

文章编号:1005-0329(2018)09-0038-06

核主泵叶轮与导叶能量转换的数值计算

程效锐^{1,2},魏彦强¹,刘贺¹,吴超¹

(1. 兰州理工大学,甘肃兰州 730050;2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃兰州 730050)

摘要: 基于连续性方程、雷诺时均 N-S 方程和 RNG k- ϵ 湍流模型,对核主泵内部流场进行稳态数值计算,并进行试验验证。根据数值计算结果分析导叶、蜗壳内静压回收与总压损失、压力变化等特性。结果表明,数值计算性能预测结果与试验结果吻合;在小流量工况下导叶内总压损失明显大于蜗壳,两者变化趋势刚好相反,随着流量的增大导叶内的总压损失减小而压水室内的增大;在大流量工况下导叶内总压损失在总损失中占主要部分,随着流量的增大导叶和压水室内的总压损失变化一致,都增大;静压回收主要在导叶中进行,在蜗壳中静压回收小;导叶工作面与背面的压力随流量的增大均减小,在大流量工况时减小程度更大;叶轮流道内压力随流量的增大逐渐增大,并且在叶轮流道中后段压力分布不均匀,压力梯度大,最大压力位于压力面靠近叶片尾缘处;动静转子之间压力随流量的增大而增大,在大流量工况下压力梯度变化大。

关键词: 核主泵;叶轮;导叶;能量转换;数值计算

中图分类号: TH311

文献标志码: A

doi:10.3969/j.issn.1005-0329.2018.09.007

Numerical Calculation of Energy Conversion with Impeller and Guide Vanes of a Nuclear Main Pump

CHENG Xiao-rui^{1,2}, Wei Yan-qiang¹, LIU He¹, WU Chao¹

(1. Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract: Based on the continuity equation, Renaults N-S equation and RNG k- ϵ turbulence model, the steady-state numerical method was applied to simulate the flow field and pressure field in the nuclear main pump, and was verified by tests. The characteristics such as static pressure recovery, total energy loss and pressure fluctuation in the guide vanes and volute were analyzed according to the numerical calculation results. The results show that the performance predicted by the numerical method is in good agreement with test results; The total pressure loss in guide vanes was substantially bigger than that in the volute under small flow condition, but the their change trends were just other way around, and the total pressure loss in the guide vanes decreased and increased in discharge chamber with the increase of flow rate; the total pressure loss accounted for a main part in the total loss under large flow operating conditions, but the changes of total pressure loss in guide vanes and discharge chamber were consistent, both increased with the increase of flow rate; the static pressure recovery took place mainly in the guide vanes, and was very small in the discharge chamber; the pressures on the working face and back face of the guide vanes decreased with the increase of flow rate, and the decrease was more severe under the large flow condition; the pressure increase gradually with the increase of the flow in the flow passage of impeller, and the pressure distribution was uneven in the middle and rear part of the impeller passage with a big pressure gradient and the maximum pressure being located near the trailing edge of the vane on pressure side; The pressure increased in the space between the rotating and static rotors with the increase of flow rate, and the pressure gradient varied greatly under large flow condition.

Key words: nuclear main pump; impeller; guide vane; energy conversion; numerical calculation

0 引言

反应堆冷却剂循环泵简称核主泵,是核岛内唯一高速旋转的机械,有核岛心脏之称,核主泵能

否稳定运行关系到整个核岛的安全^[1-3]。其主要用途是给反应堆供给冷却剂,实现冷却剂在一回路系统内循环,以保证将反应堆的热量带走,其长时间稳定安全的运行对冷却堆芯、防止核电站事

收稿日期: 2017-07-17 修稿日期: 2017-09-26

故的发生及恶化极为重要。核主泵由于其空间结构的不对称性,高速旋转的叶轮与静止的导叶和蜗壳之间的动静干涉将对核主泵的动力特性和运行稳定性产生较大影响。因此,有必要研究叶轮与导叶内能量分布及其转换特性,以便更好地进行叶轮与导叶的优化设计。

目前,对泵内部流动及其能量转换特性的研究主要有试验测试和数值计算两种方法,随着计算机技术的发展,数值计算已经成为泵优化设计的重要手段。文献[4]研究了双吸泵叶轮内的流动与吸入室及压水室隔舌之间的动静干涉,分析了设计工况下的双吸泵内的非定常流动。张翔等研究了定常和非定常状态下离心泵压水室的能量转换特性^[5]。部分学者通过定性分析内部流场来理论分析和经验预测其能量分布及转换特性。徐朝晖等采用三维 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型及滑移网格技术建立动静交界面,对高速离心泵中的动静干扰引起的非定常流场进行了计算^[6]。施卫东等通过数值模拟的方式对潜水泵进行非定常计算^[7]。

近年来,国内外学者采用试验与数值计算方法对离心泵动静转子对其水力性能影响进行了大量的研究,但对混流式核主泵叶轮与导叶的能量转换研究较少,本文利用 FLUENT 数值计算软件对某一型核主泵进行定常数值计算,并对模型泵进行试验验证,重点分析不同工况下动静转子,导叶与蜗壳的水力性能及能量转换规律。

1 计算模型

1.1 计算模型

计算模型为缩比系数为 0.4 的某型屏蔽式核反应堆冷却剂泵。经相似换算后模型泵主要技术参数为:设计流量 $Q_d=1384.7\text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=17.8\text{m}$,转速 $1485\text{r}/\text{min}$,叶轮叶片数为 5,导叶叶片数为 18,输送介质为清水,其结构如图 1 所示。

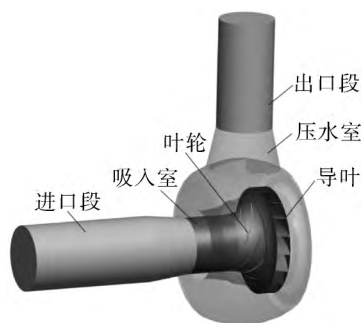


图 1 核主泵示意

1.2 网格划分

采用 Pro/E 软件生成三维计算区域模型,为使计算结果更加稳定,对叶轮进口进行适当地延伸,整个模型由一个动叶轮水体、一个静止压水室水体(内含导叶水体)及进口延伸段水体和出口延伸段水体组成。由于模型泵几何结构比较复杂,所以采用适应较强的非结构网格划分整个计算域,对于主要过流部件叶轮和导叶给定较小的网格尺寸,通过数值计算结果对比分析和网格无关性检查最终确定模型泵网格总数约为 590 万,其中叶轮、导叶和压水室的网格数分别为 190 万、152 万和 150 万。图 2 所示为叶轮、导叶、压水室网格划分。

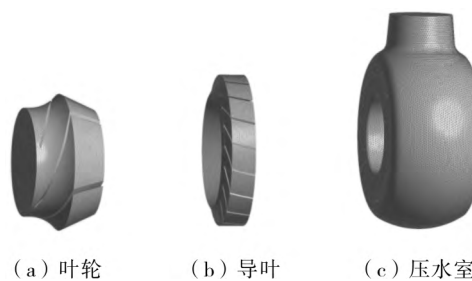


图 2 叶轮、导叶和压水室网格划分

2 数值计算方法

2.1 计算方法

核主泵内部是复杂的三维不可压粘性湍流流动,通常数值计算时忽略介质温度变化对内部流动的影响,因此只考虑连续性方程和动量守恒方程。为了计算核主泵内部流动,计算采用三维定常 N-S 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型。固壁面设为无滑移壁面,即壁面上各速度分量均为零,近壁面的湍流流动按标准壁面函数处理。计算收敛精度和结果的准确性受边界条件选取的影响较大,稳态计算时进口边界条件设为速度进口,出口设为自由出流。流场求解中,压力与速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力项采用二阶中心差分格式,其他项采用二阶迎风差分格式,代数方程迭代计算采取亚松弛,设定收敛精度为 10^{-4} 。

2.2 模型泵外特性验证

为验证数值计算结果的可靠性,采用闭式试验台对缩比模型泵进行外特性试验,如图 3 所示为模型泵试验台,图 4 为不同工况下核主泵的扬程和效率曲线。图 4 横坐标为核主泵不同工况下

的流量比 Q/Q_d , Q 是各工况下的流量, Q_d 为设计工况下的流量。本文在 $0.6Q_d, 0.8Q_d, 1.0Q_d, 1.2Q_d$ 和 $1.4Q_d$ 共 5 种工况下, 对缩比模型泵的内部流动进行了数值计算, 绘制出泵的外特性曲线, 并与闭式试验台所做试验结果进行对比。

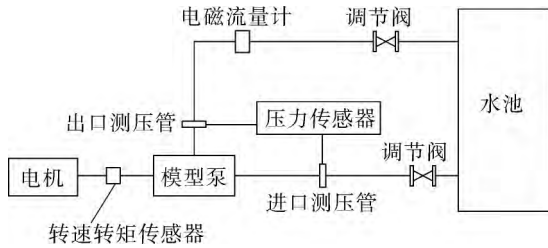


图3 试验装置

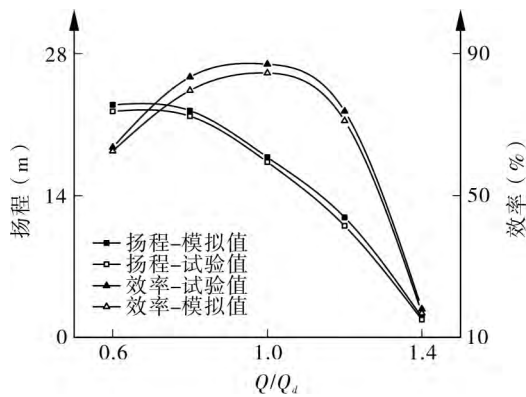


图4 模型泵性能曲线

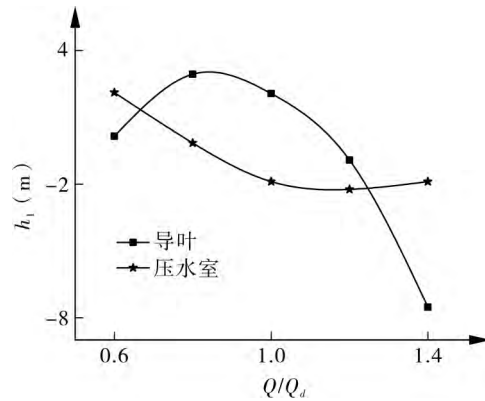
从图4可看出, 试验结果与数值计算结果在趋势上一致。由扬程曲线可知, 在小流量时数值计算得到的扬程与试验值非常接近; 设计工况点附近数值计算值大于试验值; 在 $(0.6\sim 1.4)Q_d$, 扬程的数值计算值和试验值偏差在 3% 以内。由效率曲线可知, 在整个测量流量范围内, 效率的数值计算值均大于试验值, 但其误差范围在 5% 以内。产生以上现象的主要原因是: 数值计算未考虑容积损失和机械损失, 如圆盘摩擦损失, 轴承和密封处的摩擦损失。综上所述, 此模型泵数值计算值与试验值基本吻合, 说明数值计算结果能比较准确地预测此模型泵外特性, 能够适用于本研究。

3 计算结果与分析

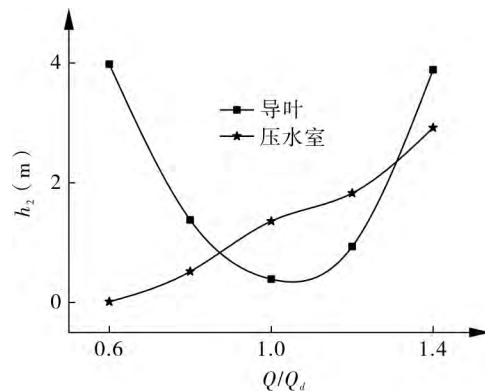
3.1 内部流场分析

导叶和压水室的主要功能是将由叶轮流出的介质输送至下游, 并将介质部分动能转换成压力能即静压回收。图5所示分别为不同工况下蜗壳

和导叶中定常静压回收与总压损失, 图中 h_1 和 h_2 表示静压回收和总压损失。由图5(a)静压回收曲线可知,



(a) 静压回收



(b) 总压损失

图5 不同工况下的静压回收和总压损失

随着流量的增加, 导叶内的静压回收作用呈现先增大后减小的变化趋势, 泵在 $(0.6\sim 0.8)Q_d$ 工况运行时, 导叶内的扩压作用明显, 且呈逐渐上升趋势, 在 $(0.8\sim 1.2)Q_d$ 工况运行时导叶内的扩压作用有所减弱, 呈逐渐减小趋势, 在 $(1.2\sim 1.4)Q_d$ 工况运行时导叶内的静压回收出现负值, 且呈下降趋势, 说明泵在 $(1.2\sim 1.4)Q_d$ 况运行时导叶的扩压作用已经很弱, 这主要是因为泵在设计工况附近运行时, 叶轮出口液流角与导叶进口安放角匹配性较好, 使得泵内的流动较为稳定, 而泵在大流量工况运行时, 叶轮出口液流角与导叶进口安放角匹配性较差, 使得导叶的静压回收能力下降, 损失增加, 如图6所示, 图6为不同工况下的导叶速度和速度矢量分布。随着流量的增加压水室的静压回收呈递减趋势, 且在小流量工况下就已经较小, 说明压水室的静压回收能力很弱。

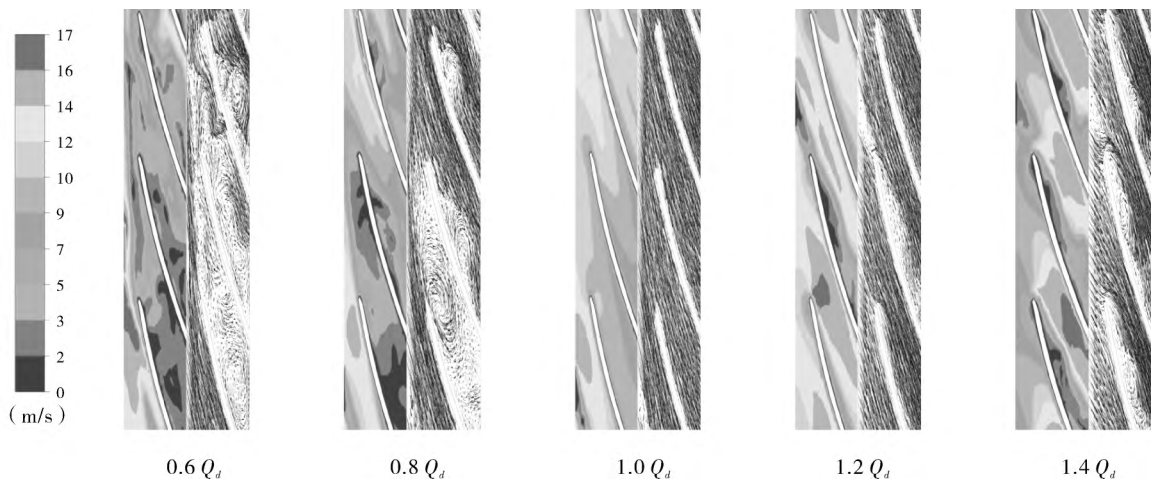


图 6 不同工况下的导叶速度云图和速度矢量分布

由图 5(b) 总压损失曲线可知, 随着流量的增加, 导叶内的总压损失呈现出先减小后增大的变化趋势, 小流工况时导叶内总压损失逐渐减小, 额定工况时导叶内损失最小, 大流量工况时导叶总压损失逐渐增大, 在 $(0.8\sim 1.2) Q_d$ 工况时导叶内总压损失变化趋势较 $(0.6\sim 0.8) Q_d$ 与 $(1.2\sim 1.4) Q_d$ 时呈减缓趋势, 这主要是泵在设计工况附近运行时叶轮对导叶内部流动的干涉作用较小, 而当泵在大流量和小流量工况运行时, 导叶和叶轮的

动静干涉作用明显, 叶轮对导叶内部靠近进口处干涉加剧, 导致导叶内损失增大。随着流量的增加环形压水室的损失呈现出逐渐增大的变化趋势, 由于流量的增加导叶流道内不稳定流动通过流动耦合作用向下游传递, 致使压水室区域内速度梯度增大, 导致压水室内出现流动冲击, 分离, 旋涡等现象, 从而引起压水室内部流场结构变化, 引起较大的能量损失, 如图 7 所示。

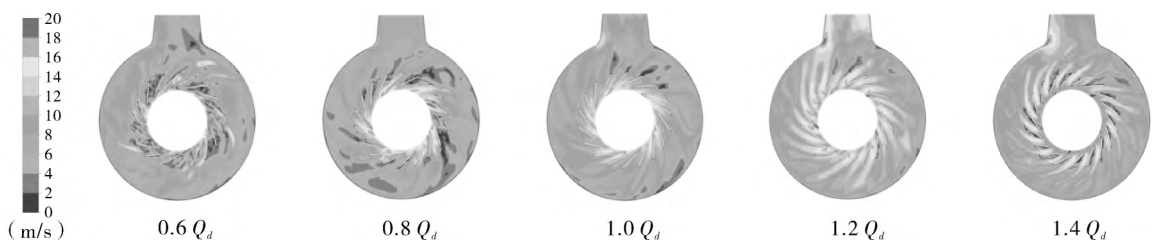


图 7 不同工况下的压水室速度分布

图 7 为不同工况下的压水室速度分布。从整体变化趋势来看, 泵在小流量工况运行时导叶内总压损失明显大于蜗壳, 但变化趋势刚好相反, 而在大流量工况下导叶内总压损失逐渐在泵内损失中占据主导, 但导叶和压水室内的总压损失变化趋势趋于一致, 都呈现增大趋势, 其主要原因是进入导叶的流体具有较高的流动速度, 导致较高的水力损失, 而水流由导叶进入蜗壳流速相对较低, 水力损失相对较小。考虑到核主泵水力稳定性与能量转换的要求, 核主泵稳定运行工况应介于 $(0.8\sim 1.2) Q_d$ 之间。

3.2 压力沿导叶工作面与背面的变化规律

从图 8 不同工况下压力沿导叶工作面与背面的变化规律曲线可以看出, 流量的变化对核主泵

导叶工作面和背面的压力影响较大, 随流量的增大, 导叶工作面与背面的压力均呈下降趋势, 在大流量工况时下降程度更明显, 这主要是由于随着流量的增大叶轮叶片的做功能力减弱, 致使进入导叶进口流体的压力降低造成的。从图可看出, 在各个流量工况下导叶进口附近工作面压力均出现较剧烈的波动, 且静压波动程度比动压更为明显, 这一方面是由于叶轮与导叶交界面存在干涉作用, 流体进入导叶时与导叶叶片进口边之间有冲击, 回流及摩擦等因素, 对流动稳定性产生负面影响, 也就是动静干涉作用造成的。另一方面是由于叶轮叶片工作面与背面存在压差, 使得流动在导叶进口位置容易出现回流, 旋涡等现象。导叶工作面从进口到相对位置 0.2 处, 压力出现一

定程度的降低,随流量的变大下降程度变大,从0.2位置附近开始到出口位置,压力波动较为平稳,静压回收作用较弱,主要体现出导叶的整流作用。在小流量与大流量工况下运行时,导叶内工

作面与背面的压力波动程度较大,这主要是叶轮出口液流角与导叶安放角不匹配,流体流动稳定性差造成的。

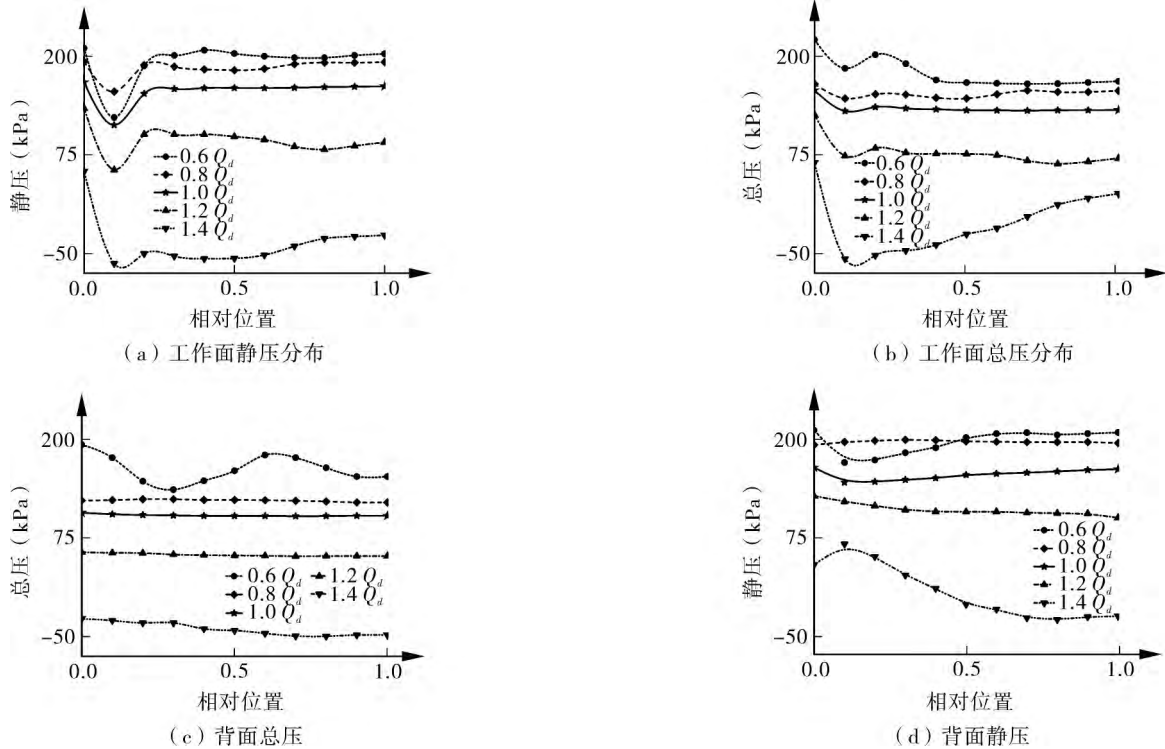


图8 不同工况下导叶工作面与背面压力分布

3.3 不同工况下动静转子的压力变化规律

为了研究叶轮和导叶在不同工况下对核主泵内部流动的影响规律,对模型泵进行定常数计

算,图9为不同工况下压力在叶轮、导叶中截面的分布。

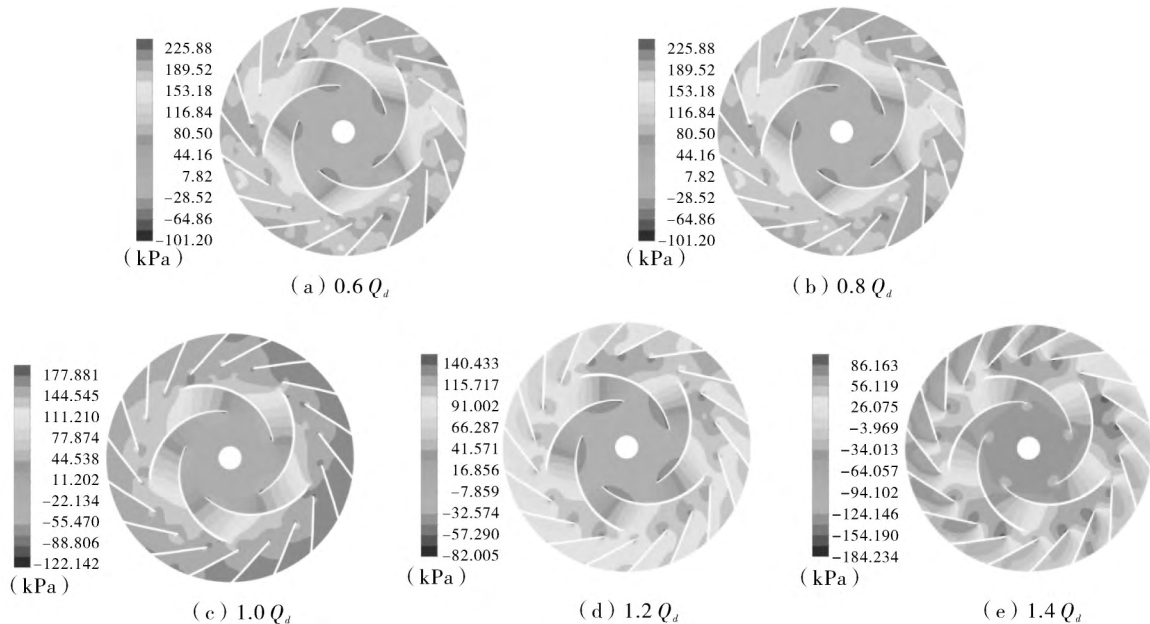


图9 不同工况下叶轮和导叶内的静压分布

由图 9 可知,叶轮流道内压力随流量的增加逐渐增大,并且在叶轮流道中后段压力分布不均匀,压力梯度大,最大压力分布位于压力面靠近叶片尾缘;在所有工况下,压力沿流道方向逐渐增大,且在叶轮出口处工作面附近区域达到最大值。导叶内压力随着流量的增大先增大后减小,压力最大值位于导叶叶片进口前缘处。动静转子之间压力随流量的增大而增大,在大流量工况下压力梯度变化更为明显。在任意工况下左侧导叶出口压力沿顺时针旋转方向呈逐渐减弱趋势,这是因为核主泵采用环形压水室结构,环形压水室结构会迫使导叶流道内部压力场和速度场重新分布,从而破坏了导叶内部参数周向分布规律,流体从左侧导叶流出时有一部分直接从压水室出口扩散段流出,而另一部分要从环形压水室左侧沿叶轮的旋转方向绕流到右侧出口流出,致使左侧导叶出口位置附近压力梯度变化大。

4 结论

(1) 泵在小流量工况运行时导叶内总压损失明显大于蜗壳,两者变化趋势刚好相反,导叶内的总压损失逐渐减小而压水室内的逐渐增加;在大流量工况运行时导叶内总压损失也会逐渐在泵内损失中占据主导,但导叶和压水室内的总压损失变化趋势趋于一致,都呈现增大趋势。

(2) 静压回收主要在导叶中进行,在蜗壳中静压回收特别小;导叶和压水室中的静压回收趋势与总压损失相反。

(3) 核主泵导叶工作面和背面压力随流量的增大呈下降趋势,在大流量工况时下降程度更加剧烈。

(4) 叶轮内压力随流量的增大逐渐增大,并且在叶轮流道中后段压力分布不均匀,压力梯度大,最大压力位于工作面靠近叶片尾处;在所有工况下,压力沿流道方向逐渐增大,且在叶轮出口处工作面附近区域达到最大值。动静转子之间压力随流量的增大而增大,在大流量工况下压力梯度变

化大。

参考文献

- [1] 朱荣生,郑宝义,李小龙,等. 1000MW 级核主泵内部非定常流动特性[J]. 热能动力工程,2012,27(3):377-382.
- [2] 赵星宇,刘莹,温庆丰,等. 主泵备用机械密封材料的摩擦性能研究[J]. 流体机械,2012,40(5):8-12.
- [3] 喻健良,张忠华,闫兴清,等. 高温下螺栓-法兰-垫片系统密封性能研究[J]. 压力容器,2012,29(5):8-12.
- [4] Oro J M F. Decomposition of deterministic unsteadiness in a centrifugal turbomachine: nonlinear interactions between the impeller flow and volute for a double suction pump[J]. Journal of Fluids Engineering,2011,133(133):011103.
- [5] 张翔. 不锈钢冲压焊接离心泵能量转换特性与设计方法[D]. 镇江:江苏大学,2011.
- [6] 徐朝晖,吴玉林,陈乃祥,等. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理论,2005,26(1):66-68.
- [7] 施卫东,张磊,陈斌,等. 离心泵间隙对压力脉动及径向力的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(3):260-264.
- [8] 朱相源,江伟,李国君,等. 导叶式离心泵内部流动特性数值模拟[J]. 农业机械学报,2016,47(6):34-41.
- [9] 朱跃,张继革,尹俊连,等. 屏蔽式核主泵动静转子间的压力脉动特性[J]. 原子能科学技术,2014,48(9):1576-1582.
- [10] 程效锐,叶小婷,包文瑞. 核主泵环形压水室内的能量转换特性[J]. 西华大学学报:自然科学版,2017,36(1):69-75.
- [11] 杨从新,贾程莉,程效锐,等. 导叶周向布置位置对核主泵性能的影响[J]. 兰州理工大学学报,2015,41(5):54-58.

作者简介:程效锐(1972-),男,博士,副教授,主要从事流体力学数值模拟及优化设计方法研究,通讯地址:730050 甘肃省兰州市七里河区兰工坪路 287 号 兰州理工大学能源与动力工程学院,E-mail:cxr168861@sina.com。