

考虑叶轮流动滑移的离心泵盘腔流动模型

顾延东¹, 程金武¹, 梁 澳¹, 成 立¹, 王 鹏²

(1. 扬州大学 水利科学与工程学院, 江苏 扬州 225009;

2. 江苏大学 国家水泵及系统工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘 要: 为研究离心泵盘腔内外特性, 将离心泵盘腔三维流动简化为动静腔一维流动, 基于动量守恒方程和径向连续方程, 构建了动静腔流动微分方程; 积分该方程并应用到盘腔中, 引入密封件阻力系数, 考虑叶轮流动滑移, 修正泵势扬程公式, 建立了离心泵叶轮-盘腔-密封环-平衡孔回路的自封闭流动模型。提出了内外迭代相结合的求解方法, 实现了离心泵盘腔流动快速计算。通过与盘腔压力测量结果对比表明: 使用 Stodola 叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型比使用 Wiesner 叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型的计算精度提高了约 3.5%。盘腔流动模型结果表明: 泵工况从小流量调节至大流量, 容积效率逐渐提高, 盖板推力略微逐渐增大。该方法及结论为离心泵盘腔内外特性计算提供参考。

关 键 词: 离心泵; 盘腔; 流动模型; 叶轮流动滑移; 盖板推力; 容积效率

中图分类号: V233; TH311

文献标志码: A

Flow model for side chambers of centrifugal pumps considering impeller flow slip

GU Yandong¹, CHENG Jinwu¹, LIANG Ao¹, CHENG Li¹, WANG Peng²

(1. College of Hydraulic Science and Engineering,

Yangzhou University, Yangzhou Jiangsu 225009, China;

2. National Research Center of Pumps,

Jiangsu University, Zhenjiang Jiangsu 212013, China)

Abstract: To study the internal and external characteristics of the side chambers of centrifugal pumps, the three-dimensional flow in the side chambers of centrifugal pumps was simplified into one-dimensional flow in the rotor-stator cavities, and then the differential equation for the flow in the rotor-stator cavities was established based on the momentum conservation equation and the radial continuity equation; by integrating this equation, applying it to the side chambers of centrifugal pumps, and introducing the resistance coefficients of the sealing parts, the impeller flow slip was considered, the pump potential head formula was modified, and a self-closure flow model from the impeller to side chambers to seals to balance holes in the centrifugal pumps was established. A solution method combining internal and external iterations was proposed, which realized the instant calculation of the flow in the side chambers of centrifugal pumps. Compared

收稿日期: 2021-06-02

基金项目: 国家自然科学基金(51779214); 江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD);
江苏省博士后科研资助项目(2021K569C)

作者简介: 顾延东(1989-), 男, 讲师、硕士生导师, 博士, 主要从事泵理论与设计、润滑理论与轴承设计。

E-mail: guyandong@yzu.edu.cn

引用格式: 顾延东, 程金武, 梁澳, 等. 考虑叶轮流动滑移的离心泵盘腔流动模型[J]. 航空动力学报, 2022, 37(7): 1550-1559. GU Yandong, CHENG Jinwu, LIANG Ao, et al. Flow model for side chambers of centrifugal pumps considering impeller flow slip [J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(7): 1550-1559.

with the pressure measuring results of the centrifugal pump side chambers, the flow model using the Stodola impeller flow slip coefficient was more accurate by 3.5% than the flow model using the Wiesner impeller flow slip coefficient. The results of the flow model of disk cavities showed that: as the pump working condition was adjusted from partial flow rate to overflow condition, the volumetric efficiency gradually increased, and the thrust of the impeller shrouds gradually increased slightly. The method and conclusions provide references for calculations of the internal and external characteristics of the side chambers of centrifugal pumps.

Key words: centrifugal pump; side chambers; flow model; impeller flow slip; thrust on shrouds; volumetric efficiency

离心泵广泛应用于航空燃油、航空冷却等系统中,起着输运流体的作用。在航空领域,离心泵设计标准苛刻,不仅要求突出的运行性能,而且强调优异的可靠性^[1-2]。离心泵主要由叶轮和泵体(包含压水室)组成,叶轮是流体的动力来源,泵体的功能是导流及增压。静止泵体包裹着旋转叶轮,两者之间形成了动静盘腔,也称为泵腔。离心泵盘腔流动与容积损失、圆盘摩擦损失、轴向推力等密切相关,对运行性能、工作可靠性等影响显著。在离心泵初始设计阶段,需要快速计算出容积损失、轴向推力等,建立离心泵盘腔流动模型是快速计算盘腔内外特性的主要策略之一,因此开展该项研究具有重要工程价值和学术意义。

离心泵盘腔流动对应于流体力学基础研究中的动静腔流动。Poncet等^[3-4]测量了动静腔内流速度,发现通流(对应于流体机械中的盘腔泄漏)会改变内流结构。曹楠等^[5]研究了轴向通流对动静腔换热性能的影响,实验结果表明:流量增大,惯性力及哥氏力增大,强化了换热性能。在工程研究中,关醒凡^[6]假设离心泵盘腔中的流体旋转速度是叶轮转速的一半,给出了盘腔泄漏量、盖板推力的估算方法。李文广^[7]建立了高黏度油泵盘腔的一维流动模型,该模型结果表明:增大口环间隙有利于减小圆盘摩擦损失,但不足以弥补容积损失的增幅。刘在伦等^[8-9]忽略泄漏量对离心泵盘腔压力分布的影响,给出了前后盘腔进口处势扬程修正系数,解决了盘腔流动模型边界条件问题。杨从新等^[10]采用CFD(computational fluid dynamics)数值模拟方法研究了高速泵盘腔流动,模拟结果显示:泵腔压力随口环间隙增大而减小。根据离心泵盘腔速度量级特征,Zhang等^[11]简化N-S(Navier-Stokes)方程,引入容积效率经验公式,利用实验数据修正相关系数,提出了新的盘腔压力模型。董玮等^[12-13]的离心泵模拟结果显示:随着泵

腔轴向宽度增大,腔内压力增大,径向压差减小。顾延东等^[14]在势扬程计算中引入了Wiesner叶轮流动滑移系数,建立了离心泵叶轮-盘腔-密封机构的一维流动模型及其求解方法,发现盘腔泄漏量和叶轮轴向推力随转速线性变化。在离心泵盘腔流动模型中,一般采用叶轮出口势扬程作为其边界条件,无限叶片假设下的泵欧拉公式可以用来计算理论扬程。但叶片数是有限的,无限叶片叶轮流态与有限叶片叶轮流态有很大差别,因此泵欧拉公式在计算实际扬程时有较大误差,考虑叶轮流动滑移系数是修正泵欧拉公式的主要方法之一^[15]。邵春雷等^[16]采用流场可视化实验手段获得了低比数离心泵叶轮流场,拍摄到了叶轮速度滑移现象。王川等^[17]使用Stodola叶轮流动滑移系数修正泵欧拉公式,从理论上解释叶片厚度对扬程的作用并用数值模拟进行验证。离心泵正反转水力性能研究中,王晓辉等^[18]引入叶轮流动滑移系数,提出了泵工况与涡轮工况的水力性能参数比。叶轮流动滑移系数能够有效提高势扬程计算精度,叶轮出口势扬程又是离心泵盘腔流动模型的边界条件,因此叶轮流动滑移间接地影响盘腔流动模型精度,但叶轮流动滑移对盘腔流动的影响研究还是空白。

本文考虑叶轮流动滑移的影响,修正泵势扬程计算公式,建立动静腔流动的微分方程及离心泵盘腔流动的一维模型,开展盘腔压力实验验证,分析流量对盘腔泄漏量及盖板推力的影响,为离心泵盘腔流动计算提供参考。

1 离心泵盘腔流动理论建模

1.1 离心泵参数及轴面流动

以一台离心泵为研究对象,设计流量 $Q_n=9\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_n=8\text{ m}$,设计转速 $n=1\,450\text{ r/min}$,前密封环间隙 $s_s=0.2\text{ mm}$,前密封环长度

$L_{fs}=13.2$ mm, 前密封环径向位置 $R_{fs}=27.8$ mm, 后密封环间隙 $s_{rs}=0.2$ mm, 后密封环长度 $L_{rs}=9.8$ mm, 后密封环径向位置 $R_{rs}=39.8$ mm, 平衡孔直径 $D_{bh}=4$ mm, 平衡孔径向位置 $R_{2,bh}=27.5$ mm, 平衡孔长度 $L_{bh}=4$ mm。图 1 是离心泵轴面流动示意图。图中 z 表示轴向, r 表示径向, θ 表示周向, $H_{p,sh}$ 为叶轮出口势扬程, $p_{1,bh}$ 为平衡孔进口压力; $p_{2,bh}$ 为平衡孔出口压力, $p_{1,fs}$ 为前密封环进口压力; $p_{2,fs}$ 为前密封环出口压力, $p_{1,rs}$ 为后密封环进口压力, $p_{2,rs}$ 为后密封环出口压力, Q 为泵流量, $Q_{1,f}$ 为前盘腔泄漏量, $Q_{1,r}$ 为后盘腔泄漏量。在叶轮出口处, 大部分流体进入蜗壳, 少部分流体进入前后盘腔。前盘腔中的流体经过前密封环, 回流到叶轮进口。后盘腔中的流体经过后密封环和平衡孔, 回流到叶轮中部。通过后密封环和平衡孔的节流降压效应, 降低叶轮后盖板的轴向推力, 防止动静部件碰撞、保障轴承寿命等。

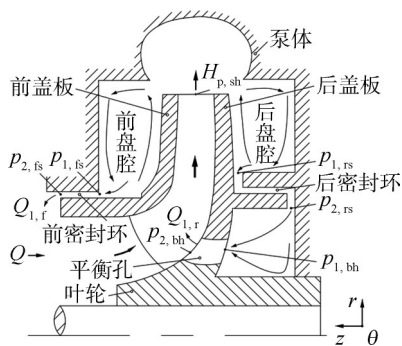


图 1 离心泵轴面流动

Fig.1 Flow on the meridional plane of centrifugal pumps

1.2 动静腔流动模型

离心泵盘腔流态对应于流体力学基础研究中的动静腔 Batchelor 流态^[3]: ①带离心径向流动的动盘 Ekman 边界层、无径向流动的旋转核心区 and 带向心径向流动的静盘 Bödewadt 边界层, Ekman 边界层与 Bödewadt 边界层之间存在径向流量差, 形成腔内通流, 对应于离心泵盘腔泄漏量; ②Ekman 边界层、旋转核心区和 Bödewadt 边界层均有周向流动, 形成虚拟离心力 (CF)。根据 Batchelor 流态特征, 以图 2 中的圆环形控制体为建模对象, 作以下假设: ①忽略动盘径向切应力 $\tau_{r,r}$ 和静盘径向切应力 $\tau_{r,s}$ 之间的差异, 即 $\tau_{r,r} \approx \tau_{r,s}$; ②忽略周向和轴向压力梯度; ③除进出口处, 忽略动盘和静盘之间的轴向流动^[19-20]。

将离心泵盘腔三维轴对称流动简化为动静腔

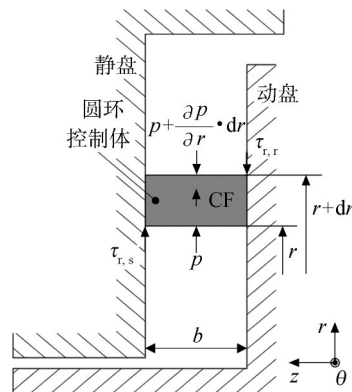


图 2 动静腔流动建模^[14]

Fig.2 Flow modeling for rotor-stator cavities^[14]

一维流动, 根据非惯性系牛顿第二定律, 建立控制体动量守恒方程, 代入径向连续方程及通流方程, 得到动静腔流动模型^[14]

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \cdot \omega^2 \cdot K^2 \cdot r + \frac{\rho \cdot Q_1^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot r^3 \cdot b^2} \quad (1)$$

式中 p 是压力; ρ 是密度; ω 是动盘角速度, 对应于叶轮转速; K 是携卷系数, 是旋转核心区流体角速度与动盘角速度之比, K 取 0.5^[6]; Q_1 是通流, 对应于离心泵盘腔泄漏量; b 是动静腔或离心泵盘腔的轴向宽度。

1.3 离心泵盘腔流动模型

将动静腔流动模型应用于离心泵前后盘腔, 使用叶轮出口势扬程作为压力边界条件, 从叶轮盖板外缘向内缘积分式 (1), 得到盘腔压力的半隐表达式。由于前后盘腔在结构上存在差异, 需分别建立压力表达式。在前盘腔中, 密封环位于腔体内端, 从盘腔进口到出口压力方程为

$$p(r) = \rho \cdot g \cdot H_{p,sh} + \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{R_{2,sh}}^r K^2 \cdot r \cdot dr + \frac{\rho \cdot Q_{1,f}^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot b^2} \cdot \left(\frac{1}{R_{2,sh}^2} - \frac{1}{r^2} \right) \quad (2)$$

式中 $R_{2,sh}$ 是盖板外缘径向位置。式 (2) 右边第 1 项是压力边界条件项, 修正泵欧拉方程进行计算; 第 2 项是旋转核心项, 代入携卷系数进行计算; 第 3 项是泄漏项, 通过压力驱动流进行计算。式 (2) 右边不仅都涉及未知的泄漏量, 而且压力与泄漏量相互耦合。根据质量守恒定律, 密封环泄漏量即为盘腔泄漏量。通过引入密封环阻力系数, 补充密封环进出口压差与泄漏量的表达式, 就可计算出盘腔压力和泄漏量。前密封环进出口压差为

$$\Delta p_{fs} = p_{1,fs} - p_{2,fs} \quad (3)$$

式中 Δp_{fs} 是前密封环进出口压差。将前密封环径向位置 R_{fs} 代入式(2)就可得到前密封环进口压力 $p_{1,fs}$ 。前密封环出口压力 $p_{2,fs}$ 是叶轮进口压力,即参考压力为 0 Pa。至此,仅需补充泵欧拉方程计算出式(2)压力边界条件项,就可计算出前盘腔的压力和泄漏量。

在后盘腔中,密封环位于腔体中部,而且配有平衡孔,因此后盘腔压力方程需由外往内分段建立。第一段是从后盘腔进口到后密封环进口,积分式(1)得到压力方程

$$p(r) = \rho \cdot g \cdot H_{p,sh} + \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{R_{2,sh}}^r K^2 \cdot r \cdot dr + \frac{\rho \cdot Q_{1,r}^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot b^2} \cdot \left(\frac{1}{R_{2,sh}^2} - \frac{1}{r^2} \right) \quad (4)$$

$$R_{rs} \leq r \leq R_{2,sh}$$

采用与前盘腔相同的建模方法,引入密封环阻力系数,补充密封环进出口压差与泄漏量的表达式。后密封环进出口压差为

$$\Delta p_{rs} = p_{1,rs} - p_{2,rs} \quad (5)$$

式中 Δp_{rs} 是后密封环进出口压差。将后密封环径向位置 R_{rs} 代入式(4),得到后密封环进口压力 $p_{1,rs}$ 。但是在计算后密封环进出口压差时,不能直接建立后密封环出口压力 $p_{2,rs}$ 的表达式,将其处理为中间变量,随后进行封闭。第2段是从后密封环出口到平衡孔进口,以后密封环出口压力 $p_{2,rs}$ 为压力边界条件,积分式(1)得到压力方程

$$p(r) = p_{2,rs} + \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{R_{rs}}^r K^2 \cdot r \cdot dr + \frac{\rho \cdot Q_{1,r}^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot b^2} \cdot \left(\frac{1}{R_{rs}^2} - \frac{1}{r^2} \right) \quad (6)$$

$$R_{2,bh} \leq r \leq R_{rs}$$

后盘腔中第1个节流降压由后密封环产生,第2个节流降压则由平衡孔产生。引入小孔阻力系数,采用压力驱动流方法计算平衡孔泄漏量。平衡孔进出口压差表示为

$$\Delta p_{bh} = p_{1,bh} - p_{2,bh} \quad (7)$$

式中 Δp_{bh} 是平衡孔进出口压差。将平衡孔径向位置 $R_{2,bh}$ 代入式(6),得到平衡孔进口压力 $p_{1,bh}$ 。由于流体从平衡孔回流至叶轮内,则平衡孔出口压力 $p_{2,bh}$ 等于叶轮内径向位置 $R_{2,bh}$ 处的静压

$$p_{2,bh} = \rho \cdot g \cdot H_{p,bh} \quad (8)$$

式中 $H_{p,bh}$ 是叶轮内径向位置 $R_{2,bh}$ 处的势扬程,同样通过修正泵欧拉方程进行计算。第3段是从平衡孔位置到轮毂,由于后盘腔内端没有泄漏,因此

该区间压力仅由压力边界条件项和旋转核心项组成。以平衡孔进口压力为边界条件,积分式(1)得到压力方程

$$p(r) = p_{1,bh} + \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{R_{2,bh}}^r K^2 \cdot r \cdot dr \quad (9)$$

$$R_{hub} \leq r \leq R_{2,bh}$$

式中 R_{hub} 是轮毂半径。在式(4)~式(9)中,仅有后密封环出口压力 $p_{2,rs}$ 无法直接构建出表达式,但可以通过补充质量守恒方程进行流动模型封闭。平衡孔进出口压力均已建立,即式(6)~式(8),再引入小孔阻力系数,就可求得平衡孔的泄漏量。根据质量守恒定律,在后盘腔中平衡孔泄漏量与后密封环泄漏量相等

$$Q_{1,r} = A_{rs} \cdot v_{rs} = Z_{bh} \cdot A_{bh} \cdot v_{bh} \quad (10)$$

式中 A_{rs} 是后密封环过流断面面积; v_{rs} 是后密封环泄漏速度; Z_{bh} 是平衡孔数量; A_{bh} 是平衡孔过流断面面积; v_{bh} 是平衡孔泄漏速度。随后补充泄漏量方程、引入密封环和平衡孔阻力系数、修正泵欧拉方程,就可封闭整个盘腔流动模型。

1.4 密封环与平衡孔阻力系数

密封环流动处理为圆环压力驱动流,上述内容给出了密封环进出口压差的表达式,其流动速度和流量的表达式分别是

$$v_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_s}{\rho \cdot \zeta_s}} \quad (11)$$

$$Q_l = A_s \cdot v_s \quad (12)$$

式中 v_s 是密封环流动速度; Δp_s 是密封环进出口压差; ζ_s 是密封环总阻力系数; A_s 是密封环过流断面面积。密封环阻力系数的表达式是

$$\zeta_s = \zeta_{ea} + \frac{L}{2 \cdot s} \cdot \lambda \quad (13)$$

式中 ζ_{ea} 是密封环局部损失系数,取 1.1^[15]; L 是密封环长度; s 是密封环间隙; λ 是沿程阻力系数。沿程阻力系数考虑了密封环一面旋转而另一面静止的情况^[15],其表达式是

$$\lambda = 0.31 \cdot \left[\lg \left(\frac{0.135 \cdot R_a}{s} + \frac{6.5}{Re_s} \right) \right]^{-2} \cdot \left[1 + 0.19 \cdot \left(\frac{Re_u}{Re_s} \right)^2 \right]^{0.375} \quad (14)$$

$$Re_s = \frac{2 \cdot s \cdot v_s}{\nu} \quad (15)$$

$$Re_u = \frac{2 \cdot s \cdot u_s}{\nu} \quad (16)$$

式中 R_a 是表面粗糙度; Re_s 是轴向雷诺数; Re_u 是

周向雷诺数; u_s 是密封环圆周速度。

平衡孔流动处理为小孔压力驱动流, 上述内容给出了平衡孔进出口压差的表达式, 其流动速度和流量的表达式分别是

$$v_{bh} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{bh}}{\rho \cdot \zeta_{bh}}} \quad (17)$$

$$Q_{1,bh} = Z_{bh} \cdot A_{bh} \cdot v_{bh} \quad (18)$$

式中 ζ_{bh} 是小孔阻力系数, 其表达式是

$$\zeta_{bh} = K_{en} + K_{ex} + \frac{L_{bh}}{D_{bh}} \cdot f \quad (19)$$

式中 K_{en} 是小孔进口局部损失系数; K_{ex} 是小孔出口局部损失系数; f 是小孔沿程阻力系数。忽略平衡孔旋转、进入平衡孔的旋转流体等对总阻力系数的影响, 采用 Colebrook 公式表示沿程阻力系数^[21]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \cdot \lg \left[\left(\frac{R_a}{3.7 \cdot D_{bh}} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_{bh}} \right] \quad (20)$$

$$Re_{bh} = \frac{D_{bh} \cdot v_{bh}}{\nu} \quad (21)$$

式中 Re_{bh} 是小孔雷诺数。在密封环和平衡孔泄流量计算中, 阻力系数与速度为非线性关系, 这是内循环使用数值解法的原因。

1.5 考虑叶轮流动滑移的势扬程计算

为求解盘腔流动模型, 还需提供压力边界条件, 即叶轮出口和平衡孔出口的势扬程。叶轮进口静压为参考压力为 0 Pa, 作以下两个假设: ①忽略叶轮内周向和轴向压力梯度; ②忽略叶片前缘冲击、叶轮内摩擦及分离等损失。以下势扬程计算区间为泵最佳效率区间, 基于速度三角形和旋转坐标系下伯努利方程^[15], 叶片出口势扬程的完整形式为

$$H_p = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} \quad (22)$$

式中 H_p 是叶片出口势扬程; u_1 是叶片进口圆周速度; u_2 是叶片出口圆周速度; w_1 是叶片进口相对速度; w_2 是叶片出口相对速度。需要说明的是, 若文中未给出参数符号下标的附加说明, 则该符号表示叶片参数。假设叶片进口无预旋, 即 $\alpha_1 = 90^\circ$, 如图 3 所示, 则叶片进口绝对速度为 $c_1^2 = w_1^2 - u_1^2$, 将其代入式 (22) 中, 叶片出口势扬程公式改写为

$$H_p = \frac{u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} - \frac{w_2^2}{2 \cdot g} \quad (23)$$

式中 c_1 是叶片进口绝对速度。

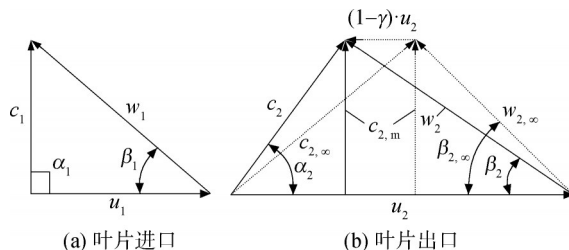


图 3 叶片速度三角形

Fig.3 Velocity triangle for blades

图 3 中 $c_{2,\infty}$ 为无穷叶片假设下叶片出口绝对速度; $w_{2,\infty}$ 为无穷叶片假设下叶片出口相对速度; $\beta_{2,\infty}$ 为无穷叶片假设下叶片出口相对液流角。由于盘腔泄漏量是叶轮总流量的一部分, 需考虑其对势扬程计算的影响。叶轮进口流量是前盘腔泄漏流量 $Q_{1,f}$ 与泵流量 Q 之和, 如图 1 所示。在不考虑叶片进口预旋的情况下, 叶片进口绝对速度与轴面速度相等

$$c_1 = c_{1,m} = \frac{Q + Q_{1,f}}{b_1 \cdot (\pi \cdot D_1 - Z_1 \cdot t_{1,u})} \quad (24)$$

式中 $c_{1,m}$ 是叶片进口轴面速度; b_1 是叶片进口宽度; D_1 是叶片进口直径; Z_1 是叶轮进口叶片数量; $t_{1,u}$ 是叶片进口在周向的投影厚度。叶片出口相对速度 w_2 可分解为轴面速度和圆周速度

$$w_2^2 = c_{2,m}^2 + w_{2,u}^2 \quad (25)$$

式中 $c_{2,m}$ 是叶片出口轴面速度; $w_{2,u}$ 是叶片出口相对速度的周向分量。由于后盘腔泄漏量经过平衡孔, 汇入叶轮中部流动, 因此叶片出口流量比进口流量增加了 $Q_{1,r}$ 。叶片出口轴面速度

$$c_{2,m} = \frac{Q + Q_{1,f} + Q_{1,r}}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - Z_2 \cdot t_{2,u})} \quad (26)$$

式中 b_2 是叶片出口宽度; D_2 是叶片出口直径; Z_2 是叶轮出口叶片数量; $t_{2,u}$ 是叶片出口在周向的投影厚度。根据图 3 中的叶片出口速度三角形图解分析, 考虑叶轮流动滑移的影响, 叶片出口相对速度的周向分量为

$$w_{2,u} = \frac{Q + Q_{1,f} + Q_{1,r}}{\tan(\beta_2) \cdot b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - Z_2 \cdot t_{2,u})} + (1 - \gamma) \cdot u_2 \quad (27)$$

式中 β_2 是叶片出口安放角; γ 是叶片出口流动滑移系数。无穷叶片假设下的泵欧拉方程高估了扬程, 引入叶轮流动滑移系数修正势扬程, 叶轮流动滑移系数主要有 Wiesner 公式和 Stodola 公式^[22]

$$\gamma_w = 1 - \frac{(\sin \beta_2)^{0.5}}{Z_2^{0.7}} \quad (28)$$

$$\gamma_s = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_2)}{Z} \quad (29)$$

式中 γ_w 是Wiesner流动滑移系数; γ_s 是Stodola流动滑移系数。在后续内容中,将对两种势扬程修正方法对盘腔流动计算结果的影响。另外,式(23)~式(29)也用于计算叶轮内径向位置 $R_{2,bh}$ 处的势扬程,只需用径向位置 $R_{2,bh}$ 处的叶片几何参数代替叶片出口处的几何参数,同时去除式(26)和式(27)中的后盘腔泄漏量,就可计算出平衡孔出口静压 $p_{2,bh}$ 。

式(22)~式(29)用于计算叶片出口和平衡孔出口的势扬程,但该离心泵叶轮盖板直径比叶片直径大4 mm,如图4所示,需进一步建立叶片出口到叶轮出口的势扬程增量公式。

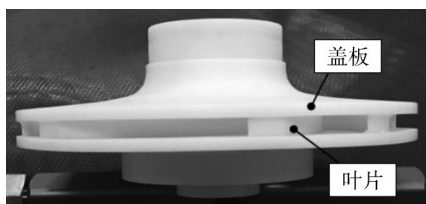


图4 离心泵叶轮

Fig.4 Impeller of centrifugal pumps

由于流道径向发散,叶轮出口势扬程应大于叶片出口。假设叶片出口到叶轮出口的动压能减小量完全转化为静压能增加量,则势扬程增量为

$$\Delta H_p = \frac{c_{2,u}^2 - c_{2,sh}^2}{2 \cdot g} \quad (30)$$

式中 ΔH_p 是势扬程增量; c_2 是叶片出口绝对速度; $c_{2,sh}$ 是叶轮出口绝对速度。

叶片出口绝对速度的周向分量为

$$c_{2,u} = u_2 - w_{2,u} \quad (31)$$

假设叶片出口到叶轮出口的角动量守恒,则叶轮出口绝对速度的周向分量为

$$c_{2,u,sh} = \frac{c_{2,u} \cdot R_2}{R_{2,sh}} \quad (32)$$

式中 R_2 是叶片出口半径; $R_{2,sh}$ 是叶轮出口半径。叶轮出口轴面速度为

$$c_{2,m,sh} = \frac{Q + Q_{1,f} + Q_{1,r}}{2 \cdot \pi \cdot R_{2,sh} \cdot b_{2,sh}} \quad (33)$$

式中 $b_{2,sh}$ 是叶轮出口宽度。叶片出口绝对速度的平方为

$$c_2^2 = c_{2,m}^2 + c_{2,u}^2 \quad (34)$$

叶轮出口绝对速度的平方为

$$c_{2,sh}^2 = c_{2,m,sh}^2 + c_{2,u,sh}^2 \quad (35)$$

叶轮出口的势扬程为

$$H_{p,sh} = H_p + \Delta H_p \quad (36)$$

式(2)~式(36)构成了离心泵叶轮-盘腔-密封环-平衡孔回路的完整流动模型。

1.6 离心泵盘腔流动模型求解

离心泵盘腔流动模型是非线性的,提出了内迭代和外迭代相结合的求解方法,类似于追赶法,如图5所示。在该求解方法中,首先输入泵流量、转速和几何参数,初始化泄漏量为 $0 \text{ m}^3/\text{s}$;然后进行内迭代和外迭代。在外迭代中,将内迭代更新的泄漏量代入势扬程公式,计算出叶轮出口和平衡孔出口静压,进入下一个内迭代。在内迭代中,采用有限差分法和信赖域算法求解盘腔流动模型,压力边界条件项的泄漏量为上一个外迭代的泄漏量,而泄漏项的泄漏量与压力同步求解。内迭代收敛后,将更新的泄漏量和压力与上一个外迭代相比,如果收敛,则终止迭代计算,输出结果;反之,进入下一个外迭代。

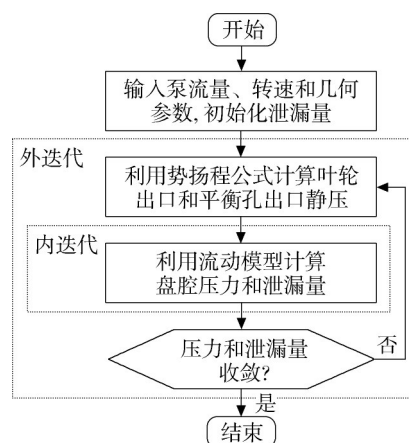


图5 求解方法

Fig.5 Solution method

2 离心泵实验台

搭建了离心泵外特性及盘腔压力实验台,如图6所示。使用压力传感器测量泵进出口及盘腔压力,系统误差为0.15%。采用电磁流量计测量泵流量,系统误差为0.3%。利用扭矩仪测量泵轴扭矩,系统误差为0.1%。为确保实验可重复性,采用95%置信度估算各测试量的随机误差。泵的流量、扬程、效率和盘腔压力的综合误差分别不高于0.31%、0.22%、0.40%和0.16%。

图7是离心泵前后盘腔壁面上压力测量点示意图。以隔舌安放位置为起始方位,在前盘腔壁

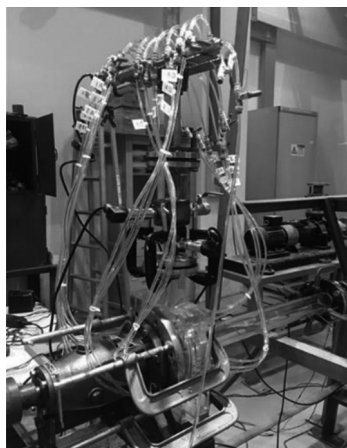


图6 离心泵外特性及盘腔压力实验台

Fig.6 Centrifugal pump experimental rig for measuring performance and pressure in side chambers

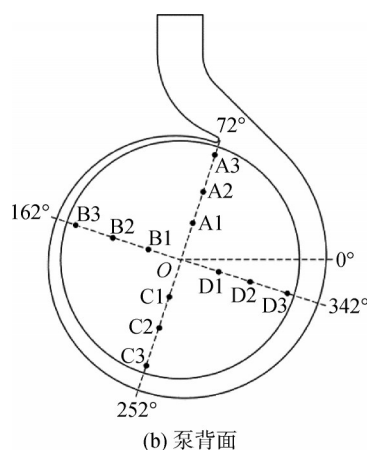
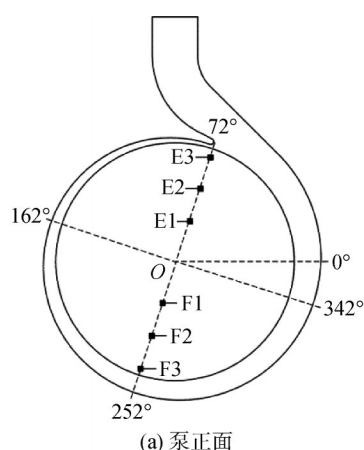


图7 离心泵盘腔壁面压力测量点

Fig.7 Pressure measuring points on walls of side chambers in centrifugal pump

面的2个方位上总共开设了6个测压点(E1~E3, F1~F3),在后盘腔壁面的4个方位上总共开设了12个测压点(A1~A3, B1~B3, C1~C3, D1~D3),

具体测压点标记见图7。在前后盘腔中,各测压点独立连接到一个截止阀,截止阀再连接到汇流管,汇流管上安装了压力传感器。在泵稳定工况下,打开一个截止阀,关闭其他阀门,就可测量到一个点的压力;重复操作,就可测得盘腔压力分布^[14,23]。

3 结果与分析

为研究叶轮流动滑移修正方法对离心泵盘腔流动模型精度的影响,取 $0.8Q_n$ 、 $1.0Q_n$ 及 $1.2Q_n$ 流量下的盘腔压力进行对比分析。图8是离心泵外特性实验结果。由图可知, $0.8Q_n$ 、 $1.0Q_n$ 及 $1.2Q_n$ 流量下的扬程均大于8 m、效率都高于64%,这3个工况均处于高效区。

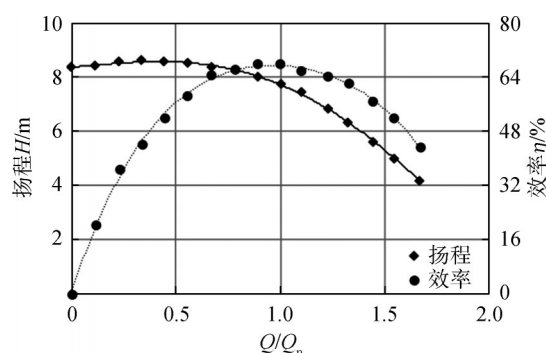


图8 离心泵外特性实验结果

Fig.8 Experimental result of centrifugal pumps performance

图9是离心泵盘腔压力计算结果及实验结果。径向位置使用叶轮半径进行无量纲化处理,前盘腔的压力分布曲线是从叶轮外径至前密封环进口,后盘腔的压力分布曲线是从叶轮外径至轮毂。在前盘腔中,压力在周向上的变化可以忽略^[14],压力实验值是在同一半径、不同方位上所有测压点的均值;后盘腔压力实验值也采用相同处理方法。在前盘腔中,密封环位于腔体内端,整个压力曲线没有出现突降;从叶轮外径至前密封环进口,压力逐渐降低。在后盘腔中,密封环位于腔体中部,压力曲线在中部出现突降;从叶轮外径至后密封环进口,压力逐渐降低;在后密封环处,压力出现突降;从后密封环出口到轮毂,压力逐渐降低。在这3个流量下,使用Stodola叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型和使用Wiesner叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型给出的压力曲线具有相同的趋势,而且两个流动模型给出的计算结果均高于实验值,但使用Stodola叶轮流动滑移系数的盘

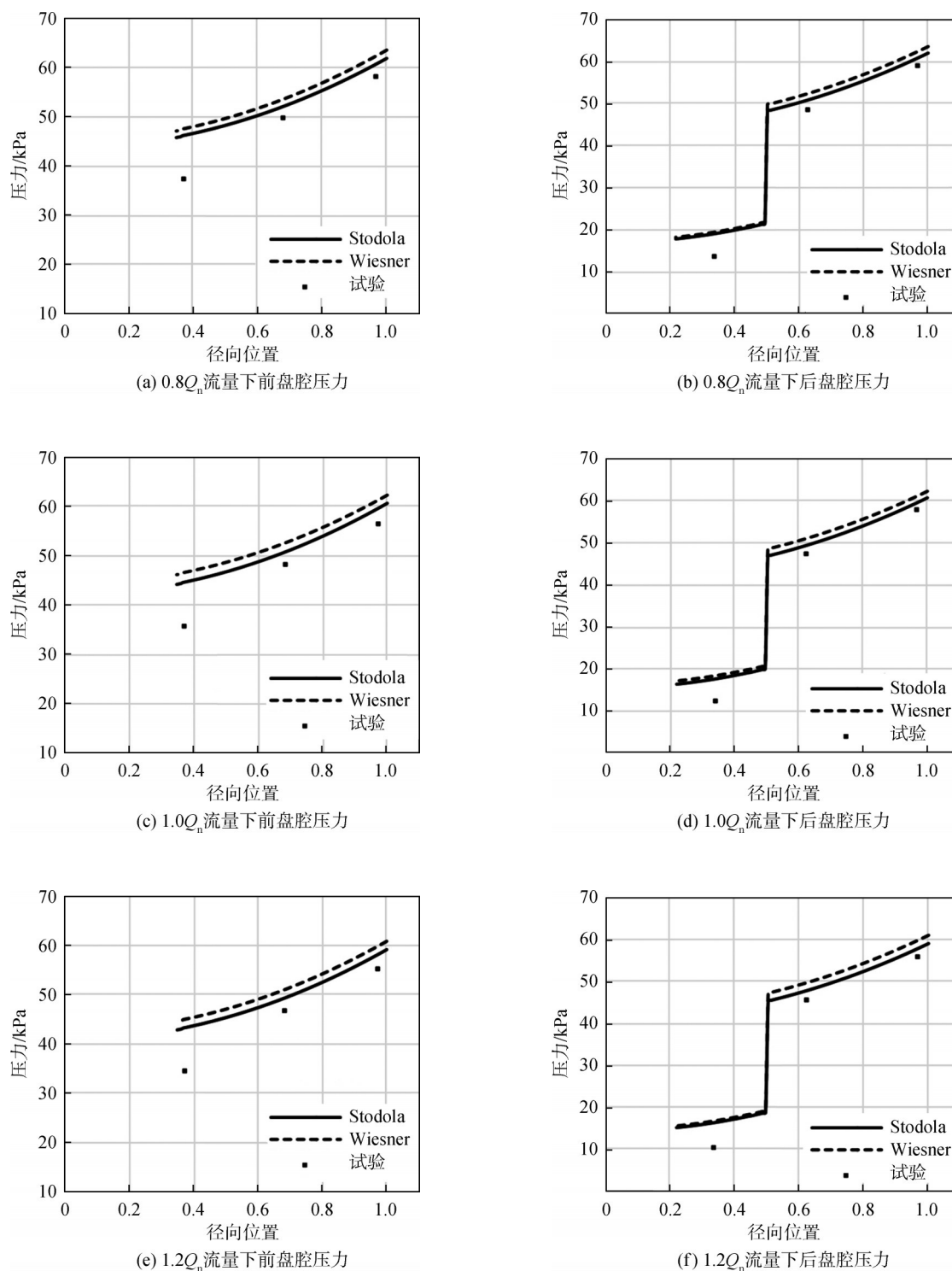


图9 离心泵盘腔压力计算结果及实验结果

Fig.9 Computational and experimental results for pressure in side chambers of centrifugal pumps

腔流动模型给出的压力曲线更加接近于实验值, 计算精度提高了3.5%左右。

图10是离心泵盘腔流动模型计算的泄漏量, 采用的是Stodola叶轮流动滑移系数。从0.8 Q_n ~1.2 Q_n , 前盘腔中的泄漏量逐渐减小, 但减小幅值不显著; 后盘腔中的泄漏量几乎没有变化; 容积效

率逐渐提高, 从0.8 Q_n 流量下的80.65%增加到1.2 Q_n 流量下的87.30%。

图11是离心泵盘腔流动模型计算的盖板推力, 采用的是Stodola叶轮流动滑移系数。从0.8 Q_n ~1.2 Q_n , 前盖板推力和后盖板推力均逐渐减小, 而盖板推力(前盖板推力与后盖板推力之差)

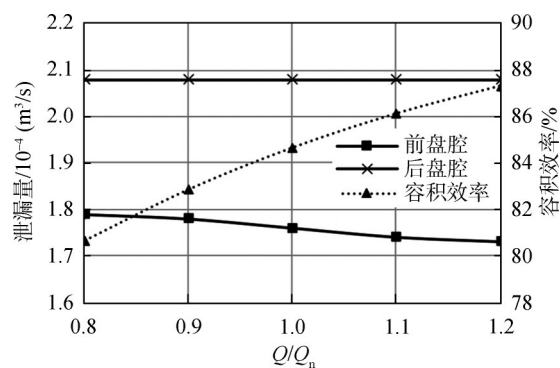


图 10 离心泵盘腔流动模型计算的泄漏量和容积效率
Fig.10 Leakage and volumetric efficiency calculated by flow model of centrifugal pump side chambers

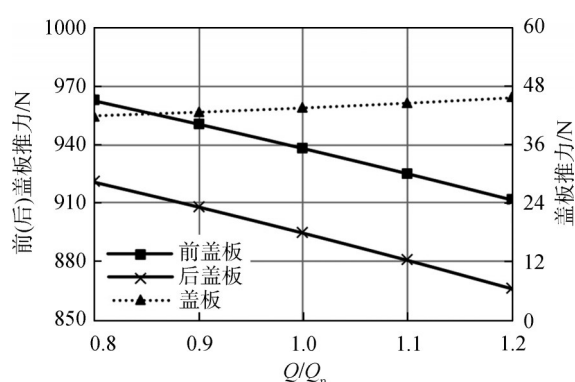


图 11 离心泵盘腔流动模型计算的盖板推力
Fig.11 Shroud thrust calculated by flow model of centrifugal pump side chambers

略微逐渐增大;前盖板推力大于后盖板推力,造成盖板推力方向是从叶轮进口指向叶轮轮毂。在后续叶轮设计工作中,可适当减小平衡孔直径,从而增大后盖板推力,进一步平衡前盖板推力、叶轮进口动反力等。

总体而言,离心泵盘腔流动模型给出的流动预测精度是可接受的,而且使用 Stodola 叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型具有更高的精度。在离心泵初始设计阶段,与全流场 CFD 相比,离心泵盘腔流动模型能够快速计算容积损失、轴向推力等,而且只需要泵流量、转速和几何参数就可计算。

4 结 论

1) 将离心泵盘腔简化为动静腔,基于动量守恒定律和质量守恒定律,建立了动静腔一维流动模型。积分该模型并应用到离心泵盘腔中,引入密封环与平衡孔阻力系数,修正泵欧拉方程,建立了离心泵叶轮-盘腔-密封环-平衡孔流动的自封闭

模型。在修正泵欧拉方程中,考虑叶轮流动滑移的影响,分别引入了 Wiesner 公式和 Stodola 公式。提出了内外迭代相结合的离心泵盘腔流动模型求解方法,能够快速计算容积损失、轴向推力等。

2) 搭建了离心泵外特性及盘腔压力实验台。通过与压力实验结果对比,使用 Stodola 叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型比使用 Wiesner 叶轮流动滑移系数的盘腔流动模型的计算精度提高了 3.5% 左右。

3) 在泄漏量方面,泵工况从 $0.8Q_n$ 变化到 $1.2Q_n$,前盘腔泄漏量逐渐减小,后盘腔泄漏量几乎不变,容积效率逐渐升高。在盖板推力方面,泵工况从 $0.8Q_n$ 变化到 $1.2Q_n$,前盖板推力和后盖板推力均逐渐减小,盖板推力略微逐渐增大。

参考文献:

- [1] 袁俊飞,唐大伟,曹宏章.泵驱动相变冷却系统中储液器压力响应特性[J].航空动力学报,2015,30(10):2384-2390.
YUAN Junfei, TANG Dawei, CAO Hongzhang. Response characteristics of accumulator pressure in pumped phase-change cooling system[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(10):2384-2390. (in Chinese)
- [2] 姜继海,申通,杨堃,等.航空煤油泵轴尾机械密封副材料特性[J].航空动力学报,2018,33(9):2188-2197.
JIANG Jihai, SHEN Tong, YANG Kun, et al. Material characteristics of mechanical seal in shaft end of aviation kerosene pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(9):2188-2197. (in Chinese)
- [3] PONCET S, CHAUVE M P, LE GAL P. Turbulent rotating disk flow with inward throughflow[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2005, 522:253-262.
- [4] LAUNDER B, PONCET S, LAMINAR SERRE E., transition-al, and turbulent flows in rotor-stator cavities[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42(1):229-248.
- [5] 曹楠,窦志伟,罗翔,等.轴向通流旋转盘腔换热特性[J].航空动力学报,2018,33(5):1178-1185.
CAO Nan, DOU Zhiwei, LUO Xiang, et al. Heat transfer characteristics of a rotating cavity with axial throughflow of cooling air[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5):1178-1185. (in Chinese)
- [6] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2011.
- [7] LI Wenguang. Model of flow in the side chambers of an industrial centrifugal pump for delivering viscous oil[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(5):051201.1-051201.22.
- [8] 刘在伦,董玮,张楠,等.离心泵平衡腔液体压力的计算与验证[J].农业工程学报,2013,29(20):54-59.
LIU Zailun, DONG Wei, ZHANG Nan, et al. Calculation and validation of fluid pressure of balance cavity in centrifugal pump

- gal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(20):54-59. (in Chinese)
- [9] 刘在伦, 张森, 邵安灿, 等. 离心泵泵腔液体压力分布理论计算及验证[J]. 机械工程学报, 2016, 52(4):178-184, 191. LIU Zailun, ZHANG Sen, SHAO Ancan, et al. Theoretical computation and verification for fluid static pressure in centrifugal pump side chamber[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(4):178-184, 191. (in Chinese)
- [10] 杨从新, 强盼. 口环间隙对高速泵泵腔内流动特征的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(4):296-302. YANG Congxin, QIANG Pan. Effects of wear-rings clearance on flow characteristic in impeller side chamber of high-speed centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35(4):296-302. (in Chinese)
- [11] ZHANG Sen, LI Huaxing, XI Deke. Investigation of the integrated model of side chamber, wear-rings clearance, and balancing holes for centrifugal pumps[J]. Journal of Fluids Engineering, 2019, 141(10):101101.1-101101.12.
- [12] 董玮, 楚武利. 离心泵叶轮平衡腔内液体流动特性及圆盘损失分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4):29-35. DONG Wei, CHU Wuli. Analysis of flow characteristics and disc friction loss in balance cavity of centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4):29-35. (in Chinese)
- [13] 董玮, 何庆南, 梁武科, 等. 双蜗壳离心泵泵腔轴向宽度与流动特性的关系[J]. 西北工业大学学报, 2020, 38(6):1322-1329. DONG Wei, HE Qingnan, LIANG Wuke, et al. Relationship between axial width and flow characteristics of pump chamber in double volute centrifugal pump[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2020, 38(6):1322-1329. (in Chinese)
- [14] GU Yandong, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. A pressure model for open rotor-stator cavities: an application to an adjustable-speed centrifugal pump with experimental validation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(10):101301.1-101301.11.
- [15] GULICH J F. Centrifugal pumps[M]. 2nd Ed. Berlin: Springer-Verlag, 2008.
- [16] 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)
- [17] 王川, 施卫东, 陆伟刚, 等. 不同叶片厚度的不锈钢冲压井泵性能模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7):94-99. WANG Chuan, SHI Weidong, LU Weigang, et al. Effect and experiment of different blade thickness on stainless steel stamping well pump performance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7):94-99. (in Chinese)
- [18] 王晓晖, 杨军虎, 夏正廷, 等. 叶轮流速系数对泵正反转性能参数比的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2):495-502. WANG Xiaohui, YANG Junhu, XIA Zhengyan, et al. Effect of impeller velocity coefficient on parameters ratios between pump and its reverse mode[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2):495-502. (in Chinese)
- [19] KUROKAWA J, TOYOKURA T. Study on axial thrust of radial flow turbomachinery[C]//Proceedings of 2nd International JSME (Japan Society of Mechanical Engineers) Symposium Fluid Machinery and Fluid Mechanics. Tokyo: Japan Society of Mechanical Engineers, 1972:4-9.
- [20] WILL B C, BENRA F K. Investigation of the fluid flow in a rotor-stator cavity with inward through-flow[C]//Proceedings of ASME (American Society of Mechanical Engineers) Fluids Engineering Division Summer Meeting. Vail, USA: American Society of Mechanical Engineers, 2009:207-218.
- [21] MUNSON B R, YOUNG D F, OKIISHI T H, et al. Fundamentals of Fluid Mechanics[M]. 6th ed. New York: Wiley, 2014.
- [22] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal impellers[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(4):558-566.
- [23] GU Yandong, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. Investigations on flow characteristics in diffuser-discharge-channel of volute casing[R]. Montreal, Canada: Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2018-83051, 2018.

(编辑:王碧琚)