

8 字形盘密封螺旋泵吸入能力理论与数值模拟研究

李超庆, 孙家璇, 刘笑宇, 张龙菊, 王宗明, 刘兆增, 王增丽

(中国石油大学(华东)新能源学院, 266580, 山东青岛)

摘要: 作为海面溢油回收处理的优选泵送装置的 8 字形盘密封螺旋泵吸入能力无法准确表征, 严重限制了其推广应用, 结合数值模拟与理论计算, 针对 8 字形盘密封螺旋泵吸入特性展开研究。运用 ANSYS CFX 浸入实体法构建了 8 字形盘密封螺旋泵增压流动过程的数值计算模型。分析了螺旋泵的增压流动机理, 耦合啮合副结构特征和空间啮合原理, 构建 8 字形盘密封螺旋泵吸入能力理论计算模型, 准确求解其吸入能力, 探究了各工况和运行参数对吸入能力的影响规律, 并与传统的圆盘密封螺旋泵进行了对比。研究表明: 8 字形盘密封螺旋泵的吸入能力最小值为 2.484 (吸入能力大于 1 即满足吸入需求), 最大值为 3.482, 且在吸入能力最小时, 吸入介质的密度最大可达 $6\ 000\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 螺杆转速最大可达 $1\ 550\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 与传统的圆盘密封螺旋泵相比, 吸入介质的密度提高了 69.5%, 螺杆最高转速提高了 34.8%。该研究结果可为 8 字形盘密封螺旋泵的设计优化与产业化应用提供参考。

关键词: 8 字形盘密封螺旋泵; 吸入能力; 浸入实体法; 增压流动机理

中图分类号: TH327 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202605010 **文章编号:** 0253-987X(2026)05-0102-09

Numerical Simulation and the Oretical Study on the Suction Capacity of the 8-Shaped Disc Sealed Screw Pump

LI Chaoqing, SUN Jiaxuan, LIU Xiaoyu, ZHANG Longju, WANG Zongming,

LIU Zhaozeng, WANG Zengli

(College of New Energy, China University of Petroleum (East China), Qingdao, Shandong 266580, China)

Abstract: The suction capacity of the 8-shaped disc sealed screw pump, which serves a preferred pumping device for offshore oil spill recovery and treatment, cannot be accurately characterized, severely limiting its widespread application. By combining numerical simulation and theoretical calculation, the suction characteristics of the figure-eight disk seal screw pump were studied. A numerical simulation model for the pressurization flow process of the 8-shaped disc sealed screw pump was constructed using the ANSYS CFX immersed solid method to analyze its pressurization flow mechanism and suction characteristics. On this basis, by coupling the structural features of the meshing pair and the principles of spatial meshing, a theoretical calculation model for the suction capacity of the 8-shaped disc sealed screw pump was established to accurately determine its suction capacity. The influence of various operating conditions and parameters on suction capacity was investigated, and a comparison was made with traditional circular disk seal screw

收稿日期: 2025-06-16。 作者简介: 李超庆(2001—), 男, 硕士生; 王增丽(通信作者), 女, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52376020); 装备预研教育部联合基金项目(8091B03052306); 泰山学者工程专项经费资助项目(tsqn202312112)。

网络出版时间: 2026-01-04

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20260104.1012.006>

pumps. The results show that the suction capacity of the 8-shaped disc sealed screw pump ranges from a minimum of 2.484 (suction capacity greater than 1 meets suction requirements) to a maximum of 3.482. At the minimum suction capacity, the maximum density of the suction medium can reach $6\,000\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ and the maximum screw speed can reach $1\,550\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$. Compared to traditional circular disk seal screw pumps, the density of the suction medium is increased by 69.5%, and the maximum screw speed is increased by 34.8%. The findings of this study provide a reference for the design optimization and industrial application of 8-shaped disc sealed screw pumps.

Keywords: 8-shaped disc sealed screw pump; suction capacity; immersed solid method; pressurization flow mechanism

海上油气资源开发伴随着显著的溢油风险^[1-2],且海上溢油黏度高,含有毒有害物质,如不及时处理将严重危害海洋生态^[3-4],而要实现溢油的快速处置,高效泵送是关键。

依靠螺杆转子与橡胶衬套间啮合运动来实现介质增压输送的PC型单螺杆泵,因结构简单、输送介质黏度适应范围广等优点,最早被提出并广泛应用于石油化工领域高黏原油的泵送^[5-7]。然而,PC型单螺杆泵的螺杆-衬套副在面对污油泥这种黏度高且含有大颗粒杂质的工作环境时,存在易堵塞、易磨损等问题,严重影响工业生产的稳定进行。为满足高黏度、含大颗粒杂质流体介质的输送需求,Björnberg等开发设计了一种新型的多齿密封单螺杆泵^[8]。该结构型式单螺杆泵的耐磨性能相较于传统PC型单螺杆泵的橡胶衬套得到了大幅度提升,但多齿密封结构使得单个盘齿与螺槽之间形成的工作腔室容积较小,在输送含大颗粒固体杂质时流体介质易堵塞问题并未得到很好地解决。为进一步提高螺槽利用率以及单个工作腔的腔室体积,Johansson又设计提出了一种圆盘密封单螺杆泵,该泵的核心工作部件是轴线空间垂直的螺杆-密封圆盘啮合副,偏心圆盘的啮合副结构有效地增大了单个工作腔的空间,同时减小了密封线长度,改善了泵的摩擦磨损情况^[9]。圆盘密封螺旋泵无法完全自驱动,需同步齿轮传递动能,装配误差易引发卡滞失效。为此,王增丽等又提出了8字形盘密封螺旋泵(DSSP)^[10],该泵通过8字形盘-螺杆转子啮合副的特殊设计,将密封盘原本无法被螺杆驱动的回程区小圆弧设计为增压区大圆弧,在解决圆盘密封螺旋泵回程区动力问题的同时,大大提升了螺杆螺槽的利用率。针对该泵,史后威等研究了其啮合特性,发现结构参数中8字形盘大圆半径对啮合角变化影响最大,中心距及边缘倒角半径影响较小^[11]。王增丽等又对其排液特性进行了研究,发现单个转动周期

内螺杆增压段螺槽被密封盘分为两个腔室,其排液体积较同半径下的圆盘密封螺旋泵大幅提高^[12]。目前对于该8字形盘密封螺旋泵的吸入能力还未有深入的分析,在一定程度上限制了其在工业生产中的推广应用。

吸入能力是确保螺杆泵这类容积式泵送装置实现连续吸入泵送的关键指标。目前国内外学者针对PC型单螺杆泵以及双螺杆泵的吸入能力已展开了一系列研究。Dirk等通过实验和理论相结合的方法分析了螺杆真空泵的运行性能,以探究螺杆泵的吸入速度^[13]。Di Giovine等通过数学模型和实验验证相结合的方法,对螺杆泵吸入过程进行了研究,发现吸入过程发生的压力损失取决于泵速^[14]。Huck等对比分析了两种不同螺杆泵的工作性能,得到了间隙高度对两种泵吸入速度的影响规律^[15]。Li等研究了转子结构参数对螺杆泵吸入能力的影响,发现改变转子的齿宽角可以控制其吸入量^[16]。Zhang等研究了吸入压力和吸入能力、轴功率等性能参数之间的关系,发现随着入口压力的不断增加,吸入能力也迅速增加^[17]。Li等通过对双螺杆泵的吸入过程进行研究,发现转速对吸入能力有显著影响,提高转速可以缩短自吸时间^[18]。郑磊等开展了全金属螺杆泵工作特性室内实验研究,发现全金属螺杆泵具有较好的抽稠能力、高转速适应性及高扬程举升能力^[19]。张元勋等发现在螺杆泵进口断面设置合适的流线型体可以增大流体进入泵腔速度,提高螺杆泵吸入能力^[20]。姜东以螺杆泵的泵下油管、吸入口和泵腔内液面为研究对象,探究了不同运行参数对吸入能力的影响,发现转速是影响螺杆泵吸入能力的主要因素^[21]。邱必兰等对螺杆泵的抽吸能力进行了研究,发现井斜度和泵深度都会影响其抽吸能力^[22]。张惟斌等基于浸入实体方法对双螺旋泵的吸入过程进行了模拟分析,得到了吸入室内部的速度和压力分布,发现密闭容积周期性开合是吸入

不稳定的主因^[23-24]。姜海涛针对三螺杆泵吸空现象展开研究,发现整定泵出口压力、提高泵的介质温度等可以提高泵的自吸能力^[25]。综上所述,目前国内学者针对螺杆式泵吸入能力已开展了较深入的研究,相关的研究方法和技术手段可为8字形盘密封螺旋泵吸入能力的研究提供理论借鉴和技术支撑,但由于PC型单螺杆泵和双螺杆泵在结构型式和啮合原理上与8字形盘密封螺旋泵存在明显的区别,故研究结果和影响规律并不能直接应用于8字形盘密封螺旋泵。

鉴于此,本文拟通过理论计算结合数值模拟方法,针对8字形盘密封螺旋泵吸入特性展开研究。运用ANSYS CFX浸入实体法开展8字形盘密封螺旋泵内部流场数值模拟,探究了吸入过程的压力场分布特征,同时耦合啮合副几何模型和空间啮合原理,建立螺旋泵吸入能力的理论计算模型,研究8字形盘密封螺旋泵的吸入能力、工况和运行参数对吸入能力的影响规律,相关研究结果可为8字形盘密封螺旋泵的设计优化与产业化应用提供参考,推动其在石油化工、海上溢油等领域的广泛应用。

1 结构及工作原理

8字形盘密封螺旋泵的机体结构如图1所示,主要由螺杆转子、8字形密封盘和泵壳组成。两个对称布置的8字形密封盘分别与螺杆转子增压段的两个螺旋凹槽实现完全啮合。电机驱动螺杆转动过程中,8字形密封盘边缘圆弧曲面始终与增压段凹槽保持啮合关系,密封盘不需要额外的驱动装置,即可在螺杆转子的带动下绕各自旋转轴运转,实现密封盘旋转的完全自驱动。

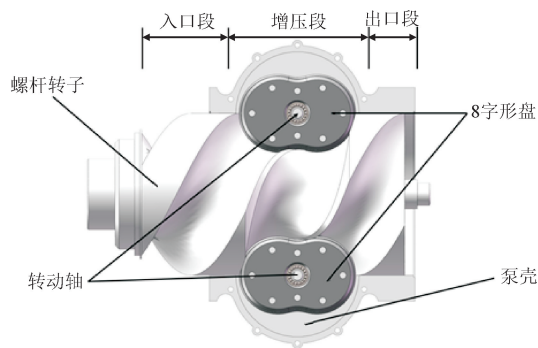


图1 8字形盘密封螺旋泵整体结构

Fig. 1 Overall structure of the 8-DSSP

螺杆转子入口段和出口段部分均为常规螺旋槽,并与两个增压段螺旋槽连通。当螺杆转子转动时,由泵壳、螺杆入口段凹槽、8字形密封盘所组成

的入口段腔室空间逐步增大,在入口处形成负压,外部介质在压差的推动下进入吸液腔。随着螺杆转子旋转,介质进入增压段腔室,在增压段部分,两个8字形密封盘分别交替与螺杆转子的两个螺旋凹槽啮合,两个密封盘、螺杆增压段凹槽与泵壳形成了两个连续工作的增压腔室,流体介质在两个增压腔室中完成增压过程,然后在8字形密封盘的推动作用下经出口段螺旋槽排出。

2 数值计算模型构建及求解

根据8字形盘密封螺旋泵工作原理和结构特征可知,在运动过程中,随着8字形密封盘在增压段凹槽中持续地啮入、啮出运动,及进、出口段螺槽与增压段螺槽的连通与封闭,泵腔内的空间结构始终处于动态变化之中。为深入探究泵腔内介质流动状态及压力变化规律以更准确地评价螺杆泵的吸入特性,本文基于计算流体动力学对8字形盘密封螺旋泵工作腔内部流体的增压流动过程进行了数值模拟,分析了各工作腔内介质的流动状态及压力变化规律,以探究螺杆泵内介质的增压流动机理。

2.1 基本控制方程

8字形盘密封螺旋泵输送的介质为不可压缩流体,其流动过程遵循连续性方程、动量守恒方程。

8字形盘密封螺旋泵工作过程中,工作腔内流入、流出介质的质量差应等于系统质量的变化量,对于不可压缩流体,流体的密度与时间无关,故连续性方程可表示为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: u 、 v 、 w 为流体在 x 、 y 、 z 方向上的速度分量。

8字形盘密封螺旋泵控制容积内介质单位时间动量的变化量等于作用于该部分介质的外力总和,则动量守恒方程应为

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{U}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{U}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{U}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{cases} \quad (2)$$

式中: ρ 为工作腔介质密度; t 为时间; $\mathbf{U}$ 为 x 、 y 、 z 方向速度矢量; p 为微元体上所受压力; τ_{xx} 、 τ_{xy} 、 τ_{xz} 、 τ_{yx} 、 τ_{yy} 、 τ_{yz} 、 τ_{zx} 、 τ_{zy} 、 τ_{zz} 为黏性应力在对应面上的分量; F_x 、 F_y 、 F_z 分别为微元体所受的体积应力。

8字形盘密封螺旋泵啮合副的啮合运动导致内部流场的湍流流动复杂而强烈,雷诺平均 Navier-

Stokes (RANS)中的 $k-\epsilon$ 模型经过多次优化,被广泛应用于解决各种湍流流动问题。根据8字形盘密封螺旋泵啮合运动特征及其对内部介质增压流动过程的影响,选用标准 $k-\epsilon$ 模型进行计算,以确保螺旋泵泵腔流场计算精度,同时降低计算成本。

湍动能 k 方程为

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (3)$$

耗散率 ϵ 方程为

$$\rho \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中: μ 为动力黏度; μ_t 为湍流黏度; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 为湍流经验常数; σ_k 、 σ_ϵ 分别为 k 、 ϵ 方程湍流普朗特数; G_k 为由平均速度梯度引起的湍动能产生项; G_b 为由浮力影响引起的湍动能产生项; Y_M 为可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响项。

2.2 几何模型

为开展数值模拟工作,本文基于8字形盘-螺杆转子啮合副的相对运动特征及螺槽铣削加工机理,利用直接数值建模方法构建了8字形盘密封螺旋泵的三维结构模型,如图2所示。考虑8字形盘密封螺旋泵的实际装配间隙,在不影响泵腔内介质吸入-增压-排液过程数值模拟结果准确性的基础上,本次模拟中8字形盘-螺杆转子啮合副预留间隙为0.5 mm,8字形盘与泵壳耳室边缘及上下侧表面间隙设置为0.5 mm,螺杆转子与泵壳壁面之间的间隙为0.2 mm^[26]。

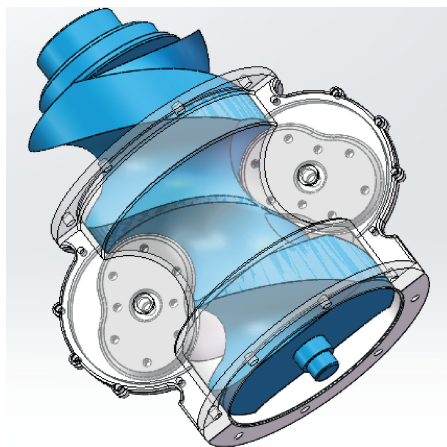


图2 8字形盘密封螺旋泵三维结构模型

Fig. 2 3D model of 8-DSSP

2.3 网格划分

8字形盘密封螺旋泵工作过程中,实际的流体

域是螺旋泵入、出口之间泵壳与内部转子所包夹的区域,固体域为螺杆转子和对称布置在其两侧的8字形密封盘。本文通过ANSYS中的ICEM软件对其进行网格划分,由于流体域较为规整,因此可选择结构化网格以提高网格质量及计算精度,同时通过局部加密对结构较为复杂的部分进行优化,最终得到的流体域网格如图3所示。

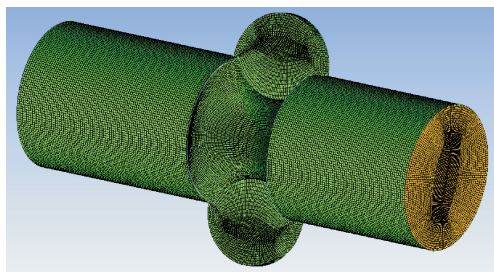


图3 流体域网格模型

Fig. 3 Fluid domain mesh model

由于螺杆转子上螺槽曲面形状复杂,使用结构化网格难以对其进行划分,因此本文对螺杆及8字形盘采取非结构化网格。同时需要对螺杆转子和8字形密封盘表面网格进行加密处理,得到的固体域网格如图4所示。

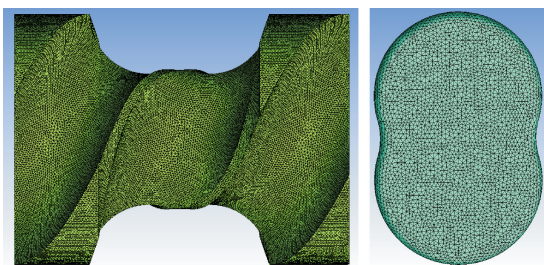


图4 固体域网格模型

Fig. 4 Solid domain mesh model

2.4 边界条件及网格无关性验证

基于上述几何模型,采用浸入实体法开展内部增压流体过程的数值模拟研究,其中湍流模型选择标准 $k-\epsilon$ 模型。流体域入口处边界类型设置为压力入口,压力为0.1 MPa;出口边界设置为压力出口,压力为0.8 MPa。

网格数及网格密度对模拟结果准确性和计算效率影响极大,为在保证模拟结果准确性的前提下尽可能地节约成本,需对网格进行无关性验证。在相同压力、转速及介质条件下,采用网格数为67万、90万、128万、160万的流体域模型进行内部流场模拟计算,提取螺旋泵螺杆转角为0°位置处出口端

内某一截面的最大压力,其结果随网格数的变化如图5所示。由图5中曲线变化趋势可以看出,当网格数大于128万后,该界面处最大压力已基本不变,因此本文选用流体域网格数为128万的网格模型进行计算。

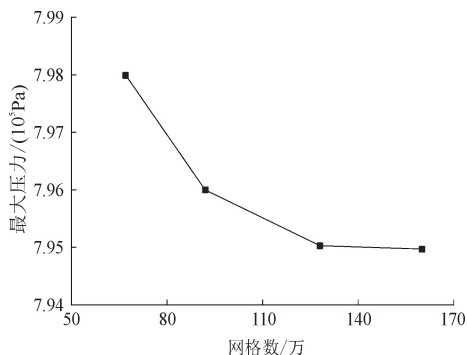


图5 网格无关性验证

Fig. 5 Grid independence verification

3 吸入能力数学模型

8字形密封盘面、螺杆转子入口段螺槽面、泵壳及入口处介质液面共同组成了一个密闭的吸入腔室,随着螺旋泵的运转,8字形密封盘逐渐吸入增压段螺槽,吸入腔室体积逐渐增大,使得吸入腔室内部压力逐渐减小,泵内介质与泵外介质之间形成压差,介质在压差作用下流进吸入腔室以达到新的平衡状态,单位时间内受压差作用理论上进入工作腔内的介质填满实际工作腔空间的能力可用吸入能力 η 来表征

$$\eta = \frac{\Delta Q}{\Delta V} \quad (5)$$

式中: ΔV 为单位时间螺杆转角变化引起的吸入腔室体积变化量; ΔQ 为单位时间螺旋泵的理论吸液量。

3.1 吸入腔室体积变化量

为评价螺旋泵的吸入能力,首选需计算吸入腔室体积变化量,其由螺杆转子螺槽体积及泵壳环状突起体积共同决定。对8字形盘啮入螺槽部分的微元面积向螺杆转角方向进行积分,结合微积分法求体积的原理,可知螺杆增压段螺槽的体积与旋转中心到任一点 D 的距离 j 、螺杆转角 φ 及 O_1D 连线与 X_1 轴夹角 θ 有关,螺杆转过任意转角 φ 时,各变量之间的关系如图6所示,图6中 a 为啮合副中心距。

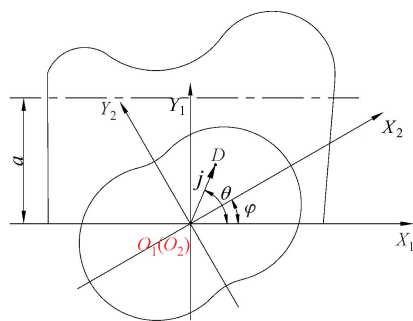


图6 螺杆转角为 φ 时啮合副二维模型

Fig. 6 2D model of the meshing pair when the screw angle is φ

结合8字形盘结构进行分段讨论,最终即可得到螺杆转子增压段螺槽的体积 $V(\varphi)$ 随螺杆转角的变化关系^[27-28]

$$V(\varphi) = \iiint j(a - j \sin \theta) dj d\theta d\varphi \quad (6)$$

环状凸起的体积可以看作由弓形圆弧及螺杆转子母线围成的弓形截面的回转体体积,根据巴普斯定理可知

$$V_o = S_o L \quad (7)$$

式中: S_o 为环状凸起弓形截面的面积; L 为弓形截面质心绕螺杆轴线一周的路径长度。

环状凸起的弓形截面如图7所示,图7中 R 为弓形截面圆弧半径; y_c 为弓形截面质心到弓形截面圆弧圆心的距离; h 为8字形密封盘旋转中心到弓形截面圆弧圆心的距离; m 、 n 分别为8字形密封盘大圆弧半径、过渡圆弧半径。

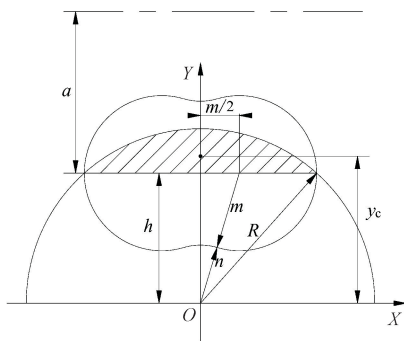


图7 弓形截面尺寸关系

Fig. 7 Dimensional relationship of arched section

根据图7中几何关系,可以求出弓形截面圆弧半径 R 及8字形密封盘旋转中心到弓形截面圆弧圆心的距离 h 分别为

$$R = \sqrt{2m^2 + (m+n)^2} \quad (8)$$

$$h = \sqrt{(m+n)^2 - \frac{m^2}{4}} \quad (9)$$

弓形截面面积为

$$S_o = R^2 \arcsin\left(\frac{3m}{2R}\right) - \frac{3m}{2}h \quad (10)$$

将式(8)及式(9)代入式(10)中可得

$$S_o = (2m^2 + (m+n)^2) \cdot \arcsin\left(\frac{3m}{2\sqrt{2m^2 + (m+n)^2}}\right) - \frac{3m}{2}\sqrt{(m+n)^2 - \frac{m^2}{4}} \quad (11)$$

弓形截面质心到弓形圆弧圆心的距离为

$$y_c = \left(\int y dm\right)/m = \frac{1}{m} \int_h^R 2y \frac{m}{S_o} \sqrt{R^2 - y^2} dy = \frac{2(R^2 - h^2)^{3/2}}{3S_o} \quad (12)$$

将式(8)及式(9)代入式(12),可得 y_c 的化简式为

$$y_c = \frac{9m^3}{4S_o} \quad (13)$$

弓形截面质心扫略路径随转角的变化为

$$L(\varphi) = \varphi[a - (y_c - h)] \quad (14)$$

由于泵壳原因造成的腔室体积变化为

$$V_o(\varphi) = S_o L(\varphi) = [R^2 \arcsin\left(\frac{3m}{2R}\right) - \frac{3m}{2}h] \varphi [a - (y_c - h)] \quad (15)$$

螺旋泵腔室体积 V_s 为

$$\begin{cases} V_{s1}(\varphi) = V_1(\varphi) - V_o(\varphi), & \varphi \in (0, b] \\ V_{s2}(\varphi) = V_2(\varphi) - V_o(\varphi), & \varphi \in (b, \frac{\pi}{2}] \\ V_{s3}(\varphi) = V_3(\varphi) - V_o(\varphi), & \varphi \in (\frac{\pi}{2}, \pi - b] \\ V_{s4}(\varphi) = V_4(\varphi) - V_o(\varphi), & \varphi \in (\pi - b, \pi] \end{cases} \quad (16)$$

式中: b 为过渡圆弧点开始啮入增压段螺槽时的角度。

3.2 吸入能力数学建模

由于8字形盘密封螺旋泵的8字形密封盘始终有一半啮入增压段螺槽中,因此吸入腔室密封盘侧液面面积 S 始终为一固定值,大小为密封盘面积的一半。入口液面流量 Q 为

$$Q = vS \quad (17)$$

式中: v 为吸入液面出介质的流速; S 为吸入液面面积。

根据伯努利方程,由于吸入腔室内压强较小,与进口液面不在一个数量级,因此在进行计算时可将吸入腔室内的压力忽略,即得到吸入液面介质流速为

$$v = \sqrt{2P_1/\rho} \quad (18)$$

式中: P_1 为入口压力。

由式(16)对螺杆转角进行求导,可以得到吸入腔室体积增长的斜率为

$$K(\varphi) = dV_s(\varphi)/d\varphi \quad (19)$$

吸入腔室单位时间理论流量为

$$\Delta Q = \Delta t Q = \Delta t v S \quad (20)$$

将式(17)~(20)代入式(5)中进行化简,可以得到吸入能力随螺杆转角变化的表达式为

$$\eta(\varphi) = S \sqrt{2P_1/\rho} / \left(\frac{\omega dV_s(\varphi)\omega}{d\varphi} \right) \quad (21)$$

式中: ω 为螺杆转动角速度。

4 结果分析

4.1 流场压力分布特征

为分析各工作腔内介质的压力变化规律,且8字形盘密封螺旋泵两个密封盘为完全对称布置,因此只需对其半个周期内的压力场进行分析即可。为保证模拟结果的准确性,选取计算稳定后工作腔一个排液周期(半个转动周期)的压力场作为分析对象,其压力场分布如图8所示。

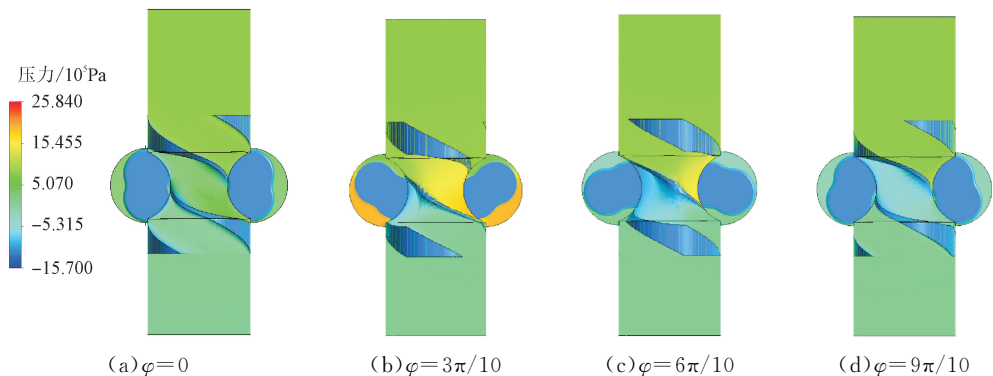


图8 半个转动周期下泵内压力场情况

Fig. 8 Pressure field inside the pump during half a rotation cycle

从图8中压力场分布云图可知,随着螺旋泵的持续运转,泵腔内压力是实时变化的。图8(a)中,处于下方的开口通道为8字形盘密封螺旋泵的入口通道(入口腔室),随着8字形盘-螺杆转子啮合副的转动,入口腔室空间体积增大,在密封盘附近形成负压,在内、外压差作用下可把介质吸入腔室内,从而证明了该8字形盘密封螺旋泵具有一定的吸入能力。随着工作过程的持续进行,吸入腔室内的负压空间持续增大,吸入能力也逐步增强,如图8(b)所示。随着工作周期的结束,右侧密封盘将吸入腔室与入口管道的联通通道关闭。

图8(a)中间腔室为8字形盘密封螺旋泵的增压腔室,随着螺旋泵的运转,增压腔室与螺旋泵出口高压排液管道左侧联通通道打开,外部高压流体倒流进增压腔,配合8字形盘推动的作用,在密封盘附近形成高压区,如图8(b)所示。高压区密封盘另一侧正在进行吸入过程,由于8字形盘、螺杆转子及泵壳之间存在一定的泄漏,由增压区向吸入腔室的泄漏作用使得两部分压力趋于均衡。在工作周期即将结束时,增压区介质压力基本接近出口外部排液通道内介质压力。

4.2 吸入能力分析

为进一步定量评价8字形盘密封螺旋泵吸入能力的大小,本文基于式(21)开展了吸入能力的理论计算,在转速为 $625 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、吸入介质密度为 $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 及入口压力为 0.1 MPa 的额定工况下得到的8字形盘密封螺旋泵吸入能力 η 随螺杆转角的变化关系如图9所示。由图9可见,在螺杆转角从 $0^\circ \sim 180^\circ$ 的变化范围内,8字形盘密封螺旋泵的吸入能力呈现先增大后减小的趋势,在区间两端有最小值为2.484、螺杆转角为 90° 时吸入能力达到最大值3.482。根据前文对8字形盘密封螺旋泵吸入能力的定义,吸入能力大于等于1即可达到泵的正常工作要求,否则泵吸入的介质将无法充分吸入腔室,严重影响螺旋泵的容积效率。由此可知,8字

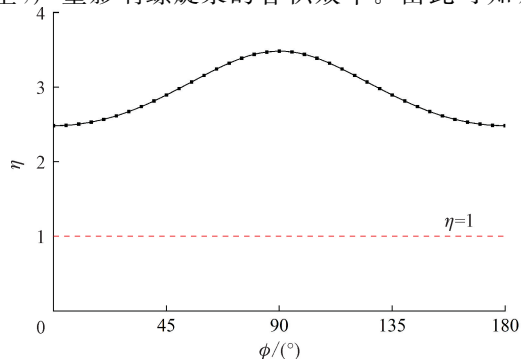


图9 吸入能力随螺杆转角的变化

Fig.9 Curve of suction capacity varying with the screw rotation angle

形盘密封螺旋泵的吸入能力 ($\eta \geq 1$) 是完全可以满足正常吸入条件的。

从式(21)可以看出,影响泵吸入能力的参数主要有吸入介质密度 ρ 、螺杆转速 n 及入口压力 P_1 。为探究各参数对8字形盘密封螺旋泵吸入能力的影响规律,本文选取螺旋泵工作周期吸入能力极小值点,即螺杆转角为 180° 时为研究对象,对不同参数下的吸入能力进行计算,并传统的圆盘泵进行了对比^[28],图10、11分别展示了吸入介质密度 ρ 及螺杆转速 n 对8字形盘密封螺旋泵和圆盘密封螺旋泵吸入能力的影响。图12给出了入口压力 P_1 下的吸入能力变化趋势。

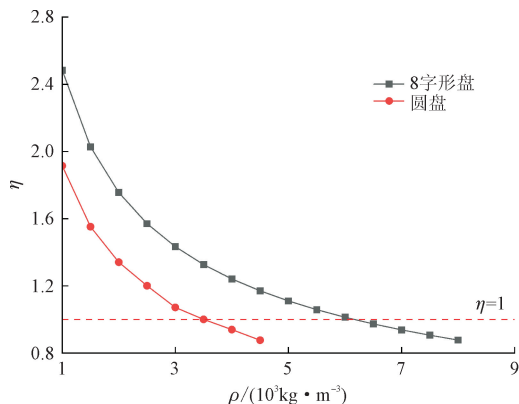


图10 不同介质密度下的吸入能力

Fig.10 Suction capacity under different medium densities

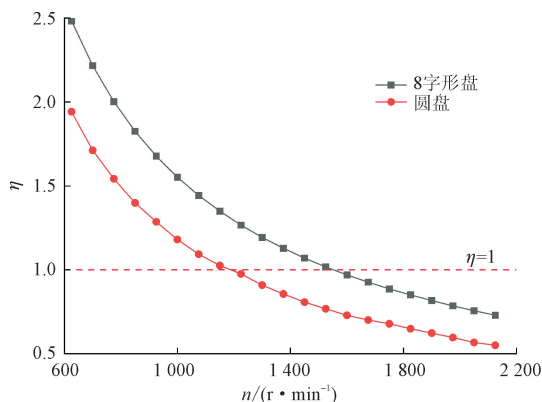


图11 不同螺杆转速下的吸入能力

Fig.11 Suction capacity under different screw rotation speeds

由图12结合式(21)可以看出,8字形盘密封螺旋泵的吸入能力与介质密度 ρ 、螺杆转速 n 成反比,随着介质密度 ρ 、螺杆转速 n 的增加而降低,随螺旋泵入口压力的增加而增大,且随着3个参数的增大,螺旋泵吸入能力的变化曲线逐渐趋于平缓。传统的圆盘泵保证正常吸入能力的环境介质密度为 $3540 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,螺杆转速达到 $1150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$;而8字形盘的环境介质密度可以达到 $6000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,螺

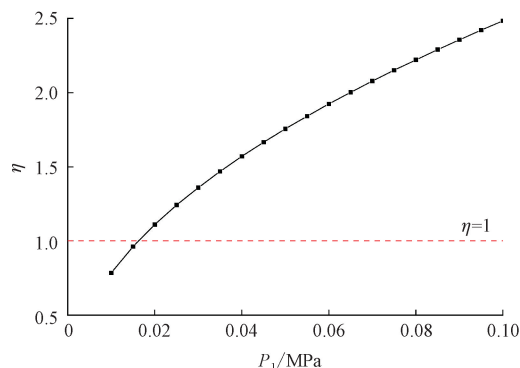


图12 不同入口压力下的吸入能力

Fig. 12 Suction capacity under different inlet pressures

杆转速达到 $1\,550\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,螺旋泵的吸入能力才开始降至 1 以下,与传统的圆盘密封螺旋泵相比,吸入介质的最大密度提高了 69.5%,螺杆最高转速提高了 34.8%。当螺旋泵入口压力增大至 0.017 MPa 后,吸入能力大于 1,介质开始充分吸入腔室。

5 结 论

本文构建了 8 字形盘密封螺旋泵增压流动过程数值模拟模型和吸入能力理论计算模型,得到了内部流场的压力分布,探究了 8 字形盘密封螺旋泵的吸入能力及其受结构和运行参数的影响,得到如下结论。

(1) 8 字形盘密封螺旋泵在主要储液空间(螺杆螺槽)内的压力分布处于动态变化之中。在 8 字形盘吸入腔室一侧,随着螺旋泵的运转,吸入腔室空间增大,腔室内部产生负压将介质吸入泵内,且随着工作过程的进行,负压空间逐渐增大,吸入能力逐步增强。工作周期开始时,随着增压段与出口环境通道的打开,外部高压介质回流配合密封盘的推动作用,完成增压腔内介质的增压与排液工作。

(2) 8 字形盘密封螺旋泵的吸入能力随螺杆转角的变化而变化,在螺杆转角在 $0^\circ\sim 180^\circ$ 的变化范围内呈现先增大后减小的趋势,且其最低吸入能力仍可满足在常规工作环境下的工作需求。8 字形盘密封螺旋泵的吸入能力受介质密度、螺杆转速及入口压力的影响,与介质密度和螺杆转速成反比,与螺旋泵入口压力成正比。在额定工况下,8 字形盘密封螺旋泵的吸入能力最低可达 2.484。与传统的圆盘密封螺旋泵相比,吸入介质的最大密度提高了 69.5%,螺杆最高转速提高了 34.8%。在入口压力较低、介质密度较大或螺杆转速较快时,均可满足吸入要求。

参考文献:

[1] ZHOU Yumiao, WANG Ying, YAO Shudi, et al.

Driving mechanisms for the adaptation and degradation of petroleum hydrocarbons by native microbiota from seas prone to oil spills [J]. *Journal of Hazardous Materials*, 2024, 476: 135060.

[2] YU Fangjie, LI Jiaojiao, CUI Songxue, et al. A hind-cast method to simulate oil spill trajectories for the Bohai Sea, Northeast China [J]. *Ocean Engineering*, 2016, 124: 363-370.

[3] WANG Lifeng, LU Yingcheng, WANG Mingxiu, et al. Mapping of oil spills in China Seas using optical satellite data and deep learning [J]. *Journal of Hazardous Materials*, 2024, 480: 135809.

[4] WAN Yong, CHEN Xiaoying, PENG Liyan, et al. Study on the variation patterns of sea surface oil spill characteristics based on GNSS-R under different wind speeds [J]. *Marine Pollution Bulletin*, 2024, 208: 117005.

[5] 盛胜. 螺杆泵采油工艺及其配套技术的研究与应用 [J]. *化学工程与装备*, 2016(1): 76-77.
SHENG Sheng. Research and application of screw pump oil production process and its supporting technology [J]. *Chemical Engineering & Equipment*, 2016 (1): 76-77.

[6] 刘增辉, 谈金祝, 刘欣, 等. 接触力和转速对螺杆泵定子材料摩擦磨损性能影响研究 [J]. *流体机械*, 2019, 47(9): 1-6.

LIU Zenghui, TAN Jinzhu, LIU Xin, et al. Study on effects of contact force and rotational speed on friction and wear properties of screw pump stator material [J]. *Fluid Machinery*, 2019, 47(9): 1-6.

[7] 杨超. 螺杆泵与离心泵及其他容积泵的优势比较 [J]. *内江科技*, 2014, 35(6): 78-78.

YANG Chao. Comparison of advantages of progressive cavity pumps with centrifugal pumps and other positive displacement pumps [J]. *Nei Jiang Science & Technology*, 2014, 35(6): 78-78.

[8] BJÖRNBERG N. A screw pump: EP82901034 [P]. 1983-08-31.

[9] JOHANSSON A. Screw pump: AU7565191 [P]. 1991-10-21.

[10] 王增丽, 史后威, 王书宇, 等. 一种大流量流体介质输送用 8 字形密封啮合副螺杆泵: CN202010709672.5 [P]. 2022-02-18.

[11] 史后威, 王增丽, 王宗明, 等. 8 字形盘密封螺旋泵啮合特性分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(9): 161-167.

SHI Houwei, WANG Zengli, WANG Zongming, et al. Analysis of meshing characteristics of 8-shaped disc seal screw pump [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(9): 161-167.

[12] 王增丽, 孙家璇, 李守钦, 等. “8”字形盘密封螺旋泵排液特性 [J]. *中国石油大学学报(自然科学版)*,

- 2024, 48(5): 168-175.
- WANG Zengli, SUN Jiaxuan, LI Shouqin, et al. Discharge characteristics of “8”-shaped disc seal screw pump [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2024, 48(5): 168-175.
- [13] DIRK S, KNUT K, ANDREAS B. Operating performance of screw vacuum pumps [J]. Vakuum in Forschung und Praxis, 2008, 20: 19-25.
- [14] DI GIOVINE G, DI BARTOLOMEO M, CIPOLONE R. On the indicated efficiency of a high-speed triple-screw pump for internal combustion engine cooling [J]. Energy, 2025, 324: 135915.
- [15] HUCK C, BRÜMMER A, SACHS R. Thermodynamical operation behaviour of screw vacuum pumps with cycloid-and quimby-toothed rotors [C]//9th International Conference on Screw Machines. Düsseldorf, Germany: VDI Verlag GmbH, 2014: 331-346.
- [16] LI Dantong, HE Zhilong, WANG Chuang, et al. Design methodology and performance analysis of conical rotors for dry screw vacuum pumps [J]. Vacuum, 2021, 185: 110025.
- [17] ZHANG Li, LIU Yang, ZHANG Yongju, et al. Geometric design and performance analysis of conical-rotor screw vacuum pump with adjustable flow field clearances [J]. Vacuum, 2023, 214: 112201.
- [18] LI Jinyue, LI Yibin, LIAN Jiadi, et al. Experimental study on transient self-priming process of rotary lobe pump [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2025, 102: 102803.
- [19] 郑磊, 吴晓东, 徐军, 等. 热采高温井全金属螺杆泵举升技术及其适应性 [J]. 科学技术与工程, 2018, 18(21): 206-211.
- ZHENG Lei, WU Xiaodong, XU Jun, et al. Artificial lift technique of all metal progressing cavity pump used in thermal production wells and its adaptability [J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(21): 206-211.
- [20] 张元勋, 刘应波. 基于圆柱绕流的容积式机械吸入能力优化设计方法研究 [J]. 应用力学学报, 2021, 38(5): 1884-1889.
- ZHANG Yuanxun, LIU Yingbo. Research on the optimization design method of suction capacity of volume machinery based on the theory of flow around a cylinder [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2021, 38(5): 1884-1889.
- [21] 姜东. 基于能量守恒的螺杆泵动态充满程度计算模型及应用 [J]. 科学技术与工程, 2019, 19(4): 105-109.
- JIANG Dong. Calculation model and application of dynamic full level of progressive cavity pump based on energy conservation [J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(4): 105-109.
- [22] 邱必兰, 聂锴, 赵小维, 等. 螺杆泵与水力喷射泵在水平井排液求产中的适应性分析 [J]. 石油矿场机械, 2016, 45(12): 55-59.
- QIU Bilan, NIE Kai, ZHAO Xiaowei, et al. Technology research and application of hydraulic jet pump lift testing in sidetrack horizontal well [J]. Oil Field Equipment, 2016, 45(12): 55-59.
- [23] 张惟斌, 张慧宇, 江启峰, 等. 基于浸入实体法的双螺旋泵吸入室流动特性研究 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(4): 187-193.
- ZHANG Weibin, ZHANG Huiyu, JIANG Qifeng, et al. Research of suction chamber flow characteristics of double helix pump based on immersed entity method [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(4): 187-193.
- [24] 袁帅, 刘小兵, 张惟斌, 等. 基于浸入实体法的矩形双螺杆泵流动特性数值模拟 [J]. 热能动力工程, 2018, 33(8): 50-55.
- YUAN Shuai, LIU Xiaobing, ZHANG Weibin, et al. Numerical simulation of flow characteristics of rectangular twin screw pump based on immersed entity method [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(8): 50-55.
- [25] 姜海涛. 某核电站密封油系统三螺杆泵汽蚀的原因分析和处理 [J]. 现代机械, 2022(2): 73-77.
- JIANG Haitao. Cause analysis and treatment of cavitation of the three-screw pump in the sealing oil system of a nuclear power plant [J]. Modern Machinery, 2022(2): 73-77.
- [26] 汪怡然, 俞晓东, 常钰桐, 等. 全金属单螺杆泵瞬态漏失特性分析 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2022, 50(3): 138-142.
- WANG Yiran, YU Xiaodong, CHANG Yutong, et al. Analysis of transient leakage characteristic on all-metal single screw pumps [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2022, 50(3): 138-142.
- [27] 王增丽, 孙家璇, 李守钦, 等. “8”字形盘密封螺旋泵排液特性 [J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2024, 48(5): 168-175.
- WANG Zengli, SUN Jiaxuan, LI Shouqin, et al. Discharge characteristics of “8”-shaped disc seal screw pump [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2024, 48(5): 168-175.
- [28] WANG Zengli, WANG Hao, WANG Zongming, et al. Study on the suction capacity of disc-seal single screw pump used in energy recovery systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 112: 333-340.

(编辑 武红江)