷诺应力模型比单方程和双方程模型更加严格地考虑了流线型弯曲、旋涡和张力变化，对于复杂流动有更高的精度预测的能力。因此根据所研究的实际工况，湍流模型采用雷诺应力模型。

由于计算域比较规整，本研究采用结构化网格。转子和定子壁面附近的流场比较复杂，所以对定子和转子壁面附近的网格进行了加密。处理近壁面流场采用壁面函数法， $Y^+$ 值控制在 30~200 之间，第一层网格高度为 0.025 mm，增长率为 1.2。将内圆柱面设置为绝热旋转壁面来模拟转子旋转，两侧壁面设置为静止绝热壁面。外圆柱面根据工况条件设置为绝热壁面或对流换热条件下的壁面，其中设置为对流换热时需打开粘性释热选项。所有的壁面都设置为光滑壁面，壁面粗糙高度为 0。

为了保证计算的准确性，进行了网格无关性分析。在间隙宽度为 1.5 mm，18 kr/min 的工况下设置径向数量不同的网格层数，通过比较不同径向数量网格层数下的转子风阻大小来判断是否达到网格无关性的要求。如图 2 所示，径向网格层

数设置为 15, 20, 25, 30。以网格层数为 30 的模拟计算结果做基准, 分析计算结果可得, 网格层数为 25 和网格层数为 30 时的转子风阻大小误差不超过 1%, 满足网格无关性要求。

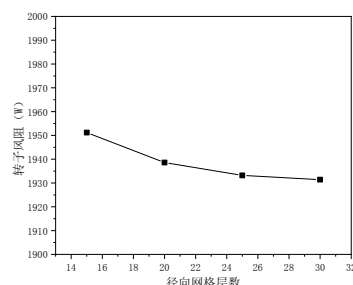


图 2 径向网格层数对转子风阻大小的影响

Fig.2 The influence of the number of radial grid layers on windage

### 1.3 计算工况

模拟计算工况如表 1 所示, 在其他条件相同时, 分别考察转子转速、定子壁面对流换热系数、间隙宽度与转子半径比对转子风阻的影响。

表 1 模拟计算工况表

Tab.1 Simulation calculation working conditions table

工况	转速/ ( $\text{kr} \cdot \text{min}^{-1}$ )	间隙宽度 /mm	间隙宽度与转 子半径比值	定子壁面对流换热系数/ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ )
1	10	1.5	0.06	0
2	20	1.5	0.06	0
3	30	1.5	0.06	0
4	40	1.5	0.06	0
5	50	1.5	0.06	0
6	40	1.5	0.06	100
7	40	1.5	0.06	300
8	40	1.5	0.06	500
9	40	1.5	0.06	800
10	40	1.5	0.06	1000
11	40	2.5	0.10	0
12	40	5.0	0.20	0
13	40	7.5	0.30	0
14	40	10.0	0.40	0

注：所有壁面为光滑壁面，壁面粗糙高度为0。转子半径和长度分别为25和200 mm。

## 2、模型验证

为了验证模拟计算模型对风阻计算的适用性。本研究选取 NASA Lewis 研究中心 Gorland<sup>[13]</sup>的实验来进行建模，实验几何模型如图 3 所示。在模拟计算中，湍流模型为雷诺应力模型。设置 10.6, 16.608 和 18.560 kr/min 3 个工况和实验中的工况相对应，工质物性完全参照实验工质设定。对比实验数据与模拟数据，结果如表 2 所示。模拟数据和实验数据的误差在±7.14%以内，这说明本研究使用的数值计算模型是合适的。

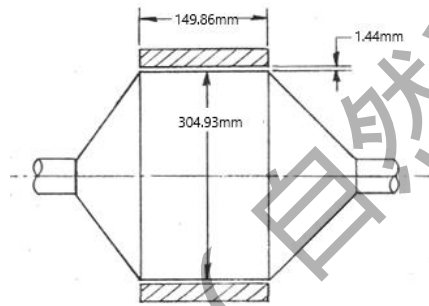


图 3 NASA 实验装置几何示意图

Fig. 3 Schematic of NASA experimental device geometry

表 2 实验数据和模拟数据对比表

Tab.2 Comparison table of experimental data and simulated data

工况	转速 / (kr · min <sup>-1</sup> )	实验摩擦系数/10 <sup>-3</sup>	模拟摩擦系数/10 <sup>-3</sup>	相对误差/%
1	10.600	1.567	1.669	6.5
2	16.608	1.405	1.344	-4.3
3	18.560	1.387	1.288	-7.14

## 3、结果分析

### 3.1 转速对转子风阻的影响

间隙内的速度场对转子风阻影响很大。转速大小的变化会导致间隙内部的流动状态发生变化。间隙内的流动通常以 Couette 雷诺数来描述：

$$Re_{\delta} = \frac{\rho u_1 \delta}{\mu} \quad (1)$$

其中， $\rho$  为密度， $\mu$  为流体动力粘度， $u_1$  为转子边缘速度， $\delta$  为径向气隙宽度。

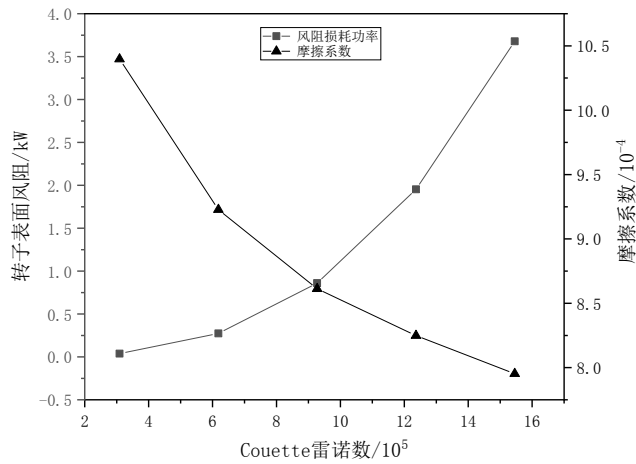


图 4 转子风阻和摩擦系数随 Couette 雷诺数变化曲线图

Fig. 4 Variation curves of windage of rotor surface and friction coefficient with Couette Reynolds number

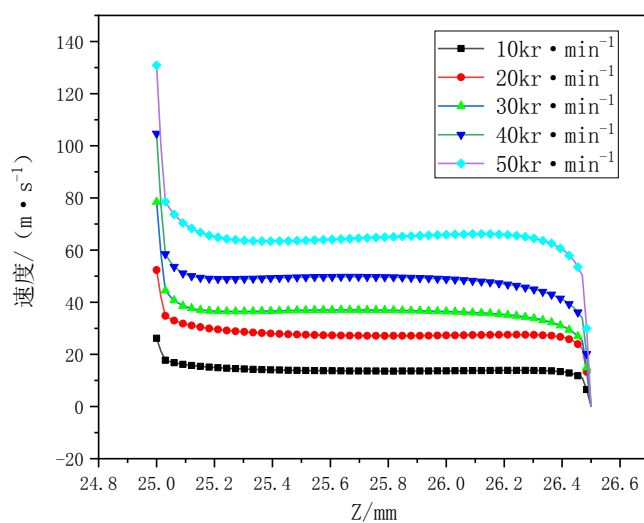
摩擦系数计算式为

$$P = C_f \rho \pi \omega^3 r_1^4 l \quad (2)$$

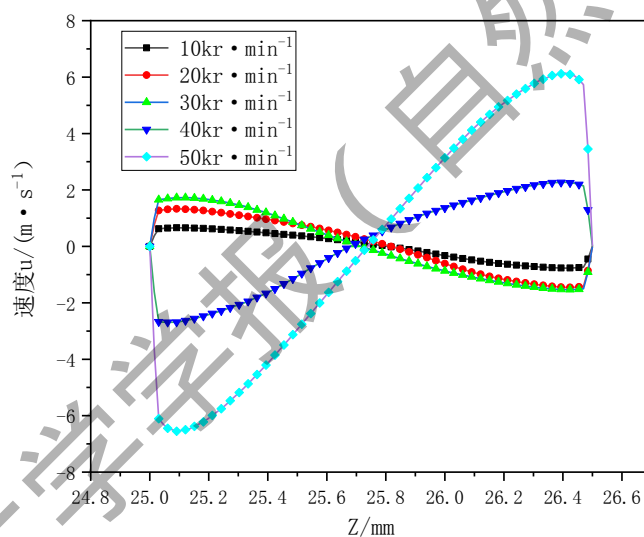
$$C_f = \frac{P}{\rho \pi \omega^3 r_1^4 l} \quad (3)$$

其中， $P$ 为转子风阻，由模拟计算得出。 $C_f$ 为摩擦系数。 $r_1$ 为转子半径， $\omega$ 为转子角速度， $l$ 为转子长度。先通过模拟计算得到风阻损耗功率的大小，再通过式子（3）计算得到摩擦系数。将工况中的转速换算成 Couette 雷诺数。如图 4 所示，转子风阻随着 Couette 雷诺数的增大而增大，而摩擦系数是随着 Couette 雷诺数的增大而减小。

图 5 为速度分布图。其中，计算模型的 X 方向为轴向方向，取  $X=0.1$  m 处径向位置的直线作为特征线。取特征线上的速度和 X 轴正向的速度来分析间隙内部径向的流场变化情况，用速度  $u$  来表示特征线上 X 轴正向的速度。间隙径向速度分布如图 5 (a) 所示，靠近转子和定子的边界层有很大的速度梯度，间隙中部的速度大小变化不大。随着转速的增加，间隙内部的速度分布变化不大。在图 5 (b) 中可看到在间隙内部存在涡状结构即泰勒涡。泰勒涡的强度可以用速度  $u$  的大小来表示，泰勒涡强度随着转速的增大而增强。结合图 4 和 5，泰勒涡的强度会影响摩擦系数的大小，且强度越大摩擦系数越小。



(a) 不同转速工况下径向速度分布图



(b) 不同转速工况下的速度  $u$  分布图

图 5 速度分布图

Fig. 5 Diagram of velocity distribution

### 3.2 间隙宽度与转子半径比值对转子风阻的影响

转子风阻和转子-定子结构的几何条件密切相关。常用间隙宽度与转子半径比这个无量纲数来表示转子-定子结构的几何条件。

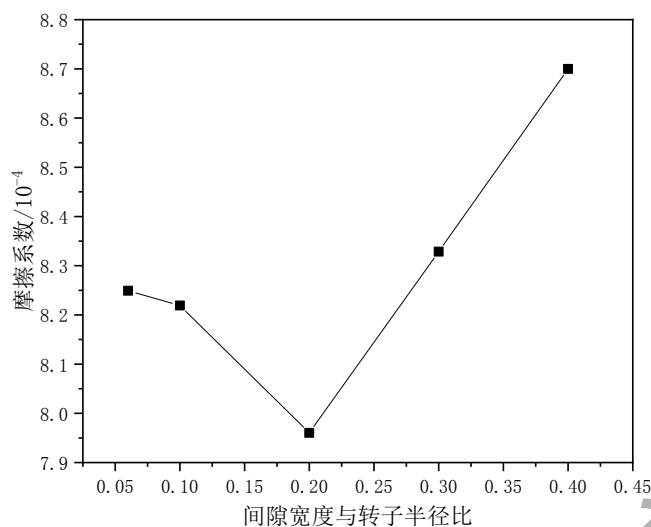


图 6 摩擦系数随间隙宽度与转子半径比值变化曲线图

Fig. 6 Variation curve of friction coefficient with ratio of gap width to rotor radius

图 6 表示在 40 kr/min 的工况下，摩擦系数随间隙宽度与转子半径比值变化曲线图。式 (2) 中很明显可以看到，在转子-定子几何结构相同，转速相同的条件下，转子风阻只受摩擦系数的影响，所以摩擦系数的曲线和转子风阻曲线是一致的。从图 6 中可见，摩擦系数随着间隙宽度和转子半径比值的增大而先减小后增大，在比值为 0.20 时存在最小值。

图 7 为不同间隙宽度与转子半径比值下速度  $u$  的变化曲线图，从图 7 可见，随着比值的增大，泰勒涡的强度逐渐增强，在比值为 0.2 的时候泰勒涡的强度最大。比值超过 0.2 后，泰勒涡逐渐不规整，而且泰勒涡的强度也随着比值的增大而减小。由于泰勒涡的强度大小受转速的影响，研究相同转速工况下泰勒涡的强度对转子风阻的影响更有意义。结合图 6 和 7，泰勒涡的强度会影响摩擦系数的大小。由于泰勒涡的强度越大，对边界层的搅浑越剧烈，湍流发展得越充分，因此泰勒涡强度越大，摩擦系数越小，转子风阻也就越小。



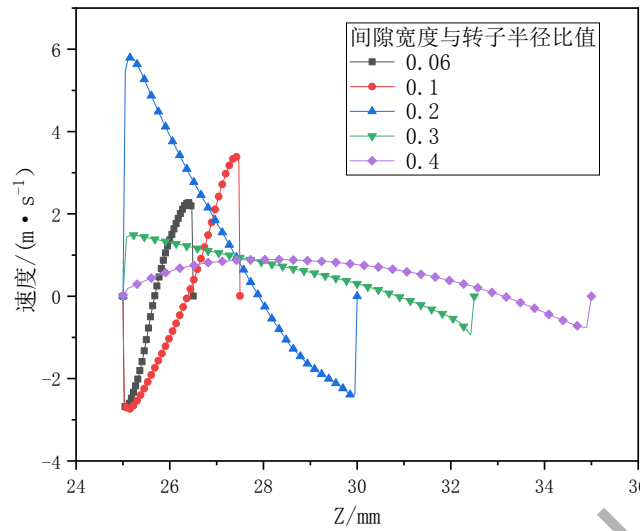


图 7 速度  $u$  随间隙宽度与转子半径比变化曲线图

Fig. 7 Variation curves of speed  $u$  with ratio of gap width to rotor radius

### 3.3 定子壁面换热系数对转子风阻的影响

转子风阻会以热量的形式传递到转子与定子内部腔室中，这会导致腔室内温度上升。涡轮机械在温度过高的环境下运转是不允许的。因此探究定子壁面换热能力对转子风阻的影响是很有必要的。

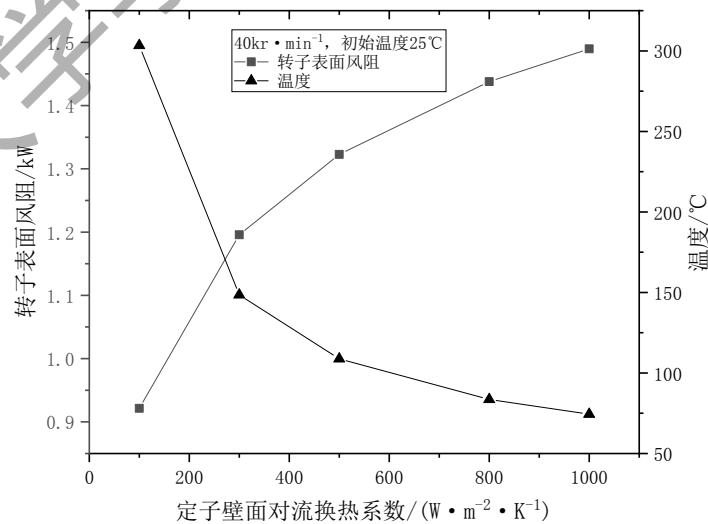


图 8 转子风阻和间隙内平均温度随定子壁面对流换热系数变化图

Fig. 8 Variation curves of windage of rotor surface and average temperature in the gap with the convective heat transfer coefficient of stator

图 8 为 40 kr/min, 25 °C 初始温度条件下, 转子风阻和间隙内平均温度随定子壁面对流换热系数变化的曲线图, 可以看出, 在转子转速一定的情况下, 随着定子壁面对流换热系数的增大, 转子风阻也逐渐增大, 间隙内温度逐渐降低。这说明换热条件的改善会使得间隙内的平均温度大大降低, 但是转子风阻会升高。

温度的变化会影响工质的热物性, 热物性的变化会使得转子风阻发生变化。为了和前文中的工况作区分, 如表 3 所示, 新工况设置为 R 工况, 数字是和前文工况一一对应的。将工质的物性设置为前文工况结果下的平均温度的物性, 并对两次模拟计算结果进行对比。

表 3 R 工况表  
Tab. 3 R working conditions table

工况	温度/°C	密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	黏度/(μPa·s)
R6	303.39	46.62	27
R7	148.47	67.75	21
R8	108.76	77.85	20
R9	83.56	86.74	19
R10	74.41	90.74	18

表 4 结果对比表  
Tab. 4 Results comparison table

W/W	W <sub>R</sub> /W	相对误差/%
921.45	912.95	0.9
1195.76	1184.72	0.9
1322.72	1308.28	1.1
1437.80	1410.20	1.9
1489.60	1469.22	1.4

从表 4 的对比结果来看, 两种情况下结果相差非常小, 误差都在 3% 以内。综上, 定子壁面对流换热系数的变化主要是引起了环形间隙内温度的变化, 温度的变化使得工质热物性参数发生改变, 从而导致转子风阻的变化。

## 4、结 论

本文对 5 MPa, 25 °C 下二氧化碳工质的转子-定子结构进行建模, 分析不同转速、不同间隙宽度与转子半径比值以及不同定子壁面换热系数下的风阻大小变化情况, 得到以下结论:

1) 模拟计算结果和 NASA Lewis 研究中心 Gorland 的实验结果误差不超过 $\pm 7.14\%$ , 说明所采用的数值模拟方法对于转子风阻问题的研究是适用的。

2) 在转子-定子结构相同的情况下, 转子风阻随着 Couette 雷诺数的增大而增大, 即转速越高, 转子风阻越大。而摩擦系数是随着 Couette 雷诺数的增大而降低, 即转速越高, 摩擦系数越小。转速越高, 泰勒涡的强度越大。

3) 转速相同的情况下, 转子风阻和摩擦系数随着间隙宽度和转子半径比值的增大而先减小后增大, 在比值为 0.2 的时候存在最小值。

4) 转子风阻变化规律可以用泰勒涡的强度来解释: 泰勒涡的强度影响摩擦系数的大小, 强度越大摩擦系数越小。

5) 转子风阻随定子壁面对流换热系数的增大而减小。定子壁面对流换热系数的改变主要是引起了环形间隙内温度的变化, 工质热物性参数的变化导致转子风阻的变化。

## 参考文献:

- [1] 郑开云.超临界二氧化碳动力循环研究现状及趋势分析[J].能源工程,2017(05):31-37, 47.
- [2] 黄彦平,王俊峰.超临界二氧化碳在核反应堆系统中的应用[J].核动力工程, 2012, 33(3): 21-27.
- [3] 赵煜, 董自春, 张羽, 赵静. 超临界二氧化碳发电系统研究进展[J]. 热能动力工程, 2019, 34(1):11-16.
- [4] 谢永慧, 王雨琦, 张荻, 施东波. 超临界二氧化碳布雷顿循环系统及透平机械研究进展[J]. 中国电机工程学报,2018,38(24):7276-7286, 7454.
- [5] TAYLOR G I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society A,1923,223:289-343.
- [6] YAMADA Y. Resistance of a flow through an annulus with an inner rotating cylinder[J]. Bulletin of Jsme, 1962, 5(18):302-310.
- [7] YAMADA Y. Torque resistance of a flow between rotating Co-axial cylinders having axial flow[J]. Bulletin of Jsme, 1962, 28(186):117-124.

- [8] 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.
- [9] REN W M. Windage and axial friction losses of high speed generator[C]// International Joint Power Generation Conference Collocated with Turboexpo. 2003:77-82.
- [10] 梁腾和,黄宏立,马乐,等.涡轮机械转子在二氧化碳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.
- [11] 孙玉昕,赵旭峰,吴波.同心圆柱体间旋转气隙内对流换热的数值模拟研究[J].武汉纺织大学学报,2012,25(6):81-86.
- [12] TZENG S C. Heat transfer in a small gap between co-axial rotating cylinders[J].International Communications of Heat and Mass Transfer, 2006, 33 (6) :737-743.
- [13] GORLAND S H, KEMPKE E E, Jr. Experimental windage losses for close clearance rotating cylinders in the turbulent flow regime[R]. NASA TM X-52851,1970.

## Change regularity of windage under different geometry and heat transfer conditions

MA Le<sup>1</sup>, HUANG Hongli<sup>2</sup>, SU Kaifang<sup>1</sup>, LIANG Tenghe<sup>1</sup>,  
ZHANG Yaoli<sup>1</sup>, HONG Gang<sup>1\*</sup>

(1. College of Energy, Xiamen University, Xiamen 361102, China;

2. Zhuhai Productivity Promotion Center, Zhuhai 519000, China)

**Abstract:** In the turbomachinery design of supercritical carbon dioxide Brayton cycle system, to improve the energy conversion efficiency, it is necessary to increase the prediction accuracy of the windage loss. Through comparison of the simulation results with the experimental results, it is found that the numerical simulation is appropriate for studying the windage of the rotor. Numerical calculation and analysis were performed under the working condition of 5 MPa carbon dioxide at different rotating speeds and with different ratios of the gap width to the rotor radius and different convective heat transfer coefficients of the stator. The results show that the windage loss increased with the rotating speed increasing with the same ratio of the gap width to the rotor radius. At the same rotating speed, as the ratio of the gap width to the rotor radius increased, the windage loss decreased and then increased. There was a minimum value when the ratio was 0.2. The windage loss was significantly affected by the Taylor vortex. The stronger the Taylor vortex, the smaller the friction coefficient. The windage loss decreased as the convective heat transfer coefficient of the stator increased. It was

the change of convective heat transfer coefficient of stator that made the temperature of the working medium in the chamber change. The variation in the thermal physical properties was the main reason why windage loss changed with the convective heat transfer capacity of the stator.

**Keywords:** windage; numerical calculation; Taylor vortex; carbon dioxide

厦门大学学报（自然科学版）