

利用VOF模型模拟水环真空泵的气液两相流

郑志富¹ 孟凡瑞² 赵国勇^{1*} 赵玉刚¹ 徐双¹ 李春霄¹

(1. 山东理工大学机械工程学院 淄博 255000;

2. 淄博水环真空泵厂有限公司 淄博 255200)

Simulation of Gas Liquid Two Phase Flow in Water Ring Vacuum Pump by VOF Model

ZHENG Zhifu¹, MENG Fanrui², ZHAO Guoyong^{1*}, ZHAO Yugang¹, XU Shuang¹, LI Chunxiao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China;

2. Zibo Water Ring Vacuum Pump Factory Co., Ltd., Zibo 255200, China)

Abstract The gas-liquid two-phase flow of water ring vacuum pump is very complex, and it is difficult to accurately describe the flow law by using the relevant fluid mechanical theory analysis, which increases the difficulty of the design and development of new products of water ring vacuum pump to a certain extent. In this paper, a three-dimensional transient computational fluid dynamics (CFD) model of 2BEA-703 water ring vacuum pump is established. Firstly, through numerical simulation, the phase distribution, pressure distribution and streamline distribution of fixed section in impeller and pump cavity are analyzed, and then the influence of different speeds on the internal flow field of water ring vacuum pump is analyzed. According to the analysis of the simulation results, the gas-liquid interface in the pump is accurately captured, and the flow law of gas-liquid two-phase flow is revealed. The research results are used in the aided design and manufacture of the new water ring vacuum pump to ensure the realization of the design index of the product.

Keywords Water ring vacuum pump, Gas-liquid two-phase flow, CFD model, Numerical simulation

摘要 水环真空泵的气液两相流动非常复杂,利用相关流体机械理论很难准确描述其流动规律,一定程度上增加了水环真空泵新产品的设计研发难度。本文结合2BEA-703型水环真空泵,建立了水环真空泵的三维瞬态Computational Fluid Dynamics模型。首先通过数值模拟分析了叶轮和泵腔内部的相态分布、压力分布以及固定截面的流线分布规律,然后对比分析了不同转速对水环真空泵内部流场的影响。根据仿真结果,准确地捕捉泵内气液分界面,揭示了气液两相流流动规律。研究结果用于新型水环真空泵的辅助设计制造,保证了产品的设计指标实现。

关键词 水环真空泵 气液两相流动 CFD模型 数值模拟

中图分类号:TB752+.22

文献标识码:A

doi:10.13922/j.cnki.cjvst.202103009

水环真空泵具有抽送流量大、结构紧凑、操作简单等优点,广泛应用于石油、采矿、化工、医药以及冶金等工业生产领域^[1]。水环真空泵内气液分界面形状复杂多变,必须采用多相流分析方法。由于叶轮的偏心设置,泵内相邻两个叶片间腔室内气液两相流动是完全不同的,因此需要将整个泵体内的所有腔室作为一个整体进行流场分析^[2-3]。流体仿

真已成为水环真空泵新产品设计和研发过程中不可缺少的环节。

国内外在流体仿真方面已有较多研究,Ding等^[4]利用VOF(Volume of Fluid)模型模拟了不同工况下的相态图、压力图和相对速度矢量图的分布。孟凡瑞等^[5]基于ANSYS对水环真空泵内部流场进行仿真,揭示了内部流场动态变化规律。张人会

等^[6]通过数值模拟分析了叶轮及泵腔内的流线分布、速度分布、相态分布及压力分布规律,并分析了泵内气液两相分界面的变化规律及其与泵外特性之间的关系。Naumov V A等^[7]基于Erstevak-ELRS模型实验数据,揭示了等温功率和效率特性,建立了水环真空泵最高等温效率与泵速的关系。郭君^[8]采用简化模型模拟了水环真空泵内部的气液两相流动,建立了转速、工作水量等对水环真空泵轴功率和吸气量的影响规律。Kakuda等^[9]通过移动离子半隐式方法分析了各种转速下水环界面和速度矢量。

水环真空泵内部气液两相流产生的较大水力损失是导致水环真空泵效率低、能耗高的主要原因。传统的分析手段不能准确描述泵内两相流规律,给水环真空泵的优化设计带来一定困难。本文基于ANSYS对2BEA-703型水环真空泵内部气体和液体的动态分布进行了仿真,并揭示了从初始到稳定状态下完整的相态、压力和流线的变化规律。通过实验验证,本文研究方法可为水环真空泵新产品开发和优化设计提供指导和参考,以确保产品性能指标的实现。

1 2BEA-703型水环真空泵的设计参数

水环真空泵由叶轮、泵体、泵盖、分配板、泵轴等零部件组成。工作时泵体内注入一定量的水,叶轮偏心安装在泵体上,由电动机带动叶轮旋转,在离心力的作用下水环被甩向壳体内部,水环内表面和叶轮内流道之间形成了互不干扰且容积不同的密闭空间,利用密闭空间容积的规律性变化完成吸气、压缩和排气过程。本文选用待开发的2BEA-703型水环真空泵作为研究对象,该产品设计参数见表1。

表1 2BEA-703型真空泵的设计参数

Tab.1 Design parameters of 2BEA-703 vacuum pump

几何参数	单位	数值
叶轮半径 r_1	mm	700
轮毂半径 r_2	mm	343.19
泵壳内表面半径 R	mm	808
偏心距	mm	90.5
叶片厚度 δ	mm	20
叶轮轴向宽度 B	mm	1453.9
叶片数	-	18
叶轮转速	r/min	330
轮毂比 v	-	0.5

2 利用VOF模型模拟水环真空泵的气液两相流

2.1 数学模型

流体流动受到物理守恒定律的支配,本文研究采用质量守恒方程和动量守恒方程,积分表示形式为

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho d\Omega + \int_{\sigma(t)} \rho(v - v_\sigma) \cdot n d\sigma = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho d\Omega + \int_{\sigma(t)} \rho((v - v_\sigma) \cdot n) d\sigma = \int_{\sigma(t)} \tau \cdot nd\sigma - \int_{\sigma(t)} pnd\sigma + \int_{\Omega(t)} fd\Omega \quad (2)$$

式中, $\Omega(t)$ 是计算域的体积, $\sigma(t)$ 是计算域的表面, n 是表面 σ 指向外的曲面法线, ρ 是加权流体密度, p 是压力, f 是流体所受的外力, v 是流体速度, v_σ 是流体表面运动速度,剪切应力张量 τ 的表达式是

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

湍流模型采用RNG $k - \varepsilon$ 模型,其 k 方程和 ε 方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho k d\Omega + \int_{\sigma(t)} \rho((v - v_\sigma) \cdot n) k d\sigma = \int_{\sigma(t)} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) (\nabla k \cdot n) d\sigma + t(G_t - \rho \varepsilon) d\Omega \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho \varepsilon d\Omega + \int_{\sigma(t)} \rho((v - v_\sigma) \cdot n) \varepsilon d\sigma = \int_{\sigma(t)} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) (\nabla \varepsilon \cdot n) d\sigma + \int_{\Omega(t)} (c_1 G_t \frac{\varepsilon}{k} - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}) d\Omega \quad (5)$$

式中,常数 $c_1 = 1.44, c_2 = 1.92, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3$;其中 σ_k 和 σ_ε 是湍动能和耗散率的湍流普朗特数。

2.2 计算域几何模型建立

计算过程中只对流体部分进行计算,本文将原型中多个排气孔简化为一个,并且省略了对内部流场影响较小的排气板阀。同时将吸排气口断面沿轴向外作一定的延长以避免边界条件对泵内流场的影响。由于该泵结构对称,并且在轴向壳体两端具有相同的进排气口,因此CFD模型中只使用了泵的一半作为研究对象。

计算区域分为两个部分,其中转子部分由每个不同流道内的流体区域组成,定子部分则由叶轮外部和泵壳内部的流体区域组成。其中,吸排气口延长段的流体区域和补液管(图1)也是定子的一部分。

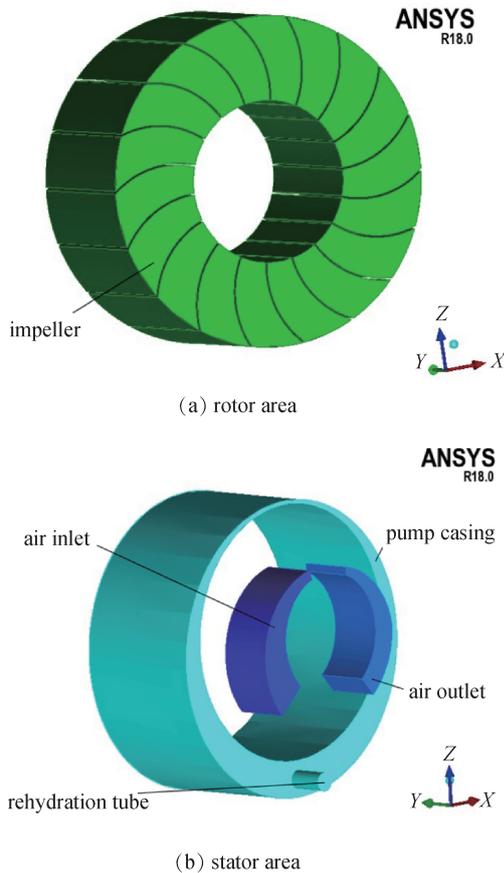


图1 泵体内流体区域模型图
Fig.1 Model of the fluid area in the pump body

采用ICEM-CFD(Integrated Computer Engineering and Manufacturing for Computational Fluid Dynamics)软件对计算域进行非结构化六面体网格划分且网格尺寸均匀过渡,并对补液管区域进行网格加密处理以提高计算精度(图2)。计算域的网格总数为1778300,节点总数为1651249。

2.3 边界条件设定

为研究两相流动过程中非稳态特性,流场计算采用瞬态模型,由于泵内液体受重力影响较大,因此流场计算中设置沿y轴正向且大小为 9.81 m/s^2 的重力加速度。计算模型中空气为可压缩流体且设置为主相,水设置为次相,将水环真空泵的吸、排气口均设为压力边界条件,在入口压力为 40000 Pa 时,模拟 330 rpm (Revolutions Per Minute)和 210 rpm 两种转速。在模拟仿真中,出口边界被指定为标准大气压(101325 Pa)的固定压力边界条件,设定补液管道入口为一个固定流量边界条件,其流量为 $18.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

计算过程采用滑动网格(Sliding Mesh)方法,设

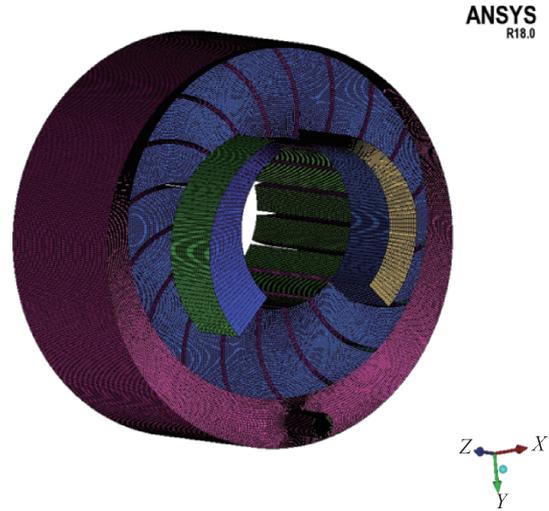


图2 整体网格模型图
Fig.2 Overall grid model diagram

置计算模型的吸排气口段与叶轮区域之间的界面作为一个滑动界面,叶轮出口与泵壳内壁之间的界面为第二个滑动界面。使用标准壁面函数法确定固体壁面的附近流动。叶轮区域设置在Fluent中的移动网格(Mesh Motion)坐标系。对流项差分格式采用一阶迎风格式,扩散项采用中心差分格式,应用Fluent中的压力隐式算子分割算法PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)耦合速度和压力场。表2列出了仿真中主要模拟参数。

表2 模拟参数

Tab.2 Simulation parameters

决定因素	数值
转速/rpm	330, 210
排气口压力/Pa	101325
进气口压力/Pa	40000
流量/(m^3/h)	11.6~18.2

2.4 气液两相流模拟结果与讨论

在仿真模拟开始前,将壳体和叶轮内部的水初始化为相对于壳体中心的圆形水环以缩短模拟时间,其中红色部分是空气,蓝色部分是水。选取泵壳中部截面 $z=1400$ 来分析流场(压力分布和水环分布)。图3显示了从初始值开始到切割平面内旋转5圈的过程,即泵内流场从初始状态逐渐发展到稳定的周期状态。图中左右两侧分别为相图和静压分布图,其中采用转速为 330 rpm ,进气口压力为 40000 Pa 。

由图3可知,由于离心力的作用,泵体内的水逐

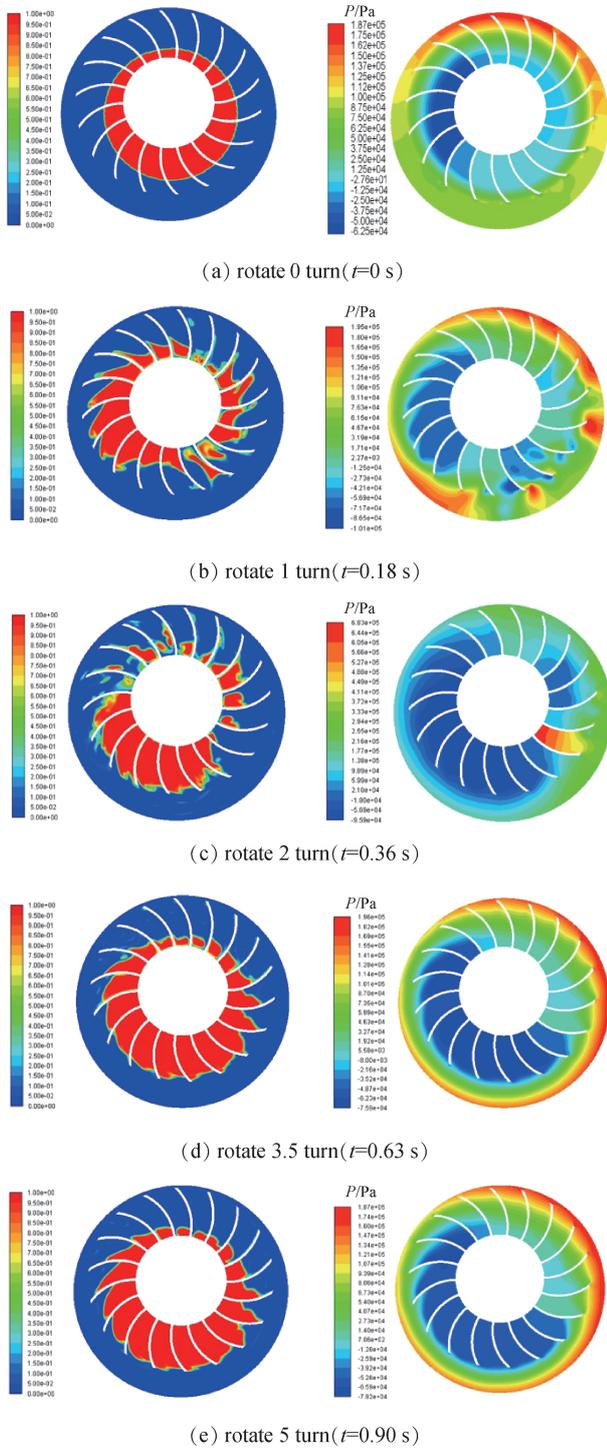


图3 截面 $z=1400$ 的流场变化过程

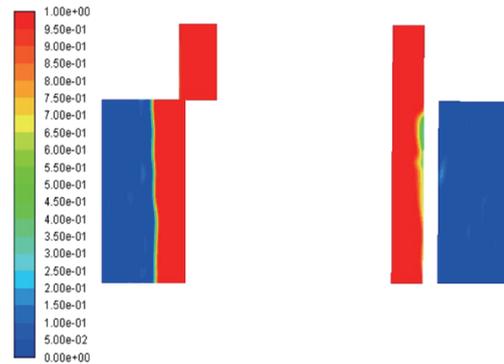
Fig.3 Flow field change process with section $z=1400$

渐被甩向壳体周围,叶轮内部形成了一个具有相当厚度的气液分界面,前期由于流场不稳定,旋转角度对其影响较为明显,即初始时水环基本与泵壳同心,在旋转3.5圈后水环已经非常接近稳定状态,旋转5圈后,流场达到稳定状态。但是由于叶片的分隔作用,气液分界面形状并不是理想的圆形,而是

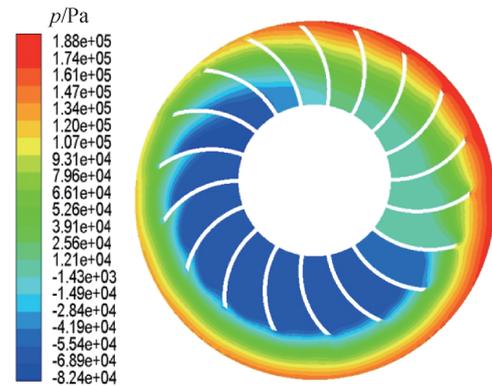
在叶片和泵内液体接触的地方呈现出波纹状。

此外,静压变化也呈现出一定的规律,由图3可知,整个水环真空泵在吸气区附近的压强较低,在排气区附近的压强较高。从叶轮轮毂向外至壳体静压逐渐升高,变化结果与理论分析结果相似。流场的最小静压越小,水环真空泵抽吸真空的性能越好;最大静压越大,水环真空泵的压缩真空性能越好。因此在设计和优化水环真空泵时应设法减小最小静压和提高最大静压。

图4绘制了中部截面 $y=120$ 和 $z=1100$ 下的流场状态,气液两相分界面的形状和静压沿轴向变化不大,因此轴向距离并非影响泵内流场的重要因素。



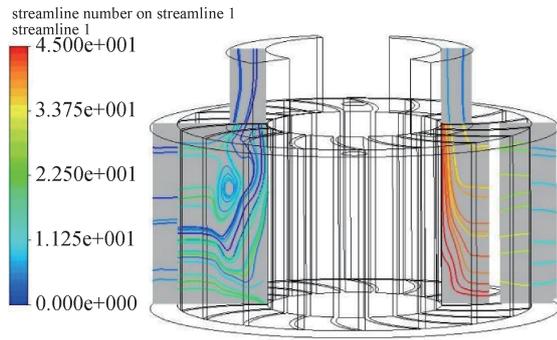
(a) phase diagram of $y = 120$ section



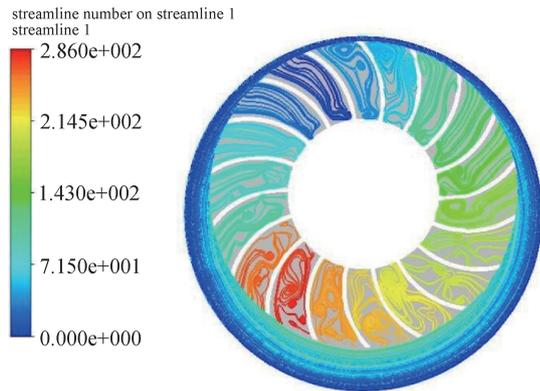
(b) static pressure diagram of $z = 1100$ section

图4 不同截面下的泵内流场图
Fig.4 Flow field in pump with different cross section

图5绘制了泵内不同截面的流线图。由图5(a)可知,进出口延伸段内的流线方向与叶轮轴向垂直,进气口(左侧)下的叶轮区域内的流线向外流向壳体,排气口(右侧)下的叶轮区域内的流线方向从壳体流向叶轮内部。这是因为在叶轮的左半区域,叶轮的旋转将水甩向泵壳,水的动能不断增加,而在右半区域,壳体与叶轮外缘之间的宽度减小,水



(a) streamline diagram of $y=100$ section



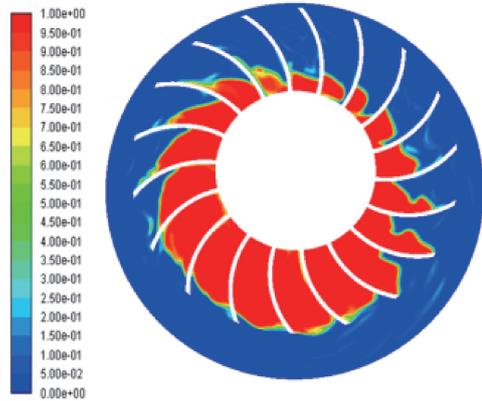
(b) streamline diagram of $z=1400$ section

图5 水环真空泵内不同截面的流线数量图

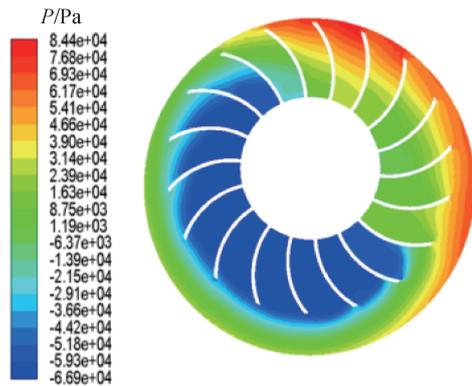
Fig.5 Streamline quantity diagram of different sections in water ring vacuum pump

在压力的作用下被挤向了叶片。叶轮的左半区域存在明显的漩涡,一定程度上会降低叶轮的效率。由图5(b)可知,泵腔内的绝对运动流线基本与叶轮的旋转方向相同,但叶轮内的相对运动流线则存在较明显的漩涡,导致较大的能量损耗,这也是水环真空泵效率较低的重要因素。

图6为入口压力40000 Pa,转速210 rpm下的相图和静压变化图。相比于转速330 rpm(图4),转速对水环形状和压力变化的影响比较明显。泵在较高转速下的水环形状更加规则,气液分界面更加明显,且比低转速更快达到稳定状态。在转速较高的情况下,水环界面上方的气腔有较大的残余体积,因此水环界面的形状更接近于圆形。转速的高低会影响泵内液体所受离心力的大小。此外,较高转速下的泵内压力差大于较低转速产生的压力差,因此较高转速下水环泵的压缩和抽吸能力更强,效率更高,但同时也会增加功率消耗。在二者兼顾的情况下选择合理转速是必要的。



(a) phase diagram



(b) static pressure diagram

图6 转速210 rpm时泵内流场图

Fig.6 Flow field diagram of 210 rpm pump

3 实验验证

对2BEA-703型水环真空泵进行仿真计算后,在淄博水环真空泵厂进行该型号产品的生产,该水环真空泵工作性能检测结果如表3所示。

表3 2BEA-703型水环泵验证检测报告

Tab.3 Verification test report of 2BEA-703 water ring pump

检测内容	技术要求	试验结果	结论
极限真空度/Pa	3300	2800	合格
210 rpm, 40000 Pa点气量/(m ³ /h)	14160	15750	合格
330 rpm, 40000 Pa点气量/(m ³ /h)	22080	22800	合格

由表3可知,2BEA-703型水环真空泵的极限真空度和两种工况下的吸气量均能满足水环真空泵的设计要求。

4 结论

利用VOF模型,建立了描述水环真空泵内两相流系统的三维瞬态CFD模型。计算结果表明

(1)随着计算的逐渐稳定,水环真空泵内形成了锯齿状的椭圆形气液分界面,且该分界面的形状沿叶轮轴向变化不大,说明轴向距离并非影响泵内流场的重要因素。

(2)叶轮的吸气口区域和叶轮内部区域存在一定的漩涡损失,这是导致水环真空泵效率降低的重要因素。

(3)流体仿真能较好的模拟水环真空泵内部气液两相流动状况,试验结果表明对水环真空泵气液两相流分析可为水环真空泵新产品开发和优化设计提供指导和参考。

本文对水环真空泵的研究主要针对泵内气液两相流动规律和泵的吸气量大小,下一步将对水环真空泵工作效率和真空度的提高作进一步研究。

参 考 文 献

- [1] 郭广强.液环泵内气液两相流动特性及其性能优化研究[D].兰州:兰州理工大学,2020
- [2] 黄 思,阮志勇,邓庆健,等.液环真空泵内气液两相流动的数值分析[J].真空,2009,46(02):49-52
- [3] 管 俊,黄 思.基于CFD的液环真空泵两相流动性能分析[J].化工机械,2010,37(06):755-757
- [4] Ding H, Jiang Y, Wu H, et al. Two Phase Flow Simulation of Water Ring Vacuum Pump Using VOF Model[C]. Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conference, Seoul, Korea, 2015
- [5] 孟凡瑞,赵 勇,赵国勇,等.液环真空泵内部流场仿真与性能试验[J].真空科学与技术学报,2019,39(10):876-880
- [6] 张人会,郭广强,杨军虎,等.液环泵内部气液两相流动及其性能分析[J].农业机械学报,2014,45(12):99-103
- [7] Naumov V A, Velikanov N L. Simulation of Operational Characteristics of the Water-Ring Vacuum Pumps[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 537(3):032029
- [8] 郭 君.水环真空泵工作特性数值模拟研究[D].青岛:中国石油大学(华东),2016
- [9] Kakuda K, Ushiyama Y, Obara S, et al. Flow Simulations in a Liquid Ring Pump Using a Particle Method[J]. Computer Modeling in Engineering and Sciences, 2010, 66(3):215-226