

# 微型自吸旋涡泵效率分析与水力设计

唐 涛,沙 毅

(浙江科技学院 机械与汽车工程学院,杭州 310023)

**摘 要:** 为了探究旋涡泵内部流动状况,基于旋涡泵结构及工作原理引入摩擦驱动流动模型。由 Navier-Stokes 方程推导出流量与扬程关系式并计算出旋涡泵最高效率值为 30%。通过分析叶轮圆周速度对泵性能影响试验及旋涡泵产品统计数据,表明理论计算与试验结果及实际情况吻合较好。在总结研究结果的基础上,提出微型自吸旋涡泵水力设计方法,并以 25ZWB1.5-25 泵的成功案例进行了较好的验证,从而为完善旋涡泵优化设计及应用提供参考。

**关键词:** 旋涡泵;摩擦驱动原理;圆周速度;效率;水力设计

**中图分类号:** TH314      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1671-8798(2017)05-0339-07

## Efficiency analysis and hydraulic design of miniature self-priming vortex pump

TANG Tao, SHA Yi

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China)

**Abstract:** The model of friction driving flow was introduced to study the internal flow situation of the vortex pump, based on the structure and the working principle of the vortex pump. The relation between flow and lift was derived from Navier-Stokes equation, and the peak efficiency of vortex pump reached 30% through calculation. Through analysis of pump experiments in impeller peripheral speed and statistics about vortex pump products, the calculation results are well consistent with the experimental data and the actual situation. On the basis of the findings, the hydraulic design methods of the miniature self-priming vortex pump were elaborated and verified with an analysis on the pump 25WZB1.5-25, which has provided reference to optimize the vortex pump design.

**Keywords:** vortex pump; friction driving principle; peripheral speed; efficiency; hydraulic design

**收稿日期:** 2017-06-26

**基金项目:** 国家自然科学基金项目(51677171)

**通信作者:** 沙 毅(1961—),男,山西省介休人,研究员,主要从事流体机械理论和设计研究。E-mail: shayi01@sina.com。

微型自吸旋涡泵一般界定为功率小于 0.75 kW,首次灌水后可实现自吸,主要用于乡镇居民家用或仪器设备辅助配件。因其具有流量小、扬程高的特殊性能,近年来部分车辆发动机油箱燃油供给<sup>[1]</sup>及汽车配油站输油等采用旋涡泵。目前浙江已成为最大的微型自吸旋涡泵生产基地,但规格仅限在单相电机几个品种,主要的问题是泵效率等能量指标偏低。

由于研究投入较少,特别是对旋涡泵内部流动特性的研究更为缺少<sup>[2-5]</sup>,对旋涡泵的优化设计大多采用比较可靠的 CFD(computational fluid dynamics)数值模拟<sup>[6-7]</sup>进行研究,施卫东、董颖等<sup>[8-9]</sup>通过对旋涡泵不同流道截面形状进行数值模拟,分析了旋涡泵内部流动状况,证实了流道截面形状对流动的影响,也证明了径向旋涡和纵向旋涡的存在,但旋涡泵理论研究还相对落后。为了给旋涡泵的设计和生活动提供参 考,笔者提出微型自吸旋涡泵水力几何参数计算新方法:抽象建立旋涡泵内部流动模型,求解得到微型旋涡泵体积流量与扬程关系方程,并验证了该方程的变化规律与试验时变化规律的一致性,同时对微型旋涡泵的最大效率进行理论计算,再通过案例进行验证。

## 1 工作原理及体积流量与扬程关系方程推导

如图 1 所示,微型自吸旋涡泵结构与普通旋涡泵最大的区别是,叶轮室上方多了气水分离室和回流孔。叶轮开始旋转的泵起动初期,泵进口管路中一般充满空气,气体通过逆止阀和储存于吸入口内的液体混合被叶轮经流道甩出到排出口。气体密度小,通过泵出口逸出,液体密度大,通过回流孔又回到吸入口重新和空气混合重复上述过程,直到排尽进口管道中气体,形成扬程完成连续稳定的流动<sup>[10]</sup>。摩擦湍流原理<sup>[11]</sup>认为,叶轮转动时,叶片表面与流道内液体之间产生紊乱摩擦使液体发生搅和作用,即通过叶轮粗糙表面与流道内液体的相对运动,产生摩擦力。该摩擦力带动液体转动,从而把原动机的能量传递给流道内的液体。基于该原理和旋涡泵结构,可以把旋涡泵的内部流动简化为摩擦动力泵流动模型<sup>[12]</sup>,在旋涡泵内部截取一段微元体,如图 2 所示。叶轮相当于一长为  $B$ 、直径为  $D$  的圆柱体,以一定的角速度  $\omega$  在直径为  $D_3$ (即  $D+2h$ ) 的同心环形流道圆柱体内旋转。为提高摩擦力矩,叶轮外缘机械加工铣出齿形叶片。受旋转叶轮表面摩擦力的作用,泵进口呈负压(真空度),液体在大气压作用下被携带入泵内,叶轮对液体做功使其动能和压能等提高,绕行一周后在流道出口形成扬程排除泵体。其中隔舌的作用是将流道进口和出口隔开。

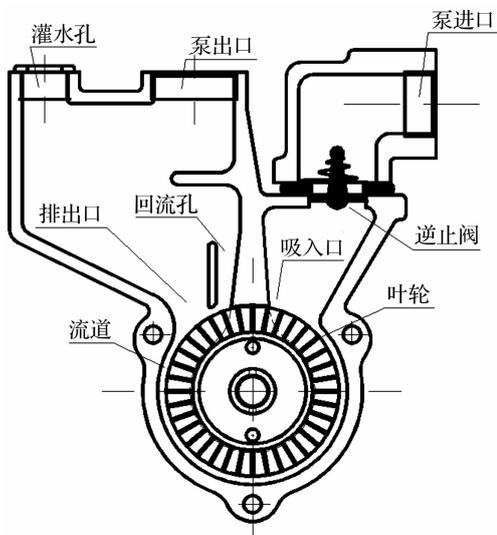


图 1 微型自吸旋涡泵结构

Fig. 1 Structure of miniature self-priming vortex pump

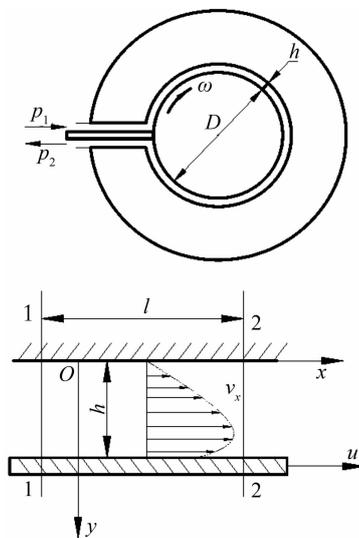


图 2 摩擦泵流动模型

Fig. 2 Flow model of frictionpump

表达旋涡泵内部微元体不可压缩及动力黏度  $\mu$  为常数流体运动最全面的 N-S 微分方程式

$$\begin{cases} f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 v_x = \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = \frac{dv_x}{dt}, \\ f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 v_y = \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = \frac{dv_y}{dt}, \\ f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 v_z = \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{dv_z}{dt}. \end{cases}$$

由旋涡泵流动模型可以简化成  $x, y, z$  方向上的速度分量为  $v_y = 0, v_z = 0, v_x = v_x(y)$ 。再由连续方程

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0,$$

可得

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = 0.$$

重力场中的  $x, y, z$  方向上的质量力分量为  $f_x = f_z = 0, f_y = g$ 。当旋涡泵处于稳定工作时是定常流动,则 N-S 微分方程可简化为

$$\begin{cases} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = 0, \\ g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

式(1)第三式说明压强  $p$  只沿  $z$  方向无变化(允许  $x, y$  方向有变化),流道宽度不变,因而  $p$  在  $x$  方向的变化率应当是均匀下降的。式(1)第二式积分得压强  $p = \rho g y + f(x)$ 。 $y$  轴尺度很小,  $\rho g y$  与  $f(x)$  相比可忽略不计,即  $p \approx f(x)$ ,由此可得  $\frac{dp}{dx} = \frac{\partial p}{\partial x} = f'(x)$ ,即  $\frac{dp}{dx}$  与  $y$  无关,可得

$$\frac{d^2 v_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{\Delta p}{\mu l}.$$

对  $y$  积分两次得

$$v_x = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \left( \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \right). \quad (2)$$

使用边界条件,  $y = h$  时,  $v_x = u$ ;  $y = 0$  时,  $v_x = 0$ , 可以确定出积分常数  $C_1 = \frac{\mu u}{h (dp/dx)} - \frac{h}{2}, C_2 = 0$ 。

式(2)变成

$$v_x = -\frac{h^2}{2\mu} \frac{y}{h} \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \frac{dp}{dx} + \frac{y}{h} u. \quad (3)$$

式(3)可以作为微型旋涡泵流道内流场的速度分布,其中下板的运动速度  $u$  可以看成叶轮外缘的圆周速度,  $u = \frac{1}{2} \omega D$ ,  $D$  为叶轮外径,且流道长度  $l = \pi D$ ,  $\frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{\Delta p}{\pi D}$ 。

泵扬程  $H = \frac{\Delta p}{\rho g}$ , 运动黏度  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 。通过旋涡泵的体积流量

$$\begin{aligned} q_v &= B \int_0^h v_x dy = B \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} + \frac{1}{2} u h \right) = B \left[ \frac{\omega D h}{4} + \frac{h^3}{12\mu} \left( -\frac{\Delta p}{\pi D} \right) \right] = \\ &= \frac{B \omega D h}{4} \left( 1 - \frac{h^2 \rho g H}{3\pi \mu \omega D^2} \right) = \frac{1}{2} B h u - \frac{B h^3 g}{12\pi \nu D} H. \end{aligned} \quad (4)$$

## 2 泵效率计算

由牛顿内摩擦定律和式(3)得叶轮表面切应力

$$\tau = \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{y=h} = \mu \left[ -\frac{1}{2\mu} (h-2y) \frac{dp}{dx} + \frac{u}{h} \right]_{y=h} = \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} + \mu \frac{u}{h} = \frac{h}{2} \frac{\Delta p}{\pi D} + \mu \frac{D \omega}{2h}.$$

作用在叶轮上的力矩可计算为

$$T = \tau(\pi DB) \frac{D}{2} = \frac{\pi D^2 B}{2} \left( \frac{h \Delta p}{2\pi D} + \frac{\mu \omega D}{2h} \right) = \frac{\pi \mu B \omega D^3}{4h} \left( 1 + \frac{h^2 \Delta p}{\pi \mu \omega D^2} \right)。$$

旋涡泵输出功率

$$P_{\text{out}} = q_v \Delta p = \frac{B \omega D h}{4} \left( 1 - \frac{h^2 \Delta p}{3 \pi \mu \omega D^2} \right) \Delta p。$$

$P_{\text{out}}$  有极大值, 则  $\frac{\partial P_{\text{out}}}{\partial (\Delta p)} = 0$ , 得

$$1 - \frac{2h^2 \Delta p}{3 \pi \mu \omega D^2} = 0;$$

$$\Delta p = \frac{3 \pi \mu \omega D^2}{2h^2};$$

$$H = \frac{3 \pi \mu \omega D^2}{2h^2 \rho g}。$$

于是最大输出功率为

$$P_{\text{out,max}} = \frac{3 \pi \mu B \omega^2 D^3}{16h}。$$

相应的输入功率

$$P_{\text{in}} = \omega T = \frac{5 \pi \mu B \omega^2 D^3}{8h}。$$

旋涡泵最高效率

$$\eta = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{3\pi}{16} \times \frac{8}{5\pi} = 30\%。 \quad (5)$$

这与国内旋涡泵的统计数据基本一致<sup>[13-14]</sup>, 大中型旋涡泵效率略高于 30%。表 1 所列的三款微型自吸旋涡泵效率一般都低于 30%。

表 1 微型自吸旋涡泵性能试验数据与水力几何参数

Table 1 Experimental data and hydraulic design parameters of miniature self-priming vortex pump

型号	流量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	扬程/ m	转速/ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	汽蚀余量/ m	G=6 m 自吸时间/s	比转速	泵效率/ %	轴功率/ kW	配套功率/ kW
25ZWB1-15	1.04	15.1	2 860	4.30	97	23.2	27.2	0.157	0.37
25ZWB1.2-20	1.25	20.2	2 860	3.93	93	20.4	26.1	0.264	0.55
25ZWB1.5-25	1.44	25.2	2 860	3.70	63	18.6	25.4	0.389	0.75

型号	叶片外径/ mm	叶轮宽/ mm	叶片数	叶片内径/ mm	流道外径/ mm	流道径高/ mm	流道面积/ $\text{mm}^2$	回流孔面积/ $\text{mm}^2$
25ZWB1-15	60	6	36	44	66	3	86	52
25ZWB1.2-20	70	8	38	52	78	4	102	64
25ZWB1.5-25	76	10	40	56	86	5	138	80

### 3 叶轮圆周速度对泵的性能影响试验

式(4)最后的表达形式可以看成叶轮圆周速度  $u$  作为中间变量的旋涡泵约束方程, 其基本形式为直线方程  $q_v = au - \beta H$ 。

本研究在 25ZWB1-12 微型自吸旋涡泵上进行试验完成了该方程的验证。泵性能和主要水力几何参数如表 2 所示。在叶轮外径  $D$  不变情况下, 通过改变转速分别测定 5 个圆周速度  $u_1 = 7.948 \text{ m/s}$ ,  $u_2 = 8.671 \text{ m/s}$ ,  $u_3 = 9.393 \text{ m/s}$ ,  $u_4 = 10.116 \text{ m/s}$ ,  $u_5 = 10.839 \text{ m/s}$  下泵性能及汽蚀特性, 绘制成性能曲线, 如图 3 所示。

表 2 25ZWB1-12 自吸旋涡泵性能与水力几何参数

Table 2 Performance and hydraulic design parameters of 25ZWB1-12 self-priming vortex pump

额定参数	流量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	扬程/m	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	叶片外径/mm	叶轮宽/mm	流道径高/mm
数值	1	12	2 850	68	7.5	5
额定参数	泵效率/%	汽蚀余量/m	配套功率/kW	叶片内径/mm	叶片数/片	流道面积/mm <sup>2</sup>
数值	8	5	0.55	48	36	98

通过分析可以看出,  $q_v-H$  曲线呈线性递减趋势,也基本符合式(4)的变化规律,流量越高,扬程越低,从而验证了旋涡泵流量和扬程关系方程的变化规律;圆周速度是影响旋涡泵性能的一个主要参数<sup>[15]</sup>,扬程和功率曲线呈近似线性递增,同时叶轮圆周速度越高,扬程和功率也越大;效率曲线呈上升趋势,叶轮圆周速度越高,效率也越高;汽蚀余量曲线线性递减,抗汽蚀性能呈提高趋势。可以肯定旋涡泵的叶轮适合高速运转,这也和中国旋涡泵产品基本配套同步转速3 000 r/min电动机相一致。

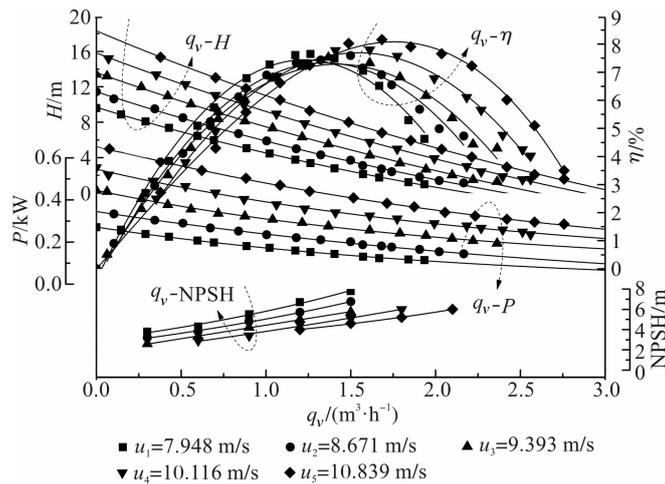


图 3 叶轮圆周速度  $u$  的性能曲线

Fig. 3 Performance curves of impeller peripheral speed

## 4 水力设计方法及设计案例

### 4.1 水力设计方法

表 1 简列了笔者研制的 3 款微型自吸旋涡泵主要性能试验数据与水力几何参数。用文献[15]普通旋涡泵设计方法计算的数据列于表 3。经与表 1 对比,微型自吸旋涡泵水力设计需修正:叶片外径  $D$ 、叶轮宽  $B$ 、叶片数  $Z$  的计算值与样机值相当,微调即可;流道面积  $A$  的计算值比实际值平均大近 20 mm<sup>2</sup>,考虑到自吸旋涡泵有回流运动,故设计时应缩小计算值 20 mm<sup>2</sup> 左右。

表 3 微型自吸旋涡泵水力设计参数

Table 3 Hydraulic design parameters of miniature self-priming vortex pump

型号	流量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	扬程/m	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	比转速	叶片外径/mm	叶轮宽/mm	叶片数	流道面积/mm <sup>2</sup>
25ZWB1-15	1.0	15	2 860	22.8	62.4	8.7	34.5	97.1
25ZWB1.2-20	1.2	20	2 860	20.2	68.9	9.2	36.8	123.6
25ZWB1.5-25	1.5	25	2 860	19.1	76.1	9.7	38.2	154.5

经回归分析,本研究提出的自吸旋涡泵回流孔面积  $S$ (mm<sup>2</sup>)和泵内储水  $V$ (cm<sup>3</sup>)计算公式:

$$S = 53q_v, \tag{6}$$

$$V = 330q_v. \tag{7}$$

其中,式(6)和式(7)用于比转速 14~38 范围内的自吸旋涡泵,流量单位仍为 m<sup>3</sup>/h。

### 4.2 设计案例

笔者将本研究的设计方法应用于微型自吸旋涡泵产品开发,现取 25ZWB1.5-25 一例介绍。水力设

计计算参数如表 1;产品设计总装、叶轮及压水室技术图见图 4;产品性能试验数据及曲线见表 4 和图 5。图 5 中  $q_v-H$  曲线呈线性递减趋势,也基本符合式(4)的变化规律;该型旋涡泵最大效率  $\eta_{\max} = 25.4\% < 30\%$ ,这也验证了式(5)微型旋涡泵的最高效率一般不超过 30%的正确性。

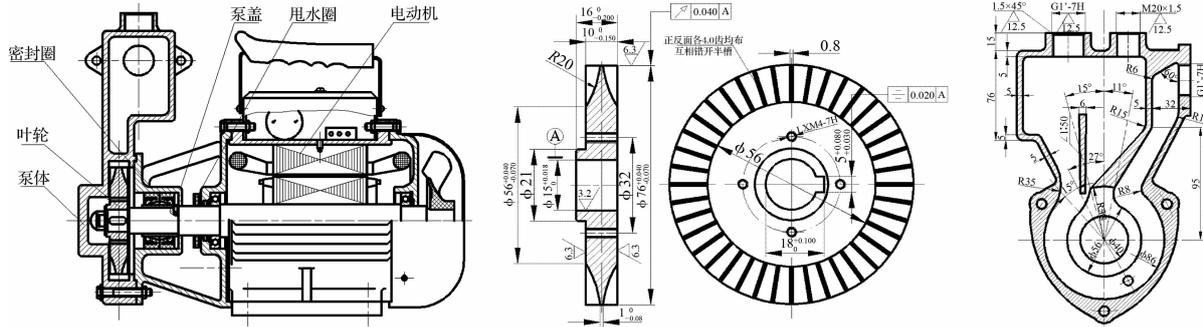


图 4 25WZB1.5-25 自吸旋涡泵结构及尺寸

Fig. 4 Structure and sizes of 25WZB1.5-25 self-priming vortex pump

表 4 25WZB1.5-25 自吸旋涡泵试验数据 ( $n=2\ 860\ \text{r/min}$ )

Table 4 Experimental data of 25WZB1.5-25 self-priming vortex pump ( $n=2\ 860\ \text{r/min}$ )

流量/ $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	扬程/m	轴功率/kW	泵效率/%	汽蚀余量/m
0	57.6	0.668	0	
0.36	49.7	0.574	8.5	
0.55	45.3	0.533	12.8	
0.79	40.1	0.485	17.8	3.2
1.1	32.1	0.435	22.1	
1.44	25.2	0.389	25.4	3.7
1.8	18.5	0.366	24.8	4.5
2.2	11.2	0.343	19.6	
2.6	5.1	0.317	11.3	

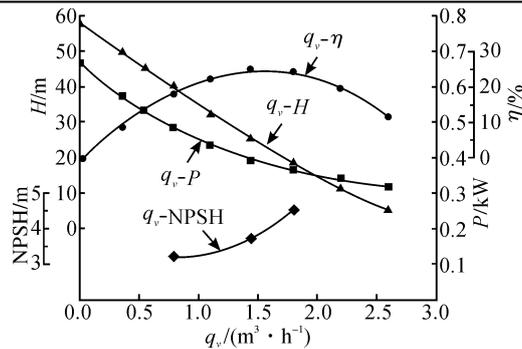


图 5 25WZB1.5-25 自吸旋涡泵性能曲线

Fig. 5 Performance curves of 25WZB1.5-25 self-priming vortex pump

### 5 结 论

笔者将旋涡泵的内部流动简化为摩擦动力泵流动模型,推导出体积流量与扬程关系方程,并通过具体案例验证了体积流量与扬程关系方程的变化规律基本上符合试验结果的变化规律;还通过具体案例对计算出的微型旋涡泵的最高效率一般不超过 30%进行了验证,表明对微型旋涡泵的效率计算基本准确。本研究提出的微型自吸旋涡泵回流孔面积  $S$  与流量  $q_v$ ,以及泵内储水  $V$  与流量  $q_v$  经验公式,在实践中证明准确率较高。

### 参考文献:

[1] 张菲茜,武鹏,吴大转,等.微型旋涡泵水力特性与轴向力计算[J].排灌机械工程学报,2014,32(8):658.  
 [2] 金玉珍,谢鹏,胡旭东,等.小流量高扬程离心旋涡泵气液混输扬程的分析[J].浙江理工大学学报,2007,24(4):420.

- [3] ZHU Z C, XIE P, OU G F et al. Design and experimental analyses of small-flow high-head centrifugal-vortex pump for gas-liquid two-phase mixture[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2008, 16(4): 528.
- [4] 朱祖超, 王乐勤, 黄敦回, 等. 小流量旋涡泵的理论设计与试验研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(4): 450.
- [5] 张明成, 于卫东, 李延占, 等. 旋涡泵中叶轮与泵体间动压场的应用研究[J]. 润滑与密封, 2004(5): 25.
- [6] 贾婉君. 结构参数对旋涡泵内部流场性能影响的数值模拟分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.
- [7] 黄龙. 旋涡泵内部流场的数值模拟及优化设计[D]. 合肥: 安徽理工大学, 2013.
- [8] 施卫东, 董颖, 马新华, 等. 流道截面形状对旋涡泵内部流动影响的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 21.
- [9] 董颖, 施卫东, 汪永志. 旋涡泵的内部流动研究[J]. 水泵技术, 2004(1): 18.
- [10] 沙毅. 自吸旋涡泵的设计研究[J]. 水泵技术, 2000(6): 3.
- [11] 庄永旭, 贾宗谟, 林聿忠. 闭式旋涡泵特性方程式的理论探讨和性能预测[J]. 水泵技术, 1987(4): 12.
- [12] 张鸣远, 景思睿, 李国君. 高等工程流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.
- [13] 沙毅. 旋涡泵内部流动分析及水力设计[J]. 流体机械, 2016, 44(12): 29.
- [14] 沙毅, 喻彩丽. 自吸旋涡泵的试验研究[J]. 浙江科技学院学报, 2010, 22(4): 262.
- [15] 沙毅, 李金磊, 刘祥松, 等. 自吸旋涡泵变转速性能与内部流场试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 119.

~~~~~  
(上接第 327 页)

- [7] 张荣虎, 王俊鹏, 马玉杰, 等. 塔里木盆地库车坳陷深层沉积微相古地貌及其对天然气富集的控制[J]. 天然气地球科学, 2015, 26(4): 667.
- [8] 王俊鹏, 张荣虎, 赵继龙, 等. 超深层致密砂岩储层裂缝定量评价及预测研究: 以塔里木盆地克深气田为例[J]. 天然气地球科学, 2014, 25(11): 1735.
- [9] 徐振平, 李勇, 马玉杰, 等. 塔里木盆地库车坳陷中部构造单元划分新方案与天然气勘探方向[J]. 天然气工业, 2011, 31(3): 31.
- [10] 孙志道. 裂缝性有水气藏开采特征和开发方式优选[J]. 石油勘探与开发, 2002, 29(4): 69.
- [11] 张新征, 张烈辉, 李玉林, 等. 预测裂缝性有水气藏早期水侵动态的新方法[J]. 西南石油大学学报, 2007, 29(5): 82.
- [12] 樊怀才, 钟兵, 李晓平, 等. 裂缝型产水气藏水侵机理研究[J]. 天然气地球科学, 2012, 23(6): 1179.
- [13] 李川东. 裂缝性有水气藏开采技术浅析[J]. 天然气工业, 2003, 23(增刊): 123.
- [14] 冯异勇, 贺胜宁. 裂缝性底水气藏气井水侵动态研究[J]. 天然气工业, 1998, 18(3): 40.
- [15] MATTAR L, MCNEIL R. The "flowing" gas material balance[J]. Journal of Canadian Petroleum Technology, 1998, 37(2): 53-54.
- [16] MATTAR L, ANDERSON D M. A systematic and comprehensive methodology for advanced analysis of production data[C]//Annual Technical Conference and Exhibition. Denver: SPE, 2004.