

文章编号: 1673-5196(2018)05-0057-07

# 导叶出口液流的速度环量对核主泵性能的影响

杨从新<sup>1,2</sup>, 王 玲<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 以核主泵为研究对象, 对不同导叶叶片数、不同导叶厚度以及不同导叶圆周旋转角时的核主泵进行数值模拟. 研究不同变量下导叶出口液流的速度环量变化, 从而分析不同变量对核主泵内外特性的影响. 研究表明: 在设计工况下, 在只改变导叶叶片数、导叶叶片厚度、导叶圆周旋转角中某一个参数, 其他设计参数均不变时, 导叶叶片数为 18、导叶叶片厚度为原厚度、导叶圆周旋转角为  $8^\circ$  时, 泵的扬程、效率最高, 导叶流道以及压水室内流场分布更加均匀; 而导叶叶片数为 16、导叶叶片厚度均匀增厚 1.5 倍、导叶圆周旋转角为  $16^\circ$  时, 导叶的消除液流速度环量的能力较强, 导叶内的水力损失也较小. 说明导叶出口液流的速度环量并不是越小越好, 存在使得泵性能最佳的最优导叶出口液流速度环量. 最优的导叶出口液流速度环量能够使液体在流动时更好地贴近壁面, 防止形成脱流, 从而使流场分布更加均匀, 提高了泵的整体性能.

**关键词:** 导叶; 叶片数; 叶片厚度; 导叶圆周旋转角

**中图分类号:** TH313 **文献标志码:** A

## Effect of velocity circulation of flow at guide vane outlet on performance of reactor coolant pump

YANG Cong-xin<sup>1,2</sup>, WANG Ling<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** Taking reactor coolant pump as research object, numerical simulation of the pump with different number of blade, blade thickness, and circumferential shifted angle of its guide vane was conducted. The change of velocity circulation of liquid flow at the outlet of the guide vane with foregoing three parameters was studied, so that the effect of these parameters on internal and external performance of the pump was analyzed. The research result showed that when only one of the parameters was altered and others kept unchanged, the pump head and efficiency would be the highest and the flow field distribution in the flow passage of the guide vane and the pump discharge chamber would be more uniform when blade numbers of guide vane was 18, blade thickness was unchanged, and circumferential shifted angle was  $8^\circ$ . The ability of guide vane to eliminate the velocity circulation of the liquid flow would be stronger and the hydraulic loss in guide vane would be less when the blade numbers of the guide vane was 16, its blade thickness was increased 1.5 times, and its circumferential shifted angle was  $16^\circ$ , illustrating that it would be not that the less the velocity circulation of the liquid flow at guide vane outlet, the better. And there would be an optimal flow velocity circulation at guide vane outlet to make the pump performance optimal. The optimal flow velocity circulation at the outlet of the guide vane would make the liquid flow adhering closely well to the wall, preventing the separation of the flow, making the flow filed distribution more uniform and improving the overall performance of the pump.

**Key words:** guide vane; number of blade; blade thickness; circumferential shifted angle of guide vane

核主泵(反应堆冷却剂泵)是核反应堆的心脏,

长期处于高速旋转、高温、高压、强辐射的工作环境中. 导叶作为其重要的过流部件之一, 不仅要使叶轮甩出来的液体汇集起来, 均匀地引向下一级叶轮入口或者压出室, 还要将部分动能转换成压能并且消

收稿日期: 2016-07-07

基金项目: 国家自然科学基金(51469013)

作者简介: 杨从新(1964-), 男, 陕西兴平人, 博士, 教授, 博导.

除水流的速度环量<sup>[1]</sup>;导叶的水力性能不仅会影响叶轮的性能,还会对蜗壳的能量损失产生影响<sup>[2-3]</sup>,因此导叶对于核主泵的整体性能有着重要的影响.通过对有导叶和无导叶时轴流泵、混流泵等的水力性能进行试验研究,研究结果显示有导叶时泵的水力性能要优于无导叶时<sup>[4]</sup>;通过改变导叶的长度比和面积比、导叶周向布置位置、导叶包角、导叶进出口边安放位置以及导叶包角可以提高泵的性能<sup>[5-8]</sup>;速度环量对水力损失的影响很大,一般采用导叶来减小速度环量.有研究结果表明:流经导叶后的水流,其自身具有的环量并不是越小越好,存在最佳导叶出口液流速度环量,这个速度环量使得出水水道水力损失最小<sup>[9-11]</sup>.本文以核主泵为研究对象,研究导叶消旋能力(即消除速度环量能力)对核主泵内外特性的影响.虽然导叶能消除液流的部分速度环量,但与此同时导叶本身也在消耗能量.那么,导叶通过消旋所获得的能量能否平衡导叶在此过程中自身所消耗的能量,最终使得泵的整体性能得到提升,就是本文研究的关键内容.

## 1 计算模型及导叶出口水流速度环量的表示

### 1.1 几何模型

根据相似换算法选取缩比系数  $\lambda = 0.5$ , 确定模型泵的主要参数:流量  $q_{V,d} = 2\ 235.8\ \text{m}^3/\text{h}$ , 转速  $n = 1\ 750\ \text{r/min}$ , 扬程  $H_d = 27.8\ \text{m}$ , 叶轮叶片数为 7, 叶轮进口直径  $D_1 = 280\ \text{mm}$ , 叶轮出口直径  $D_2 = 400\ \text{mm}$ , 叶轮出口宽度  $b_2 = 92\ \text{mm}$ , 叶轮轮毂直径  $d_h = 35\ \text{mm}$ , 导叶叶片数为 18, 导叶进口直径  $D_3 = 410\ \text{mm}$ , 导叶出口直径  $D_4 = 530\ \text{mm}$ . 根据过流部件的几何参数进行三维建模. 为了保证进出口流动的稳定性, 对泵的进出口段进行适度延伸. 图 1 为核主泵结构示意图.

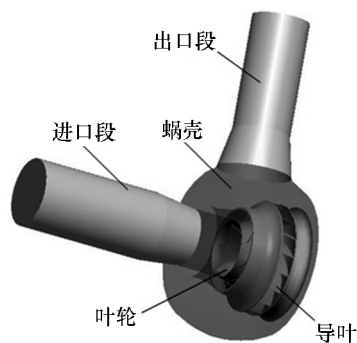


图 1 核主泵结构示意图

Fig.1 Structure sketch of reactor coolant pump

### 1.2 模型变化方案

为研究不同导叶叶片数、不同导叶厚度以及不同导叶圆周旋转角下核主泵导叶的消旋能力以及这些变量对核主泵性能的影响, 分别设计了 11 种研究方案, 见表 1.

表 1 模型设计方案

Tab.1 Model design schemes

模型变化设计	备注	方案编号	方案
改变导叶叶片数 $Z_2$ (其他设计参数均不变)	为了防止叶轮导叶动静干涉, 本着叶轮和导叶叶片数互制且最佳导叶叶片数为叶轮叶片数两倍附近的选取原则 <sup>[2]</sup>	1	$Z_2 = 12$
		2	$Z_2 = 13$
		3	$Z_2 = 15$
		4	$Z_2 = 16$
		5	$Z_2 = 18$ (即原模型)
导叶厚度均匀变化 (其他设计参数均不变)		6	均匀增厚 1.5 倍
		7	均匀减半
改变导叶圆周旋转角 $\alpha$ (其他设计参数均不变)	在导叶出口中心截面处建立如图 2 所示的 $oxy$ 直角坐标系, 原模型泵导叶压力面与进口边的交点为 $A$ , 旋转后模型泵导叶压力面与进口边的交点为 $B$ , $oA$ 与 $oB$ 的夹角 $\alpha$ 定义为导叶圆周旋转角, 原模型泵导叶叶片数为 18, 导叶圆周对称, 两个叶片间隔 $20^\circ$ , 因此 $\alpha = 20^\circ$ 时旋转后的泵与原泵一致	8	$\alpha = 4^\circ$
		9	$\alpha = 8^\circ$
		10	$\alpha = 12^\circ$
		11	$\alpha = 16^\circ$

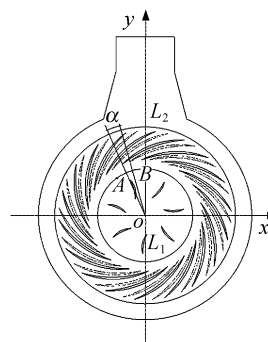


图 2 核主泵出口中心截面结构示意图

Fig.2 Structure sketch of outlet center section of reactor coolant pump

### 1.3 导叶出口水流速度环量

液体在流经导叶时的速度总会存在相应的圆周速度分量, 圆周速度分量的存在会增加其流动损失. 通过设置导叶能够消除液流的部分速度环量, 从而使能量得到更好的转化. 本文用速度环量  $\Gamma$  来判别导叶自身的消旋能力, 速度环量定义为

$$\Gamma = \oint_L \mathbf{v} d\mathbf{r} \quad (1)$$

式中:  $\mathbf{v}$  和  $d\mathbf{r}$  分别是封闭曲线  $L$  上的速度矢量和弧

元素矢量。

速度环量表征流体质点沿封闭曲线  $L$  方向运动的总的趋势大小。

如图2所示,在模型泵导叶进口前取一圈封闭的曲线  $L_1$ ,在导叶出口附近取一圈封闭的曲线  $L_2$ ,则导叶出口后和进口前的速度环量差为  $\Delta\Gamma$ ,即

$$\Delta\Gamma = \oint v_2 dL_2 - \oint v_1 dL_1 = \sum v_2 dL_2 - \sum v_1 dL_1 \quad (2)$$

式中: $v_1$ 、 $v_2$  分别为曲线  $L_1$ 、 $L_2$  上的速度矢量。

很显然, $\Delta\Gamma$  越小,则代表导叶消除速度环量的效果越好。

## 2 数值计算

### 2.1 数值模型

应用 Fluent 软件对模型泵进行三维定常数值计算,控制方程采用连续方程和雷诺时均 N-S 方程,采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型来封闭方程组,压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法;动量方程、湍动能与耗散率输运方程均采用二阶迎风格式,收敛精度设为  $10^{-5}$ 。

### 2.2 边界条件

进口设置为速度进口,假定来流方向垂直于入口截面;出口边界条件设置为自由出流;壁面采用无滑移边界条件,近壁区采用标准壁面函数法;旋转区域与静止区域之间的耦合采用多重参考系模型。

## 3 计算结果与分析

### 3.1 网格无关性验证

利用 ANSYS ICEM CFD 对流体区域进行网格划分,对叶轮、导叶以及蜗壳在扭曲较大处进行了局部加密,为了降低网格数对计算结果的影响,进行了网格无关性验证,如图3所示,在设计工况下对8组网格数进行数值计算,当网格数达到1 051万时,再增加网格数,扬程的变化小于  $0.18\% H_d$ ,此时网格数已不会显著影响数值计算结果,因此最终确定用

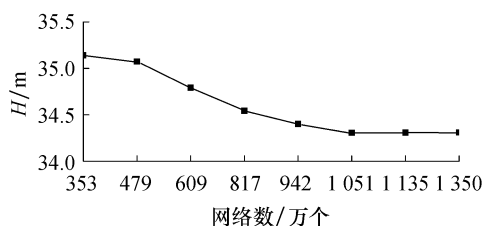


图3 不同网格数时模型泵扬程曲线

Fig.3 Head curve of model pump with different numbers of grid

全流道总网格数为1 051万进行计算。

### 3.2 试验验证

为了验证数值计算的有效性,在数值计算中通过给定不同的进口速度,从而改变流量,可以得到  $H-q_v$  和  $\eta-q_v$  的性能曲线,并与试验结果进行对比如图4所示。

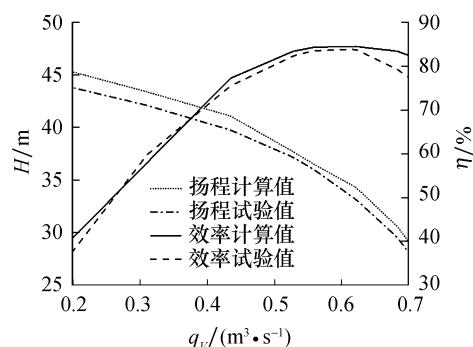


图4 计算值与试验值的对比

Fig.4 Comparison of calculative value with experimental value

由图4不难看出,数值计算结果与试验结果变化趋势一致,设计流量时的扬程、效率误差均在  $4.2\%$ 、 $0.66\%$  以内,小流量以及大流量时的误差虽有所增加,但扬程、效率最大误差也不超过  $5.5\%$ 、 $5.7\%$ ,误差都在允许范围内,说明数值模拟能够反映核主泵内的真实流动规律,其结果能适用于本研究的工作。

### 3.3 结果分析

#### 3.3.1 导叶叶片数对核主泵性能的影响

由图5可以看出,在导叶叶片数为12、13、15、16、18时泵的扬程和效率变化趋势相同,扬程随着流量的增加而降低,效率随着流量的增加先增大后减小;在小流量工况下,泵的扬程、效率受导叶叶片数变化影响较小,而在大流量工况下变化较大,且在  $q_v/q_{v,d}=1.4$  时变化幅值最大;在设计工况下导叶叶片数为18时泵的扬程和效率均最高,导叶叶片数为12时扬程和效率最低,扬程最大值和最小值之差为  $6.88\% H_d$ ,效率最大值和最小值之差为  $2.84\%$ ;当导叶叶片数为13时,再增加导叶,扬程和效率的变化幅值很小,说明随着导叶叶片数的增加,导叶的能量转化能力增强,但当导叶增加到一定的数量时,再增加导叶叶片数,虽然导叶能量转化能力增强了,但过多的叶片数会增加叶片间的排挤,从而使流动损失加大,泵的整体性能并不一定能得到提高。

如图6所示,导叶叶片数为16时,环量差为负值,此时,导叶的整体消旋效果最为理想,消旋效果由好到差依次为导叶叶片数是16、15、13、18、12。导

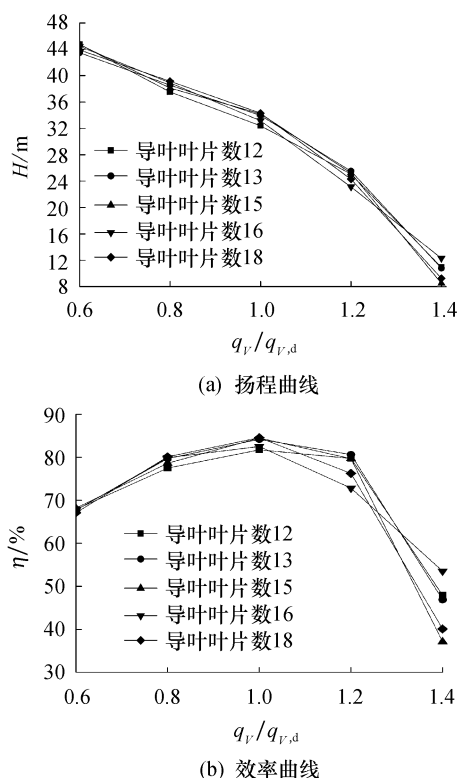


图5 不同导叶叶片数时泵的性能曲线

Fig.5 Performance curves of pump with different blade numbers of guide vane

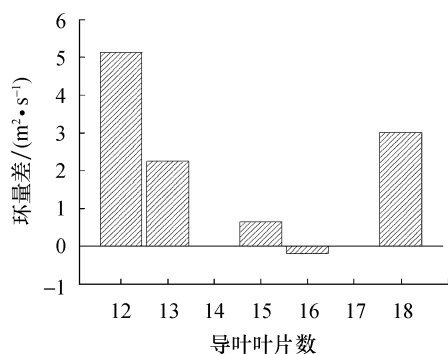


图6 设计工况下不同导叶叶片数时导叶进口前及出口后某一封闭曲线的环量差

Fig.6 Circulation difference between inlet and outlet of guide vane with different blade numbers under design operating condition

叶消旋效果的好坏会影响导叶内的水力损失,消旋能力越好导叶内的水力损失越小,如图7所示.导叶叶片数为16时,环量差最小,导叶内的水力损失也最小,导叶内水力损失由大到小依次为叶片数为16、15、13、18、12,与环量差值完全匹配.但环量差最小时的核主泵的外特性并不是最好的,因为泵的外特性不仅会受导叶消旋能力的影响,出水流动、叶轮、压水室等都会影响泵的整体外特性.液体流经导

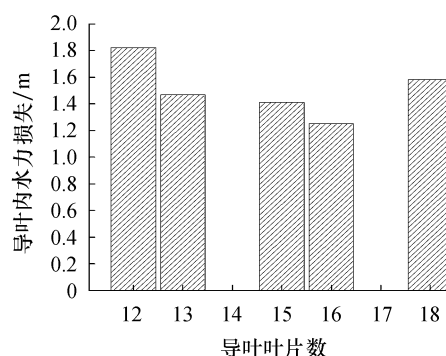


图7 设计工况下不同导叶叶片数时导叶内水力损失

Fig.7 Hydraulic loss in guide vane with different blade numbers under design regime

叶,如果旋转过大,会使水力损失加大;但是如果无旋,会使液体在弯管扩散角较大时形成脱流;若流动具有一定的环量,受离心力的作用,可以减小液体的脱流,从而会提高泵的外特性.

由图8也可以看出,导叶叶片数为18时,流线分布只在蜗壳右侧隔舌下端处有流动紊乱区域,较导叶叶片数为16时,其导叶出口中心截面的流线分布要更为均匀,流动紊乱区域更小.说明此时导叶出口所具有的环量能够使流动更加贴近壁面,也不易形成脱流.均匀的流动状态也弥补了导叶叶片数增加而增加的水力损失,使得导叶叶片数为18时核主泵的整体外特性较其他叶片数时更优.

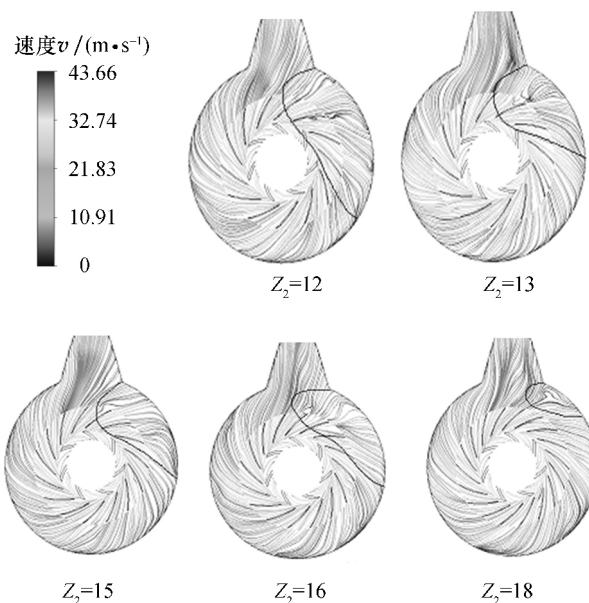


图8 设计工况下不同导叶叶片数时导叶出口中心截面流线分布

Fig.8 Streamline distribution on outlet center section of guide vane with different blade numbers under design operating condition

### 3.3.2 导叶叶片厚度对核主泵性能的影响

分别对原导叶叶片厚度减半和增厚 1.5 倍后的核主泵进行三维全流场数值模拟,结果如图 9 所示.无论是减薄还是增厚,扬程和效率的总体变化趋势与原泵相同,但叶片厚度减薄后的泵的扬程和效率要明显低于原泵.原因是减薄后的导叶叶片的导流能力减弱,导叶把动能转换成压能的能力减弱,相应的扬程效率也就降低了.在设计工况下,导叶叶片厚度增厚 1.5 倍后,扬程和效率变化很微小,较原厚度时的模型泵扬程提高了 0.014 m,效率降低了 0.155%.因为导叶叶片厚度增厚了,但是叶片间的排挤也随之增强,也会导致导叶间的效率损失随之增大,所以导叶叶片增厚,泵的效率反而降低了.

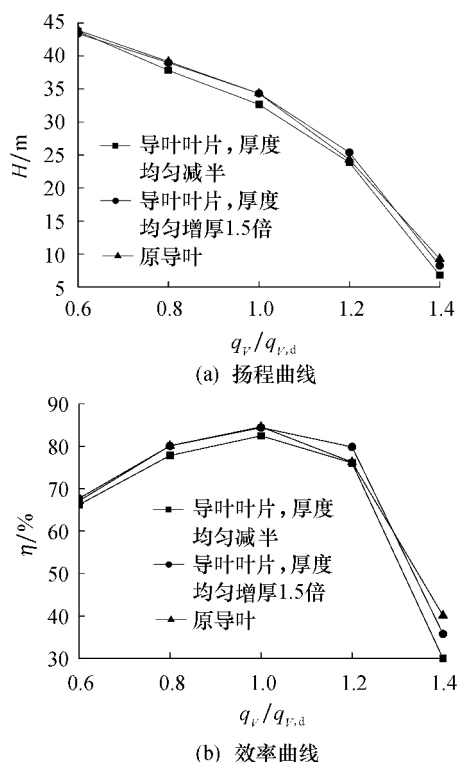


图 9 不同导叶叶片厚度下泵的性能曲线

Fig.9 Performance curves of pump with different blade thickness of guide vane

由图 10 和图 11 可以看出,导叶均匀增厚 1.5 倍时,导叶内的水力损失和导叶进口前及出口后某一封闭曲线的环量差都是最小的,说明此时导叶的消旋效果是最好的.导叶厚度均匀减半时的消旋能力最差,相应的导叶内的水力损失也就最大.但在只均匀改变导叶厚度前提下,原导叶此时流动所具有的环量为只改变导叶叶片厚度时核主泵的最优环量.

从图 12 中也可以明显地看出原导叶叶片厚度时,导叶出口中心截面内的流线分布更加均匀.反而

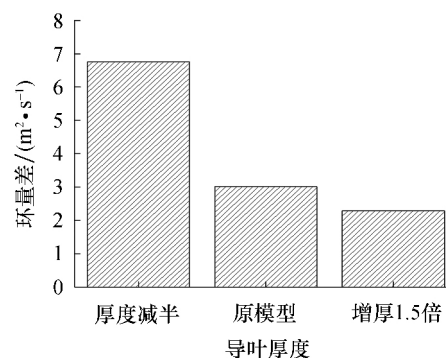


图 10 设计工况下不同导叶厚度时导叶进口前及出口后某一封闭曲线的环量差

Fig.10 Circulation difference between inlet and outlet of guide vane with different blade thickness under design operating condition

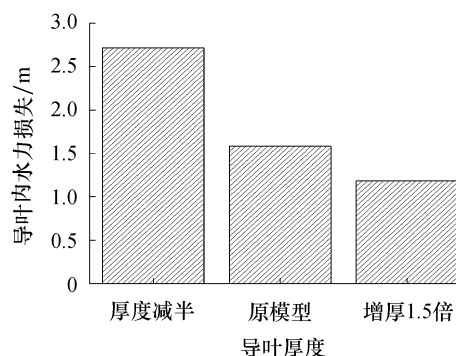


图 11 设计工况下不同导叶厚度时导叶内水力损失

Fig.11 Hydraulic loss in guide vane with different blade thickness under design operating condition

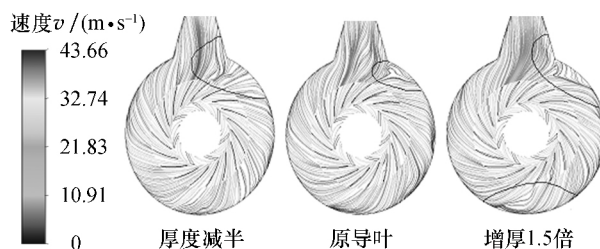


图 12 设计工况下不同导叶厚度时导叶出口中心截面流线分布

Fig.12 Streamline distribution on outlet center section of guide vane with different blade thickness under design operating condition

是导叶消旋效果最好即导叶叶片均匀增厚 1.5 倍时的流动最为紊乱.说明此时导叶出口所具有的环量过小,其所具有的离心力不足以使流动更好地贴近壁面.

### 3.3.3 不同导叶圆周旋转角对核主泵性能的影响

图 13 为不同工况下导叶圆周旋转角  $\alpha=0^\circ, 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ$  时的核主泵的扬程、效率曲线.可以看出,

在小流量工况下,导叶圆周旋转角对核主泵的性能影响不大,扬程、效率曲线几乎重合; $q_V/q_{V,d}=0.6$ 时,扬程和效率的最大差值分别为0.874 m、1.374%; $q_V/q_{V,d}=0.8$ 时,扬程和效率的最大差值分别为0.428 m、0.670%。设计工况下,导叶圆周旋转角为 $8^\circ$ 时,泵的扬程和效率均最高。原因可能是因为设计工况下当导叶圆周旋转角为 $8^\circ$ ,导叶叶片在核主泵中的相对位置能够较好地顺应从叶轮流出的液体,继而更好地将液体的动能转化为压能并将液体导入到蜗壳中,从而提高了泵的扬程和效率;当 $\alpha=4^\circ$ 时,此时泵的扬程和效率均最低。在大流量工况下,可以明显看出,导叶圆周旋转角为 $12^\circ$ 时,泵的扬程和效率均明显高于其他圆周旋转角;在 $q_V/q_{V,d}=1.2、1.4$ 时,扬程的最大差值分别为2.680、0.777 m,效率的最大差值分别为8.336%、3.586%。不同的导叶圆周旋转角决定了导叶的圆周布置位置,特别是在大流量工况时,导叶的圆周布置位置对泵的扬程、效率影响较大。

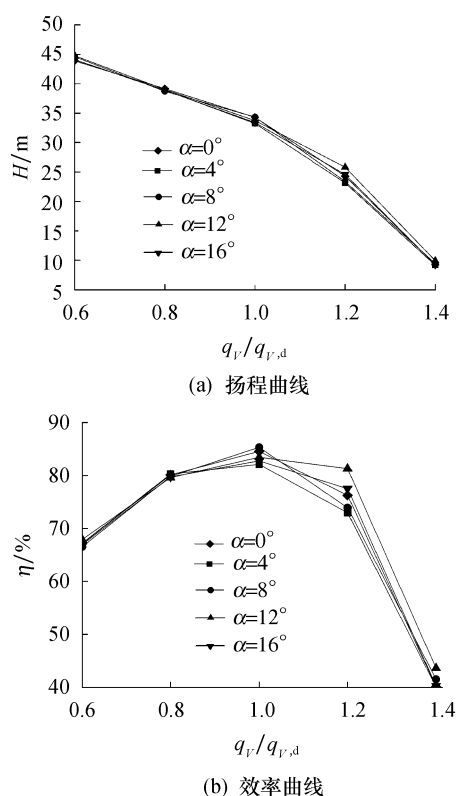


图13 不同导叶圆周旋转角时泵的性能曲线

Fig.13 Performance curves of pump with different circumferential shifted angles of guide vane

从图14和图15可以看出,导叶圆周旋转角为 $16^\circ$ 时,导叶内的水力损失和导叶进口前及出口后某一封闭曲线的环量差均最小,其值由大到小为 $12^\circ$ 、

$0^\circ、8^\circ、4^\circ、16^\circ$ 。说明导叶圆周旋转角在 $16^\circ$ 时,导叶内的消旋效果较其他圆周旋转角最优,此时导叶内的水力损失也最少。但导叶进口前及出口后某一封闭曲线的环量差只能代表导叶自身消除环量的效果,反而导叶圆周旋转角为 $8^\circ$ 时,泵的扬程和效率最高,说明此时液体通过导叶消旋所具有的出口环量是较优的导叶出口环量。

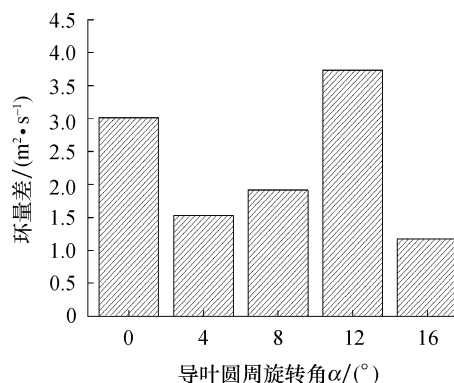


图14 设计工况下不同导叶圆周旋转角时导叶进口前及出口后某一封闭曲线的环量差

Fig.14 Circulation difference between inlet and outlet of guide vane with different circumferential shifted angles under design operating condition

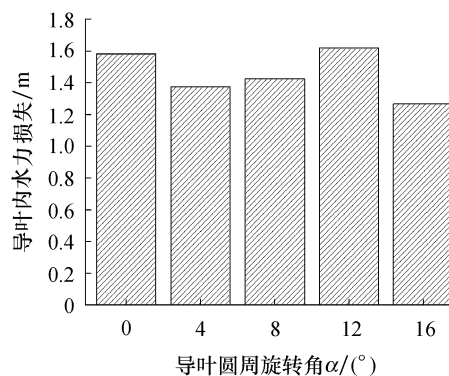


图15 设计工况下不同导叶圆周旋转角时导叶内水力损失

Fig.15 Hydraulic loss in guide vane with different circumferential shifted angles under design operating condition

从图16中也可以明显地看出,导叶圆周旋转角为 $8^\circ$ 时,导叶出口中心截面内的流线分布更加均匀,此时经导叶消旋后液体所具有的环量使得液流流动紊乱的区域最小,消旋效果最好即 $\alpha=16^\circ$ 时,液体流动状态远不及 $\alpha=8^\circ$ 时,液体流动不均匀的位置也随导叶圆周角的不同而发生变化。这说明合理的导叶圆周布置位置能够改善蜗壳和出水水道内液体的流态,进而来改善泵的整体性能。

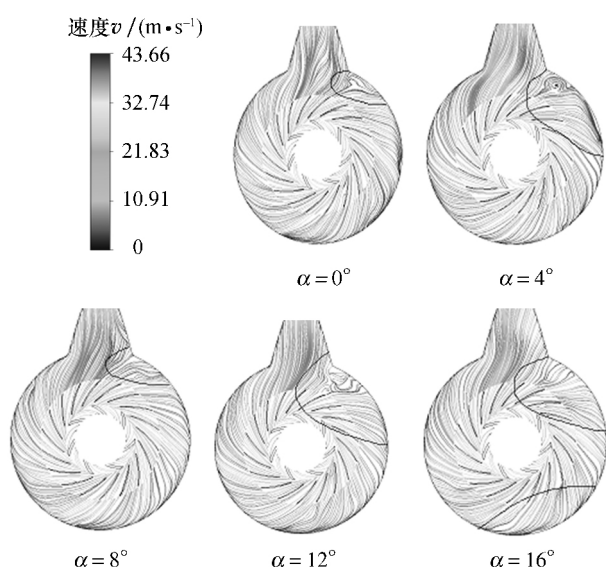


图 16 设计工况下不同导叶圆周旋转角下导叶出口中心截面流线分布

Fig.16 Streamline distribution on outlet center section of guide vane with different circumferential shifted angles under design operating condition

## 4 结论

在设计工况下,通过给定不同的导叶叶片数、导叶叶片厚度、导叶圆周旋转角,更改核主泵模型,进行数值计算分析了这些参数对核主泵的扬程、效率以及导叶消除环量能力的影响,得到了以下结论:

1) 在只改变导叶叶片数、导叶叶片厚度、导叶圆周旋转角这三个参数其中某一个参数,其他设计参数均不变的前提下,导叶叶片数为 18、导叶叶片厚度为原厚度、导叶圆周旋转角为  $8^\circ$  时,泵的扬程、效率最高,液体的流态也最顺滑;导叶叶片数为 16、导叶叶片厚度均匀增厚 1.5 倍、导叶圆周旋转角为  $16^\circ$  时,导叶的消旋能力较强、导叶内的水力损失也较小。

2) 液体流经导叶后,并不是其所具有的环量越小越好,一定的环量能够使液体在流动时更好地贴近壁面,防止形成脱流,从而使导叶流道以及压水室内流场分布更加均匀。

3) 导叶的消旋能力会直接影响导叶内的水力损失,但是不会直接影响整个泵的性能。导叶消除环量效果最佳时,泵的扬程和效率并不是最高的,说明存在使得泵性能最佳的最优导叶出口水流速度环量。

## 参考文献:

- [1] 关醒凡.轴流泵和斜流泵 [M].北京:中国宇航出版社,2009:32-36.
- [2] 杨从新,齐亚楠,黎义斌,等.核主泵叶轮与导叶叶片数匹配规律的数值优化 [J].机械工程学报,2015,51(15):53-60.
- [3] 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.
- [4] KAYA D.Experimental study on regaining the tangential velocity energy of axial flow pump [J].Energy Conversion and Management,2003,44(11):1817-1829.
- [5] KIM J H, AHN H J, KIM K Y.High-efficiency design of a mixed-flow pump [J].Science China Technological Sciences, 2010,53(1):24-27.
- [6] 张人会,郭 荣,杨军虎,等.基于 CFD 的空间导叶内部流场分析及优化设计 [J].排灌机械工程学报,2015,33(9):762-767.
- [7] 郝 浩,曹树良,谭 磊,等.混流泵导叶对其性能的影响 [J].排灌机械工程学报,2012,30(2):125-130.
- [8] 仇宝云.轴流泵出口环量及其对泵装置效率影响的研究 [D].扬州:江苏农学院,1989.
- [9] 程效锐,许 彪,叶小婷,等.导叶周向位置对核主泵叶轮径向力的影响 [J].兰州理工大学学报,2018,44(4):52-59.
- [10] 仇宝云,刘 超,袁伟声.大型水泵轴向后导叶叶片出口角对出水流动性能的影响 [J].机械工程学报,2000,36(7):74-77.
- [11] 沈阳水泵研究所,中国农业机械化科学研究院.叶片泵设计手册 [M].北京:机械工业出版社,1983.