

# 基于 CFD 的船舶自流冷却系统进水口形式优化

高 伟, 苗 卉, 黄树红, 蒋建飞

(华中科技大学 能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

**摘 要:** 船舶自流冷却系统进水口的结构对船舶航行和凝汽器冷却效果具有显著影响。本文利用软件 Fluent 采用标准  $k-\epsilon$  模型对船舶自流冷却系统不同形式进水口进行了数值模拟, 从流量、航行阻力以及对尾流场的影响等方面分析了不同进水口形式的流动特性。结果表明: 相同管径时, 直管口能获得较大的流量并且对外流场的影响最小, 同时进水口的外伸长度直接影响流量和航行阻力的大小, 但是对尾流的影响却是与出水口相耦合, 因此进水口的设计应该结合出水口进行。

**关 键 词:** 自流冷却系统; 进水口形式; 数值模拟; 流量; 尾流场

中图分类号: TK264.1 文献标识码: A

## 1 引 言

大型船舶通常配备汽轮机组作为主动力设备。汽轮机做功后产生的乏汽排入凝汽器, 一般采用水泵抽吸海水作为冷却水对乏汽进行冷却。由于所需冷却水量大, 所以水泵功率和尺寸都较大。

采用自流式冷却水系统, 将冷却水进口管迎船舶行进方向设计, 可以依靠前进时船体与海水的相对运动所产生的动水头, 提供给凝汽器冷却水。在这种情况下, 大量冷却水自流进入冷却系统, 冷却水泵只是在低航速工况下使用, 其驱动功率可大为降低, 并能有效地减小泵的尺寸, 节省动力及舱内空间。

但是, 水流经过外伸进水口时, 在此及下游会发生复杂的流动分离, 造成伴流场恶化, 不但影响螺旋桨的水动力性能, 还会产生水动噪声, 并且外伸附体会使水下航行体阻力显著增加<sup>[1]</sup>。因此, 自流冷却系统进水口的几何参数选择, 既要保证系统有可靠的动压头以满足凝汽器冷却水量的需要, 又要尽可能减小附加的拖曳阻力以及对尾流场的影响。

自流冷却系统虽然早有应用<sup>[2-3]</sup>, 但是在进、出水口外形设计方面国内还少有文献报导, 目前对于

管道进口的研究多集中在静压作用下的入流(如虹吸管)或抽吸入流时管口的流动特性<sup>[4]</sup>, 对自流情况下的管口的流动优化资料较少。随着现代高速大容量计算机的发展, 计算流体力学 CFD (Computational Fluid Dynamic) 已经成为一种重要的设计手段, 通过 CFD 模拟实际流动并对结果进行分析比较, 达到选优的目的。本文利用流体分析软件 Fluent 6.1 对不同形式的进水口的流动特性进行了仿真计算, 对进水口的结构进行了优化, 为船舶自流冷却系统的进水口设计提供了依据。

## 2 数值计算模型

### 2.1 基本方程<sup>[5]</sup>

流动控制方程:

不可压缩流体连续方程与动量方程为:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{F}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (2)$$

其中:  $\rho$ —密度;  $\mu$ —动力粘性系数;  $\bar{u}_i$ —时均速度;  $u'_i$ 、 $u'_j$ —脉动矢量速度; 脉动速度相关项  $-\rho \overline{u_i u_j}$ —雷诺应力。

船体外流场的数值模拟有较多研究资料, 张楠等人对  $k-\epsilon$  湍流模型、RNG  $k-\epsilon$  湍流模型和  $k-\omega$  湍流模型进行比较并进行了试验验证<sup>[6]</sup>, 张志荣等人也针对 6 种不同的湍流模型进行了比较和试验<sup>[7]</sup>, 他们的研究结果为复杂船型粘性流场计算中的湍流模式的选取提供了参考。但是本文的计算不但涉及到船体外界大流场, 而且还包括了冷却系统管路内的流动状况, 在模型尺度上存在很大的差异, 况且没有一种湍流模型适合所有的流动情况, 因此, 本文作者针对湍流模型的选择也进行了研究, 分别

采用了标准  $k-\epsilon$  湍流模型、RNG  $k-\epsilon$  湍流模型和  $k-\omega$  湍流模型进行计算。结果表明:对于本文情况,湍流模型的选择对计算结果的影响比较小(具体研究结果将另文发表)。故本文选取标准  $k-\epsilon$  湍流模型进行计算:

湍流动能方程  $k$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3)$$

湍流能耗散率方程  $\epsilon$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (4)$$

其中:  $G_k$ —由层流速度梯度而产生的湍流动能;  $G_b$ —由浮力产生的湍流动能;  $Y_M$ —由于在可压缩湍流中过度的扩散产生的波动;  $\sigma_k$  和  $\sigma_\epsilon$ — $k$  方程和  $\epsilon$  方程的湍流 Prandtl 数;  $S_k$  和  $S_\epsilon$ —用户定义。

湍流粘度  $\mu_t$  由下式确定:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

其中模型常量:  $C_{1\epsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\epsilon} = 1.92$ ,  $C_{3\epsilon} = 0$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.3$

### 2.2 计算对象及网格生成

为了模拟整个自流冷却系统管路内部的流动特性,参加计算的模型除了包括外流场、进水口外,还包括冷却系统内流管路各部件(包括水泵、凝汽器、阀门和出水口等)。对外流场网格、内部管路网格和进水口网格进行模块化处理,计算时使用 Fluent 自带前处理软件包 tmerge 2.1 将各个模块与不同的进水口模块组合拼接,再在 Fluent 中设置各个交界面,即可形成整体的计算网格。由于假设船体左右对称,对外流场

只取对称的半边计算域划分网格,采用局部加密的非结构网格,如图 1 和图 2 所示。计算域尺寸为  $3L \times 1L \times 0.5L$  (轴向  $\times$  径向  $\times$  周向),其中  $L$  为船长。网格总数量 200 万。

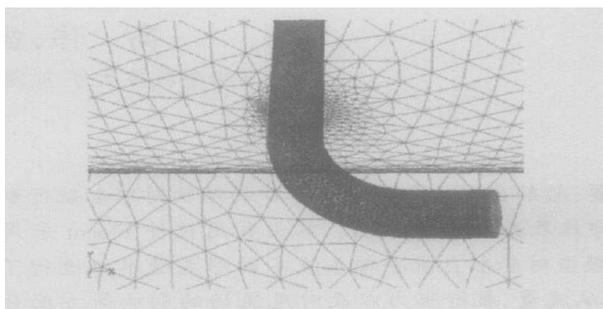


图 1 进口处网格局部加密

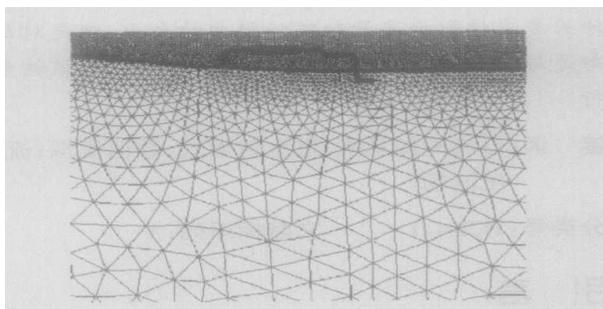


图 2 外流场网格划分局部图

比较了 3 种进水口结构形式,如图 3 所示,其中  $D_r$  为管道直径,  $l$  为进水口外伸直管段长度,  $L$  为进水口外伸长度,  $l_0$  为渐缩管长度,  $\alpha$  为渐缩管收缩角。各形式取相同的外伸直管段长度  $l$ ,并且自流系统的其它部分均采用同一种形式。在计算时,将不同结构方案置于相同的流域环境中:相同的湍流模型,边界条件设置,网格划分和水的密度,表面粗糙度等参数。

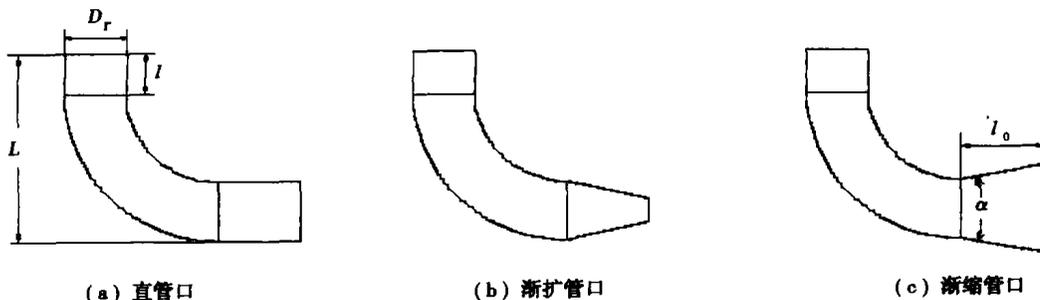


图 3 不同形式进水口尺寸示意图

### 2.3 边界条件

计算中采用下列边界条件:

(1) 速度进口边界: 船前一倍船体长度处, 假定船体不动, 根据相对性原理, 来流速度为航速。

(2) 出流边界: 假设在出口处流体已经充分发展, 船尾部一倍船体长度处为出流边界。

(3) 对称边界: 假设船体水下部分对称于龙骨的子午面:

垂直于对称面的速度分量为零,  $v_n = 0$

平行于对称面的速度分量的法向导数为零,  $\partial v_r / \partial n = 0$

(4) 壁面边界: 设置船壳表面以及管道壁面为无滑移壁面,  $u = v = w = 0$

(5) 分界面边界: 设置进水口面为分界面, 流体是流通的。

## 3 计算结果与分析

### 3.1 不同进水口形式的计算与比较

3 种进水口形式的速度场计算结果见图 4~图 6。

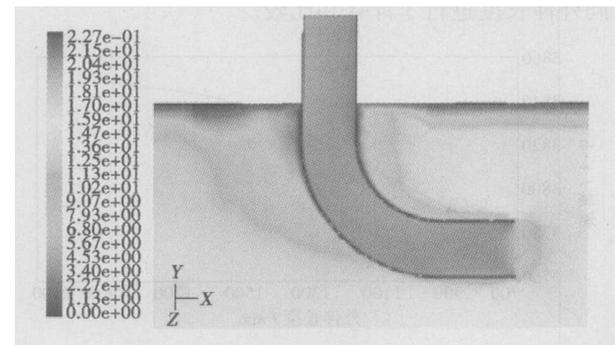


图 4 直管口速度分布图

从进水口管内的流场来看: 采用直管口时, 流体在入口处光滑平顺基本没有发生扰动, 流动损失小。采用渐扩管时, 由于流体进入管道后通流面积扩大,

流速降低, 沿渐扩管长度方向产生压力的正梯度, 在其作用下流体发生分离, 同时后边的弯管使流体转向, 出现了从曲率中心向管子外壁的离心力, 使得管道外壁的压力增高而内壁的压力降低, 拐弯后内壁附近产生扩散效应, 引起管口内部较大回流, 损失增大, 同时这种形式的进水口通流面积小, 也很难获得较大的流量。采用渐缩管口时, 进口面积大于后边的管道截面, 随着截面减小, 进入管口的流体来不及从狭窄的喉部通过, 在外界流体进一步推动下, 反而造成静压增大, 使管口内流速降低造成拥塞, 并且反向溢流造成对外流场的扰动(见图 7)。因此从流量角度, 直管口形式优于其它两种形式的管口。

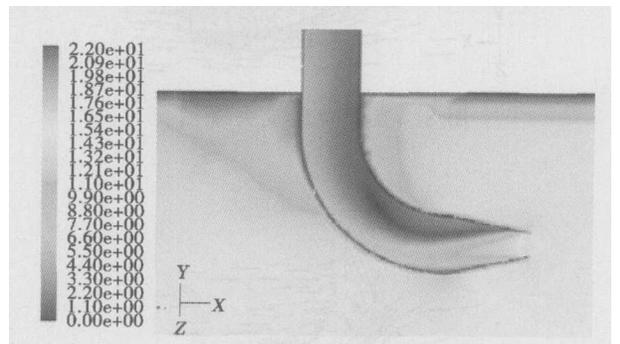


图 5 渐扩管口速度分布图

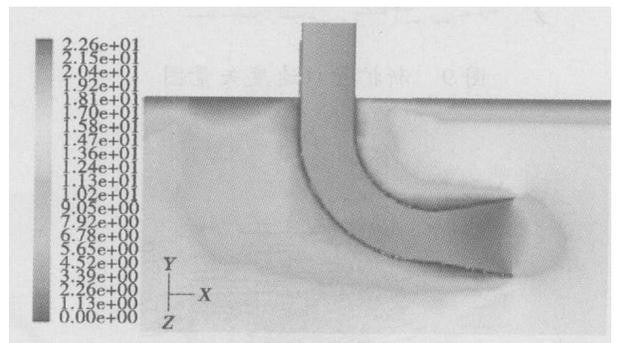


图 6 渐缩管口速度分布图

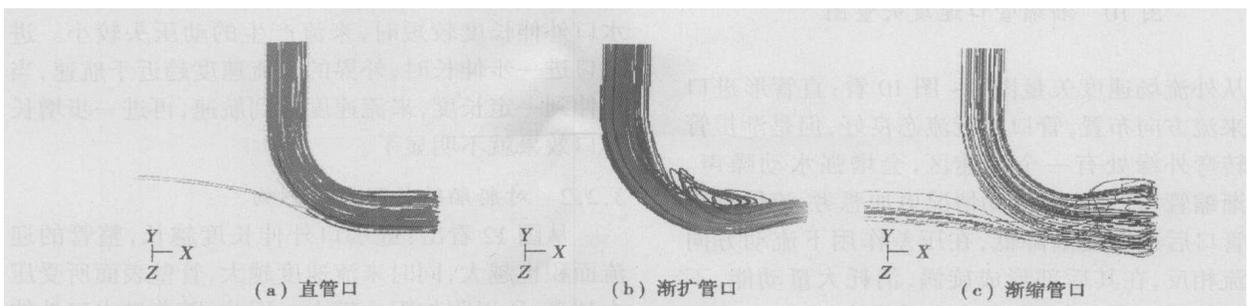


图 7 不同形式管口流线图

表 1 不同形式进水口的流量(直管段长度  $l=400\text{ mm}$ )

	流量/ $\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$
直管口	3 848.04
渐扩管口	2 947.68
渐缩管口	3 773.48

注: 航速  $15\text{ m/s}$ 。

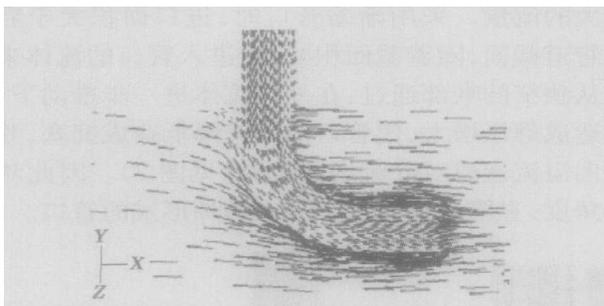


图 8 直管口速度矢量图

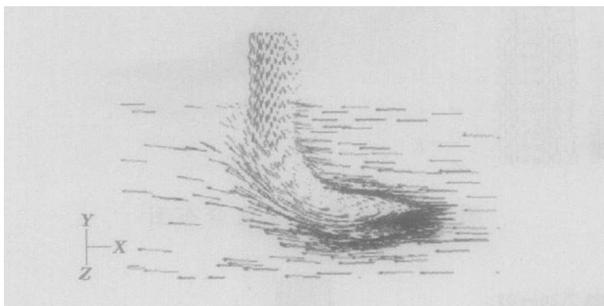


图 9 渐扩管口速度矢量图

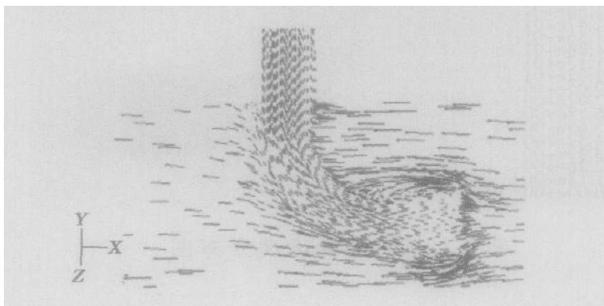


图 10 渐缩管口速度矢量图

从外流场速度矢量图 8~图 10 看: 直管形进口顺着来流方向布置, 管口附近流态良好, 但是渐扩管口在转弯外缘处有一个高速区, 会增强水动噪声。对于渐缩管口, 外流场流动情况更加恶劣, 流体绕流这种管口后速度逐渐降低, 在压差作用下流动方向与来流相反, 在其后部形成旋涡, 消耗大量动能, 不但增加粘压阻力, 而且会产生水动噪声。

在上述工作的基础上, 本文还分别对各种不同

收缩角  $\alpha$  和长度  $l_0$  的渐缩管口进行了比较, 计算流量均没有直管形进水口大, 且收缩角  $\alpha$  越大, 管口背面流动分离越剧烈, 旋涡越明显, 由此可见, 采用渐缩管口是不合理的。

综上所述, 自流式进水口与抽吸式的进水口的流动规律有显著差异:

对于抽吸式的进水口, 外界流体处于相对速度远低于管内速度的均匀状态, 将进水口管壁加厚、倒圆或者采用圆锥形收缩管, 能使流体沿进口边缘转向时的流动比较平稳, 流体的分离区减小, 进口阻力减小。对于自流式进水口, 来流并非静止, 外界流体不需绕过进口管的边缘进入管中, 而是以一定速度向管口冲击, 若采用倒角、倒圆或者圆锥形收缩管, 管壁与来流的夹角会导致流体拥塞, 使阻力增大, 流量下降。因此, 自流式进水口的管壁应尽量顺着来流的方向布置, 且直管形式最佳。

### 3.2 不同进水口外伸长度对重要流动特性的影响

#### 3.2.1 对冷却水流量的影响

在选定直管形式进水口的基础上, 对进水口不同外伸长度进行了计算和比较。

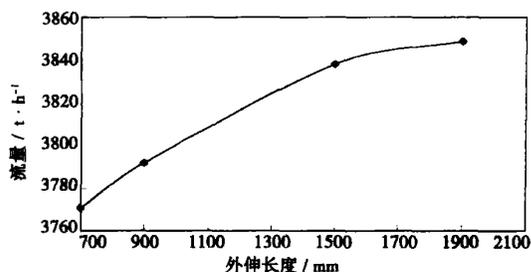


图 11 外伸长度与自流流量的关系

随着外伸长度  $L$  增长, 进水口流量增大, 但是流量增长率随着外伸长度的增加而变小, 当外伸达到一定长度时, 流量增加已不显著, 如图 11 所示。贴近船壳附近由于边界层的存在, 使流速较低, 当进水口外伸长度较短时, 来流产生的动压头较小。进水口进一步伸长时, 外界来流速度趋近于航速, 当外伸到一定长度, 来流速度达到航速, 再进一步增长管口效果就不明显了。

#### 3.2.2 对船舶航行阻力的影响

从图 12 看出: 进水口外伸长度越长, 整管的迎流面积也越大, 同时来流速度越大, 管壁表面所受压力越高, 所以附加阻力较大。因此, 随着进水口外伸长度的增加, 船的总航行阻力增大。表 2 给出了不

同外伸长度时船体的阻力系数, 可以看出阻力是随着外伸长度的增大而增大的。因此, 从航行阻力特性来看, 应该尽量减小进水口的外伸长度。

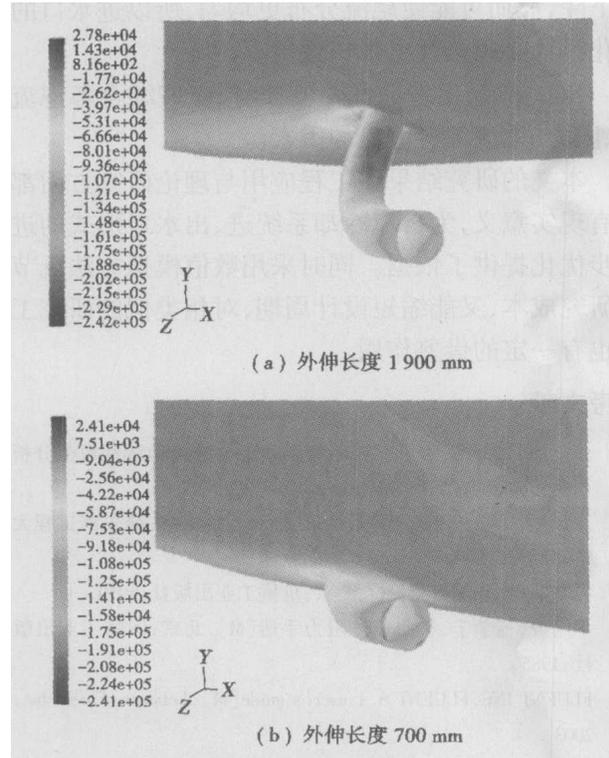


图 12 进水口表面压力分布

表 2 进水口不同外伸长度时船体的阻力系数

	1	2	3	4
外伸长度/mm	700	900	1 500	1 900
粘压阻力系数( $\times 10^3$ )	3.341	3.364	3.470	3.534
摩擦阻力系数( $\times 10^3$ )	1.392	1.394	1.395	1.396
总阻力系数( $\times 10^3$ )	4.733	4.758	4.865	4.930

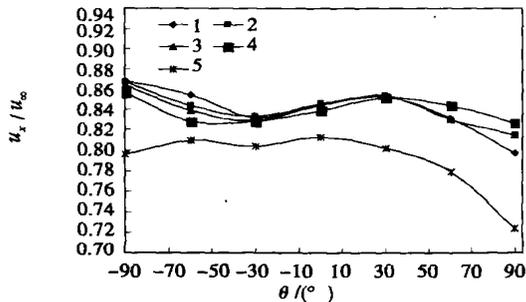


图 13  $r/R=0.4$  处轴向无量纲速度  $u_x/u_\infty$  周向分布

### 3.2.3 对船体尾流场的影响

为了研究外伸进水口对船体尾流场的影响, 在

尾部螺旋桨前盘面  $r/R=0.4, 0.6, 0.8, 1.2$  四个圆周上每隔  $30^\circ$  取一点轴向无量纲速度进行比较, 比较各种情况的不均匀度<sup>[6]</sup>:  $\Delta=2(u_{\max}-\bar{u})/\bar{u}$ , 其中  $90^\circ$  对应操作台, 航速统一取为  $15 \text{ m/s}$ , 所有情况均为没有加装尾翼的裸船体。以下各图中曲线编号对应于表 2, 曲线 5 表示无外伸进、出水口的情况。

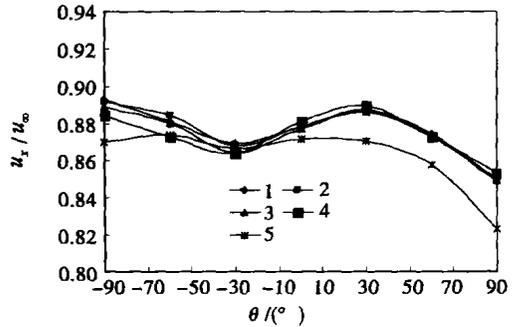


图 14  $r/R=0.6$  处轴向无量纲速度  $u_x/u_\infty$  周向分布

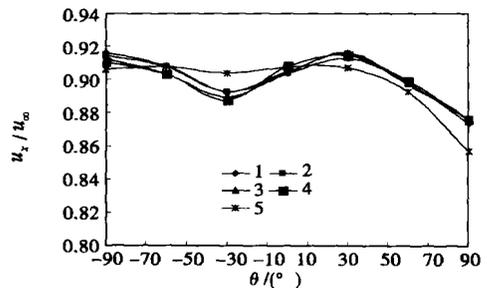


图 15  $r/R=0.8$  处轴向无量纲速度  $u_x/u_\infty$  周向分布

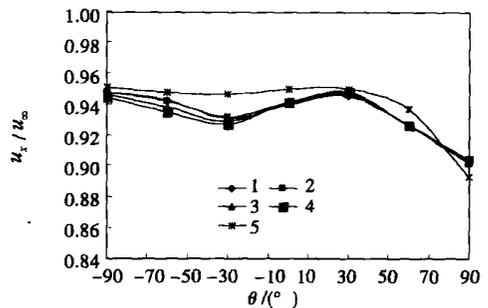


图 16  $r/R=1.2$  处轴向无量纲速度  $u_x/u_\infty$  周向分布

从图 13 ~ 图 17 可看出:

(1) 采用外伸进水口对螺旋桨盘面不同半径处  $u_x/u_\infty$  的分布有显著的影响, 并随着半径的扩大影响逐渐减小。

(2) 进、出水口分别布置在船侧  $-49^\circ$  和  $-25^\circ$ , 所以它们对螺旋桨盘面轴向速度的影响在  $-50^\circ \sim$

0°范围内比较明显,而且在一30°处出现波谷,可见对尾流的影响是进水口和出水口共同作用的结果。

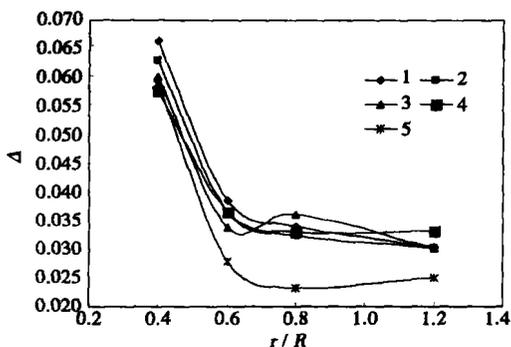


图 17 不同外伸长度时的不均匀度  $\Delta$

(3) 进水口外伸越长,会削弱出水口对尾流场的影响,不均匀度反而减小。因此,在自流系统进、出水口的设计中应该考虑两者的耦合作用。

## 4 结 论

通过对不同进水口结构下流动特性和尾流场的数值分析,得出以下结论:

(1) 自流式进水口的流动特性不同于抽吸式进水口,采用渐缩进水口形式反而使流量下降。进水口管壁尽量顺着来流的方向布置,则在相同管径时不但自流流量较大,而且对外流场的扰动也小。

(2) 进水口外伸长度越长,自流流量越大,同时

总航行阻力增大。

(3) 伴流的发展是进、出口的耦合作用的结果,进水口的外伸长度越长,不一定会使尾流的不均匀度下降,反而可能使尾流分布更均匀,所以进水口的优化设计必须结合出水口进行。

(4) 在进、出水口优化设计时,应该综合考虑流量、阻力、尾流等各方面的因素。

本文的研究结果在工程应用与理论研究方面都具有现实意义,为自流冷却系统进、出水口形式的进一步优化提供了依据。同时采用数值模拟方法既节约研究成本,又能缩短设计周期,对相类似的研究工作也有一定的借鉴作用。

## 参考文献:

- [1] 张旭,张楠.水下航行体表面状态细节流动特性数值分析研究[J].船舶力学,2004,8(5):10-18.
- [2] 庞凤阁,彭敏俊.船舶核动力装置[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2000.
- [3] 拉乌莫夫.船舶管路[M].北京:机械工业出版社,1959.
- [4] 华绍曾,杨学宁.实用流体阻力手册[M].北京:国防工业出版社,1985.
- [5] FLUENT INC. FLUENT 6.1 user's guide[M]. Lebanon: Fluent Inc, 2003.
- [6] 张楠,沈泓萃.潜艇阻力与流场的数值模拟与验证及艇型的数值优化研究[J].船舶力学,2005,9(1):8-12.
- [7] 张志荣,李百齐.船舶粘性流动计算中湍流模式应用的比较[J].水动力学研究与进展,2004,19(5):637-642.
- [8] 黄振宇,周连第.带全附体潜体尾流场的数值预报研究[J].中国造船,2001,42(4):9-10.

(丹 编辑)

## 新技术

# 燃气轮机热效率的提高

据《Turbomachinery International》2005年1~2月号报道,在强化的涡轮进口温度下,利用UHEGT(超高效率燃气轮机技术)可以显著提高热效率。

该技术完全取消了作为燃气轮三大部套(压气机,燃烧室和涡轮)之一的燃烧室,把燃烧过程放在静叶通路内部,减少了发动机的总压损失。

超高效率燃气轮机取在涡轮通流部分内强烈的紊流和二次流动的优点,促进了完全燃烧、降低了污染。

此外,在联合循环中使用超高效率燃气轮机还能够使燃蒸联合循环热效率从当前的60%水准提高到70%以上。

(吉桂明 供稿)

capacity increased by 2% to 8%. In this connection the gas turbines in Guangzhou City enjoy the maximum potential for performance improvement. As assessed from the aim of achieving a same increase in the power generation capacity, the installation of a cooling system at the inlet of gas turbines can contribute to a better cost-effectiveness than the case of installing new gas turbine units. **Key words:** gas turbine, inlet air cooling, cost-effectiveness

汽轮机调节阀设计的新思路 = **New Ideas for the Design of Steam Turbine Regulating Valves** [刊, 汉] / XIANG Xiao-wei, MAO Jing-ru, SUN Bi (State Key Laboratory of Multi-phase Flows in Power Engineering and Turbo-machinery Research Institute under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(3). — 235 ~ 238

On the basis of analyzing currently available design methods of steam turbine regulating valves, the shortcomings of these methods are pinpointed and a new approach for designing the regulating valves is proposed. The new design method includes a numerical computation step. Through a numerical simulation of the flow field of the regulating valves, detailed flow information inside the valves is identified. On this basis, all the irrational factors in the flow field can be detected and with the adoption of proper measures the internal flow field structure improved and optimized to attain the aim of enhancing the aerodynamic performance of the valves. Thereafter, a model experiment can be conducted of the optimized valve followed by a final completion of the valve design. In addition, a calculation method for the three-dimensional flow field of the regulating valves was studied. On the basis of the new approach that the flow field can be optimized based on the numerical calculation proposed in the new design method of valves, a numerical calculation was performed of a specific calculation example. In the light of the existing problems in the flow field, an appropriate adjustment has been undertaken of the valve profile, thus improving its aerodynamic performance. **Key words:** regulating valves of steam turbines, design method, three-dimensional flow field of regulating valves

基于 CFD 的船舶自流冷却系统进水口形式优化 = **Optimization of the Types of Water Inlets in Marine Scoop Cooling Systems Based on CFD (Computational Fluid Dynamics)** [刊, 汉] / GAO Wei, MIAO Hui, HUANG Shu-hong, et al (Energy Source and Power Engineering School under the Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(3). — 239 ~ 244

The structure of water inlets of a marine scoop cooling system has a significant effect on the navigation of ships and the cooling efficiency of condensers. A numerical calculation is conducted for different types of water inlets of marine scoop cooling systems by the use of software Fluent and through the adoption of a standard  $k-\epsilon$  model. The flow characteristics of different types of water inlets are analyzed from such aspects as flow rate, navigation drags and the impact of wake flow fields. The results show that with a same tube diameter, the straight tube inlet can provide a relatively large flow rate and cause a minimal effect to the external flow field. Meanwhile, the extended length of the water inlets can directly influence the flow rate and the magnitude of navigation drags. However, the impact to the wake flow is closely related to water outlets. Hence the design of water inlets should be conducted in conjunction with that of water outlets. **Key words:** scoop cooling system, type of water inlets, numerical simulation, wake flow field

涡轮机叶片磨损测量技术试验研究 = **Experimental Study of Measurement Technology to Determine the Wear-and-tear of Turbine Blades** [刊, 汉] / QI Hong-wei, YANG Jia-dong, TIAN Dian-juan, et al (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(3). — 245 ~ 248