

## 叶片数对无轴泵喷推进器性能的影响

谈明高<sup>1\*</sup>, 胡胜<sup>1</sup>, 刘厚林<sup>1</sup>, 马皓晨<sup>2</sup>, 朱智朋<sup>1</sup>

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏镇江 212013; 2. 江苏大学机械工程学院, 江苏镇江 212013)

**摘要:**为丰富无轴泵喷推进器噪声性能优化理论,研究了叶片数对无轴泵喷推进器性能的影响,重点探究了不同叶片数下无轴泵喷推进器内的压力脉动变化规律。基于计算流体力学中的有限体积法离散RANS方程,应用RNG  $k-\varepsilon$ 湍流模型封闭计算模型,采用SIMPLEC进行压力-速度耦合,对不同叶片数下的无轴泵喷推进器内部流场进行了非定常数值模拟计算,并对计算结果进行了详细的对比分析。研究结果表明:随叶片数的增加,无轴泵喷推进器模型的扬程、效率和推力均逐渐增大,叶片表面压力分布更加均匀,叶轮轮缘和中部的压力脉动均明显降低,叶轮进出口主频处的压力脉动幅值从轮缘向中心逐渐减小。

**关键词:**无轴泵喷推进器;数值模拟;叶片数;内部流动;压力脉动

中图分类号:U664.34 文献标志码:A 文章编号:1001-2486(2024)01-212-10

## Influence of blade number on performance of hubless pump-jet thruster

TAN Minggao<sup>1\*</sup>, HU Sheng<sup>1</sup>, LIU Houlin<sup>1</sup>, MA Haochen<sup>2</sup>, ZHU Zhipeng<sup>1</sup>

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China;

2. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

**Abstract:** In order to enrich the optimization theory of hubless pump-jet thruster noise performance, the influence of blade number on the performance of hubless pump-jet thruster was studied, and the variation law of pressure pulsation in hubless pump-jet thruster with different number of blades was emphatically investigated. Based on the finite volume element method of computational fluid dynamics, the RANS equation was discretized, and the calculation model was closed by using RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model, coupling the pressure-velocity by using the SIMPLEC. The unsteady numerical simulation of the flow field inside the hubless pump-jet thruster with different number of blades was carried out, and the calculated results were compared and analyzed in detail. The study results show that with the increase of blade number, the head, efficiency and thrust of hubless pump-jet thruster model increase gradually. The pressure distribution on the blade surface becomes more uniform. The pressure pulsations of the impeller rim and the middle part decreased obviously. The amplitude of pressure pulsations at the main frequencies of impeller inlet and outlet decreases gradually from rim to center.

**Keywords:** hubless pump-jet thruster; numerical simulation; blade number; internal flow; pressure pulsation

船舶的传统轴系推进系统在其内部占据了大量宝贵的空间,这对船舶的发展是非常不利的,于是无轴推进装置<sup>[1]</sup>开始走进人们的视野,而无轴泵喷推进器(hubless pump-jet thruster, HPT)就是其中的代表。

HPT的结构和安装与普通船用螺旋桨有很大不同。HPT的主要结构包括集成电机、导管、叶轮等<sup>[2]</sup>。HPT的桨叶被设计成固定在推进器转子内孔(导流孔)的壁面上而非桨毂上,并且其桨叶可拆卸更换。当推进器通电时,叶片随转子转动,对流体做功,从而产生轴向射流,最终推动舰船前进。因HPT将导管内的电机转子与桨叶

集成一体,所以解决了传统轴系推进装置机桨分离的问题。另外由于传统轴系<sup>[3]</sup>不复存在,HPT还节省了舰船的舱室空间,轴系穿舱密封等一系列问题也迎刃而解。得益于泵喷推进技术的应用,HPT在低噪声运行方面具有独特优势,尤其使得其在高速航行时的声隐身性能更加突出<sup>[4-5]</sup>。正因为其良好的声隐身性能,HPT在军事应用方面也有非常广阔的前景。

作为一种结合了无轴推进技术和泵喷推进技术的新型推进装置,HPT的叶轮性能是影响其运行特性的关键之一。通过叶轮和导叶、导管的合理配合,泵喷推进器可以兼顾低噪声、抗空化和高

效率的重要优点;增加叶轮叶片数也有助于改善泵喷推进器的空化和噪声特性<sup>[6]</sup>。张明宇等<sup>[7]</sup>通过对泵喷推进器的叶轮施加一定侧斜角和纵斜角、卸载叶梢以及缩短叶片的叶顶弦长等方法,有效削弱了叶轮和导叶之间的相互作用,显著改善了泵喷推进器的噪声性能。李宁等<sup>[8]</sup>研究发现,随叶片数的增加,某型喷水推进泵的宽带噪声级有升高的趋势,叶片安放角对该推进泵宽带噪声级的影响存在一段最佳范围,对应攻角范围为 $-2^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 。

随着计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)的发展,数值模拟方法已经成为水力机械领域的一种重要研究手段<sup>[9]</sup>,并且模拟计算结果在工程上有足够的可靠性<sup>[10-11]</sup>。本文基于CFD有限体积元法离散雷诺平均纳维-斯托克斯(Reynolds average Navier-Stokes, RANS)方程<sup>[12]</sup>,应用重整化群(renormalization group, RNG)  $k-\varepsilon$ <sup>[13-14]</sup>湍流模型封闭计算模型,采用协调一致的压力耦合方程组半隐式算法(semi-implicit method for pressure linked equations consistent, SIMPLEC)<sup>[15]</sup>进行压力-速度耦合,对不同叶片数下的HPT模型进行内部流场的数值模拟计算和研究,并详细对比分析了能量特性、推力特性、流场压力和速度分布以及压力脉动的变化规律,为HPT的噪声优化设计提供理论支持。

## 1 研究模型及数值方法

### 1.1 三维造型

初始研究对象为一台比转数 $n_s = 781$ 的HPT,其叶片数 $z = 7$ 、设计转速 $n = 1\,450$  r/min、设计流量 $Q_d = 1\,300$  m<sup>3</sup>/h、设计扬程 $H = 6.5$  m。使用三维软件UG 10.0进行HPT模型的全流域建模,建模部分主要为进口延长段、叶轮和出口延长段三部分。图1所示为叶轮结构,叶轮水体的网格划分如图2所示。

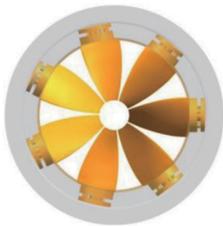


图1 HPT叶轮结构

Fig. 1 Structure of HPT impeller

### 1.2 网格无关性验证

网格数量的不同会使湍流模型、控制方程和



图2 HPT叶轮模型水体网格

Fig. 2 Mesh of HPT model impeller water

边界条件等设置对流场数值模拟造成影响,当网格数过大时,又会导致计算时间过长。为尽量避免以上问题,划分了5套HPT模型的全流域网格,来进行网格数的相关性检验,检验标准为HPT模型的扬程,结果如表1所示。

表1 网格相关性检验

Tab. 1 Mesh correlation test

方案	网格数				扬程/m
	进口 延长段	叶轮	出口 延长段	总计	
1	495 487	1 560 432	846 322	2 902 241	6.26
2	735 216	2 005 463	1 064 897	3 805 576	6.09
3	1 006 423	2 531 531	1 344 797	4 882 751	5.97
4	1 246 328	3 054 627	1 648 975	5 949 930	5.90
5	1 536 487	3 548 798	1 846 786	6 932 071	5.89

如表1结果所示,网格总数达到4 882 751后,网格数量对流场数值计算结果造成的影响开始减小,计算所得扬程和设计扬程的偏差在1%以内。为兼顾数值计算的时间和精度,选择网格划分方案3进行后续计算,即进口延长段、叶轮和出口延长段的网格数分别为1 006 423、2 531 531和1 344 797。

### 1.3 数值计算

进行数值模拟时采用多重参考系。将叶轮水体置于旋转坐标系中并设置参考压力为101.325 kPa,进出口延长段水体则处于静止坐标系中。静止区域壁面条件设置为无滑移壁面,近壁区采用标准壁面函数处理。数据交换通过动静交界面进行。稳态计算时采用叶轮冻结交界面,瞬态计算时则采用瞬态动静交界面。计算时选择RNG  $k-\varepsilon$ 湍流模型,并采用二阶迎风格式。计算总步数为2 000,收敛判据选择均方根(root mean square, RMS)并设置为 $1 \times 10^{-4}$ 。进口边界条件设置为压力进口,出口边界条件设置为速度出口。

### 1.4 研究方案

三种叶片数方案的叶轮模型如图 3 所示,其叶片数分别为 5、6 和 7。模型的叶片安放角均为  $0^\circ$ ,轮毂比均为 0.20。

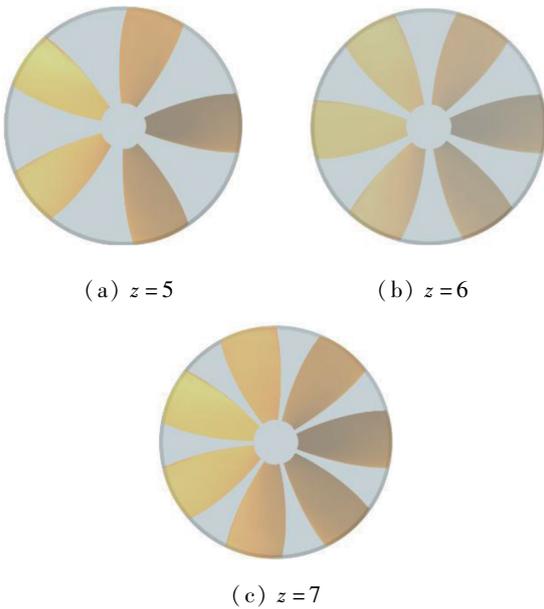


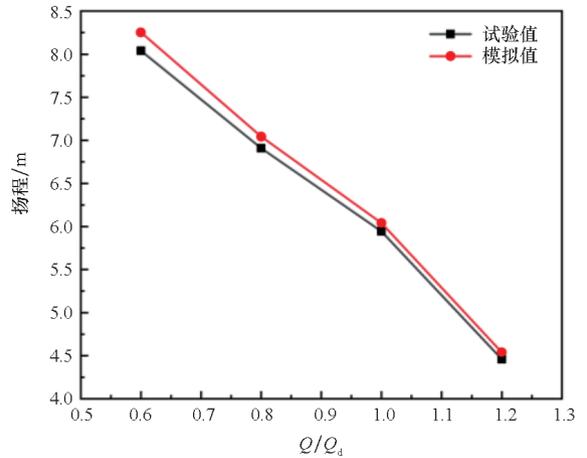
图 3 三种叶片数方案的叶轮模型示意图  
Fig. 3 Sketch map of impeller models for three blade number schemes

## 2 数值计算结果验证及分析

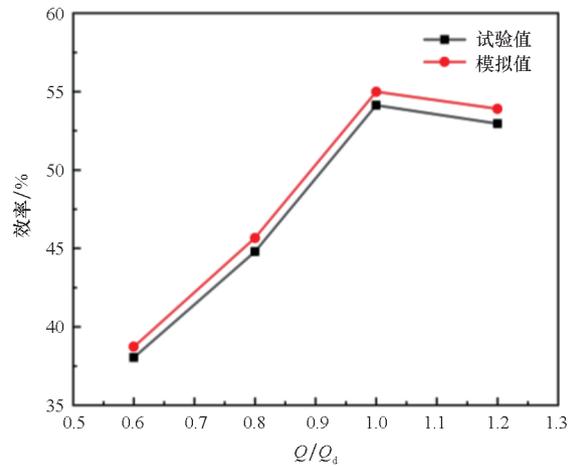
### 2.1 数值计算结果验证

图 4 为 7 个叶片时的 HPT 模型在不同工况下扬程和效率的模拟值与试验值的对比图。从图 4(a)可以看出,在  $0.6 \sim 1.2Q_d$  的流量范围内,随流量的增加,HPT 模型的扬程试验值与模拟值变化趋势一致,均逐渐减小。因为试验时存在摩擦阻力等因素,各流量工况下,试验值均略小于模拟值。在  $0.6Q_d$  时,扬程的试验值与模拟值的差值最大,模拟值约比试验值增大 2.65%。图 4(b)为 7 个叶片时的 HPT 模型在不同工况下效率试验值与模拟值对比图。从图 4(b)可以看出,随着流量的增加,HPT 模型的效率试验值与模拟值均先增大后减小,在设计流量时效率达到最大,此时试验值与模拟值分别约为 54.13% 和 54.99%;在  $1.2Q_d$  时,二者偏差最大,模拟值约比试验值增大 1.14%。

在  $0.6 \sim 1.2Q_d$  的流量范围内,通过将能量性能试验结果与数值模拟结果进行对比,可知数值模拟所得的扬程和效率值与试验值接近,且当流量变化时,模拟值和试验值随流量的变化趋势一致。综上所述,本文的数值模拟计算方法基本可靠。



(a) 扬程  
(a) Head



(b) 效率  
(b) Efficiency

图 4 HPT 模型数值计算结果对比  
Fig. 4 Comparison of numerical simulation results of HPT model

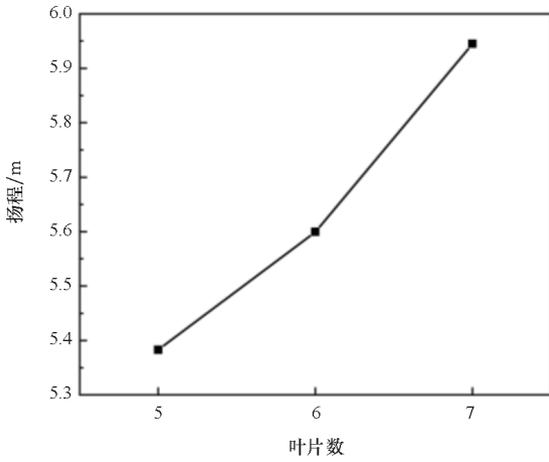
### 2.2 能量特性分析

图 5 是 HPT 模型的能量特性(扬程和效率)随叶片数变化的曲线图。从图 5 可以看出,随着叶片数从 5 增加到 7,HPT 模型的扬程和效率均逐渐增大,并且均在 7 个叶片时达到最大,较 5 个叶片时分别增大 11.35% 和 5.19%,说明三种叶片数方案中,7 个叶片时 HPT 模型的能量性能更好。

### 2.3 推力特性分析

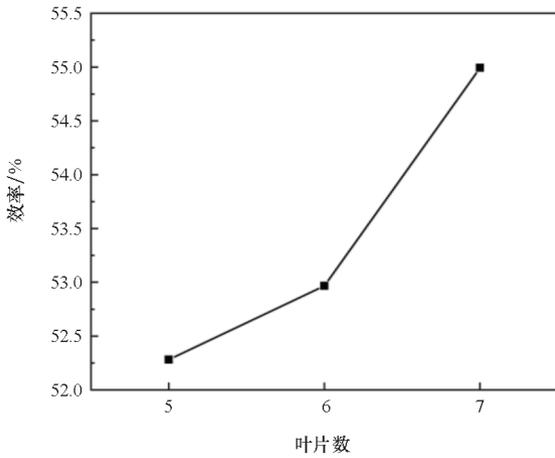
使用推力系数  $K_{T_h}$  对 HPT 模型的推力性能进行衡量。为尽量减小尺度效应的影响,引入轴向推力系数  $K_{T_h}$  来分析 HPT 模型在闭式环路下的推力性能,其计算表达式为:

$$K_{T_h} = \frac{T_h}{\rho n^2 D^4} \tag{1}$$



(a) 扬程

(a) Head



(b) 效率

(b) Efficiency

图 5 能量特性曲线图

Fig. 5 Energy characteristic curves

式中: $T_h$  为叶片所受的轴向力,单位为 N; $\rho$  为水的密度,单位为  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $n$  为叶轮转速,单位为  $\text{r}/\text{min}$ ;  $D$  为叶轮直径,单位为 m。

图 6 是设计流量下 HPT 模型的轴向推力系数随叶片数变化的曲线图。从图 6 可知,随叶片数从 5 增加到 7, HPT 模型的轴向推力系数逐渐增大;5 个叶片时轴向推力系数较 7 个叶片时低约 9.59%。

### 2.4 压力特性分析

HPT 模型的叶轮中间截面和流场轴面如图 7 所示。

图 8 是三种叶片数方案时 HPT 模型流场轴面的压力分布云图。从图 8 可以看出,不同叶片数时的流场轴面压力分布较为相似。在叶轮进口处压力较低,水体通过叶轮后压力明显上升;在叶轮出口和出口延长段内,压力以轴线中心沿径向

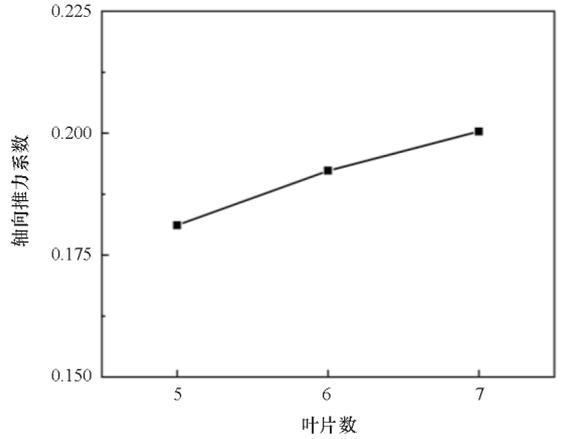


图 6 三种叶片数方案时 HPT 模型轴向推力系数

Fig. 6 Axial thrust coefficient of HPT models under three blade number schemes

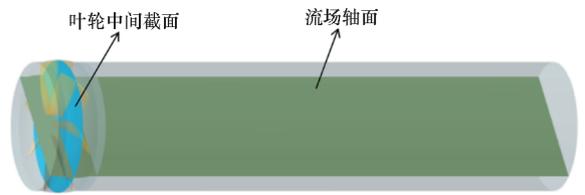
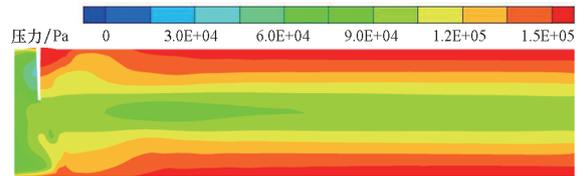
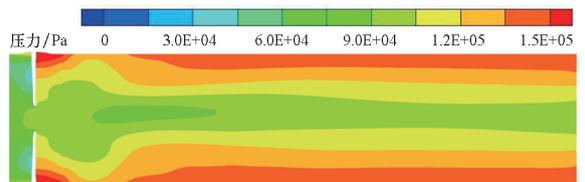


图 7 叶轮中间截面和流场轴面示意图

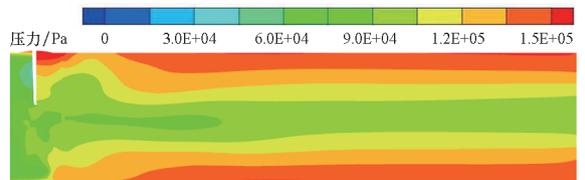
Fig. 7 Sketch maps of impeller middle section and axial plane of flow field



(a)  $z=5$



(b)  $z=6$



(c)  $z=7$

图 8 三种叶片数方案时轴面压力分布

Fig. 8 Axial pressure distribution under three blade number schemes

向外逐渐增大,在叶轮轮缘及出口延长段管壁附近出现高压区。随叶片数从 5 增加到 7,在 HPT

模型的叶轮出口轮缘和出口延长段管壁处,压力有逐渐降低的趋势,从轴线到边缘的压力梯度也逐渐减小;叶轮出口中心和出口延长段中部的低压区向边缘扩大。

图 9 是 HPT 模型在三种叶片数方案时的叶片工作面压力分布云图。

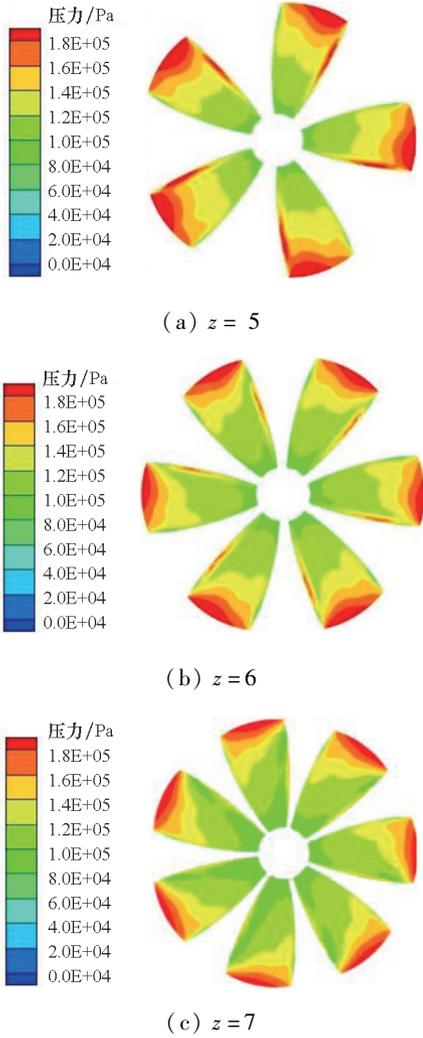


图 9 三种叶片数方案时叶片工作面压力云图

Fig. 9 Nephogram of blade working surface under three blade number schemes

从图 9 可以看出,三种叶片数下,HPT 模型叶根处和叶片进口边均有高压区,叶片工作面压力沿径向从轮缘向中心递减,在叶梢处最低。因为水体流入叶轮时,在叶梢处加速转弯,从而导致该处压力降低。随后在叶轮的作用下,其内水体逐渐增多,压力也随之增大,于是出现高压区。叶片数从 5 增加到 7 时会导致叶片间的流道逐渐收窄,故在相同流量工况下,叶片数越多,单个流道内的流量就越少,相应地,叶片进口边和叶根处的压力也越低,叶梢低压区的面积逐渐扩大。

图 10 是 HPT 模型在三种叶片数方案时叶片

背面压力分布云图。从图 10 可以看出,叶片背面进口边的压力最低,易产生空泡,从进口边向出口边,叶片背面压力逐渐升高。随叶片数从 5 增加到 7,叶片背面进口边的低压区明显缩小,叶根处压力明显增大。叶片数为 5 时,4 个叶片的背面进口边低压区向出口边延伸的趋势非常明显;叶片数为 6 时,背面进口边低压区向出口边延伸趋势较强的叶片仅有 1 个;叶片数为 7 时,低压区的这种延伸趋势在所有叶片上几乎均不存在。这说明,增加叶片数会使叶片背面进口边低压区向出口边延伸的趋势逐渐减弱,从而加强叶片背面的压力分布的均匀性。

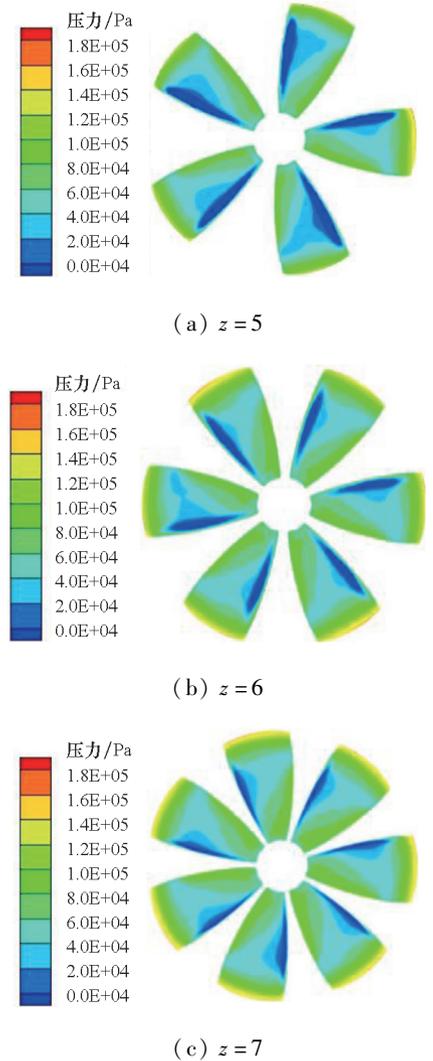


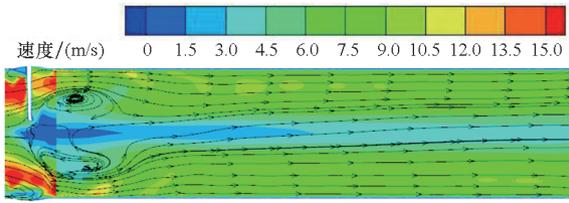
图 10 三种叶片数方案时叶片背面压力云图

Fig. 10 Nephogram of blade back surface under three blade number schemes

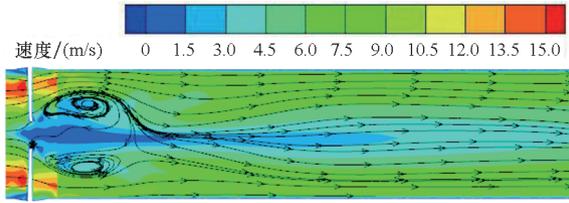
### 2.5 速度特性分析

图 11 是三种叶片数方案时 HPT 模型流场轴面速度流线图。从图 11 可知,不同叶片数方案时叶轮中部流速较高,流道中心的流速较低;在径向

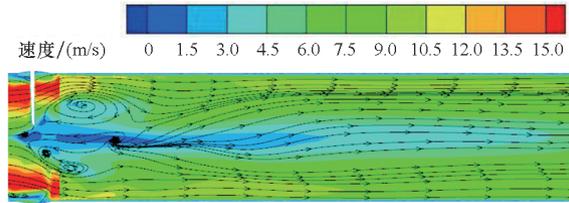
上,轴面速度由中心向边缘先增大后减小;叶轮出口中心有明显低压区,且与叶轮中部的速度差较大,故在叶轮出口后产生了 2 个明显的漩涡。



(a)  $z = 5$



(b)  $z = 6$



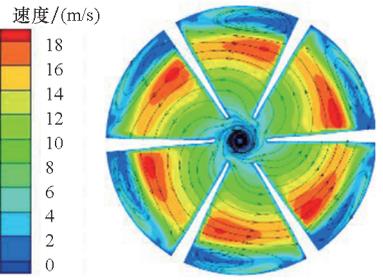
(c)  $z = 7$

图 11 三种叶片数方案时轴面速度流线图

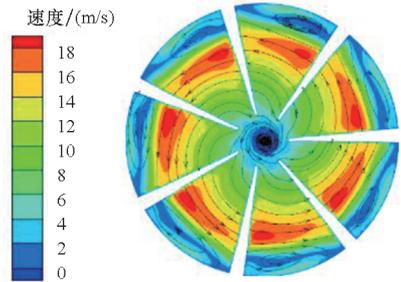
Fig. 11 Axial velocity streamline under three blade number schemes

从图 11 还可以看出,随叶片数从 5 增加到 7, HPT 模型出口延长段管壁和中心处的低速区面积先扩大后缩小;同时,在出口延长段进口边,叶轮出口中心与叶轮中部的速度差先增大后减小,导致漩涡强度先增强后减弱,但漩涡结构和大小无明显变化。

图 12 是 HPT 模型在三种叶片数方案时叶轮中间截面的速度流线图。从图 12 可以看出,各流道都是进口边轮缘处流速较低,中部流速较高,随着叶轮旋转,轮缘处流速从进口边到出口边逐渐增大,而中部流速逐渐降低;叶轮中心的流速远低



(b)  $z = 6$



(c)  $z = 7$

图 12 三种叶片数方案时叶轮中间截面速度云图

Fig. 12 Nephogram of impeller middle section under three blade number schemes

于各流道中部,因此叶轮中心有漩涡产生。

随叶片数从 5 增加到 7, 叶轮中部高速区面积逐渐扩大,从进口边到出口边,叶轮中部流体的流速梯度逐渐减小,速度分布更加均匀;流道面积随叶片数的增加而减小,水体受叶片的约束逐渐增大,各流道出口近轮缘处速度下降,叶轮轮缘二次流强度略微增强。

### 2.6 压力脉动系数有效值分析

在叶轮进口、叶轮出口和出口延长段两倍管径处分别设置沿径向等距分布的 3 个监测点,以研究 HPT 模型在不同叶片数时的压力脉动。叶轮进口处从轮缘到中心的 3 个监测点依次为  $M1$ 、 $M2$  和  $M3$ , 叶轮出口处依次为  $M4$ 、 $M5$  和  $M6$ , 出口延长段两倍管径处依次为  $M7$ 、 $M8$ 、 $M9$ , 具体位置分布如图 13 所示。

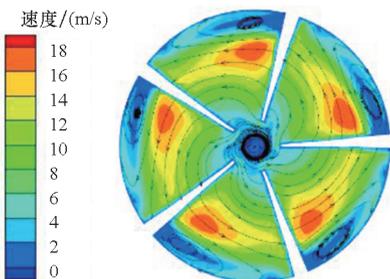


图 13 压力脉动监测点示意图

Fig. 13 Sketch map of pressure pulsation monitoring points

分析时引入无因次的压力脉动系数  $C_p$  来描述 HPT 模型内的压力脉动,其计算表达式为:

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho_1 u^2} \quad (2)$$



(a)  $z = 5$

式中： $p$  为监测点的压力，单位为 Pa； $\bar{p}$  为监测点的压力在计算时间内的平均值，单位为 Pa； $\rho_1$  为计算采用的流体的密度，单位为  $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $u$  为叶轮外缘的圆周速度，单位为  $\text{m}/\text{s}$ 。

为有效分析 HPT 模型叶轮进口、叶轮出口及出口延长段 2 倍管径处的压力脉动系数  $C_p$  的有效值，引入压力脉动系数的算术均方根  $U_p$ 、 $\overline{C_p}$  及  $U_p$  的计算表达式为：

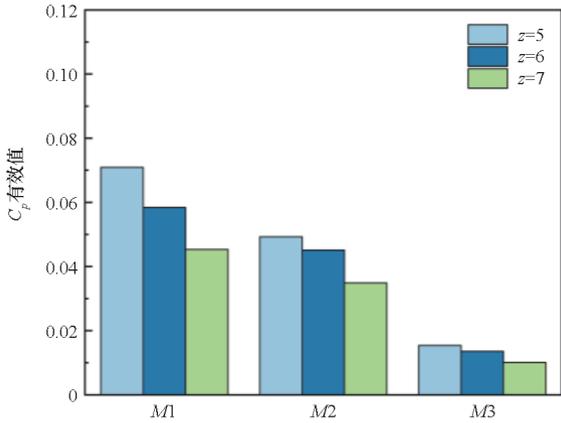
$$\overline{C_p} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_p(i) \quad (3)$$

$$U_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (C_p(i) - \overline{C_p})^2}{N}} \quad (4)$$

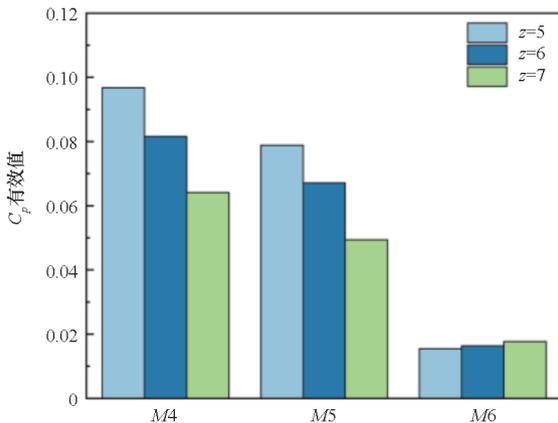
其中： $C_p(i)$  为压力脉动系数的瞬时值； $\overline{C_p}$  为压力脉动系数的平均值； $U_p$  为压力脉动系数的算术均方根； $N$  为压力脉动系数的取值次数。

图 14 为三种叶片数方案时 HPT 模型叶轮进口、叶轮出口和出口延长段的  $C_p$  有效值直方图。

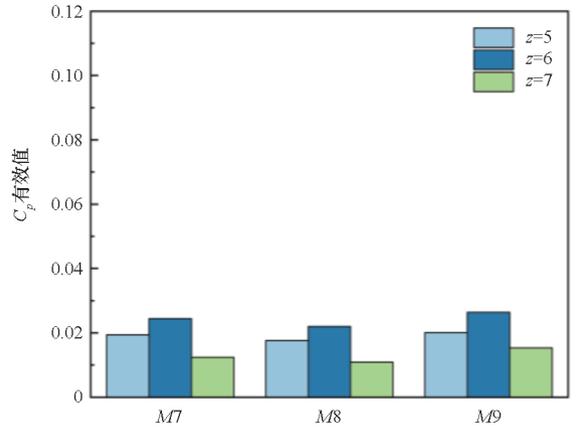
从图 14(a) 可以看出，随叶片数从 5 增加到 7，叶轮进口轮缘 ( $M1$  点)、中部 ( $M2$  点) 和中心



(a) 叶轮进口  
(a) Impeller inlet



(b) 叶轮出口  
(b) Impeller outlet



(c) 出口延长段  
(c) Outlet extension

图 14 三种叶片数方案时监测点  $C_p$  有效值直方图  
Fig. 14 Effective value histogram of  $C_p$  at monitoring points under three blade number schemes

( $M3$  点) 处的  $C_p$  有效值都逐渐减小，其中  $M1$  点处减小最明显，7 个叶片时比 5 个叶片时减小约 36.10%，而  $M3$  点处减小幅度最小，约为 34.50%。

从图 14(b) 可知，随叶片数从 5 增加到 7，叶轮出口轮缘 ( $M4$  点) 和中部 ( $M5$  点) 处的  $C_p$  有效值都逐渐减小，其中  $M4$  点处减小最明显，7 个叶片时比 5 个叶片时减小约 33.74%；而叶轮出口中心 ( $M6$  点) 处的  $C_p$  有效值略微增加，这可能是由 7 个叶片时叶轮出口中心处压力梯度增大导致的。

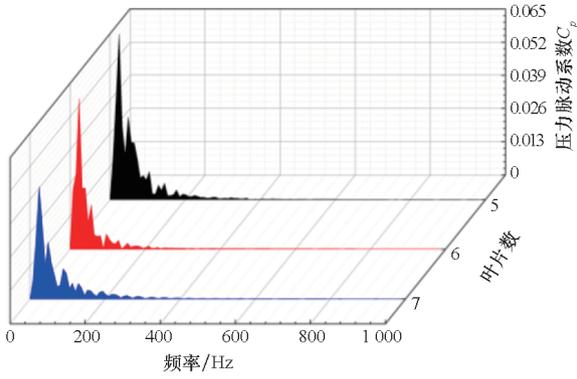
从图 14(c) 可以发现，三种叶片数时，出口延长段的  $C_p$  有效值均由管壁 ( $M7$  点) 处向中心 ( $M9$  点) 处先减小后增大，在中部 ( $M8$  点) 处压力脉动最小；随叶片数从 5 增加到 7，出口延长段各监测点处的  $C_p$  有效值均先增大后减小，且 7 个叶片时的  $C_p$  有效值最小，结合图 11 可以发现，6 个叶片时出口延长段两倍管径处的中心部位的速度更小，和边缘部分的速度差增大，各监测点  $C_p$  有效值有所增大。

综上所述，在叶轮进口和出口处，轮缘和中部的  $C_p$  有效值变化规律相似，即随叶片数从 5 增加到 7， $M1$  点、 $M2$  点、 $M4$  点和  $M5$  点的  $C_p$  有效值均逐渐降低；叶片数对流场中心处  $C_p$  有效值的影响则较小。

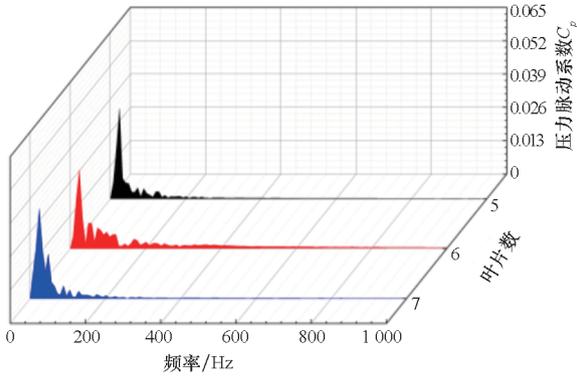
### 2.7 压力脉动频域分析

图 15 为 HPT 模型在三种叶片数方案时叶轮进口处的压力脉动频谱图。

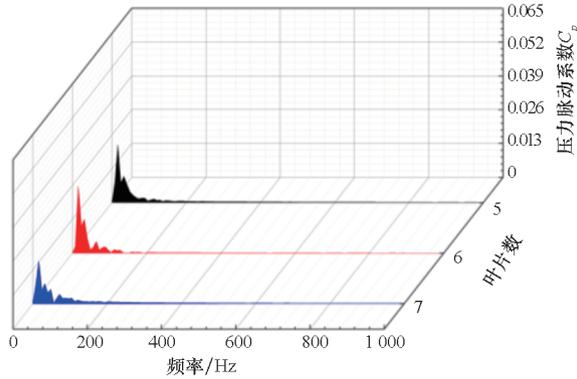
从图 15(a) 可知，三种叶片数方案时  $M1$  点处的压力脉动主频都为轴频；随叶片数从 5 增加到 7， $M1$  点处压力脉动主频处幅值逐渐降低，7 个叶片时  $M1$  点压力脉动主频处幅值最小，约为



(a) M1



(b) M2



(c) M3

图15 三种叶片数方案时叶轮进口压力脉动频谱图

Fig.15 Pressure pulsation spectra of impeller inlet under three blade number schemes

5个叶片时的67.85%。

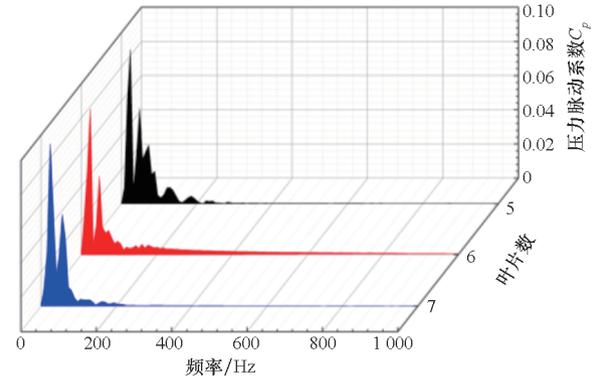
从图15(b)可知,三种叶片数方案时M2点处压力脉动主频均在轴频,且主频处的幅值相差较小;6个叶片时主频处幅值最小,比7个叶片时M2点处压力脉动主频处幅值低约12.21%。对比图15(a)和图15(b),可以看出,相比M1点处压力脉动主频处幅值,M2点处的更小。

从图15(c)中可以看出,三种叶片数方案时,M3点处压力脉动主频都在16.11 Hz,略低于轴频24.17Hz,这是因为叶片高度不够,不能完全影响到叶轮进口中心;7个叶片时M3点处的压力脉

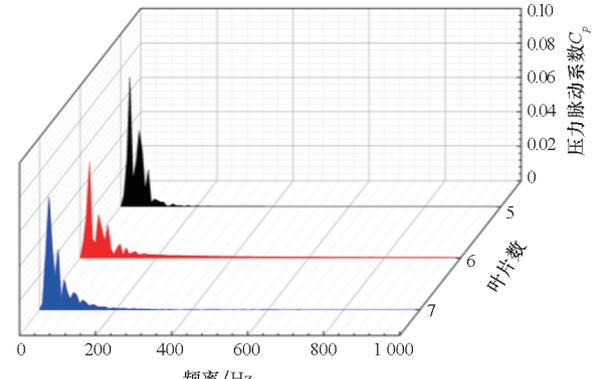
动主频处幅值最低,约为6个叶片时的63.78%,这可能是因为7个叶片时,叶轮进口速度梯度较小,速度差减小。

综上所述,三种叶片数方案时,M1点处和M2点处的压力脉动主频都在轴频(24.17 Hz),M3点处压力脉动主频低于轴频,各点处的主频不随叶片数的变化而改变;叶片数从5增加到7,M1点压力脉动主频处幅值有所降低;叶片数对M3点处压力脉动主频处幅值影响较小。

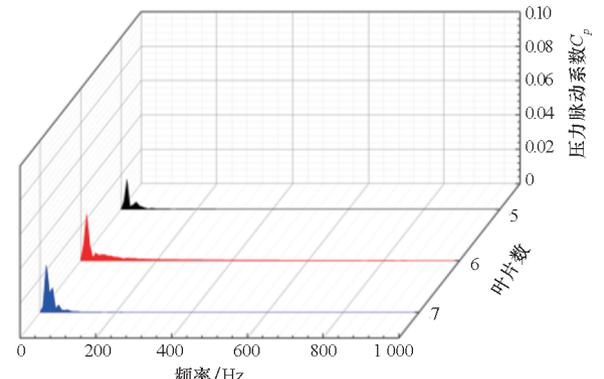
图16为HPT模型三种叶片数方案时叶轮出口压力脉动的频谱图。



(a) M4



(b) M5



(c) M6

图16 三种叶片数方案时叶轮出口压力脉动频谱图

Fig.16 Pressure pulsation spectra of impeller outlet under three blade number schemes

从图 16(a) 可以看出,  $M4$  点处压力脉动主频在轴频; 随叶片数从 5 增加到 7,  $M4$  点处主频处幅值先减小后增大, 6 个叶片时压力脉动主频处幅值最低, 相对于 7 个叶片时低约 10.15%。

从图 16(b) 可以看出, 三种叶片数方案时,  $M5$  点处压力脉动主频在轴频; 随叶片数从 5 增加到 7,  $M5$  点处主频处幅值先减小后增大, 6 个叶片时压力脉动主频处幅值最低, 相对于 7 个叶片时低约 15.07%; 6 个叶片和 7 个叶片时的压力脉动主频处幅值均比 5 个叶片时小, 这说明减小叶片数会使叶轮出口中部的压力脉动主频处幅值有所增加。

从图 16(c) 可以看出, 三种叶片数方案时,  $M6$  点处压力脉动主频略低于轴频, 这和  $M3$  点处相似; 随叶片数从 5 增加到 7,  $M6$  点处的主频处幅值逐渐增大, 7 个叶片时  $M6$  点处压力脉动主频处的幅值比 5 个叶片时高约 56.40%, 这可能是因为 7 个叶片时, 叶轮出口中心压力梯度变大, 从而主频处幅值变大。

总体来看,  $M4$  点和  $M5$  点处的压力脉动主频在轴频,  $M6$  点处的主频略低于轴频, 为 16.11 Hz; 三种叶片数方案时, 压力脉动主频处幅值由  $M4$  点处向  $M6$  点处即由叶轮出口轮缘向中心递减;  $M4$  点处压力脉动主频处幅值受叶片数影响较小。

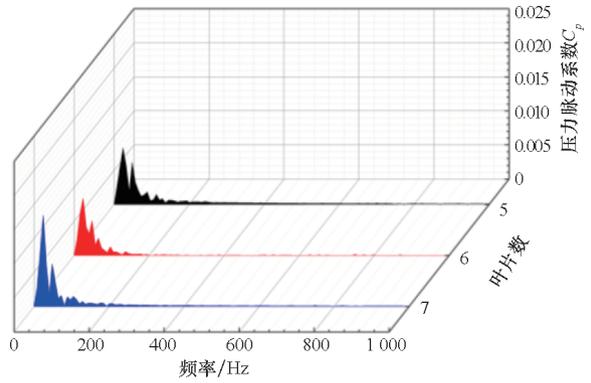
图 17 为 HPT 模型在三种叶片数方案时出口延长段两倍管径处的压力脉动频谱图。

从图 17(a) 可以看出,  $M7$  点处的压力脉动主频为轴频; 7 个叶片时,  $M7$  点处的压力脉动在主频处幅值明显增大, 比 5 个叶片时增大约 61.35%, 这可能是因为 7 个叶片时该点处速度有所升高, 速度差变大。

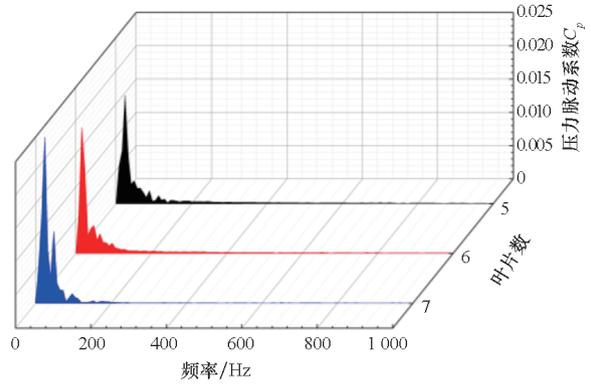
从图 17(b) 可以看出,  $M8$  点处的压力脉动主频在轴频; 随叶片数从 5 增加到 7,  $M8$  点处的主频处幅值也逐渐增大, 趋势与  $M7$  点处相同, 相较于 7 个叶片, 5 个叶片时压力脉动主频处的幅值低约 34.75%。

从图 17(c) 可以看出,  $M9$  点处的压力脉动主频在轴频; 随叶片数从 5 增加到 7,  $M9$  点处的主频处幅值逐渐增大, 7 个叶片时压力脉动主频处的幅值比 5 个叶片时增大约 13.43%。

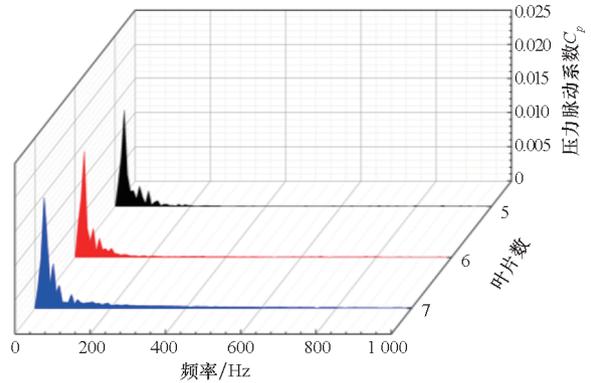
综上, 出口延长段两倍管径处各监测点压力脉动主频均在轴频; 叶片数的改变对  $M7$  点和  $M8$  点处压力脉动主频处幅值的影响较大; 随叶片数从 5 增加到 7, 同一监测点的压力脉动主频处的幅值均逐渐增加; 同一叶片数时, 不同监测点主频处的幅值从管壁向中心先增大后减小。



(a)  $M7$



(b)  $M8$



(c)  $M9$

图 17 三种叶片数方案时出口延长段压力脉动频谱图  
Fig. 17 Pressure pulsation spectra of outlet extension under three blade number schemes

### 3 结论

采用数值模拟方法研究了叶片数对 HPT 模型能量、推力、压力、速度和压力脉动的影响规律。研究发现:

1) 随叶片数从 5 增加到 7, HPT 模型的扬程、效率和推力均逐渐增大。

2) 随叶片数从 5 增加到 7, 叶轮出口轮缘和出口延长段管壁处的径向压力梯度逐渐减小, 而叶轮出口和出口延长段进口处的轴向压力梯度逐渐增大。叶片工作面进口边和叶根处压力逐渐降

低,背面相应区域压力则逐渐升高;叶片表面压力分布逐渐均匀。

3)随叶片数从5增加到7,叶轮中部的速度逐渐增大,出口延长段管壁和中心处速度先减小后增大。叶轮出口漩涡强度先增强后减弱,但漩涡结构和漩涡大小变化较小。

4)随叶片数从5增加到7,叶轮轮缘和中部的压力脉动均明显降低。叶片数的变化对流场中心压力脉动影响较小。叶轮进出口轮缘和中部的压力脉动主频都在轴频,中心处主频则略低于轴频,且主频位置不受叶片数变化的影响。三种叶片数方案叶轮进出口主频处的压力脉动幅值从轮缘向中心逐渐减小;出口延长段各监测点处的主频都在轴频,主频处幅值从管壁向中心先增大后减小。

## 参考文献 (References)

- [1] 谈微中,严新平,刘正林,等. 无轴轮缘推进系统的研究现状与展望[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2015, 39(3): 601-605.  
TAN W Z, YAN X P, LIU Z L, et al. Technology development and prospect of shaftless rim-driven propulsion system [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2015, 39(3): 601-605. (in Chinese)
- [2] 祝昊,靳栓宝,王东,等. 无轴泵喷推进器敞水特性[J]. 兵工学报, 2021, 42(4): 835-841.  
ZHU H, JIN S B, WANG D, et al. Open-water characteristics of shaftless pump-jet thruster [J]. Acta Armamentarii, 2021, 42(4): 835-841. (in Chinese)
- [3] YAN X P, LIANG X X, OUYANG W, et al. A review of progress and applications of ship shaft-less rim-driven thrusters[J]. Ocean Engineering, 2017, 144: 142-156.
- [4] 王天奎,唐登海. 泵喷推进器:低噪声的核潜艇推进方式[J]. 现代军事, 2006(7): 52-54.  
WANG T K, TANG D H. Pump-jet propeller: a low noise propulsion mode for nuclear submarine [J]. Conmil, 2006(7): 52-54. (in Chinese)
- [5] LI H, HUANG Q G, PAN G, et al. Assessment of transition modeling for the unsteady performance of a pump-jet propulsor in model scale [J]. Applied Ocean Research, 2021, 108: 102537.
- [6] 靳栓宝,祝昊,王东,等. 水下航行体泵喷推进器总体选型与设计[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(5): 851-856.  
JIN S B, ZHU H, WANG D, et al. Research on the global parameters selection and design of pumpjet of underwater vehicle [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2018, 39(5): 851-856. (in Chinese)
- [7] 张明宇,王永生,林瑞霖,等. 泵喷推进器低噪声优化设计[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2019, 47(3): 7-12.  
ZHANG M Y, WANG Y S, LIN R L, et al. Low-noise optimization design of pumpjet [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2019, 47(3): 7-12. (in Chinese)
- [8] 李宁,蔡佑林,邱继涛. 喷水推进泵叶片数及安放角对外特性和噪声性能的影响分析[J]. 中国造船, 2020, 61(增刊2): 280-290.  
LI N, CAI Y L, QIU J T. Effect of number of blade and pitch angle of waterjet pump on its hydrodynamic performance and noise [J]. Shipbuilding of China, 2020, 61 (Suppl 2): 280-290. (in Chinese)
- [9] 宋晓峰,毛秀丽,陆家豪,等. 基于CFD的长短叶片型水泵水轮机转轮优化设计[J]. 水利水电技术(中英文), 2021, 52(4): 115-123.  
SONG X F, MAO X L, LU J H, et al. CFD-based optimal design of pump-turbine runner with long and short blades [J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2021, 52(4): 115-123. (in Chinese)
- [10] ZHANG Y N, ZHENG X H, LI J W, et al. Experimental study on the vibrational performance and its physical origins of a prototype reversible pump turbine in the pumped hydro energy storage power station [J]. Renewable Energy, 2019, 130: 667-676.
- [11] CHOI H J, ZULLAH M A, ROH H W, et al. CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine [J]. Renewable Energy, 2013, 54: 111-123.
- [12] YANG Z, CHENG X, ZHENG X H, et al. Reynolds-averaged Navier-Stokes equations describing turbulent flow and heat transfer behavior for supercritical fluid [J]. Journal of Thermal Science, 2021, 30(1): 191-200.
- [13] GUO G Q, ZHANG R H, YU H. Evaluation of different turbulence models on simulation of gas-liquid transient flow in a liquid-ring vacuum pump [J]. Vacuum, 2020, 180: 109586.
- [14] 张凯,王利英,张晓华,等. 不同湍流模型在水泵水轮机内的适用性比较[J]. 水力发电, 2021, 47(4): 94-96, 101.  
ZHANG K, WANG L Y, ZHANG X H, et al. Applicability comparison of different turbulence models in pump-turbines [J]. Water Power, 2021, 47(4): 94-96, 101. (in Chinese)
- [15] AGUERRE H J, VENIER C M, PAIRETTI C I, et al. A SIMPLE-based algorithm with enhanced velocity corrections: the COMPLEX method [J]. Computers & Fluids, 2020, 198: 104396.

(编辑:梁慧,罗茹馨)