

喷水推进泵模型数值模拟研究

张伟, 李宁, 张志远, 陈建平, 陈刚

(喷水推进技术重点实验室, 中国船舶工业集团公司第七〇八研究所, 上海, 200010, Email:
waynezw0618@163.com)

摘要: 针对喷水推进泵水动力性能, 设计了喷水推进泵模型, 在空泡水洞中对进速系数 $J=0.2\sim 1.0$ 下全湿及空泡工况下推力、扭矩等进行了测量, 并使用高速摄影对空泡形态进行观测。为研究喷水推进泵的数值模拟方法, 实验室组织了喷水推进技术研讨会, 共 14 个团队就喷水推进泵模型水动力特性开展了背靠背的数值模拟, 以对数值计算方法进行验证。各团队采用不同的软件使用 RANS 方法对全湿流动进行了模拟, 获取了流场及外特性。本文对该结果进行了分析。尽管软件、网格等有较大差异, K_r , K_q 预报结果与实验结果的误差多集中在实验值的 $\pm 5\%$ 以内, 大多略低于实验值, 且当大进速系数下, 误差增高。流场计算结果的网格依赖性较大, 尤其是湍流强度。空泡工况结果有待进一步验证。

关键词: 喷水推进泵; 数值模拟; 验证

1 引言

喷水推进泵是喷水推进器的关键部件, 其水动力性能的计算是设计中的重要环节。随着计算能力的大幅提升以及大规模并行计算技术的普及, 当前阶段基于粘流的 CFD 方法已被广泛用于各类推进器以及船与推进器组合的水动力计算。在螺旋桨方面, 国际上已有一些标模, 如 E779A1^[1]、PPTC2^[2]。这些模型有可靠的水动力性能实验、流场测量实验以及空泡实验。所以出现了大量针对这些螺旋桨标模的数值计算工作。目前, 大多数螺旋桨流场的数值计算使用 RANS 方法, 过往的研究发现计算结果也存在许多差异。为此欧盟专门组织了 CRS PROCAL^[3]项目, 由 10 家单位使用各类 CFD 求解器对 E779A 的水动力及空泡性能进行计算, 分析数值方法的可靠性与有效性。这些工作为螺旋桨的水动力计算方法进行了验证, 提供了经验。然而在喷水推进领域, 尚未见标模测试数据, 仍对各类 CFD 方法在喷水推进泵水动力计算的可靠性及有效性缺乏足够的验证。为此, 针对常见的喷水推进泵产品特点, 设计了喷水推进泵模型, 并在循环水槽中开展了水动力、流场及空泡的实验测量, 得到了进速系数 J 下的推力、扭矩, 及入口处流场中速度分布。在此基础上组织了

14 组团体使用常见的商用 CFD 软件, 对该模型试验进行了数值模拟研究。由于数值计算结果的样本是目前本领域内最多的, 因此有一定的代表性。本文基于这些结果分析了网格对数值计算结果的影响, 在此基础上又比较了不同软件及湍流模型对计算结果的影响。并通过比较关键位置处流场的计算结果分析了影响数值计算过程中的关键影响因素。在本次比对中, 空泡模拟的结果尚未找到明显的规律, 有待进一步的研究。因此进对实验结果加以分析。

2 模型

本次计算的模型是一个前置导叶型喷水推进泵, 该模型主要由一个 6 叶转子、一个 8 叶定子以及一个导管组成见图 1。水动力试验在空泡水洞中完成, 实验环境的温度、水的密度、粘性系数以及空泡实验的环境压力均在实验时进行了测量, 可向本实验室索取不在本文中单独列出。除一个团队以外其余各参与团队使用了空泡水洞测试段内型作为计算区域。在本文中主要介绍目前喷水推进泵敞水实验的数值模拟结果。

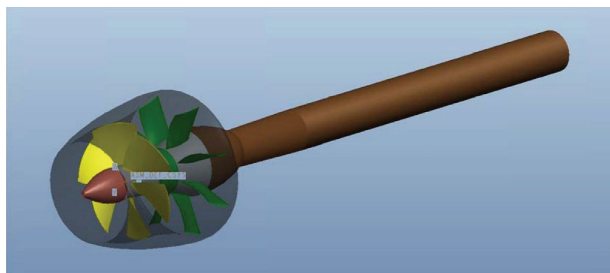


图 1 喷水推进泵测试模型的几何外形

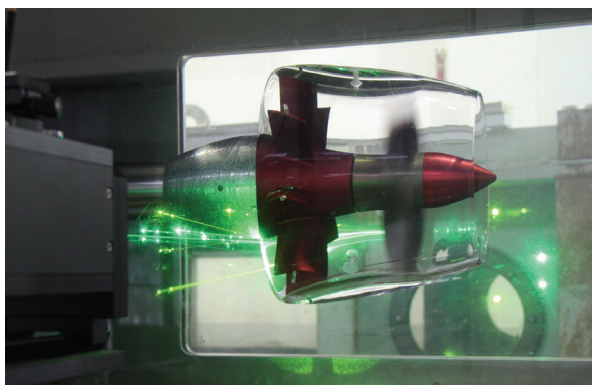
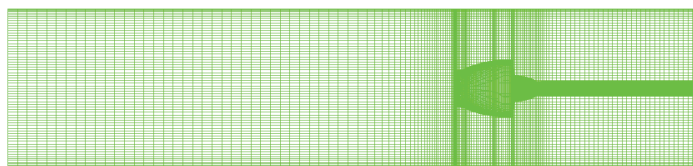


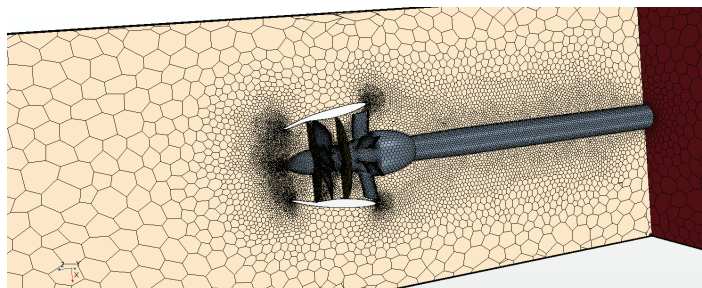
图 2 喷水推进泵的空泡水洞测试实验

2 CFD 方法

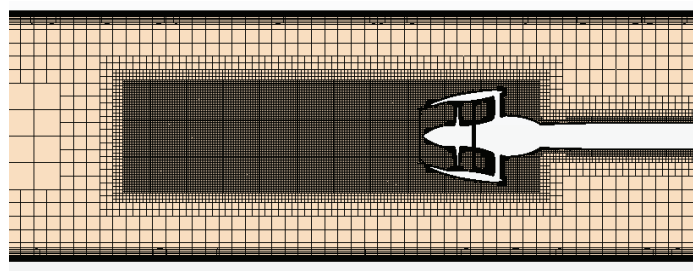
本次数值计算的研究共计收到 14 份计算报告，分别采用了两种不同的商业软件，StarCCM+、Ansys fluent、Ansys CFX。其中 8 个团队使用了 StarCCM+，5 个团队使用了 Ansys CFX，1 个团队使用了 Ansys fluent。各团队根据所使用的软件选择旋转区域以刻画喷水推进泵转子。且所有的团队均计算了全部的转子叶片及定子叶片，没有团队使用单个通道或者叶片结合周期性边界的方法开展数值模拟工作。虽有个别团队还开展了非定常计算，但所有团队都首先开展了定常计算。所有的定常计算均使用旋转坐标系结合计算区域交界面的方法开展了数值模拟。在计算中使用了 RANS 方法，使用到标准 $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型、SST $k-\omega$ 模型以及涡黏性输运模型共计 5 种湍流模型。计算区域空间的离散共涉及到全六面体网格、多面体网格以及 Trim 网格 3 种网格，图 3 给出各种网格的示例。各团队所使用的网格类型、软件名称及湍流模型见表 1。



(a) 全六面体网格



(b) 面体网格



(b) Trim 网格

图 3 三种网格类型

表1 各团队使用软件、网格及湍流模型列表

编号	1	2	3	4	6	7	8	9	10	11	12	13	14
软件	S ¹	S	S	S	S	S	C ²	F ³	S	S	C	C	C
网格	T ⁴	H ⁵	T	T	T	P ⁶	H	H	P	P	H	H	H
湍流模型	SST ⁷	SST	SST	SST	SST	SST	STD ⁸	SST	Real ⁹	SST	RNG ¹⁰	EVT ¹¹	SST
网格数量	362	1126	382	1216	1102	-	687	633	240	520	1080	1080	1080

注：1 S 指 StarCCM+，2 C 指 Ansys CFX，3 F 指 Ansys fluent，4 T 指 Trim 型网格，5 H 指全六面体网格，6 P 指多面体网格；7 SST 指、SST $k-\omega$ 模型，8 STD 指标准 $k-\varepsilon$ 模型，9 Real 指 realizable $k-\varepsilon$ 模型，10 RNG 指 RNG $k-\varepsilon$ 模型，11 EVT 指涡黏系数输运模型；网格数量单位为万；另：团队 5 的数据缺失。

计算中计算域一侧给定速度入口边界条件，另一侧为压力出口边界条件。其余为固壁边界条件，输入参数为进速系数，定义为：

$$J = \frac{V_A}{nD}$$

其中， n 为转速， D 为转子直径， V 为入流速度。对于推进器性能分别计算了叶轮推力系数： $K_{T_R} = \frac{T_R}{\rho n^2 D^4}$ ，导叶推力系数： $K_{T_S} = \frac{T_S}{\rho n^2 D^4}$ ，导管推力系数： $K_{T_D} = \frac{T_D}{\rho n^2 D^4}$ ，

推进器总推力系数： $K_T = K_{T_R} + K_{T_S} + K_{T_D}$ ，叶轮力矩系数： $K_Q = \frac{Q_R}{\rho n^2 D^5}$ ，推进器效率：

$$\eta = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q}。$$

虽然各团队提供了网格总数，但是 Y^+ 的数据难以简单的定量化给出。且网格总数与网格的空间分布有密切关系。比如有部分团队在喷水推进泵下游也进行了网格加密处理，从而增加了网格总数，但泵本身的网格数量影响不大。因此，定量化衡量网格对计算结果的影响仍有待研究。

3 数值模拟结果与讨论

各团队均采取了多套网格进行了分析，其中团队 1，9 对 $J=0.6$ 工况采用 ITTC 理查德森外推法进行了不确定度分析，其中 1 团队采用了三套网格，网格数分别是 213 万、362 万以及 694 万。团队 9 采用的三套网格分别是 85 万、229 万及 633 万网格。不确定度分析结果分别见表 2 和表 3。可见对于该工况计算的不确定均小于 1%。

表 2 团队 1 推进器水动力值的验证

	R_G	P_G	C_G	$U_G(\%S_C)$	$\delta_G^*(\%S_C)$	$U_{Gc}(\%S_C)$	S_C
K_T	0.312	3.358	2.203	0.558	0.361	0.197	0.497
$10K_Q$	0.480	2.119	1.084	0.760	0.705	0.055	0.992

表 3 团队 9 推进器水动力值的验证

	R_k	p_k	C_k	U_G ($\%S_c$)	δ_G^* ($\%S_c$)	U_{Gc} ($\%S_c$)	S_C	收敛状态
K_T	-0.241	-	-	0.261	-	-	-	振荡收敛
$10K_Q$	0.176	4.99	4.65	0.945	0.530	0.416	0.976	单调收敛
η	0.494	2.03	1.02	0.551	-0.539	0.012	0.644	单调收敛

表 4 团队 12~14 推进器水动力性能不确定度 U_θ ($\%S_c$)

		K_T	K_Q
$J=0.2$	EVT	1.223958	0.117188
	RNG	0.78125	0.078125
	SST	0.872396	0.065104
$J=0.4$	EVT	1.354167	0.143229
	RNG	1.015625	0.104167
	SST	0.820312	0.104167
$J=0.6$	EVT	1.575521	0.143229
	RNG	0.846354	0.104167
	SST	0.872396	0.104167
$J=0.8$	EVT	1.627604	0.15625
	RNG	1.015625	0.117188
	SST	0.598958	0.117188
$J=1.0$	EVT	1.835938	0.169271
	RNG	1.080729	0.130208
	SST	1.028646	0.117188

而团队 12~14 也使用该方法通过系统化加密网格的方式分析了计算结果中的不确定度。此 3 个团队采用相同的网格,在这套网格下 SST 和标准 $k-\varepsilon$ 模型的不确定度要低于 EVT 模型,但总体而言 K_T 的不确定度在 1% 左右,而的 K_Q 不确定度低于 1%。另在这三组计算中发现,当进速系数进一步增大时,其 K_T 、 K_Q 的不确定度和误差均会增加。大流量工

况下的数值计算结果精度有待进一步研究。

所有计算得到的 K_T 、 K_Q 性能曲线见图 4，图中给出了实验结果以及 $\pm 5\%$ 的误差范围，大多数计算结果均在 $\pm 5\%$ 误差内，但是多集中在 $0\sim 5\%$ 的区域，即计算结果相比实验数据偏小。考虑到数值计算结果的不确定度大小，误差应是由湍流模型造成的模型误差。同时发现当进速系数 J 大于 1 时误差有增加的趋势。

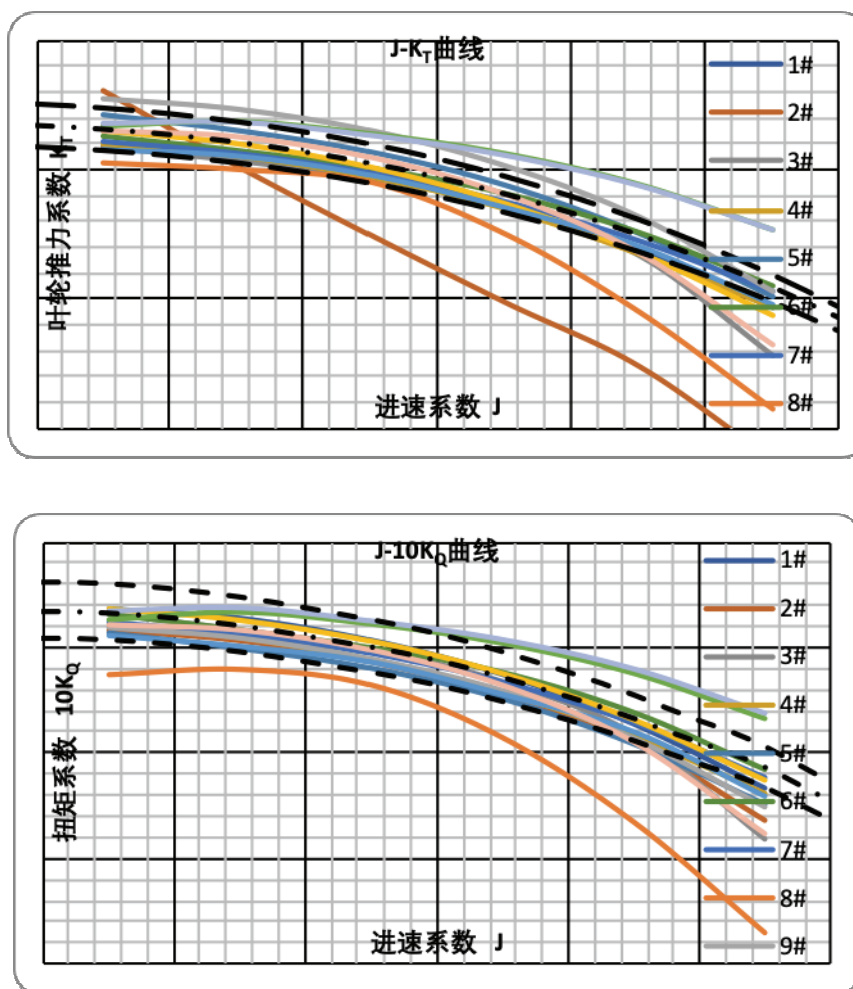


图 4 喷水推进泵外特性计算结果

由于大多数团队在不同工况下计算获取的叶轮表面压力系数趋势接近，故仅给出 $J=0.8$ 时叶轮压力面与吸力面压力系数分布（图 5），定性而言几乎所有团队对叶轮表面高压和低压区域分布及计算结果一致，个别团队由于叶顶分辨率较高，可以分辨出叶顶泄露区域。

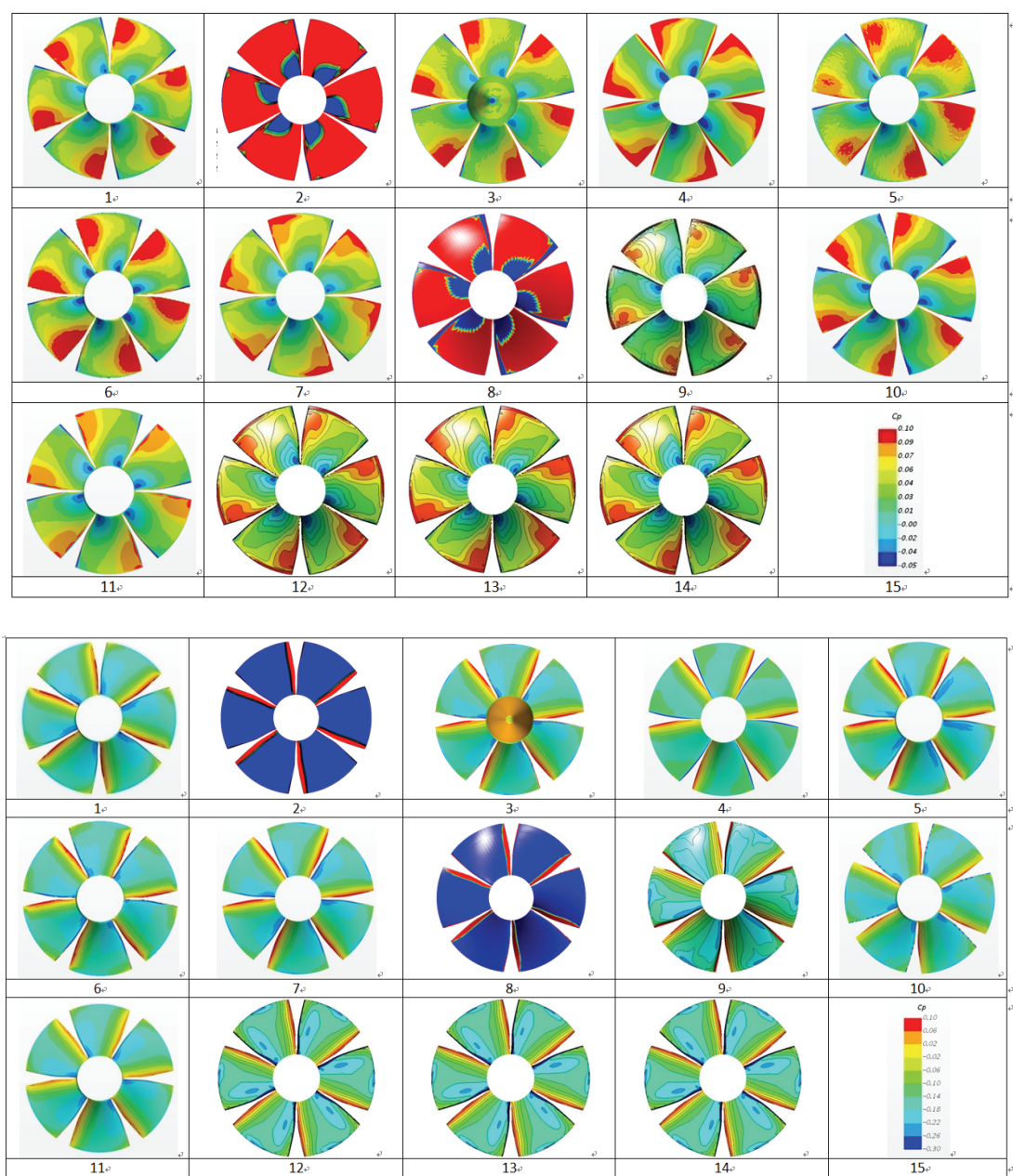


图5 叶轮压力面及吸力面处压力系数计算云图

$J=0.8$ 时中纵剖面的速度大小云图见图6, 射流尾迹的计算结果由于下游网格的差异不同而明显不同。由于考虑到常规的水动力计算仅计及 K_T 、 K_Q 所以一些团队并未对下游网格进行加密处理。实际的计算结果也表明下游尾流的分辨程度对性能曲线的影响不大。

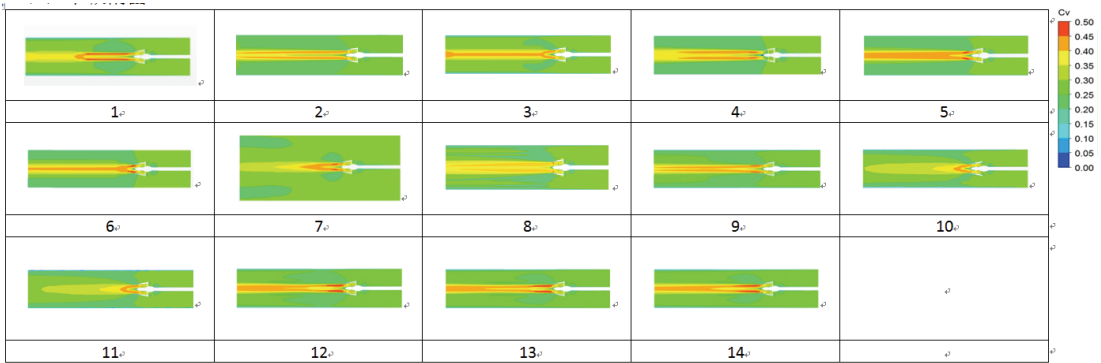


图6 计算域中纵面速度系数云图

较之速度和压力系数，湍流强度 I 的计算结果有明显差异， $J=0.8$ 时叶轮压里面的湍流强度 I 云图见图 7，其中团队 13 采用了涡黏系数模型因此未能计算湍流强度。其余各团队计算结果在湍流强度的空间分布形态乃至量值大小的范围都存在明显的差异。由于多家单位均采用了 SST 模型，所以其计算结果的差异有可能与边界层内网格的分布有密切的关系。

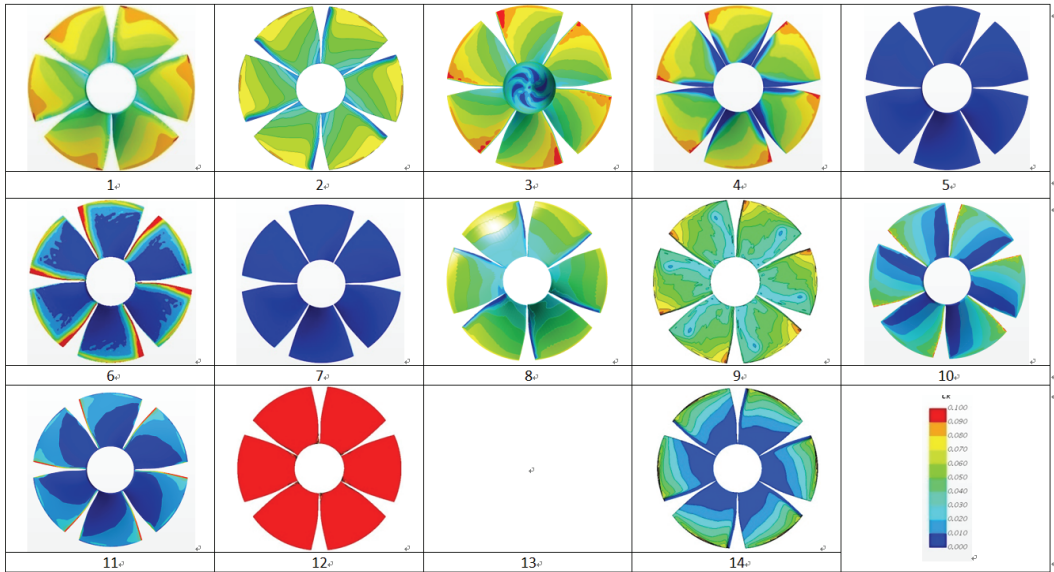


图7 叶轮压力面处湍流强度云图

此外，本研究中还通过高速摄影的方式观测了 $J=0.6$ 时转速空泡数 σ 为 2.0, 3.55, 4.17 下叶轮附近的空泡流动形态，如图 8。其中 σ 为 3.55 及 4.17 时仅观测到细小的梢涡空化现象，切梢涡空化的起始位置并不在叶片上。

而 σ 为 2.0 时存在明显的梢隙涡空泡，该梢隙涡空泡形成于转子叶片的顶端，由压力面

侧向吸力面侧发展，呈白色云雾状，在接近叶顶端的位置有条带状小尺度结构，并在脱离叶轮后形成螺旋状结构进而演化成丝状的湍流结构。在该工况下，位于约 50% 半径处还伴有非稳定的局部空化现象（图 9），在该现象中在进口边吸力面侧形成条带状空泡流动，并聚集于约 50% 弦长处，并发生溃灭，进而反弹，反弹后的泡云还进一步分裂成两个泡云。此外还可以观测到泡状的游移空泡。

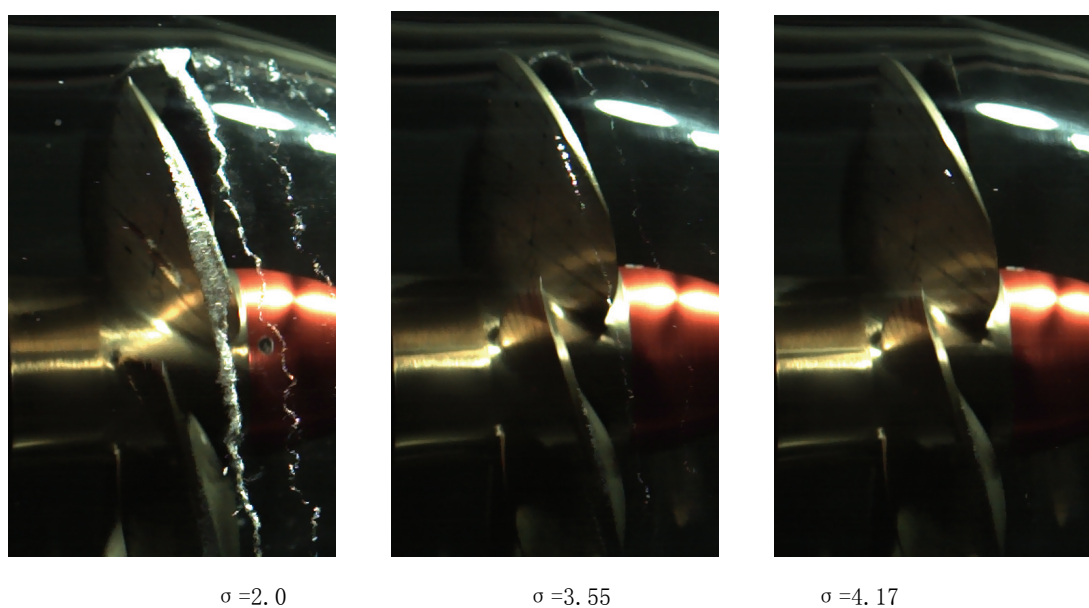


图 8 不同转速空化数下空化图谱

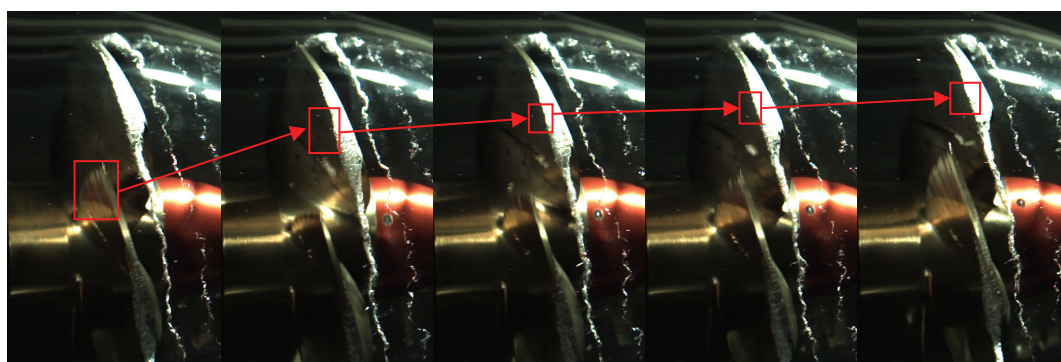


图 9 $\sigma = 2.0$ 时顺态空泡的演化现象

然而目前阶段，暂未见理想的数值计算结果。大部分团队所得到的空化计算结果，会

出现大面积的片空泡，以及较少的梢涡空泡（图 10）。

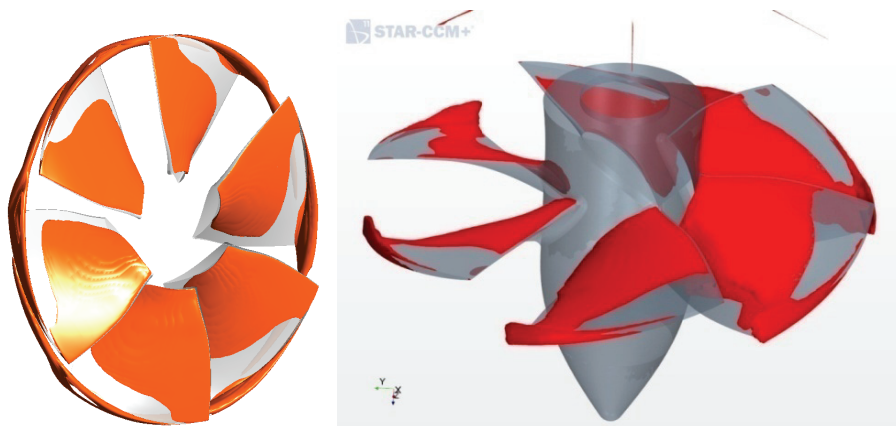


图 10 $\sigma=2.0$ 某两个团队的空化计算结果

4 结论

本文设计了前置导叶型喷水推进泵模型，并在空泡水洞中开展了水动力性能测量及空泡的观测研究。在此基础上组织了 14 组团队就 $J=0.2-1.0$ 的水动力性能以及 $J=0.6$ 时转速空泡数 σ 为 2.0, 3.55, 4.17 下的空泡流动数值模拟研究。14 组团队采用了 3 种常见的 CFD 软件，涉及 3 种网格划分方法，其中定常水动力计算使用了 5 种常见的湍流模型。其中对 K_T 、 K_Q 的计算结果集中在 $\pm 5\%$ 误差内，但是多集中在 0~5% 的区域，即计算结果相比实验数据偏小。部分团队基于理查德森外推法对数值计算结果进行了不确定度分析。考虑到不确定的大小约在 1%，认为误差多来自于湍流模型。流场计算结果中压力场计算结果较为相似，而湍流强度偏差较大，需寻找量化分析方法找出差别及误差源以改进计算结果。此外，初步比对了空泡计算结果，但目前阶段数值计算与实验存在明显差异，需进一步开展相关研究形成准确的空泡流动的预报方法。

参 考 文 献

- 1 Salvatore, F., Streckwall, H., van Terwisga, T. Propeller cavitation modeling by CFD- Results from the VIRTUE 2008 Rome workshop, SMP09, Trodheim, Norway, June. 2009
- 2 Klasson, O., Huva, T. Postam Propeller test case (PPTC). Proc. of the SMP2011, Hamburg, Germany. 2011
- 3 Vaz, G., Hally, D., Huba, T. Cavitating flow calculations for the E779A Propeller in Open water and behind

conditions: Code comparison and Solution validation.SMP15, Austin, Texas, June,2015.

Numerical simulation of waterjet pump model

ZHANG Wei, LI Ning, ZHANG Zhi-yuan, CHEN Jian-ping, CHEN Gang

(Science and Technology on water-jet propulsion Laboratory, Marine design and research institute of China,
Shanghai, 200010, Email: waynezw0618@163.com)

Abstract: To better understand the hydrodynamic of the water-jet pump, a model pump is designed and tested in the cavitation tunnel for advance ratio $J=0.2-1.0$. The statistic such as thrust coefficient and torque coefficient are measured. The cavitation patterns are captured through high speed camera. Our lab had invited 14 groups to carry out numerical simulation for the pump to validate the CFD method. RANS codes are adopted for non-cavitation condition. Results of performance are compared with our measurement work. The comparison error for solutions of K_T , K_Q from these groups are almost in the range of $\pm 5\%$. Most of solutions are smaller than the results with larger errors high advance ratio. Flow patterns are sensitive to the meshes used in the simulation especially for the turbulence intensity. Further studies should be performed for cavitation condition.

Key words: water-jet; numerical simulation; validation