

文章编号:1671-1637(2015)02-0042-08

喷水推进轴流泵三元水力设计

曹玉良, 王永生, 靳栓宝

(海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430033)

摘要:基于环量的三元设计方法和计算流体力学,研究了叶片数、叶片流向环量中心位置与叶片出口边环量对叶轮性能的影响,分析了导叶进口边和出口边环量对喷水推进轴流泵性能的影响,通过合理地控制这些因素,设计了一种效率高、空化性能好的喷水推进轴流泵。在流量为 $56.2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 时,泵的扬程为 35.9 m,功率为 21 465 kW,效率为 92.3%,可见,设计泵的性能优良,效率高。研究结果表明:增加叶片数能够有效减小单叶片转矩,当叶片数从 5 个增加到 7 个时,单叶片转矩减小了 21%;叶片环量中心靠近出口边,有利于提高叶轮的空化性能,当环量中心从叶片弦长的 0.3 处移动到 0.7 处时,叶轮吸力面空化面积减小 80%;叶轮出口边环量斜率会影响叶轮效率,当斜率分别为 0.8、1.0 和 1.2 时,叶轮效率逐步提高;当出口边环量从 0.40 增加到 0.50 时,叶轮的扬程和功率近似线性增加,扬程增加 19.9%,功率增加 19.5%;随着导叶进口边环量与出口边环量的比值的增大,泵效率先增大后减小,当比值为 0.93 时,泵的效率最高;导叶出口边环量分布会影响泵的效率、出口不均匀度和出口周向动能,当导叶出口边环量为 -0.05 时,泵的效率最高,出口不均匀度和出口周向动能最小。

关键词:船舶工程;喷水推进轴流泵;计算流体力学;三元水力设计方法;环量;叶片数;空化

中图分类号:U664.34

文献标志码:A

Three-dimensional hydraulic design of axial waterjet pump

CAO Yu-liang, WANG Yong-sheng, JIN Shuan-bao

(School of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, Hubei, China)

Abstract: By using three-dimensional design method based on circulation and computational fluid dynamics, the effects of blade number, blade circulation center position and blade trailing edge circulation on rotor performances were studied, the influences of leading edge circulation and trailing edge circulation of stator on axial waterjet pump performances were analyzed, and an axial waterjet pump with high efficiency and good cavitation capacity was designed by controlling the factors properly. When the flow is $56.2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, the head, power and efficiency of the pump are 35.9 m, 21 465 kW and 92.3%, respectively, so the properties and efficiency of the pump are high. Analysis result shows that increasing blade number is effective to decrease single blade torque, when blade number increases from 5 to 7, single blade torque decreases by 21%. Circulation center moving closer to trailing edge is beneficial to better cavitation performance of rotor, when circulation center moves from 3/10 to 7/10 of blade string length, cavitation area on rotor suction side decreases by 80%. The slope of rotor trailing edge circulation affects rotor efficiency, when the slope changes from 0.8 to 1.2, rotor efficiency increases gradually. Rotor

收稿日期:2014-11-22

基金项目:国家自然科学基金项目(51309229)

作者简介:曹玉良(1988-),男,湖北十堰人,海军工程大学工学博士研究生,从事水泵研究。

导师简介:王永生(1955-),男,浙江富阳人,海军工程大学教授,工学博士。

head and rotor power almost increase linearly when trailing edge circulation ranges from 0.4 to 0.5, rotor head increases by 19.9%, and rotor power increases by 19.5%. Pump efficiency firstly increases and then decreases with the ratio increase of stator leading edge circulation to rotor trailing edge circulation, and the efficiency is highest when the ratio is 0.93. Stator trailing edge circulation has effects on pump efficiency, outlet non-uniformity and outlet circumfluent energy, when stator trailing edge circulation is -0.05 , pump efficiency is highest, and outlet non-uniformity and outlet circumfluent energy are least. 4 tabs, 16 figs, 20 refs.

Key words: marine engineering; axial waterjet pump; computational fluid dynamics; three-dimensional hydraulic design method; circulation; blade number; cavitation

Author resumes: CAO Yu-liang(1988-), male, doctoral student, +86-27-65461867, yuliangc@126.com; WANG Yong-sheng(1955-), male, professor, PhD, +86-27-83444642, yongshengwang666@126.com.

0 引言

船舶的操纵性和机动性是船舶航行的重要性能,与航行的安全性和经济性密切相关。由于喷水推进的快速性与操纵性都优于螺旋桨推进,因此,当前采用喷水推进的船舶越来越多^[1-2]。喷水推进泵是喷水推进装置的做功部件,其喷射水流产生的作用力是喷水推进船舶推力、转向力和倒车力的来源,其性能对船舶的操纵性和机动性有重要影响^[3]。然而,喷水推进轴流泵的设计受到船舶阻力、主机的转速和功率以及船艏尺寸等因素的制约,设计的轴流泵必须结构紧凑,效率高,空化性能好,比普通的轴流泵设计难度大。

准确求解轴流泵内的三维流动是进行轴流泵设计的基础,基于一、二元理论的设计方法,忽略了液体黏性和边界层的影响,以及液体不同流层之间的相互作用^[4-5]。而轴流泵内部的流动是复杂的三维非定常黏性流动,因此,在利用一、二元设计方法进行轴流泵设计时需要大量的模型试验,使得轴流泵开发的周期长,成本高,已很难满足当前的设计要求。

三元设计方法是在直接研究三维流场的基础上进行设计的,国外已有很多学者利用三元设计方法成功地设计出了高性能的喷水推进泵。Lavis 等运用三元设计方法设计了一种结构紧凑的喷水推进轴流泵,并进行了船-泵自航试验^[6-7];Michael 等运用三元设计方法设计了一种高性能喷水推进器,并对其引起的空化和推力下降进行了研究^[8-9],关注的是喷水推进装置的整体性能,对喷水推进泵设计方法与设计原理的介绍并不充分;Zangeneh 等开发了叶轮机械的设计软件^[10-11],提出了喷水推进泵的多目标优化设计方法^[12],但未充分考虑船舶航行

的影响。

国内也有部分研究人员对三元设计方法进行了研究,罗兴琦等运用三元设计方法进行了混流式水轮机转轮的优化设计^[13];彭国义等运用三元设计方法进行了轴流式水轮机转轮的优化设计^[14],然而水轮机与喷水推进泵无论是在工作方式上还是在设计方法上都存在较大的区别;曹玉良等运用三元设计方法对浸没式喷水推进泵进行了设计^[15],但未阐明三元设计方法的原理;靳栓宝等运用三元设计方法进行了混流泵和轴流泵的设计,但对设计过程中的影响因素考虑不全面^[16-17],喷水推进泵作为船舶喷水推进装置的核心部件,其设计受到船舶条件的制约,还有很多因素值得去研究。

随着高性能计算机的出现和数值计算方法的发展,计算流体力学(CFD)在喷水推进泵性能分析中的应用越来越广泛。Taylor 等用轴对称的 RANS 程序分析了喷水推进轴流泵的流动性能^[18];Huntsman 等介绍了喷水推进厂商 Hamilton 的喷水推进泵设计程序和性能分析程序^[19];Moon 等开发了基于势流的面元法程序,预报了两栖车用轴流式喷水推进泵的性能^[20]。以上应用结果表明:CFD 方法已能够较准确地预报喷水推进轴流泵的水力性能,是喷水推进泵设计与开发的有效方法。

本文运用三元设计方法对喷水推进泵进行水力设计,运用 CFD 方法分析泵的水力性能,研究了叶轮和导叶设计过程中的影响因素,设计了一种效率超过 92% 的喷水推进轴流泵,实现了三元设计方法在船舶喷水推进轴流泵设计上的应用。

1 三元设计方法简介

叶轮的扬程反映了叶轮的做功能力,叶轮扬程与环量的关系为

$$H = \frac{\omega}{g}(f_2 - f_1) \quad (1)$$

式中: H 为叶轮扬程; f_2 为叶轮出口环量; f_1 为叶轮进口环量; ω 为叶轮的角速度; g 为重力加速度。

由式(1)可知,在设计时可以通过控制叶片的环量分布来控制叶轮的扬程。基于环量的三元设计方法,在设计喷水推进泵时,首先根据给定的轴面形状和环量分布确定涡片的初始形状,用涡片代替叶片对水流的作用,涡片的强度由平均环量 f_3 决定

$$f_3 = \frac{B}{2\pi} \int_0^{2\pi} r V_\theta d\theta \quad (2)$$

式中: B 为叶片数; r 为流体的半径; V_θ 为半径 r 处流体质点周向的速度; θ 为流体质点到叶片周期性界面的角度。

在进行喷水推进轴流泵设计时,常以一定的基准将平均环量 f_3 进行归一化处理,后文中给出的环量均是归一化环量。

然后根据涡片形状快速求解泵内流动,为了提高求解速度,假设泵内流动是无黏性、不可压与来流无旋的,并把泵内流动分解成平均流动和周期性脉动流动两部分分别进行求解。

在得到泵内流场后,再根据壁面无滑移条件和边界条件求解叶片几何形状方程

$$(\bar{V}_r + \tilde{V}_r) \frac{\partial F}{\partial r} + (\bar{V}_z + \tilde{V}_z) \frac{\partial F}{\partial z} = \frac{\bar{V}_\theta + \tilde{V}_\theta}{r} - \omega \quad (3)$$

式中: \bar{V}_r 、 \tilde{V}_r 分别为流体质点径向的平均速度和脉动速度; \bar{V}_z 、 \tilde{V}_z 分别为流体质点轴向的平均速度和脉动速度; \bar{V}_θ 、 \tilde{V}_θ 分别为流体质点周向的平均速度和脉动速度; F 为叶片包角; z 为流体质点轴向位移。

根据得出的叶片几何形状再重新计算出泵内流场分布,进而求得新叶片,当新、旧叶片差别达到一定精度时,即完成了叶片的设计,叶片设计流程见图 1。

2 叶轮设计的影响因素分析

喷水推进泵是喷水推进器的做功部件,而叶轮又是喷水推进泵的做功部件,叶轮吸收发动机传递的功率,通过旋转的叶片对内部水流做功,在叶轮设计时需满足功率、效率和空化等方面的要求。

确定轴面形状是进行喷水推进泵水力设计的第 1 步,基于国内外水力模型^[6,16],确定喷水推进泵的轴面形状见图 2,在研究叶轮和导叶设计的影响因素时保持不变。

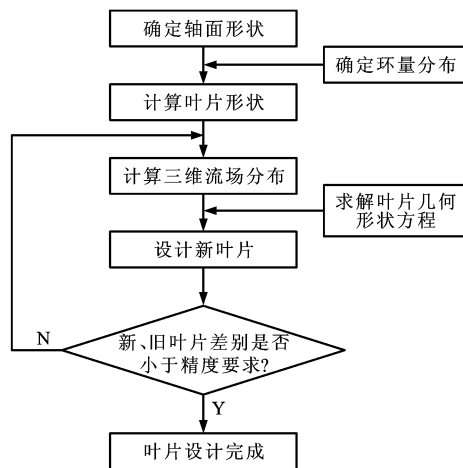


图 1 叶片设计流程

Fig. 1 Process of blade design

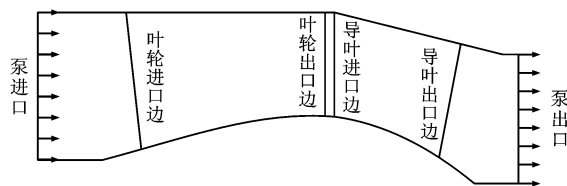


图 2 轴面形状

Fig. 2 Meridional geometry

2.1 叶片数的影响

在喷水推进泵设计初期,叶片数通常按比转速来选取,如果叶片数太少,单个叶片承载的转矩将非常大,叶片形状会严重扭曲,不利于叶片的加工和制造。为了减小叶片转矩,保持单个叶片形状不变,研究了叶片数分别为 5~7 时叶轮水力性能的变化。运用 CFD 方法预测叶轮的水力性能,湍流模型采用剪切应力输运模型(SST 模型),进口直管用 ICEM 软件划分网格,采用 TurboGrid 划分叶轮网格,叶片通道采用 J 型网格,壁面附近采用 O 型网格加密,单通道的网格数为 30 万,严格控制壁面网格厚度,使所有衡量壁面网格厚度量纲为 1 的参数小于 200,叶轮的网格见图 3。

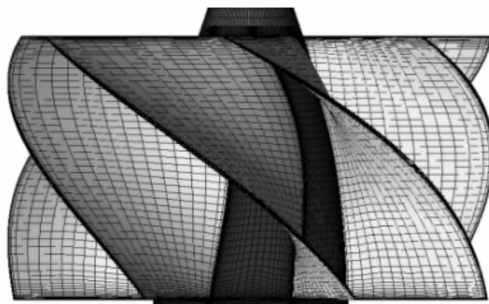


图 3 叶轮网格

Fig. 3 Meshes of rotor

在设计流量下,不同叶片数时叶轮效率的 CFD

计算结果见图4,单叶片转矩的计算结果见图5。叶轮效率 η 为

$$\eta = (P_2 - P_1) / \rho g \quad (4)$$

式中: P_1 、 P_2 分别为叶轮进出口断面的总压; ρ 为水的密度。

从图4可以看出,随着叶片数的增加叶轮的效率逐渐降低,叶片数从5增加到7时,叶轮效率降低了0.4%,主要是因为叶片越多,摩擦损失越大。从图5可以看出,随着叶片数的增加单个叶片转矩逐渐减小,叶片数从5增加到7时,单个叶片转矩减小了21%。由此可见,增加叶片数能够在不明显降低叶轮效率的情况下有效地减小单叶片转矩,从而有利于叶片的加工制造。

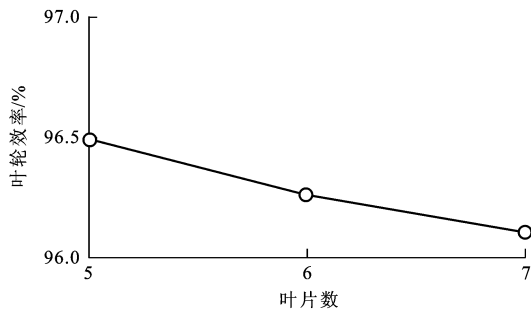


图4 叶轮效率
Fig. 4 Rotor efficiency

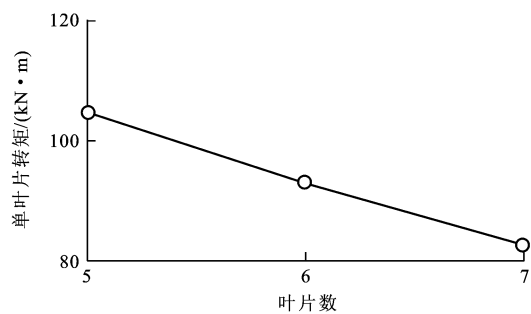


图5 单叶片转矩
Fig. 5 Single blade torque

2.2 流向环量中心位置的影响

环量分布对叶片的形状和叶轮内流动有着直接的影响,合理的环量分布是叶轮设计的关键。保持其他条件不变,仅改变叶片轴面流向环量中心的位置,研究了3个流向环量中心位置对叶轮性能的影响,见图6,纵坐标表示归一化环量,横坐标为叶片上某点到叶片进口边的距离与叶片弦长的比值,0表示叶片进口边,1表示出口边。在分布1中,环量从进口边处慢慢增加,在0.2处达到最大值,在0.2~0.4处保持不变,即环量中心在0.3处,再从0.4处逐渐减小。分布2和分布3与分布1类似,但环量

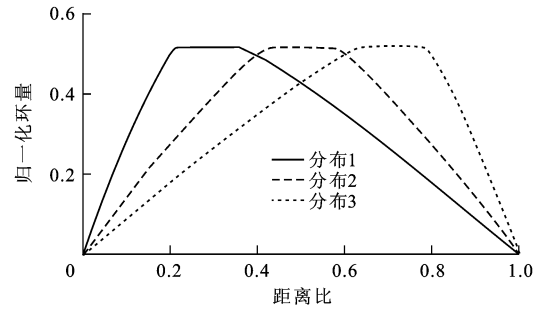


图6 流向环量分布

Fig. 6 Circulation distributions along streamlines

中心分别在0.5与0.7处。

在设计流量下,运用CFD方法计算的叶轮性能见图7,可以看出当叶片的环量中心从0.3处移动到0.7处时,叶轮的功率和效率都逐渐降低。主要原因是,叶片环量中心处的做功能力最强,从进口边到出口边,叶片的径向长度逐渐减小,环量中心越靠近出口边,叶片上做功能力最强的那部分的面积越小,因此,叶轮的轴功率逐渐降低;随着径向长度的减小,流动损失增加,故叶轮效率也逐渐降低。

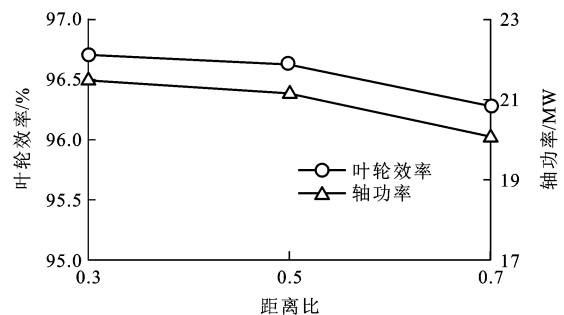


图7 叶轮性能

Fig. 7 Rotor performances

当环量中心靠近进口边时,虽然有利于提高泵的效率,但叶片吸力面压力下降区域较大,使得叶片容易发生空化。文中以空化压力为标准,分别用深色和浅色显示出叶轮上小于和大于汽化压力的区域,见图8。可以看出从分布1到分布2叶片吸力面上低压区域有所减小,从分布2到分布3叶片吸力面上低压区域明显减小,空化区域的面积减小近80%。由此可知,环量中心靠近叶片出口边对于提高喷水推进泵的空化性能有利。

2.3 环量斜率的影响

叶片进口边与出口边的环量之差决定了叶轮的扬程,在进行叶轮设计时,由于来流无旋,叶轮进口边环量常设为0,因此,叶轮出口边的环量分布对叶轮性能至关重要。

文中设定环量从叶根到叶顶为线性分布,叶根处为0,叶顶处为1,出口环量的斜率 K 为叶顶环量

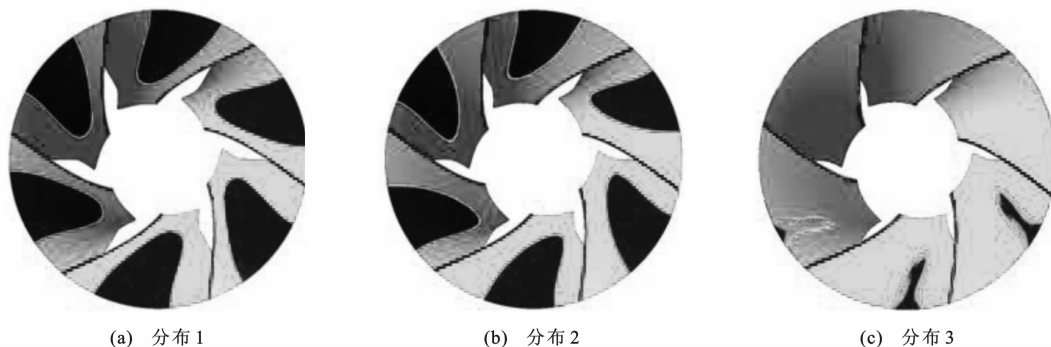


图 8 叶轮吸力面空化区域

Fig. 8 Cavitation areas on rotor suction sides

与叶根环量之比。保持叶根环量不变,变化叶顶环量,设计了 K 分别为 0.8、1.0 与 1.2 的 3 种叶轮,3 种叶轮的效率的 CFD 计算结果见图 9。

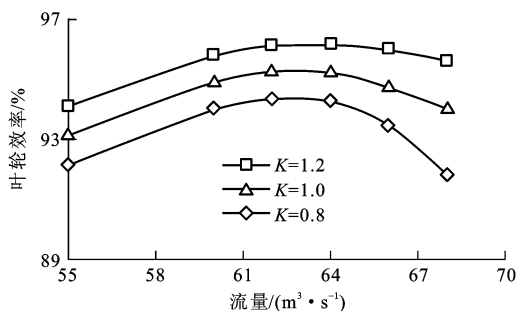


图 9 三种叶轮的效率

Fig. 9 Efficiencies of three rotors

从图 9 可以看出, K 为 1.2 时的叶轮效率最高, K 为 1.0 时的叶轮效率居中, K 为 0.8 时的叶轮效率最低,在设计流量为 $64 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 时, K 为 1.2 时叶轮的效率比 K 为 0.8 时的效率高 2%,且随流量增加叶轮效率的差别增大。主要原因是环量越大做功能力就越强, K 为 1.2 时的叶轮叶顶处环量最大,故其叶顶部分做功最多;与叶顶处相比,叶根处摩擦损失大,而 3 种叶轮的叶根环量相同,因此,3 种叶轮的摩擦损失相近。从而可知, K 为 1.2 时叶轮的流动损失占叶轮做功的比率最小,因此,其效率最高。

2.4 出口边环量的影响

在进行喷水推进泵设计时,主机功率决定了喷水推进泵的功率,而叶轮出口边环量又决定了泵的功率,为了快速地计算出在给定功率下叶轮出口边的环量,本文仅改变叶片出口边环量的大小,分析了叶轮功率随叶轮出口边环量的变化关系,CFD 计算结果见表 1。

由表 1 可以看出,随着叶片出口边环量从 0.40 增加到 0.50,叶轮的扬程和功率都近似线性增加,

表 1 叶轮出口边环量的影响

Tab. 1 Effect of circulation on rotor trailing edge

出口边环量	叶轮扬程/m	叶轮功率/kW	叶轮效率/%
0.40	28.95	18 970	96.44
0.43	30.57	19 986	96.57
0.45	31.66	20 699	96.65
0.48	33.53	21 912	96.74
0.50	34.72	22 665	96.81

叶轮扬程增加 19.9%,功率增加 19.5%,叶轮效率变化不大。

本文给定的功率为 21 500 kW,根据表 1 中数据绘制出叶轮功率与出口边环量的关系见图 10,从而计算出功率为 21 500 kW 时叶轮出口边环量应为 0.47。本文进而设计了出口边环量为 0.47 的叶轮,通过 CFD 方法计算得出的叶轮功率为 21 525 kW,与给定功率的误差仅为 0.12%。

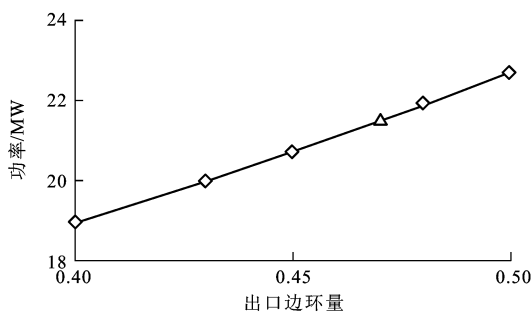


图 10 叶轮功率随出口边环量的变化

Fig. 10 Rotor power change with circulation on trailing edge

3 导叶设计的影响因素分析

喷水推进泵产生的推力为其进出口断面间流体的动量差,其出口水流轴向速度越大推力越大,为了使喷水推进泵出口的轴向速度最大,研究了导叶进口边和出口边的环量分布。

3.1 导叶进口边环量的影响

为了使叶轮流出的水流平顺地进入导叶,导叶

进口边环量应与叶轮出口边环量保持一致,而本文在研究过程中发现,导叶进口边环量与叶轮出口边环量存在一个最佳的配合使得泵效率最高。为此,本文设计了 8 种导叶与同一种叶轮进行匹配,对导叶进口边环量与叶轮出口边环量之间的关系进行了研究。在运用 CFD 方法分析喷水推进轴流泵的水力性能时,导叶采用 H 型网格,单通道网格数保持为 20 万,进口设为流量,出口设为静压,湍流模型、叶轮网格及其他求解条件保持不变,导叶的网格见图 11。

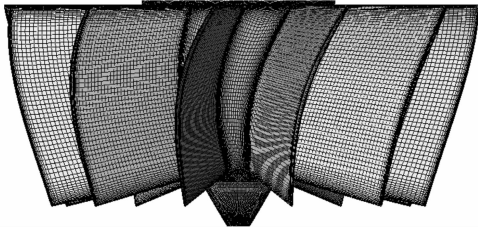


图 11 导叶网格

Fig. 11 Meshes of stator

在研究导叶进口边环量与叶轮出口边环量之间的关系时,保持导叶进口边环量斜率与叶轮出口边一致,仅改变导叶进口边的环量大小。设导叶进口边环量与叶轮出口边环量的比值为 R ,设计流量时,泵效率随 R 的变化关系见图 12,泵效率随着 R 先增大后减小,在 R 为 0.93 时泵效率最高。

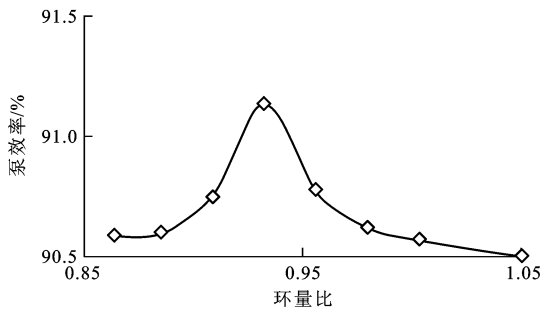


图 12 泵效率随着环量比的变化

Fig. 12 Pump efficiency change with circulation ratio

3.2 导叶出口边环量的影响

喷水推进泵出口水流的圆周方向速度不产生推力,为了使泵出口周向速度最小与轴向速度最大,在进行导叶设计时,导叶出口边环量应趋近于 0。然而,本文在研究时发现,导叶出口边环量取适当的值反而有利于提高泵性能。为此,文中保持导叶进口边环量与其他条件不变,调整导叶出口边环量,研究了 5 种出口环量分布对喷水推进泵效率和出口轴向速度的影响,见图 13,横坐标表示导叶出口边上某点到叶根的距离与叶根到叶顶的距离的比值,其中

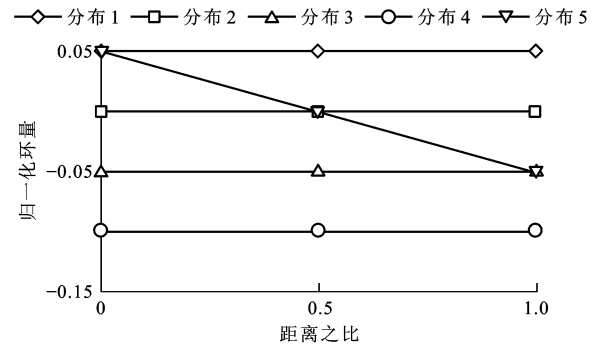


图 13 导叶出口边环量分布

Fig. 13 Circulation distributions on stator trailing edge

0 表示叶根,1 表示叶顶,环量从叶根到叶顶为线性分布。导叶出口边环量取这 5 种分布时,喷水推进泵性能的 CFD 计算结果见表 2。从表 2 中可以看出,在分布 3 时,喷水推进泵出口水流的不均匀度和周向动能最小,泵的效率最高。

表 2 不同环量分布时的泵性能

Tab. 2 Pump performances with different circulation distributions

泵的性能	效率/%	出口不均匀度	出口周向动能/J
分布 1	90.57	0.032 6	1 134
分布 2	90.40	0.032 3	122
分布 3	90.90	0.032 0	97
分布 4	90.45	0.047 8	981
分布 5	90.80	0.033 9	165

出口不均匀度 ξ 与出口周向动能 E 分别为

$$\xi = \frac{1}{Q} \int \sqrt{(V_1 - U)^2} dA \quad (5)$$

$$E = \int V_2^2 dm \quad (6)$$

式中: Q 为流量; V_1 为流体质点的轴向速度; U 为泵出口流体质点的平均轴向速度; A 为泵出口的面积; V_2 为泵出口流体质点的周向速度; m 为泵出口流体的质量。

4 CFD 计算方法的验证

为验证 CFD 计算方法的可信性,计算了国外某喷水推进混流泵不同转速时的轴功率。喷水推进混流泵几何模型见图 14,其进口直径为 710 mm,叶轮数目为 6,导叶数目为 11。在 CFD 计算过程中,叶轮单通道网格数为 20 万,导叶单通道网格数为 7 万,泵内流场网格总数约为 300 万,均为六面体网格,衡量壁面网格厚度量纲为 1 的参数小于 200,采用 SST 湍流模型,进口设为总压,出口设为静压,计算结果见表 3,各转速下混流泵功率计算误差均小于 1%。

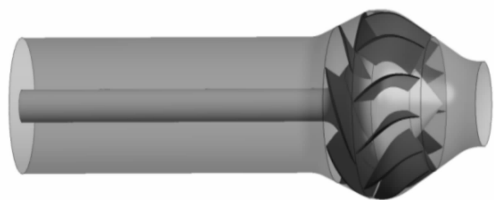


图 14 喷水推进混流泵几何模型

Fig. 14 Geometric model of mixed-flow waterjet pump

表 3 功率计算结果

Tab. 3 Computational result of power

转速/($r \cdot \min^{-1}$)	700	800	900	1 000	1 100	1 200
实际功率/kW	1 129	1 693	2 404	3 309	4 389	5 703
计算功率/kW	1 122	1 681	2 394	3 279	4 357	5 649
计算误差/%	-0.61	-0.72	-0.43	-0.92	-0.74	-0.94

5 喷水推进轴流泵的设计

某船舶推进系统需要设计一种喷水推进轴流泵,给定的设计指标为:进口直径不大于 2 m,转速为 $327 r \cdot \min^{-1}$,流量为 $56.2 m^3 \cdot s^{-1}$,扬程不小于 35.5 m,功率不大于 21 500 kW,泵效率不低于 91.5%。新设计的喷水推进轴流泵见图 15,叶轮数目为 7,导叶数目为 11,进口直径为 2 m,叶轮叶片流向环量中心在 0.7 处,叶轮出口边环量斜率为 1.2,叶顶环量为 0.47,导叶进口边环量为 0.44,出口边环量采用分布 3。在设计转速时,泵性能的 CFD 计算结果见表 4。在 CFD 计算过程中,叶轮的网格数为 240 万,导叶的网格数为 220 万,计算域的

总网格数为 520 万,叶顶间隙为 2 mm,湍流模型为 SST 模型,进口为流量,出口为静压,时间步长为 0.01 s。由表 4 可以看出,在设计流量为 $56.2 m^3 \cdot s^{-1}$ 时,喷水推进轴流泵的扬程为 35.9 m,功率为 21 465 kW,泵效率为 92.3%,均达到了设计指标。



图 15 喷水推进轴流泵几何模型

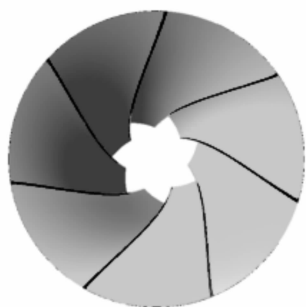
Fig. 15 Geometric model of axial waterjet pump

表 4 设计的喷水推进轴流泵的性能

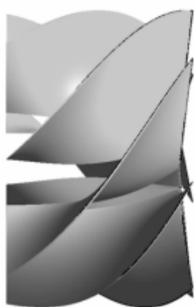
Tab. 4 Performances of designed axial waterjet pump

流量/($m^3 \cdot s^{-1}$)	扬程/m	轴功率/kW	泵效率/%
57.0	35.4	21 522	92.1
56.2	35.9	21 465	92.3
55.0	36.4	21 347	92.1
53.0	37.2	21 130	91.6
50.0	38.2	20 808	90.0

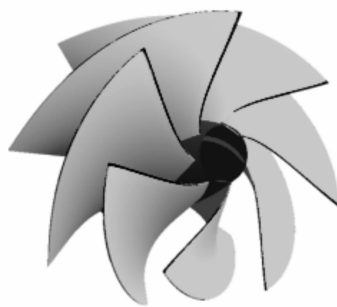
设计工况时叶轮的压力分布见图 16,其中深色表示小于汽化压力的空化区域,可以看出,仅在叶片进口边存在少量的空化区域,其余区域的压力均在汽化压力之上,表明叶轮的空化性能良好。



(a) 分布 1



(b) 分布 2



(c) 分布 3

图 16 叶轮压力分布

Fig. 16 Pressure distributions on rotors

6 结 语

利用叶轮和导叶的环量分布,能够有效地控制喷水推进轴流泵的性能,通过合理地控制叶片数与叶轮和导叶的环量分布,能够快速设计出性能满足要求的船舶喷水推进轴流泵。在运用三元设计方法设计喷水推进轴流泵的过程中,随着叶片数增加,

单个叶片的转矩大幅减小;流向环量中心移向出口边,会降低叶轮效率,但能提高叶轮的空化性能;随着出口边环量斜率的增大,叶轮效率增大;出口边环量直接控制叶轮的扬程和功率,随着出口边环量的增大,叶轮的扬程和功率近似线性增加;导叶进口边环量与叶轮出口边环量的比率为 0.93 时,喷水推进轴流泵的效率最高;导叶出口边环量采用分布 3 时,

喷水推进轴流泵的效率最高,出口不均匀度和周向动能最小。

参考文献:

References:

- [1] ALLISON J. Marine waterjet propulsion[J]. SNAME Transactions, 1993, 101: 275-335.
- [2] WESSEL J. Waterjet propulsion for a 3 500 ton corvette from BLOHM+ VOSS[C]//RINA. International Conference on Waterjet Propulsion IV. London: The Royal Institution of Naval Architects, 2004: 18-26.
- [3] GILES W, DINHAM-PEREN T, AMARATUNGA S, et al. The advanced waterjet: propulsor performance and effect on ship design[C]//IMarEST. 10th International Naval Engineering Conference and Exhibition. London: IMarEST, 2010: 1-19.
- [4] KERREBROCK J L. Principles of Turbomachinery[M]. London: The MIT Press, 1996.
- [5] ALLISON J L, JIANG C, STRICKER J G. Modern tools for waterjet pump design and recent advance in the field[C]//RINA. International Conference on Waterjet Propulsion II. London: The Royal Institution of Naval Architects, 1998: 23-34.
- [6] LAVIS D R, FORSTELL B G, PURNELL J G. Compact waterjets for high-speed ships [J]. Ships and Offshore Structures, 2007, 2(2): 115-125.
- [7] PURNELL J. Waterjet self-propulsion model test for application to a high-speed sealift ship[R]. Severna Park: CDI Marine Company, 2007.
- [8] MICHAEL T J, SCHROEDER S D, BECNEL A J. Design of the ONR AxWJ-2 axial flow waterjet pump[R]. Bethesda: Naval Surface Warfare Center, 2008.
- [9] SCHROEDER S, KIM S E, JASAK H. Towards predicting performance of an axial flow waterjet including the effects of cavitation and thrust breakdown[C]//ICMIA. Proceedings of the First International Symposium on Marine Propulsors. Brussels: ICMIA, 2009: 387-394.
- [10] ZANGENEH M. Advanced design software for pumps[J]. World Pumps, 2007(489): 28-31.
- [11] ZANGENEH M, GOTO A. Turbodesign¹: next generation design software for pumps[J]. World Pumps, 2003(437): 32-36.
- [12] ZANGENEH M, DANESHKHAH K, DACOSTA B. A multi-objective automatic optimization strategy for design of waterjet pumps [C]//RINA. International Conference on Waterjet Propulsion V. London: The Royal Institution of Naval Architects, 2008: 27-32.
- [13] 罗兴琦,陈乃祥,林汝长. 混流式转轮的准三维设计[J]. 水利学报, 1996(10): 18-21, 26.
LUO Xing-qi, CHEN Nai-xiang, LIN Ru-chang. A quasi three-dimensional design method for francis runner[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1996(10): 18-21, 26. (in Chinese)
- [14] 彭国义,罗兴琦,郭齐胜,等. 轴流式水轮机转轮的准三维有旋流动设计[J]. 水利学报, 1996(10): 10-17.
PENG Guo-yi, LUO Xing-qi, GUO Qi-sheng, et al. A quasi three-dimensional inverse method for Kaplan turbine runner in rotational flow [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1996(10): 10-17. (in Chinese)
- [15] 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 Yu-liang, WANG Yong-sheng, JIN Shuan-bao. Design of submerged waterjet pump and performance prediction after installation[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(5): 96-101. (in Chinese)
- [16] 靳栓宝,王永生,丁江明,等. 混流式喷水推进泵三元设计及数值试验[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2012, 33(10): 1223-1227.
JIN Shuan-bao, WANG Yong-sheng, DING Jiang-ming, et al. Three-dimensional design and numerical experiment of mixed-flow waterjet with CFD[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2012, 33(10): 1223-1227. (in Chinese)
- [17] 靳栓宝,王永生. 基于三元设计及数值试验轴流泵抗空化性能[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(9): 763-767.
JIN Shuan-bao, WANG Yong-sheng. 3D design of axial-flow pump and numerical prediction of its cavitation performance[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(9): 763-767. (in Chinese)
- [18] TAYLOR T E, KERWIN J E, SCHERER J O. Waterjet pump design and analysis using a coupled lifting-surface and RANS procedure[C]//RINA. International Conference on Waterjet Propulsion II. London: The Royal Institution of Naval Architects, 1998: 156-172.
- [19] HUNTSMAN I, HOTHERSALL R. Development of quasi 3D design methods and 3D flow solvers for the hydrodynamic design of waterjets[C]//RINA. International Conference on Waterjet Propulsion III. London: The Royal Institution of Naval Architects, 2001: 213-222.
- [20] MOON I S, KIM K S, LEE C S. Blade tip gap flow model for performance analysis of waterjet propulsor[C]//IABEM. International Association for Boundary Element Methods (IABEM) 2002 Symposium. Austin: IABEM, 2002: 1-14.