

# 前置不同诱导轮高速离心泵旋转空化特性研究

郭晓梅<sup>1</sup>, 李映<sup>2,\*</sup>, 崔宝玲<sup>2</sup>, 朱祖超<sup>2</sup>

1. 浙江水利水电专科学校 机械电子工程系, 浙江 杭州 310018

2. 浙江理工大学 浙江省流体传输技术研究重点实验室, 浙江 杭州 310018

**摘要:**以高速诱导轮离心泵为研究对象,开展了无诱导轮、前置等螺距诱导轮、前置变螺距诱导轮及前置分流叶片诱导轮4种情况下离心泵全流道的空化数值模拟和汽蚀特性实验研究。通过外特性实验研究得到:在同一流量下,前置等螺距诱导轮离心泵的扬程最低,前置变螺距诱导轮离心泵的扬程次之,前置分流叶片诱导轮离心泵的扬程较两者稍高。通过汽蚀实验和数值模拟研究得到:在前置3种诱导轮的情况下,离心泵的汽蚀性能都得到了改善,其改善效果从低到高依次是:变螺距诱导轮、分流叶片诱导轮、等螺距诱导轮。通过对汽相体积分数分布情况的研究得到:诱导轮的吸力面除进口外缘容易发生汽蚀外,叶片出口靠近轮毂侧也较容易发生汽蚀;对比分析主叶轮和诱导轮的汽蚀情况,得到诱导轮汽蚀的严重性与离心叶轮的汽蚀严重性并非成正比的结论。

**关键词:**离心泵;诱导轮;空化;数值模拟;汽蚀实验

**中图分类号:** V444      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-6893(2013)07-1572-10

目前诱导轮技术是提高离心泵抗汽蚀性能的最有效途径之一。诱导轮由于自身具有较好的抗汽蚀性能,在离心泵主叶轮前增加诱导轮,会提高泵主叶轮前的压力,从而减少泵的汽蚀余量,即使是诱导轮发生了汽蚀现象,离心泵的性能曲线也较无诱导轮的情况下下降缓慢。

近年来,国内外许多学者应用计算流体力学(CFD)软件并结合实验对诱导轮离心泵的内部流场做了大量研究,并取得了一定的成果。

文献[1]通过实验研究描述了由于诱导轮空化引起的不稳定流动,揭示了空化数和流量系数与流动稳定性的关系。文献[2]应用大涡模拟(LES)对诱导轮入口处的回流进行了数值模拟,得到了诱导轮入口处的回流涡形状和特征。文献[3]

主要针对诱导轮3种入口壳体形状对诱导轮空化的影响进行了数值模拟,认为间隙旋涡流的存在是诱导轮旋转空化的主要原因。文献[4]和文献[5]用雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)做为控制方程模拟了诱导轮内部的非稳定流动。文献[6]基于 RNG(Renormalization Group)  $k-\epsilon$  湍流方程和 Rayleigh-Plesset 空化模型研究了带诱导轮离心泵的空化流动,获得了空化条件下离心泵流道的空泡分布及扬程下降规律,验证了诱导轮可以改善泵的抗汽蚀性能的结论。文献[7]研究了立式多级筒袋泵内部空化流动规律,采用基于质量输运方程的混合流空化模型和标准  $k-\epsilon$  模型计算了泵内的三维湍流空化流动的临界空化数,并与实验进行了对比。文献[8]以等螺距诱导

收稿日期: 2012-09-12; 退修日期: 2012-10-19; 录用日期: 2012-11-28; 网络出版时间: 2012-12-11 17:16

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20121211.1716.001.html

基金项目: 国家自然科学基金(51249003); 浙江省科技厅公益工业项目(2012C21013); 浙江理工大学重中之重学科开放基金项目(ZS-TUMD2011A007)

\* 通讯作者. Tel.: 0571-86843348 E-mail: liyi0511@163.com

引用格式: Guo X M, Li Y, Cui B L, et al. Research on the rotation cavitation performance of high-speed rotation centrifugal pump with different pre-positioned inducers. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(7): 1572-1581. 郭晓梅, 李映, 崔宝玲, 等. 前置不同诱导轮高速离心泵旋转空化特性研究. 航空学报, 2013, 34(7): 1572-1581.

轮为研究对象,采用空化和混合两相流模型,对等螺距诱导轮流道内空化流动进行了计算,结果表明该诱导轮自身具有良好的抗汽蚀性能。文献[9]计算了液体火箭发动机诱导轮在空化情况下的流场压力分布情况,分析了空化对诱导轮应力结果的影响。文献[10]对3个变螺距诱导轮进行内部流场数值模拟,得到了诱导轮的抗汽蚀性能随着变距系数的增大而变差,同时随着轴向长度的增加,产生的静压值下降的结论。由此可见,近年来许多学者从不同角度对诱导轮的空化现象进行了研究分析,并得到了一定的结论。但对于高速离心泵,针对前置多种结构诱导轮的空化现象并没有进行系统的研究和对比,不能很好地揭示各种结构诱导轮的空化性能,在这一方面,目前所见公开发表的文献还较少。

针对某高速离心泵,对无诱导轮、前置等螺距、前置变螺距诱导轮和前置分流叶片诱导轮的情况下进行了外特性性能和汽蚀特性实验研究,并以实验实测结果值做为计算模拟的初始条件,进行了空化流场的数值计算,通过实验和数值计算对3种结构诱导轮的空化特性进行了系统的研究和分析,得出了3种诱导轮的空化性能及提高该高速离心泵抗汽蚀性能最佳的诱导轮。

## 1 实验装置

本文的具体研究对象为前置诱导轮的高速离心泵,如图1所示。该高速离心泵在设计点处的参数为:流量  $Q=4\text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程  $H=100\text{ m}$ ,转速  $n=6\ 000\text{ r}/\text{min}$ 。主离心叶轮为全开式叶轮,共有8个直叶片,如图2所示,其叶轮进口直径为28 mm,出口直径为118 mm,出口宽度为10 mm。诱导轮的设计在很大程度上是根据经验并结合水泵的实际结构而进行的,本文共设计了3种不同结构的诱导轮,如图3所示。等螺距诱导轮,导程为20 mm,叶片轴向长度为24.3 mm,叶尖包角为 $317.5^\circ$ ,前缘包角为 $120^\circ$ 。变螺距诱导轮,导程为 $155.5\tan\beta$  ( $\beta$ 为叶片安放角),叶片轴向长度为33 mm,叶尖包角为 $354.3^\circ$ ,前缘包角为 $120^\circ$ 。分流叶片诱导轮,长短叶片的位置如图3(c)所示。为充分研究该高速离心泵的特性,该泵的驱动方式设计成变频电机驱动的方式,以便调节转速,其外特性及汽蚀实验研究的装置示意图如图4所示。

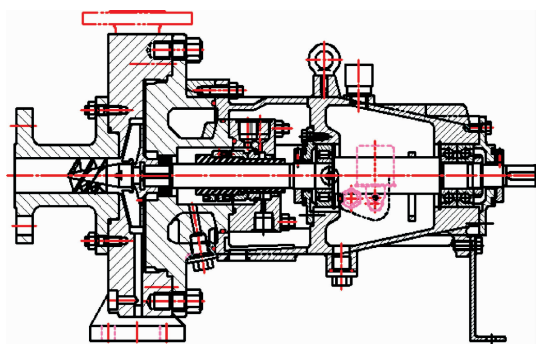


图1 前置诱导轮的高速离心泵的装配示意图

Fig. 1 Assembly diagram of high-speed centrifugal pump with pre-positioned inducer

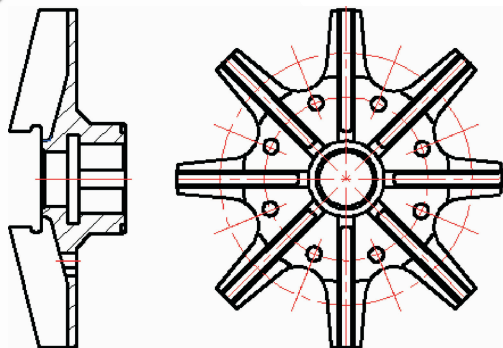
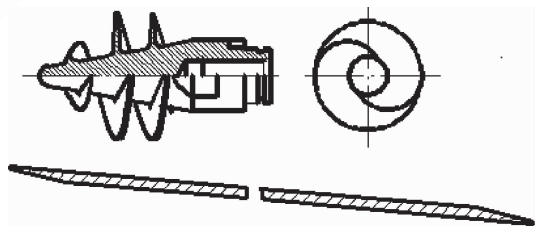
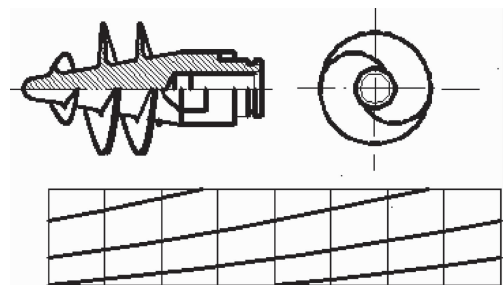


图2 离心主叶轮结构示意图

Fig. 2 Structure scheme of centrifugal main impeller



(a) Equal pitch inducer



(b) Variable pitch inducer

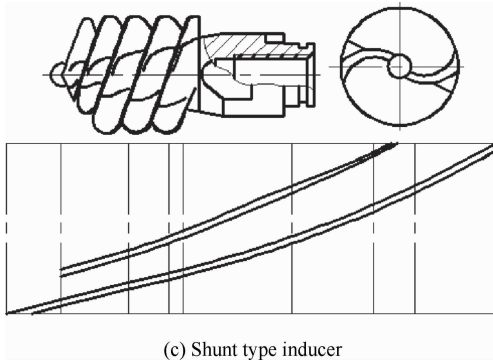


图 3 3 种结构形式的诱导轮  
Fig. 3 Three types of inducers

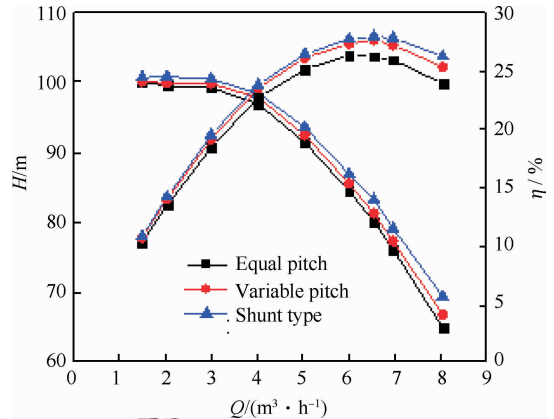


图 5 高速离心泵的外特性曲线  
Fig. 5 External characteristics curves of high-speed centrifugal pump

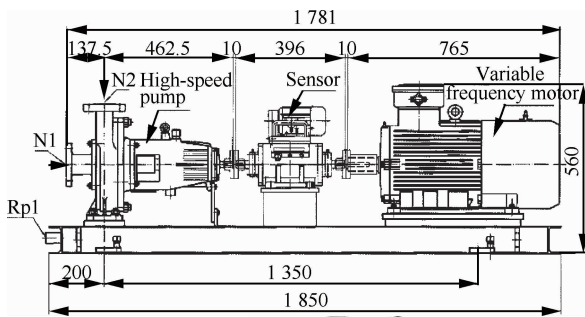


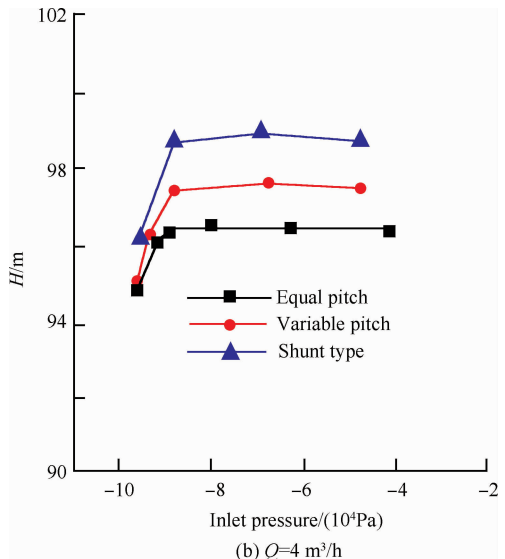
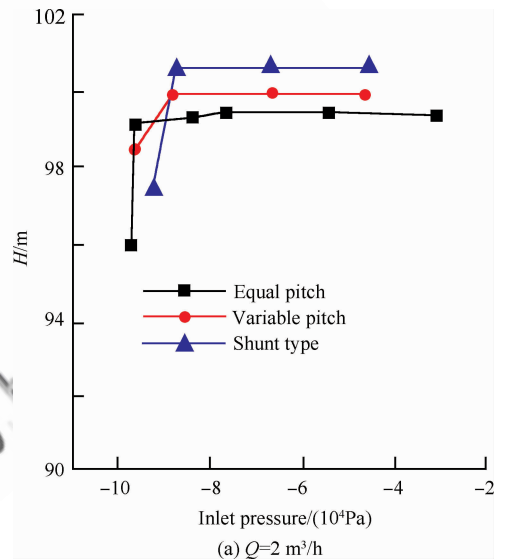
图 4 离心泵装置部分  
Fig. 4 Centrifugal pump equipment

## 2 外特性实验

测试实验采用从国外引进的 DCS (Distributed Control System) 测试系统, 是国际上较先进的离心泵测试系统, 此系统通过网络适时监控, 测试过程和数据统计结果是以注释和图形方式显示的。通过实验测试, 得到 3 种结构诱导轮的外特性曲线如图 5 所示, 为明确离心泵整机的抗汽蚀特性, 进行了小流量、设计点及大流量下的汽蚀实验。

由图 5 可见, 在同一流流量下, 离心泵的扬程从低到高分别是: 前置等螺距诱导轮、前置变螺距诱导轮、前置分流叶片诱导轮。分流叶片诱导轮在小流量下稍有正斜率现象, 意味着在小流量情况下不稳定。等螺距诱导轮和变螺距诱导轮则无此现象。从泵的整体效率  $\eta$  来看, 对于此高速离心泵效率都不是很高, 分流叶片诱导轮离心泵的效率最高, 变螺距诱导轮次之, 等螺距诱导轮的情况比前两者稍低。

图 6 所示为扬程随进口压力的变化曲线。由图可见, 不管在大流量下, 还是小流量下, 该高速离心泵整机最先发生汽蚀的是前置分流叶片诱导



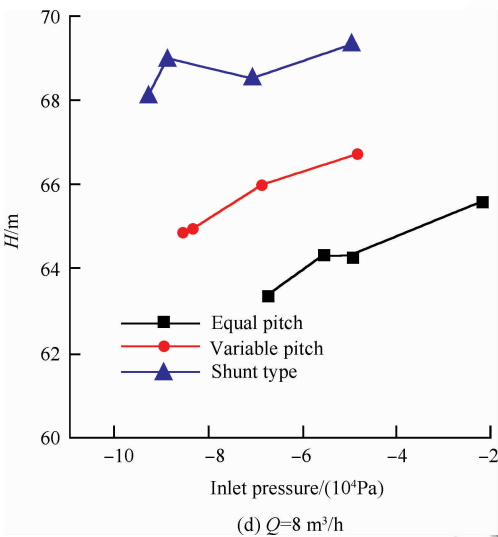
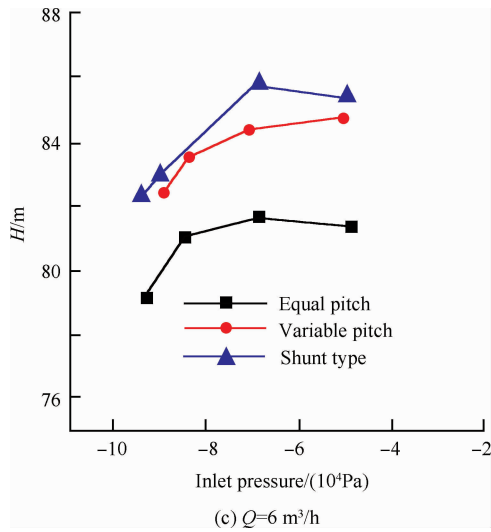


图6 扬程随进口压力的变化曲线

Fig. 6 Change curves of head with inlet pressure

轮的情况,其次是前置变螺距诱导轮的情况,最后发生汽蚀的是前置等螺距诱导轮的情况。表1所示为前置3种结构诱导轮下离心泵开始发生汽蚀的进口压力临界点与必需汽蚀余量NPSHr值。

由图6和表1可见,在小流量和设计点流量下,随着进口压力的下降,扬程在刚开始并没有什么波动,处于较稳定的状态,到了一定值后突然下降,意味着汽蚀的发生,这符合通常的实验规律;从扬程突然下降的临界点可见,变螺距诱导轮与分流叶片诱导轮的必需汽蚀余量值较近,而等螺距诱导轮的值得明显大于前两者,这意味着等螺距诱导轮的抗汽蚀特性较好,而变螺距诱导轮与分

表1 离心泵汽蚀时进口压力临界点与必需汽蚀余量值  
Table 1 Critical point of inlet pressure and NPSHr as centrifugal pump's cavitation taken place

$Q/(m^3 \cdot h^{-1})$	Inducer	Inlet pressure/Pa	NPSHr/m
2	Equal pitch	-96 258.8	0.118
	Variable pitch	-87 139.5	0.572
	Shunt type	-88 152.7	0.216
4	Equal pitch	-96 258.8	0.270
	Variable pitch	-94 232.3	0.274
	Shunt type	-95 245.5	0.272
6	Equal pitch	-90 179.3	0.496
	Variable pitch	-85 113.0	0.558
	Shunt type	-89 166.0	0.508
8	Equal pitch	-89 166.0	0.643
	Variable pitch	-55 728.7	3.232
	Shunt type	-83 086.5	1.347

流叶片诱导轮的抗汽蚀特性则相当。在稍大流量情况下,选取了 $6 m^3/h$ 和 $8 m^3/h$ 进行了实验,实验发现,随着进口压力的降低,离心泵的全扬程变化变得无规律,在没有发生汽蚀的情况下,全扬程就开始有所波动,规律性不是很强,其汽蚀性能比在小流量的情况下差。

### 3 数值计算

课题组经过大量的研究,证明数值模拟的结果与实验结果基本上是一致的<sup>[11-12]</sup>,认为数值模拟可以用来预测泵的性能,因本文重点讨论泵内空化现象,故不再做外特性的数值模拟计算。利用实验(如图6所示)得到的数据做为空化数值模拟的边界条件,使得数值计算结果更为精确。

由于空化是包含气液两相间质量传输的非定常可压缩多相湍流流动现象,空化模型的选择对空化的数值模拟计算十分关键。目前应用较为广泛的两相流数理模型有:VOF(Volume of Fluid)模型、混合模型(Mixture Model)和双流体模型(Eulerian Model)。VOF模型主要应用于液体中的大气泡运动、射流破碎和气液界面瞬态处理等问题;双流体模型由于模型中包含的变量多、方程复杂,因此求解较困难;混合模型是一种简化的多相流模型,当流体中相间曳力规律不明确时,混合模型可较好地替代双流体模型。



本文研究的是高速离心泵内的空化两相流动,目前常采用 Rayleigh-Plesset 方程的混合流体模型<sup>[13-16]</sup>进行空化数值模拟,但文献[17]通过实验和数值模拟对比,认为 VOF 模型对空化进行计算时,其精确度也较高,VOF 模型是 Rayleigh-Plesset 方程的一种简化形式。故本文利用两种空化模型对其进行数值模拟,并进行了对比。

### 3.1 数学模型

Rayleigh-Plesset 方程的具体求解方程如下。

空化流假设为汽液均相流动,质量连续方程如式(1)所示,动量方程如式(2)所示。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p +$$

$$\nabla[(\mu + \mu_t)\nabla \mathbf{u}] + \frac{1}{3}\nabla[(\mu + \mu_t)\nabla \cdot \mathbf{u}] \quad (2)$$

式中:  $\rho = \alpha_w \rho_w + \alpha_v \rho_v$  为混合密度,  $\alpha_w$ 、 $\alpha_v$  分别为液相和汽相的体积分数,  $\rho_w$ 、 $\rho_v$  分别为液相和汽相的密度;  $\mathbf{u} = \frac{(\alpha_w \rho_w \mathbf{u}_w + \alpha_v \rho_v \mathbf{u}_v)}{\rho}$  为混合相的质量平均速度,  $\mathbf{u}_w$ 、 $\mathbf{u}_v$  分别为液相和汽相的速度;  $\mu$ 、 $\mu_t$  分别为混合相的分子动力黏度和湍流动力黏度;  $p$  为压力。

在计算时,为加快收敛速度,把无空化模型的计算结果文件加载到空化文件中进行计算,计算中采用 Realizable  $k-\epsilon$  双方程湍流模型,在临近固壁的区域采用标准壁面函数,所有控制方程计算都采用了基于 SIMPLEC 的标准压力修正算法,工质选用液态水,其饱和蒸汽压为 3 167 Pa (25 °C)。

### 3.2 计算网格

由于诱导轮叶片的扭曲性,在计算时采用了四面体非结构网格。与结构网格相比,四面体非结构网格更适用于几何形状复杂流道的网格划分,并具有良好的自适应性。等螺距诱导轮离心泵的计算网格数为 982 281、变螺距诱导轮离心泵的计算网格数为 1 187 863、分流叶片诱导轮离心泵的计算网格数为 1 182 595。诱导轮和叶轮的计算区域如图 7 所示。网格质量满足求解器求解条件。

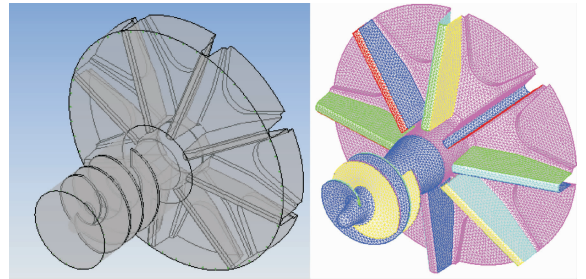


图 7 叶轮计算区域和叶轮壁面计算网格

Fig. 7 Calculated area and wall grids of the impeller

### 3.3 边界条件

在设计工况点  $Q = 4 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $n = 6 000 \text{ r/min}$  下对高速离心泵进行了旋转空化数值模拟,其边界条件的设置如下:

设泵内流体为不可压缩的牛顿流体,在模拟过程中采用清水作为介质,密度为  $1.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。

进口边界条件:进口采用压力入口,由于进口压力对汽蚀的影响是主要因素,故为比较前置 3 种诱导轮情况下高速离心泵的旋转空化特性,取相同值进行模拟。其值根据第 2 节的外特性实验结果给定,取最先发生汽蚀的诱导轮的第一个压力点做为入口压力值,其值为  $-94 232.3 \text{ Pa}$ 。

出口边界条件:出口采用流量出口,其值根据外特性实验结果给定,分别为等螺距诱导轮 ( $3.932 \text{ m}^3/\text{h}$ )、变螺距诱导轮 ( $3.925 \text{ m}^3/\text{h}$ )、分流叶片诱导轮 ( $3.923 \text{ m}^3/\text{h}$ )。

壁面边界条件:设置固壁是旋转的,诱导轮转速与叶轮转速相等为  $6 000 \text{ r/min}$ 。

周期性边界条件:在周期性区域的对应边界点处,全部流动参数均满足周期性条件。

### 3.4 计算结果分析

利用混合流体模型和 VOF 模型进行汽液两相的空化数值计算,得到如图 8~图 11 所示的气相体积分数分布情况图。图 8 为主叶轮内的汽蚀情况。

由图 8 可见,采用两种空化模型计算得到的结果基本上一致,区别不是很大,就是在直叶片进口处的气相体积分数稍有变化,其他基本上一致。由图 8(a1)和图 8(b1)可见,在无诱导轮情况下,

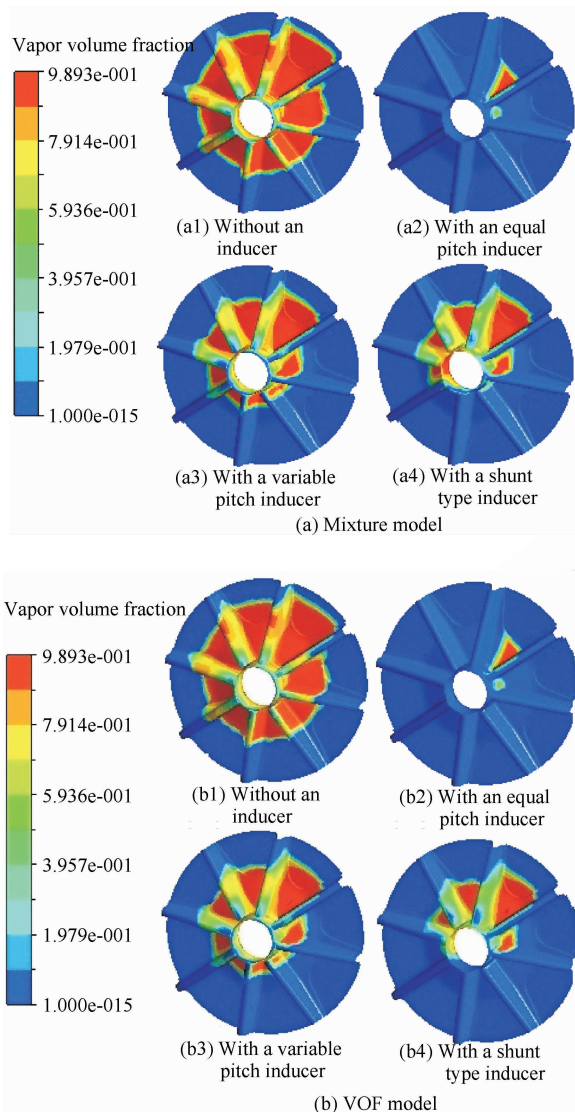


图8 通过计算得到的主叶轮内的汽蚀情况  
Fig. 8 Main impeller's cavitation obtained by calculation

高速离心泵的主叶轮内发生的汽蚀现象非常严重,主要集中在离心叶轮进口处,由此向四周发散,在后盖板区域处也发生了大面积的汽蚀,叶轮从进口方向看为顺时针旋转,故可见叶片的吸力面的汽相体积分数较叶片的压力面的汽相体积分数的分布比例要高很多;由图8(a2)和图8(b2)可见,在前置等螺距诱导轮情况下,汽相体积分数减少了很多,主要发生在一个通道内,且这个通道的叶片压力面处的汽相体积分数已经接近于0,这意味着前置等螺距诱导轮后,高速离心泵的汽蚀性能得到了很大的改善;由图8(a3)和图8(b3)可

见,在前置变螺距诱导轮情况下,汽相体积分数的分布较无诱导轮的情况要少一些,但主叶轮中的汽蚀在叶片进口附近还是存在部分气泡,但有2个通道已经基本上没有汽相分布,离心泵的主叶轮的汽蚀得到了很大的改善;由图8(a4)和图8(b4)可见,在前置分流叶片诱导轮的情况下,其汽相分布较变螺距诱导轮的情况要小,但比等螺距诱导轮的情况要多,流道中有3个通道已基本上没有汽相分布。

由图8(a)中的(a1)、(a2)、(a3)、(a4)和图8(b)中的(b1)、(b2)、(b3)、(b4)8个分布图可见,当用同一条件对有无诱导轮的情况进行空化数值计算后,主叶轮内的汽相分布差别还是较大的。前置3种诱导轮情况下,离心泵的汽蚀性能都得到了改善,其改善效果从低到高依次是:变螺距诱导轮、分流叶片诱导轮、等螺距诱导轮。同时可见,采用两种空化模型得到的主叶轮内的空化情况基本上一致。

由于整个数值模拟是在高速离心泵发生汽蚀的状态下进行模拟的,故主叶轮或多或少地会有汽蚀产生,诱导轮的汽蚀情况如图9~图11所示,图9为等螺距诱导轮内的汽相体积分数分布情况(采用两种空化模型得到的汽相体积分数一样),图10所示为变螺距诱导轮内的汽相体积分数分布情况,图11所示为分流叶片诱导轮内的汽相体积分数分布情况。

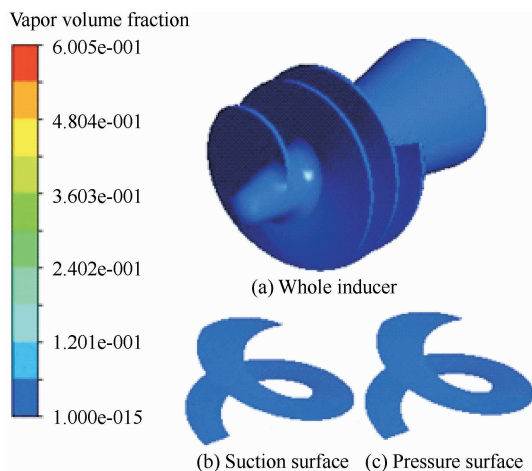


图9 等螺距诱导轮内的汽相体积分数分布情况  
Fig. 9 Vapor volume fraction distribution on the equal pitch inducer

由图 9 可见,等螺距诱导轮内几乎没有汽相存在,经分析,汽相主要集中在  $1 \times 10^{-15} \sim 6.005 \times 10^{-2}$  范围内,可见汽相体积分数分布较少。

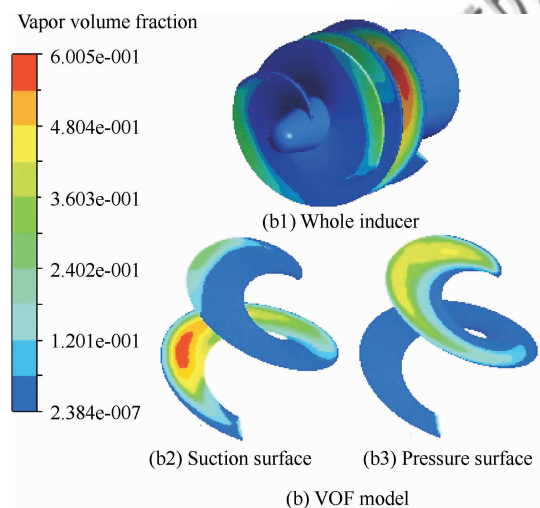
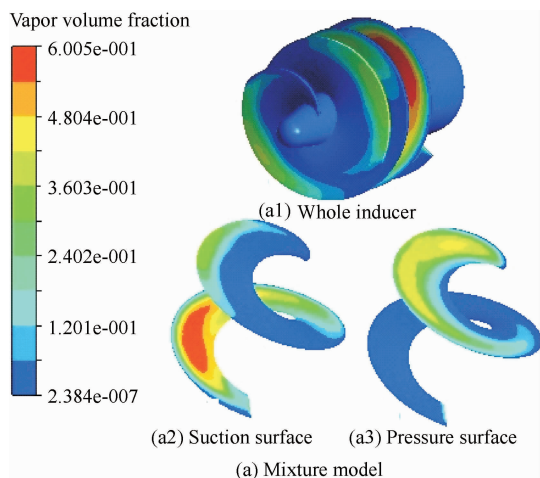


图 10 变螺距诱导轮内的汽相体积分数分布情况

Fig. 10 Vapor volume fraction distribution on the variable pitch inducer

由图 10(a1)和图 10(b1)可见,变螺距诱导轮内汽相分布较多,主要集中在叶片的吸力面进口处及中后部和压力面的进口处。由图 10(a2)和图 10(b2)可见,叶片的吸力面除叶片进口外缘处有较多的汽相分布外,吸力面的中后部也有汽泡存在,且汽泡分布的比率较高,结合图 8(a3)和图 8(b3)认为,此部分汽相分布比率较高的原因,主要是受后面主叶轮的影响,由于主叶轮叶片进口处的压力较低,产生汽蚀,故叶片吸力面的中后部也有汽泡存在。比较采用两种空化模型情况变

螺距诱导轮内的气相体积分数可见,在叶片的吸力面上,采用混合模型的气相体积分数较多,尤其是在中后部的情况比较明显。由图 10(a3)和图 10(b3)可见,叶片压力面的汽相主要分布在叶片进口处的外缘部分,这与很多学者的研究发现是相一致的。

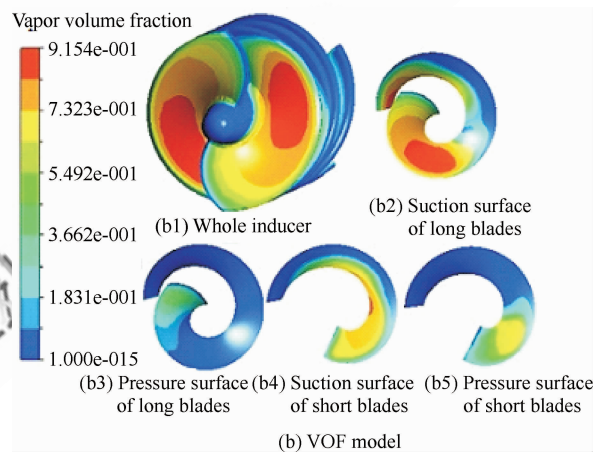
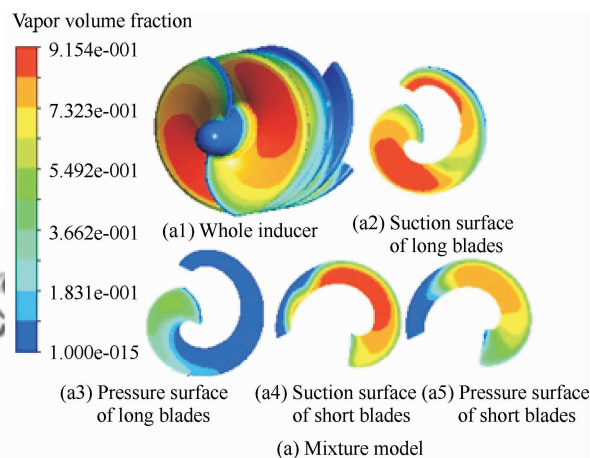


图 11 分流叶片诱导轮内的汽相体积分数分布情况

Fig. 11 Vapor volume fraction distribution on the shunt type inducer

由图 11(a1)和图 11(b1)可见,分流叶片诱导轮内的汽相体积分数分布范围和比例皆较前两者要大。由图 11(a2)和图 11(b2)可见,长叶片的吸力面,汽蚀主要发生在两大部分,一是靠近叶片进口处的外缘侧,汽相体积分数较大,且范围也较广,其次就是靠近叶片出口的轮毂侧,这与变螺距诱导轮的原因一样,应该是受到后面离心主叶轮进口低压的影响。由此可见,对于诱导轮的吸力面而言,除了吸力面的进口外缘容易发生汽蚀外,



叶片出口靠近轮毂侧也较容易发生汽蚀。比较采用两种空化模型情况分流叶片诱导轮内的气相体积分数可见:在长叶片的吸力面上(图 11(a2)和图 11(b2)),采用混合模型的气相体积分数较多,尤其是在后部的情况比较明显;在短叶片的吸力面上(图 11(a4)和图 11(b4)),采用混合模型的气相体积分数较多;在短叶片的压力面上(图 11(a5)和图 11(b5)),采用混合模型的气相体积分数较多。由图 11(a3)和图 11(b3)可见,长叶片的压力面情况比吸力面要好很多,除了进口的地方有少部分气泡外,其他地方都没有气泡;由图 11(a4)和图 11(b4)可见,对于短叶片主要集中在中部靠近轮毂侧,分布的范围较广;由图 11(a5)和图 11(b5)可见,短叶片压力面也出现了部分汽蚀。

由图 9~图 11 可知,当主叶轮发生汽蚀时,由于诱导轮是轴向结构,故即便是发生汽蚀,其汽蚀也会随着轴向旋转而向下游分散,对其本身的影响不会很大。另从图 8~图 11 知,诱导轮的汽蚀严重性与离心叶轮的汽蚀严重性并非成正比。在分流叶片诱导轮中的汽相比率比变螺距诱导轮的汽相比率要大,但后面的主叶轮的汽蚀情况前置分流叶片诱导轮反而比前置变螺距诱导轮的离心泵要好。

结合外特性实验(如图 6 所示)及数值模拟结果(如图 8 所示),进行对比研究分析,可以得出:

1) 由未发生汽蚀工况下的全流量外特性曲线可知,前置分流叶片诱导轮的整机扬程和效率最高。

2) 在整机发生汽蚀工况下,实验结果与数值模拟结果一致,前置等螺距诱导轮时该高速心泵的抗汽蚀特性最好。

比较图 9(a)和图 9(b),图 10(a)和图 10(b),图 11(a)和图 11(b)可见:当采用两种空化模型对诱导轮离心泵进行数值模拟时,离心泵主叶轮的汽蚀结果基本上一致,稍有区别;对于等螺距诱导轮,其结果一致;对于变螺距诱导轮,其气相体积分数有所不一样,但差别甚少;对于汽蚀较严重的分流叶片诱导轮,气相体积分数在数值上差别较大,但其分布的基本趋势一致。

## 4 结 论

1) 在同一流量下,前置等螺距诱导轮离心泵

的扬程最低,前置变螺距诱导轮离心泵的扬程次之,前置分流叶片诱导轮离心泵的扬程较两者高。分流叶片诱导轮在小流量下稍有正斜率现象,意味着在小流量情况下稍不稳定。

2) 在设计工况点下,前置 3 种诱导轮情况下,离心泵的汽蚀性能都得到了改善,其改善效果从低到高依次是:变螺距诱导轮、分流叶片诱导轮、等螺距诱导轮。

3) 对于诱导轮的吸力面而言,除了吸力面的进口外缘容易发生汽蚀外,叶片出口靠近轮毂侧也较容易发生汽蚀。

4) 诱导轮的汽蚀严重性与离心叶轮的汽蚀严重性不成正比。

5) 采用两种空化模型对诱导轮离心泵进行数值模拟的结果显示,空化模型的选择对离心泵主叶轮和汽蚀不严重的诱导轮的汽蚀结果影响不大,但对于汽蚀较严重的诱导轮,有一定的影响。但两种空化模型计算得到的结果与实验结果还是比较吻合的。

## 参 考 文 献

- [1] Lee K H, Yoo J H, Kang S H. Experiments on cavitation instability of a two-bladed turbopump inducer. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, 23(9): 2350-2356.
- [2] Yamanishi N, Fukao S, Qiao X Y, et al. LES simulation of backflow vortex structure at the inlet of an inducer. *Journal of Fluids Engineering*, 2007, 129(5): 587-594.
- [3] Kimura T, Yoshida Y, Hashimoto T, et al. Numerical simulation for vortex structure in a turbopump inducer: close relationship with appearance of cavitation instabilities. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, 130(5): 051104-1-051104-9.
- [4] Hosangadi A, Ahuja V, Ungewitter R J. Numerical study of a flat plate inducer: comparison of performance in liquid hydrogen and water. AIAA-2006-5070, 2006.
- [5] Dorney D, Griffin L, Marcu B, et al. Unsteady flow interactions between the LH2 feed line and SSME LPFP inducer. AIAA-2006-5073, 2006.
- [6] Li X J, Yuan S Q, Pan Z Y, et al. Analysis of cavitation head drop in centrifugal pump with inducer. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(9): 89-93. (in Chinese)  
李晓俊,袁寿其,潘中永,等.诱导轮离心泵空化条件下扬程下降分析.农业机械学报,2011,42(9):89-93.
- [7] Zhuang B T, Luo X W, Wang X, et al. Numerical simu-



- lations of cavitating flow in the inducer and primary impeller of a multistage vertical barrel pump. *Journal of Tsinghua University: Science and Technology*, 2011, 51(2): 267-271. (in Chinese)
- 庄保堂, 罗先武, 王鑫, 等. 立式多级筒袋泵诱导轮及首级叶轮内的空化流动模拟. *清华大学学报: 自然科学版*, 2011, 51(2): 267-271.
- [8] Ding X N, Liang W K. Numerical simulation of two-phases cavitation flow in equal-pitch inducer. *Journal of Water Resources and Water Engineering*, 2009, 20(5): 170-172. (in Chinese)
- 丁希宁, 梁武科. 两相流数值模拟分析等螺距诱导轮内空化问题. *水资源与水工程学报*, 2009, 20(5): 170-172.
- [9] Chu B X, Xu C, Zhang X N, et al. Influence of inducer cavitation on fluid-solid coupled stress analysis. *Journal of Rocket Propulsion*, 2012, 38(2): 44-48. (in Chinese)
- 褚宝鑫, 须村, 张晓娜, 等. 诱导轮空化对流固耦合应力分析的影响. *火箭推进*, 2012, 38(2): 44-48.
- [10] Niu K B. Numerical analysis of backflow cavitation in inlet of centrifugal pump with inducer. Xi'an; Institute of water Resources and hydro-electrical Engineering, Xi'an University of Technology, 2010. (in Chinese)
- 牛凯斌. 离心泵诱导轮入口回流空化的数值研究. 西安: 西安理工大学水利水电工程学院, 2010.
- [11] Guo X M, Zhu Z C, Cui B L, et al. Analysis of cavitation and flow computation of inducer. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(4): 122-128. (in Chinese)
- 郭晓梅, 朱祖超, 崔宝玲, 等. 诱导轮内流场数值计算及汽蚀特性分析. *机械工程学报*, 2010, 46(4): 122-128.
- [12] Guo X M, Zhu Z C, Cui B L, et al. The cavitation character of variable-pitch high speed inducer. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010, 31(8): 1315-1319. (in Chinese)
- 郭晓梅, 朱祖超, 崔宝玲, 等. 变螺距高速诱导轮的汽蚀特性. *工程热物理学报*, 2010, 31(8): 1315-1319.
- [13] Tang F, Li J W, Chen H, et al. Study on cavitation performance of inducer with annulus inlet casing. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(4): 171-176. (in Chinese)
- 唐飞, 李家文, 陈晖, 等. 采用环形入口壳体的诱导轮汽蚀性能研究. *机械工程学报*, 2011, 47(4): 171-176.
- [14] Huang D G, Zhuang Y Q, Cai R Z. A computational method for cavitation flows based on energy conservation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineer in Science*, 2007, 221(11): 1333-1338.
- [15] Singhal A K, Athavale M M, Li H. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(3): 617-624.
- [16] Saito Y, Nakamori I, Ikohagi T. Numerical analysis of unsteady vaporous cavitating flow around hydrofoil. *Fifth International Symposium on Cavitation*, 2003: 1-8.
- [17] Zhan L L. Study on numerical calculation and experiment of hydraulic machinery cavitation. Wuhan; School of Hydropower and Information Engineering, Huazhong University of Science and Technology, 2006. (in Chinese)
- 占梁梁. 水力机械空化数值计算与试验研究. 武汉: 华中科技大学水电与数字化工程学院, 2006.

#### 作者简介:

**郭晓梅** 女, 硕士, 副教授。主要研究方向: 流体机械内部流动机理。

Tel: 0571-86929117

E-mail: guoxiaomei19@163.com

**李映** 女, 硕士, 副教授, 硕士生导师。主要研究方向: 流体机械内部流动机理。

Tel: 0571-86843348

E-mail: liyi0511@163.com

# Research on the Rotation Cavitation Performance of High-speed Rotation Centrifugal Pump with Different Pre-positioned Inducers

GUO Xiaomei<sup>1</sup>, LI Yi<sup>2,\*</sup>, CUI Baoling<sup>2</sup>, ZHU Zuchao<sup>2</sup>

1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Zhejiang Water Conservancy and Hydropower College, Hangzhou 310018, China

2. The Provincial Key Laboratory of Fluid Transmission Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

**Abstract:** Flow cavitation simulation and cavitation characteristics experiment of a high-speed centrifugal pump are carried out. The pump is equipped respectively without a inducer, with a pre-positioned equal pitch inducer, a pre-positioned variable pitch inducer and a pre-positioned shunt type inducer. The research of the external characteristics experiment reveals that the head of the centrifugal pump with a pre-positioned shunt type inducer is highest, next is the pump with a pre-positioned variable pitch inducer, while the lowest is that with a pre-positioned equal pitch inducer. The research of the cavitation experiment and simulation shows that the cavitation performance of the centrifugal pump with a pre-positioned equal pitch inducer is best, next is the pump with a pre-positioned shunt type inducer, and the last is that with a pre-positioned variable pitch inducer. Cavitation occurs easily on the outside edge of the inducer blade at the suction surface as well as at the outlet near the hub. A comparison of the cavitation of the impeller and the inducer shows that the degree of the cavitation of the inducer is not directly proportional to that of the impeller.

**Key words:** centrifugal pump; inducer; cavitation; numerical simulation; cavitation test

**Received:** 2012-09-12; **Revised:** 2012-10-19; **Accepted:** 2012-11-28; **Published online:** 2012-12-11 17:16

**URL:** www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20121211.1716.001.html

**Foundation items:** National Natural Science Foundation of China (51249003); Zhejiang Province Public Industrial Project(2012C21013); Open Fund Project of Priority among Priorities Discipline of Zhejiang Sci-Tech University(ZSTUMD2011A007)

\* **Corresponding author.** Tel.: 0571-86843348 E-mail: liyi0511@163.com