

螺旋离心泵叶轮域流体能量损失研究*

李仁年 申正精 韩伟 权辉 李琪飞

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘要:以螺旋离心泵为研究对象,采用计算流体力学方法,对叶轮内部流场进行数值计算,分析了叶片工作面和背面轮毂、轮缘处的压强和速度分布。定义 Rothalpy 值作为能量损失定量评价的指标,对输送介质为清水和固相体积分数为 20%、颗粒粒径为 0.076 mm 的固液两相含沙水在螺旋离心泵叶轮域的能量变化进行了分析,得出叶轮不同位置处能量变化规律。结果表明:叶轮螺旋段头部是整个叶轮域能量转换的过渡区域,螺旋段是叶轮域流体介质能量增加的主要区域,螺旋段中部的壁面摩擦损失对螺旋段做功能力有一定影响,液流在离心段能量损失最大;较输送清水,当输送固相体积分数为 20%、颗粒粒径为 0.076 mm 的含沙水时,叶轮做功能力有所提高,在叶轮出口处,两类流体介质的能量趋于均匀。

关键词:螺旋离心泵 叶轮 固液两相流 能量损失

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0125-06

引言

螺旋离心泵叶轮由螺旋段和离心段两部分组成,进口部分为螺旋叶片,出口部分近似于混流式叶片。与普通的离心泵相比,螺旋离心泵具有较高的水力特性、对固体的承载能力和高效性等优点^[1]。

螺旋离心泵叶轮把机械能转化成液体能量的过程中伴有水力损失。准确计算叶轮流域水力损失是预测螺旋离心泵水力性能的关键,也是进行螺旋离心泵优化设计的基础。螺旋离心泵叶轮上的水力损失可分为水力摩擦损失和局部损失两种,这与过流部件的几何形状、表面粗糙度、液体粘度和流速等因素相关^[2-6]。尽管这方面已经有了很多研究成果,但由于泵内流动的复杂性,要精确计算各项损失很困难^[7-8]。定量分析水力机械能量变化规律,建立离心泵内水力损失的计算模型,分析其各部分的能量损失对螺旋离心泵的优化设计尤为重要。

本文以螺旋离心泵为对象,通过论证空间坐标系下 Rothalpy 值与水力损失之间的关系,并借助计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)方法,分别在介质为清水和含沙水工况下计算沿叶轮轮毂、轮缘的压强分布和相对速度分布,对叶轮各部分的能量损失进行分析,以为设计优良性能的螺旋离心泵提供参考。

1 理论分析及研究方案

1.1 螺旋离心泵结构及工作原理

在螺旋离心泵内部,从液流运动状态来看,螺旋离心泵叶轮螺旋段使得流体完成从轴向至径向的过渡,液流的轴向速度由大变小,径向速度则相反^[6-7],螺旋离心泵结构如图 1 所示。

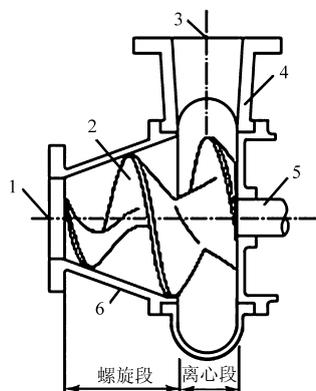


图 1 螺旋离心泵结构示意图

Fig. 1 Structure schematic of screw centrifugal pump

1. 入口 2. 叶轮 3. 出口 4. 蜗壳 5. 泵轴 6. 吸入壳体

1.2 叶轮流域区域能量分析

为了能定量分析沿叶片型线从进口到出口的能量变化趋势,引入流线上流体微团的相对能量转子焓(Rothalpy 值)概念,根据伯努利方程可得,沿流线任意点 1~2 的能量变化公式为^[8-9]

$$w_x = m \left[h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad (1)$$

式中 m ——流体质量 C ——绝对速度
 z ——该点所在高度 g ——重力加速度
 鉴于 z 值变化比较小,式(1)中可以考虑将其忽略,并定义 $h_0 = h + \frac{1}{2}C^2$, $h = \frac{p}{\rho}$, p 为静压, ρ 为流体密度。

对于以一定角速度旋转的叶轮来说,叶轮对单位质量流体做的功,即为泵的欧拉方程,可写为

$$\Delta w_c = \frac{w_x}{m} = U_2 C_{\theta_2} - U_1 C_{\theta_1} > 0 \quad (2)$$

式中 U ——牵连速度
 C_θ ——绝对速度的圆周分量
 由式(1)、(2)可以得到

$$I = h + \frac{1}{2}C^2 - UC_\theta \quad (3)$$

式中 I ——沿同一流线的流体微团单位能量
 通常三维运动的绝对速度 C 可以分为径向、切向和轴向,分别为 C_r 、 C_θ 、 C_x ,如图2所示。

即 $C^2 = C_r^2 + C_\theta^2 + C_x^2$,则有

$$I = h + \frac{1}{2}[(U - C_\theta)^2 + C_r^2 + C_x^2 - U^2] \quad (4)$$

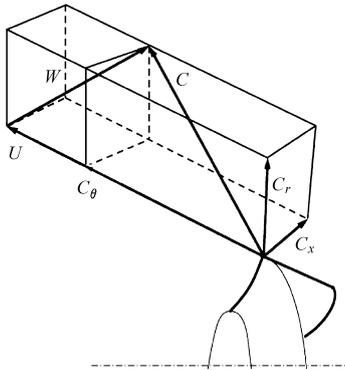


图2 速度三角形在空间中的位置

Fig.2 Three-dimensional velocity decomposition

在速度三角形中, $U - C_\theta = W_\theta$, 由于 $W^2 = C_r^2 + W_\theta^2 + C_x^2$, 定义 Rothalpy 值用 I 表示, 则 I 可定义为

$$I = h + \frac{1}{2}(W^2 - U^2) \quad (5)$$

式中 W ——相对速度

对于不可压缩的无粘流动, Rothalpy 值沿同一条流线为常量, 而对于粘性流动, 同一流线上两点之间该参数的差值就表示能量损失。

1.3 研究方案

分析沿叶轮轮缘和轮毂流线沿程水力损失规律可分3个步骤进行: ①取监测点: 以叶轮轴线为轴, 以叶轮前缘作为初始位置, 将叶轮轴面投影每旋转 36° 与叶轮轮缘、轮毂线的交点作为监测点^[10]。

②数值模拟: 在清水和含沙水介质下数值模拟得到各监测点处的静压和相对速度, 计算各监测点处的 Rothalpy 值。③绘制能量变化曲线: 以叶片包角为变量绘制沿叶轮轮缘和轮毂流线上的沿程能量变化曲线, 以分析螺旋离心泵叶轮域能量损失规律。

2 模型描述及计算方法

2.1 模型系的参数及网格划分

研究对象为 $150 \times 100\text{LN} - 32$ 型螺旋离心泵, 其参数为: 流量 $Q = 165 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 32 \text{ m}$, 转速 $n = 1480 \text{ r}/\text{min}$ 。

采用不同网格单元尺度对螺旋离心泵各计算区域分块进行网格划分, 网格采用四面体非结构化网格^[11], 通过网格无关性检查最终确定整个计算区域网格总数为 469 719 个, 各计算域网格如图3所示。

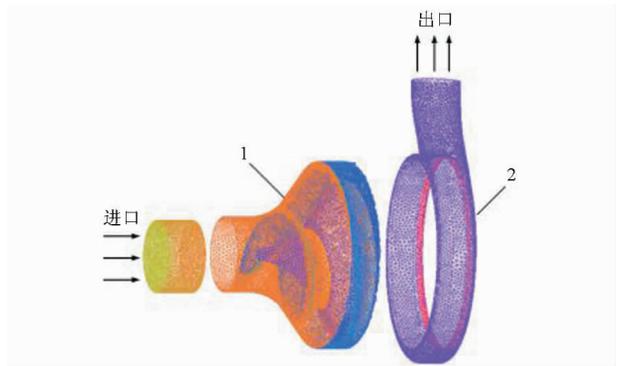


图3 计算域网格

Fig.3 Mesh of numerical domains

1. 叶轮域 2. 蜗壳

2.2 数值模拟方法及边界条件

螺旋离心泵叶轮计算域主要由叶轮和前盖板围成, 为了尽可能消除叶轮进口流动的预旋, 叶轮入口前添加一小段进水管^[12], 采用多参考系 (Multiple reference frame, MRF) 模型, 定义叶轮计算区域为旋转坐标系, 进口管、吸入室、压出室计算区域为静止坐标系, 进口采用速度进口边界条件, 出口设置为自由出流。叶轮域内的流动视为定常流动, 采用相对坐标系下的全三维不可压缩 Reynolds 时均 Navier-Stokes 方程, 选用标准 $k - \varepsilon$ 湍流模型来封闭方程组。在计算固液两相含沙水时用 mixture 固液双流体模型, 主相为清水, 第二相为粒径相同的球形固体颗粒, 并选择与黄河流域含沙流体粒径相近的粒径 0.076 mm 微小颗粒, 颗粒体积分数为 20%, 并假设固体颗粒是不可压缩^[13-14]。

3 数值模拟结果分析

3.1 数值模拟结果

在额定工况下 (流量 $Q = 165 \text{ m}^3/\text{h}$, 转速 $n =$

1 480 r/min), 通过数值模拟得到流场的压强、速度分布。图 4~6 为输送固液两相流介质时叶片工作面和背面的静压分布和相对速度矢量图。

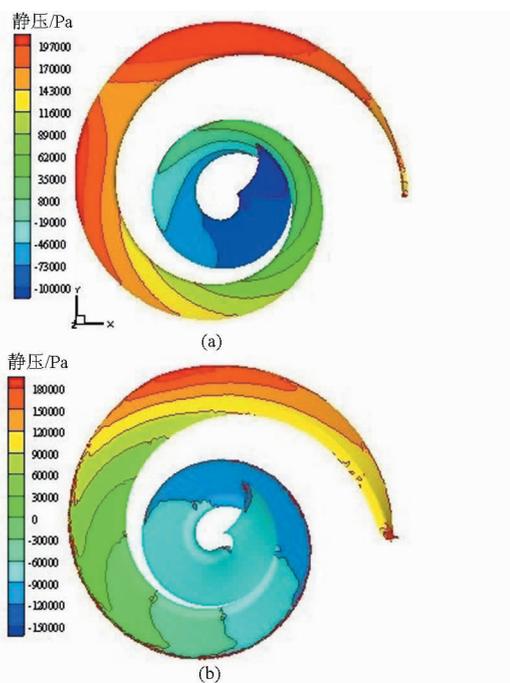


图 4 叶片表面静压分布

Fig. 4 Contours of static pressure of blade surface

(a) 工作面 (b) 背面

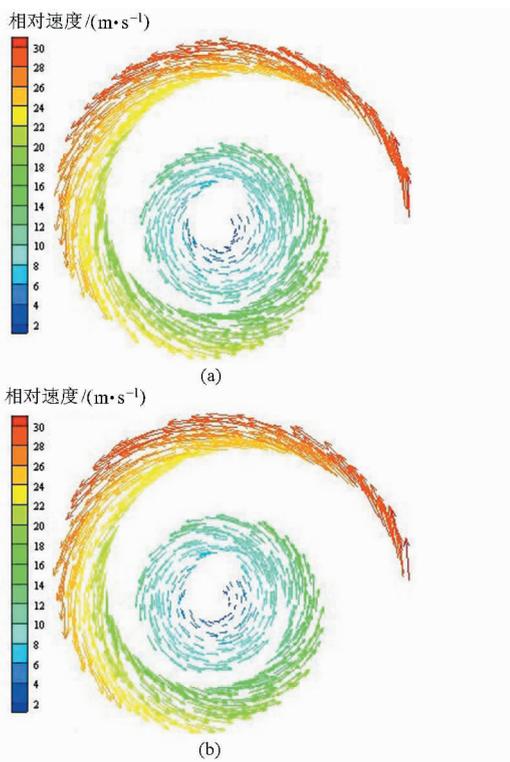


图 5 叶片工作面相对速度分布

Fig. 5 Vectors of relative velocity on work side

(a) 液相 (b) 固相

分析图 4 叶片表面静压分布可以看出, 第一, 叶片工作面静压大于背面并在同一包角从轮缘到轮毂

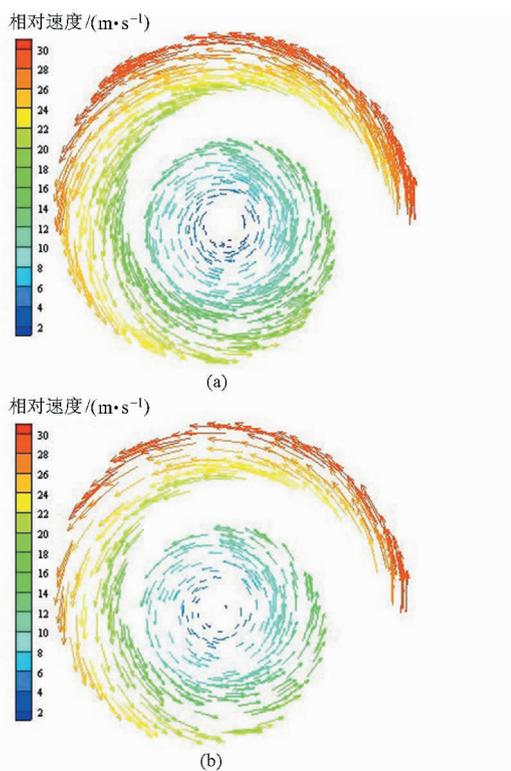


图 6 叶片背面相对速度分布

Fig. 6 Vectors of relative velocity on back side

(a) 液相 (b) 固相

方向呈梯度减小, 在叶轮前缘产生负压, 以利于液体被吸入叶轮流域。第二, 随着叶片包角增大, 叶片表面静压在整体上逐渐增大, 并在螺旋段末端静压达到最大, 而在离心段有压力下降趋势, 这是由于螺旋离心泵主要是通过其螺旋段对流体做功, 叶轮螺旋段起到多级加能作用^[15]。

从图 5、6 叶片表面相对速度矢量分布可看出, 叶片工作面与背面相对速度差值不大, 相对速度随包角的增大而逐渐增大, 且同一包角下轮缘处相对速度大于轮毂处, 这是由于从叶轮入口到出口方向沿叶片旋转方向叶轮半径逐渐增大, 同一叶片包角下轮缘处半径大于轮毂处, 因为相对速度的方向相同, 则分析轮缘和轮毂处的速度三角形可以证明。在叶片离心段表面相对速度呈增大趋势, 这是由于从螺旋段末端叶轮最大半径处开始, 叶轮离心段的半径开始减小, 部分液流脱离叶片表面产生脱流, 并在离心段流体离开叶轮进入蜗壳, 流体所含的动能转化为静压能, 这符合螺旋离心泵叶轮的工作原理。

从输送固液两相流体介质工况下固相与液相在叶片上的速度分布可看出在叶片相同位置上固相与液相的相对速度大小差别不大, 且在叶片表面上的运动趋势和规律近似, 证明粒径为 0.076 mm 的沙粒跟随性较好, 固相对液相的流态影响不是很大。

3.2 可靠性试验验证

通过在开式试验台对同型号的螺旋离心泵进行

外特性试验,然后将数值模拟所得的模型泵外特性曲线与试验测试结果进行对比分析,由此对所选数值模拟研究方法的可靠性进行验证及评价。图7为螺旋离心泵开式试验台示意图,图8为试验结果与数值计算结果对比。

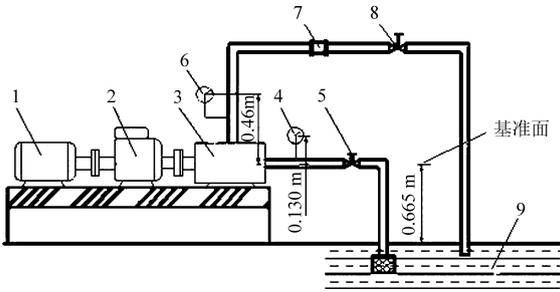


图7 螺旋离心泵开式试验台

Fig. 7 Opened-architecture-testing platform of screw centrifugal pump

- 1. 电动机 2. 转矩转速仪 3. 试验泵 4. 进口压力计 5. 水封
- 6. 出口压力表 7. 涡轮流量计 8. 闸阀 9. 水池

从图8的对比数据可以看出,扬程的模拟值与试验值之间的误差最小为0.4%,最大误差为7.1%,平均误差为2.7%;效率的模拟值与试验值之间的最小误差为0.2%,最大误差为6.4%,平均误差为2.9%。并且在设计工况下,扬程和效率误差都在3%以内,模拟结果与试验结果吻合程度较高,证明了本文采用的数值模拟方法具有较高的可靠性,能够用来评价螺旋离心泵叶轮域能量损失。

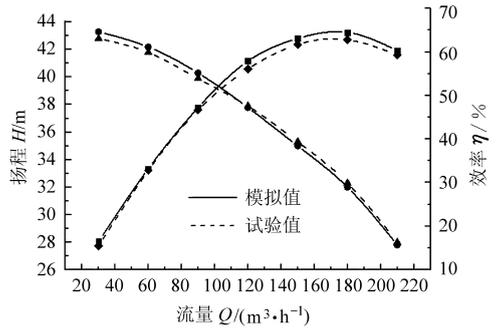


图8 试验验证结果

Fig. 8 Results of experimental verification

3.3 螺旋离心泵叶轮域能量变化分析

图9给出了在额定工况下($Q = 165 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 1480 \text{ r/min}$)输送介质为清水和固相体积分数20%的固液两相含沙水情况下,通过式(5)计算得出轮毂、轮毂流线上 Rothalpy 值沿叶片包角的变化。

为描述整个叶轮域液流流态对应的能量变化情况,将其分为如下3段来分析:①叶轮螺旋段头部:从叶轮进口到包角为 150° 附近。②叶轮螺旋段尾部:从包角 150° 到叶轮半径最大位置附近,螺旋段末端对应包角为 691° 。③离心段:从螺旋段末端到叶轮出口位置。

由于输送含沙水与清水 Rothalpy 值随包角的变化基本一致,故以输送清水工况为例进行分析。

由图9a、9b叶轮轮缘线上的能量变化趋势可以看出,在第1段,叶轮螺旋段头部 Rothalpy 值呈震荡变化,但总体趋势为下降状态,经过计算得出,从进

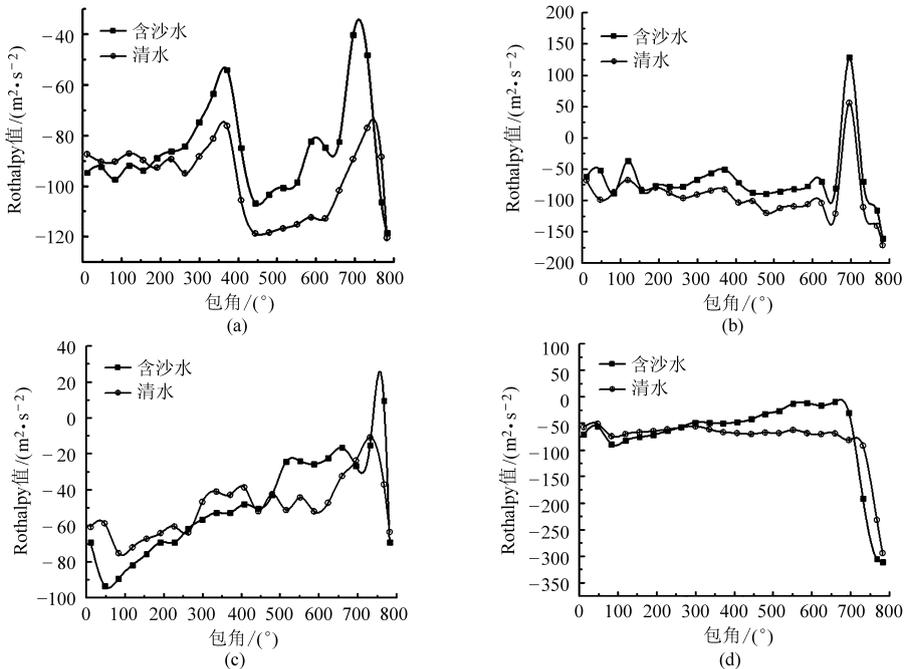


图9 叶轮内 Rothalpy 变化曲线

Fig. 9 Rothalpy changing curve of rotor blade

- (a) 工作面轮缘线 (b) 背面轮缘线 (c) 工作面轮毂线 (d) 背面轮毂线

口到 154.5° 包角之间, Rothalpy 值平均下降 $8.3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 。这是由于流体介质从泵入口进入后在螺旋叶片的作用下做轴向螺旋运动,进口速度从轴向到径向的转换过程中产生能量损失;在第2段, Rothalpy 值变化也为波动状态,但总体呈上升趋势,在螺旋段中段有下降现象,在末端达到峰值,在该计算域内, Rothalpy 值总体平均增量为 $69.1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 。这是因为螺旋段为叶轮做功的主要区域,流体介质在叶轮螺旋段的作用下逐渐获得能量,并在螺旋段末端附近获得能量达到峰值,在中段的下降现象与轮缘和前盖板之间的流体介质摩擦有关;在第3段, Rothalpy 值急剧下降,计算得出螺旋段末端到离心段 Rothalpy 值平均差值为 $52.2 \text{ m}^2/\text{s}^2$,变化最大,在该段上流体微团单位能量急剧下降,出现了能量“卸载”现象。主要原因是在此区域内叶轮离心段做功,液流在离心作用下被甩出叶轮,进入蜗壳,另一方面,没有被叶轮压出蜗壳的流体会返流入离心段流道内,与即将被压出的流体形成冲击,致使叶轮流道离心段流动状态紊乱,引起较大的能量损失。

从图9c可以看出,在叶轮工作面轮毂线上,叶轮进、出口能量变化不大, Rothalpy 值保持在 $60 \sim 70 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 范围内,这是因为由于轮毂处不是做功的主要位置,所以整体上能量变化不大。而图9d可看出,在离心段背面能量损失较大,主要原因是在离心段做功过程中,叶轮轮毂面上原来被水占有的地方

就变成负压,从而使叶片表面压力降低,势必会导致 Rothalpy 值的下降。

由图9输送两种介质流体微团沿流线能量变化趋势对比可看出,与输送清水介质时能量变化相比,在输送固相体积分数为20%、颗粒粒径为 0.076 mm 的含沙水时,流体介质在叶轮中的能量变化趋势总体差别不大,但获得能量的能力有差别,在输送该体积分数和粒径的含沙水时叶轮做功能力较清水介质,而在叶轮出口处,清水与含沙水对应的 Rothalpy 值趋于一致,液流能量逐渐接近,趋于均匀。主要是该固相体积分数和粒径下的含沙水中沙粒跟随性较好,对主相清水的相对阻碍很小。

4 结论

(1) 叶轮螺旋段头部是整个叶轮域能量转换的过渡区域,流体介质在该段内的轴向螺旋运动伴有能量损失;螺旋段是叶轮域流体介质能量增加的主要区域,螺旋段中部的壁面摩擦损失对螺旋段做功能力有一定影响。

(2) 叶轮离心段做功能力较螺旋段有显著下降,液流在该段能量损失最大,出现能量“卸载”现象。

(3) 与输送清水工况相比较,在输送固相体积分数为20%、颗粒粒径为 0.076 mm 的含沙水时叶轮做功能力有所提高,而在叶轮出口处,两类流体介质能量趋于均匀。

参 考 文 献

- Hayward J. Screw centrifugal impeller technology and its advantages for sludge pumping[R]. Toronto: Hayward Gordon Ltd., 1999.
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.
- 谈明高,刘厚林,袁寿其. 离心泵水力损失的计算[J]. 江苏大学学报,2007,28(5):405-408.
- 刘厚林,谈明高,袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. 农业工程学报,2006,22(12):107-109.
- 刘厚林,谈明高,袁寿其. 离心泵理论扬程的计算[J]. 农业机械学报,2006,37(12):87-90.
Liu Houlin, Tan Minggao, Yuan Shouqi. Research on calculation of theoretical head of centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(12): 87-90. (in Chinese)
- 李仁年,邓育轩,韩伟,等. 基于变倾角叶片型线方程的螺旋离心泵轴面速度确定[J]. 农业机械学报,2012,43(11):134-137.
Li Rennian, Deng Yuxuan, Han Wei, et al. Research on the performance of the screw centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 134-137. (in Chinese)
- 张静,齐学义,侯祯华. 双流道污水泵叶轮内部三维湍流流动的数值模拟[J]. 农业机械学报,2009,40(1):64-68.
Zhang Jing, Qi Xueyi, Hou Yihua. Numerical simulation of 3-D turbulent flow fields through double-channel passage impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 64-68. (in Chinese)
- Tuzson J. Centrifugal pump design[M]. Canada: John Wiley & Sons, 2000: 67-69
- Dixon S L. Fluid mechanics and thermodynamics of turbo machinery[M]. 4th ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 1998: 28-29.
- 权辉,李仁年,苏清苗,等. 基于型线的螺旋离心泵叶轮做功能力研究[J]. 机械工程学报,2013,49(10):156-162.
Quan Hui, Li Rennian, Su Qingmiao, et al. Research on work capacity of screw centrifugal pump impeller based on profile lines [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(10): 156-162. (in Chinese)
- 李仁年,高杨,程效锐,等. 螺旋离心泵叶轮背叶片对轴向力影响的数值分析[J]. 机械工程学报,2012,48(12):156-161.
Li Rennian, Gao Yang, Chen Xiaorui, et al. Numerical calculation for effects of impeller back pump-out vanes on axial thrust in screw centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(12): 156-161. (in Chinese)

- 12 Majidi K. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(4):363–371.
- 13 李仁年, 权辉, 韩伟, 等. 变螺距叶片对螺旋离心泵轴向力的影响[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(14):158–163.
Li Rennian, Quan Hui, Han Wei, et al. Influences of variable-pitch blade on the screw centrifugal pump axial force[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(14):158–163. (in Chinese)
- 14 Zhao C X, Middelberg A P J. Two-phase microfluidic flows[J]. *Chemical Engineering Science*, 2011, 66(7):1394–1411.
- 15 李仁年, 刘成胜, 王秋红. 影响螺旋离心泵扬程的因素分析[J]. *兰州理工大学学报*, 2005, 31(1):53–56.

Energy Loss Analysis of Impeller Flow of Screw Centrifugal Pump

Li Rennian Shen Zhengjing Han Wei Quan Hui Li Qifei

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: The flow regime in screw centrifugal pump was simulated by the method of computational fluid dynamics (CFD), which can acquire the distribution of the pressure and relative velocity on the work side and back side of blade. The Rothalpy value along the streamlines of blade was used as a quantitative index of energy loss. The energy loss within the impeller field was analyzed from the perspective of energy loss when the transmission medium is pure water and solid-liquid two phase flow, in which the concentration of sand is 20% and the diameter of sand is 0.076 mm. The result shows that the front of impeller is a transition region of energy conversion, the screw part is the main region of energy increase, and the friction loss at the middle of screw part has an effect on the working capacity of screw part. Compared with pure water transmission medium, the working capacity of the impeller shows some improvement when the transmission medium is the solid-liquid two phase flow. And the energy of the two kind transmission media tends to become average at the outlet of impeller.

Key words: Screw centrifugal pump Impeller Solid-liquid two phase flow Energy loss

(上接第 174 页)

Multi-objective Optimization Model of Planting Structure Based on Two-level Fractional Programming

Li Mo Guo Ping

(College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: A multi-objective optimization model of planting structure was developed by incorporating fractional programming and two-level programming. The proposed model was solved by interactive fuzzy programming. Two advantages the proposed planting structure model has two advantages: the maximum planting benefit with the minimum of irrigation water could be obtained quantitatively, and the subjectivity was avoided in the previous multi-objective optimization models; the optimal planting structure could be obtained by integrating the decisions from both the upper level and lower level in the study areas. The proposed model and the corresponding solution method were applied to the planting structure optimization in the middle reaches of Black River. The optimal results of planting structure were obtained, and the comparison between the optimal results and the actual results was also made. It shows that the planting benefit per unit of water increased by 1.94 yuan/m³, with the whole planting benefit increasing by 3.2 × 10⁸ yuan, and the total water consumption decreased by 1.3 × 10⁹ m³. The obtained results verified the feasibility of the model and its calculation method. The model and the corresponding results will provide theoretical basis and decision support to the study and similar areas.

Key words: Planting structure Multi-objective optimization Two-level fractional programming Interactive fuzzy programming