

基于 CFD 的高速离心泵进口段流动数值模拟分析

魏立超, 宋文武, 石建伟, 杨秀鑫

(西华大学 能源与动力工程学院, 四川 成都 610039)

摘 要: 基于 CFD 的理论基础应用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 对某一高速离心泵进行内流场数值模拟, 研究回流现象。通过不同工况下的分析计算, 发现诱导轮前进口段的回流漩涡范围随着流量的增加呈现逐渐减小的趋势; 利用一个无量纲数来分析回流漩涡的变化范围, 高速离心泵在小流量 $0.6Q_d$ 工况下, 进口段的回流漩涡为 2.26; 在大流量 $1.4Q_d$ 的工况下回流漩涡的大小为 0.45, 结果表明: 随着流量增加涡流变小, 图像和数值能更全面地展示漩涡的结构和大小; 模拟分析回流漩涡对诱导轮的压力的影响, 由于回流漩涡的水力损失, 减少了诱导轮进口前缘处的压力, 使诱导轮前缘处产生了一小部分低压区, 增大了诱导轮发生空蚀的几率。通过对高速泵进口段不良流动的分析, 为高速离心泵的设计与优化提供理论参考。

关 键 词: 高速离心泵; 回流漩涡; 诱导轮; 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.07.017

引 言

高速泵离心泵, 具有流量小、扬程大和结构紧凑等特点, 大多用于船舶、化工及航空等工业。很多高速泵都用在航空航天领域, 高速泵的高转速可以提供高扬程和航空需要的高压。其中高速离心泵是航空发动机系统应用最多的增压泵, 随着航空发动机推重比的不断增加, 对泵的要求也在提高^[1]。但是由于其高转速的原因, 高速泵内部的流动情况是比较复杂, 存在汽蚀、湍流、回流等不良的流动现象; 张召磊等人分析了诱导轮对高速离心泵性能的影响^[2], 诱导轮增加了叶轮处流体的压力, 增强了叶轮的抗汽蚀性能; 朱祖超等对高速泵的理论设计进行了补充^[3-5], 提出了高速泵复合叶轮的新的设计

方法, 并对变螺距后诱导轮对高速泵的影响进行了分析; 崔宝玲等通过 Numeca 软件对诱导轮内部流动进行了数值模拟^[6], 分析了诱导轮的相对速度和压力分布规律, 通过试验验证了具有前置诱导轮的离心泵可以改善泵的汽蚀性能; Toyokura T 等通过实验分析了测试点的速度^[7], 对回流临界流量点进行定义; 黄建德讨论了回流的发生机理^[8], 提出了利用准三元流场计算和前盖板上紊流边界层计算相结合的方法, 来预估常规叶片数的闭式叶轮进口回流发生点; S. Bolpaire 等应用静压测量和流动可视化方法^[9], 研究小流量时的离心泵进口管内回流。

本研究根据某高速泵的相关资料, 通过三维建模软件对某一高速离心泵建立水体流动区域的三维模型, 该模型包括进口段流道、诱导轮、叶轮、蜗壳和出口段流道, 利用 ANSYS-ICEM 软件对高速泵模型进行网格划分, 在 ANSYS-CFX 软件中对高速离心泵全流场进行不同工况下的三维流动数值模拟, 分析高速离心泵进口段的流线和速度分布情况, 模拟分析高速泵诱导轮的压力和速度矢量分布规律。

1 高速离心泵模型建立

高速泵的模型参数为: 流量 $Q = 662 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 620 \text{ m}$, 转速 $n = 13\,000 \text{ r}/\text{min}$ 。诱导轮的叶片数为 2 片, 设计扬程为 290 m, 进口外径 $D_1 = 174 \text{ mm}$, 进口内径为 $d_1 = 52 \text{ mm}$, 出口外径 $D_2 = 174 \text{ mm}$, 出口内径 $d_2 = 90.7 \text{ mm}$; 叶轮的叶片数为 5 片, 叶轮的进口直径为 $D_3 = 174 \text{ mm}$, 出口直径为 $D_4 = 200 \text{ mm}$, 叶轮出口宽度 $b_2 = 19.8 \text{ mm}$ 。

计算区域包括进口段、诱导轮、叶轮、蜗壳和出

收稿日期: 2015-10-23; 修订日期: 2015-11-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51279172); 西华大学流体及动力机械教育部重点实验室开放基金资助(szjj2015-037); 西华大学研究生创新基金项目(yejj2015044); 西华大学流体及动力机械教育部重点实验室(重点研究基地)开放课题(szjj2015-039)

作者简介: 魏立超(1988-), 男, 黑龙江齐齐哈尔人, 西华大学硕士研究生。

通讯作者: 宋文武(1965-), 西华大学教授。

口段 5 个部分 模拟计算的三维造型如图 1 所示。



图 1 高速泵三维模型图

Fig.1 Chart showing the three-dimensional model for high speed pumps

利用 ICEM 软件对高速泵水体模型进行网格划分,由于叶轮和诱导轮中的叶片扭曲度较高,所以采用非结构化网格,叶轮的网格单元数为 150 万,诱导轮的网格单元数为 288 万,蜗壳的网格单元数为 88 万,整个水体模型总的网格单元数为 975 万,网格无关性分析,取 241 万与 975 万网格进行对比分析,高速泵的扬程和效率稳定在 1.1% 以内。网格划分如图 2 所示。

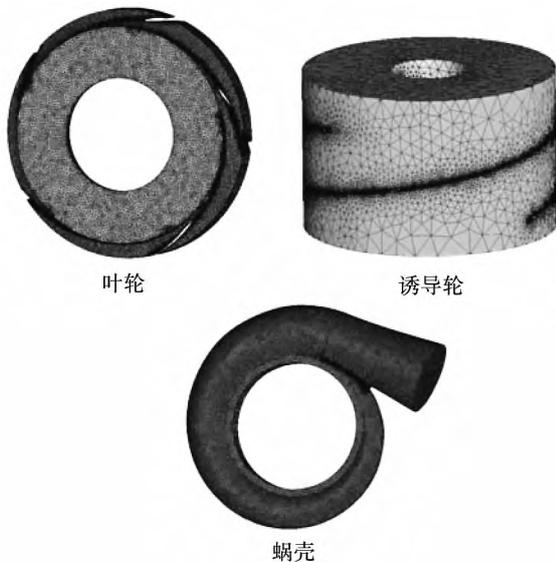


图 2 网格划分示意图

Fig.2 Schematic diagram of the grid division

2 模型求解分析

利用 Ansys - CFX 软件对高速泵模型进行计算求解分析,湍流模型采用 RNG $k - \epsilon$ 模型。壁面边界条件设置为无滑移边界条件,进口边界条件采用总压的设置,出口采用质量流速作为出口的边界条件。RNG 模型是由 Yakhot 和 Orszag 提出的^[10],是对标准 $k - \epsilon$ 的一种改进,采用了重正化群的方法,修正了湍流的粘度,考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况,在 ϵ 方程增加了一项,从而反映了主流的时均应变率 E_{ij} ^[11]。标准 $k - \epsilon$ 模型是一种高雷诺数的模型,RNG 理论提供了一个考虑低雷诺数流动粘性的解析公式。这些公式的作用取决于正确的对待近壁区域。

$$\mu_e = \mu + \mu_t \tag{1}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{2}$$

式中: μ_e —有效粘性系数; μ —分子粘性系数; μ_t —湍流涡粘性系数。

湍动能的约束方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_e \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho(P_k - \epsilon) \tag{3}$$

湍流耗散率的约束方程

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_e \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \rho \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon}^* P_k - C_{2\epsilon} \epsilon) \tag{4}$$

式(4)右边增加项为:

$$C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \tag{5}$$

$$\eta = (2 E_{ij} E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\epsilon} \tag{6}$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{7}$$

式中: k —湍流动能, J; ϵ —湍流耗散率; ρ —流体密度, kg/m^3 ; E_{ij} —均应变率; x_i, x_j —各坐标分量; u_i, u_j —平均相对速度分量; P_k —湍动能生成项。

模型中的一些常数项为: $C_\mu = 0.085, C_{1\epsilon} = 1.42, C_{2\epsilon} = 1.68, \alpha_k = \alpha_\epsilon = 1.39, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$ 。

3 模拟结果及分析

3.1 进口段分析

由于分析的工况较多,并且随着流量的增加呈现规律变化,所以只观察小流量工况、设计工况和大流量工况。通过不同工况下的模拟进行分析,观察高速泵的各个部分的流体情况,从流线图可以看出,在诱导轮进口处会有一段距离的漩涡,在小流量工况下漩涡的范围比较大,流动混乱没有规则;大流量工况下漩涡集中在诱导轮的进口处,漩涡的范围明显减小,可以看出漩涡的范围随着流量的增加不断减小如图 3 所示。

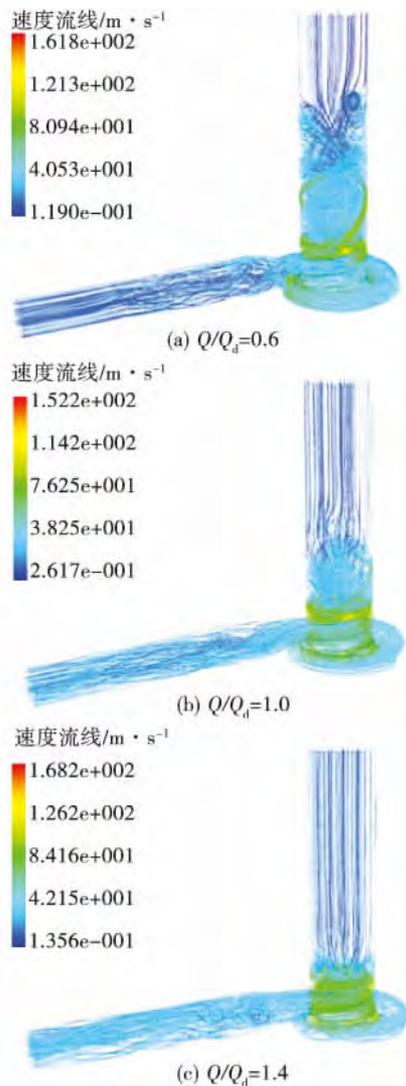


图 3 不同工况下的流线图

Fig. 3 Chart showing the streamlines under various operating conditions

利用进口段回流漩涡的长度/进口段的直径来表示诱导漩涡范围的大小,从图 4 可以看出 $0.6 Q_d$ 工况下诱导的漩涡的范围最大,大小为 2.26; 在 $1.4 Q_d$ 工况下诱导漩涡的范围最小,大小为 0.45。曲线整体呈现一个下降的趋势, $0.6 Q_d$ 到 $1.0 Q_d$ 下降相对比较缓慢,但从设计工况到 $1.2 Q_d$ 漩涡的大小出现一个陡降的趋势,利用这样的规律,选取合理的流量可以相应的减小进口段漩涡的范围。

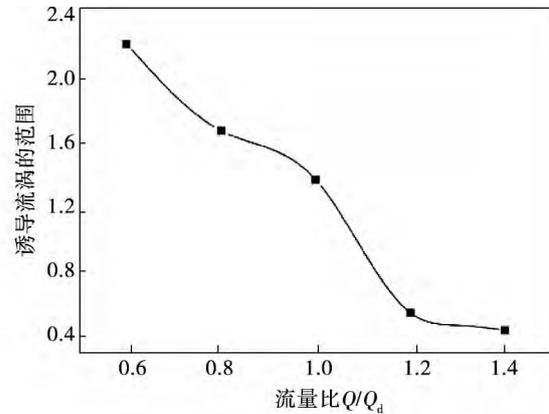


图 4 漩涡范围变化图

Fig. 4 Chart showing the variation range of the vortices

从不同工况的速度矢量图可以看出,漩涡主要集中在进口段的圆周上。在小流量的情况下,漩涡的范围大,流动混乱不稳定;随着流量增加,漩涡的范围缩小,集中在诱导轮的进口外缘处,如图 5 所示,漩涡的产生是由一部分液流倒流,带动主流作旋转运动,这种现象被叫做回流^[12];有学者提出回流产生的原因是由旋转叶片对液流的作用力不均匀而引起的,在离心力的作用下,诱导轮进口的外缘比内缘处的压力高从而形成回流,产生涡旋^[13];李意民分析了回流产生的机理^[14],他认为旋转速度分量是叶轮进口回流产生的主要原因,并指出回流是导致小流量不稳定的主要原因。

3.2 诱导轮分析

回流漩涡会产生很大的水力损失,对诱导轮的扰动也比较强烈,通过计算诱导轮的压力和速度分布,分析回流漩涡对诱导轮的影响。

观察静压分布图 6 ~ 图 8 所示,诱导轮工作面的压力变化从叶片进口向出口呈梯度增加,压力变化比较均匀,从这可以看出诱导轮具有增压效果和

抗汽蚀能力。诱导轮叶片进口前缘处有一小部分低压区,当压力小于汽化压力时就会产生空蚀现象。随着流量的增加,低压区逐渐减小,并且低压区逐渐向外缘移动;诱导轮的背面压力也是呈梯度变化,内

缘压力最小,外缘压力最大,在大流量时发生的空蚀几率明显比小流量时小。在 $1.4 Q_d$ 的工况下,诱导轮进口前缘处的低压区明显减小,减小了空蚀发生的几率,如图 8 所示。

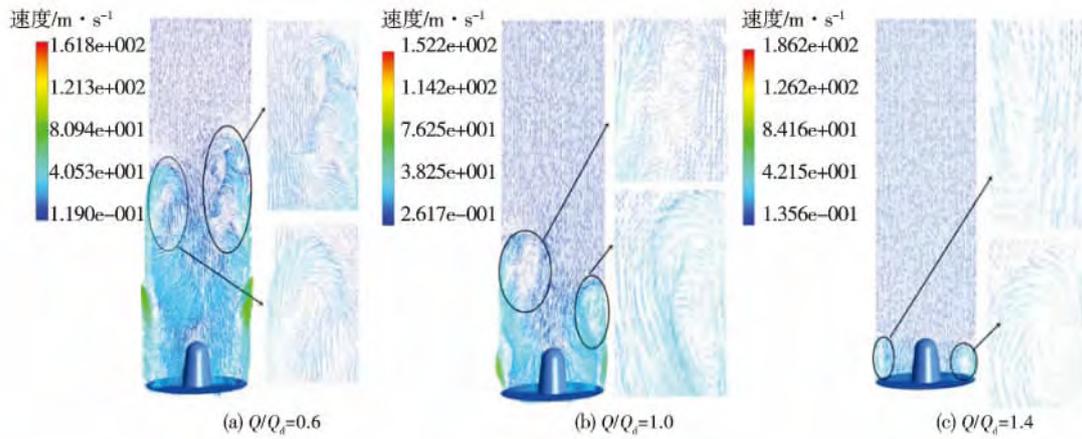


图 5 不同工况下进口段的速度矢量图

Fig. 5 Chart showing the velocity vector at the inlet under various operating conditions

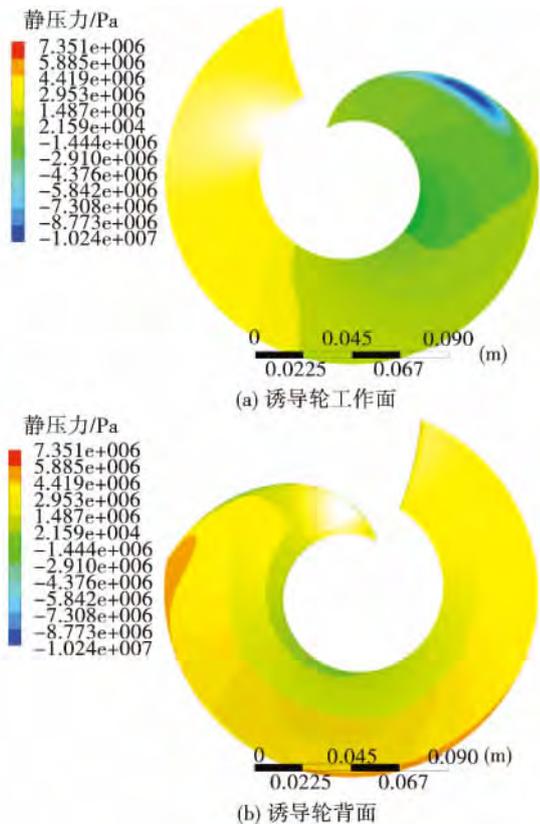


图 6 流量 $Q/Q_d = 0.6$ 压力云图

Fig. 6 Pressure contours when the flow rate $Q/Q_d = 0.6$

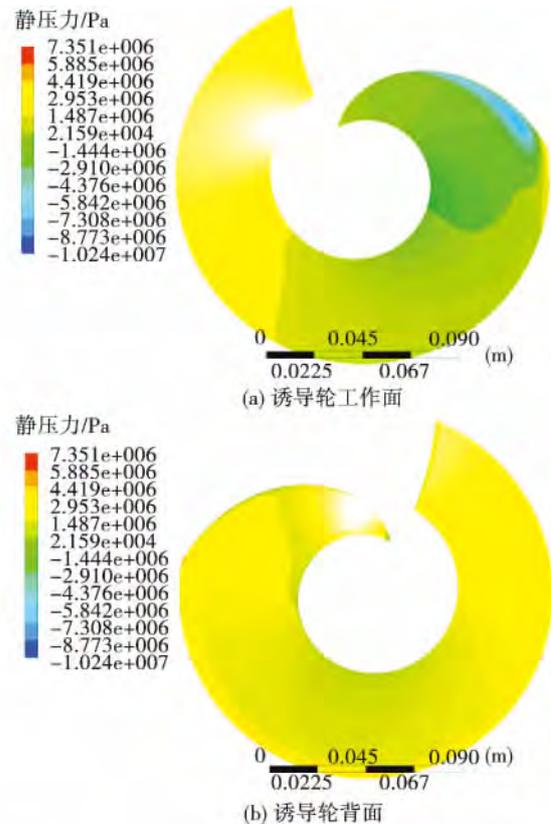


图 7 流量 $Q/Q_d = 1.0$ 压力云图

Fig. 7 Pressure contours when the flow rate $Q/Q_d = 1.0$

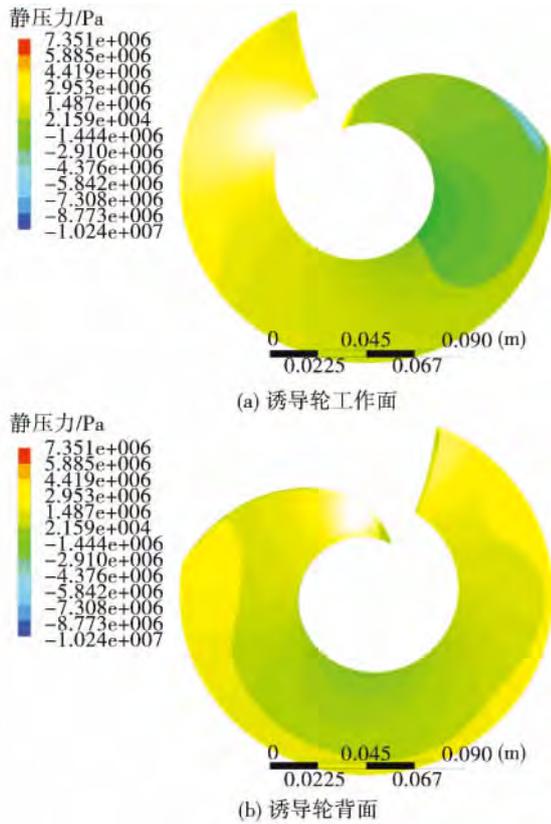


图 8 流量 $Q/Q_d = 1.4$ 压力云图
Fig. 8 Pressure contours when the flow rate $Q/Q_d = 1.4$

根据对比分析, 在小流量的情况下, 诱导轮的进口低压区比较大, 回流漩涡的范围相对也比较大; 而在大流量的工况下, 情况恰好相反。以上现象可以说明, 回流漩涡对诱导轮进口前缘的压力有一定的影响。通过不同工况的观察, 低压区主要集中在轮叶进口前缘处, 而回流漩涡也处在这个位置, 回流漩涡损失了一部分能量, 减少了诱导轮进口处液流的压力, 从而增加了诱导轮发生汽蚀的几率。所以根据综合比较, 选择设计流量范围在流量 $Q/Q_d = 1.0 \sim 1.2$ 之间, 可以相对减少回流的影响和空蚀的发生。

从诱导轮的速度矢量图显示, 在小流量 $0.6 Q_d$ 时诱导轮工作面的速度从内缘到外缘逐渐增大, 速度变化均匀, 没有明显的漩涡产生, 背面与工作面的变化规律基本一致, 如图 9 ~ 图 11 所示。

工况 $1.0 Q_d$ 速度的变化和 $0.6 Q_d$ 具有相似之处, 速度大小都是从内缘到外缘呈梯度增加, 这是因为随着轮叶半径的增大, 液流的线速度增加从而提

高了速度的大小。整体上看速度分布比较均匀, 外缘处速度达到最大值。

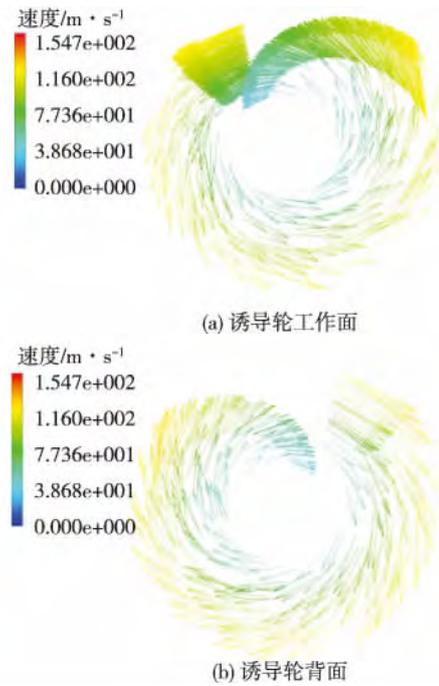


图 9 流量 $Q/Q_d = 0.6$ 速度矢量图
Fig. 9 Chart showing the velocity vector when the flow rate $Q/Q_d = 0.6$

在工况 $1.4 Q_d$ 时, 由于流量的增加速度值也随之变大, 流动速度比较平顺, 变化均匀, 没有出现二次流、漩涡等不良的流动现象。

综上所述, 诱导轮的速度变化平缓, 液流流动稳定, 没有漩涡产生。不同工况下诱导轮的速度分布规律基本一致。从速度的大小来看, 回流漩涡会产生一定能量的损失, 对诱导轮进口处的速度值有影响。

3.3 高速泵性能分析

根据计算公式, 计算不同工况下的扬程和效率, 计算公式如下:

$$\text{扬程: } H = (p_{out} - p_{in}) / \rho g + \Delta z \quad (8)$$

$$\text{轴功率: } P = T_n / 9550 \quad (9)$$

$$\text{效率: } \eta = \rho g Q H / P \quad (10)$$

式中: p_{out} 、 p_{in} — 高速泵的出口和进口的总压力, Pa; Δz — 高速泵的进出口高度差, m; T — 作用在诱导轮和叶轮上的力矩, $N \cdot m$; n — 转速, r/min ; Q — 流量, m^3/h , 计算的效率采用水力效率。

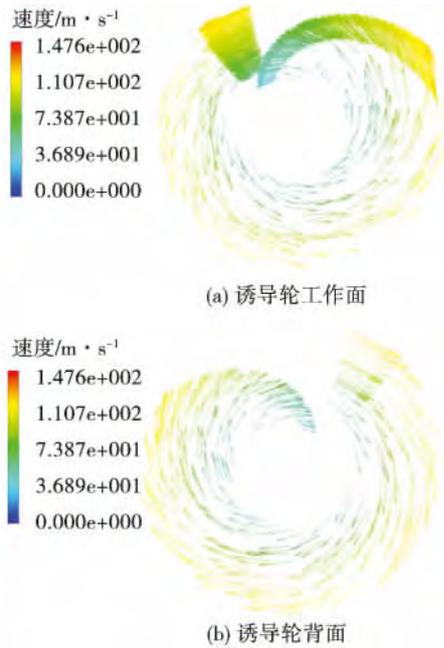


图 10 流量 $Q/Q_d = 1.0$ 速度矢量图
Fig. 10 Chart showing the velocity vector when the flow rate $Q/Q_d = 1.0$

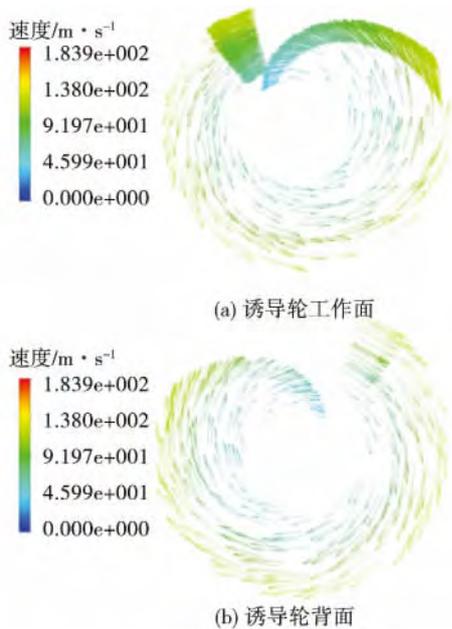


图 11 流量 $Q/Q_d = 1.4$ 速度矢量图
Fig. 11 Chart showing the velocity vector when the flow rate $Q/Q_d = 1.4$

从表 1 可以看出,随着流量的增加高速泵的扬程逐渐减小;效率从 51.5% 升到 68.1%,最后下降到 51.2%,呈现一个先升高后下降的趋势。在设计

工况到 $1.2 Q_d$ 工况之间,效率达到了一个最大值。其中诱导轮的计算扬程为 298 m,与理论扬程相比有所提高,其误差在允许的范围內。

表 1 高速泵性能结果分析

Tab. 1 Analysis of the performance of the high-speed pump

工况	扬程 H/m	效率 $\eta/\%$
$0.6Q_d$	800	51.5
$0.8Q_d$	717	62.2
$1.0Q_d$	617	68.1
$1.2Q_d$	455	67.2
$1.4Q_d$	243	51.2

4 结 论

(1) 通过不同工况的比较,进口段回流漩涡的范围随着流量的增加而逐渐减小,最后漩涡集中在诱导轮叶片进口外缘处;利用一个无量纲的数来表示回流漩涡范围的大小,在 $0.6 Q_d$ 工况下的回流漩涡大小为 2.26,在 $1.4 Q_d$ 工况下回流漩涡变为 0.25,曲线呈现一个下降的趋势。选取合理的流量可以相应的减小进口段回流漩涡的范围,从而减少能量的损失;

(2) 诱导轮的叶片压力从进口向出口不断增大,呈现梯度变化,进口处最小出口最大;最容易发生汽蚀的部位在叶片进口前缘处,而回流漩涡也是处在轮叶进口前缘,通过分析,回流漩涡损失了一部分能量,减少了轮叶进口前缘的压力,所以回流漩涡对诱导轮进口前缘的压力有影响。

参考文献:

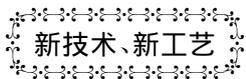
[1] 李 嘉,李华聪,符江锋,等. 一体式诱导轮与叶轮航空离心泵汽蚀特性研究[J]. 推进技术 201 36(07): 1005 - 1012.
LI Jia, LI Hua-cong, FU Jiang-feng, W et al. Study of the cavitation characteristics of an integrated type inducer and impeller type aeronautic centrifugal pump [J]. Propulsion Technology 201 36(07): 1005 - 1012.

[2] 张召磊,张 楠,龚 唯,等. 诱导轮对高速离心泵性能的影响分析[J]. 火箭推进 2011 37(03): 26 - 31.
ZHANG Zhao-lei, ZHANG Nan, DOU Wei, et al. Analysis of the impact of an inducer on the performance of a high-speed centrifugal pump [J]. Rocket Propulsion 2011 37(03): 26 - 31.

[3] 朱祖超,王乐勤,沈庆根. 低比转速高速复合叶轮离心泵的经

- 验设计[J]. 流体机械, 1996, 24(02): 18-21.
- ZHU Zu-chao, WANG Le-qin, SHEN Qing-gen. Empirical design of a low specific-rotating-speed high-speed centrifugal pump with a complex impeller[J]. Fluid Machinery, 1996, 24(02): 18-21.
- [4] 朱祖超, 王乐勤, 吕不方 等. 超低比转数复合叶轮高速泵的加大流量设计[J]. 农业机械学报, 1998, 29(02): 53-57
- ZHU Zu-chao, WANG Le-qin, LU Bu-fang, et al. Flow increment design of a super low specific-rotating-speed high-speed centrifugal pump with a complex impeller [J]. Transactions of Agricultural Machinery, 1998, 29(02): 53-57
- [5] 朱祖超, 王乐勤. 高速泵变螺距诱导轮的设计分析[J]. 农业机械学报, 1997, 28(4): 102-106.
- ZHU Zu-chao, WANG Le-qin. Analysis and design of a variable-pitch inducer in a high-speed centrifugal pump [J]. Transactions of Agricultural Machinery, 1997, 28(4): 102-106.
- [6] 崔宝玲, 朱祖超, 林勇刚 等. 螺距诱导轮内部流动的数值模拟[J]. 机械工程学报, 2010(6): 158-163.
- CUI Bao-ling, ZHU Zu-chao, LIN Yong-gang. Numerical simulation of the flow inside an equal-pitch inducer [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010(6): 158-163.
- [7] Toyokura T, Kubota A. Studies on back-flow to the suction side of mixed-flow impeller blades [J]. Bulletin of the JSME, 1969, 12(50): 215-221.
- [8] 黄建德. 离心泵进口回流的发生机理及预估[J]. 上海交通大学学报, 1998, 32(7): 5-9.
- HUANG Jian-de. Mechanism governing the occurrence of the returning flow at the inlet of a centrifugal pump and its prediction [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1998, 32(7): 5-9.
- [9] Bolpaire S, Barrand J P. Experimental study of the flow in the suction pipe of a centrifugal pump at partial flow rates in unsteady conditions [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1999, 121(3): 291-295.
- [10] Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-51.
- [11] 张淑佳, 李贤华, 朱保林 等. $k-\varepsilon$ 涡粘湍流模型用于离心泵数值模拟的适用性 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(4): 238-242.
- ZHANG Shu-jia, LI Xian-hua, ZHU Bao-lin. Adaptability of the $k-\varepsilon$ eddy viscous turbulent flow model in simulation of centrifugal pumps [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(4): 238-242.
- [12] Stepanoff. A. J. 离心泵与轴流泵 [M]. 北京: 机械工程出版社, 1980
- Stepanoff. A. J. Centrifugal pumps and axial flow pumps [M]. Beijing: Mechanical Engineering Press, 1980.
- [13] 王乐勤. 超低比转速高速诱导轮离心泵的不稳定控制与试验研究 [J]. 工程热物理学报, 1998, 19(3): 315-319.
- WANG Le-qin. Unstable-control and experimental study of a super low specific rotating speed high-speed inducer type centrifugal pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(3): 315-319.
- [14] 李意民. 水泵回流理论与研究 [J]. 流体机械, 1995, 23(9): 29-23.
- LI Yi-min. Theory and study of returning flows in water pumps [J]. Fluid Machinery, 1995, 23(9): 29-23.

(刘瑶 编辑)



新技术、新工艺

涡轮机再次转向用于旅游船

据《Motor Ship》2016年2月刊报道, 上世纪90年代皇家加勒比航运公司陆续建造并投运了6艘85 000载重吨、载客2 000多人的大型旅游船, 每艘旅游船的推进装置都是基于2台GE LM2500+燃气轮机的COGES(燃气轮机和汽轮机联合的综合电力推进系统)。当时的玛丽二世皇后号大型旅游船也采用了基于GE LM2500的CODLOG(柴油机电力推进或燃气轮机联合)推进装置。

应用结果表明, 由于蒸燃联合电力推进或此燃联合电力推进, 这些旅游船都取得了提高经济性和减少排放的显著效果。

与标准柴油机发电机组相比较, COGES达到更高的功率密度, 因此在旅游船上可额外增加45个客舱; 燃气轮机高温排气可供余热锅炉产生蒸汽; 蒸汽驱动汽轮发电机, 明显提高了整个推进系统的效率。

GE燃气轮机的 NO_x 排放也明显低于传统柴油机排放。在不采用排气后处理的情况下, 加大喷水或干式低排放系统允许LM2500 NO_x 的排放达到15 mg/kg, 满足Tier III IMO要求。COGES系统结构紧凑、重量较轻并且布置灵活。

鉴于上述, 各船级社和旅游船营运公司再次关注燃气轮机装置, 尤其是COGES系统。

(吉桂明 摘译)

IGCC 系统中废热锅炉积灰特性的模拟研究 = **Study of the Simulation of the Ash Deposition Characteristics of a Waste Heat Boiler in an IGCC System** [刊, 汉] XIAO Kai-hua, JIN Jing, ZHANG Ying-wen, WANG Yong-zhen (School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), JIN Jing (Collaborative Innovation Research Institute, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(7). -98 ~ 102

The numerical simulation method was employed to conduct an analysis of the main apparent heat recovery equipment item, a waste heat boiler in an IGCC power generation system, among which the constituent transmission equations in combination with the realizable $k - \varepsilon$ turbulent flow model were used to seek solutions to the continuous phase and the discrete phase model was used to seek solutions to the particle phase while a dual direction coupling model was utilized to seek solutions to the interaction between the two phases. In addition, the discrete coordinate method as well as the ash and gas weighted model were used to seek solutions to the temperature field. It has been found that the speed along the centerline of the annular passage in the waste heat boiler assumes a periodical distribution, thus enhancing the turbulent flow intensity inside the waste heat boiler. With an increase of the pitch along the radial direction, the resistance coefficient of the annular passage in the waste heat boiler will gradually decrease and finally tend to be a fixed value. With an increase of the pitch along the axial direction, the resistance coefficient of the annular passage in the waste heat boiler will gradually decrease and finally stabilize at a fixed value. The speed on the block plate in the inner ring of the waste boiler is relatively small, therefore, it is regarded as the key zone of serious ash deposition. Vortexes exist in the helical annular gaps, thus making the residence time duration of flying ash particles increase and heightening the possibility of ash deposition. With an increase of the pitch along the axial direction, the vortexes in the annular gaps will gradually become weakened, thus lessening the ash deposition in the annular gaps. **Key words:** IGCC, waste heat boiler, numerical simulation, ash deposition characteristics

基于 CFD 的高速离心泵进口段流动数值模拟分析 = **Numerical Simulation and Analysis of the Flow at the Inlet of a High Speed Centrifugal Pump Based on the Software CFD** [刊, 汉] WEI Li-chao, SONG Wen-wu, SHI Jian-wei, YANG Xiu-xin (College of Energy Source and Power Engineering, Xihua University, Chengdu, China, Post Code: 610039) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(7). -103 ~ 109

Based on the CFD fundamentals and by using the RNG $k - \varepsilon$ turbulent flow model, a numerical simulation of the flow field inside a high speed centrifugal pump was performed with its returning flow phenomenon being disclosed. Through an analysis and calculation under various operating conditions, it has been found that the range of the returning flow vortexes at the inlet of the inducer wheel assumes a law of gradual descending tendency with an increase of the flow rate. A non-dimensional number was used to analyze any change in the range of the returning flow vortexes. Under the operating condition of the high speed centrifugal pump having a small flow rate $0.6Q_d$, the magnitude of the returning flow vortexes at the inlet was 2.26. Under the operating condition of the high speed centrifugal

pump having a large flow rate $1.4Q_d$, the magnitude of the returning flow vortices at the inlet was 0.45. It has been found that with an increase of the flow rate, the magnitude of the returning flow vortices will decrease and the image and numerical values can show the structure and magnitude of the vortices in a comprehensive way. The influence of the returning flow vortices on the pressure and speed on the inducer wheel was also simulated and analyzed. Due to the hydraulic losses arisen from the returning flow vortices, the pressure at the leading edge of the inlet of the inducer wheel went down and a small part of the low pressure zone emerged at the leading edge of the inlet of the inducer wheel, thus enhancing the possibility of cavitation on the inducer wheel. On the basis of an analysis of the unfavorable flow at the inlet of a high speed pump, the foregoing can offer theoretical reference for design and optimization of high speed centrifugal pumps. **Key words:** high speed centrifugal pump, returning flow vortex, inducer wheel, numerical simulation

燃煤机组超低排放改造对汞排放的影响 = **Influence of the Ultra Low Emission Modification of a Coal-fired Unit on the Mercury Emissions** [刊, 汉] HUA Xiao-yu (Zhejiang Zheneng Technology Research Institute Co. Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310052), ZHANG Liang-li (Zhejiang Zheneng Lanxi Power Generation Co. Ltd., Jinhua, China, Post Code: 321100), SONG Yu-cai, LU Hong-bing (Zhejiang Zheneng Fuxing Fuel Co. Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310005) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31 (7). - 110 ~ 116

It is fully understood that the law governing the distribution and morphology of mercury in the ultra low emission technology is critical for studying the mercury control problem when the new ultra low emission technology is applied in coal-fired power plants. In order to study the mercury emissions given in the ultra low emission tasks, the standard Ontario method was employed to measure and test the mercury emissions before and after the flue gas ultra low emission reconstruction was carried out in two coal-fired units in a power plant in Zhejiang province with its emphases being given to analyzing the cooperative mercury removal action of the pollution control equipment items after the ultra low emission reconstruction had been made. It has been found that the total mercury removal rate obtains a remarkable improvement, which mainly changes the distribution of mercury morphology in flue gases and increases the Hg^{2+} proportion. The selective catalytic reduction will influence the distribution of mercury morphology, however, will not change the total mercury content. The electrostatic precipitators can lower the mercury concentration by a great margin. The wet-method flue gas desulfurization can achieve a relatively good result in removing the mercury oxide in the gas phase but have no removal effect on the Hg^0 . It can be seen from the measuring and testing results that the total mercury removal efficiency of the two units has averagely enhanced by 13.9% and the Hg^{2+} proportion by 153.9%, therefore, verifying that the use of pollution control equipment items (dust removal devices, denitrification devices and desulfurization devices) to cooperatively remove the mercury after an ultra low emission reconstruction is regarded as an comparatively economic and effective measure. **Key words:** coal-fired unit, ultra low emission, mercury emissions