

来流条件对轴流喷水推进器性能的影响研究*

陈泰然^{1,2}, 刘昊然¹, 鲁航^{1,3}, 张晓平⁴, 许金⁴, 王国玉^{1,2}

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081;

2. 北京理工大学重庆创新中心, 重庆 401120;

3. 北京机械设备研究所, 北京 100854;

4. 海军工程大学 舰船综合电力技术国防科技重点实验室, 湖北 武汉 430033)

摘要: 高速舰船在实际航行过程中的来流条件十分复杂, 为研究不同来流条件对喷水推进器性能的影响, 以轴流式喷水推进器为研究对象, 基于均相流模型、Zwart空化模型和SST $k-\omega$ 湍流模型, 对不同来流速度和来流角度条件下的喷水推进器进行了数值模拟, 通过网格不确定度分析、数值与试验结果对比及误差分析验证了数值计算方法的可靠性, 最终获得了不同来流条件喷水推进器推进性能和内流特性的变化规律。结果表明: 随着来流速度增大, 装置流量不断增加, 扬程、推力和效率先增大后减小, 在来流速度为5.6m/s时性能最佳。转速为2450r/min时, 叶轮空化程度较弱, 当来流速度 $v \geq 8.4$ m/s时, 流量显著增大, 冲角减小, 叶片工作面流动分离增强, 压力面开始出现空泡。来流角度增大对低来流速度工况喷水推进器性能几乎无影响, 高来流速度工况则表现出推力、扬程和效率的急剧下降, 来流角度从 3° 增加至 7° 时, 推力、扬程和效率降幅分别高达13.8%, 13.9%与8.3%。来流角度增大, 各过流部件速度不均匀性增大, 叶轮和导叶区域湍流耗散增大, 叶轮进口冲角减小, 压力面流动分离增强, 做功能力下降, 推进装置性能急剧恶化。

关键词: 喷水推进器; 来流条件; 推进性能; 内流特性; 数值模拟

中图分类号: U664.34 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2023) 10-2211007-11

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2211007

Performance of Axial Water-Jet Propulsor under Different Inflow Conditions

CHEN Tai-ran^{1,2}, LIU Hao-ran¹, LU Hang^{1,3}, ZHANG Xiao-ping⁴, XU Jin⁴, WANG Guo-yu^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Chongqing Innovation Center, Beijing Institute of Technology, Chongqing 401120, China;

3. Beijing Mechanical Equipment Institute, Beijing 100854, China;

4. National Key Laboratory of Science and Technology on Vessel Integrated Power System, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: The inflow conditions of high-speed ship are significantly complicated during the process of navigation. To reveal the influence of inflow conditions on propulsion performance, this paper conducted the numeri-

* 收稿日期: 2022-11-02; 修订日期: 2023-01-17。

基金项目: 国家自然科学基金 (52009001); 国防科技基础加强项目 (2020-JCJQ-ZQ-003; 2020-JCJQ-ZD-222; 2021-JCJQ-JJ-0766)。

作者简介: 陈泰然, 博士, 副研究员, 研究领域为流体机械与流体力学。

通讯作者: 张晓平, 博士, 助理研究员, 研究领域为复杂多相流固耦合。E-mail: zxpbaby@mail01@163.com

引用格式: 陈泰然, 刘昊然, 鲁航, 等. 来流条件对轴流喷水推进器性能的影响研究[J]. 推进技术, 2023, 44(10): 2211007. (CHEN Tai-ran, LIU Hao-ran, LU Hang, et al. Performance of Axial Water-Jet Propulsor under Different Inflow Conditions[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(10):2211007.)

cal simulation under different inflow velocities and angles of the axial water-jet propulsor. The characteristics of propulsion and internal flow characteristics under different inflow conditions are obtained based on the homogeneous flow model, Zwart cavitation model and SST $k-\omega$ turbulence model. The reliability of the numerical calculation method is verified according to the grid uncertainty analysis, comparison between numerical and experimental results and the error analysis. It is found that the flow rate increases continuously, however, the head, thrust and efficiency increase firstly and then decrease with the increasing inflow velocity. The best performance of propulsion is obtained at $v=5.6\text{m/s}$. The cavitation occurred on the impeller is slight when the rotational speed is 2450r/min. When the inflow velocity is not less than 8.4m/s, the flow rate increases significantly, which leads to the reduction of incidence angle. Therefore, the flow separation on pressure surface is enhanced and cavitation appears on this condition. The increase of inflow angle slightly affects the propulsion performance under lower velocity condition. However, the higher inflow velocity leads to the substantial decline of thrust, head and efficiency, which decrease by 13.8%, 13.9% and 8.3%, respectively, when the inflow angle changes from 3° to 7° . The velocity inhomogeneity of each overcurrent component and the turbulence dissipation of the impeller and guide vane significantly increase with the increase of inflow angle. Moreover, the decrease of incidence angle strengthens the flow separation on pressure surface. All of those weaken the working capacity and result in a sharply deterioration of propulsion performance.

Key words: Water-jet propulsor; Inflow conditions; Propulsion performance; Internal flow performance; Numerical simulation

1 引言

相比于螺旋桨推进,喷水推进具有推进效率高、抗空化能力强、振动噪音小、操纵性能优异以及传动机构简单等优点,被广泛应用于高速水陆两栖车辆和高速舰船等高速航行器^[1-3]。高速航行器易受波浪、洋流、风速等环境影响,面临复杂的航行条件,不可避免地出现航速变化以及摇摆现象^[4-5]。喷水推进器作为高速航行器推进动力的核心部件,航行器的航速以及姿态变化直接导致推进器来流速度以及来流角度发生改变,进而引起喷水推进器整体性能的变化,从而影响航行器的性能。因此,研究来流条件对喷水推进器性能的影响对于提高高速航行器的耐波性与操纵性具有重要的工程实践意义。

Bulten^[3]运用仿真和实验相结合的手段,证明了喷水推进泵前存在进水弯管时,进流速度场具有周向不均匀性,导致喷水推进泵具有不均匀来流。许慧丽等^[6]研究了直航、倒航和斜航三种不同船舶航行状态下喷水推进器流道中的黏性流动,发现倒航状态下流道内的流场更不均匀,压力更低,更易发生空化和流动分离现象。Duerr^[7]从喷水推进泵设计的角度定性阐述了非均匀进流下喷水推进泵扬程下降的原因。黄丛磊等^[8]研究了涡流发生器对低速比下喷水推进器进水流道流动分离的影响,通过优选安

装位置提高了装置的效率。王洋等^[9]量化分析了实际航行时喷水推进泵非均匀进流下扬程损失机理及失稳特性,指出非均匀流演变的周向分离涡是装置性能下降的主要原因。鲁航等^[10]研究了斜流工况对喷水推进器推进性能和流场特性的影响,发现随斜流角增大,装置扬程增加,效率减小。徐锁林等^[11]研究了船泵耦合条件下喷水推进船航速及运动姿态对推进特性的影响,发现随着航速增大,导叶吸力面一侧流动分离减轻,推进性能提高;当艏倾增大时,装置流动不均匀性改善,推力增加。Takai等^[12]指出高航速会导致进水流道效率降低。张富毅等^[13]对喷水推进器进水流道进行了多目标优化设计,改善了喷水推进器流道出流的不均匀性。李明慧等^[14]探讨了转速和航速对喷水推进器内流特性的影响规律,结果表明航速减小、转速增大时,装置推进性能提高。

基于上述研究发现,喷水推进器中进水流道、叶轮、导叶与喷口构成的组合体的流场十分复杂,但是现有研究大多集中于直管进流与进水弯管的非均匀进流对喷水推进泵外特性的不同影响,或是关注航速、转速对装置内流特性的影响,而对于来流条件对喷水推进器整体影响的相关研究较少。因此,本文以轴流式喷水推进器为研究对象,对不同来流条件下装置的推进性能和内流特性进行数值模拟,揭示了速度和角度等来流条件改变时喷水推进器内流特

性和推进性能的变化规律。

2 数值计算方法及模拟设置

2.1 控制方程

本文采用均相流模型^[15]开展数值计算研究,假设气液两相是均一稳定的介质,速度、压力等流场参数均保持一致,只需求解流场的混合密度即可完成对整体流场控制方程的求解。连续性方程和动量方程分别为式(1),式(2),混合密度求解方程如式(3)所示。

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_m + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + \alpha_l \rho_l \quad (3)$$

$$\mu_m = \mu_l \alpha_l + \mu_v \alpha_v \quad (4)$$

式中 p 为流场压力; i, j, k 为坐标轴方向; u_i, u_j, u_k 为坐标轴方向的速度分量; ρ_m, ρ_l 和 ρ_v 为介质混合密度以及液相和气相密度; α_l 和 α_v 为液相和气相体积分数; μ_m, μ_l 和 μ_v 为混合相以及液相和气相的层流粘性系数; μ_t 为紊流粘性系数; δ_{ij} 为剪切应变率张量。

本文采用 Zwart 空化模型^[16]进行数值计算,该模型建立了空化流场内关于蒸汽相体积分数 α_v 的输运方程,在计算以水为介质的流场时具有较好的收敛性,其输运方程基本表达式为

$$\frac{\partial \rho_v \alpha_v}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v \alpha_v u_j}{\partial x_j} = \dot{m}^+ - \dot{m}^- \quad (5)$$

$$\dot{m}^- = C_{\text{vap}} \frac{3\alpha_{\text{nuc}}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_b} \times \left(\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}}, p \leq p_v \quad (6)$$

$$\dot{m}^+ = C_{\text{prod}} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_b} \left(\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}}, p > p_v \quad (7)$$

式中 \dot{m}^+ 为凝结源项; \dot{m}^- 为蒸发源项; p_v 为饱和蒸汽压,取值 3169Pa; R_b 为气泡半径,取值 $1\mu\text{m}$; α_{nuc} 为非凝结气体体积分数,取值 5×10^{-4} ; C_{vap} 为蒸发经验常数,取值 50; C_{prod} 为凝结经验常数,取值 0.01。

本文采用 SST $k-\omega$ 湍流模型^[17]来封闭方程,该模型结合了标准 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型的优点,湍流粘度项考虑了湍流剪应力的传播,在处理不同边界层时具有更好的适用性。湍动能 k 和湍流频率 ω 输运方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \beta' \rho k \omega \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\alpha \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + 2\rho(1-F_1) \frac{1}{\sigma_\omega \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (9)$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (10)$$

式中 σ_k 表示湍动能 k 的普朗特数; σ_ω 表示湍流频率 ω 的普朗特数; μ_t 为紊流粘性系数; F_1, F_2 为混合函数; S 为剪切应变率。

2.2 计算域设置

本文以轴流喷水推进器为研究对象分析其不同来流条件下的流场特性,具体过流部件包括进水通道、叶轮、导叶以及直管喷口四部分,几何模型如图1所示,主要水力参数如表1^[18]所示。为与试验过程压力测点保持一致,选择进水通道进口截面 S1,叶轮进口截面 S2,导叶出口截面 S3 以及直管喷口中段截面 S4 作为特征截面开展数值模型验证以及流场分析工作。

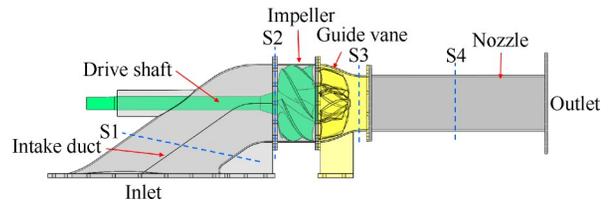


Fig. 1 Schematic diagram of the water-jet propulsor

Table 1 Geometry parameters of water-jet propulsor^[18]

Parameter	Value
Design flow $q_d / (\text{m}^3/\text{s})$	0.108
Designed rotational speed $n / (\text{r}/\text{min})$	2340
Designed head H / m	7.12
Diameter of impeller D / mm	149.5
Tip clearance d / mm	0.5
Diameter of nozzle D_n / mm	105
Number of impeller blades	6
Number of guide vane blades	8

为了充分模拟来流条件对喷水推进器流场计算结果的影响,选择计算域时应将航行器底面水域考虑在内。综合考虑计算精度以及成本,本文将航行器底面控制体的长、宽、高尺寸分别设置为 $30D, 15D$ 和 $8D$ ^[19],其中 D 为叶轮直径,计算域如图2所示。

计算域进流面设置为速度入口,用笛卡尔坐标

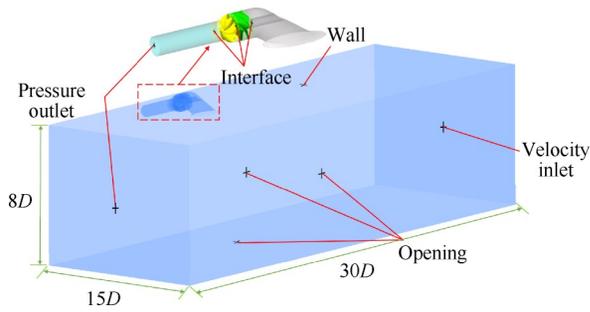


Fig. 2 Schematic diagram of the computational domain and the boundary conditions

系下三个速度分量表征来流速度以及角度;计算域出流面和喷水推进器出口设置为压力出口,压力取值 $1.013 \times 10^5 \text{Pa}$,叶轮、导叶、驱动轴、流道壁面以及航行器底面均设置为无滑移壁面;航行器底面控制体的两侧面和底面设置为 Opening。叶轮区域设置为旋转域,其余部件设置为静止域,采用多重参考系方法处理旋转域,进水流道与叶轮区域、叶轮区域与导叶区域通过 Frozen rotor 动-静交界面进行连通,导叶区域与直管出口段之间设置为静-静交界面。

2.3 网格划分

计算域网格是数值计算的关键要素之一,网格的数量和质量直接影响流场求解的速度和精度。本文的计算域包括航行器底面控制体、进水流道、叶轮、导叶以及直管喷口五个部分。叶轮、导叶以及直管喷口采用结构化网格,进水流道、航行器底面控制体采用非结构化网格,对进水口附近控制体进行局部加密,轮毂、叶顶间隙、进水流道、泵轴以及直管喷口等近壁面位置设置边界层,以充分保证仿真计算的精度。

为了消除网格因素对计算结果的影响,改变各过流部件的局部加密程度,以同一细化比 $r_c = \sqrt{2}$ 进行网格划分,得到了转速为 2450r/min,来流速度为 2.8m/s 时,精度为细、中、粗的 G_1, G_2, G_3 三套网格,总网格数分别为 381 万、456 万和 562 万,其中叶轮和进水流道网格如图 3 所示,以推力系数 K_T 和转矩系数 K_Q 进行不确定性分析。

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (11)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (12)$$

式中 ρ 为水的密度, n 为叶轮转速, D 为叶轮直径, T 为推力, Q 为叶轮的转矩。

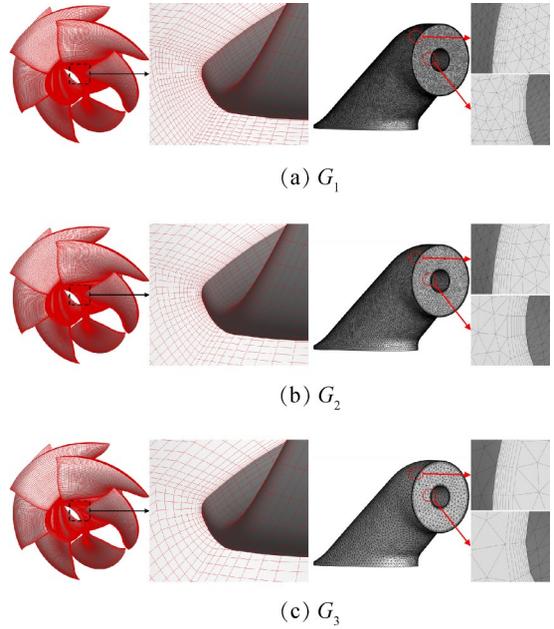


Fig. 3 Three sets of grids for impeller and intake duct

根据 ITTC 推荐的不确定度分析规程^[20],使用理查德森外推法和修正因子法进行网格不确定度分析,计算结果如表 2 所示。由表 2 可知,推力系数和转矩系数随网格细化均呈单调收敛的趋势,且不确定度均在 3% 以下,考虑到计算的经济性,采用中等精度的网格 G_2 进行数值计算,最终得到的各过流部件壁面的 y^+ 如图 4 所示,其中叶轮、导叶、进水流道、直管喷口的 y^+ 均在区间 $[0, 50]$ 内,平均值分别为 24.4, 37.81, 22.31 以及 36.4,均满足 SST $k-\omega$ 湍流模型的计算要求^[21-23]。

表 2 中 K_1, K_2, K_3 表示网格 G_1, G_2, G_3 的计算结果(包括推力系数、转矩系数); ε_{21} 与 ε_{32} 分别为中、细网格之差与粗、中网格之差; R 为收敛因子, p_0 为精度等级, δ_{RE}^* 为估计误差, C 为修正因子, U_c 为网格不确定度。

2.4 数值方法验证

为了验证数值计算模型的有效性,选择试验所得压力测点数据和数值计算结果进行对比。本文的

Table 2 Grid uncertainty analysis results

Parameter	K_1	K_2	K_3	ε_{21}	ε_{32}	R	p_0	δ_{RE}^*	C	$U_c/(K_1\%)$
T	0.870	0.866	0.843	-0.004	-0.023	0.174	5.545	-5.96×10^{-4}	5.832	0.730
Q	0.304	0.301	0.288	-0.003	-0.013	0.231	4.177	-9.24×10^{-3}	3.254	1.673

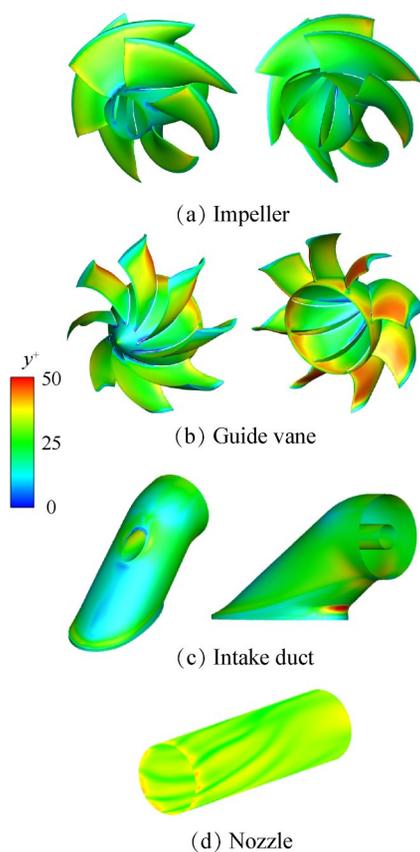


Fig. 4 Y^+ distribution on different overcurrent parts

试验工作在大连理工大学船舶拖曳水池开展,通过两栖车-喷水推进器一体化试验研究,获得了来流速度为2.8m/s时喷水推进器水力性能数据^[18]。考虑到叶轮进口截面S2受驱动轴和叶轮扰动影响较大,选择进水流道进口截面S1,导叶出口截面S3以及直管喷口中段截面S4对比转速为1160r/min,1180r/min和2450r/min时数值仿真和试验测得的各截面平均压力大小,截面位置如图1所示。由图5可知,数值仿真和试验结果变化趋势一致,S1,S3截面模拟较为准确,误差均小于5.5%,但在直管喷口中段截面S4处误差较大,转速为2450r/min时误差为10.2%,其余工况误差均小于6.5%。造成本文数值计算误差的原因如下:(1)数值计算时未考虑轴承摩擦损失及容积损失,导致数值计算结果偏大,并呈现高转速(大流量)时误差大,低转速(小流量)时误差小的趋势;(2)实验测得的是瞬态压力,已选取相对稳定后的结果进行均化处理,此外,雷诺平均方法在压力的精确模拟方面具有一定偏差,因此造成部分误差;(3)实验时车体姿态持续变化,喷水推进器喷口浸水后可能有部分回流,造成试验时S4截面压力波动,数值方法无法模拟该特征,带来部分误差;(4)与实验条件相比,数值方法并未系统全面地考虑两栖车与喷水推

进器的动态耦合作用,仅选用稳定的来流速度和来流角度进行稳态模拟,造成部分误差。将二者进行动态耦合分析,能够更准确地探究喷水推进器工作时性能的变化,这将是后续研究工作的重要方向。考虑到上述因素,本文认为该误差处于工程允许的范围,该数值计算方法能够反映来流条件变化时喷水推进器内部流场的演变规律。

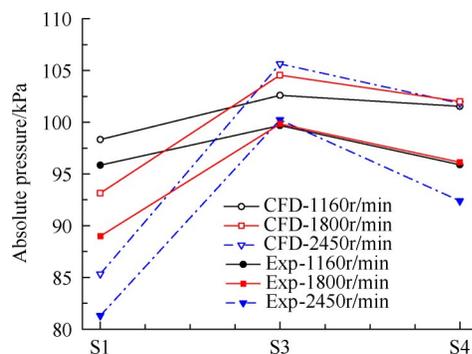


Fig. 5 Comparison of numerical and experimental results

3 计算结果及讨论

3.1 来流速度对喷水推进器性能的影响

为研究相同转速下不同来流速度对喷水推进器性能的影响,共设置5个来流速度,分别为0m/s,2.8m/s,5.6m/s,8.4m/s以及11.2m/s。图6显示了不同来流速度工况计算得到的喷水推进器推力、扬程系数、流量系数和效率曲线。其中推力 T ,流量系数 q^* ,扬程系数 H^* 和效率 η 定义如下。

$$T = \rho q (v_{\text{out}} \cos \theta - \alpha v_{\text{in}}) \quad (13)$$

$$q^* = \frac{q}{nD^3} \quad (14)$$

$$H^* = \frac{Hg}{n^2 D^2} \quad (15)$$

$$\eta = \frac{\rho g q H}{P} \quad (16)$$

式中 P , q 为喷水推进器的轴功率和流量; v_{out} 为出口流速; v_{in} 为进口流速; α 为伴流系数,取值0.95; θ 为直管喷口与水平面夹角,即来流角度。

随着来流速度的增大,喷水推进器流量不断增加,扬程、推力和效率均先增大后减小,其中扬程约与来流速度呈抛物线关系,在 $v=5.6\text{m/s}$ 时达到最佳性能。喷水推进装置的推进特性随来流速度变化,本质上是装置内流特性的变化,下文将根据数值计算结果深入分析喷水推进器内部流场。

为了直观反映来流速度对进水流道内部流场的影响,图7给出了不同来流速度下进水流道纵截面的

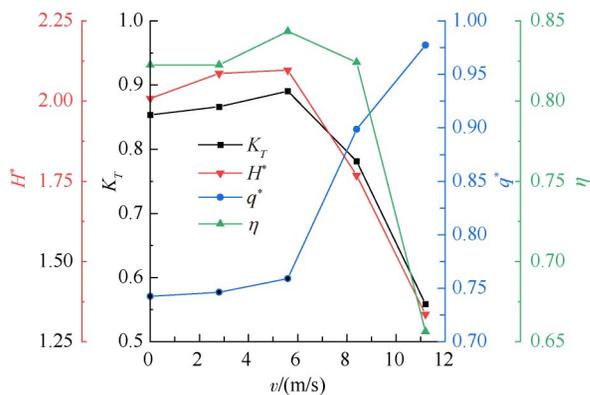


Fig. 6 Thrust, head coefficient, flow rate coefficient and efficiency under different inflow velocities

压力场和流线分布。由图7可知,当来流速度从0m/s增至5.6m/s时,轴面压力变化不大,当来流速度 $v \geq 8.4$ m/s时,轴面压力明显上升,且压力增幅逐渐增大。此外,当 $v \leq 2.8$ m/s时,汇入进水流道的流体由上游和下游流体共同组成,并且流道下壁面出现较明显的流动分离。随着来流速度进一步增大,上游流体逐渐在流道内占据主导地位,下壁面流动分离区域减小。当 $v \geq 8.4$ m/s时,进水流道内流体已全由上游流体组成,下壁面未发生流动分离。表明来流速度越低,进水流道下壁面越容易发生流动分离。图8为不同来流速度下进水流道横截面S1的压力场和流线分布图。由图8(a)~(c)可知,低来流速度下截面压力场分布为上高下低,且在底部存在一个反向涡对,产生原因是进水流道弯管曲率不同引发了二次流。由图8(d)和(e)可知,当 $v \geq 8.4$ m/s时,高速流体冲击流道下壁面,横截面压力分布变为下高上低,此时流道内流线分布更为有序,无反向涡对产生。由此可见,随着来流速度的增大,进水流道内二次流现象逐渐减弱,流道内部流场更为均匀有序。

图9给出了不同来流速度下叶轮进口截面S2的压力场和流线分布。随着来流速度增大,在该截面处形成了6个局部高压区,与6个叶片数相对应,表明叶轮扰动作用随来流速度增大而增强。此外,不同来流速度下截面均出现不同程度旋涡结构,原因是进水流道弯管曲率半径不同以及驱动轴对流体存在扰动作用。流道出口弯管上壁面曲率半径大,离心力小,且离心力指向外侧,导致上壁面流体压力上升;下壁面曲率半径小,较大的离心力指向弯管内侧,导致下壁面流体压力下降,因此在叶轮进口截面形成了自下而上的逆压梯度^[24]。在此逆压梯度作用下,驱动轴下方流体发生回流形成旋涡结构C,即弯管二次流现象。自下而上的流体绕驱动轴旋转后,

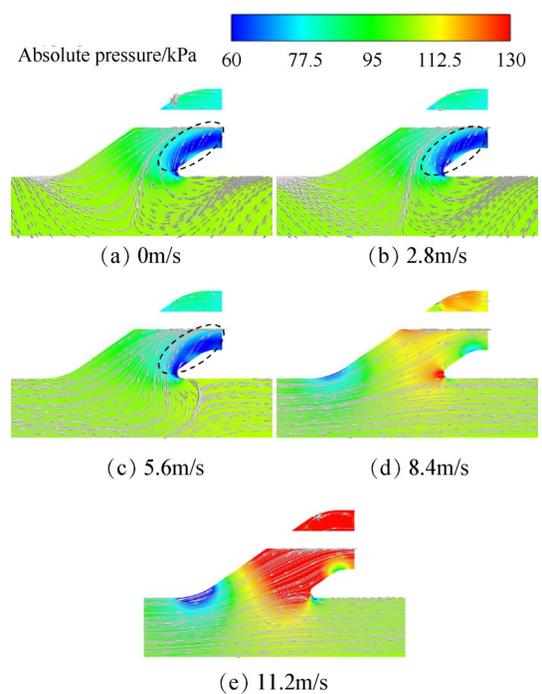


Fig. 7 Distribution of pressure and streamline in the longitudinal section of intake duct under different inflow velocities

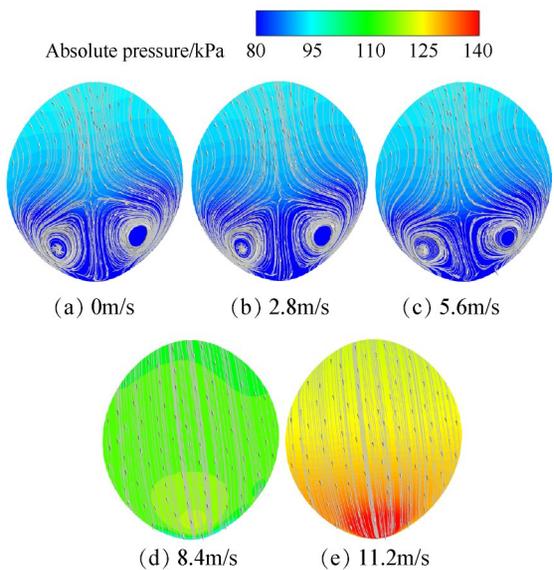


Fig. 8 Distribution of pressure and streamline in the cross-section of the intake duct S1 under different inflow velocities

产生圆柱绕流现象,形成旋涡结构B。驱动轴上方两侧流体在叶轮扰动形成的局部高压区与低压区作用下向低压区域流动,形成了更大尺度的集中涡A^[9]。由图9(a)~(e)可知,随着来流速度增大,回流涡C逐渐减小并向两侧壁面移动;集中涡A逐渐增大,圆柱绕流涡B逐渐减小,A和B逐步融合形成更大尺度的集中涡。总体而言,随着来流速度增大,旋涡数量和

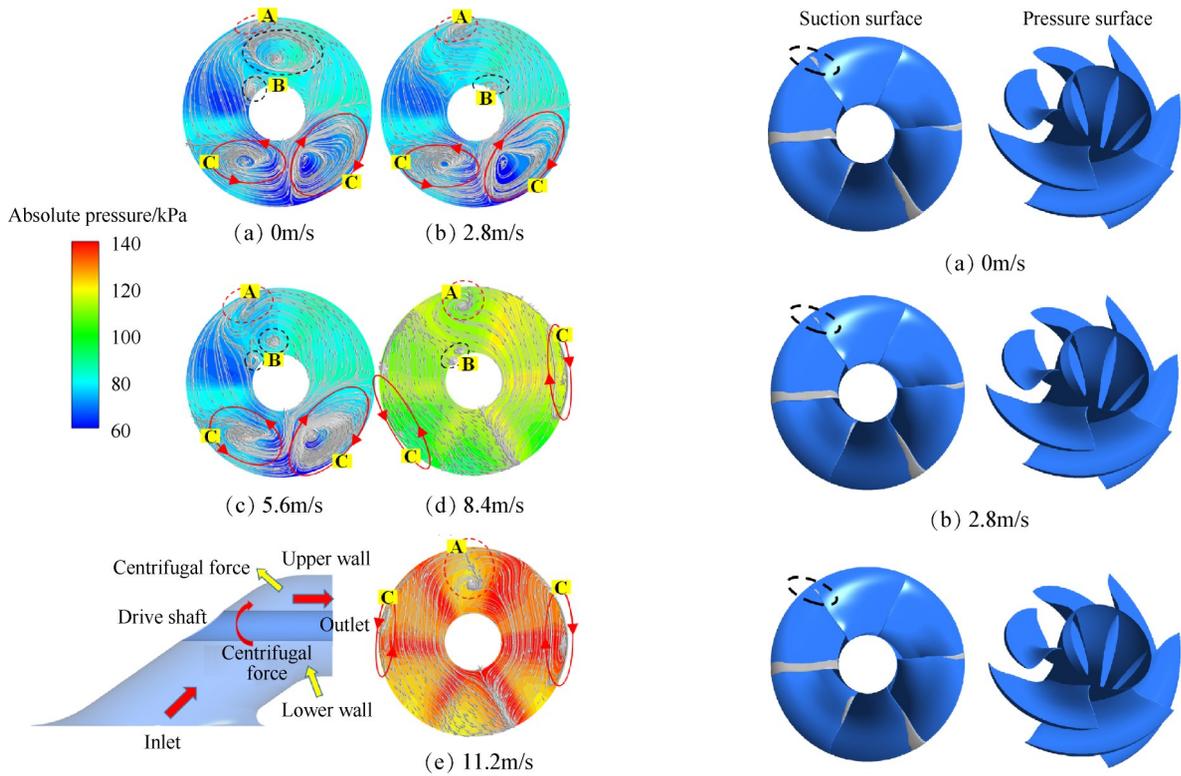


Fig. 9 Distribution of pressure and streamline of the impeller inlet section S2 under different inflow velocities

尺度有所减小,截面的流动不均匀性有所改善。

图10给出了不同来流速度下叶片表面的空穴分布(灰色区域),取气体体积分数为0.1的等值面^[25]。在转速为2450r/min时,各工况均有空穴产生,但空穴区域较小,由于叶轮受到了进水流动不均匀来流的影响,6个叶片空穴呈不均匀分布,且下方叶片空化更为严重。由图10(a)~(c)可知,当 $v \leq 5.6\text{m/s}$ 时,空穴以点状或带状分布在叶片吸力面前缘,并且随着来流速度增大,空穴略有减小。结合图6,图10,当 $v \geq 8.4\text{m/s}$ 时,叶轮进口面压力和流量显著增大,较大的压力使得吸力面空穴消失,流量增大导致进口冲角减小,叶片工作面流动分离增强,压力面进口边开始出现空穴,并且随着来流速度增大不断向轮毂侧和叶片出口边发展,表明叶片工作面做功能力下降,喷水推进器的推进性能已受到严重影响。

湍动能作为表征流体湍动程度的重要指标,能够表征流体能量耗散的大小。叶轮和导叶作为喷水推进器的重要过流部件,内部流场多属于高雷诺数湍流,流动损失较大,能量损失可用湍流耗散功率 P_t 表征^[26],具体表达式为

$$P_t = \int \rho \epsilon dv \quad (17)$$

式中 ϵ 为湍动能耗散率。

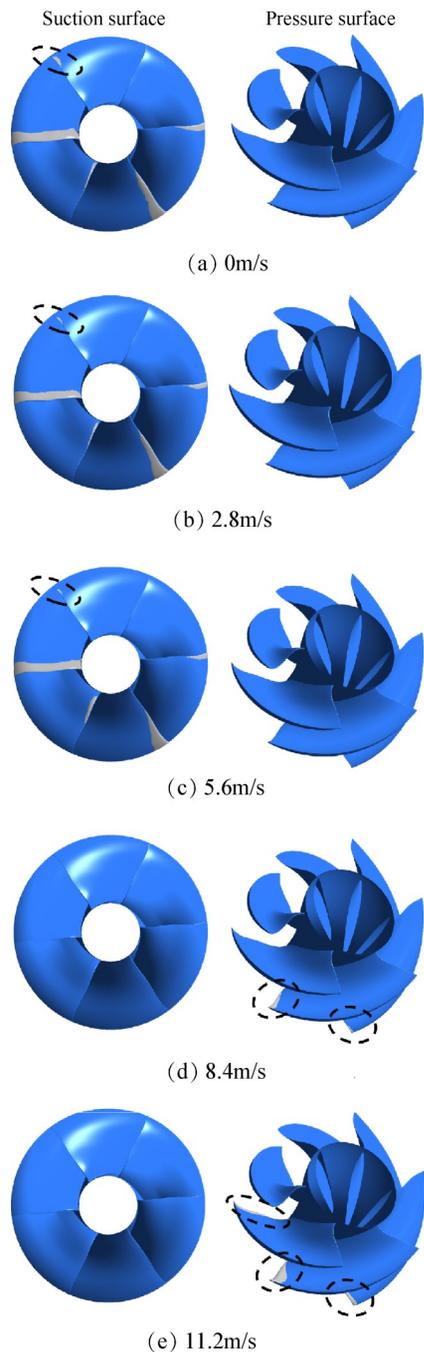


Fig. 10 Distribution of cavities on blade surface under different inflow velocities ($\alpha_v=0.1$)

图11给出了不同来流速度下叶轮区域的湍流耗散功率以及单个叶片表面和弦向切面的湍动能分布。随着来流速度增大,湍流耗散功率先减小后增大,并在 $v=5.6\text{m/s}$ 时达到最小值。这是因为低来流速度工况流量小,叶轮内部流体流动不均匀在能量损耗方面占据主导地位;随着来流速度增加,叶轮内部流体流速增加,阻力损失成为能量损耗的主要因素,在逐渐改善的流动不均匀性和逐渐增大的阻力损失综合影响下, $v=5.6\text{m/s}$ 工况表现出最优的流动性能,

与图6所示趋势一致。此外,选用单个叶片附近流场作为研究对象,用湍动能值为 $5\text{m}^2/\text{s}^2$ 的等值面表征涡结构^[27]。由图11可知,不同来流速度工况均产生了间隙泄漏涡,且泄漏涡随来流速度增加先减小后增大,在 $v=5.6\text{m/s}$ 时取得最小值。间隙泄漏流与主流掺混,发展出各切面所示的高湍动能区。由叶片表面湍动能分布可知, $v\leq 5.6\text{m/s}$ 时湍动能极大值分布在叶片吸力面进口处,这是流动剪切形成的。此三维流动剪切层随来流速度增大逐渐沿吸力面轮缘位置向下游移动,并与下游间隙泄漏形成的高湍动能区相连。高湍动能区的存在严重影响叶轮的水力效率,导致喷水推进器性能下降。

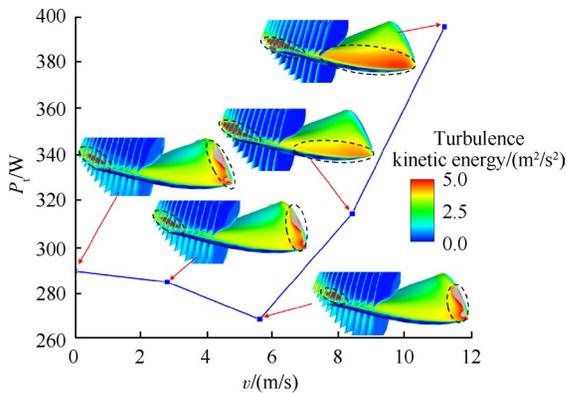


Fig. 11 Energy loss of impeller and turbulence kinetic energy distribution on the blade under different inflow velocities

为了探究来流速度对叶轮内主流速度的影响,选取叶轮沿流向50%处截面进行研究。绘制了不同来流速度下载面的轴面速度沿半径方向的分布曲线,如图12所示,其中横坐标 R^* 为径向系数,0.0表示轮毂,1.0表示轮缘,纵坐标轴面速度借助叶尖速度进行无量纲化处理^[28]。纵向对比5条轴面速度曲线, $v\leq 2.8\text{m/s}$ 时轴面速度数值变化较小,当 $v\geq 5.6\text{m/s}$ 时,轴面速度数值明显增加;横向对比单一工况曲线,轴面速度从轮毂到轮缘呈现先增大后减小的趋势。值得注意的是, $v\leq 2.8\text{m/s}$ 时轴面速度极大值位置靠近轮

缘,随着来流速度增大,间隙泄漏涡持续发展,泄漏流与主流发生掺混,导致轴面速度极大值位置向轮毂移动,并且轮缘位置轴面速度下降幅度变大。其中 $v=5.6\text{m/s}$ 工况轴面速度沿径向分布最为均匀,与图6所示的最佳水力性能表现一致。

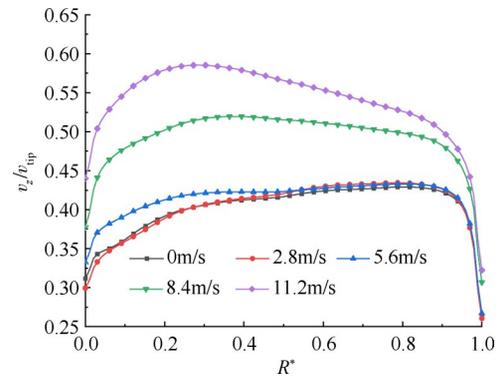


Fig. 12 Radial distribution of axial velocity component of the impeller under different inflow velocities (Streamwise is 0.5)

3.2 来流角度对喷水推进器性能的影响

高速航行器在水中航行时,在纵倾力矩作用下通常难以处于正浮状态,导致喷水推进器来流方向与水平面具有一定夹角。本文定义航行器自正浮位置向艏部倾斜为艏倾,纵倾角取负值;向艉部倾斜为艉倾,纵倾角取正值。为避免航行器发生危险,通常不允许其发生艏倾^[29]。参考文献相关设置^[30],选择来流角度 θ 分别为 $3^\circ, 5^\circ$ 和 7° 以探究来流角度对喷水推进装置性能影响,计算结果如表3所示。

由表3可知,在计算范围内,当推进器处于低来流速度($v=5.6\text{m/s}$)条件时,随着来流角度增大,推力、扬程、流量、转矩以及效率变化不明显;当处于高来流速度($v=11.2\text{m/s}$)条件时,流量小幅增加,推力、扬程、效率均明显下降,降幅分别高达13.8%,13.9%与8.3%,但是转矩变动不大,表明低来流速度条件下,来流角度变化对喷水推进装置性能影响不大;高来流速度时,随着来流角度增大,喷水推进装置性能急剧

Table 3 Performance calculation results of water-jet propulsor under different inflow angles

Inflow velocity/(m/s)	Inflow angle/($^\circ$)	Thrust coefficient	Head coefficient	Torque coefficient	Flow rate coefficient	Efficiency
5.6	3	0.909	2.096	0.306	0.761	0.829
5.6	5	0.891	2.097	0.300	0.759	0.843
5.6	7	0.889	2.102	0.300	0.759	0.847
11.2	3	0.594	1.428	0.315	0.963	0.695
11.2	5	0.559	1.336	0.316	0.977	0.656
11.2	7	0.512	1.229	0.317	0.992	0.612

恶化。因此,本文着重分析高来流速度($v=11.2\text{m/s}$)条件下来流角度改变时,喷水推进装置内流场的变化情况。

图13给出了 $v=11.2\text{m/s}$ 时,3种来流角度工况叶片不同叶高位置处压力载荷沿流线的分布规律。其中,叶轮进口到出口的流线位置对应图中横坐标为0~1,叶片压力面和吸力面的压力差表示叶片载荷的分布,即做功能力^[31]。由图13可知,不同来流角度工况叶片表面压力分布规律相似,并且随来流角度增加压力增大,压力差值减小,表明做功能力下降,推进性能下降。此外,环量差的存在使得叶轮进口处发生回流,来流角度增大时回流增强,流场不稳定性增大,使得当 $Span \geq 0.5$ 时,叶轮进口位置吸力面压力大于压力面,并且交点逐渐向后移动。当 $Span=0.95$ 时,叶顶间隙的存在导致泄漏流与主流发生掺混,从而影响主流场的稳定性和均匀性,致使叶片表面压力载荷发生波动。

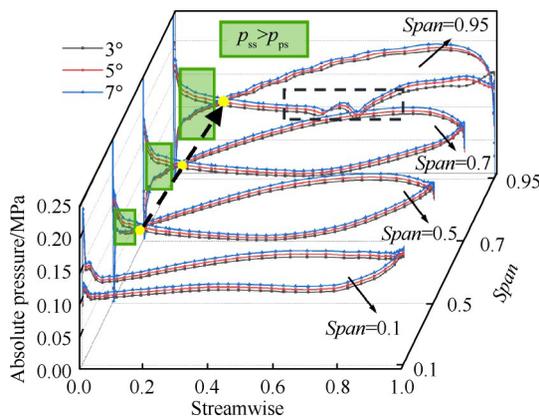


Fig. 13 Distribution of blade loading at different span of the blade under different inflow angles ($v=11.2\text{m/s}$)

为了定量评估来流角度对推进装置出流性能的影响,引入速度不均匀系数 ξ ^[32]来评判不同来流角度下进水流道、叶轮、导叶以及直管喷口特征截面出流性能的变化,其定义式为下式, ξ 数值越大,表明该截面的速度场越不均匀。

$$\xi = \frac{1}{q_A} \int_A |v_A - \bar{v}_A| dA \quad (18)$$

式中 q_A 为通过截面 A 的体积流量, v_A 为截面上单元 dA 处的速度, \bar{v}_A 为截面的平均速度。

图14给出了 $v=11.2\text{m/s}$ 时,3种来流角度下截面S1~S4的速度不均匀系数变化情况。由图14可知,随着来流角度增大,推进器各截面速度不均匀性均有所增加,进水流道横截面S1和叶轮进口截面S2速度不均匀系数增幅最大,进水流道的非均匀流和高速

旋转的叶片扰动形成的非均匀流相互叠加,直接影响整个装置的推进性能。

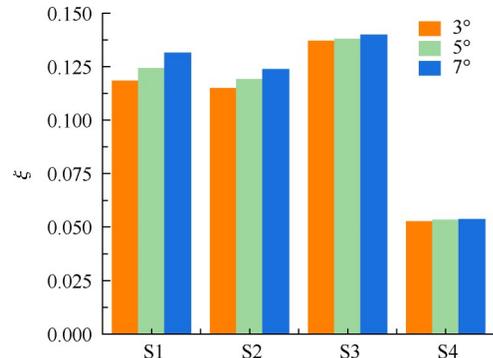


Fig. 14 Velocity inhomogeneity coefficients in different section under different inflow angles ($v=11.2\text{m/s}$)

图15为 $v=11.2\text{m/s}$ 时不同来流角度下叶轮进口的轴面速度沿径向分布情况,同样借用叶尖速度进行无量纲化处理。图中横坐标 R^* 为径向系数,0.0表示轮毂,1.0表示轮缘。图16为 $v=11.2\text{m/s}$ 时不同来流角度下叶轮95%叶高截面的速度矢量图。横向对比图15曲线可知,3种来流角度工况进口轴面速度呈现相同的分布规律,轮缘处大尺度集中涡堵塞流道,使得轴面速度从轮毂到轮缘快速下降。纵向对比可知,随着来流角度增大,叶轮进口轴面速度增加,这伴随着相对液流角的增大,进而使得冲角减小,工作面易发生流动分离^[33],如图16中红色方框所示,叶片进口压力面出现流动分离,并且随着来流角度增大逐渐增强,且分离区位置与图10(e) $v=11.2\text{m/s}$ 工况空穴区域一致,导致压力面做功能力下降。此外,如图16黑色虚线框所示,不同来流角度下叶片吸力面尾缘均出现间隙泄漏流,并且随着来流角度增大略有增强,进一步影响装置的推进性能。

作为喷水推进器的核心过流部件,叶轮和导叶在工作过程中会产生较大湍流耗散。图17给出了 $v=$

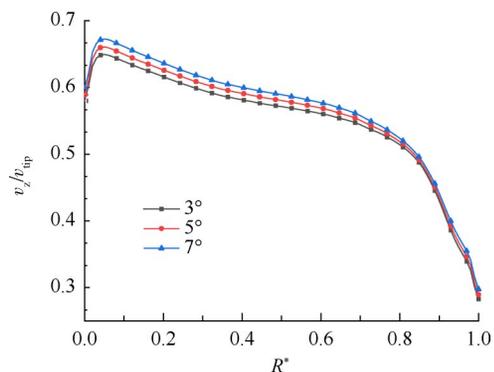


Fig. 15 Radial distribution of axial velocity at the inlet of impeller under different inflow angles ($v=11.2\text{m/s}$)

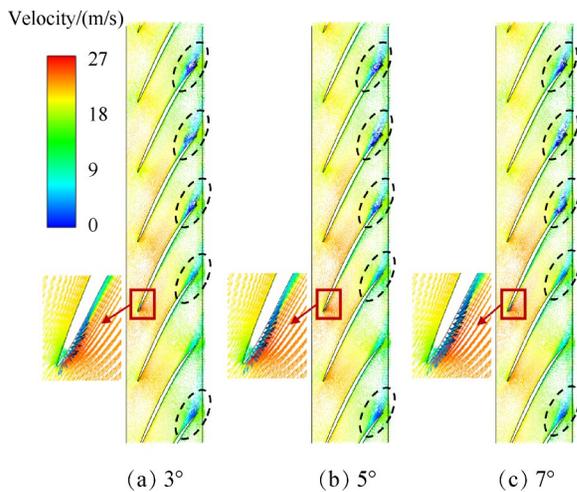


Fig. 16 Velocity vector on 95% spanwise surface of impeller under different inflow angles ($v=11.2\text{m/s}$)

11.2m/s时单一叶轮叶片间隙泄漏涡及弦向切面湍动能随来流角度的变化规律,采用湍动能值为 $4\text{m}^2/\text{s}^2$ 的等值面表征图16所示的间隙泄漏涡。由图17可知,泄漏涡初生于叶片吸力面叶顶尾缘部位,以细长形态在流道中发展,并逐渐延伸向下一叶片压力面。相比于 $\theta=3^\circ$, $\theta=5^\circ$ 时泄漏涡结构长度明显增大;当 $\theta=7^\circ$ 时,泄漏涡宽度又进一步增大,对主流产生更大影响。图18给出了 $v=11.2\text{m/s}$ 时不同来流角度工况叶轮和导叶区域的湍流耗散功率大小。由图18可知,随着来流角度增大,叶轮和导叶区的湍流耗散功率明显增加,一方面是由于速度增大带来的过流损失,另一方面则是由于不断增大的间隙泄漏涡与主流掺混后导致主流区域产生高湍动能区,进而带来水力损失,降低喷水推进器的推进性能。

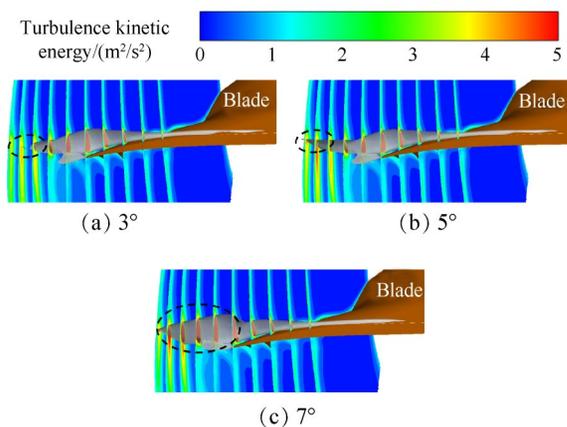


Fig. 17 Gap leakage vortex and the distribution of turbulence kinetic energy around the blade under different inflow angles ($v=11.2\text{m/s}$)

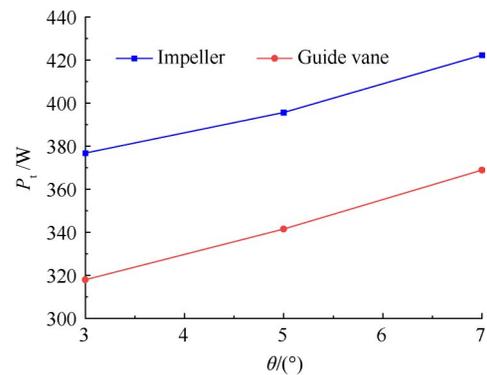


Fig. 18 Turbulence dissipation power in impeller and guide vane area under different inflow angles ($v=11.2\text{m/s}$)

4 结论

本文对不同来流速度和来流角度条件下的轴流喷水推进装置性能进行了研究,得到了以下结论:

(1)随着来流速度增大,喷水推进器流量不断增加,扬程、推力和效率均先增大后减小,在 $v=5.6\text{m/s}$ 时装置性能最佳,此时装置流动较为均匀且速度引发的水力损失较小。来流角度增大对低来流速度($v=5.6\text{m/s}$)工况喷水推进器性能几乎无影响,高来流速度($v=11.2\text{m/s}$)工况转矩变化不大,推力、扬程和效率则明显下降,来流角度从 3° 增至 7° 时,降幅分别高达13.8%,13.9%与8.3%,推进装置性能急剧恶化。

(2)随来流速度增大,进水水道弯管二次流现象减弱,驱动轴扰动形成的圆柱绕流涡不断减小,装置流动不均匀性有所改善;转速为2450r/min时叶轮空化程度较弱,当 $v \geq 8.4\text{m/s}$ 时,流量显著增大,冲角减小,叶片工作面流动分离增强,压力面出现空泡;叶顶部位间隙泄漏流强度随来流速度增大而增大,泄漏流与主流混合产生较大的能量耗散。

(3)随来流角度增大,高来流速度($v=11.2\text{m/s}$)时进水水道、叶轮、导叶以及直管喷口速度不均匀性增大;叶轮进口轴面速度增加,冲角减小,叶片压力面流动分离增强,做功能力下降;叶顶部位间隙泄漏涡长度、宽度明显增加,叶轮和导叶区域湍流耗散增大,推进装置性能急剧恶化。

致谢:感谢国家自然科学基金、国防科技基础加强项目的资助。

参考文献

- [1] 王立祥,蔡佑林. 喷水推进及推进泵设计理论和技术[M]. 上海:上海交通大学出版社,2018.
- [2] 金平仲. 船舶喷水推进[M]. 北京:国防工业出版社,1986.

- [3] Bulten N W H. Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System [D]. *Netherlands: Technical University of Eindhoven*, 2006.
- [4] 周广礼, 欧勇鹏. 中高速船航行姿态及阻力数值预报方法研究[J]. *武汉理工大学学报(交通科学与工程版)*, 2016, 40(4): 637-640.
- [5] 沈云飞. 基于姿态控制的船舶自航模研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2017.
- [6] 许慧丽, 邹早建. 喷水推进器进流方向对流道内流场的影响数值研究[J]. *水动力学研究与进展A辑*, 2018, 33(2): 181-187.
- [7] Duerr P S. Investigation of Marine Waterjet Inlets During Turning Maneuvers [D]. *Boca Raton: Florida Atlantic University*, 2015.
- [8] 黄丛磊, 陈榴, 王宗龙, 等. 涡流发生器控制喷水推进器进水管流动分离的数值研究[J]. *推进技术*, 2022, 43(7): 210029. (HUANG Cong-lei, CHEN Liu, WANG Zong-long, et al. Numerical Study of Flow Separation Control in Waterjet Intake Duct by Vortex Generator[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(7): 210029.)
- [9] 王洋, 曹璞钰, 印刚, 等. 非均匀进流下喷水推进泵的内流特性和载荷分布[J]. *推进技术*, 2017, 38(1): 69-75. (WANG Yang, CAO Pu-yu, YIN Gang, et al. Flow Feature and Blade Loading of a Water-Jet Pump under Non-Uniform Suction Flow[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(1): 69-75.)
- [10] 鲁航, 张富毅, 陈泰然, 等. 斜流工况下喷水推进器性能数值计算分析[C]. 无锡: 第十六届全国水动力学学术会议暨第三十二届全国水动力学研讨会, 2021.
- [11] 徐锁林, 陈红勋, 马峥, 等. 自航条件下船泵耦合的喷水推进特性数值分析[J]. *中国造船*, 2021, 62(1): 40-49.
- [12] Takai T, Kandasamy M, Stern F. Verification and Validation Study of URANS Simulations for an Axial Waterjet Propelled Large High-Velocity Ship[J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2011, 16(4): 434-447.
- [13] 张富毅, 吴钦, 赵晓阳, 等. 基于响应面方法的喷水推进器进水流道多目标优化[J]. *兵工学报*, 2020, 41(10): 2071-2080.
- [14] 李明慧, 刘厚林, 谈明高, 等. 不同工况下喷水推进泵内流性能研究[J]. *舰船科学技术*, 2021, 43(23): 88-93.
- [15] Brennen C E. *Fundamentals of Multiphase Flow* [M]. *Cambridge: Cambridge University Press*, 2005.
- [16] Zwart P J, Gerber A G, Belamri T. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics [C]. *Yokohama: Fifth International Conference on Multiphase Flow*, 2004.
- [17] Menter F R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [18] 鲁航. 矢量喷水推进两栖车辆航行特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2022.
- [19] 刘承江, 王永生, 张志宏. 喷水推进器数值模拟所需流场控制体的研究[J]. *水动力学研究与进展A辑*, 2008, 23(5): 592-595.
- [20] ITTC. Uncertainty Analysis in CFD, Verification and Validation Methodology and Procedures [C]. *Wuxi: 28th International Towing Tank Conference*, 2017.
- [21] Luo X, Ye W, Huang R, et al. Numerical Investigations of the Energy Performance and Pressure Fluctuations for a Waterjet Pump in a Non-Uniform Inflow [J]. *Renewable Energy*, 2020, 153: 1042-1052.
- [22] Lu Y, Liu H, Wang X, et al. Study of the Operating Characteristics for the High-Speed Water Jet Pump Installed on the Underwater Vehicle with Different Cruising Speeds [J]. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2021, 9(3).
- [23] 郭军, 孟堃宇, 陈作钢, 等. 基于CFD的喷水推进器流道与喷口优化[J]. *中国造船*, 2021, 62(1): 97-109.
- [24] 朱芮. 喷水推进器进水流道出流畸变特性及控制方法研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
- [25] 宗平. 喷水推进器内部流动及空化特性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
- [26] 刘月伟, 潘中永. 船用喷水推进器内部流动特性分析[J]. *排灌机械工程学报*, 2022, 40(1): 55-61.
- [27] Shen S M, Qian Z, Ji B. Numerical Analysis of Mechanical Energy Dissipation for an Axial-Flow Pump Based on Entropy Generation Theory [J]. *Energies*, 2019, 12(21).
- [28] 沈思敏. 轴流泵间隙涡流及能量耗散特性研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2020.
- [29] 刘红. 船舶原理[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2009.
- [30] 王志鹏, 倪阳, 邱耿耀, 等. 航行姿态对两栖车阻力性能影响分析[C]. 厦门: 第三十一届全国水动力学研讨会, 2020.
- [31] Bonaiuti D, Zangeneh M, Aartiojarvi R, et al. Parametric Design of a Waterjet Pump by Means of Inverse Design, CFD Calculations and Experimental Analyses [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2010, 132(3): 031104.
- [32] Wei Y S, Wang Y S. Unified Description of Outflow Non-Uniformity of Waterjet Duct [J]. *Journal of Wuhan University of Technology*, 2009, 31(8): 159-163.
- [33] 曹璞钰. 非均匀进流下喷水推进泵扬程损失机理及失稳特性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2017.

(编辑:梅瑛)