



DOI:10.12404/j.issn.1671-1815.2401515

引用格式: 卢明, 廖华林, 夏萍, 等. 基于井下螺旋涡轮的输出水力性能优化[J]. 科学技术与工程, 2025, 25(6): 2341-2348.

Lu Ming, Liao Hualin, Xia Ping, et al. Analysis of the hydraulic performance of variable-thickness helical turbine[J]. Science Technology and Engineering, 2025, 25(6): 2341-2348.

基于井下螺旋涡轮的输出水力性能优化

卢明¹, 廖华林^{1*}, 夏萍², 魏俊³, 梁红军³, 牛文龙¹, 刘建胜¹, 娄尔标³

(1. 中国石油大学(华东)石油工程学院非常规油气开发教育部重点实验室, 青岛 266580; 2. 中国石油西部钻探工程公司, 乌鲁木齐 830001; 3. 中国石油塔里木油田分公司油气工程研究院, 库尔勒 841000)

摘要 为提升轴流式螺旋涡轮钻具的输出性能, 亟需对涡轮的结构及水力性能进行研究。首先采用微积分思想, 建立了等厚度翼片和变厚度翼片两种螺旋涡轮输出水力特性的解析计算模型; 其次构建了翼片的型线方程, 分析了螺旋角对涡轮输出水力性能的影响规律; 然后基于井下螺旋涡轮发电机设计实例, 分析了两种螺旋涡轮的输出性能参数及螺旋角的影响; 最后基于螺旋涡轮优化分析结果加工了泥浆脉冲发电机, 研究了不同排量对发电性能的室内实验。研究表明: 在给定条件下, 变厚度螺旋涡轮的输出水力性能明显高于翼片厚度不变的螺旋涡轮; 随翼片螺旋角的增大, 涡轮输出特性曲线急剧下降, 当螺旋角超过某一值(约为 30°)后, 涡轮的输出特性下降不显著。螺旋涡轮的叶片数为7, 螺旋角为 38° , 井下涡轮发电机负载为 $8\ \Omega$ 时, 发电机达到最大功率300 W, 通过室内测试, 发电机功率符合井下工具要求。研究结果可为井下智能钻井设备提供可靠的电力来源。

关键词 螺旋涡轮; 水力性能; 微积分; 解析计算; 能量转化

中图分类号 TE924; **文献标志码** A

Analysis of the Hydraulic Performance of Variable-Thickness Helical Turbine

LU Ming¹, LIAO Hua-lin^{1*}, XIA Ping², WEI Jun³, LIANG Hong-jun³,
NIU Wen-long¹, LIU Jian-sheng¹, LOU Er-biao³

(1. School of Petroleum Engineering, China University of Petroleum/MOE Key Laboratory of Unconventional Oil & Gas Development, Qingdao 266580, China; 2. CNPC Western Drilling Engineering Company, Urumqi 830001, China; 3. Research Institute of Oil & Gas Engineering, CNPC Tarim Oilfield Company, Korla 841000, China)

[Abstract] In order to enhance the output performance of axial flow helical turbine drilling tools, it is crucial to conduct research on the structure and hydraulic performance of the turbine. Firstly, an analytical computational model for the hydraulic characteristics of two types of helical turbines, namely constant thickness blade and variable thickness blade, was established using calculus principles. Secondly, the blade profile equation was constructed to analyze the influence of helix angle on the hydraulic performance of the turbine. Finally, based on the design example of an underground helical turbine generator, the output performance parameters of the two types of helical turbines and the impact of helix angle were analyzed. Furthermore, a mud pulse generator was manufactured based on the optimized analysis results of the helical turbine, and indoor experiments were conducted to study the impact of different displacements on the power generation performance. The research findings show as follows. Under given conditions, the variable thickness helical turbine exhibits significantly higher hydraulic performance compared to the helical turbine with constant blade thickness. The turbine output characteristics curve sharply decreases as the helix angle of the blade increases. However, the decrease in turbine output characteristics becomes insignificant when the helix angle exceeds a certain value (approximately 30°). With 7 blade counts and a helix angle of 38° , the underground turbine generator reaches a maximum power of 300 W with a load of $8\ \Omega$. Through indoor testing, the power of the generator meets the requirements of underground tools. This research provides a reliable power source for underground intelligent drilling equipment.

[Keywords] helical turbine; hydraulic performance; calculus; analytical model; energy conversion

收稿日期: 2024-03-05; 修订日期: 2024-11-29

基金项目: 中国石油天然气集团有限公司重大科技项目(ZD2019-183-005); 山东省自然科学基金(ZR2019MEE120)

第一作者: 卢明(1983—), 男, 汉族, 山东济南人, 博士, 高级工程师。研究方向: 无线随钻和完井工具的研发。E-mail: luming1983@126.com。

* 通信作者: 廖华林(1974—), 男, 汉族, 江西瑞金人, 博士, 教授, 博士研究生导师。研究方向: 钻完井及随钻测控技术。E-mail: liaohualin2003@126.com。

井下轴流式螺旋涡轮^[1-5]通过流体与翼片的相互作用,将流体高速流动的动能转化为旋转的机械能。具有压力损耗低、输出扭矩和机械功率大等特点^[6-9],常作为液力马达,为井下旋转机械提供动力。井下涡轮发电机^[10-13]通过涡轮带动发电机转子做切割磁感线运动,可长时间持续产生电能,在深井、超深井等复杂地层适应性较高,是井下测控系统(包括MWD/LWD等仪器)、自动垂钻系统和旋转导向系统等智能钻井设备可靠的电力来源。涡轮的水力性能决定了井下涡轮发电机的输出能力,因此,对涡轮输出水力性能进行准确设计和研究具有重要意义。

张晓东等^[14]提出通过对涡轮叶片进行该型的优化设计方法,并采用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)数值模拟的方式研究了具有不同型线的导轮对涡轮输出性能的影响规律。权辉等^[15]基于涡轮发电机叶片所承载的分布规律研究,采用反问题优化设计原理对叶片载荷进行三段式参数化设计,到了适用于井下涡轮发电机高性能的目标叶片载荷分布方案。张先勇等^[2,16]基于CFD方法针对轴流式螺旋叶轮进行了设计并分析了其水力性能,认为按叶片泵设计方法计算得到的螺旋角比实际偏小。另外,张先勇等^[5]采用CFD方法对3种螺旋涡轮的三维紊流流场进行了模拟,认为变螺距涡轮和非等宽叶片涡轮改善了内部流体的流动特性,压力损失减小,压降更平稳,效率特性也有改善。为提高井下螺旋涡轮发电机的工作效率,Lu等^[17]采用CFD方法,基于响应面理论和正交试验设计方法,建立了参数匹配分析模型,优选出了螺旋角、叶片数、翼片厚度等影响涡轮工作效率的重要因素,使得螺旋涡轮的工作效率比初始值提高了10%。Josef等^[18]和Filippov等^[19]采用B样条曲线进行了旋转涡轮叶片轮廓设计,Watson^[20]采用CFD方法进行了叶片轮廓流场分析和性能评价,优化了涡轮叶片的设计结构。Wang^[21]基于流体动力学方法,通过一维曲线模型分析、二维截面模型分析和三维流场及近似翼型分析,提出了一种涡轮叶片快速建模方法和性能分析方法,并设计了相应的软件模块,进一步提高了涡轮叶片的设计效率。然而,研究人员主要通过理论设计和CFD数值验证的方式对轴流式螺旋涡轮钻具的工作效率或者流场特性进行研究^[22-23],设计结构参数及其基本形态对涡轮叶片输出性能影响的数学方法及室内实验分析却鲜有报道。

为进一步提升轴流式螺旋涡轮钻具的输出性能,现基于微积分思想建立等厚度翼片、变厚度翼片两种螺旋涡轮的输出水力特性解析计算模型,并

构建螺旋翼片的型线方程,并采用室内实验探究两种类型螺旋涡轮输出水力特性的变化过程及其差异。以期螺旋涡轮的结构优化和性能高效设计提供重要的理论基础。

1 翼片厚度不变的螺旋涡轮水力性能解析计算

螺旋涡轮的设计结构简图如图1所示,在其螺旋流道区域选取半径 R 处的任意微元圆柱层进行分析,如图2所示,该微元圆柱层内流体的理论转化流量^[24]为

$$dQ_i = c_z \varphi 2\pi R dR \quad (1)$$

式(1)中: Q_i 为输入螺旋涡轮的总流量,L/min; c_z 为翼片流道内液流的轴向速度分量,m/s; φ 为表征流道内半径 R 处翼片的厚度对流体运动的影响参数。

φ 一般称为液流排挤系数^[5,25],其计算公式为

$$\varphi = 1 - \frac{zb}{2\pi R \sin\beta} \quad (2)$$

式(2)中: z 为涡轮的螺旋翼片数; b 为翼片厚度; β 为翼片螺旋角。

翼片流道内液流的轴向速度分量为

$$c_z = \frac{\alpha Q \sin\beta}{\pi(R_1^2 - R_2^2) \sin\beta - zb(R_1 - R_2)} \quad (3)$$

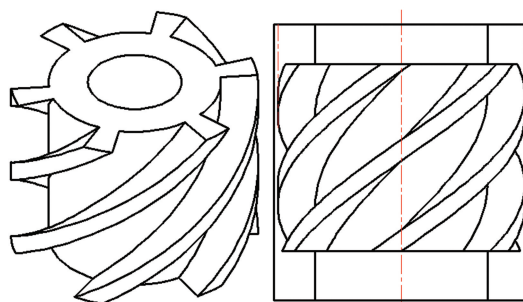
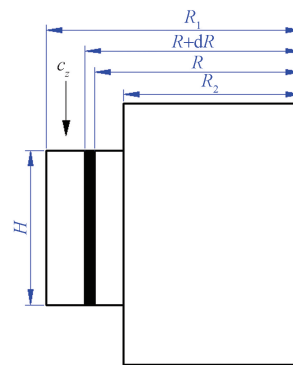


图1 轴流式螺旋涡轮结构简图

Fig. 1 Diagram of axial-flow helical turbine



R_1 为螺旋翼片外半径; R_2 为螺旋翼片内半径

图2 涡轮翼片流道内任一微元

Fig. 2 Micro element in the flow passage of turbine blade

由于螺旋翼片与涡轮导流筒之间存在一定的径向间隙($R_0 > R_1$),因此,转化流量 Q_i 相对于流经该涡轮系统的总流量 Q 稍小;设 $Q_i = \alpha Q$,由流道过流截面面积关系可求得流量系数,即

$$\alpha = \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_0^2 - R_2^2} \quad (4)$$

式(4)中: R_0 为涡轮导流筒半径; Q 为总流量; Q_i 为转化流量。

由于翼片的螺距和厚度不变,因此,流道内过流截面的间距处处相等,且入口和出口处的螺旋角相同,则流道内液流的轴向分量处处相等。螺旋涡轮翼片流道内的液流速度三角形^[7,26]如图3所示。

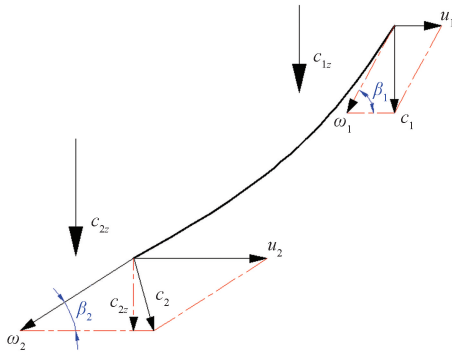


图3 螺旋翼片流道内的液流速度三角形

Fig. 3 The flow velocity triangle in helical turbine

设螺旋角 $\beta_1 = \beta_2 = \beta$,翼片厚度 $b_1 = b_2 = b$,入口和出口处速度的轴向分量 $c_{1z} = c_{2z} = c_z$ 。在翼片入口处,液流将直接冲击叶片,该处的绝对速度即为液流进入翼片时的流速,有 $c_1 = c_{1z}$,其沿周向的分量为0,即 $c_{1u} = 0$;根据螺旋涡轮翼片流道内液流的速度三角形可知^[27](图3),出口处绝对速度沿周向的分量为 $c_{2u} = u - c_{2z} \cot \beta_2$,翼片在液流冲击下形成的周向速度为 $u = \frac{\pi R}{30} n$ 。根据动量矩定理,该

微元圆柱层内液流在翼片上产生的转化力矩(涡轮所受旋转扭矩)与流体从翼片入口到出口处动量矩的增量存在大小相等,方向相反的关系,因此,该微元圆柱层内螺旋涡轮所受外力矩为

$$\begin{aligned} dM_i &= -\rho R(c_{2u} - c_{1u})dQ_i \\ &= \rho R \left(c_z \cot \beta - \frac{\pi R}{30} n \right) c_z \varphi 2\pi R dR \end{aligned} \quad (5)$$

根据式(5)积分,可求得流道内液流对螺旋涡轮产生的总转化力矩为

$$\begin{aligned} M_{li} &= \frac{\rho c_z^2 [4\pi(R_1^3 - R_2^3) \sin \beta - 3zb(R_1^3 - R_2^3)] \cot \beta}{6 \sin \beta} - \\ &\dots - \frac{\rho c_z [3\pi^2(R_1^4 - R_2^4) \sin \beta - 2\pi zb(R_1^3 - R_2^3)]}{180 \sin \beta} n \\ &= A_1 - B_1 n \end{aligned} \quad (6)$$

式(6)中:

$$A_1 = \frac{\rho c_z^2 \cot \beta [4\pi(R_1^3 - R_2^3) \sin \beta - 3zb(R_1^3 - R_2^3)]}{6 \sin \beta} \quad (7)$$

$$B_1 = \frac{\pi \rho c_z [3\pi(R_1^4 - R_2^4) \sin \beta - 2zb(R_1^3 - R_2^3)]}{180 \sin \beta} \quad (8)$$

当该螺旋涡轮处于空载状态(外载荷 $M_i = 0$)

时,该螺旋涡轮的最大转速为 $n_{1\max} = \frac{A_1}{B_1}$,转化力矩

可表示为

$$M_{li} = B_1(n_{1\max} - n) \quad (9)$$

该螺旋涡轮的转化机械功率为

$$N_{li} = M_{li} \omega = C_1 n(n_{1\max} - n) \quad (10)$$

式(10)中:

$$C_1 = \frac{\pi^2 \rho c_z [3\pi(R_1^4 - R_2^4) \sin \beta - 2zb(R_1^3 - R_2^3)]}{5400 \sin \beta} \quad (11)$$

单位重量液体转化为机械能的能量为

$$H_{li} = \frac{N_{li}}{\rho g Q_i} = D_1 n(n_{1\max} - n) \quad (12)$$

式(12)中:

$$D_1 = \frac{\pi^2 c_z [3\pi(R_1^4 - R_2^4) \sin \beta - 2zb(R_1^3 - R_2^3)]}{5400 \alpha g Q \sin \beta} \quad (13)$$

式(13)中: c_z 为涡轮流道内的轴向速度分量; c_{1z} 为翼片入口的轴向速度分量; c_{2z} 为翼片出口的轴向速度分量; u 为涡轮的周向速度; n 为涡轮转速; φ 为涡轮翼片的排挤系数; H 为翼片高度; b_1 为翼片入口处厚度; b_2 为翼片出口处厚度; β_1 为翼片入口处螺旋角; β_2 为翼片出口处螺旋角; α 为流量系数; ρ 为液流密度; g 为重力加速度。

2 变翼片厚度的螺旋涡轮水力性能计算

设随螺旋涡轮高度增加,翼片厚度均匀变化,翼片入口和出口的厚度分别为 b_1 和 b_2 ,以入口为起点,高度 h 处翼片的厚度为 $b_h = b_1 + \lambda_b h$;因此,翼片厚度随高度 h 的增长系数为

$$\lambda_b = \frac{b_2 - b_1}{H} \quad (14)$$

高度 h 处翼片对液流的排挤系数为

$$\varphi_h = 1 - \frac{zb_h}{2\pi R \sin \beta} \quad (15)$$

则,涡轮翼片流道内由翼片厚度变化引起的翼片对液流的当量排挤系数为

$$\varphi = \frac{1}{H} \int_0^H \varphi_h dh = 1 - \frac{z(b_1 + b_2)}{4\pi R \sin \beta} \quad (16)$$

根据式(16)积分,可求得翼片流道内液流的轴向速度分量为

$$c_z = \frac{2\alpha Q \sin\beta}{2\pi(R_1^2 - R_2^2) \sin\beta - z(b_1 + b_2)(R_1 - R_2)} \quad (17)$$

根据式(5)计算并对比式(3)和式(4)可得到

$$A_2 = \frac{\rho c_z^2 \cot\beta [8\pi(R_1^3 - R_2^3) \sin\beta - 3z(R_1^2 - R_2^2)(b_1 + b_2)]}{12 \sin\beta} \quad (18)$$

$$B_2 = \frac{\pi \rho c_z [6\pi(R_1^4 - R_2^4) \sin\beta - 2z(R_1^3 - R_2^3)(b_1 + b_2)]}{360 \sin\beta} \quad (19)$$

$$C_2 = \frac{\pi^2 \rho c_z [6\pi(R_1^4 - R_2^4) \sin\beta - 2z(R_1^3 - R_2^3)(b_1 + b_2)]}{10\,800 \sin\beta} \quad (20)$$

$$D_2 = \frac{\pi^2 c_z [6\pi(R_1^4 - R_2^4) \sin\beta - 2z(R_1^3 - R_2^3)(b_1 + b_2)]}{10\,800 \alpha g Q \sin\beta} \quad (21)$$

通过对比两种螺旋涡轮输出水力性能解析式可知,当翼片厚度 $b_1 = b_2 = b$ 时,两种涡轮流道内的轴向速度分量 c_z 相同,且 $B_1 = B_2, C_1 = C_2, D_1 = D_2$ 。即两种螺旋涡轮的输出特性计算式完全一致,充分证明了上述解析计算公式的正确性和统一性。

当涡轮结构和液流属性一定时, A_1, B_1, C_1 和 D_1 均为常数。因此,螺旋涡轮的转化力矩与其转速呈负相关的线性关系,转化机械功率和转化能量与其转速 (N_i-n 和 H_i-n 曲线) 呈二次抛物线关系。当涡轮的转速为 0 或 n_{\max} 时, $N_i = 0, H_i = 0$, 说明在这两个转速下,涡轮的转化机械功率和转化能量的变化曲线均通过零点,最大功率点(顶点工况)所对应的转速为 $n_t = n_{\max}/2$, 此时,涡轮的转化力矩 M_{it} 、转化功率 N_{it} 和转化能量 H_{it} 分别为

$$M_{it} = B(n_{\max} - n_t) = 0.5 B n_{\max} \quad (22)$$

$$N_{it} = C n_t (n_{\max} - n_t) = 0.25 C n_{\max}^2 \quad (23)$$

$$H_{it} = D n_t (n_{\max} - n_t) = 0.25 D n_{\max}^2 \quad (24)$$

3 螺旋涡轮输出水力性能影响因素分析

螺旋涡轮的翼片是由其型线^[27-28](沿某圆周的展开线)在涡轮本体上进行包络形成的,型线是螺旋涡轮设计的重要特征之一。通过构建涡轮

翼片的型线方程,说明本课题所采用的计算方法具体可行,并以井下螺旋涡轮发电机设计实例,针对该涡轮输出的水力性能进行分析,可为螺旋涡轮的设计和优化提供参考依据。设计参数如表 1 所示。

表 1 螺旋涡轮设计参数

Table 1 The parameters of helical turbine

参数	数值	参数	数值
导流筒半径 R_0 /mm	66	螺旋翼片数 z	7
翼片外半径 R_1 /mm	65	翼片螺旋角 β /($^\circ$)	27
翼片内半径 R_2 /mm	40	翼片厚度 b, b_1 /mm	10
流量 Q /($L \cdot s^{-1}$)	25	翼片厚度 b_2 /mm	12
流体密度 ρ /($kg \cdot m^{-3}$)	1 200	翼片高度 H /mm	120

3.1 螺旋涡轮翼片型线设计

螺旋涡轮工作过程中,是通过翼片与液流的相互作用将液流的动能转化为涡轮输出的机械能。因此,翼片型线的设计至关重要。为保证液流在流动过程中始终沿翼片表面运动而不至于形成脱流及局部压力峰值现象,翼片表面型线应为单型线且具有连续的三阶导数^[29]。翼片从入口至出口应逐渐加厚,以保证液流的动能在涡轮翼片内能够充分转化为涡轮输出的机械能,设翼片的压力面和吸力面随高度的增加均匀变化^[30-33]。

由于该涡轮的螺距不变,因此,翼片型线为直线。在翼片入口处建立直角坐标系,如图 4 所示。

设变厚度螺旋涡轮的压力面和吸力面型线的螺旋角分别为 β_y, β_x , 根据图 4 中各型线的几何关系,可得翼片中面、压力面及吸力面的型线方程分别为

$$y_z = \tan\beta x \quad (25)$$

$$y_y = \frac{H - b_2 \cos\beta}{\frac{H}{\tan\beta} - \frac{b_1 + b_2}{2 \sin\beta} + b_2 \sin\beta} x + \frac{b_1 (H - b_2 \cos\beta)}{2H \cos\beta - (b_1 + b_2) + 2b_2 \sin^2\beta} \quad (26)$$

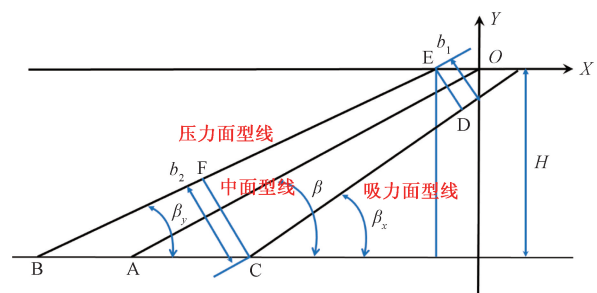


图 4 变厚度螺旋涡轮翼片型线

Fig. 4 Profile of the variable blade thickness helical turbine

$$y_x = \frac{H - b_1 \cos\beta}{\frac{H}{\tan\beta} - \frac{b_1 + b_2}{2\sin\beta} + b_1 \sin\beta} x + \frac{(H - b_1 \cos\beta) \left(\frac{H}{\tan\beta} - \frac{b_2}{2\sin\beta} \right)}{\frac{H}{\tan\beta} - \frac{b_1 + b_2}{2\sin\beta} + b_1 \sin\beta} - H \quad (27)$$

当螺旋翼片的厚度不变 ($b_1 = b_2 = b$) 时, 压力面和吸力面的型线方程分别为

$$\begin{cases} y_y = \tan\beta x + \frac{b}{2\cos\beta} \\ y_x = \tan\beta x - \frac{b}{2\cos\beta} \end{cases} \quad (28)$$

由翼片压力面和吸力面型线方程式 (13) 和式 (14) 可知, 所设计的涡轮翼片表面满足具有连续三阶导数的条件, 且当翼片中面的螺旋角、翼片进、出口厚度以及翼片高度等参数确定后, 该螺旋涡轮的翼片结构形状即可完全确定^[34-36]。

3.2 两种螺旋涡轮水力性能对比分析

从式 (28) 可以看出, 螺旋涡轮转化机械功率与单位重量液体转化能量随其转速的变化曲线存在相似关系, 由式 (10) 和式 (12) 可得比例常数等于 $\alpha\rho gQ$, 因此仅需对比分析涡轮出力矩和机械功率。给定条件下, 两种螺旋涡轮转化力矩和转化机械功率随转速的变化曲线如图 5 所示。

两种螺旋涡轮的转化力矩和转化机械效率与涡轮转速的关系如图 5 所示, 随着涡轮运动转速的增加两种螺旋涡轮的转化力矩均出现下降的趋势, 而涡轮的转化机械效率为先增大后减小。在涡轮转速相同的条件下等厚度涡轮的转化力矩小于变厚度的转化力矩, 等厚度涡轮的转化机械效率小于变厚度的转化机械效率。在给定条件下, 两种螺旋涡轮最大转速 (空载转速) 分别为 2 489.66 r/min 和 2 867.96 r/min。转化力矩最大值分别为 18.99 N·m、

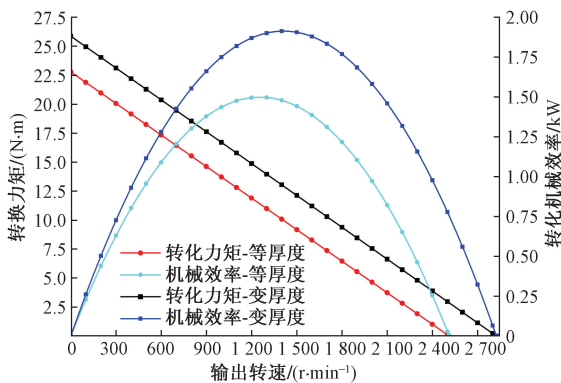


图 5 两种螺旋涡轮的转化力矩和转化机械功率对比分析
Fig. 5 Comparison of conversion torque and mechanical power of two kind of helical turbine

26.48 N·m。转化机械功率最大值分别为 1.359 kW、1.865 kW。由此, 变厚度螺旋涡轮输出水力性能明显高于翼片厚度不变螺旋涡轮, 因此, 在进行螺旋涡轮结构设计时, 可适当增大螺旋翼片出口段厚度, 以提高其输出能力。

3.3 翼片螺旋角对涡轮输出水力特性的影响分析

螺旋涡轮的输出水力特性主要包括转化力矩、转化机械功率及顶点工况特性。顶点工况标志着该螺旋涡轮的最佳工作状态, 是进行涡轮设计的重要参考指标之一。由螺旋涡轮翼片型线设计及其与液流冲击作用方式可知, 当螺旋角较小时, 液流对翼片的冲击角较大, 会形成较大的冲击作用力。随着螺旋角的增大, 冲击力将逐渐减小, 当螺旋角达到一定值之后, 液流与翼片的冲击作用较弱, 再增大螺旋角, 冲击力依然减小, 但对涡轮输出特性的影响不再显著。为验证这一变化过程, 研究了螺旋角 β 在 $20^\circ \sim 60^\circ$ 时对应的涡轮输出水力特性变化过程, 并绘制成如图 6 所示的曲线。

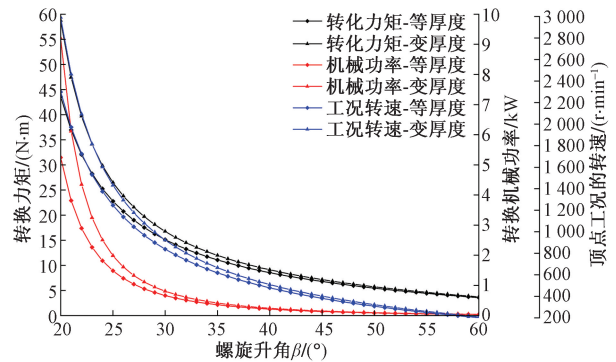


图 6 螺旋涡轮输出水力特性与螺旋角的关系
Fig. 6 Relationship between output characteristics and helix angle

图 6 为螺旋涡轮输出水力特性与螺旋角的关系。随着翼片螺旋角的增加, 两种螺旋涡轮输出的水力特性参数变化过程完全一致, 变厚度翼片输出特性参数相对更大; 当翼片螺旋角在较小基础上增大时 (小于 30°), 对应的涡轮输出特性曲线急剧下降; 随着螺旋角的增大, 涡轮的输出特性下降不明显, 两种翼片对应的螺旋涡轮输出参数基本重合。这表明, 合理选择翼片螺旋角进行设计, 可提高螺旋涡轮对液流冲击能量转化率, 从而提高能量利用率。

4 螺旋涡轮泥浆脉冲发电机室内实验

井下泥浆脉冲发电机的螺旋涡轮在水力能量的作用下高速转动, 将流体高速流动的动能转化为机械能, 从而带动井下发电机的转子转动, 切割发电机永磁体的磁感线形成电流。为提高能量转化效率, 防止转动过程中出现力平衡死点, 螺旋涡轮

采用非对称设计, 涡轮叶片数量为 7, 涡轮翼片采用变厚度设计。基于螺旋涡轮的顶点工况分析, 随着螺旋角的增大, 冲击力将逐渐减小, 当螺旋角达到一定值之后, 螺旋涡轮的转化机械功率逐渐减小至平稳状态, 涡轮叶片的螺旋升角设计为 38° 。钻井液冲击螺旋涡轮对叶片具有冲蚀作用, 为提高螺旋涡轮的工作使用寿命, 将其材料选用为合金钢。图 7 为泥浆脉冲发电机涡轮叶片, 随后加工组装螺旋涡轮式泥浆脉冲发电机样机, 构建发电机转速模拟测试平台和发电机功率测试平台。开展排量对螺旋涡轮式泥浆脉冲发电机输出电压、输出电流以及输出功率的影响实验。

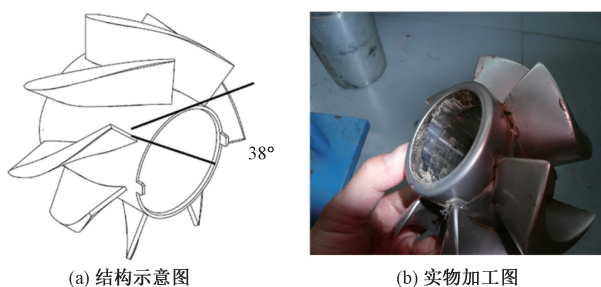


图 7 泥浆脉冲发电机涡轮叶片

Fig. 7 Turbine blades of mud pulse generator

4.1 实验测试系统

螺旋涡轮式泥浆脉冲发电机室内实验测试系统主要包括: 泥浆泵组、螺旋涡轮式泥浆脉冲发电机样机、功率测试平台、流量计、示波器等, 如图 8 所示。泥浆泵组采用最大输出泵压为 50 MPa, 排量为 100 L/s, 可输送高浓度高黏度 $< 10\ 000\ \text{Pa}\cdot\text{s}$ 及含有颗粒的悬浮浆液, 实验测试的涡轮式泥浆脉冲发电机的涡轮叶片采用的叶片数为 7, 螺旋角为 38° 。功率测试平台由转速测试系统和发电功率测试系统组成, 功率测试平台中接入负载。

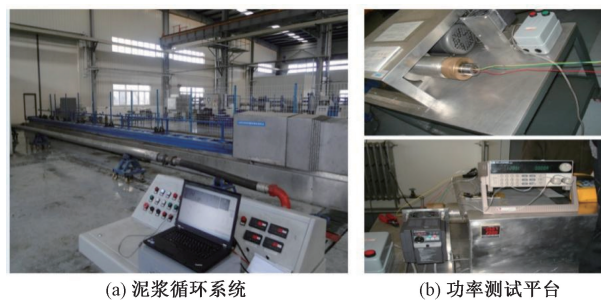


图 8 泥浆脉冲发电机室内实验测试系统

Fig. 8 Indoor experimental testing system for mud pulse generator

4.2 实验步骤

将整个泥浆脉冲发电机钻铤短节装入循环系统中, 启动循环泵, 清水从泥浆池中进入钻铤, 进一

步流入泥浆发电机本体。清水流经涡轮时, 其高速流动的动能带动涡轮转动, 涡轮切割磁感线, 发出三相交流电。在泥浆发电机下端测试口接上测试线, 测试输出端电流与电压以及输出功率的变化。在不同泥浆排量条件下调节发电机功率测试平台的转速。排量和转速的实验测试结果如图 9 所示, 室内测试的具体步骤如下。

- (1) 泥浆流量从 0 上升至 23 L/s, 电路模块未启动, 泥浆发电机无功率输出。
- (2) 泥浆流量到 23 L/s 时, 电路模块开始启动, 接负载 $8\ \Omega$, 测试电压、电流、功率输出值。
- (3) 泥浆流量升至 26 L/s, 泥浆发电机正常工作, 接负载 $8\ \Omega$, 测试电压、电流、功率输出值。
- (4) 泥浆流量升至 32 L/s, 泥浆发电机正常工作, 接负载 $8\ \Omega$, 测试电压、电流、功率输出值。
- (5) 泥浆流量升至 42 L/s, 泥浆发电机正常工作, 接负载 $8\ \Omega$, 测试电压、电流、功率输出值。
- (6) 泥浆流量从 42 L/s 下降到 23 L/s, 电路模块工作模式关闭, 无功率输出。
- (7) 泥浆流量从 23 L/s 下降至 0 L/s 后再上升至 23 L/s, 泥浆发电机电路模块关闭, 无功率输出。

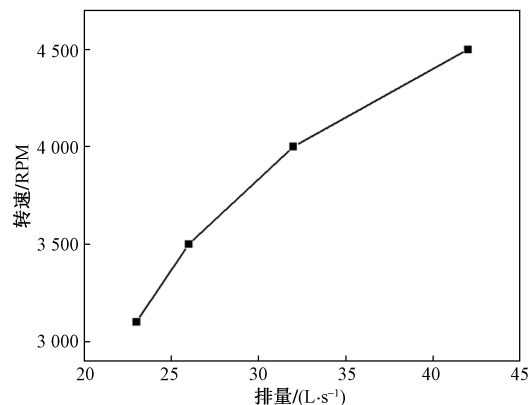


图 9 排量和功率测试平台转速对应关系

Fig. 9 Corresponding relationship between displacement and power testing platform speed

不同输入排量下泥浆脉冲发电机的功率如图 9 所示。随着输入排量的增大, 泥浆脉冲发电机的涡轮转速增大, 当输入的排量为 42 L/s 时, 泥浆脉冲发电机的涡轮转速最大可达 4 500 r/min, 随着转速的增加, 涡轮旋转带动轴心涡轮切割磁感线的速度增加, 泥浆脉冲发电机的输出功率增加。随着排量的增加, 涡轮旋转速度的增加趋势减小。

4.3 实验结果

图 10 为泥浆输入排量与发电机输出电压的关系。随着输入排量的增大, 泥浆冲击螺旋涡轮使得其旋转速度加快, 发电机的输出电压增大。而后进

行输出电压整流,分别连接 24、12、8 Ω 负载,其输出功率如图 11 所示。整流后输出功率随着排量的改变趋于稳定,即泥浆脉冲发电机可输出稳定的功率,电路中负载越大,整流输出功率越小。发电机经过整流的输出功率,当负载为 8 Ω 时,发电机达到最大功率 300 W,通过室内测试,发电机功率符合要求,能够满足井下工具的功率要求。

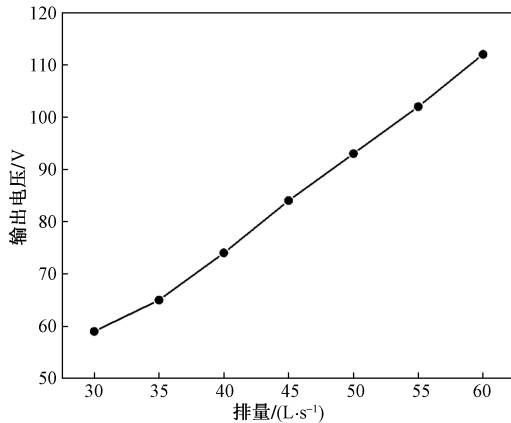


图 10 排量与输出电压关系

Fig. 10 Relationship between displacement and output voltage

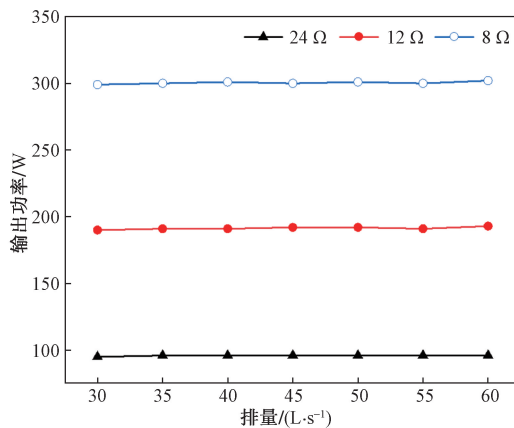


图 11 整流后排量与输出功率关系

Fig. 11 Relationship between displacement and power after rectification

5 结论

(1) 针对变厚度螺旋涡轮的研究,采用微积分思想,建立了两种螺旋涡轮的转化力矩、转化机械功率及单位重量液体转化能量等水力性能的解析计算模型,为螺旋涡轮的设计和进一步研究提供了理论基础。

(2) 针对井下涡轮发电机设计实例,分析了给定的设计条件下两种螺旋涡轮输出的水力性能参数的变化过程及在该条件下的输出特征值,适当增大螺旋翼片出口段的厚度可提高涡轮的输出水力性能。

(3) 建立了螺旋涡轮翼片的型线方程,并分析了涡轮工作时的能量转化过程,螺旋角对涡轮能量转化率具有重要影响,合理设计翼片螺旋角可提高涡轮对水力能量的利用率。

(4) 基于分析进行了井下涡轮发电机螺旋涡轮翼片优化设计,螺旋涡轮的叶片数为 7,螺旋角为 38°。井下涡轮发电机负载为 8 Ω 时,发电机达到最大功率 300 W,通过室内测试,发电机功率符合井下工具要求。

参 考 文 献

- [1] 鹿胜楠. 水力驱动螺旋轴流式混抽泵设计及参数匹配[D]. 青岛: 中国石油大学, 2011.
Lu Shengnan. Design and parameter matching of hydraulic driven spiral axial flow mixing pump[D]. Qingdao: China University of Petroleum, 2011.
- [2] 张先勇, 冯进, 罗海兵, 等. 井下涡轮式发电机水力性能研究[J]. 机械研究与应用, 2006(6): 44-45, 57.
Zhang Xianyong, Feng Jin, Luo Haibing, et al. Study on the hydraulic performance of downhole turbine generator[J]. Mechanical Research and Application, 2006(6): 44-45, 57.
- [3] Hassan W, Jalal A, Bilal M A, et al. Parametric analysis of a helical-bladed vertical axis wind turbine[J]. Journal of Ocean Engineering and Marine Energy, 2024, 10: 383-398.
- [4] Duquette M M, Visser K D. Numerical implications of solidity and blade number on rotor performance of horizontal-axis wind turbines[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125: 425-432.
- [5] 张先勇, 冯进, 罗海兵, 等. 基于 CFD 分析的轴流式螺旋叶轮设计[J]. 石油矿场机械, 2007(2): 22-25.
Zhang Xianyong, Feng Jin, Luo Haibing, et al. Axial flow spiral impeller design based on CFD analysis[J]. Petroleum Mine machinery, 2007(2): 22-25.
- [6] 李方韬, 薛启龙, 刘宝林, 等. 基于滑移网格方法的井下涡轮水动力性能仿真[J]. 科学技术与工程, 2020, 20(7): 2674-2680.
Li Fangtao, Xue Qilong, Liu Baolin, et al. Simulation of hydrodynamic performance of downhole turbine based on slip mesh method[J]. Science Technology and Engineering, 2020, 20(7): 2674-2680.
- [7] Guo H, Lü Z H, Wu Z Y, et al. Multi-physics design of a novel turbine permanent magnet generator used for downhole high-pressure high-temperature environment[J]. IET Electric Power Applications, 2013, 7(3): 214-222.
- [8] 崔璐, 刘阳, 王澎, 等. 涡轮增压器叶片高低周疲劳寿命特性[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(5): 1887-1897.
Cui Lu, Liu Yang, Wang Peng, et al. Fatigue life characteristics of turbocharger blade[J]. Science Technology and Engineering, 2022, 22(5): 1887-1897.
- [9] 鲁慧萍. 井下发电机导轮与涡轮的参数匹配及结构优化研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2017.
Lu Huiping. Research on the parameter matching and structure optimization of underground generator guide wheel and turbine[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2017.
- [10] Peng Y, Li S, Yan W H. Structure analysis of the turbine generator for automatic vertical drilling tool[J]. Journal of Applied Sci-

- ences, 2013, 13(18): 3626-3631.
- [11] Yao B C, Tian Z, Zhan X, et al. Study on rotor-bearing system vibration of downhole turbine generator under drill-string excitation [J]. *Energies* 2024, 17(5). DOI: 10.3390/en17051176.
- [12] 王磊, 窦修荣, 滕鑫森, 等. 气体钻井发电机涡轮设计与性能试验[J]. *钻采工艺*, 2023, 46(6): 94-99.
Wang Lei, Dou Xiurong, Teng Xinmiao, et al. Design and performance test of gas drilling generator turbine [J]. *Drilling Process*, 2023, 46(6): 94-99.
- [13] 贾超. 井下涡轮发电机涡导轮结构优化与分析[D]. 西安: 西安石油大学, 2023.
Jia Chao. Optimization and analysis of the vortex guide wheel structure of the downhole turbine generator[D]. Xi'an: Xi'an Petroleum University, 2023.
- [14] 张晓东, 欧松, 龚彦, 等. 井下涡轮发电机叶片改型与优化设计[J]. *机械科学与技术*, 2018, 37(5): 663-668.
Zhang Xiaodong, Ou Song, Gong Yan, et al. Modification and optimization design of downhole turbine generator blades [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2018, 37(5): 663-668.
- [15] 权辉, 孙军, 张晓泽, 等. 基于叶片载荷的涡轮发电机叶片反问题优化设计研究[J]. *农业机械学报*, 2023, 54(S2): 192-198.
Quan Hui, Sun Jun, Zhang Xiaozhe, et al. Research on inverse problem optimization design of turbine generator blades based on blade load [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2023, 54(S2): 192-198.
- [16] 张先勇, 冯进. 三种井下螺旋涡轮水力性能研究[J]. *机械*, 2010, 37(11): 11-13, 19.
Zhang Xianyong, Feng Jin. Study on the hydraulic properties of three downhole spiral turbines [J]. *Machinery*, 2010, 37(11): 11-13, 19.
- [17] Lu H P, Li B, Zhang X D. Optimization design for downhole turbine generator based on response surface method [J]. *International Journal of Engineering and Advanced Research Technology*, 2016, 2(7): 16-21.
- [18] Josef H, Rainer M. Turbine blade design by lofted B-spline surfaces [J]. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 2000, 119(1): 235-248.
- [19] Filippov G A, Wang Z Q. The calculation of axial symmetric flow in a turbine stage with small ratio of diameter to blade length [J]. *Journal of Moscow Power Institute*, 1963(47): 63-78.
- [20] Watson D. Computing the N-dimensional delaunay tessellation with application to Voronoi polytopes [J]. *The Computer Journal*, 1981, 24(2): 167-170.
- [21] Wang C G. Integrated aerodynamic design and analysis of turbine blades [J]. *Advances in Engineering Software*, 2014, 68: 9-18.
- [22] Nwe E E, Latt A K. Design and performance of vertical axis helical cross-flow turbine blade for micropower generation [J]. *International Journal of New Technology and Research*, 2018, 4(6): 108-112.
- [23] Saboohi Z, Sorkhkhah S, Shakeri H. Developing a model for prediction of helical turbine flowmeter performance using CFD [J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2015, 42(4): 47-57.
- [24] 肖洋, 王斌, 赵勇. 涡轮外特性理论计算方法探究及验证 [J]. *石油机械*, 2018, 46(11): 30-34, 71.
Xiao Yang, Wang Bin, Zhao Yong. Exploration and verification of the theoretical calculation method of external turbine characteristics [J]. *Petroleum Machinery*, 2018, 46(11): 30-34, 71.
- [25] 荆宝德, 王智明, 曲海乐, 等. 随钻测井并井发电机系统的涡轮设计 [J]. *光学精密工程*, 2012, 20(3): 616-624.
Jing Baode, Wang Zhiming, Qu Haile, et al. Turbine design of the downhole generator system used along with drilling and logging [J]. *Optical Precision Engineering*, 2012, 20(3): 616-624.
- [26] 万邦烈, 李继志. 石油工程流体机械 [M]. 2 版. 北京: 石油工业出版社, 1999.
Wan Banglie, Li Jizhi. *Petroleum engineering fluid machinery* [M]. 2nd ed. Beijing: Petroleum Industry Press, 1999.
- [27] Monatrakul W, Suntivarakorn R. Effect of blade angle on turbine efficiency of a spiral horizontal axis hydro turbine [J]. *Energy Procedia*, 2017, 138: 811-816.
- [28] 杨霞, 刘勇. 涡轮马达的结构优化 [J]. *机械工程与自动化*, 2010(6): 181-182.
Yang Xia, Liu Yong. Structural optimization of the turbine motor [J]. *Mechanical Engineering and Automation*, 2010(6): 181-182.
- [29] 王裕东, 赵长宇, 李广超, 等. 雷诺数和湍流度对叶片表面边界层转捩和换热特性的影响 [J]. *科学技术与工程*, 2021, 21(33): 14415-14421.
Wang Yudong, Zhao Changyu, Li Guangchao, et al. The influence of Reynolds number and turbulence on the boundary layer rotation and heat transfer characteristics of the blade surface [J]. *Science Technology and Engineering*, 2021, 21(33): 14415-14421.
- [30] 李国威, 冯新伟, 崔俊奎, 等. 两种叶型离心泵内固液两相流场的对比 [J]. *南水北调与水利科技*, 2012, 10(2): 116-119.
Li Guowei, Feng Xinwei, Cui Junkui, et al. Comparison of the solid-liquid two-phase flow fields in the two leaf-type centrifugal pumps [J]. *South-to-North Water Diversion Project and Water Conservancy Technology*, 2012, 10(2): 116-119.
- [31] 葛靖国. 含沙水在离心泵内部流动的特性研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
Ge Jingguo. Study on the characteristics of sand-containing water flowing inside the centrifugal pump [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014.
- [32] 张钊, 苏敏, 韩伟, 等. 螺旋离心泵固液两相非定常流动诱导力特性 [J]. *排灌机械工程学报*, 2015, 33(4): 296-300.
Zhang Zhao, Su Min, Han Wei, et al. Spirical centrifugal pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Mechanical Engineering*, 2015, 33(4): 296-300.
- [33] 申正精. 基于颗粒轨道模型的螺旋离心泵内固液两相流动特性研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
Shen Zhengjing. Study on solid-liquid flow characteristics in helical centrifugal pump based on particle orbit model [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014.
- [34] Tan L, Zhu B, Cao S L, et al. Influence of prewhirl regulation by inlet guide vanes on cavitation performance of a centrifugal pump [J]. *Energies*, 2014, 7(2): 1050-1065.
- [35] Tan L, Zhu B, Cao S L, et al. Numerical simulation of unsteady cavitation flow in a centrifugal pump at off-design conditions [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 2014, 228(1): 1994-2006.
- [36] Bin J I, Luo X W, Peng X X, et al. Three-dimensional large eddy simulation and vorticity analysis of unsteady cavitation flow around a twisted hydrofoil [J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2013, 25(4): 510-519.