文章编号：1007−7294(2026)08−1268−11

横摆机动航行中浸没喷水推进器性能损失机理的数值分析

王财祥，陈　榴，戴　韧
（上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093）

摘要：浸没式喷水推进器(SMWJP)比常规艉板喷水推进效率高，但在高速机动航行时推力明显下降。以一组定常斜航工况模拟横摆机动航行中 SMWJP 的工作过程。与直航工况相比，其扬程与效率在正向斜航时下降了 20% 和 17.6%，在负向斜航时则下降了 40% 和 23.5%。基于评估流动损失的熵产理论，分解出 SMWJP 在斜航中熵产在各部件的分布规律。总熵产中湍流耗散熵产占比最大，达到了 60%。其中叶轮过流熵产占比 45%。进流管熵产占比最小，但是受斜航角影响最大。斜航导致进流管形成低能涡旋，侵入叶轮流道，造成吸力面前缘及叶顶区域高熵产区扩大，增加湍流耗散熵产。改进进流管设计，降低进流管对斜航的敏感度，是提高浸没推进器机动航行动力性能的关键途径。

关键词：浸没式喷水推进；能量损失；斜航角；熵产分析
中图分类号：U661.33　U664.34　　**文献标识码：**A　　**doi:** 10.3969/j.issn.1007−7294.2026.08.005

Numerical analysis of the performance loss mechanism of submerged waterjet propeller during yaw maneuvering

WANG Cai−xiang, *CHEN Liu*, *DAI Ren*
(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The submersible waterjet propeller (SMWJP) is more efficient than conventional stern waterjet propulsion, while its thrust will be significantly reduced during high-speed maneuvering. The working process of SMWJP in high-speed yaw maneuvering was simulated under a set of stationary oblique flow conditions. Compared with straight flow, the head and efficiency of SMWJP decreased by 20% and 17.6% for oblique flow with positive oblique flow angle, and by 40% and 23.5% for that with negative oblique flow angle. Based on the entropy generation theory used to evaluate flow loss, the distribution law of entropy generation for each component of SMWJP in oblique flow was derived. Turbulent dissipative entropy generation accounts for the largest proportion of total entropy generation, reaching 60%. And entropy generation in impeller flow passages accounts for 45% of the total. The entropy generation in the inlet duct accounts for the smallest proportion, while it was more easily affected by the oblique flow angle. The oblique flow leads to the formation of low-energy vortices in the inlet tube, which invades the impeller flow channel, resulting in the expansion of the high-entropy generation area on the front edge of the suction and the top of

收稿日期：2026−02−18
基金项目：国家自然科学基金项目资助项目(52006147; 52276034)
作者简介：王财祥(2001–)，男，硕士，E-mail: 17625569023@163.com;
陈　榴(1983–)，女，博士，通讯作者，E-mail: chen_liu@usst.edu.cn。

the leaf. The turbulent dissipative entropy generation was then increased. Therefore optimizing the design of the inlet tube and reducing the sensitivity of the inlet tube to oblique flow is the key way to improve the dynamic performance of the submersible propeller.

Key words: immersion water jet propulsion; energy loss; oblique flow angle; entropy generation analysis

0 引　言

喷水推进器具有推进效率高、变工况能力和抗空化能力强等优点[1]。浸没式喷水推进器(SMWJP)集成于船体底部, 喷口位置处于水面以下。对比传统的艉板式推进器, SMWJP 减少了因提升液面位置和流向改变所引起的流动损失, 提高了推进效率, 降低了空化风险[2−3]。

目前浸没式喷水推进器的研究主要集中在船泵一体化, 考量船体在不同喷速比和不同工况下船体的阻力性能[4] 以及尾迹脉动的发展[5] 等, 主要研究 SMWJP 在开放水域和自推进时的宏观水动力特性, 而对高速机动航行中推进性能的变化尚未关注。实际工程应用中, 已经发现高速来流的流向会导致推进器内部的流体流动出现明显变化, 其中回流漩涡和动静干涉等不稳定流动会导致喷水推进器产生振动, 造成噪声加剧、扬程降低和推进效率下降等问题。吴旭等[6] 研究了高速进流状态和不同斜航角下的喷水推进器内部流动损失特性, 发现斜航角越大, 喷水推进器内部流动损失越大, 且导叶段能量损失在各斜航角下均较大。董小伟等[7] 对吊舱推进器和 Li 等[8] 对潜艇泵喷推进器的研究均表明, 斜航会显著改变推进器周围的流场, 引发不对称载荷, 从而导致水动性能的衰减。

SMWJP 的进口流道和船底板集成一体, 泵体的一部分作为船舶“附体”外悬于船底, 船泵耦合流场更为复杂[9]。在工作时, 其进流管直接面对船底边界层, 进流速度梯度将明显增大[10], 造成进流不均匀, 在横摆机动航行中 SMWJP 更是直面不同方向的来流, 这些因素对推进器内部流动产生的变化, 对其性能产生的影响及其影响规律均是不可忽视的问题。因此, 亟需开展对横摆机动中 SMWJP 性能和能量损失规律的深入研究。

相较于传统的能量损失分析方法, 熵产不仅能够反映过程中的局部能量损失, 还能够揭示流场中能量耗散与流态之间的关系[11−12]。苗森春等[13−14] 应用熵产理论定量分析液力透平轴流泵内部各过流部件的熵产, 指出熵产来源于局部流动分离、尾迹流以及壁面摩阻。李恩达[15] 研究了不同航速下非均匀进流对叶轮流态的影响, 发现高速不均匀进流导致叶轮流道堵塞。 Hou 等[16] 研究了离心泵的能量损失, Li 等[17] 研究了混流泵的能量损失, 均采用熵产理论方法。Yu 等[18] 发现涡量对区域内部熵产率有显著影响, 任芸等[19] 发现离心泵内部的大量涡流和流体对叶片的冲击是造成叶轮能量损失的主要原因。

本文采用数值模拟结合熵产分析, 将横摆机动航行的浸没式喷水推进器的工作过程近似为一组准定常斜航工况, 研究不同斜航工况下系统的水力性能与流动损失机理, 以揭示机动航行时浸没式喷水推进器的水动力性能。

1 研究模型与数值方法

1.1 模型及网格

某型浸没式推进器采用混流泵, 泵轮直径 $D=180$ mm, 叶轮叶片数为 5, 导叶叶片数为 9, 叶顶间隙为 1 mm, 设计工况转速 1350 rpm, 设计流量 Q_{des} 为 100 kg/s, 推进泵部分嵌入船底, 部分浸没于水中, 计算域主要分为进流区、叶轮区、导叶区、喷嘴区以及喷流区等部分。泵轴中心距船底 40 mm, 如图 1 所示。

在进水流道下方设置控制流场, 模拟浸没式喷水推进器底部周边海域, 流场控制域的长、宽、高分别为 20D、10D、4D。其中推进泵进流面距计算域入口 8D、距计算域出口 12D, 泵长 2D。

采用 TurboGrid 对模型叶轮段进行自动结构网格划分, 并对叶片周围壁面和轮缘间隙区进行局部

网格加密。这样能将网格质量和最小角调整至最佳，保证壁面$y^+ \leqslant 25$符合湍流模型求解要求。

结合 ICEM 软件划分流场控制体和进水流道结构六面体网格，同时对船底边界层、与流场控制体交界面进行局部网格加密，见图 2。

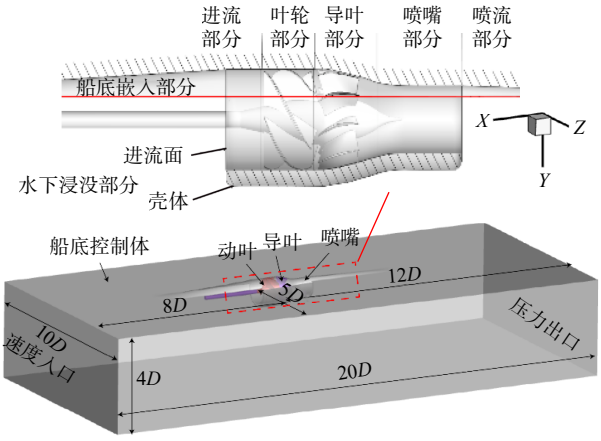


图 1 浸没式喷水推进器安装示意图

Fig.1 Schematic diagram of the installation of an immersion waterjet

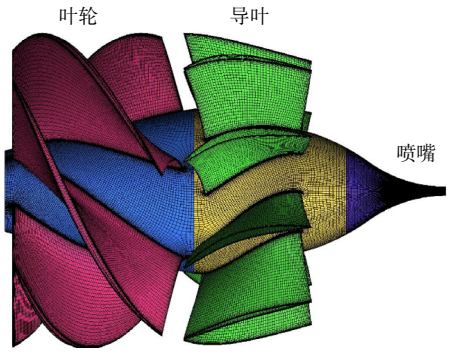


图 2 叶轮及导叶部分网格

Fig.2 Grids for impeller and guide vane

流动数值计算采用 CFX19.2，工作介质为 25 ℃ 的水。求解器选择 SIMPLEC，对流项采用高精度空间离散，扩散项采用中心差分离散，时间项选择二阶后向差分，计算残差控制在 10^{-6}。湍流模型选用带壁面函数的 SST k-ω，计算域进流面给定指数形式的船底边界层速度分布为

$$u = \begin{Bmatrix} u_0\left(\dfrac{y}{\delta}\right)^{1/9} & y \leqslant \delta \\ u_0 & y > \delta \end{Bmatrix} \tag{1}$$

$$\delta = 0.27xRe^{-1/6} \tag{2}$$

式中：u 为入口平面的速度分布，与航速 u_0 和船长 x（取值为 $30D$）有关。

计算域出流面给定环境大气压力，叶轮、导叶、驱动轴、流道壁面以及计算域上壁面（模拟船底）均设置为无滑移壁面；计算域两侧设置为周期性边界，计算域下壁面设置为自由滑移壁面。横摆机动时，推进器流动是非定常的。假设高速机动的横摆周期是 5 s，而叶轮旋转一周是 1/22 s（1350 rpm），两个过程的时间相差 2 个量级。从计算成本考虑，将横摆机动简化为一组斜航准定常状态，近似采用定常流动计算推进器水力性能并分析流场，采用多重参考系方法处理旋转域，动静交界面选用 Frozen rotor 连接。

1.2 网格无关性与计算验证

先后将 SMWJP 模型划分为 6 套不同的网格，入口边界根据式（1）给定速度入口，航速 u_0=8 m/s、泵轮转速 n=1350 rpm，以推进泵的扬程和效率评估网格无关性，如图 3 所示。网格数达到 777 万时，扬程、效率两个指标变化幅度趋近稳定，认为达到了网格无关性要求。综合考量计算时间与精度的要求后，选定网格方案 5，其中船底控制域部分网格数为 295 万，叶轮 289 万，导叶 183 万，喷嘴段 68 万，该工况下推进泵的效率为 85.5%，扬程为 2.7224 m。

为验证数值计算方法的可靠性，对轴向均匀进流的喷水推进泵进行了数值验证。图 4 对比不同流量系数 K_Q 下推进泵扬程系数 K_H 和效率 η 的实验值[20]，两者误差小于 3%。验证数值计算方法是可靠的。

1.3 斜航工况

通过改变入口的速度分量构造斜流条件，入流速度包含轴向速度分量$V_x = V_0\cos\theta$和横向速度分量$V_z = V_0\sin\theta$，入口速度矢量V_0与斜航角 θ 定义如图 5 所示。叶轮进流方向为 x 轴负向，旋转方向遵循右手定则。斜航角θ为来流速度矢量与 x 轴负向的夹角，航行速度V_0=9 m/s，泵轮转速 n=1350 rpm。斜

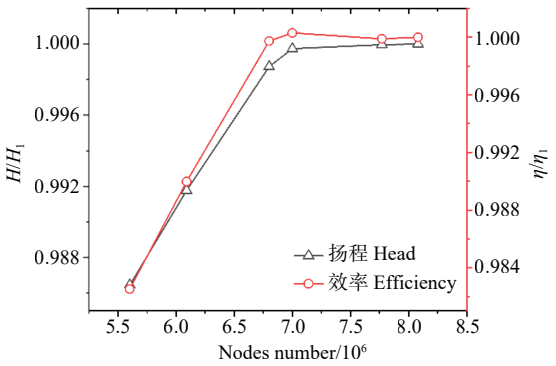


图 3　网格无关性

Fig.3　Grid independence

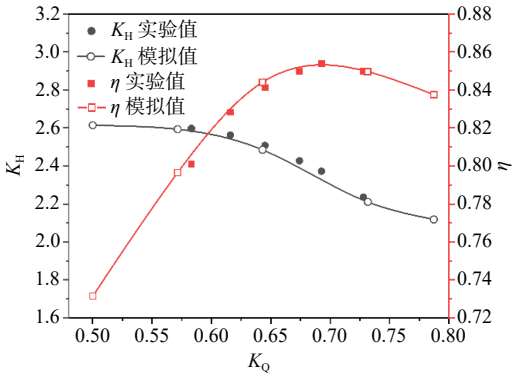


图 4　推进泵实验与数值结果对比

Fig.4　Comparison between experimental and numerical results of propulsion pump

航角 θ 范围设置为−30°~30°, 选取 θ = 0°、±10°、±20° 和±30°的 7 个工况。模拟横摆机动一个运动周期内的斜航角变化如图 6 所示, 前半个周期为正斜航, 后半个周期为负斜航。

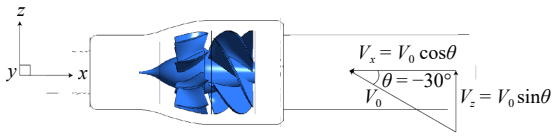


图 5　入口速度矢量分布及斜航角示意图

Fig.5　Schematic diagram of inlet velocity vector distribution and oblique flow angle

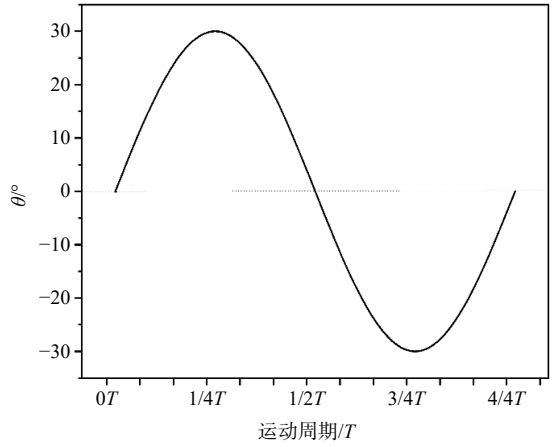


图 6　横摆航行斜航角变化图

Fig.6　Variation of oblique flow angle during a yaw maneuvering cycle

2　结果与讨论

2.1 不同斜航角下的水力性能分析

直航时(θ=0°)浸没式喷水推进器的效率η_0 = 82%和扬程H_0=2.57 m。以直航工况为基准, 一个斜航运动周期下的效率η/η_0和扬程H/H_0如图 7 所示, 往复摆动中, 其效率和扬程呈现非对称衰减。负斜航工况劣化更剧烈, θ=−30°时效率跌至 0.65(降幅 23.5%), 扬程仅 1.50 m(损失 40%)。正斜航θ=30°时效率为 0.70(降幅 17.6%), 扬程为 2.40 m(损失 20%)。小角度斜航时($|\theta|\leqslant$10°)效率仍可维持 0.80 以上。综上所述, 小角度斜航对浸没式喷水推进的水力性能影响有限, 负斜航工况时浸没式喷水推进器的扬程、效率受影响程度比正斜航工况大。

图 8 为斜航下 SMWJP 的推力系数K_{TP}、扭矩系数K_{QP}与质量流量Q/Q_0变化。其中K_{TP}与K_{QP}的定义为

$$K_{TP}=\frac{T_P}{\rho n^2 D^4};\quad K_{QP}=\frac{Q_P}{\rho n^2 D^5} \tag{3}$$

式中: n 为泵轮转速; D 为推进泵入口直径; K_{TP}为系统推力; K_{QP}为扭矩。

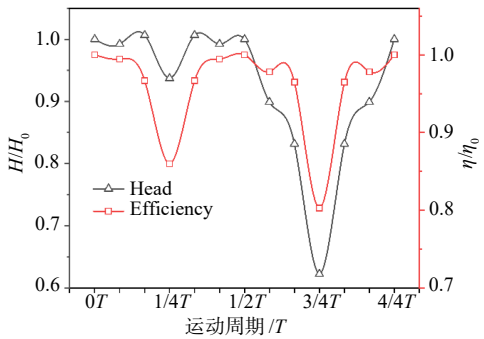


图 7 斜航工况下喷水推进器的效率和扬程曲线

Fig.7 Efficiency and head curves of waterjet propeller under oblique flow conditions

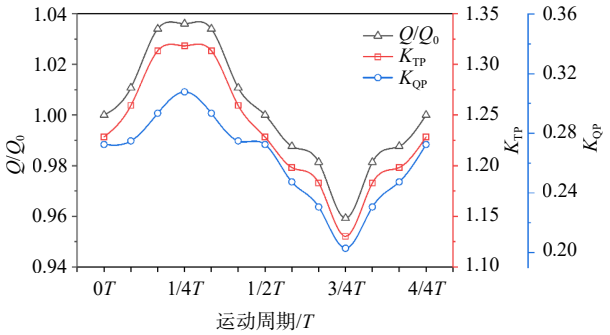


图 8 推力系数、扭矩系数和质量流量对比

Fig.8 Comparisons of thrust coefficient, torque coefficient and mass flow

由图可知质量流量、推力系数和扭矩系数在斜航角 θ=−30°时最小，θ=30°时达到峰值。正斜航时，随着斜航角度的增大，流量呈现上升趋势，在泵轮转速不变时，对应的推力与扭矩同样增大；而随着负斜航角度的增大，进泵流量减小，对应计算的推力与扭矩也就减小。

2.2 熵产分析

2.2.1 熵产理论

能量转换过程中不可逆能量耗散产生熵产[21]，熵产率$\dot{S}$则反映了耗散与摩擦的程度。总熵产S由三部分组成，即由壁面摩擦引起的熵产S_{W}[22−23]、由脉动速度引起的湍流耗散熵产S_{T}和由时均动速度引起的直接耗散熵产 S_{V}，其表达式为

$$S = S_{\mathrm{W}} + S_{\mathrm{T}} + S_{\mathrm{V}} \tag{4}$$

熵产率$\dot{S}$表示为

$$\dot{S} = \frac{E}{t} \tag{5}$$

式中：E为能量耗散率，单位：W/m^3；t为温度，设定为 298.15 K，即 25 ℃。

由时均速度引起的直接耗散熵产率表示为

$$\dot{S}_{\mathrm{v}} = \frac{\mu}{t}(e_{ij}\cdot e_{ij}), e_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial u_j} + \frac{\partial u_j}{\partial u_i}\right) \tag{6}$$

式中：μ为运动黏度，单位：Pa·s；e_{ij}是应变速率张量。在各区域内对直接耗散熵产率进行积分，即可得到直接耗散熵产为

$$S_{\mathrm{v}} = \int_v \dot{S}_{\mathrm{v}}\mathrm{d}v \tag{7}$$

式中：v为计算域体积。

根据 SST k-ω 湍流模型，由脉动速度产生的湍流耗散熵产率可近似表示为

$$\dot{S}_{\mathrm{T}} = \beta\frac{\rho k\omega}{t} \tag{8}$$

式中：β为模型常数，通常取 0.09；k为湍动能；ρ为流体密度，单位：kg/m^3；ω为湍动能耗散率，单位：m^2/s^3。

在各区域内对熵产率$\dot{S}_{\mathrm{T}}$进行积分，即可得到湍流耗散熵产为

$$S_{\mathrm{T}} = \int_v \dot{S}_{\mathrm{T}}\mathrm{d}v \tag{9}$$

壁面熵产率$\dot{S}_{\mathrm{W}}$表示为

$$\dot{S}_{\mathrm{w}} = \frac{\tau v}{t} \tag{10}$$

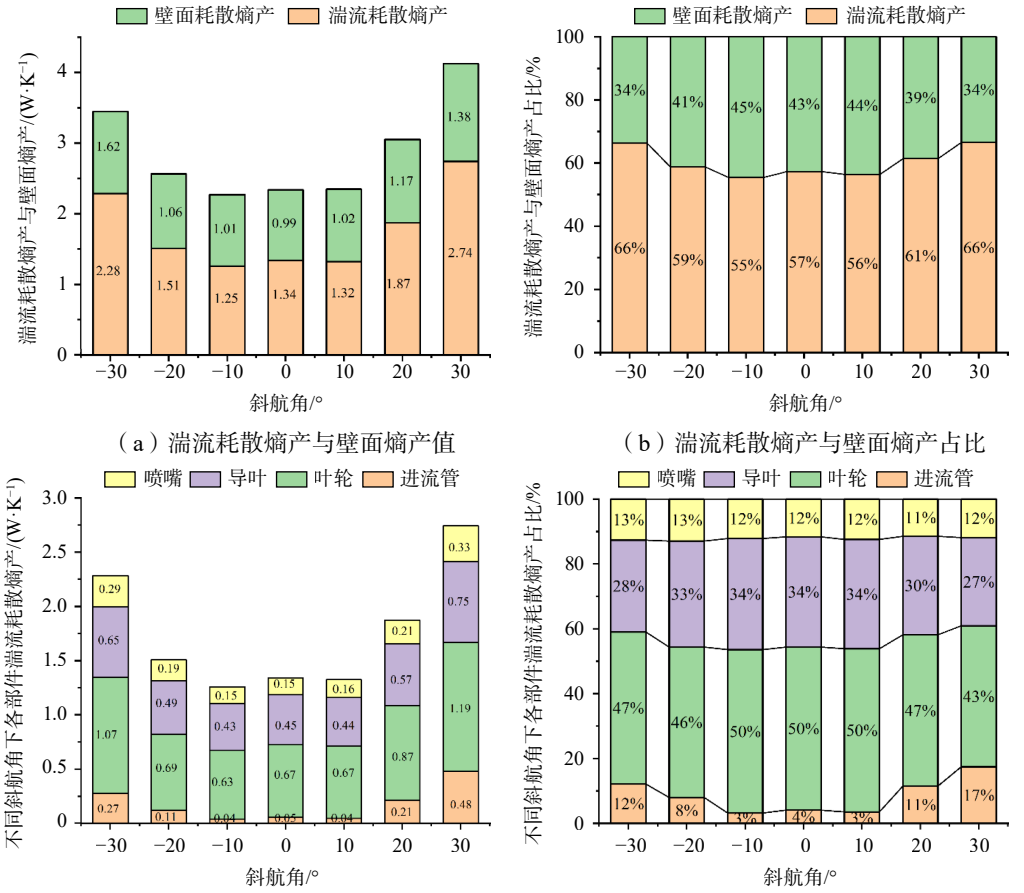
式中：τ为为壁面剪切应力，单位：Pa；v为壁面第一层网格中心的相对速度矢量，单位：m/s。 在各区域对壁面熵产率$\dot{S}_{\mathrm{W}}$进行积分，即可得到壁面熵产为

$$S_{\mathrm{w}} = \int_A \dot{S}_{\mathrm{w}}\mathrm{d}A \tag{11}$$

式中：A 为计算域面积。

2.2.2 熵产分布特征分析

计算分析 SMWJP 在斜航工况下的熵产，发现直接耗散熵产在总体熵产中的占比不足 0.3%（如直航时仅 0.0065 W/K），因此本文后续分析中不考虑直接耗散熵产。图 9(a)与(b)比较了推进器在不同斜航角度下壁面和湍流耗散的熵产量及占比。直航时湍流耗散熵产为 1.34 W/K，占比为 57%，随着斜航角度的增大其占比增加至 66%，这说明湍流耗散熵产占比随斜航角度的增大是增加的。



（a）湍流耗散熵产与壁面熵产值　　（b）湍流耗散熵产与壁面熵产占比

（c）不同斜航角各部件湍流耗散熵产值　　（d）不同斜航角各部件湍流耗散熵产占比

图 9　熵产分布数值及占比

Fig.9　Values and proportion of entropy generation for different components

图 9(c)与(d)分别为各部件湍流耗散熵产的绝对量及占比，可以分析喷水推进器内部流动损失的具体位置和湍流耗散熵产增加的原因。进流管部分占比最小，但随斜航角的增大，变化幅度较为显著。在直航与小角度斜航时（θ=±10°），占比为 4% 左右，数值为 0.04 W/K，随着斜航角的增大，该占比分别增加至 12%（θ=−30°）和 17%（θ=+30°）。叶轮在不同斜航角下的湍流耗散熵产的占比都较高，达到了 40% 以上；导叶段湍流耗散熵产占比随斜航角的增大而减小，但降幅较小；喷嘴部分的能量损失较为稳定，湍流耗散熵产在 13% 左右。

2.3 进流管流动损失分析

在不同斜航工况下，以进口截面的总压系数C_{PT}和速度不均匀系数ξ考察进流管的湍流耗散熵产受斜航角的影响。两系数的定义分别为

$$C_{\mathrm{PT}}=\frac{2T\mathrm{p}}{\rho u_{\mathrm{o}}^{2}} \tag{12}$$

式中：T_{P}为总压；ρ 为流体密度取 998 kg/m^3；u_{o}为设定来流速度。

$$\xi = \frac{1}{Q}\int_{dA}\left|u-\overline{U}\right|dA \tag{13}$$

式中：Q 为流道截面体积流量；dA为界面上各单元面积上的速度；u 为截取平面上的实际来流速度；$\overline{U}$为截取平面上的平均速度。

图 10 显示正负斜航工况下，入口不均匀度系数分布不对称，且随着斜航角的增大而增大。图 11 显示在直航工况下，进流面流态相对均匀，船底速度边界层导致近船底区域存在低压区，但整体压力梯度平缓。随着斜航角增大，流态显著恶化，特别是在大角度斜航（$|\theta| = 30°$）时，进流面呈现出特征性的涡旋结构。负斜航（$\theta < 0°$）时，进流面左上角形成一个较大涡旋结构，同时在转动轴右侧出现一对反向旋转的涡旋；正斜航（$\theta > 0°$）时，则呈现类似对称结构，右上角出现大涡且转动轴左侧形成涡对。这种涡旋结构的产生，源于斜向来流与船底边界层内低速流体的共同作用。这两个特征性涡结构的形成及发展直接加剧了进流管的能量耗散，导致该区域的湍流耗散熵产升高。由此可知，改进进流管设计来降低进流管对斜航的敏感度，提高 SMWJP 的入流品质，是提高浸没式喷水推进器机动航行动力性能的关键途径。

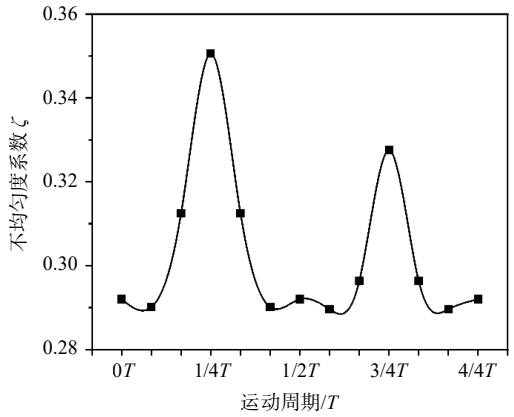


图 10 斜航工况下进流面不均匀度系数

Fig.10 Variation of unevenness coefficient of the inlet surface under oblique flow conditions

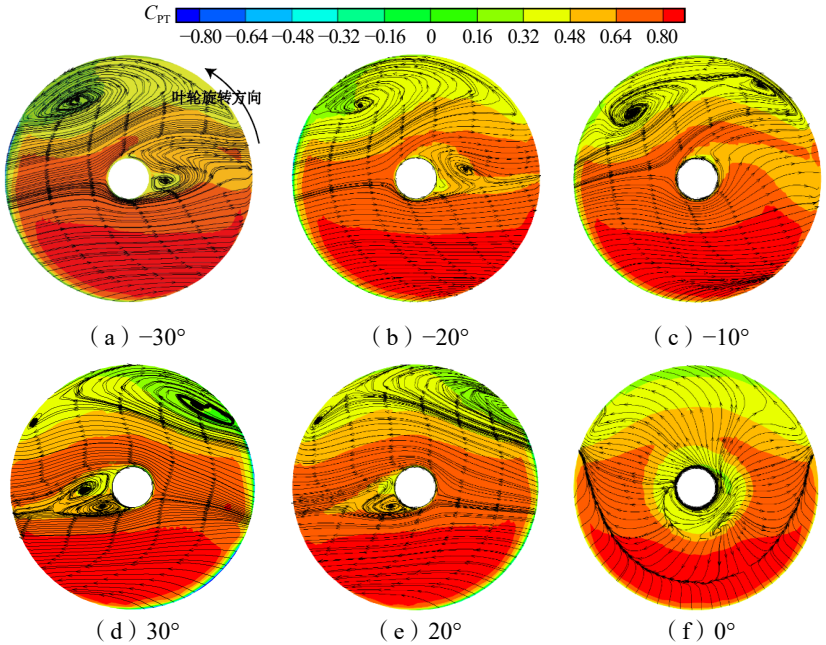


图 11 不同斜航角下进流面总压与流线分布

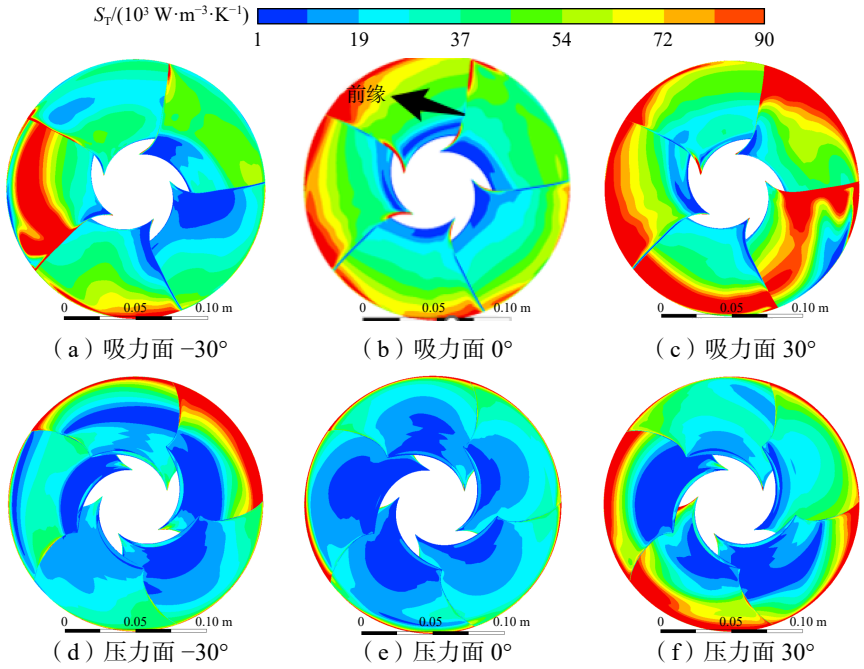
Fig.11 Distribution of total pressure and streamlines of the inlet surface under different oblique flow angles

2.4 叶轮段流场特征分析

叶轮区域的湍流耗散熵产在总熵产耗散中占比最大。在小斜航角度时，叶轮段湍流耗散熵产数值变化不大，数值在 0.67 W/K 左右，斜航角大于 10°时，叶轮段的湍流耗散熵产数值变化明显，从直航时的 0.67 W/K 增加到 1.19 W/K，增幅为 77.6%。

图 12 显示了叶轮段工作面的湍流耗散熵产分布图。出现局部高熵产的区域为叶片进口边；随着斜航角的增大，高熵产区域由叶顶位置逐步向轮毂位置移动并且扩散，且分布越来越不均匀，在大角度

斜航下高熵产区域近乎覆盖 50% 的吸力面。图 13 借助于 liutex 涡识别方法，显示了叶轮流道内的涡结构和运动轨迹，其中等值面取值为 $R=400$。直航时，叶轮流道内较为明显的涡结构出现在叶轮的叶顶部分，各流道内无其他明显的涡结构；由上一小节可知，大角度斜航（$|\theta|=30°$）时，进流面呈现出特征性的涡旋结构，这些在入口附近生成的低能涡团在推进泵的抽吸作用下，沿着泵轮旋转方向被裹挟移动并最终侵入叶轮流道，并与主流掺混，破坏了叶轮内部的流态，因此在 $\theta=\pm30°$工况下，流道内还存在几

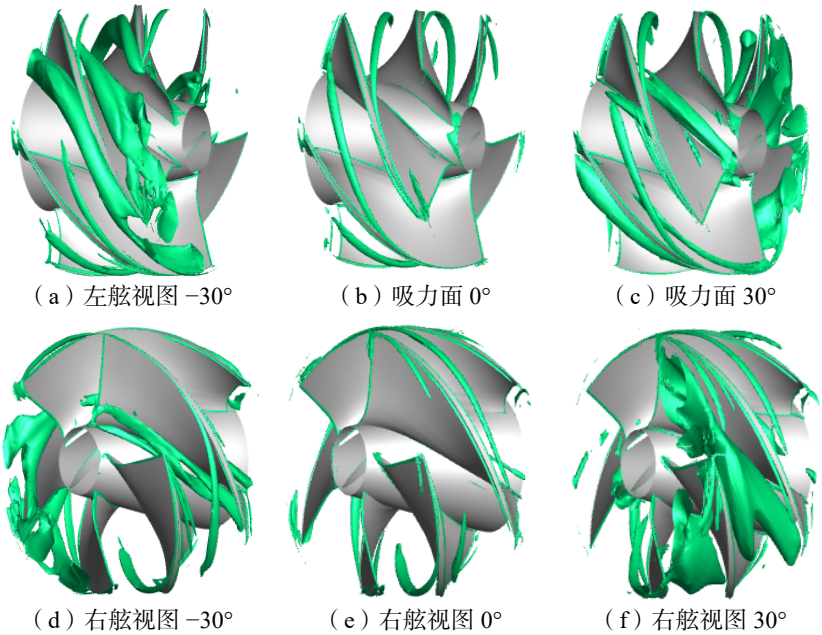


（a）吸力面 −30°　（b）吸力面 0°　（c）吸力面 30°

（d）压力面 −30°　（e）压力面 0°　（f）压力面 30°

图 12　不同斜航角下叶轮段工作面湍流耗散熵产分布

Fig.12　Distribution of turbulent dissipative entropy generation of the working face of the impeller under different oblique flow angles



（a）左舷视图 −30°　（b）吸力面 0°　（c）吸力面 30°

（d）右舷视图 −30°　（e）右舷视图 0°　（f）右舷视图 30°

图 13　不同斜航角下叶轮流道内涡结构图

Fig.13　Structure diagram of vortexes in impeller passage with different oblique flow angles

处较为明显的涡结构。

2.5 正负斜航流动不对称性机理探讨

本研究结果表明，在相同角度绝对值下，负斜航（$\theta<0°$）导致的性能衰减显著高于正斜航（$\theta>0°$），且进流管与叶轮内的流场结构并非简单的镜像对称。这种不对称性是“斜向来流方向”、“船底边界层”与“叶轮固定旋转方向”三者共同作用的结果。首先，推进器紧贴船底，使得方向相反的横向来流（V_z）与船底边界层低能流体发生不同模式的相互作用，会形成不同的预旋进流。图14展示了直航和 $\theta=\pm30°$时，60% 叶高处的进流角周向分布。直航时进流角为0°；正斜航时靠近船底低能流体区的上半部分（周向角 $\theta_{circ}=90°\sim270°$）进流角为负值；下半部分进流角为正值；负斜航时相反。导致进流面涡旋结构呈非镜像对称，而当此非对称来流与固定方向旋转的叶轮相遇时，在叶片通道内产生不同的有效攻角分布，致使叶轮内部流动及熵产特性的差异化，最终表现为宏观上扬程效率的差异性衰减，这揭示了 SMWJP 在横摆机动中的性能响应具有方向敏感性。

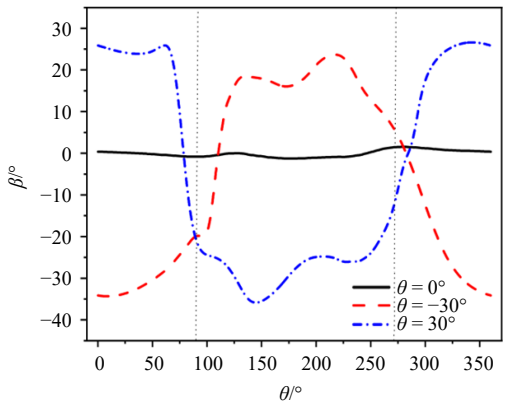


图14 入口进流角周向分布（Span=0.6）

Fig.14 Circumferential distribution of inlet flow angle at 60% span

3 结 论

本文模拟了不同航向角下浸没式喷水推进器内部的流体流动情况，通过熵产理论分析了斜航角对喷水推进器内部能量损失的影响，主要得到以下结论：

（1）在横摆机动航行中，推进器扬程与效率下降，而且是非对称性的，负向斜航的性能衰减比正向斜航更严重，小角度斜航（$|\theta|\leqslant10°$）性能衰减有限。进流管受斜航影响最大，斜航引发进流畸变，形成低动量区，并产生了两个涡旋，是进流管熵产增大的主因。

（2）能量损失中湍流耗散占比最大，主要来自叶轮，高熵产区集中于叶片吸力面前缘及叶顶区域。随着斜航角增大，高熵产区向吸力面尾缘及轮毂方向扩散。

（3）斜向进流与泵的抽吸作用下，低能涡团侵入叶轮流道，与主流发生掺混，破坏了叶轮内部的流态，在叶轮流道内形成较大涡结构，这些涡结构造成吸力面前缘及叶顶区域高熵产区扩大，导致叶轮段能量损失增加。

（4）在横摆机动航行中，浸没式喷水推进器的性能衰减与进流管低能涡团的形成与演化有关。未来的设计应着重于改善进流管型线以抑制斜航涡旋，并对叶轮叶片前缘及叶顶区域进行抗非均匀来流的适应性设计，以提升推进器在机动工况下的流动稳定性和能量效率。

参 考 文 献：

[1] 刘建国，张志远，戴原星，等. 喷水推进技术发展综述[J]. 船舶，2023，34(6)：1–13.
Liu J G, Zhang Z Y, Dai Y X, et al. Review of the development of water jet propulsion technology[J]. Ship & Boat, 2023, 34(6): 1–13. (in Chinese)

[2] 曹玉良，王永生，靳栓宝. 浸没式喷水推进泵设计及装船后性能预报[J]. 西安交通大学学报，2014，48(5)：96–101.
Cao Y L, Wang Y S, Jin S B. Design of submersible waterjet propulsion pump and performance prediction after loading[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(5): 96–101. (in Chinese)

[3] 丁江明, 李凌勋, 江佳炳, 等. 浸没式喷水推进两栖车推力减额特性与艉部布置研究[J]. 船舶力学, 2023, 27(8): 1158–1169.
Ding J M, Li L X, Jiang J B, et al. Study on the thrust reduction characteristics and stern layout of the submerged waterjet propulsion amphibious vehicle[J]. Journal of Ship Mechanics, 2023, 27(8): 1158–1169. (in Chinese)

[4] 曹玉良, 王永生, 易文彬, 等. 喷速比对浸没式喷水推进器推进性能的影响[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(7): 894–898.
Cao Y L, Wang Y S, Yi W B, et al. Effect of spray speed ratio on the propulsion performance of immersed water jet thruster[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015, 36(7): 894–898. (in Chinese)

[5] 孙　翀, 蔡佑林, 张　恒, 等. 艉板式与浸没式喷水推进器尾迹脉动压力试验研究[J]. 大电机技术, 2024(5): 128–136.
Sun C, Cai Y L, Zhang H, et al. Experimental study on stern and submersible waterjet thrusters with contrail pulsation pressure[J]. Large Motor Technology, 2024(5): 128–136. (in Chinese)

[6] 吴　旭, 潘中永, 方玉建, 等. 基于熵产理论的不同斜航角下的喷水推进器能量损失[J]. 船舶工程, 2023, 45(7): 71–77.
Wu X, Pan Z Y, Fang Y J, et al. Energy loss of waterjet thrusters under different oblique navigation angles based on entropy production theory[J]. Ship Engineering, 2023, 45(7): 71–77. (in Chinese)

[7] 董小伟, 周永健, 张　聪, 等. 斜航工况下吊舱推进器水动力性能数值及试验研究[J]. 舰船科学技术, 2024, 46(1): 42–47.
Dong X W, Zhou Y J, Zhang C, et al. Hydrodynamic performance of pod thruster under oblique navigation conditions and experimental study[J]. Ship Science and Technology, 2024, 46(1): 42–47. (in Chinese)

[8] Li X R, Ding Y. Numerical investigation of the hydrodynamics of a submarine with pump-jet propulsor in oblique sailing under wave-current coupling[J]. Scientific Reports, 2024, 14(1): 28450.

[9] 张　恒, 汲国瑞, 邱继涛, 等. 浸没式喷水推进系统水动力特性分析[J]. 船舶力学, 2025, 29(1): 53–62.
Zhang H, Ji G R, Qiu J T, et al. Analysis of hydrodynamic characteristics of submersible water jet propulsion system[J]. Journal of Ship Mechanics, 2025, 29(1): 53–62. (in Chinese)

[10] 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.
Cao P Y. Study on head loss mechanism and instability characteristics of water jet propulsion pump under non-uniform inlet [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2017. (in Chinese)

[11] Ji L L, Li W, Shi W D, et al. Effect of blade thickness on rotating stall of mixed-flow pump using entropy generation analysis[J]. Energy, 2021, 236.

[12] Nguyen D A, Dinh C T, Kim J H. Improvement in energy performance from the construction of inlet guide vane and diffuser vane geometries in an axial-flow pump[J]. Scientific Reports, 2024, 14(1): 437.

[13] 苗森春, 罗　文, 王晓晖, 等. 双吸泵作液力透平时叶轮内部能量损失机理分析[J]. 农业工程学报, 2022, 38(22): 12–22.
Miao S C, Luo W, Wang X H, et al. Analysis of energy loss mechanism inside impeller when double-suction pump is used as a hydraulic turbine[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(22): 12–22. (in Chinese)

[14] 苗森春, 吴　豪, 王晓晖, 等. 基于熵产理论的轴流泵作液力透平内部能量损失机制[J]. 西华大学学报 (自然科学版), 2026, 45(1): 72−79.
Miao S C, Wu H, Wang X H, et al. Internal energy loss mechanism of axial flow pump as hydraulic turbine based on entropy production theory [J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2026, 45(1): 72−79. (in Chinese)

[15] 李恩达. 混流式喷水推进泵流动失稳机制研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
Li E D. Study on flow instability mechanism of mixed-flow waterjet propulsion pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2020. (in Chinese)

[16] Hou H, Zhang Y, Li Z, et al. Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 36: 87–96.

[17] Li W, Ji L L, Li E D, et al. Numerical investigation of energy loss mechanism of mixed-flow pump under stall condition[J]. Renewable Energy, 2021, 167(4): 740−760.

[18] Yu A, Tang Q, Zhou D, et al. Entropy production analysis in two-phase cavitation flows with thermodynamic cavitation model[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 171(C): 115099.

[19] 任　芸, 朱祖超, 吴登昊, 等. 基于熵产的离心泵流动损失特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2021, 42(2): 266–272.
Ren Y, Zhu Z C, Wu D H, et al. Flow loss characteristics of centrifugal pumps based on entropy production[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2021, 42(2): 266–272. (in Chinese)

[20] Xu H, Chen Z, Wu Q, et al. A wall-modeled large-eddy simulation of the unsteady flow in a water-jet pump based on the turbulent length scales[J]. Ocean Engineering, 2024, 313(P3): 119559.

[21] Zhou L, Hang J W, Bai L, et al. Application of entropy production theory for energy losses and other investigation in pumps and turbines: A review[J]. Applied Energy, 2022, 318: 119211.

[22] Herwig H, Kock F. Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems[J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 43(3): 207–215.

[23] Kock F, Herwig H. Local entropy production in turbulent shear flows: A high-Reynolds number model with wall functions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 47(10): 2205–2215.