

非均匀入流中螺旋桨空化噪声缓变分量数值预报及特征分析^①曹红丽^{②*} 方世良^{*} 朱志峰^{**}

(* 东南大学水声信号处理教育部重点实验室 南京 210096)

(** 安徽工业大学电气学院 马鞍山 243002)

摘 要 将基于黏性多相流理论的计算流体力学(CFD)方法和球形空泡辐射噪声理论相结合,用于非均匀入流中螺旋桨瞬态空化及其噪声缓变分量的数值预报并进行特征分析。利用实验数据验证均匀入流和非均匀入流条件下螺旋桨水动力性能参数和空化周期形态。根据周期性空化面积的数值解推出空化特征长度来求取空化体积的二阶导,依据球形空泡辐射的噪声声压公式分别计算在相同非均匀入流中,不同转速的空化噪声的缓变分量部分,并在频域上与实验结果进行对比,验证空化噪声缓变分量预报的准确性;最后计算不同工况下、不同侧斜角、不同叶片数以及不同尺寸的螺旋桨空化噪声的缓变分量部分,并分析螺旋桨空化噪声缓变分量的物理特征。研究分析发现:该方法能准确预报螺旋桨空化噪声的叶频;叶频及二倍叶频的幅值与进速系数、非均匀入流、叶片数以及尺寸有关,与侧斜角无关。这些特征分析对目标识别具有一定的指导意义。

关键词 非均匀入流,空化噪声,缓变分量,特征分析

0 引 言

空化(cavitation)是液体中产生空泡的现象,空泡形成又破裂会产生空化噪声等效应。空化一般发生在有相对运动的流体与固体的界面。螺旋桨空化不仅会降低螺旋桨性能,产生空化剥蚀,导致船体振动,而且会产生足以暴露自己的空化噪声,因此研究非均匀入流中螺旋桨的空化噪声的产生机理对降低噪声和以噪声进行目标识别的研究都具有重要意义。螺旋桨空化的黏性数值模拟受多相流模型、湍流模型、空化模型和相变模型的影响,目前国内外对片空化进行成功模拟的很少,成功模拟的主要是针对均匀入流中的片空化面积的对比验证,针对非均匀入流中的螺旋桨周向片空化形态和空化噪声的预报极少,如 Bensow^[1]采用 Kunz 模型和大涡成功模拟非均匀入流中的 E779A 桨的周向片空化形态,其中非均匀入流速度采用数学公式模拟,并与国际上的数据对比验证,研究局限于非均匀入流下的片空化模拟;朱志峰^[2]采用商用软件 Fluent 中的 Singhal

空化模型对均匀入流条件下的 E779A 桨片空化形态的模拟,并提取螺旋桨尾流场中的周期脉动特征,但研究针对于均匀入流条件;季斌^[3-5]模拟某五叶桨的非均匀流中螺旋桨的周向片空化形态,研究空化的产生原因与螺旋桨的空化脉动体积有关;杨琼方^[6,7]分析了非均匀入流条件下螺旋桨的空化崩溃性能、空化初生性能和空化面积的时域脉动信息,并对空化噪声低频谱进行预报,但并未与实验进行对比。本文在此基础上,采用改进的黏性计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)空化模拟和球形空泡辐射噪声理论预报非均匀入流条件下的螺旋桨空化噪声的缓变分量部分,分析螺旋桨空化噪声缓变分量的物理特征,为舰船辐射噪声的目标特征提取和识别提供一定的依据。

1 数学模型

基于黏流理论和大涡模拟数值求解 N-S 方程的方法以混合多相流模型为主,将汽液混合两相流混合模型同多相变率引入空化模型。假设流场由密度

① 国家重点基础研究发展计划(6131222)和国家自然科学基金(11104029)资助项目。

② 女,1985年生,博士生;研究方向:水声信号处理;联系人,E-mail:fcaohongli@163.com
(收稿日期:2013-09-17)

均为常数的汽、液两相流组成,并将汽液两相流作为密度可变的混合流场处理,其中密度是汽相体积分数的函数。空泡流中气体和液体的质量守恒方程^[8]为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m f) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{V} f) = \dot{m}_e^+ - \dot{m}_e^- = \dot{m} \quad (1)$$

其中流体混合密度 $\rho_m = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l$, ρ_v 和 ρ_l 分别为气体和液体的密度, α_v 为气体的体积分数; f 为单位质量流体中气体质量分数。由流体混合密度 ρ_m 和 f 的关系 $f \rho_m = \alpha_v \rho_v$ 带入式(1)分别得到气体和液体的质量守恒方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{V}) = \dot{m} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}((1 - \alpha_v) \rho_l) + \nabla \cdot ((1 - \alpha_v) \rho_l \mathbf{V}) = -\dot{m} \quad (3)$$

其中 $\dot{m}_e^+$ 和 $\dot{m}_e^-$ 分别指气体的产生相和凝结相,它们的量纲为每单位时间和单位体积的质量; $\mathbf{V}$ 为速度矢量; $\dot{m}$ 为净汽相变化率; ∇ 为散度计算。

将式(2)(3)相加得到气液两相流质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \rho_m \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (4)$$

将式(2)(3)(4)结合可得到混合密度 ρ_m 与气体体积分数 α_v 相互变化的关系式为

$$\frac{d\rho_m}{dt} = -(\rho_l - \rho_v) \frac{d\alpha_v}{dt} \quad (5)$$

引入气核密度 n (每单位体积内气核的数量)和气泡半径 R_b , 它们与气体体积分数 α_v 的关系式为

$$\alpha_v = n \cdot \frac{4}{3} \pi R_b^3 \quad (6)$$

将式(6)代入到式(5)可得

$$\frac{d\rho_m}{dt} = -(\rho_l - \rho_v) (n 4 \pi)^{\frac{1}{3}} (3 \alpha_v)^{\frac{2}{3}} \frac{d\alpha_v}{dt} \quad (7)$$

其中 $\frac{d\rho_m}{dt}$ 利用气泡动力学中 Rayleigh-Plesset 方程式,忽略黏性和表面张力效应的 Rayleigh-Plesset 方程式为

$$R_b \frac{d^2 R_b}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_b}{dt} \right)^2 = \frac{p_v - p}{\rho_l} \quad (8)$$

其中 p_v 为汽化临界压力。

利用式(2)(3)(4)(5)得到下式:

$$\frac{d\rho_m}{dt} = -\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l \rho_v} \rho_m \dot{m} \quad (9)$$

将式(8)(9)带入式(7),则得到汽化的净汽相变率 $\dot{m}$ 的计算公式为

$$\dot{m} = (n 4 \pi)^{\frac{1}{3}} (3 \alpha_v)^{\frac{2}{3}} \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{p_v - p}{\rho_l} \right) - \frac{2}{3} R_b \frac{d^2 R_b}{dt^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

上式忽略气泡半径加速度项 $\frac{d^2 R_b}{dt^2}$, 将式(6)带入得到简化的净汽相变率 $\dot{m}$ 的计算公式为

$$\dot{m} = \frac{3 \alpha_v}{R_b} \cdot \frac{\rho_l \rho_v}{\rho_m} \left[\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

其中 $\dot{m}$ 包括两部分,一部分为压力 $p < p_v$ 时气体产生率 $\dot{m}_e^+$, 另一部分为压力 $p > p_v$ 时气体凝结率 $\dot{m}_e^-$ 。

根据文献[8],在空化形成时 $R_b \approx C \frac{\gamma}{\rho_l v^2}$, 其中 v 为湍流速度, γ 为表面张力, C 为常数,可得到:

$$\dot{m}_e^+ = C_e \frac{k}{\gamma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} (1 - f)} \quad (12)$$

$$\dot{m}_e^- = C_c \frac{k}{\gamma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l} f} \quad (13)$$

其中根据文献[9],汽化系数 $C_e = 0.02$, 凝结系数 $C_c = 0.01$ 。

大涡模拟的控制方程时对 N-S 方程在波数空间或者物理空间进行过滤得到,从而得到空泡流中混合相的大涡模拟的动量守恒方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_m v_{mi}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_m v_{mi} v_{mj}) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu_m \left[\frac{\partial v_{mi}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{mj}}{\partial x_i} \right] - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (14)$$

其中 τ_{ij} 为亚网格应力, $\tau_{ij} = \overline{v_{mi} v_{mj}} - \rho_m v_{mi} v_{mj}$; μ_m 为混合相的湍流粘性系数。

螺旋桨空化分为梢涡空化、片空化和毂涡空化,在螺旋桨的实际运行时,通常仅出现叶背面空化,叶背空化对螺旋桨空化噪声贡献最大,梢涡空化其次,毂涡空化最小,即片空化是空化噪声的主要声源分量,片空化的体积脉动决定空化噪声强度,球形空泡辐射声压为

$$p(r) = \frac{\rho_l}{4 \pi r} \frac{d^2 V_c}{dt^2} \quad (15)$$

其中 r 为测量点到声源中心的距离, V_c 空泡体积。由于是将片空化等效于一个大的球形空泡,因此采用球形空泡等效方法计算的是空化噪声的缓变分量部分。

根据计算流体力学(CFD)计算螺旋桨片空化面

积,计算公式如下:

$$S_c = \sum_i \alpha_i s_i \quad (16)$$

其中 $i = 1, 2, \dots, N$, N 为 CFD 计算中螺旋桨表面的网格数目; α_i 为对应面网格的气体体积分; s_i 为面网格的面积。

根据文献[10,11]的空化实验,水翼和螺旋桨非定常片空化面积 S_c 可由空化特征长度 l_c 表示,空化体积 V_c 与 l_c 呈线性关系,关系如下:

$$\frac{d^2 V_c}{dt^2} = 6l_c \left(\frac{dl_c}{dt} \right)^2 + 3l_c^2 \frac{d^2 l_c}{dt^2} \quad (17)$$

其中 $l_c = \sqrt{S_c}$, 将式(17)代入到式(15)中得到,螺旋桨空化辐射噪声缓变分量部分的声压的计算公式为

$$p(r) = \frac{\rho_l}{4\pi r} \left[6l_c \left(\frac{dl_c}{dt} \right)^2 + 3l_c^2 \frac{d^2 l_c}{dt^2} \right] \quad (18)$$

2 数值验证

2.1 E779A 桨数值验证

本文选用 E779A 桨为验证对象,其参数和几何形状见文献[11],此桨在实验室被广泛研究,实验数据真实可靠,采用 CFD 计算进行验证。计算域为全流道区域,如图 1,采用混合网格划分方法,螺旋桨周围的旋转域为非结构网格,其余流域为结构网格,上游距螺旋桨中心距离为 $0.5D$,下游距螺旋桨中心距离为 $3.75D$,螺旋桨外围计算域的圆柱半径为 $1.471D$,其中 D 为螺旋桨直径。

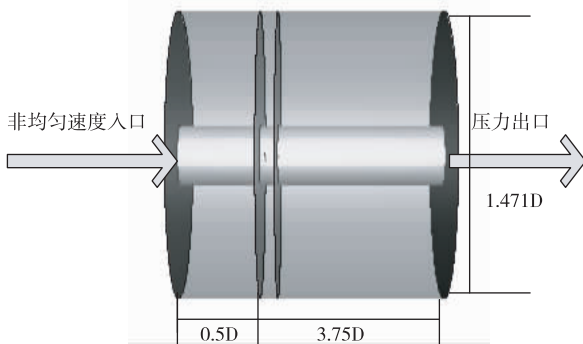


图 1 计算域示意图

采用滑移网格技术和大涡模拟 (LES) 大涡湍流模型, $\rho_l = 1000 \text{ kg/m}^3$, $\rho_v = 0.02 \text{ kg/m}^3$, 表面张力系数 $\gamma = 0.0717 \text{ N/m}$, 在进速系数 $J = 0.71$ 时,分别计算空化指数 $\sigma = 1.763$ 和无空化时的推力系数

K_T 和力矩系数 $10K_Q$, 对比文献[12]的实验数据,见表 1。均匀入流条件下,螺旋桨转速 $n = 36 \text{ rps}$, 轴向入流速度为 $U_\infty = 5.808 \text{ m/s}$, 空化指数 $\sigma = 1.763$, $p - p_v = 58900 \text{ Pa}$, $p_v = 2368 \text{ Pa}$ 。由表 1 可知,上述模型预报螺旋桨的推力系数和力矩系数准确。

表 1 空化和无空化条件下淌水性能测试

J	σ_n		K_T	$10K_Q$
0.71	1.763	实验数据	0.2550	0.4600
0.71	7.763	模拟数据	0.2249	0.4292
0.71	∞	实验数据	0.2560	0.4640
0.71	∞	模拟数据	0.2491	0.4492

根据文献[1]改进相应的参数,设置非均匀轴向入流速度,其公式如下:

$$\begin{aligned} U_x &= U_0 (f_1 f_2 + f_3) \\ f_1 &= u_{\max} + \frac{h}{2} \tanh(C_s(z - C_{wd}R_p)) \\ &\quad - \frac{h}{2} \tanh(C_s(z + C_{wd}R_p)) \\ f_2 &= u_{\min} + u_{\min} \tanh(C_s(y - C_{vd}R_p)) \\ f_3 &= u_{\max} [u_{\min} + u_{\min} (1 - \tanh(C_s(y - C_{vd}R_p)))] \end{aligned} \quad (19)$$

其中,最大相对速度 $u_{\max} = 0.7$; 最小相对速度 $u_{\min} = 0.5$; 尾流边缘尖锐角 $C_s = 150$; 归一化流场宽度 $C_{wd} = 0.5$; 尾流场宽度距中心轴线距离 $C_{vd} = 0.25$; x 轴为螺旋桨旋转轴; U_0 为均匀入流速度; $h = 0.52$; 螺旋桨半径 $R_p = 0.1135 \text{ m}$; $\tanh$ 为反正切运算。

采用式(19)模拟非均匀轴向入流速度,在进速系数 $J = 0.9$, 螺旋桨转速 $n = 30.5 \text{ rps}$, 轴向均匀入流速度 $U_0 = 6.22 \text{ m/s}$, 空化指数 $\sigma = 4.445$, $p - p_v = 106869 \text{ Pa}$, $p_v = 2368 \text{ Pa}$ 的工况下,设置迭代时间为 0.000455 s , 每一步转动角度为 5° , 根据式(19)-(22)计算非均匀轴向入流速度,对比意大利船池模型 (INSEAN) 试验结果见图 2。计算得到非均匀入流条件下 E779A 桨叶周向空化形态,对比文献[12]的实验数据,如图 3。以上对比试验验证了非均匀入流条件下螺旋桨片空化模型的准确性。

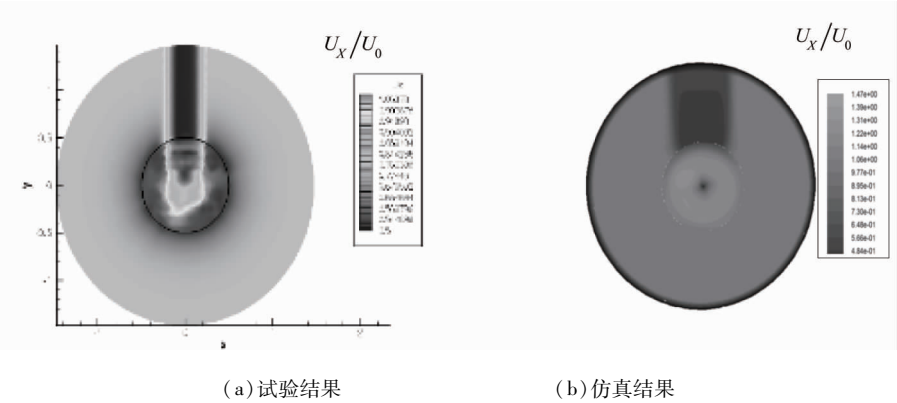


图 2 上游距螺旋桨中心 $x = -0.26D$ 的周向速度 U_x/U_0 分布图

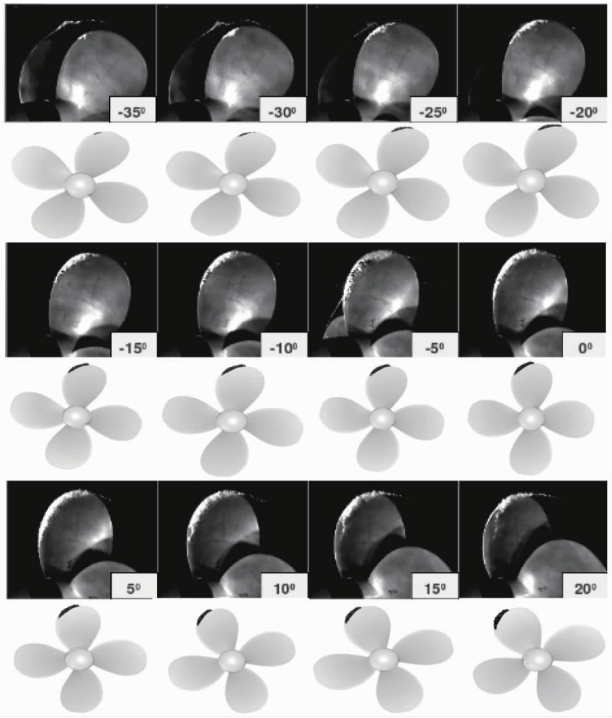


图 3 E779A 桨叶周向片空化形态,黑色图片为实验结果,白色图片为汽相体积分数 $\alpha_v = 0.1$ 的等值面

2.2 民船桨数值验证

民船桨的几何参数如下:叶片数为 4,螺旋桨直径为 0.2482m,盘面比为 0.55,侧斜角为 32° ,非均匀入流速度分布图如图 4。

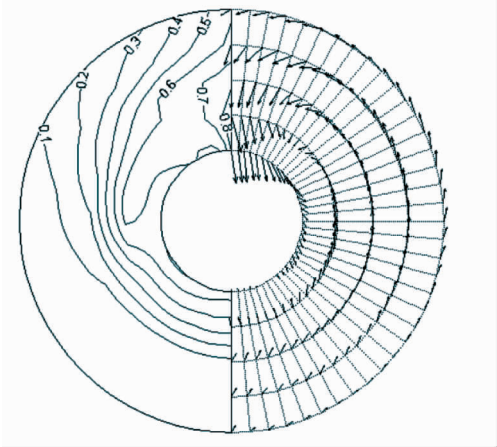


图 4 民船桨轴向伴流等值线和横向速度矢量沿圆周分布图

采用图 4 所示的伴流,用一阶差分将伴流添加到入口边界,模拟的入口以及交界面处轴向速度见图 5。分别在进速系数 $J = 0.6$,螺旋桨转速 $n = 25\text{ rps}$,

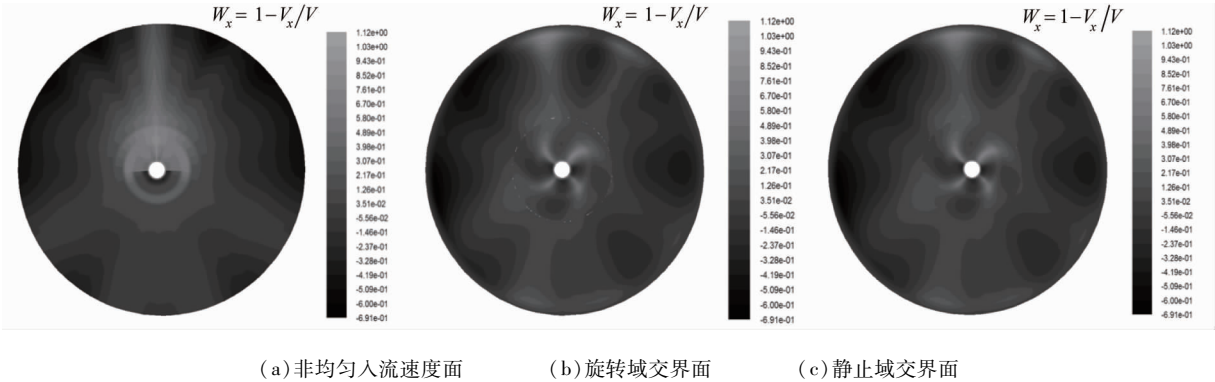


图 5 民船桨轴向速度分布图

轴向均匀入流速度 $U_0 = 3.752\text{m/s}$, 空化指数 $\sigma = 2.7$, $p = 45952\text{Pa}$ 和进速系数 $J = 0.6546$, 螺旋桨转速 $n = 25\text{rps}$, 轴向均匀入流速度 $U_0 = 4.062\text{m/s}$, 空化指数 $\sigma = 2.8054$, $p = 56376\text{Pa}$ 两种工况下计算民船桨桨叶的周向片空化形态, 见图 6, 每一步迭代时间为 0.000556s , 每一步转动角度为 5° 。上述对比验证实验进一步验证了螺旋桨的空化模型的准确性。

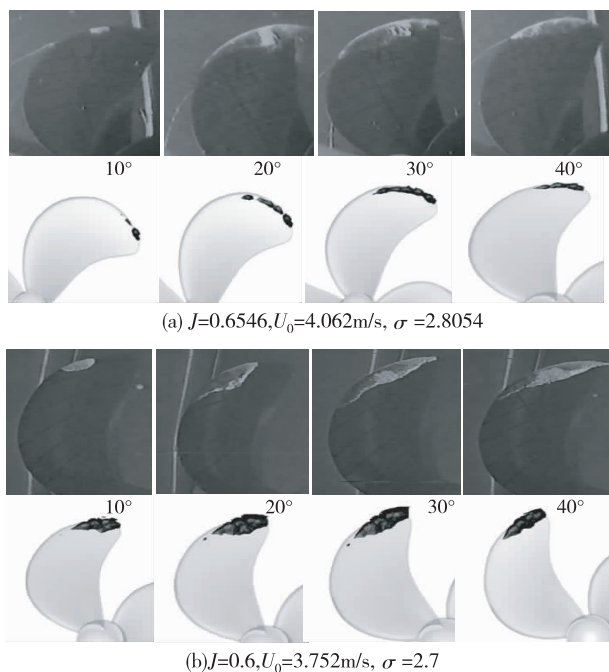


图 6 民船桨周向片空化模拟, 黑色图片为实验图, 浅色图片为汽相体积分数 $\alpha_v = 0.1$ 的等值面

3 非均匀入流中空化噪声缓变分量数值预报及特征分析

3.1 空化噪声缓变分量数值预报验证

先对民船桨的相关实验数据和数值结果进行分析, 噪声数据为空化水洞中通过水听器在螺旋桨正下方 2m 处的声压测量数据, 采样频率为 195652Hz , 水速为 3.25m/s , 空化水洞内流体静压力为 113000Pa , 分别测得螺旋桨转速在 25rps 和 28rps 时的噪声声压数据, 测量时间长度为 5s , 噪声声压的调制解调谱如图 7 所示, 其叶频幅值取对数后分别是 5.27 和 5.7898 。

在轴向均匀入流速度 $U_0 = 3.25\text{m/s}$, $p = 113000\text{Pa}$, 螺旋桨转速分别为 25rps 和 28rps 的两种

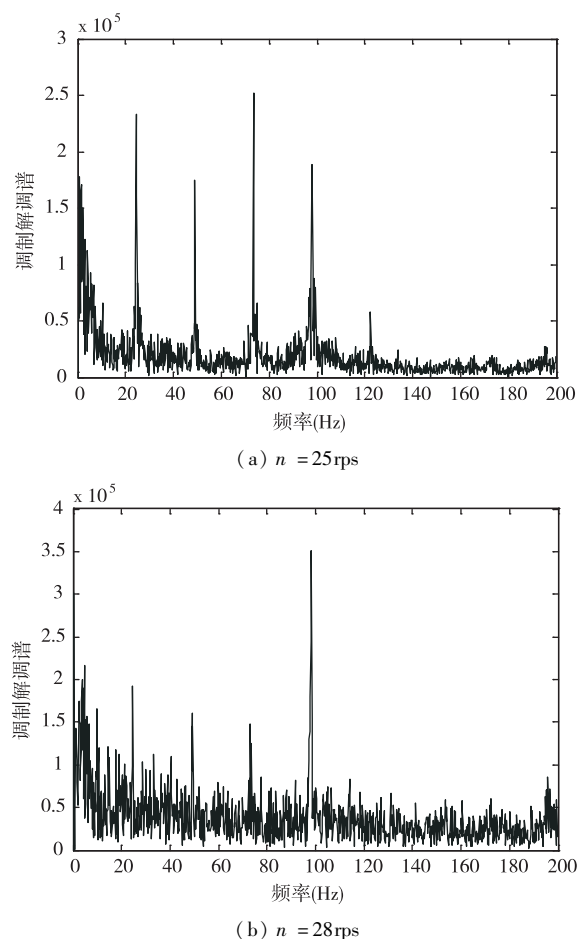


图 7 两种不同转速民船桨的辐射噪声解调谱图

工况下, 设置迭代时间为 0.0005s , 在 CFD 计算中根据式 (15) 计算得到两种不同转速下的民船桨的周向片空化面积, 如图 8。

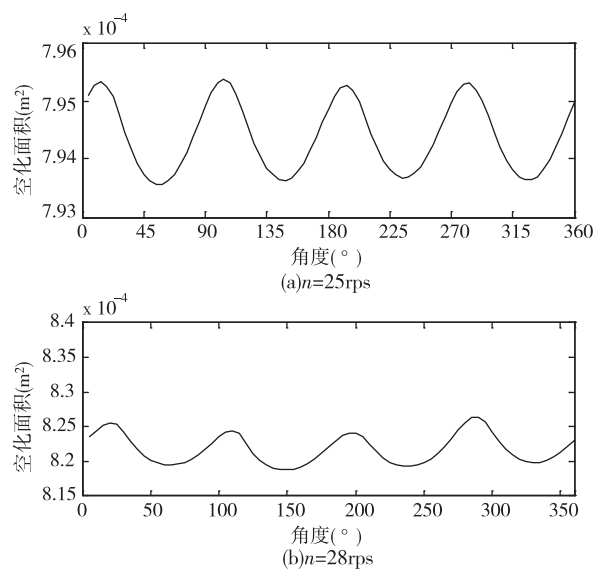


图 8 两种不同转速条件下民船桨叶片空化面积周向分布

两种不同转速对应的进速系数分别为 0.5238 和 0.4677, 其空化指数分别为 5.747 和 4.58, 从图 8 可以看出, 随着进速系数的减小和空化指数的减小, 空化面积增加。

根据式(18)计算民船桨的空化辐射噪声缓变分量声压, 如图 9 所示, 其中 $r = 1$ 。

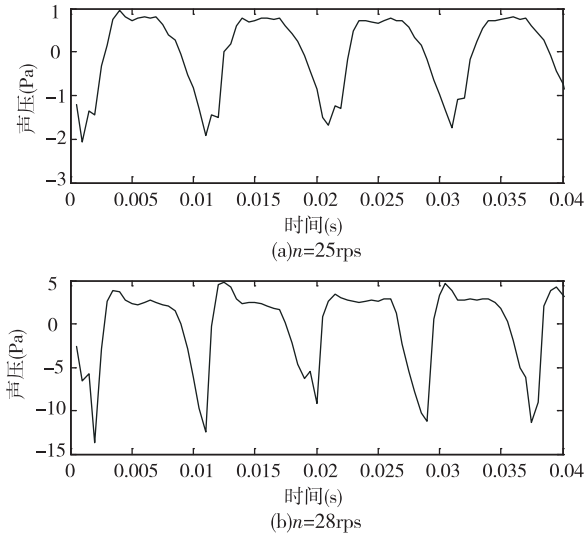


图 9 两种不同转速条件下民船桨空化辐射噪声缓变分量的声压分布图

图 9 为螺旋桨转动一周 0.04s 内的声压分布图, 从图中可知随着进速系数的减小和空化指数的减小, 声压幅值增加。

两种不同转速的空化辐射噪声缓变分量的声压频谱图, 如图 10, 每个迭代步的时间为 0.0005s, 频

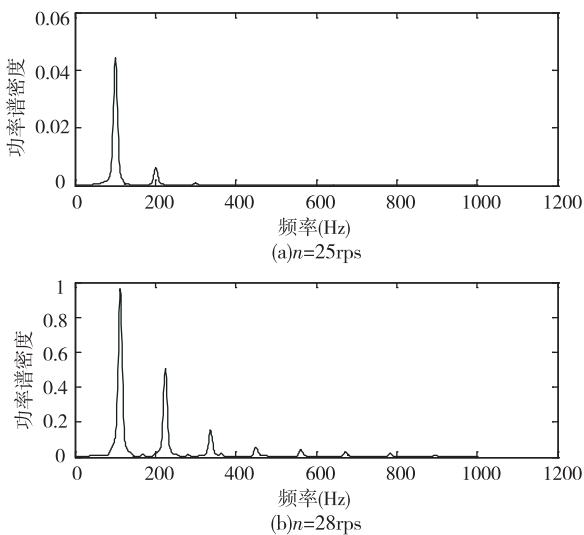


图 10 两种不同转速条件下民船桨空化辐射噪声缓变分量的声压频谱图

率分辨率为 2000Hz, 依据采样定理, 有效分析频率为 1000Hz。从图 10 可以看出, 采用文中的方法可以模拟螺旋桨空化噪声缓变分量部分, 从功率谱密度图中清晰显示了螺旋桨的叶频信息, 两种不同转速的叶频频率值分别是 100 和 112, 与螺旋桨转速吻合, 叶频幅值分别是 0.04367 和 0.955, 叶频幅值随进速系数和空化指数的减小而增大。对比图 7 可以看出, 预报的空化噪声的缓变分量部分与实际水听器测量的声压功率谱很好地吻合, 并准确显示了螺旋桨的叶频信息。从图 8 - 图 10 还可以得到, 随着空化指数的减小, 空化强度增大, 空化面积增加, 叶频幅度增加。

3.2 空化辐射噪声缓变分量特征分析

针对 DTMB4381 和 DTMB4382 桨预报空化噪声缓变分量部分, 根据式(19)计算非均匀入流速度。DTMB4381 桨和 DTMB4382 桨的侧斜角分别为 0° 和 36° , 在进速系数 $J = 0.9$, 螺旋桨转速 $n = 30.5 \text{ rps}$, 轴向均匀入流速度 $U_0 = 6.22 \text{ m/s}$, 空化指数 $\sigma = 1.763$, $p = 44723 \text{ Pa}$ 工况下计算得到功率谱密度, 见图 11。从图 11 可知, 该方法准确预报了叶频, 叶频的幅值与侧斜角无关, 二倍叶频幅值有所增加。

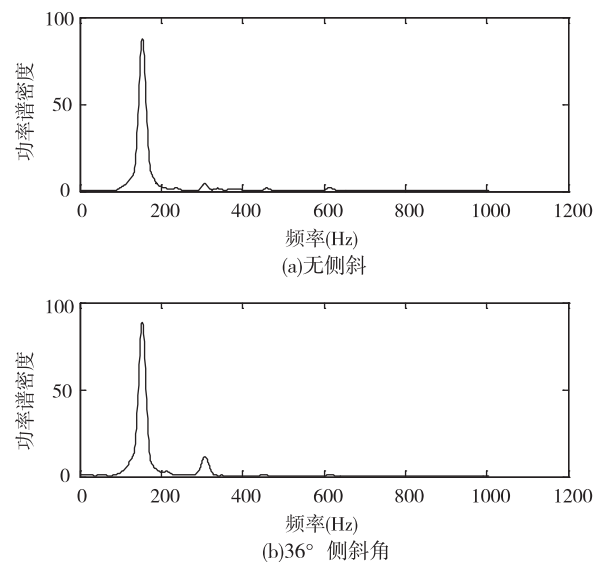


图 11 两种不同侧斜角的 DTMB 桨空化辐射噪声的声压频谱图

对于 E779A 桨的不同进速系数的工况下预报空化噪声缓变分量部分, 根据式(19)计算非均匀入流速度。在空化指数 $\sigma = 4.455$, 轴向均匀入流速度为 $U_0 = 6.22 \text{ m/s}$, 进速系数分别为 0.9, 0.88 和

0.71 下计算得到不同进速系数的功率谱密度,如图 12。三种不同的进速系数对应的转速分别为 30.5 rps, 31.2 rps 和 38.6 rps,能准确预报叶频,从图 17,18,19 可知,可以准确预报叶频,叶频的幅度随进速系数的减小而增大,二倍频幅值与叶频幅值的比值分别是 0.423, 0.318 和 0.265,则二倍频幅值与叶频幅值的比值随进速系数的减小而减小。

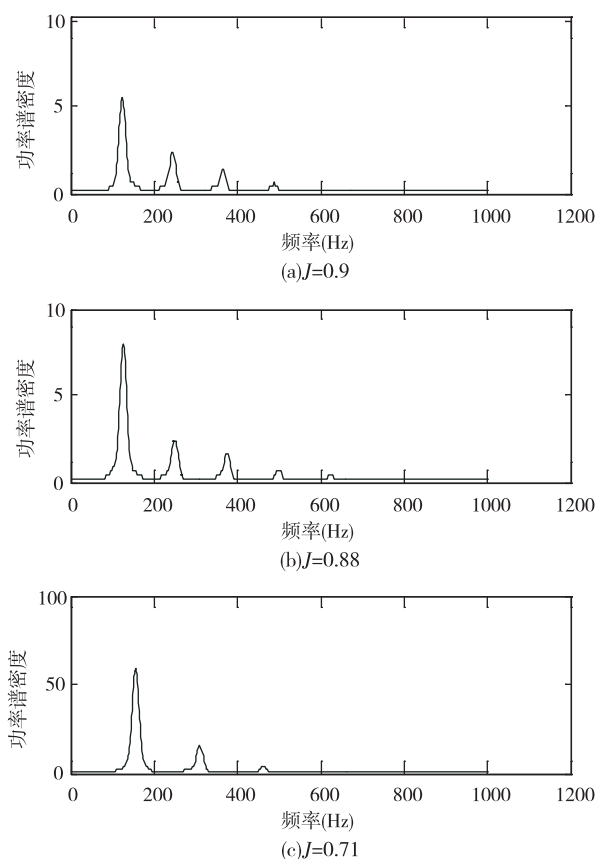


图 12 不同进速系数的 E779A 桨空化辐射噪声缓变分量辐射声压频谱图

针对 E779A 桨不同空化指数预报空化噪声缓变分量部分,根据式(19)计算非均匀入流速度。在空化指数为 4.455 和 1.763 下计算得到功率谱密度,见图 13。从图 13 可知,叶频幅值随空化指数的减小而增大,二倍叶频幅值与叶频幅值的比值随空化指数的减小而减小。

针对不同叶片数的桨预报空化噪声缓变分量部分,根据公式(19)计算非均匀入流速度,其中四叶桨为 E779A 桨,将 E779A 桨的桨叶参数和不变更改为三叶作为三叶桨。在进速系数 $J = 0.9$, 螺旋桨转速 $n = 30.5$ rps, 轴向均匀入流速度 $U_0 = 6.22$ m/s, 空化指数 $\sigma = 1.763$, $p = 44723$ Pa 工况下

计算得到不同叶片数的功率谱密度,见图 14。

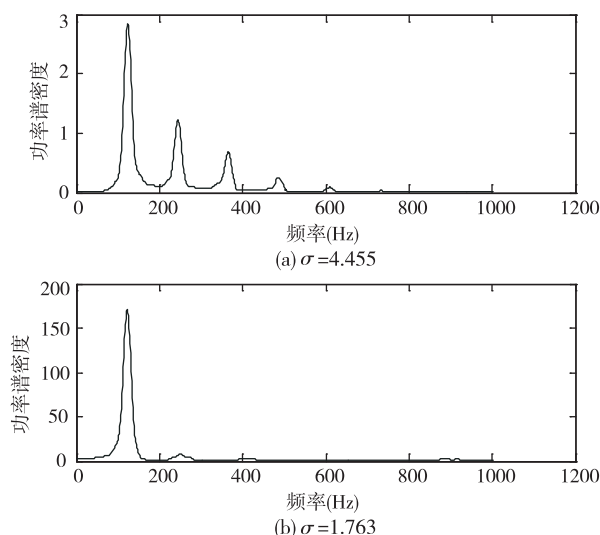


图 13 不同空化指数的 E779A 桨空化辐射噪声缓变分量辐射声压频谱图

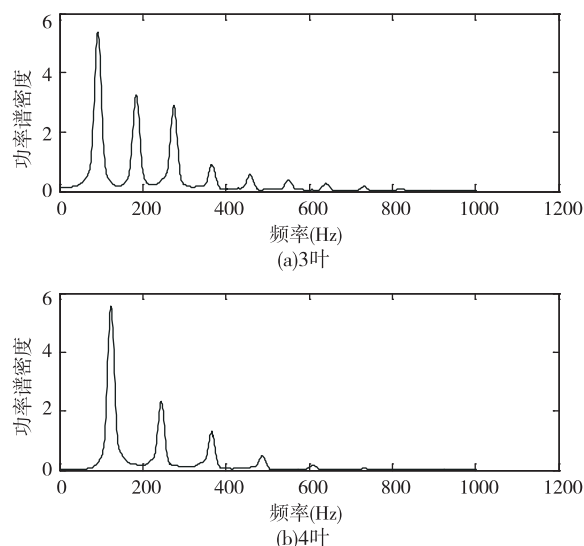


图 14 不同叶片数的桨空化辐射噪声缓变分量的声压频谱图

从图 14 可知,该方法准确预报了不同叶片数的桨的叶频,3 叶和 4 叶的叶频幅值分别是 5.389 和 5.478,偶数叶的叶频幅值稍大,奇数叶的二倍叶频幅值相对值稍大,偶数叶片对称,容易产生共振,故叶频幅值稍大。

针对不同尺寸的桨预报空化噪声缓变分量部分,将 E779A 桨的直径扩大两倍,其它的参数不变作为较大尺寸螺旋桨作为实验对比,根据式(19)计算非均匀入流速度。在进速系数 $J = 0.9$, 轴向均

匀入流速度 $U_0 = 6.22 \text{ m/s}$, 空化指数 $\sigma = 1.763$, $p = 44723 \text{ Pa}$ 工况下计算得到不同尺寸的功率谱密度, 见图 15。

从图 15 可知, 该方法准确预报了不同尺寸的桨的叶频, 在空化指数和进速系数相同的条件下, 叶频幅值随尺寸的增大而增大, 二倍叶频幅值与叶频幅值的比值随尺寸的增大而增大。

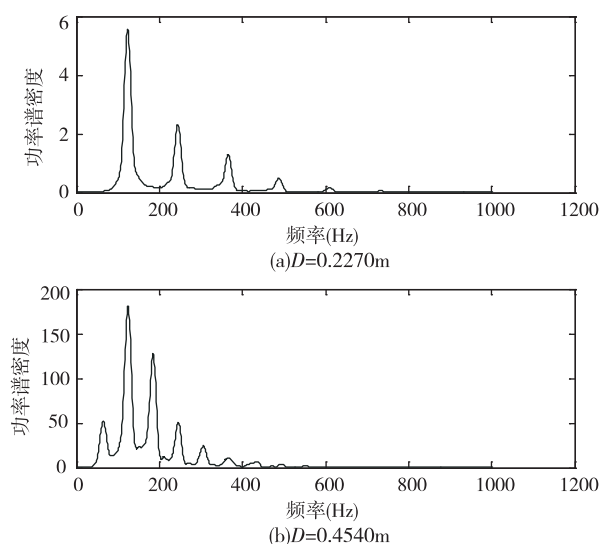


图 15 不同尺寸的桨空化辐射噪声
缓变分量的声压频谱图

综合上述的螺旋桨空化噪声缓变分量部分仿真结果, 得出随着进速系数的减小, 叶频幅度增加, 二倍叶频幅值与叶频幅值的比值减小; 随着空化指数的减小, 叶频幅值增加, 二倍叶频幅值与叶频幅值的比值减小; 叶频的幅度与侧斜角无关; 叶频的幅度与叶片数有着一定的关系; 随着桨的尺寸的增加, 叶频幅值以及二倍叶频幅值与叶频幅值的比值都相应增加。

4 结 论

本文通过螺旋桨的片空化等效于等面积的球形空泡, 根据球形空泡辐射声压理论计算螺旋桨空化噪声的缓变分量部分, 并计算不同进速系数、不同空化指数、不同侧斜角、不同叶片数以及不同尺寸的螺旋桨空化噪声的缓变分量部分, 并分析螺旋桨空化噪声缓变分量的物理特征。得出的结论是, 预报的螺旋桨空化噪声的缓变分量部分准确反映了叶频的频率信息, 叶频的幅度与进速系数、非均匀流和叶片数目有关, 随进速系数和空化指数的减小, 叶频幅度

增加, 二倍叶频幅值的相对值减小, 与叶片数目有一定的关系, 与侧斜角无关, 随尺寸的增大, 叶频幅值和二倍叶频幅值的相对值增大, 这些特征分析对目标识别具有一定的指导意义。

参考文献

- [1] Rickard E B, Goran B. Implicit LES predictions of the cavitating flow on a propeller. *Journal of Fluids Engineering*, 2010, 132(4): 041302
- [2] 朱志峰, 方世良, 王晓燕. 空化螺旋桨非定常粘性流场特征分析. *中国科学*, 2003, 41(2): 213-222
- [3] Ji B, Luo X W, Wu Y L, et al. Partially-Averaged Navier-Stokes method with modified $k - \varepsilon$ model for cavitating flow around a marine propeller in a non-uniform wake. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(23-24): 6582-6588
- [4] Ji B, Luo X W, Wu Y L, et al. Unsteady numerical simulation of cavitating turbulent flow around a highly skewed model marine propeller. *Journal of Fluids Engineering*, 2011, 133(1): 011102
- [5] Ji B, Luo X W, Peng X X, et al. Numerical analysis of cavitation evolution and excited pressure fluctuation around a propeller in non-uniform wake. *International Journal of Multiphase*, 2012, 43: 13-21
- [6] 杨琼方, 王永生, 张志宏. 非均匀进流对螺旋桨空化水动力性能的影响. *水动力学研究与进展*, 2011, 5(9): 538-550
- [7] 杨琼方, 王永生, 张明敏. 不均匀伴流场中螺旋桨空化的黏性流数值模拟和低频噪声预报. *声学学报*, 2011, 37(6): 583-594
- [8] 王献孚. 空化泡和超空化泡流动理论及应用. 国防工业出版社, 北京: 2009. 169-172
- [9] Marktos N C, Singal A K. Numerical analysis of one-dimensional, two-phase flow a vertical cylindrical pump. *Advance Engineering Software*, 1982, 1985(4): 99-106
- [10] Pereira F, Avellan F, Dupont P. Prediction of cavitation erosion: an energy approach. *Journal of Energneering*, 1998, 120(4): 719-727
- [11] Franciso P, Francesco S, Fabio D F, et al. Experimental and numerical investigation of the cavitation pattern on a marine propeller. In: *Proceedings of the 24th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Fukuoka, Japan, 2002
- [12] Francesco S, Heinrich S, Tom V A. Propeller cavitation modeling by CFD results from the VITURE 2008 Rome Workshop. In: *Proceedings of the First International Symposium on Marine Propulsors*, Trondheim, Norway, 2009

Numerical prediction and feature analysis of the slow-varying component of propeller cavitation noise in non-uniform inflow

Cao Hongli^{*}, Fang Shiliang^{*}, Zhu Zhifeng^{**}

(^{*} Key Laboratory of Underwater Acoustic Signal Processing of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing 210096)

(^{**} School of Electrical Engineering and Information, Anhui University of Technology, Maanshan 243002)

Abstract

Aiming at propeller cavitation noise prediction, a hybrid algorithm combining the computational fluid dynamics (CFD) method based on the viscous multiphase inflow theory with the pulsating spherical bubble radiated noise theory was proposed. By using the algorithm, the prediction of the propeller transient cavitation in non-uniform inflow and the slow-varying component of the cavitation noise were studied, and the feature analysis was conducted. Firstly, the propeller hydrodynamic performance parameters and the periodic pattern of cavity in uniform inflow and in non-uniform flow were verified by experimental data. The second derivative of cavity volume was computed according to the cavity characteristic length deduced by the numerical solution of the periodic cavitation area. Then, the slow-varying component of the cavity noise in the same non-uniform inflow, different rotation speeds were computed by the pressure formula of pulsating spherical bubble radiation. The computation method of propeller cavity noise was tested by the experimental results in frequency domain. Finally, the slow-varying component of the propeller cavitation noise under the condition of different working condition, different advance coefficient, different cavitation index, different skew angle, different blade number, and different propeller size. The physical features of the cavitation noise were researched, and the results showed that the method predicted the blade frequency accurately, and the amplitude of the blade frequency and the two time blade frequency was relative to the advance coefficient, non-uniform inflow, blade numbers, skew angle and propeller size. The feature analysis had some guidance significance to the target identification.

Keywords: non-uniform inflow, cavitation noise, slow-varying component, feature analysis