

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.046

基于数值模拟与实验的三角转子泵性能研究

李术才 李梦天 张 霄 张庆松 郝彭帅 王子昂
(山东大学岩土与结构工程研究中心, 济南 250061)

摘要: 根据 Wankel 发动机传动原理,设计了一种双进出口的三角转子泵。阐述了三角转子泵的工作原理和结构特点,通过数值模拟和机械损失数学模型对三角转子泵的流量、压力、机械损失及机械效率等方面进行了计算和分析,并通过实验对数值模拟的预测结果进行了验证。结果表明,在额定转速 190 r/min 时,进口流量波动较大,3 个工作腔交替完成吸入和排出,出口总流量较为平稳;工作腔一个工作循环的压力环包括工作腔扩容、快速增压、稳定输出、快速降压 4 个阶段;实验流量和压力与模拟值吻合较好,随着转速的提高,压力和流量都明显提升,额定转速下流量和压力的模拟值分别为 8.96 m³/h、2 013.92 kPa;通过机械损失数学模型得到的、在额定转速下密封片的摩擦损失、端面损失、轴承损失、齿轮啮合损失分别为 103.4、182.5、60.5、33.2 W,机械效率的模拟值和实验值较为吻合,分别为 92.9% 和 93.3%。

关键词: 三角转子泵; Wankel 发动机; 机械损失; 数值模拟; 实验
中图分类号: TH326; TH38 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)09-0389-08

Investigation on Performance of Triangular Rotor Pump
Based on Numerical Simulation and Experiment

LI Shucai LI Mengtian ZHANG Xiao ZHANG Qingsong HAO Pengshuai WANG Ziang
(Geotechnical and Structural Engineering Research Center, Shandong University, Ji'nan 250061, China)

Abstract: According to the principle of Wankel engine transmission, a double inlet and outlet triangular rotor pump was designed, and the working principle, structural characteristics and mathematical model of cylinder line of the triangular rotor pump were described. Mathematical model of mechanical losses of the new pump such as seals loss, rotor end loss, bearings loss and gear meshing loss was built. The working fluid in the pump was numerically simulated by using Fluent. The results of numerical simulation and mathematical model were used to calculate and analyze the flow rate, pressure, mechanical loss and mechanical efficiency of the triangular rotor pump, and the results of numerical simulation were verified by experiments. The results showed that at a rated speed of 190 r/min, the inlet flow rate was fluctuated, and the three working chambers alternately performed suction and discharge, and the total outlet flow was relatively stable. The pressure cycle of one work cycle of the working chamber included four phases of the working chamber expansion phase, the rapid pressurization phase, the stable output phase, and the rapid depressurization phase. The flow rate and pressure recorded in the experiment agreed well with the predicted values. With the increase of the rotational speed, the pressure and flow rate were significantly increased. The predicted values of the flow rate and pressure at the rated rotational speed were 8.96 m³/h and 2 013.92 kPa, respectively. The friction loss of the seals, rotor end, bearings, and gear meshing at the rated rotational speed obtained by the mathematical model of mechanical loss were 103.4 W, 182.5 W, 60.5 W and 33.2 W, respectively, and the predicted and experimental values of mechanical efficiency were in good agreement, which were 92.9% and 93.3%, respectively.

Key words: triangular rotor pump; Wankel engine; mechanical loss; numerical simulation; experiment

0 引言

三角转子泵是一种基于 Wankel 发动机传动原理的新型旋转活塞泵,该原理最早应用于三角转子发动机,它是一种利用偏心转子把压力转化为旋转运动的内燃机^[1]。与传统的往复机相比,Wankel 发动机的优点在于转动的活塞机构可以避免往复工作方式带来的惯性力矩、惯性力的不平衡性,减缓支撑件的惯性负荷加剧,使扭矩特性平稳,从而减小装置整体的不稳定振动与噪声^[2];旋转运动机构使得设备结构紧凑,可以适应更高的转速^[3-5];Wankel 发动机有着更高的比功率^[6]。尽管许多生产厂家尝试采用三角转子发动机,但是只有马自达公司最先将它用在了汽车产品上^[7]。

与内燃机相似,同样是气体带动转子旋转,把气体压力转化为曲轴的旋转,Wankel 发动机传动原理可以应用于有机朗肯循环的膨胀机,BADR^[8-9]提出了一台利用 Wankel 膨胀机的蒸汽装置动力循环系统,ANTONELL 等^[10-13]通过数值计算及实验,研究了该膨胀机的参数特性及性能特点,SADIQ 等^[14]通过 CFD 对双级 Wankel 膨胀机的数值模拟参数进行了研究。除此之外,还可以把 Wankel 发动机传动原理应用于流体挤压装置,与内燃机及膨胀机传动相反,由曲轴转动带动转子偏心运动,将动力源的电能转化为流体的动能及压力势能。1969 年 VERBISKI 等^[15]首先提出了将 Wankel 发动机传动原理作为旋转活塞泵应用于人工心脏,MITSUI 等^[16-17]对基于 Wankel 发动机传动原理的人工心脏进行了实验研究,WAPPENSCHMIDT 等^[18]对旋转活塞人工心脏进行了综述,对前景进行了展望,并提出了电磁驱动三角转子的设想。董景辉^[19]设计了单进出口的三角转子泵,并进行了结构、密封、性能及材质等方面的研究。GARSIDE^[20]与 PENNOCK 等^[21]对 Wankel 泵的单向阀及内部受力特性进行了研究,WAN 等^[22]和 ZHAO 等^[23]分别对转子泵进行了三维和二维数值模拟,简要分析了泵内流体结构和数值预测结果。

虽然应用 Wankel 发动机传动原理设计压缩泵很早就有报道,但是尚无学者通过数值模拟预测和实验对比,研究这种泵的性能特点和零部件的优化分析。本文以 Wankel 发动机为原型,设计一款双进出口的三角转子泵,并通过实验和数值模拟对其数值模型进行研究。

1 三角转子泵结构原理

1.1 结构

三角转子泵主要由曲轴、转子、缸体、齿轮座等

构成,如图 1 所示。曲轴包括主轴颈和两个连杆颈,主轴颈截面中心与缸体中心同心,连杆颈截面中心与转子中心同心。齿轮座固定在端盖上,与转子上内齿圈啮合,齿数比为 2:3,并与主轴颈同心。转子将缸体分割为 3 个工作腔,通过偏心回转运动使得 3 个工作腔体积发生改变,完成吸入和排出工作。每个缸体共有两个进口和两个出口,各有一个单向阀。

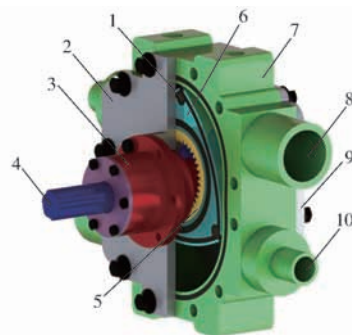


图 1 三角转子泵结构

Fig. 1 Triangular rotor pump structure

1. 密封件 2. 前盖板 3. 齿轮座 4. 曲轴 5. 内齿圈 6. 转子
7. 缸体 8. 进口 9. 后盖板 10. 出口

1.2 工作原理

齿轮座固定在缸体端盖上,其定齿轮与转子上的内齿圈啮合。曲轴由与缸体中心轴线同轴的主轴颈及与转子中心轴线同轴的连杆颈构成,曲轴主轴颈轴线与轴承座中心轴线同轴。缸体内腔界面型线为双弧外次摆线,转子把缸体分成 3 个工作腔。转子的偏心回转运动使得 3 个工作腔的体积不断变化,如图 2 所示。转子的复合运动为其中心轴线围绕主轴颈中心轴线的逆时针转动,及转子自身围绕连杆颈中心轴线的顺时针转动,转速比为 3:2。图 2 中转子由图 2a 位置转到图 2g 位置为单一工作腔从进口 1 吸入到出口 1 排出的工作过程,转子由图 2g 位置转到图 2l 位置再转回图 2a 位置为同一个工作腔第 2 个工作过程,这整个过程为转子的一个运动周期,期间主轴颈转动 3 圈,即 3 个工作腔共完成 6 次吸入和排出工作。缸体共有两个进口和两个出口,各设有一个单向阀。

1.3 双弧外次摆线模型

三角转子泵的定子内腔型线为双弧外次摆线,如图 3 所示。在 $X-Y$ 坐标系中,转子的中心点到顶点的距离 O_2B 长度为 R ,转子中心与曲轴的主轴颈中心的距离 O_1O_2 始终为 e ,图中转子转动过程中, O_2 转过的角度为 β , C 点转过的角度为 φ ,根据图中转子的运动规律, $\alpha r_2 = \beta r_1$,分度圆 O_1 与 O_2 的半径比为 $2/3$,可以得到 $\beta = 3\varphi$,由图中几何关系可以得到

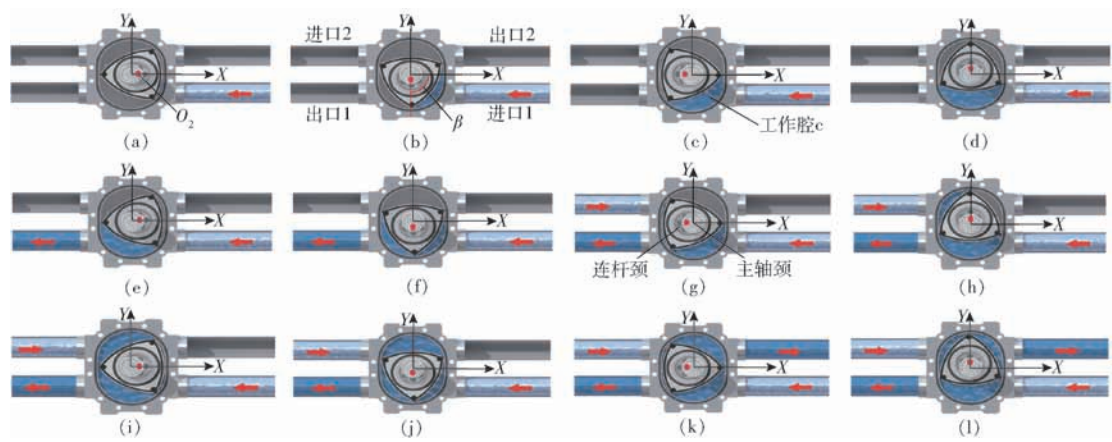


图 2 挤压式偏心回转泵工作原理

Fig. 2 Working principle of extrusive eccentric rotary pump

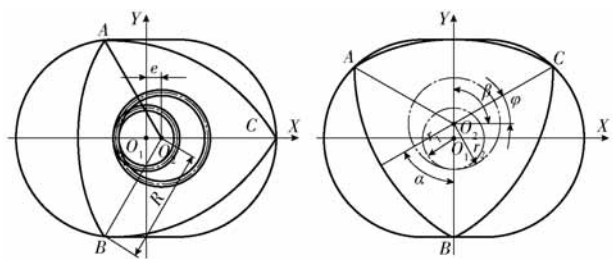


图 3 缸体型线

Fig. 3 Cylinder shaped conductor

$$l_{O_1C} + l_{O_2C} = e \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix} + R \begin{bmatrix} \cos \frac{\beta}{3} \\ \sin \frac{\beta}{3} \end{bmatrix} \quad (1)$$

2 流体模型

2.1 控制方程

考虑到三角转子泵有较好的密封性能,在工作过程中容易出现空化,空化流是均匀气液混合物,不同组分具有相同的速度和压力,连续性方程为

$$\frac{\partial \rho_M}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_M v_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

其中 $\rho_M = (1 - \alpha_V) \rho_L + \alpha_V \rho_V \quad (3)$

式中 ρ ——密度 t ——时间
 v_j —— j 方向速度分量时均值
 x_j —— j 方向位置坐标
 α_V ——空泡体积分数

下角 M、V、L 表示混合物、空泡、液体。

动量方程^[24]为

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + f_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (4)$$

式中 v_i —— i 方向速度分量时均值
 x_i —— i 方向位置坐标
 f_i ——体积力 p ——液体压力

v_k —— k 方向速度分量时均值
 x_k —— k 方向位置坐标
 δ_{ij} ——克罗内克数
 μ, μ_t ——混合相的动力黏度、湍流粘度
多相流的控制方程包括多相之间的质量守恒, k 相的体积分数方程^[25]为

$$\frac{\partial (\alpha_k \rho_k)}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_k \rho_k v_i)}{\partial x_i} = \dot{S}_k \quad (5)$$

式中 $\dot{S}$ ——质量转化率
下角 k 表示 k 相介质。

2.2 泵内介质的质量守恒

三角转子在刚体内偏心旋转的过程中,工作腔在吸入时与进口连通,也会与出口短暂连通,这就需要在进口处设置单向阀,同理出口也需要单向阀。除此之外,当转子角转过进出口时,相邻工作腔会出现串通泄漏,如图 4 所示,当点 B 转到进口 1 范围内

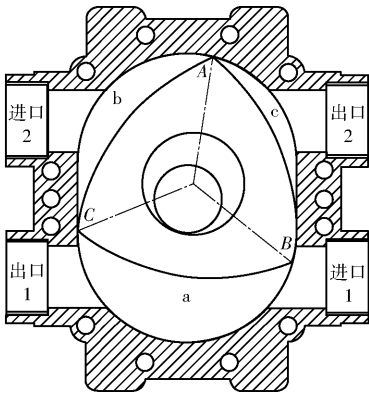


图 4 三角转子泵截面

Fig. 4 Triangle rotor pump section

时,工作腔 a 与工作腔 c 连通,产生流体交换量为 m_{ca} ,当工作腔 a 与 b 连通时交换量为 m_{ba} ;工作腔 a 由进口 1 流入的流体质量为 m_{in} ,流出量为 m_{out} ;工作腔的端面泄漏量为 m_e 。在时刻 t 工作腔 a 内流体质量为 $m(t)$,在 $t + \Delta t$ 时刻工作腔 a 内的流体质量为

$$m(t+\Delta t)=m(t)+m_{in}+m_{out}+m_{ca}+m_{ba}+m_e$$

(6)

2.3 机械损失模型

国内外学者对于 Wankel 发动机摩擦损失分析主要集中在转子密封系统与缸体之间的摩擦^[26-27]，对于三角转子泵机械损失的研究内容还包括主轴轴承的摩擦损失、转子轴承的摩擦损失、端面损失及齿轮啮合机械损失等。

2.3.1 密封片的摩擦损失

KNOLL 等^[28]对三角转子密封片的摩擦进行了分析,如图 5 所示,并得到了密封片与缸体间的压力 F_C 、密封片与转子端部密封槽间的压力 F_N 等两项产生的摩擦力为

$$\mu_C F_C = \mu_C \frac{m_s(\mu_N a_w - a_u) + p_u - \mu_N p_w + F_s}{(\mu_N + \mu_C) \sin \gamma + (1 - \mu_N \mu_C) \cos \gamma}$$

(7)

$$\mu_N F_N = \mu_N m_s a_w - \mu_N P_w + \mu_N F_C (\mu_C \cos \gamma - \sin \gamma)$$

(8)

式中 F ——压力 m_s ——密封片质量
 μ ——摩擦因数 a ——加速度
 γ ——密封片接触角

下角标 N 表示密封片与缸体接触面;C 表示密封片与转自内槽接触面;s 表示密封片与弹簧接触面; u 、 w 表示密封片坐标系的坐标轴。

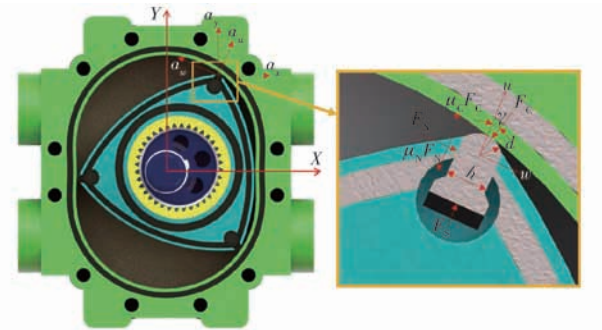


图 5 密封条受力分析
Fig.5 Force analysis of seal

式(1)对时间 t 微分可以得到密封片线速度在 X 轴与 Y 轴的分量

$$\begin{cases} v_x = -e \sin \beta \frac{d\beta}{dt} - \frac{R}{3} \sin \frac{\beta}{3} \frac{d\beta}{dt} \\ v_y = e \cos \beta \frac{d\beta}{dt} + \frac{R}{3} \cos \frac{\beta}{3} \frac{d\beta}{dt} \end{cases}$$

(9)

密封片沿缸壁的切向速度 v_t 与径向速度 v_r 为

$$\begin{cases} v_t = -v_x \sin \frac{\beta}{3} + v_y \cos \frac{\beta}{3} \\ v_r = v_x \cos \frac{\beta}{3} + v_y \sin \frac{\beta}{3} \end{cases}$$

(10)

密封片沿缸壁的切向摩擦损失 L_{st} 、径向摩擦损失 L_{sr} 可以表示为

$$L_{st} = -\mu_C F_C \left(v_x \sin \frac{\beta}{3} + v_y \cos \frac{\beta}{3} \right)$$

(11)

$$L_{sr} = \mu_N F_N \left(v_x \cos \frac{\beta}{3} + v_y \sin \frac{\beta}{3} \right)$$

(12)

2.3.2 端面损失

转子上端面密封的作用是阻止液体向转子端面泄漏,密封边、密封环及密封销等 3 种密封件都采用含碳纤维的聚四氟乙烯材料,通过弹簧与端盖壁面贴合,运动过程中轴向运动量可以忽略不计,只考虑与端盖之间的摩擦损失。根据 OOI^[29]对滚动活塞压缩机转子端面密封摩擦损失的研究,可以得到三角转子发动机转子端面的摩擦损失为

$$L_r = \frac{2\pi\mu_l\omega_r(R_r^4 - R_e^4)}{\delta}$$

(13)

式中 L_r ——转子端面摩擦损失
 μ_l ——润滑剂粘度
 ω ——曲轴主轴角速度
 ω_r ——转子自转角速度
 R_r ——转子等效圆半径
 R_e ——连杆颈半径
 δ ——转子端面与端盖间隙

2.3.3 轴承损失

三角转子泵的轴承主要为主轴颈轴承和连杆颈轴承,其摩擦损失可以根据文献[30]得到

$$L_{bs} = \frac{2\pi\mu_l\omega_b^2 R_s^3 l_s}{c_s}$$

(14)

$$L_{be} = \frac{2\pi\mu_l(\omega - \omega_r)^2 R_e^3 l_e}{c_e}$$

(15)

式中 L_{bs} ——主轴颈轴承摩擦损失
 L_{be} ——连杆颈轴承摩擦损失
 ω_b ——轴承自转角速度
 R_s ——轴承半径
 l_s ——主轴颈轴承长度
 l_e ——连杆颈轴承长度
 c_s ——主轴颈与轴承的间隙
 c_e ——连杆颈与轴承的间隙

2.3.4 齿轮啮合损失

三角转子泵的齿轮副分别为固定在转子上的内齿轮与齿轮座上的外齿轮,外齿轮固定不动,内齿轮随转子自转并绕主轴公转。在三角转子泵的相位齿轮啮合过程^[31](图 6)中,轮齿压力 F_r 可以分解为圆周力 f_r 和径向力 N_r ,角 θ 为齿轮压力角,径向力和转子的离心惯性力的关系为 $N_r = -S_r/2$,转子的离心惯性力 $S_r = m_r e \omega^2$,其中 m_r 为转子质量,所以齿轮压力为

$$F_r = \left| \frac{S_r}{2 \sin \theta} \right|$$

(16)

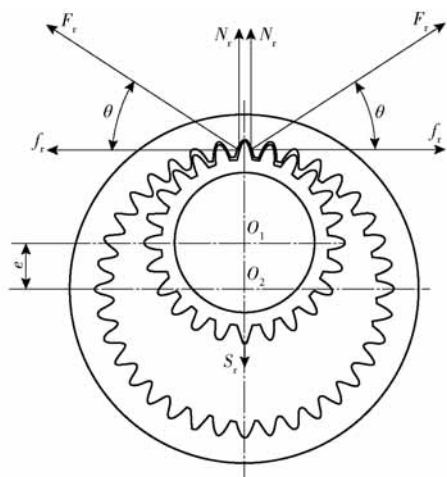


图 6 齿轮受力分析
Fig. 6 Gear force analysis

当定齿轮齿数为 z_1 ，轮齿间的接触长度为 l_g ，考虑到曲轴转一圈定齿轮所有齿啮合一遍，滑动长度共为 $2z_1l_g$ ，曲轴转速为 $n = \omega / (2\pi)$ ，则可以得到齿轮滑动摩擦的速度为

$$v_g = 2z_1l_gn = \frac{z_1l_g\omega}{\pi} \tag{17}$$

可以得到齿轮啮合的功率损失为

$$L_g = \frac{\mu_g z_1 l_g m_r e \omega^3}{2\pi \sin \theta} \tag{18}$$

式中 μ_g ——啮合齿轮的齿间摩擦因数

2.4 湍流模型

考虑到在预测边界层分离及逆压梯度方面的良好性能，选取 SST (Shear-stress transport) $k - \omega$ (Turbulence kinetic energy-specific dissipation rate) 湍流模型^[32]

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_M k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_M k v_j)}{\partial x_j} &= \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial(\rho_M \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_M \omega v_j)}{\partial x_j} &= \frac{\gamma_1}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \beta_2 \rho \omega^2 + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\rho(1 - F_1) \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \tag{19}$$
$$\tag{20}$$

式中 τ_{ij} ——湍流剪应力
 ν_t ——涡流黏度

β^* 、 σ_k 、 γ_1 、 β_2 、 σ_ω 、 σ_ω 、 F_1 等为系数，具体取值可以从 MENTER^[33] 的研究中获取。

3 实验装置

实验在一个封闭的回路中进行，如图 7 所示。实验系统由 15 kW 交流电动机配合无级变速器为测试泵提供动力，监测元件包括 FDDCIIIIEP2M3A 型电

磁流量计、FD80/86 型平模型压力传感器、HCNJ - 101 型动态扭矩传感器等，所监测的数据通过 NHR - 8100/8700 型彩色无纸记录仪进行实时显示并记录，再由计算机存储数据。

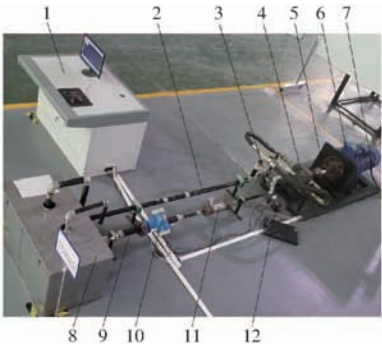


图 7 实验系统
Fig. 7 Experiment system

1. 数据采集中心 2. 管路支架 3. 水箱 4. 压力传感器 5. 高压管路 6. 三角转子泵 7. 无级变速器 8. 电动机 9. 电磁流量计 10. 脉冲缓冲器 11. CCD 高速相机 12. 扭矩传感器

测试泵选用 AB - 1. 25D 型三角转子泵，利用无级变速器控制测试三角转子泵在 130 ~ 200 r/min 转速下的性能参数。

4 三角转子泵数值模拟

4.1 数值计算方法

利用三维建模软件 Solidworks 对三角转子泵内部流道进行三维实体建模，基本尺寸参数 $R = 90 \text{ mm}$ 、 $e = 12 \text{ mm}$ ，缸体厚度 32 mm，采用 Ansys Fluent 18. 1 对测试泵进行数值模拟。选取 SST $k - \omega$ 湍流模型，壁面附近采用标准壁面处理方法，介质通过转子泵时可视为不可压流动，选择压力基求解器。针对湍流模型压力速度耦合采用 PISO 方法，压力项采用 Standard 格式，其余项采用二阶迎风格式。旋转阀与管道之间接触面利用交界面 (interface) 进行数据传递，收敛精度为 1×10^{-5} 。针对转子泵的实际工作情况，出口边界条件为压力出口，进口为压力进口，在 Fluent 中利用动网格方法采用 CG 宏驱动边界对转子的运动进行模拟。

利用前处理软件 ICEM 对整个流体域进行网格划分，如图 8 所示。泵内流道的几何形状复杂，根据

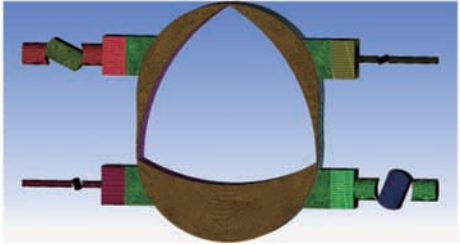


图 8 网格划分
Fig. 8 Mesh generation

模型外形的具体特征,各部分的网格疏密未采取均一值,即使同一部分也根据结构或计算需求而对网格尺寸进行调整。根据腔体内部容积变化特点将腔体及与之相连管道利用拉伸功能生成棱柱形网格,以适用于动态网格的模拟,旋转阀体及剩余管道部分划分为结构网格。当选用网格大小为 1 mm 时,迭代计算过程中出现负体积,选用 0.8、0.5 mm 进行计算,二者的偏差为 0.89%,考虑计算周期因素,在后续数值计算中腔体部分采用非结构网格,选用大小为 0.8 mm 的网格,初始网格数量为 3 823 606。

4.2 数值计算结果分析

图 9 为额定转速 190 r/min 时的模拟结果,曲轴主轴颈转一圈的时间为 0.236 8 s,在 1.2 节可知,这

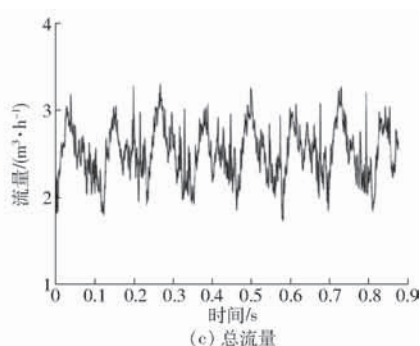
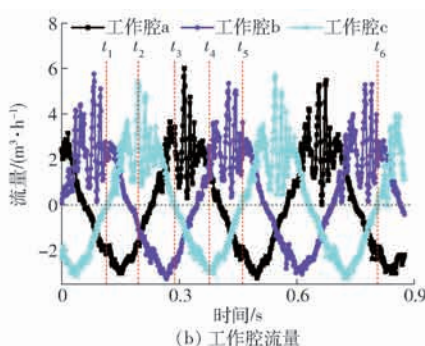
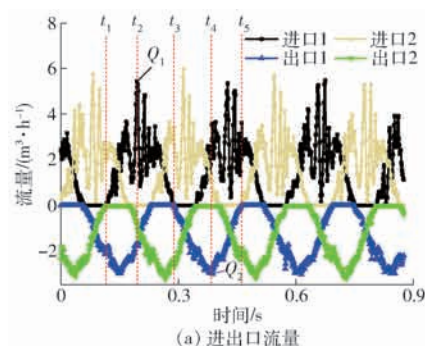


图 9 单循环性能曲线

Fig. 9 Single cycle performance curve

图 9b 为 3 个工作腔流量随时间的变化曲线,3 个工作腔交替进行吸入和排出,曲轴主轴颈转动 3 圈、转子完成一个周期转动的过程中,3 个腔体各完成两次吸入和排出,如图 9b 中 t_1 到 t_6 时间段。以工作腔 c 为例,在 t_1 时刻,转子位于图 2a 位置处,曲轴的连杆颈的中心 O_2 沿着 $X-Y$ 坐标系原点(主轴颈中心)顺时针转动,工作腔 c 此时与 X 轴的夹角 β 为 0° ;在 t_2 时刻,转子处在图 2b 与图 2c 中间位置,夹角 β 为 135° ,此时工作腔吸入流量达到最大值;在 t_3 时刻转子处在图 2d 位置, β 为 270° ,工作腔 c 容积达到最大值,开始由吸入变为排出;在 t_4 时刻工作腔 c 排出流量达到最大值,夹角 β 为 405° ;在 t_5 时刻转子转到图 2g 位置处,工作腔 c 内工作介质全部排出,夹角 β 为 540° 。图 9c 为总流量的变化曲线,可以发现两个出口交替排出流体介质,交汇在一起后总流量输出稳定。

图 9 中可以发现进口流量波动较大,出口波动较小,这是由于工作腔在容积由小变大的过程中形成了很多涡,使得流速出现不稳定现象,而工作腔容积压缩的过程中涡较少,流量上升或下降较为稳定,如图 10 流线及速度矢量模拟结果中与进口 2 连通的工作腔中的涡较为明显,流线混乱,而与出口 1 连

期间包含了两个腔体的吸入和排出。图 2a ~ 2g 为一个工作腔由进口 1 吸入到出口 1 排出的全过程,其中图 2a ~ 2d 为该工作腔吸入过程,图 2d ~ 2g 为排出过程。图 9a 为两个进出口流量随时间的变化曲线,流量流入为正值,流出为负值。图 9a 中 t_1 时刻为进口 1 开始吸入时刻,此时进口 1 单向阀开启对应图 2a 中位置; t_2 时刻进口 1 吸入流速达到最大值 Q_1 ,为图 2b ~ 2c 过程中间位置;在 t_3 时刻,流速降到 0,进口 1 单向阀关闭,随即出口 1 单向阀开启;在 t_4 时刻达到出口排出最大流速 Q_2 ,为图 2e ~ 2f 过程中间位置;在 t_5 时刻出口 1 流速降到 0,随即出口 1 单向阀关闭,伴随着进口 2 单向阀开启。

通的工作腔流线较为流畅。

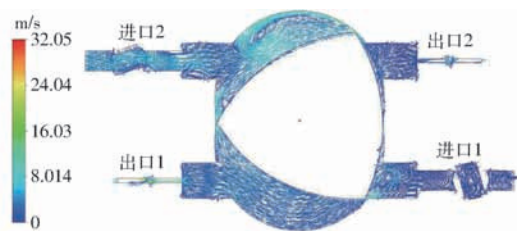


图 10 流线及速度矢量模拟结果

Fig. 10 Flow and velocity vector simulation results

图 11 为转速在 190 r/min 时出口压力随工作腔容积变化的循环曲线,变化曲线分为 4 个阶段:工作腔扩容阶段、快速增压阶段、稳定输出阶段、快速降压阶段,如图中箭头 1、2、3、4 所示。工作腔扩容阶段:工作腔容积由最小值 V_0 到最大值 V_1 变化的过程中,进口的单向阀开启,出口单向阀关闭,此阶段出口压力为 0;快速增压阶段:出口单向阀瞬间开启,工作腔容积由最大值 V_1 减小到 V_2 ,此阶段出口压力由 0 迅速增加到最大压力 p_1 ;稳定输出阶段:工作腔容积由 V_2 减小到 V_3 ,此阶段出口保持较高压力,有缓慢下降又恢复到较大的压力 p_2 ,为稳定的工作压力阶段;快速降压阶段:工作腔容积迅速由 V_3 减小到最小值 V_0 ,出口压力也降到 0,出口单向阀最终关闭。

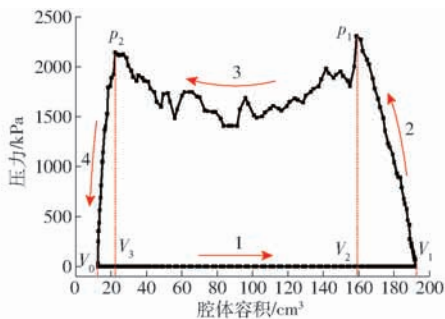


图 11 工作腔压力环

Fig. 11 Simulated and experimental indicated cycle

图 12 为不同转速下流量、压力的实验值与模拟值,可以发现,随着转速的提高,压力和流量模拟值都明显提升;流量和压力的模拟值与实验值吻合较好,模拟值略大于实验值;190 r/min 时流量模拟值为 8.96 m³/h,压力模拟值为 2 013.92 kPa。

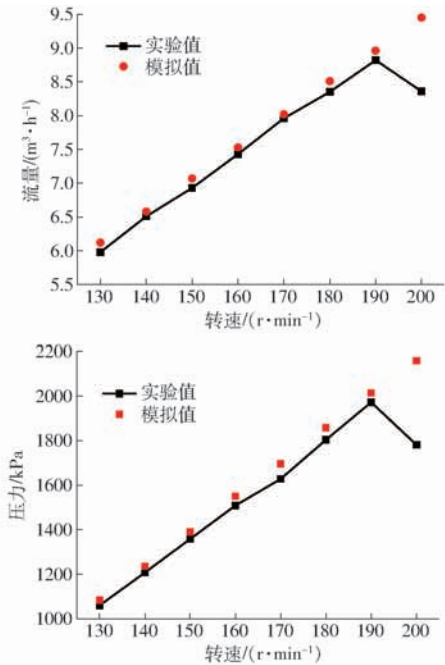


图 12 流量、压力的实验值与模拟值

Fig. 12 Simulated and experimental flow rate and pressure

4.3 机械损失数学模拟结果

通过实验很难得到 4 种机械损失的真实值,从几种机械损失的表达式可以发现机械损失与转速关系很大,通过数值计算可以得到 4 种机械损失随转速的变化曲线(图 13),其中 L 为总机械损失, L_s 为 L_{st} 与 L_{sr} 的和, L_b 为 L_{bs} 与 L_{be} 的和。在一定转速范围内,随着转速的升高,4 种机械损失不断增大,其中端面摩擦损失占比最高,随转速的变化也最大。在 190 r/min 时, L_s 、 L_r 、 L_b 、 L_g 4 种机械损失分别为 103.4、182.5、60.5、33.2 W,占比为 27.2%、48.1%、15.9%、8.8%,总机械损失为 379.6 W。数值模拟的机械效率与实验结果对比如表 1 所示,不同转速下实验所得机械效率要比数值模拟的小一些,相对偏差较小,变化趋势

基本保持一致;当转速达到 190 r/min 时,机械效率的模拟值和实验值分别达到 92.9% 和 93.3%;当转速达到 200 r/min 时,负载超过了实验电动机的额定值,出现了较大的相对偏差。

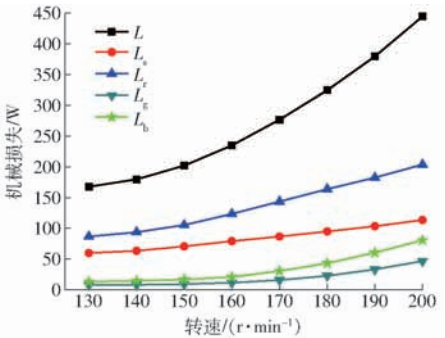


图 13 机械损失随转速的变化

Fig. 13 Mechanical losses varied with speed

表 1 机械效率的模拟值与实验值

Tab.1 Simulated and experimental mechanical efficiency

参数	转速/(r·min ⁻¹)							
	130	140	150	160	170	180	190	200
模拟值	90.2	90.8	91.3	91.9	92.3	92.6	92.9	93.1
实验值	88.3	88.9	90.8	91.3	91.8	92.1	93.3	83.9
相对误差	2.2	2.1	0.6	0.7	0.5	0.5	-0.4	11.0

由上述分析可知,本文所提出的机械损失数学模型符合三角转子泵的实际工作情况。随着转速的提升,几种机械损失都有不同程度的增大,但是机械效率也增大了,说明随着转速提高,输入扭矩的有效扭矩所占比例不断增大,直到负载超过电动机的额定值。

5 结论

- (1)以 Wankel 发动机为原型,设计了一款双进出口的三角转子泵,研究了三角转子泵的工作原理、结构及其双弧外次摆线模型,通过数值模拟对三角转子泵的流量、压力进行了计算,并通过实验对模拟结果进行了验证。实验流量和压力与预测值吻合较好,随着转速的提高,压力和流量模拟值都明显提升,额定转速下流量和压力的模拟值分别为 8.96 m³/h、2 013.92 kPa。
- (2)通过数值模拟发现,进口流量波动较大,随着曲轴转动角度的变化,3 个工作腔交替完成吸入和排出,曲轴主轴颈旋转 360°,完成两个工作腔的吸入和排出;两个进口和两个出口的流量数值按相同的规律变化,出口总流量较为平稳;工作腔压力环包括工作腔扩容、快速增压、稳定输出、快速降压 4 个阶段。
- (3)在额定转速 190 r/min 时,通过机械损失数学模型得到的总机械损失为 379.6 W, L_s 、 L_r 、 L_b 、 L_g

分别为 103.4、182.5、60.5、33.2 W, 占比分别为 27.2%、48.1%、15.9%、8.8%, 其中 L_1 占比最高, 随转速的变化也最大; 机械效率的模拟值与实验值较为吻合, 分别为 92.9% 和 93.3%。

参 考 文 献

- 1 WANKEL F. Rotary piston machines[M]. London: Liffe Books, 1963.
- 2 ANSDALE R F. The Wankel RC engine[M]. Cranbury: Barnes and Co., 1969.
- 3 PENNOCK G R, BEARD J E. Force analysis of the apex seals in the Wankel rotary compressor including the influence of fluctuations in the crankshaft speed[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(3): 349–361.
- 4 LEE C H. Design and fabrication of a micro Wankel engine using MEMS technology[J]. Microelectronic Engineering, 2004, 73–74: 529–534.
- 5 裴海灵, 周乃君, 高宏亮. 三角转子发动机的特点及其发展概况综述[J]. 内燃机, 2006, 36(3): 1–3, 10.
PEI Hailing, ZHOU Naijun, GAO Hongliang. The characteristics and improvement of rotary engines[J]. Internal Combustion Engines, 2006, 36(3): 1–3, 10. (in Chinese)
- 6 DANIELI G, KECK J C, HEYWOOD J B. Experimental and theoretical analysis of Wankel engine performance[C]. SAE Paper, 740186, 1974.
- 7 OZCANLI M. Recent studies on hydrogen usage in Wankel SI engine[J/OL]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.202.
- 8 BADR O. Wankel engines as steam expanders: design considerations[J]. Applied Energy, 1991, 40(3): 157–170.
- 9 BADR O. Rotary Wankel engines as expansion devices in steam Rankine-cycle engines[J]. Applied Energy, 1991, 39(1): 59–76.
- 10 ANTONELL M. Operating maps of a rotary engine used as an expander for micro-generation with various working fluids[J]. Applied Energy, 2014, 113: 742–750.
- 11 ANTONELL M. Experimental results of a Wankel-type expander fueled by compressed air and saturated steam[J]. Energy Procedia, 2017, 105: 2929–2934.
- 12 ANTONELL M. Numerical and experimental analysis of the intake and exhaust valves of a rotary expansion device for micro generation[J]. Energy Procedia, 2015, 81: 461–471.
- 13 FRANCESCONI M, ANTONELL M. A numerical model for the prediction of the fluid dynamic and mechanical losses of a Wankel-type expansion device[J]. Applied Energy, 2017, 205: 225–235.
- 14 SADIQ G A, TOZER G, AL-DADAH R K, et al. CFD simulations of compressed air two stage rotary Wankel expander-parametric analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 142: 42–52.
- 15 VERBISKI N, BECKETT F, JERABEK O, et al. Pulsatile flow blood pump based on the principle of the Wankel engine[J]. Journal of Thoracic and Cardiovascular Surgery, 1969, 57(5): 753–756.
- 16 MITSUI N, HAVLIK P, MSEANA T, et al. An electrically-driven rotary blood pump based on the Wankel engine[C]//Tokyo: Springer Japan, 1993: 281–286.
- 17 MITSUI N, FUKUNAGA S, SUEDA T, et al. Study of left ventricular bypass using Wankel type semipulsatile blood pump[J]. Artificial Organs, 1998, 22(5): 419–425.
- 18 WAPPENSCHMIDT J, AUTSCHBACH R, STEINSEIFER U, et al. Rotary piston blood pumps: past developments and future potential of a unique pump type[J]. Expert Review of Medical Devices, 2016, 13(8): 759–771.
- 19 董景辉. 三角转子泵[J]. 化工与通用机械, 1980(11): 19–26.
DONG Jinghui. Triangular rotor pump[J]. Chemical and General Machinery, 1980(11): 19–26. (in Chinese)
- 20 GARSIDE D W. A new Wankel-type compressor and vacuum pump[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Batu Ferringhi, 2017, 232(1): 012065.
- 21 PENNOCK G R, BEARD J E. Force analysis of the apex seals in the Wankel rotary compressor including the influence of fluctuations in the crankshaft speed[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(3): 349–361.
- 22 WAN S, LEONG J, BA T, et al. Numerical characterization of the performance of fluid pumps based on a Wankel geometry[J]. Journal of Fluids, 2014 (12): 1304–1313.
- 23 ZHAO Y, WAI L, YHONG-SEE L. 2D CFD simulation of a pump with Wankel engine geometry[C]//11th Asian International Conference on Fluid Machinery, Madras, 2011.
- 24 LI X, YUAN S, PAN Z, et al. Numerical simulation of leading edge cavitation within the whole flow passage of a centrifugal pump[J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(9): 2156–2162.
- 25 SCHNNER G H. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics[C]//4th International Conference on Multiphase Flow, New Orleans, 2001.
- 26 ROSE S W, YANG D C H. Wide and multiple apex seals for the rotary engine: (abbr.: multi-apex-seals for the rotary engine)[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74(6): 202–215.
- 27 BEARD J E, PENNOCK G. Acceleration of the apex seals in a Wankel rotary compressor including manufacturing process variation in location of the seals[C]//15th International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, 2000.
- 28 KNOLL J, VILMANN C R, SCHOCK H, et al. A dynamic analysis of rotary combustion engine seals[C]//SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1984.
- 29 OOI K T. Design optimization of a rolling piston compressor for refrigerators[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(5): 813–829.
- 30 ZHANG Y, WANG W. Effects of leakage and friction on the miniaturization of a Wankel compressor[J]. Frontiers in Energy, 2011, 5(1): 83–92.
- 31 卢法, 余乃彪. 三角转子发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- 32 ZHAO Y, WANG G, HUANG B. A cavitation model for computations of unsteady cavitating flows[J]. Acta Mechanica Sinica, 2016, 32(2): 273–283.
- 33 MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598–1605.