

熔盐泵外特性及内部流动的 试验及数值模拟

邵春雷, 顾伯勤, 周剑锋, 程文洁

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 南京 211816)

摘 要: 为了揭示熔盐泵内两相流动的规律,研究了熔盐泵试验方法,得到了熔盐泵的外特性.采用粒子成像测速(PIV)技术测量了蜗舌附近熔盐泵内流动,并对熔盐泵内两相流动进行了非定常数值模拟,阐述了试验结果与模拟结果之间的差别,获得了晶体颗粒在熔盐泵内的体积分数分布,并分析了其演化规律.结果表明:熔盐泵内晶体颗粒体积分数分布较稳定,颗粒集中于叶片吸力面附近.粒径对颗粒在叶轮流道内的积聚影响比较大,粒径越大,颗粒积聚越明显.熔盐泵出口静压周期性波动,波动幅度受叶轮内颗粒体积分数分布影响.

关 键 词: 熔盐泵; 外特性; 两相流; 粒子成像测速; 非定常流动

中图分类号: V21; TH311; O35

文献标志码: A

Experiment and numerical simulation of external performances and internal flow of a molten salt pump

SHAO Chun-lei, GU Bo-qin, ZHOU Jian-feng, CHENG Wen-jie

(School of Mechanical and Power Engineering,
Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

Abstract: In order to reveal the regularity of two-phase flow in the molten salt pump, an experimental method of a molten salt pump was researched, and the external performances were obtained. The internal flow field near the volute tongue was measured by using PIV (particle image velocimetry) technology. Unsteady numerical simulation of two-phase flow in the molten salt pump was carried out. The differences between experiment and numerical simulation results were elaborated. The distribution of volume fraction of crystal particles was obtained and its evolutionary regularity was analyzed. The results show that the distribution of volume fraction of crystal particle is stable in the molten salt pump. In the impeller, particles are accumulated near the suction side of blades. The particle volume fraction is affected significantly by the particle diameter. The larger particle size means more obvious particle accumulation phenomenon. The molten salt pump outlet's static pressure fluctuates periodically, and the amplitude of pressure fluctuation is affected by the particle volume fraction distribution in the impeller passage.

Key words: molten salt pump; external performance; two-phase flow;
particle image velocimetry; unsteady flow

收稿日期: 2015-05-26

基金项目: 国家自然科学基金(51306087); 江苏省自然科学基金(BK2012430); 校人才计划培育项目(44202120)

作者简介: 邵春雷(1981—),男,江苏南通人,副教授,博士,主要从事流体测控技术和流体机械研究.

熔盐泵是一种输送高温熔盐的离心泵,应用于太阳能高温传热蓄热中.通常,熔盐泵输送的介质为完全熔融的盐,熔盐通过释放显热加热蒸汽用于发电.若允许熔盐释放部分潜热,出现部分结晶现象,但不至于冻结管路,影响太阳能发电系统的可靠性和连续性,这样可以提高熔盐储能的利用率^[1],此时,熔盐泵内的流动可视为潜热型液-固两相耦合流动.因此,研究熔盐泵输送潜热型液-固两相耦合介质的机理是十分必要的.

前人采用粒子图像测速(PIV)技术和激光多普勒测速(LDV)技术对泵内流场进行了测量^[2-5],为研究泵内复杂流动提供了基础数据.限于叶轮机械的结构复杂性和试验手段应用范围的局限性,广大研究者采用数值模拟的方法对叶轮机械内部流动进行研究^[6-9].泵内两相流的研究大多集中在输送含颗粒介质^[10-12],也有关于泵内气-液两相流的研究^[13-15].前人已做了不少值得借鉴的工作,但熔盐泵在输送含不同粒径晶体的熔盐时的外特性及其内部非定常流动规律需要进一步研究,关于晶粒对泵非定常性能的影响鲜见报道,其规律有待揭示.

本文采用试验和数值模拟相结合的方法对熔盐泵外特性和内部流动进行研究,揭示晶粒对泵非定常性能的影响,阐明泵内流动的分布及其演化规律.研究结果对扩大熔盐泵的运行范围,提高熔盐的蓄放热能力具有借鉴意义.

1 熔盐泵结构及输送介质物性

试验和数值模拟采用的模型泵由 GY50-315 型熔盐泵改形设计而成,其设计体积流量 $q_{V,d} = 25 \text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_d = 32 \text{ m}$,设计转速 $n_d = 1450 \text{ r/min}$.试验用模型泵采用矩形蜗壳、圆柱形叶片、半开式叶轮结构.吸水室和蜗壳为有机玻璃制成,其余为不锈钢.

由于需要兼顾 PIV 拍摄性能,以及受有机玻璃加工性能的限制,模型泵在某些结构上作了必要的简化,例如:液体从吸水室进入叶轮的弯曲半径比真实泵小,压水室截面采用了水力性能较梯形截面差的矩形截面等,因此模型泵的水力性能略逊于真实泵,但能满足研究需要^[16].而且叶轮和压水室的大部分区域、吸水室的整个区域都可以进行 PIV 拍摄,可测量的区域广,该结构比文献^[17]中模型泵的结构更为合理.模型泵的主要尺寸列于表 1,三维几何模型如图 1 所示.

表 1 模型泵主要尺寸

Table 1 Main dimensions of the model pump

参数	数值
泵进口直径 D_{in}/mm	80.0
泵出口直径 D_{out}/mm	50.0
叶轮出口直径 D_2/mm	315.0
进口安放角 $\beta_1/(\circ)$	32.3
出口安放角 $\beta_2/(\circ)$	33.3
叶片厚度 t_b/mm	5.0
叶片进口宽度 b_1/mm	28.0
叶片出口宽度 b_2/mm	10.0
叶片包角 $\theta/(\circ)$	120.0
叶片长度 l/mm	220.0
叶片数 Z	6
蜗舌安放角 $\beta_t/(\circ)$	16.0

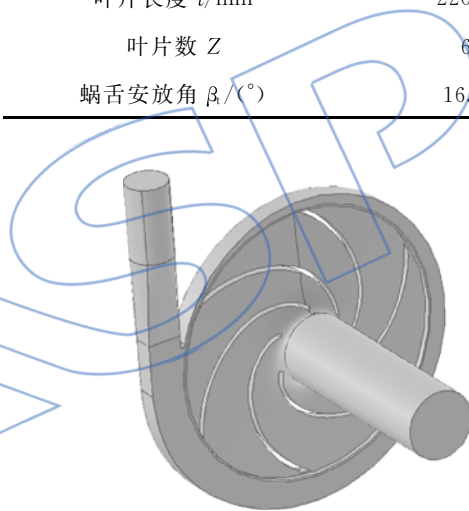


图 1 熔盐泵三维几何模型

Fig. 1 Three-dimensional geometric model of the molten salt pump

142 °C 下三元熔盐(质量分数分别为 53% $\text{KNO}_3 + 7\% \text{NaNO}_3 + 40\% \text{NaNO}_2$) 的密度为 1980.5 kg/m^3 ,动力黏度为 $0.01453 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,晶体颗粒的密度为 2142.96 kg/m^3 .由于高温试验的难度很大,选用常温下的清水和平均粒径为 0.2 mm、体积分数为 2% 的菜籽颗粒作为两相介质进行试验,并进行数值模拟.通过比较试验和数值计算结果,验证数值计算方法的可靠性.熔盐泵输送熔盐情况下的性能采用数值计算方法进行研究.

2 试验装置和原理

2.1 试验装置

熔盐泵试验装置如图 2 所示,在该装置上可进行外特性和内部流动测量,主要由模型泵、转子

流量计、压力传感器、扭矩转速传感器、激光光源、CCD(电荷耦合)相机、电动机和管路系统等组成。管路由不锈钢制成,进口管直径为80 mm,出口管直径为50 mm,水箱的体积为4 m³。泵体积流量通过出口管路上的调节阀进行调节。

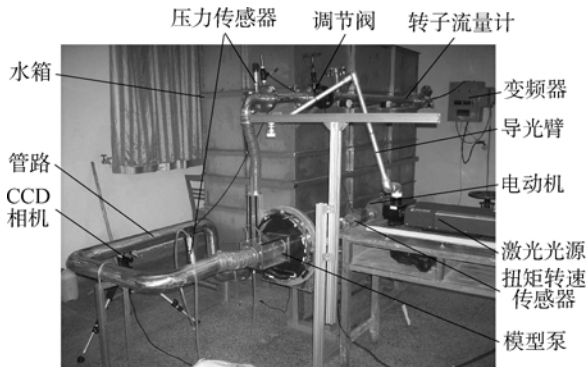


图2 泵试验装置

Fig. 2 Pump experimental facility

2.2 外特性测量方法

熔盐泵的扬程 H 可由伯努利方程计算得到,如下式所示:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + (L_d - L_s) + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + \frac{k_{f,d} v_d^2 - k_{f,s} v_s^2}{2g} \quad (1)$$

式中 p 为静压,由压力传感器测得; ρ 为介质密度; g 为重力加速度; v 为管内流速,通过转子流量计测得体积流量 q_v ,然后根据管内径 d 计算得到; k_f 为压力测量点和泵法兰之间的摩擦损失因子,根据雷诺数 ($Re = \rho v d / \mu$) 查询莫地 (Moody) 图得到, μ 为动力黏度; L 为压力传感器到参考点的垂直距离;下标 d 和 s 表示泵的排出侧和吸入侧。

泵的轴功率 P 由式(2)计算得到

$$P = \frac{2\pi n M}{60} \quad (2)$$

式中 n 为泵转速; M 为扭矩,由扭矩转速传感器测得。

不同工况下的泵水力效率 η 可由式(3)计算得到

$$\eta = \frac{\rho g q_v H}{P - P_0} \times 100\% \quad (3)$$

式中 P_0 为空载功率。

2.3 内部流动测量方法

采用 PIV 对熔盐泵内部流动进行测量,其工作原理如图3所示。双脉冲激光器发出片光,照射

泵内流场。CCD 相机垂直于片光布置,拍摄泵内示踪粒子图像。同步控制器保证双脉冲激光器和 CCD 相机同步工作。为了得到相同叶片和蜗舌相对位置时的图像,采用锁相技术,由安装在电动机传动轴上的霍尔传感器发出脉冲信号,CCD 相机设置为 PIV 工作模式,一次触发连续采集两幅图像,每个试验工况采集 100 幅图像。采用互相关技术对连续采集的两幅图像进行处理,得到一组流场数据,总共可计算出 50 组瞬时流场数据,再对这 50 组数据进行平均处理,得到某一相同叶片和蜗舌相对位置时的速度场。

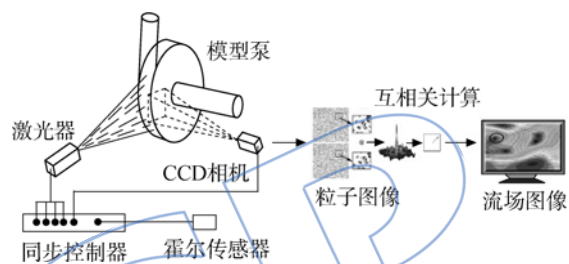


图3 PIV 系统原理图

Fig. 3 Schematic diagram of PIV system

试验在设计转速为 1 450 r/min,设计体积流量为 25 m³/h 的工况下进行。PIV 的拍摄区域如图4中的虚线框所示,测量范围约为 140 mm × 105 mm,在叶片-蜗舌夹角 $\alpha = 0^\circ$ 时,拍摄该区域内的流动。叶片-蜗舌夹角 α 为叶轮圆心和蜗舌顶部的连线与叶轮圆心和叶片端部的连线之间的夹角,取顺时针方向为正。为了避免光的反射,蜗壳外缘、叶轮和熔盐泵后盖板涂以黑色哑光漆。

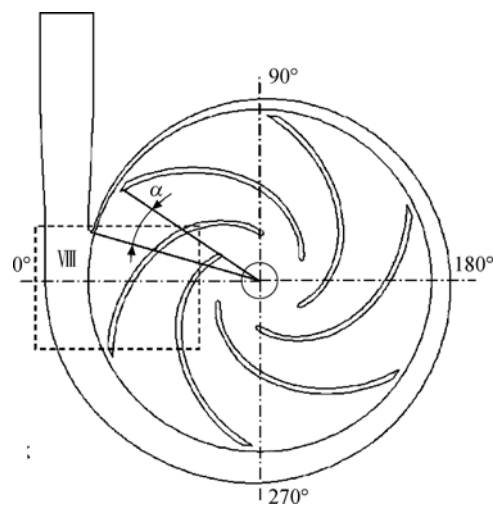


图4 测量区域

Fig. 4 Measurement region

双脉冲激光器设置为外同步工作模式,脉冲能量为 120 mJ,脉冲延时 6 ns,跨帧延时 40 μ s. 片光垂直于泵轴,厚度为 1.0 mm,到叶轮后盖板的距离为 0.5 b_2 .

采用平均直径为 10 μ m 的荧光颗粒作为示踪粒子,该粒子具有良好的散射性与跟随性,能比较真实地反映泵内液相流场. 在 CCD 相机镜头前安装滤光片,滤掉由固相产生的反射光.

3 数值模拟方法

3.1 网格划分

对图 1 所示的熔盐泵三维几何模型进行网格划分,泵进口区域采用六面体单元,叶轮、蜗壳和出口区域采用四面体单元,模型网格总数为 469 233,网格独立性验证表明该网格精度已经能够满足要求,无需再细化网格.

3.2 计算方法

在进行液-固两相流计算时,作如下假设:①主相为熔盐,第二相为均匀的球形晶体颗粒,计算过程中不发生相变;②液-固两相为连续不可压缩相,各相的物性保持常数. 液-固两相流模型采用 Eulerian 模型. 湍流模型选取标准 $k-\epsilon$ 两方程模型. 对流项的离散采用 1 阶迎风格式,耗散项采用中心差分格式. 将单相压力速度耦合算法 SIMPLE (semi-implicit method for pressure linked equations) 至多相流动中迭代求解压力-速度方程. 晶体颗粒大小通过调节 Eulerian 模型中固相的直径实现;颗粒体积分数通过改变进口固相的体积分数实现.

3.3 边界条件

进口采用速度进口边界条件,给定来流速度;出口采用出流边界条件;壁面采用无滑移边界条件,近壁区域采用标准壁面函数处理;在叶轮与蜗壳的交界面上,选用 SM(sliding mesh)模型模拟两者之间的动静干涉^[18],对于转速为 1 450 r/min 的工况,选取时间步长 $\Delta t=0.000\ 11494$ s,即叶轮每旋转 1° 计算得到一个流场结果.

4 结果及分析

4.1 试验与数值模拟结果比较

图 5(a)和图 5(b)分别为试验和数值模拟得到的输送相同物性两相介质时的熔盐泵外特性曲线. 由图可见,设计体积流量 (25 m^3/h) 下数值模拟比试验得到的扬程高 3.0 m,轴功率低 0.2 kW,

效率高 8.7%. 造成差别的原因主要为模拟过程中作了一些必要的简化处理,如:叶轮轮盘与蜗壳之间的液体在建模过程中未考虑进去,这样叶轮轮盘摩擦损失、口环处的泄漏损失以及密封装置的泄漏损失在数值模拟过程中就被忽略掉了. 另外,试验过程中所测得的轴功率还包括轴承及密封装置上所消耗的功率,而这在数值模拟过程中也未考虑. 因此,泵的 3 类能量损失(机械损失、体积损失和水力损失)在模拟过程中只考虑了水力损失. 虽然试验结果和模拟结果在数值上略有差别,但两者的变化规律相一致.

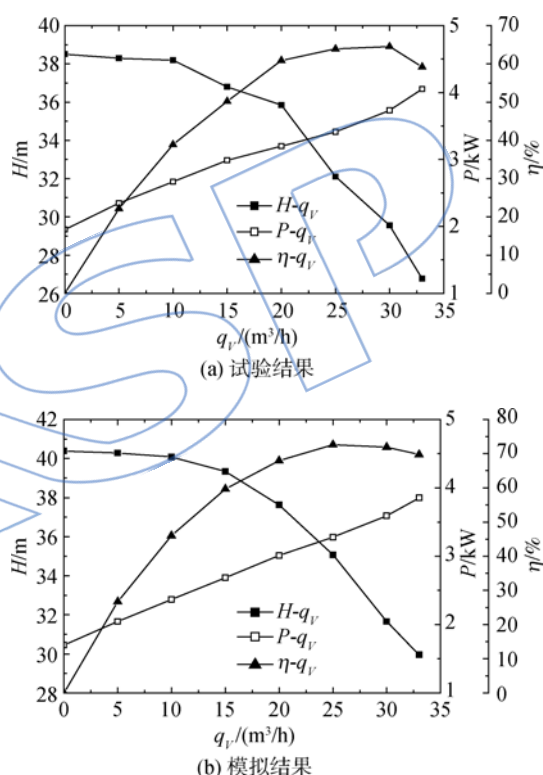
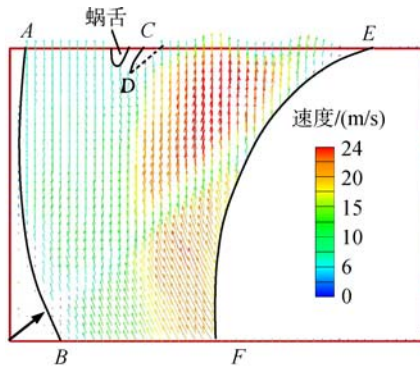


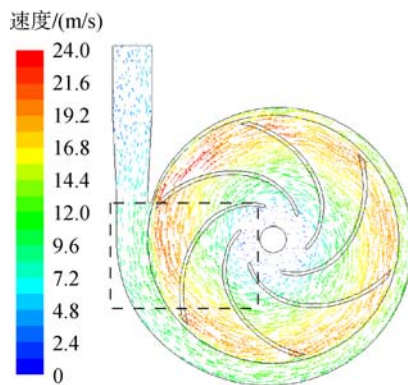
图5 熔盐泵输送两相介质时的外特性曲线

Fig. 5 External performance curves of molten salt pump under the condition of pumping two-phase medium

图 6(a)显示的是外同步模式下获得的叶片-蜗舌夹角 $\alpha=0^\circ$ 时,蜗舌附近压水室和部分叶轮流道内的绝对速度矢量. 图中线段 AB 表示压水室壁面,线段 CD 和线段 EF 表示叶片表面,左下角的箭头表示片光入射方向,因蜗壳外壁螺钉遮挡片光,沿箭头方向部分速度矢量缺失,线段 EF 后部区域为片光无法照射到的阴影区,该区域内的错误矢量已删除. 图 6(b)为采用 SM 模型模拟得到的叶片-蜗舌夹角 $\alpha=0^\circ$ 时,熔盐泵中截面上绝对速度矢量,图 6(b)中虚线框内的流场与图 6(a)



(a) 试验结果



(b) 模拟结果

图 6 叶片-蜗舌夹角为 0° 时熔盐泵内部流场Fig. 6 Flow field in the molten salt pump at blade-volute angle α being 0°

中流场对应. 将试验结果与模拟结果进行对比可以发现, 两者存在如下差异: ①模拟得到的蜗舌附近压水室内的绝对速度存在较明显的流向叶轮内部的分量, 而试验结果不明显, 这与模拟中忽略了叶片与熔盐泵前盖板之间的间隙有关; ②模拟得到的最大速度出现的位置更靠近叶片压力面, 而试验得到的叶片压力面上的速度相对较小, 这与试验中因叶片表面反光导致的测量误差有关; ③在蜗舌表面附近, 模拟结果与试验结果有所差别, 其误差主要是由于试验中该位置处反光较为强烈引起的. 但是, 两者速度分布基本相似, 试验结果与模拟结果较为吻合.

从熔盐泵外特性曲线和内部流动的试验和数值模拟结果分析可知, 数值模拟能较好地反映试验, 本文采用的数值计算方法是正确的. 考虑到熔盐泵输送高温介质时试验的难度较大, 采用数值模拟代替试验. 后面分析的所有数据均为数值模拟得到的结果.

4.2 粒径对叶轮流道内体积分数分布的影响

图 7 为熔盐泵进口颗粒体积分数为 2% 时的

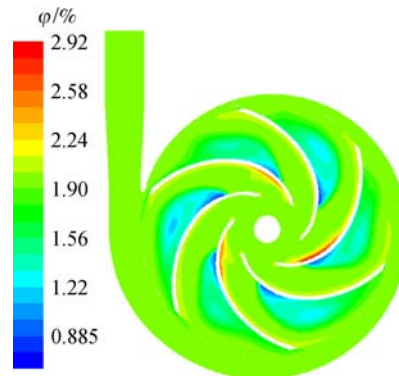
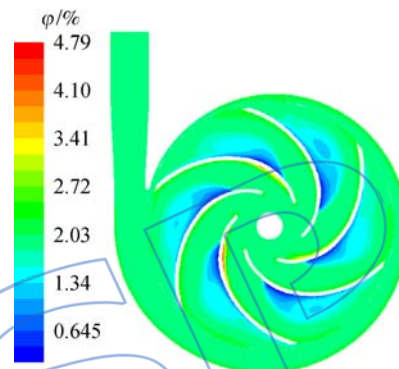
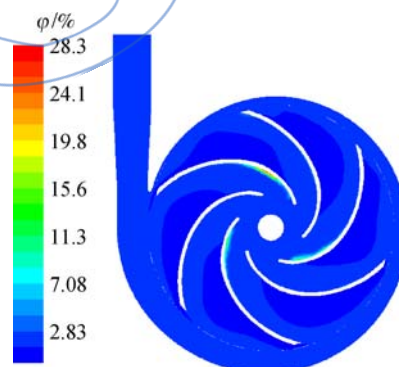
(a) $d_p=0.1$ mm(b) $d_p=0.2$ mm(c) $d_p=0.5$ mm

图 7 不同粒径颗粒的体积分数分布云图

Fig. 7 Volume fraction contour of particle with different diameters

不同粒径(d_p)颗粒的体积分数(φ)分布云图. 颗粒从进口进入以后, 在多种力的联合作用下, 在叶轮流道内逐步积聚. 叶片吸力面附近的固相体积分数大于叶片压力面附近的体积分数, 最大体积分数出现在距离叶片进口约 $1/4$ 处的吸力面. 产生这种现象的原因为: 颗粒由于沿叶轮径向作用着相当大的离心力, 在叶轮流道中运动时脱离了叶片工作面. 也有研究得到与此相反的研究结论, 认为颗粒沿叶片压力面运动的概率大于沿吸力面工作的概率. 产生这两种截然不同结果与液-固两相

的物性有密切关系。

对比图 7 中的 3 幅图可以发现,颗粒粒径对颗粒的分布影响比较明显.在相同进口颗粒体积分数下,粒径越小,颗粒分布相对均匀些,粒径越大,颗粒聚集越明显,这说明颗粒粒径对颗粒在叶轮流道内的积聚影响比较大.当粒径为 0.1, 0.2, 0.5 mm 时,叶轮流道内的最大颗粒体积分数分别为 2.9%, 4.8% 和 28.3%.很显然,粒径的增大使得颗粒进一步往叶片吸力面积聚,从而加剧了液-固两相的分离.产生这种现象的原因为:①粒径增大,颗粒的总数减少,颗粒与颗粒之间碰撞次数减少,导致其运动到叶片吸力面的机遇增加;②粒径增大,颗粒的惯性增大,使得其维持原有运动状态的能力增强,由相对速度矢量图可以发现,流体进入叶轮后速度指向高体积分数区。

4.3 不同叶片-蜗舌夹角情况下的泵出口静压及体积分数分布

输送体积分数为 2%, 粒径为 0.1 mm 的两相熔盐时,熔盐泵出口静压(p_o)随时间的变化曲线如图 8 所示,图中横坐标为迭代步,迭代一步叶轮旋转 1° ,图中显示了叶轮旋转一周出口静压的波动情况.由图可见,出口静压呈现明显的周期性波动,波动的频率为叶片的通过频率。

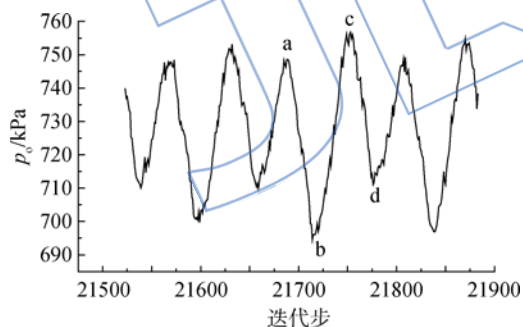


图 8 出口静压随时间的变化曲线

Fig. 8 Static pressure changing with the time at the pump outlet

输送单相介质时的出口静压波动曲线表明,波峰或波谷应具有相同的高度,即波动幅度始终相同,但从图 8 中的曲线可以看到,出现了 3 个高的波峰(如图中 c)和 3 个矮的波峰(如图中 a),以及 3 个深的波谷(如图中 b)和 3 个浅的波谷(如图中 d). a~d 四个波峰、波谷位置对应的泵内颗粒体积分数分布如图 9(a)~图 9(d)所示。

综合分析图 8 和图 9 可得,当出口静压达到波峰时(对应图 9(a)和图 9(c)),叶片与蜗舌的相

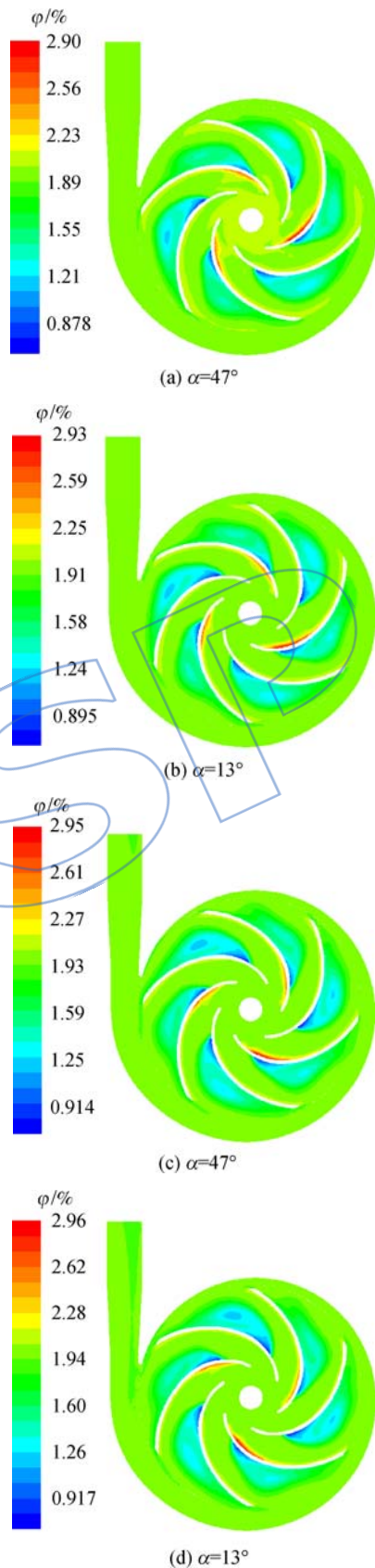


图 9 不同叶片蜗舌相对位置时泵内颗粒体积分数分布云图

Fig. 9 Volume fraction contour of particle for different relative positions of blade and volute tongue

对位置相同,此时叶片-蜗舌夹角 $\alpha=47^\circ$,分析这两幅图可以发现,近蜗舌叶轮流道内颗粒的体积分数分布存在明显的差异,出现高波峰时的叶轮流道内出现最高颗粒体积分数区。类似地,当出口压力达到波谷时(对应图 9(b)和图 9(d)),叶片与蜗舌的相对位置相同,此时叶片-蜗舌夹角 $\alpha=13^\circ$,但波谷的深浅不同,近蜗舌叶轮流道内颗粒的体积分数分布也不同。由此可以得出,颗粒体积分数分布在叶轮流道内间隔周期性出现最大值,是导致压力波峰、波谷高度不一的原因。出现叶轮内体积分数分布间隔性对称的原因有待进一步研究。

5 结 论

1) 试验和数值模拟所得到的泵外特性曲线变化趋势一致,蜗舌附近泵内速度分布吻合较好,数值模拟可以代替试验进行熔盐泵内两相流研究。

2) 叶片吸力面附近的固相体积分数大于叶片压力面附近的体积分数,最大体积分数出现在距离叶片进口约 $1/4$ 处的吸力面。粒径对颗粒在叶轮流道内的积聚影响比较大,粒径越大,颗粒聚集越明显。

3) 泵出口静压周期性波动,颗粒体积分数在叶轮流道内间隔周期性分布,是导致压力波峰、波谷高度不一的原因。

参考文献:

- [1] 崔海亭,杨锋.蓄热技术及其应用[M].北京:化学工业出版社,2004.
- [2] 邵春雷,顾伯勤,黄星路,等.低比转速泵叶轮流道内部流动的 PIV 试验[J].航空动力学报,2010,25(9):2091-2096.
SHAO Chunlei, GU Boqin, HUANG Xinglu, et al. Experimental study on flow in the impeller of low specific speed pump using particle image velocimetry[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9): 2091-2096. (in Chinese)
- [3] 刘正先,王永,曹淑珍,等.非设计工况下离心叶轮内湍流场的 LDV 测量[J].航空动力学报,2004,19(4):449-454.
LIU Zhengxian, WANG Yong, CAO Shuzhen, et al. LDV measurements of turbulent flow field in a centrifugal impeller at off-design flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 449-454. (in Chinese)
- [4] 刘正先,姜印平,曹淑珍,等.离心叶轮内三维湍流流场的 LDV 测量[J].航空动力学报,2002,17(3):287-291.
LIU Zhengxian, JIANG Yinping, CAO Shuzhen, et al. LDV measurements of three-dimensional turbulent flow field in a centrifugal impeller[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(3): 287-291. (in Chinese)
- [5] Feng J, Benra F K, Dohmen H J. Unsteady flow visualization at part-load conditions of a radial diffuser pump: by PIV and CFD[J]. Journal of Visualization, 2009, 12(1): 65-72.
- [6] Yang Z J, Wang F J, Zhou P J. Evaluation of subgrid-scale models in large-eddy simulations of turbulent flow in a centrifugal pump impeller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(5): 911-918.
- [7] Shojaeefard M H, Tahani M, Khalkhali A, et al. A parametric study for improving the centrifugal pump impeller for use in viscous fluid pumping[J]. Heat and Mass Transfer, 2013, 49(2): 197-206.
- [8] Stel H, Amaral G D L, Negrão C O R, et al. Numerical analysis of the fluid flow in the first stage of a two-stage centrifugal pump with a vaned diffuser[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(7): 071104. 1-071104. 9.
- [9] 马冬英,雷宗琪,梁国柱.基于相对流面理论的液体火箭发动机泵内部流动计算[J].航空动力学报,2013,28(3): 583-590.
MA Dongying, LEI Zongqi, LIANG Guozhu. Calculation of internal flow in pump of liquid rocket engine based on theory of relative stream surface[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 583-590. (in Chinese)
- [10] 许洪元,吴玉林,戴江,等.离心式叶轮中低浓度固体颗粒分布的研究[J].工程热物理学报,1994,15(3):255-291.
XU Hongyuan, WU Yulin, DAI Jiang, et al. Study on distribution of dilute solid particles in centrifugal impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1994, 15(3): 255-291. (in Chinese)
- [11] 高波,杨敏.旋流泵内颗粒分布及对盐析特性的影响[J].工程热物理学报,2009,30(12):2031-2033.
GAO Bo, YANG Min. Particle concentration distribution and its effect on salt-out features in a vortex pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(12): 2031-2033. (in Chinese)
- [12] Tahsin E, Mesut G. Performance characteristics of a centrifugal pump impeller with running tip clearance pumping solid-liquid mixtures[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(9): 532-538.
- [13] Barrios L, Prado M G. Experimental visualization of two-phase flow inside an electrical submersible pump stage[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2009, 133(4): 453-467.
- [14] Barrios L, Prado M G. Modeling two-phase flow inside an electrical submersible pump stage[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2009, 133(4): 227-231.
- [15] José A C, Frank K. Slip factor for centrifugal impellers under single and two-phase flow conditions[J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(3): 317-321.
- [16] 邵春雷.离心泵内部流动及动态虚拟设计方法研究[D].南京:南京工业大学,2008.
SHAO Chunlei. Study on the internal flow and dynamic virtual design method of centrifugal pump[D]. Nanjing:

- Nanjing Technology University, 2008. (in Chinese)
- [17] Nicholas P, Poul S L, Christian B J. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions: Part 1 particle image velocimetry (PIV) and laser Doppler velocimetry (LDV) measurements [J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 61-72.
- [18] 郭庭辉, 段斌, 罗小兵. 微型泵的三维数值模拟与实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(12): 2355-2358.
- GUO Tinghui, DUAN Bin, LUO Xiaobing. Three-dimensional numerical simulation and experimental study of the micropump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(12): 2355-2358. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)

JALSP