•能源与环境•

半锥角与螺旋轴流式混输泵性能间关联性研究

马希金12 张 潮1 张亚琼1 崔生磊1

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 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: 以自主研发的 YQH – 100 螺旋轴流式油气混输泵的单一压缩级为研究对象 采用 Mixture 混合模型和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型 对混输泵动、静叶轮毂半锥角为 4.08° 至 12° 的 9 种方案 在含气率为 0.10%.30%.50%.70%的 5 种工况下进行数值模拟 因模拟结果相近 本文选取混输泵轮毂半锥角为 $4.08^\circ.6^\circ.8^\circ.10^\circ.12^\circ$ 的 5 种方案下的模拟结果进行阐述。结果表明: 随着轮毂半锥角的增加 .动叶扬程先降低后升高 .静叶水力损失不断增大 .混输泵扬程呈现先下降后升高再下降的过程 .轴功率逐渐下降 .效率逐渐升高; 不同轮毂半锥角的混输泵在各含气率下 .扬程最大差值平均为 3.04 m .效率最大差值平均为 7.24%; 半锥角增大动叶出口回流量减少 .动叶内气相分布更加均匀 .静叶流道内旋涡增多。

关键词: 螺旋轴流式油气混输泵; 轮毂半锥角; 含气率; 数值模拟

中图分类号: TH312 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2019)03-0082-06

doi: 10. 3969/j. issn. 1673 - 159X. 2019. 03. 014

Research on Relationship Between Semi – cone Angle and Performance of Helico – Axial Multiphase Pump

MA Xijin^{1 2} , ZHANG Chao¹ , ZHANG Yaqiong¹ , CUI Shenglei¹

(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 730050 China)

Abstract: This article choses single compression stage of the self – developed YQH – 100 oil – gas helico – axial multiphase pump as research object , with combination of mixture model and standard $k-\varepsilon$ turbulence model , and based on the given 9 programs around semi – cone angle rotor and staticvane hubs of multiphase pump ranging from 4.08° to 12°. The numerical simulation is carried out in 5 operating conditions with the gas volume fraction (GVF) of 0 ,10% ,30% ,50% and 70%. Because of the similar simulation results ,we analyze the characteristic of the semi – coneangle of hub in 4.08° ,6° ,8° ,10° and 12°. The results showed that as the semi – cone angle of hub increases , the head of the rotorvane decreases firstly and then increases , and the hydraulic loss of the staticvane increases continuously. The head of the multiphase pump decreases firstly , then increases and decreases finally. The shaft power gradually decreases and the efficiency gradually increases. The maximum difference of the head is 3.04 meters and the maximum efficiency difference is 7.24% on average. As the semi – cone angle of hub increases , the back – flow at the outlet of the rotor vane decreases , and more uniform distribution of gas within the rotor vane , vortex flow increases in the staticvane channel.

Keywords: oil - gas helico - axial multiphase pump; semi - coneangle of hub; GVF; numerical simulatio

收稿日期: 2018-02-20

基金项目: 甘肃省科技攻关项目(KG954-3-11)。

第一作者: 马希金(1958—) ,男, 研究员, 主要研究方向为多相流理论和多相混输泵的研究及产品开发。

引用格式: 马希金 涨潮 涨亚琼 筹. 半锥角与螺旋轴流式混输泵性能间关联性研究[J]. 西华大学学报(自然科学版) 2019 38(3):82-87.

MA Xijin ZHANG Chao, ZHANG Yaqiong et al. Research on relationship between semi-cone angle and performance of helico-axial multiphase pump[J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition) 2019 38(3):82-87.

石油开采过程中,通常从油井采出的是含油、气、水及各种杂质的多相混合物 若要对混合物进行高效集输就需要开发一种兼具常规泵和压缩机的新型设备 因此多相混输泵应运而生[1-2]。多相混输泵按工作原理可分为叶片式多相混输泵和容积式多相混输泵。螺旋轴流式混输泵作为叶片式多相混输泵的代表首先在 "Poseidon 海神"项目中被研发出来,它具有体积小、流量大、可以输送含砂介质等优点[3-5]。

动叶和静叶是螺旋轴流式混输泵的核心部分, 其结构参数的选取对混输泵性能有很大影响 动、静叶结构如图 1 所示。文献 [6—8]分别以动叶叶片重叠系数、动叶叶栅稠密度和静叶叶片数等动静叶结构参数为出发点,研究了这些参数变化对混输泵性能的影响。

轮毂半锥角是动、静叶重要的结构参数之一。目前,有关螺旋轴流式混输泵轮毂半锥角大小对混输泵性能的研究较少,文献 [9]在动、静叶轮毂半锥角其中一个参数变化的基础上对动、静叶内的含气率及静压沿流线分布情况进行了单独分析,文中通过改变静叶轴向长度,以适应动、静叶轮毂半锥角其中一个参数不变而对另一个参数作改变的情况,这样的设计方案会使动叶和静叶轴向长度不相等。本文参照文献 [10—11]中关于动、静叶轴向长度相等,这种变,运用数值模拟方法对动、静叶轴向长度相等,运用数值模拟方法对动、静叶轮毂半锥角(分别用 γ 和 γ d 表示,如图 1 中示出)同时变化的混输泵单一压缩级进行模拟,进而得到轮毂半锥角变化对混输泵性能的影响规律。

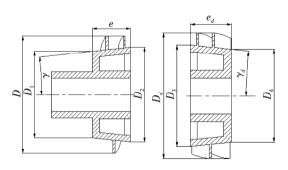


图 1 动(左图)、静叶(右图)结构示意图

1 模型建立与方案设计

1.1 模型建立

以课题组自主研发的 YQH – 100 螺旋轴流式油气混输泵为研究对象。其设计流量 $Q=100~{\rm m}^3/{\rm h}$,单级增压 $\Delta P=0.1\sim0.4~{\rm MP}$,设计转速 n=2~950

r/min ,含气率范围为 $0 \sim 0.9$,动叶叶片数 z = 4 ,动叶轴向长度 e = 70 mm ,动叶轮毂进口直径 $D_1 = 170$ mm ,动叶轮缘直径 D = 230 mm ,轮毂半锥角 $\gamma = 4.08$ °。静叶为长短叶片相间布置 ,长叶片数 $z_1 = 9$,短叶片数 $z_2 = 9$ 静叶轴向长度 e = 70 mm ,样机主要由 5 个压缩级组成 [12] 。

为了减少计算量,计算模型仅选择样机的单一压缩级为研究对象,并在压缩级前后添加一定的进出口段^[13] 组成本文所使用的单级螺旋轴流式混输泵,计算域三维几何模型如图 2 所示。进口段为动叶轴向长度的 2 倍,出口段为动叶轴向长度的 6 倍。

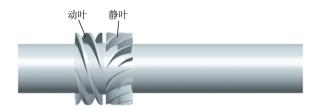


图 2 计算域三维几何模型

1.2 方案设计

在原型泵的基础上,保证动叶轮缘直径 D、动叶轮毂进口直径 D_1 及轴向长度 e 等混输泵几何参数不变的条件下只改变轮毂半锥角大小。当选取一定大小的动叶轮毂半锥角时,据式(1) 可计算出动叶轮毂出口直径 D_2 。参照文献 [14],为使从动叶流出的流体能平缓进入静叶,静叶轮缘直径 D_4 等于动叶轮毂出口直径 D_2 ;为使从静叶流出的流体能平缓进入下级动叶,静叶轮毂出口直径 D_4 等于动叶轮毂进口直径 D_1 ,出于加工制造方便的考虑,静叶的轴向长度和动叶保持一致。根据式(2) 可知,当选取一定大小的动叶轮毂半锥角时可计算得到同样大小的静叶轮毂半锥角,即 $\gamma = \gamma_a$ 。为方便起见,下文中提及的动、静叶轮毂半锥角均以 γ 表示。

根据文献 [15—16] 中轮毂半锥角推荐的选取范围 设计动、静叶轮毂半锥角大小从 4.08°到 12°, 每隔 1°取一个值的 9 种方案进行数值模拟。

动叶轮毂半锥角:

$$\gamma = \arctan \left[\left(D_2 - D_1 \right) / 2e \right] \tag{1}$$

静叶轮毂半锥角:

$$\gamma_{\rm d} = \arctan \left[\left(D_3 - D_4 \right) / 2e_d \right] \tag{2}$$

2 网格划分与计算方法

2.1 网格划分

采用 ICEM 对计算域流场进行非结构化网格划分 ,为了提高数值计算精度 ,对叶片进出口尺寸较小

区域进行网格加密 ,网格划分结果如图 3 所示。以轮毂半锥角 $\gamma=4.08$ °的混输泵进行网格无关性验证 ,网格无关性验证结果如图 4 所示。当网格数大于 184 万 1 453 时 ,混输泵效率计算结果变化幅值小于 0.2% ,综合考虑计算机性能等因素 ,最终将不同轮毂半锥角混输泵的网格数确定在 180 万左右。



图 3 计算域网格

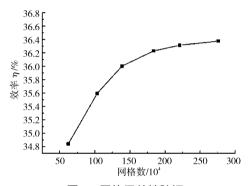


图 4 网格无关性验证

2.2 计算方法

在流场模拟中,假定流动为定常,气相不可压缩将液相定义为水,气相定义为空气。假定气液两相的流型为泡状流且同时满足质量和动量守恒,两相流模型采用 Mixture 模型,湍流模型采用标准k - ε模型。利用有限体积法离散控制方程,离散格式均采用一阶迎风格式,采用 SIMPLE 算法对速度和压力进行求解。进口设定为速度进口,认为进口处气液两相混合均匀且两相速度相同[17-20]。出口在纯水工况下设定为自由出流,含气率不为 0 的工况下设定为压力出口。固壁采用无滑移边界条件,近壁区采用标准壁面函数法。

3 计算结果与分析

出于文章篇幅考虑,本文给出轮毂半锥角大小为 4.08° 、 6° 、 8° 、 10° 及 12° 的5 组单级螺旋轴流式油气混输泵模型方案,在流量 $Q=100~m^3/h$ 转速n=2~950~r/min,进口含气率分别为0、10%、30%、50%、70%的5 种工况下进行计算模拟。以进口含气率为30%的工况为例对压缩级内的压力云图、速

度矢量图、流线图及含气率分布图进行分析。

3.1 外特性分析

假设泵内气泡均匀分布于液流中且气液两相流速相等。参照文献[21]得到以下参数计算公式:

动叶扬程:
$$H_1 = \frac{p_{\rm d,2} - p_{\rm d,1}}{\rho g}$$
 (3)

静叶水力损失:
$$\Delta h_{\rm gv} = \frac{p_{\rm j,1} - p_{\rm j,2}}{\rho g}$$
 (4)

$$\rho = \frac{\rho_{\rm g} Q_{\rm g} + \rho_1 Q_1}{Q_{\rm g} + Q_1} \tag{5}$$

混输泵扬程:
$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \tag{6}$$

泵水力效率:
$$\eta = \frac{P_e}{P}$$
 (7)

$$p_{\rm e} = \rho g Q H \tag{8}$$

$$p = \frac{\pi n}{30}M\tag{9}$$

式中: $p_{d,2}$ 为动叶出口总压, $p_{d,1}$ 为动叶进口总压, $p_{d,2}$ 为静叶出口总压, $p_{d,2}$ 为静叶进口总压, $p_{d,2}$ 为静叶出口总压, $p_{d,2}$ 为静叶进口总压, $p_{d,2}$ 为静叶进口总压, $p_{d,2}$ 为力加速度, $p_{d,2}$ 为混合物平均密度, $p_{d,2}$ 为气体密度 $p_{d,2}$ 为液体密度 $p_{d,2}$ 为气体密度 $p_{d,2}$ 为液体密度 $p_{d,2}$ 为气体体积流量, $p_{d,2}$ 为有体积流量, $p_{d,2}$ 为有以下, $p_{d,2}$ 为, $p_{d,2}$ 为,

以进口含气率 30% 的工况为例 轮毂半锥角对动叶扬程及静叶水力损失的影响如图 5 所示。可以看出 静叶水力损失随着半锥角的增大而增大。这是因为半锥角增大后静叶扩散程度增大造成的 静叶水力损失最大差值为 3.58 m。

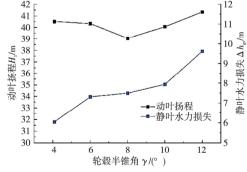


图 5 轮毂半锥角对动叶扬程及静叶水力损失的影响

动叶扬程随半锥角的增大呈现先下降后上升的 趋势,扬程最大差值为 2.29 m。参照文献 [21],结 合轴流泵相关知识并运用斯托道拉公式对理论扬程 进行修正,如式(10)—(13)所示。动叶轮毂半锥角 增大时 动叶轮毂出口直径增大 则出口轴面速度增大 ,而同一圆柱流面的直径也增大 ,异致出口圆周速度增大。半锥角增幅较低时 ,出口圆周速度对扬程的影响较小 ,出口轴面速度对扬程影响更大 ,因而扬程降低。半锥角增幅较大时 ,动叶出口圆周速度对扬程的影响不可忽略。因此 ,随着半锥角的增大动叶扬程变化趋势与图 5 吻合。

混输泵动叶理论扬程为:

$$H_{t} = \frac{u_{2}}{g} (\sigma u_{2} - \frac{v_{m2}}{\tan \beta_{2}})$$
 (10)

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \tag{11}$$

$$u_2 = \frac{D_2' \pi n}{60} \tag{12}$$

$$v_{m2} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - D_2^2)} \tag{13}$$

式中: u_2 为动叶出口圆周速度 m/s; v_{m2} 为动叶出口轴面速度 m/s; σ 为滑移系数; β_2 为动叶出口安放角 (\circ) ; D_2' 为动叶出口研究圆柱流面的直径 m; n 为转速 r/min; Q 为气液混合物总体积流量 m^3/s ; D 为动叶轮缘直径 m; D_2 为动叶轮毂出口直径 m。

图 6 为 30% 进口含气率下轮毂半锥角与混输泵外特性曲线。由图可知 随着轮毂半锥角的增大,混输泵扬程呈现先下降再升高后下降的过程。这一变化趋势和图 5 中相应轮毂半锥角下的动叶扬程与静叶水力损失差值的变化趋势完全吻合。结合图 5 和图 6 还可发现 同一轮毂半锥角下 动叶扬程与静叶水力损失值之差比混输泵扬程稍大。这是因为前后延长段上有少量水力损失所导致的。随着轮毂半锥角的增大 轴功率不断减小 效率不断增大。这是因为当转速一定时 轮毂半锥角增大叶片面积减小,动叶做功能力降低 轴功率减小。结合式(7)—(9)及图 6 中混输泵外特性曲线随轮毂半锥角变化趋势可知 轮毂半锥角增大时 轴功率相对于输出功率有更大的降幅 因此混输泵效率上升。

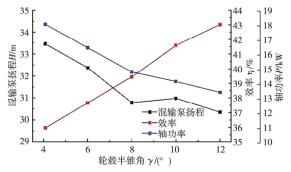


图 6 轮毂半锥角对混输泵外特性的影响

图 7 为不同轮毂半锥角时混输泵扬程与含气率的关系曲线。由图可知,对每种方案而言,混输泵扬程均随着含气率的升高而降低但降幅不大,说明含气率在较大范围变化时各方案下的混输泵都能稳定运行。以 $\gamma=4.08$ °时的混输泵扬程为参照,轮毂半锥角 γ 为6°、8°、10°及12°时,与之对应的混输泵扬程在不同进口含气率工况下平均下降 1.06、2.57、2.27 和 3.04 m。

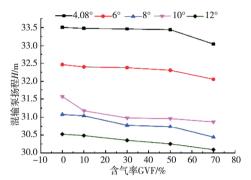


图 7 不同轮毂半锥角时泵扬程和含气率的关系曲线

图 8 为不同轮毂半锥角时混输泵效率与含气率关系曲线。由图可知,各种方案下混输泵的效率均随含气率升高而降低。相对于混输泵轮毂半锥角 $\gamma=4.08°$ 的方案 γ 为 $6° \cdot 8° \cdot 10°$ 及 12°时,与之对应的混输泵效率在不同进口含气率工况下平均提高 $1.75\% \cdot 3.61\% \cdot 5.83\%$ 和 7.24%。

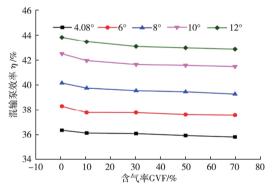


图 8 不同轮毂半锥角时泵效率和含气率关系曲线 3.2 压力分析

图 9 为不同轮毂半锥角时混输泵压缩级内 0.5 倍叶高处圆周展开面的压力分布情况。由图可知:每种方案的压缩级都是从动叶进口到静叶出口压力逐渐增大,说明压缩级都起到了较好的增压作用; $\gamma=4.08$ °时压缩级增压能力最好, $\gamma=12$ °时压缩级增压能力最差 $\gamma=10$ °时压缩级增压能力优于 $\gamma=8$ ° 但比 $\gamma=6$ °时稍差。

3.3 动静叶内部流动分析

图 10 为不同轮毂半锥角时混输泵动叶轴面速度矢量图。可以看出轮毂半锥越小,动叶出口回流

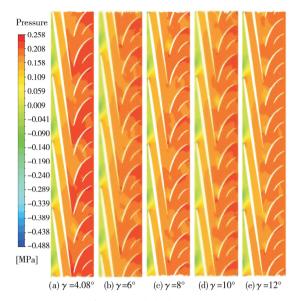


图 9 压缩级内 0.5 倍叶高处圆周展开面压力分布

Velocity 26.055

8.217

2.270 $[ms^{-1}]$

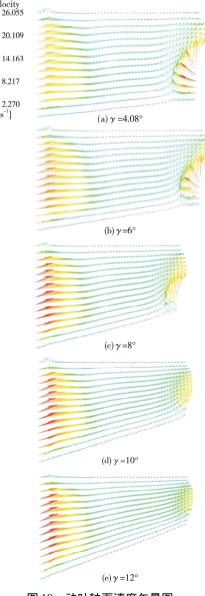


图 10 动叶轴面速度矢量图

越大。这是因为轮毂半锥角小的动叶在出口处轴面 速度较小,易受静叶干涉作用对动叶出口处流动的 影响 造成动叶出口回流现象明显。与轮毂半锥角 $\gamma = 6^{\circ}$ 和 $\gamma = 8^{\circ}$ 相比 $\gamma = 4.08^{\circ}$ 时动叶出口回流更 大 会造成一定的能量损失。结合式(10) —(13) 及 图 5 可知 这部分能量损失造成的动叶扬程降低值 不足以削弱轴面速度较小使动叶扬程的增加值。轮 毂半锥角 $\gamma = 10^{\circ}$ 和 $\gamma = 12^{\circ}$ 时动叶内部流动顺畅 结 合前述轮毂半锥角增幅较大时动叶出口圆周速度增 加 那么动叶扬程会增加。因此 图 5 中动叶扬程先 降低后升高。

图 11 为不同轮毂半锥角时混输泵静叶 0.3 倍 叶高处圆周展开面流线图。为了保证流线图像的清 晰 选取不同半锥角下静叶圆周展开面流线图的一 半示出。由图可知 随轮毂半锥角的增加 静叶流道 内旋涡增多。这是由于轮毂半锥角增大后 静叶扩 散程度增加 导致靠近静叶轮毂处旋涡增多 静叶内 水力损失增大。

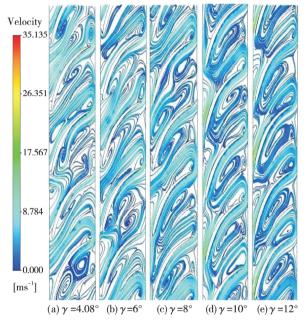


图 11 静叶 0.3 倍叶高处圆周展开面流线图

3.4 含气率分析

图 12 为不同轮毂半锥角时混输泵压缩级轴面 气相分布图(左侧为动叶进口,右侧为静叶出口)。 由图可知,各方案中静叶内比动叶内气相分布更均 匀,说明静叶起到了很好的气液混合作用。由于密 度大的液相所受离心力大,密度小的气相所受离心 力小 因而动叶轮毂附近含气率高 轮缘附近含气率 低。随着半锥角的增加 动叶内气液分离程度减小 , 原因是半锥角大的动叶其轮毂和轮缘径向尺寸差 小,有利于防止因离心力的作用而导致的气液分离。

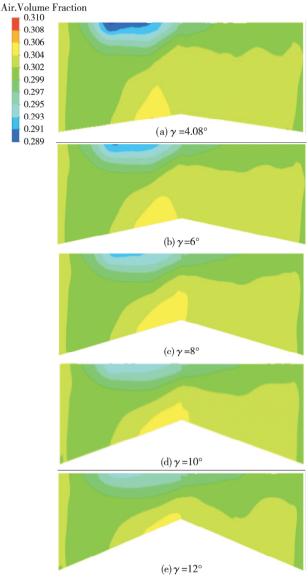


图 12 压缩级轴面气相分布

4 结论

本文以 YQH - 100 螺旋轴流式油气混输泵的单一压缩级为研究对象 保持动、静叶其他几何参数不变 构建不同轮毂半锥角下的混输泵模型 在不同含气率工况下进行数值模拟 得到以下结论:

- 1) 随着半锥角的增加动叶扬程先降低后升高, 静叶水力损失不断增大 混输泵扬程呈现先下降再升 高后下降的过程 轴功率逐渐下降 效率逐渐升高。
- 2) 随进口含气率的升高,不同轮毂半锥角下的 混输泵扬程和效率不断降低,但降幅不大。轮毂半 锥角 $\gamma=12^\circ$ 时,各进口含气率下混输泵扬程均最 低 效率最高,以轮毂半锥角 $\gamma=4.08^\circ$ 时为参照,扬 程平均下降 $3.04~\mathrm{m}$ 效率平均提高 7.24%。
 - 3) 同一进口含气率工况下,不同轮毂半锥角的

混输泵在其压缩级上均有较好的增压能力,其中轮毂半锥角 $\gamma = 4.08$ °时,压缩级增压能力最大。

4) 随着轮毂半锥角的增加,动叶出口回流量减少 动叶内气相分布更加均匀,而静叶流道内旋涡增多。

参考文献

- [1]李松山 ,曹锋 ,邢子文. 海底油气多相混输泵的研究与应用 [J]. 流体机械 2011 ,39(3):40-44.
- [2] GOSMAN A D , LEKAKOU C , POLITIS S. Multidimensional modeling of turbulent two phaseflows in stirred vessels [J]. AICHE , 1992 38(12):1946 1956.
- [3]张金亚 朱宏武 徐丙贵 筹. 高含气率下增强叶轮内气液均匀混合的方法[J]. 排灌机械工程学报 2012 30(6):641-645.
- [4]张金亚 蔡淑杰 朱宏武 等. 三级螺旋轴流式混输泵可压缩 流场数值模拟[J]. 农业机械学报 2014 45(9):89-95.
- [6] 马希金 刘高博 胡忠辉 等. 动叶片重叠系数对油气混输泵输气性能的影响[J]. 兰州理工大学学报 2011 37(3):55-59.
- [7]胡忠辉. 叶栅稠密度对多相泵效率影响的研究[D]. 兰州: 兰州理工大学 2011.
- [8] 马希金,包春辉. 导叶叶片数对轴流式油气混输泵内部非定常流场的影响[J]. 流体机械 2017 45(5):36-41.
- [9]班耀涛. 螺旋轴流式多相泵性能预测及其实验研究[D]. 北京: 中国石油大学 ,1999.
- [10]陈猛. 井下螺旋轴流式混抽泵增压单元仿真设计研究 [D]. 东营: 中国石油大学 2010.
- [11] 王旱祥 李增亮 陈猛. 新型螺旋轴流式混抽泵增压单元的 结构设计[J]. 流体机械 2009 ,37(12):14-18.
- [12] 马希金 *李*新凯 ,王楠 ,等. 混输泵动静叶间距对混输泵性能的影响[J]. 西华大学学报(自然科学版) 2011 30(6):48-51.
- [13]马希金 .曲鑫 .肖兴均. 轴流式油气混输泵叶片的三维建模 [J]. 排灌机械 2008(1):15-17.
- [14]苗长山. 多相泵增压单元的工作理论与设计方法[D]. 东营: 中国石油大学 2007.
- [15]李清平 薜敦松 朱宏武 ,等. 螺旋轴流式多相泵的设计与 实验研究[J]. 工程热物理学报 2005 26(1):84-87.
- [16]刘文霄 朱宏武 薜敦松.水下立式螺旋轴流式多相泵的结构设计探讨[J].石油矿场机械 2009 38(2):47-51.
- [17] 马希金 ,肖兴均. 轴流式油气混输泵吸入室及压缩级流场分析[J]. 排灌机械 2007 25(1):14-16.
- [18] 马希金 汪智 涨明紫. 基于 CFX 软件油气混输泵压缩级流场模拟及分析[J]. 石油矿场机械 2011 40(3):32-36.
- [19] 张金亚 朱宏武 杨春 ,等. 叶片式混输泵数值模拟及外特性试验 [J]. 石油机械 2010 38(2):6-8.
- [20] 余志毅 曹树良 汪国玉. 叶片泵内气液两相流的三维流动数值模型[J]. 北京理工大学学报 2007 27(12):1057-1060.
- [21] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.

(编校:夏书林)