

DOI: 10.19666/j.rlfed.202210243

有机朗肯循环无油涡旋膨胀机热力学特性 研究及试验验证

彭斌, 杨宝坤, 巩楷刚, 张朋成, 徐建伟, 刘慧鑫
(兰州理工大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730000)

[摘要] 为详细研究无油涡旋膨胀机的热力学特性, 基于热力学第一定律、能量和质量平衡方程建立了泄漏模型和热力学模型, 并进一步改变不同的工况参数来研究涡旋膨胀机泄漏量的变化情况。在综合考虑传热与泄漏对热力学模型的影响下, 采用欧拉法对建立的热力学模型进行求解, 得到并分析了涡旋膨胀机在运行 1 个周期内工质的压力、温度、质量随主轴转角变化情况。最后, 通过搭建试验平台, 对所建立的涡旋膨胀机热力学模型进行试验验证, 并为涡旋膨胀机的性能分析提供一定的借鉴作用。

[关键词] 有机朗肯循环; 无油涡旋膨胀机; 泄漏模型; 热力学模型; 试验验证

[引用本文格式] 彭斌, 杨宝坤, 巩楷刚, 等. 有机朗肯循环无油涡旋膨胀机热力学特性研究及试验验证[J]. 热力发电, 2023, 52(8): 60-69. PENG Bin, YANG Baokun, GONG Kaigang, et al. Research on thermodynamic characteristics and experimental verification of ORC oil-free scroll expander[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(8): 60-69.

Research on thermodynamic characteristics and experimental verification of ORC oil-free scroll expander

PENG Bin, YANG Baokun, GONG Kaigang, ZHANG Pengcheng, XU Jianwei, LIU Huixin
(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730000, China)

Abstract: In order to study the thermodynamic characteristics of oil-free scroll expander in detail, leakage and thermodynamic model are established based on the first law of thermodynamics and the equation of energy and mass balance. Through the established leakage model, different working condition parameters are further changed to study the changing trend of the leakage in the scroll expander. Under the comprehensive consideration of the influence of heat transfer and leakage on the thermodynamic model, the Euler method is used to solve the established thermodynamic model, pressure, temperature and mass variation of the working medium with the orbiting angle of the main shaft during one operation cycle of the scroll expander are obtained and analyzed. Finally, an experiment platform is set up to test and verify the established thermodynamic model of the scroll expander, which can provide a certain reference for the performance analysis of the scroll expander.

Key words: ORC; oil-free scroll expander; leakage model; thermodynamic model; experiment verification

有机朗肯循环 (organic Rankine cycle, ORC) 系统是低品位热能转换利用的关键技术, 而涡旋膨胀机作为 ORC 系统核心部件, 其性能对 ORC 系统性能的影响尤为重要^[1], 所以有必要建立完整的热力学模型来对涡旋膨胀机的性能进行研究与分析。

为了降低成本, 众多学者^[2-11]已经论证了将涡旋压缩机改造为涡旋膨胀机的可行性, 在大多数已发表的关于涡旋膨胀机的研究中, 对现有的涡旋压缩机进行了改进, 并将其作为膨胀机进行反向驱动。Feng 等人^[12]讨论了进口温度、进口压力、出口压力

收稿日期: 2022-10-01 网络首发日期: 2022-12-05

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51675254, 51966009); 国家重点研发计划项目 (SQ2020YFF042098); 甘肃省科技计划项目 (20YF8GA057); 甘肃省优秀博士生项目 (22JR5RA235)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (51675254, 51966009); National Key Research and Development Program (SQ2020YFF042098); Science and Technology Program of Gansu Province (20YF8GA057); Excellent Doctoral Program of Gansu Province (22JR5RA235)

第一作者简介: 彭斌 (1976), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为涡旋机械和低温余热发电, pengb2000@163.com。

和转速 4 个关键参数对膨胀机输出功率和等熵效率的影响。Oh 等人^[13]建立了考虑泄漏与传热的数学模型，搭建了以 R245fa 为工质流体的 ORC 试验平台并对所建立数学模型进行验证。严雨林^[14]对 ORC 中涡旋膨胀机的内泄漏进行分析，并提出一种新的泄漏模型，对采用 R245fa 为工质做功的膨胀机进行了热力分析与模拟。彭斌等^[15-16]在考虑传热与泄漏情况下对热力学模型进行求解，通过搭建试验平台验证了所建热力学模型的准确性。Fanti 等人^[17]分析 2 种不同间隙对涡旋膨胀机性能的影响。Liu 等人^[18]对压力 0.7 MPa 下理想膨胀比为 4.03 的涡旋膨胀机进行预测。结果表明：几何模型中涡旋增加速率 K 对膨胀机的体积膨胀比和理想涡旋长度影响不大；当膨胀比一定时， K 值越小，泄漏损失越小。崔颂等^[19]对涡旋膨胀机进行试验，得出当入口处压力为 0.53 MPa、扭矩为 6 Nm 时，达到最大机械效率 93.6%。吴竺等^[20]建立了一种三维模型，通过 Pump linx 流体软件，模拟和分析了不同的径向间隙对涡旋膨胀机性能和涡旋盘受力情况的影响。Liu 等人^[21]建立了考虑吸气、传热、泄漏损失的热力学模型，发现实际膨胀与理想膨胀过程的偏差主要由于泄漏与传热造成的，膨胀初期腔内工质质量随主轴转角增大呈先减小后增大趋势。Lina 等人^[22]研究了用于低品位余热回收的额定功率为 10 kW、工质为 R245fa 的 ORC 系统实验特性，得出膨胀机等熵效率随压比的增大呈减小趋势。

本文首先建立了涡旋膨胀机几何模型，分别考虑了工作腔之间的传热与泄漏；其次，建立了泄漏模型与热力学模型，详细分析了各工作腔之间的泄漏情况及对热力学模型进行求解；再次，进一步通过改变涡旋膨胀机的进气压力、进气温度、转速 3 个不同工况参数以及多个不同工况点来着重分析各工作腔的泄漏情况；最后，进行试验研究验证所建立热力学模型的准确性。

1 涡旋膨胀机几何模型

几何模型是涡旋膨胀机分析和研究热力学模型的基础。本文所研究的 ORC 涡旋膨胀机由奥特佳 wx-40 无油涡旋压缩机改造而来，其工作部位的基本结构是多对月牙形的膨胀腔，该结构由型线参数相同、偏心距为 R_{or} 、相位角相差 180° 的动静涡盘组合而成。该涡旋膨胀机的型线为圆渐开线，对齿头型线进行双圆弧修正后得到涡旋膨胀机的几何

模型。其几何参数见表 1，图 1 为涡旋膨胀机工作腔划分示意。

表 1 涡旋膨胀机几何参数
Tab.1 Geometric parameters of the scroll expander

项目	定义	数值
基圆半径 r_b/mm	圆渐开线的展开基圆半径	4.647
偏向距 R_{or}/mm	动盘的公转半径	9.600
涡旋齿高度 h/mm	涡旋齿的高度	42.500
涡旋齿壁厚 t/mm	涡旋齿的厚度	5.000
终端渐开角 φ_0/rad	渐开线型线最大展开弧度	14.952 4
渐开线发生角 $\alpha/^\circ$	内外型线与基圆纵轴夹角	30.767
吸气角 $\theta_s/^\circ$	开始吸气时刻的曲轴转角	0
排气角 $\theta_d/^\circ$	开始排气时刻的曲轴转角	45.410
圈数 N	基线旋转的圈数	2.379

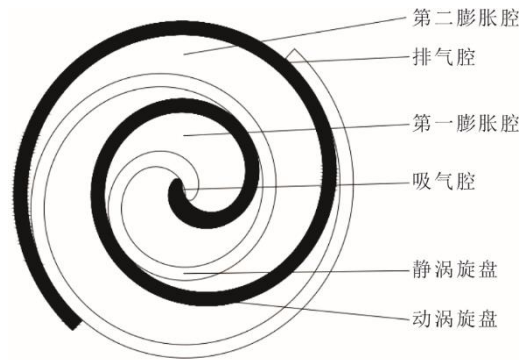


图 1 型线及工作腔划分
Fig.1 Division of the profile and working chambers

由于本文所研究的涡旋膨胀机由特定涡旋压缩机改造而来，其工作过程可以类似看成涡旋压缩机工作过程的反过程，其工作腔容积公式也可由涡旋压缩机容积公式推出。该涡旋膨胀机为基于圆渐开线的涡旋型线，根据其几何参数，将涡旋膨胀机工作腔分为吸气腔、第 1 膨胀腔、第 2 膨胀腔及排气腔。由于吸气、膨胀、排气是连续的过程，因此其体积也可由连续的方式给出^[23]。

1) 吸气腔容积 当主轴转角 $\theta \in (0, 2\pi)$ 时，气体由中心腔吸入，考虑修正后吸气腔容积的计算公式为：

$$V_s = h \left\{ \begin{aligned} & \frac{r_b^2}{3} \left[\left(\frac{1}{2}\pi - \alpha + \theta \right)^3 - \left(-\frac{1}{2}\pi - \alpha + \theta \right)^3 \right] \\ & - 2r_b^2 \alpha \left(-\frac{1}{2}\pi + \theta \right)^2 - \frac{2}{3} r_b^2 \alpha^3 - S_{L1} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

其中，

$$S_{L1} = \begin{cases} \frac{r_b^2}{2}(\pi - 4\alpha) & R_{or} \geq 2r_b \\ \frac{r_b^2}{2} \left\{ \begin{aligned} &\pi - 4\alpha + 2\cos^{-1}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \\ &-(\pi - 2\alpha)\sin\left[\cos^{-1}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)\right] \end{aligned} \right\} & R_{or} < 2r_b \end{cases} \quad (2)$$

2) 膨胀腔容积 将主轴转角 $\theta \in (2\pi, 2.25\pi)$ 和 $\theta \in (2.25\pi, 4.25\pi)$ 这 2 个范围内膨胀机所处的阶段分别定义为第 1 膨胀腔和第 2 膨胀腔。对于 2 个膨胀腔体积用统一的公式来进行计算, 只是用不同主轴转角 θ 取值范围来进行划分。将膨胀腔体积定义为 V_c , 计算公式为:

$$V_c = \pi P(P - 2t)h \left(2i + 1 - \frac{2\pi - \theta}{\pi} \right), \quad i = 1.2 \quad (3)$$

3) 排气腔容积 将主轴转角 $\theta \in (4.25\pi, 6.25\pi)$ 这个范围内膨胀机所处的阶段定义为排气腔。将排气腔体积定义为 V_d , 其计算公式为:

$$V_d = r_b R_{or} h \left[\begin{aligned} &\theta(2\varphi_e - \theta - \pi) - 2(\varphi_e - \pi + \alpha)\sin\theta \\ &-\left(\frac{\pi}{4} - \alpha\right)\sin 2\theta + 2(1 - \cos\theta) \end{aligned} \right] \quad (4)$$

式中: h 为涡旋齿高度; r_b 为基圆半径; R_{or} 为偏向距; α 为渐开线发生角; P 为节距; φ_e 为终端展角。

通过 MATLAB 软件编程对所研究的膨胀机容积腔容积进行计算, 得到容积随主轴转角变化规律如图 2 所示。

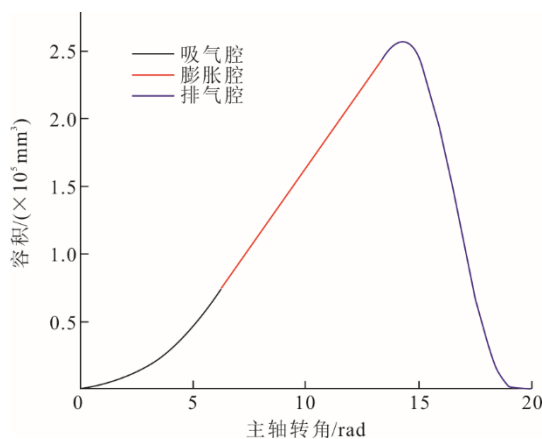


图 2 型线及工作腔划分

Fig.2 The changing trend of volume with orbiting angle

此过程为连续不间断的, 气体从中心吸气腔吸入, 其吸气腔容积不断增大; 接着气体进入膨胀腔进行膨胀, 其膨胀腔容积随主轴转角增大呈线性增长; 最后气体进入排气腔, 容积先随着主轴转角增

大而增大, 达到最大值后排气腔容积随着主轴转角增大而减小直至为 0。对各工作腔容积表达式进行求导, 得到各容积腔容积变化率如图 3 所示。吸气阶段变化率从 0 开始慢慢增大, 膨胀阶段为一恒定值, 排气阶段开始时一小段大于 0 而后小于 0, 呈现先减小后增大的趋势, 整体趋势也符合膨胀机工作过程中容积变化规律。

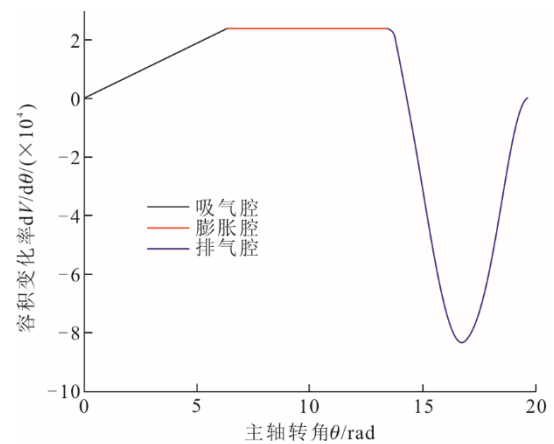


图 3 容积腔容积变化率随主轴转角变化规律

Fig.3 The changing trend of volume change rate of working chamber with orbiting angle

2 涡旋膨胀机热力学模型

根据所建立的几何模型, 继续构建涡旋膨胀机的热力学模型, 并充分考虑吸气加热、传热和泄漏对热力学模型的影响。

2.1 基本方程

状态方程、质量守恒定律和热力学第一定律是计算热力学的基本控制方程, 其表达式分别为^[15]:

$$pv = RT; \frac{dp}{dT} = \frac{R}{v}; \frac{dp}{dv} = -\frac{RT}{v^2} \quad (5)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum \frac{m_{in}}{\theta} + \frac{m_{out}}{\theta} \quad (6)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = -\frac{1}{mc_v} \left\{ \begin{aligned} &T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left[\frac{dV}{d\theta} - \frac{v}{\omega} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \right] \\ &+ \sum \frac{\dot{m}_{in}}{\omega} (h - h_{in}) + \frac{\dot{Q}}{\omega} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

根据涡旋膨胀机的几何模型, 从热力学第一定律出发, 结合实际气体的状态方程和质量守恒定律, 可以得到涡旋膨胀腔内气体温度、压力、质量随主轴转角变化规律。

2.2 传热

2.2.1 吸气加热

涡旋膨胀机的吸气过程可近似看为流体在管

内的热对流, 利用迪特斯-波尔特 (Dittus-Boelter) 方程, 求得其表面传热系数为^[24]:

$$h_c = 0.023 \frac{\kappa}{d_p} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$Re = \frac{4m}{\pi d_p \eta} \quad (9)$$

$$Pr = \frac{\eta c_p}{k} \quad (10)$$

则气体与进气管传热量为:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_p - T_{s,o}) \left[1 - \exp\left(-\frac{\pi d_p L_p h_c}{\dot{m} c_p}\right) \right] \quad (11)$$

式中: k 为热导率; d_p 为管径; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; η 为流体黏度; c_p 为定压比热容; T_p 为进气管温度; $T_{s,o}$ 为气体进入进气管温度; L_p 为进气管长度。

2.2.2 工作腔传热

对于涡旋膨胀机工作腔之间的传热, 采用螺旋板式换热器平均对流来计算介质气体与涡旋齿的传热过程, 腔内的换热系数为^[25]:

$$h_c = 0.023 \frac{\kappa}{D_{ef}} Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(1 + 1.77 \frac{D_{ef}}{R_{aver}} \right) \quad (12)$$

$$\left(1 + 8.48 \left[1 - \exp(-5.35 St) \right] \right) \quad (13)$$

$$R_{aver} = R_g \left[\frac{(\varphi_k - \pi/2) + (\varphi_{k-1} - \pi/2)}{2} \right] \quad (14)$$

式中: D_{ef} 为当量直径; St 为斯特劳哈尔数; V 为工作腔容积; A 为工作腔面积; φ_k 、 φ_{k-1} 分别为工作腔两端渐开角。

2.3 泄漏

2.3.1 泄漏面积

1) 切向泄漏的泄漏线 L_f 的长度为涡旋齿的高度 h , 径向间隙 δ_f 的大小可表示为压力比的线性函数关系式, 则通过径向间隙的切向泄漏面积 A_f 表达式为^[26]:

$$L_f = 2h \quad (15)$$

$$\delta_f = -9.615 \times 10^{-5} \left(\frac{Pd}{Ps} - 1.67 \right) + 2 \times 10^{-5} \quad (16)$$

$$A_f = L_f \times \delta_f \quad (17)$$

2) 径向泄漏的泄漏线的长度 L_{ri} 是与主轴转角 θ 成函数的关系式, 轴向间隙 δ_r 的大小可表示为压力比的线性函数关系式, 则通过轴向间隙的切向

泄漏 A_r 面积表达式为^[26]:

$$L_{ri} = p(2i\pi - 2\pi + \theta), \quad i = 2, 3 \quad (18)$$

$$\delta_r = 1.1 \times 10^{-6} \left(\frac{Pd}{Ps} - 1.67 \right) + 10^{-6} \quad (19)$$

$$A_r = L_{ri} \times \delta_r \quad (20)$$

2.3.2 泄漏量的计算

由于工作过程中, 气体的流动与外界无功与热量交换, 忽略不计位能的影响, 气体在通过轴向间隙流动时, 可按一元稳定流动处理, 进而可以得出单位回转角气体的切向泄漏量与径向泄漏量表达式为^[27]:

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \alpha_f \rho_i(\theta) \frac{A_f}{\omega} \sqrt{2[h_i(\theta) - h_{i+1}(\theta)]} \quad (21)$$

其中,

$$\begin{aligned} [h_i(\theta) - h_{i+1}(\theta)] &= c_p [T_i(\theta) - T_{i+1}(\theta)] \\ &= \frac{k}{k+1} RT_i \left[1 - \left(\frac{p_{i+1}(\theta)}{p_i(\theta)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \end{aligned} \quad (22)$$

所以, 切向泄漏量表达式可以写为:

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \alpha_f \rho_i(\theta) \frac{A_f}{\omega} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_i(\theta) \left[1 - \left(\frac{p_{i+1}(\theta)}{p_i(\theta)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (23)$$

同理可得, 径向泄漏量表达式为:

$$\frac{dm_r}{d\theta} = \alpha_r \rho_i(\theta) \frac{A_r}{\omega} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_i(\theta) \left[1 - \left(\frac{p_{i+1}(\theta)}{p_i(\theta)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (24)$$

式中: α_f 、 α_r 为流量系数, 与润滑油的黏度及流量、泄漏通道的形状等有关, 本文取 0.91; $\rho_i(\theta)$ 为膨胀腔内工质气体的瞬时密度; $h_i(\theta)$ 、 $h_{i+1}(\theta)$ 为相邻 2 个膨胀腔内工质气体的比焓; $T_i(\theta)$ 、 $T_{i+1}(\theta)$ 为相邻 2 个膨胀腔内工质气体的瞬时温度; $p_i(\theta)$ 、 $p_{i+1}(\theta)$ 为相邻 2 个膨胀腔内工质气体的瞬时压力; k 为工质气体绝热指数。

2.4 膨胀机的容积流量和输出功率

膨胀机的理论容积流量 V_l 与膨胀起始容积和转速 n 有关, 其表达式为:

$$V_l = \pi P (P - 2t) \left(3 - \frac{\theta_d}{\pi} \right) h n \quad (25)$$

膨胀机的输出功率是检验膨胀机性能指标之一, 输出功率与依靠在涡旋齿所受的切向气体力力

矩有关, 则可通过计算膨胀机的切向气体力进而求出膨胀机的输出功率^[15]。

涡旋膨胀机的切向气体力表达式为:

$$F_t(\theta) = \sum_{i=1}^N P \left(2i - \frac{2\pi - \theta}{\pi} \right) h (p_i - p_{i+1}) \quad (26)$$

切向气体力力矩表达式为:

$$M_t(\theta) = F_t(\theta) R_{or} = \sum_{i=1}^N P \left(2i - \frac{2\pi - \theta}{\pi} \right) h (p_i - p_{i+1}) R_{or} \quad (27)$$

进而求出膨胀机的输出功率表达为:

$$W(\theta) = M_t(\theta) \omega \eta_m \quad (28)$$

式中: N 为腔体个数; P 为节距; P_i 为第 i 个腔的压力; h 为涡旋齿高度; R_{or} 为偏向距; ω 为膨胀机角速度; η_m 为机械损失率。

3 模拟分析

在理论依据的基础上, 结合所建立的热力学模型, 通过 MATLAB 进行编程和调用 REFPROP 软件中工质 R245fa 的物性参数对热力学模型进行求解, 得到各腔泄漏的质量流量随主轴转角变化规律; 并通过改变不同的工况参数对涡旋膨胀机的泄漏量进行深入的研究, 得到绝热膨胀以及实际膨胀情况下涡旋膨胀机工质压力、温度、质量随主轴转角变化规律。

3.1 各腔泄漏的质量流量

本文所用涡旋膨胀机的泄漏可分为吸气腔向第 1 膨胀腔的泄漏、第 1 膨胀腔向第 2 膨胀腔的泄漏以及第 2 膨胀腔向排气腔的泄漏, 相应的泄漏量分别如图 4—图 6 所示。

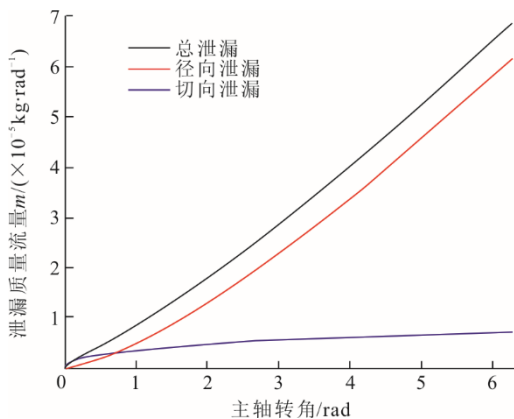


图 4 吸气腔泄漏

Fig.4 The leakage diagram of inspiratory chamber

由图 4 可见, 随着主轴转角的不断转动, 工质气体缓缓进入吸气腔, 其压力不断升高, 导致吸气

腔向第 1 膨胀腔的泄漏量不断增大, 使得吸气腔内工质气体的质量不断减小。

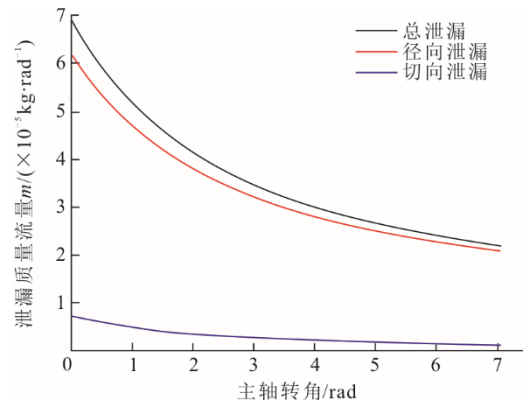


图 5 第 1 膨胀腔泄漏

Fig.5 The leakage diagram of the first expansion chamber

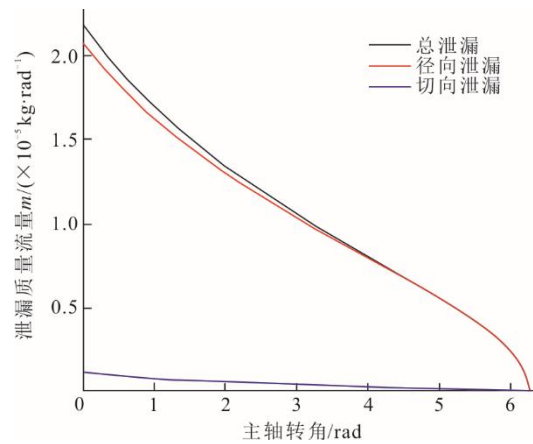


图 6 第 2 膨胀腔泄漏

Fig.6 The leakage diagram of the second expansion chamber

由图 5 可见, 随着气体进入膨胀腔进行膨胀, 使得体积增大, 压力减小, 而第 1 膨胀腔的压力总是大于第 2 膨胀腔的压力, 导致第 1 膨胀腔向第 2 膨胀腔的泄漏量不断减小, 且减小趋势也不断减慢。由图 6 可见, 随着主轴转角增大, 泄漏量不断减小。当结束膨胀开始进入排气阶段时, 由于排气腔还未完全打开, 其泄漏的质量流量减小速率缓慢; 当 $\theta=4\pi+\theta_d$ 时, 排气腔完全打开, 泄漏的质量流量下降速率迅速加快直至气体全部排出, 至此泄漏量不断减小到 0。

3.2 不同情况下泄漏量的变化

由于涡旋齿之间存在缝隙的影响, 运行时的涡旋膨胀机会不可避免地发生泄漏, 并且求解热力学模型时发现, 泄漏对涡旋膨胀机性能的影响很大, 因而进一步对涡旋膨胀机的泄漏进行理论模拟计算, 通过改变不同的工况参数对涡旋膨胀机的泄漏

量进行比较并进行定量分析。图 7、图 8、图 9 分别为不同进气压力、不同进气温度、不同转速下泄漏量的变化情况。

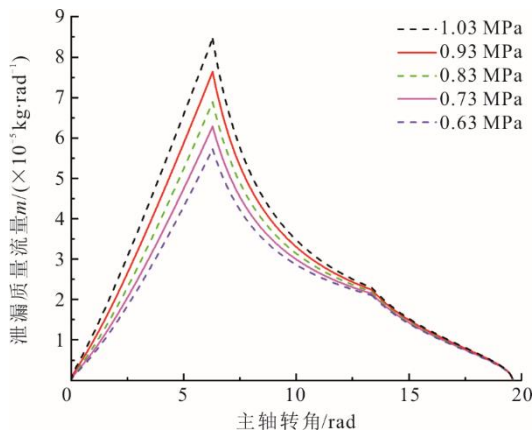


图 7 不同进气压力下泄漏量变化

Fig.7 Change trends of leakage at different intake pressures

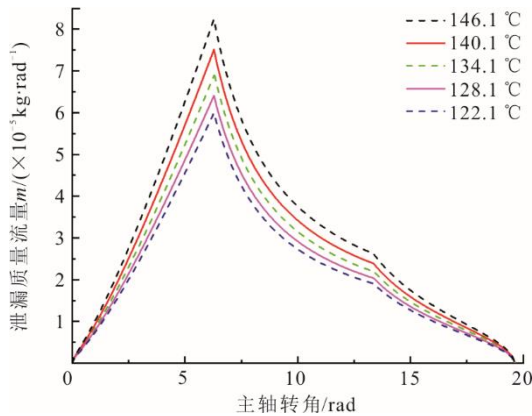


图 8 不同进气温度下泄漏量变化

Fig.8 Change trends of leakage at different intake temperatures

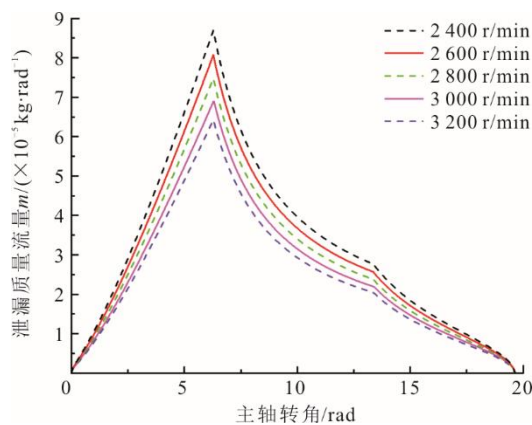


图 9 不同转速下泄漏量的变化

Fig.9 Change trends of leakage at different rotation speeds

从图 7、图 8 可以看出，随着温度、压力的逐渐升高，由于在绝热膨胀下，温度、压力的升高会导致相邻腔体的压差增大，因此泄漏的质量流量呈现逐渐增大的趋势。从图 9 可以看出，随着转速的

逐渐增大，由于膨胀过程进行的越来越快，导致相邻腔体之间来不及发生泄漏，因此泄漏的质量流量逐渐减小。

改变进气压力对吸气腔影响较大，对第 2 膨胀腔影响较小。通过调取某一固定主轴转角处的泄漏量进行计算，进气压力每减小 0.1 MPa，吸气腔泄漏量下降 9.354%，第 2 膨胀腔泄漏质量流量平均变化幅度为 2.125%。由于不同的进气压力使得吸气腔与第 1 膨胀腔之间的压差高于与第 1 膨胀腔与第 2 膨胀腔之间的压差（相邻腔室之间压差不同），从进气压力 1.03 MPa 减小到 0.93 MPa 来看，第 1 膨胀腔的泄漏质量流量平均变化幅度由 9.770% 减小到 2.166%（图 7）。

随着温度的降低，泄漏质量流量的下降幅度也逐渐减小，下降幅度由 9.837% 减小到 5.967%（图 8）。这是因为工质 R245fa 的临界温度为 154 °C，温度越接近临界温度，工质与涡旋齿之间的传热越明显，泄漏量也随之越大。

随着主轴转角的增加，各腔的泄漏量随之减小，且整体下降幅度比较平均。转速每增加 200 r/min，泄漏量平均下降幅度为 7.228%（图 9）。

3.3 绝热膨胀与实际膨胀

设定膨胀机的转速为 3 000 r/min，进气口处 R245fa 工质的压力为 0.83 MPa，温度为 134.1 °C，通过热力学模型求解得到考虑传热与泄漏与不考虑传热与泄漏 2 种情况下 R245fa 工质压力、温度、质量随主轴转角变化规律，结果如图 10—图 12 所示。

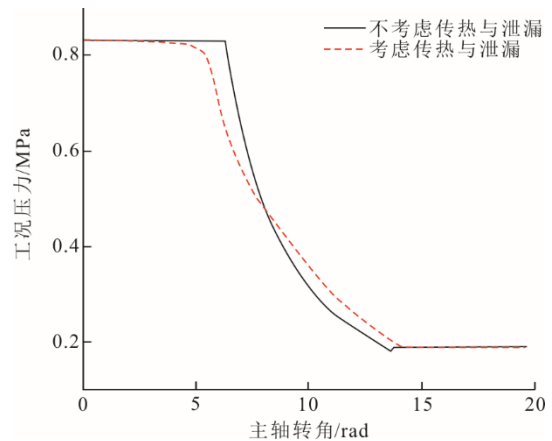


图 10 压力随主轴转角变化

Fig.10 Change trend of pressure with orbiting angle

由图 10 可以看出：在不考虑传热与泄漏的情况下吸气阶段工质压力基本没有变化；而后随着气体不断膨胀，其压力不断减小，在达到排气的瞬间，由于排气腔没有完全被打开，导致气体没有及时进

入排气腔,工质压力会有小幅的下降,降至低于排气压力然后再上升到排气压力;在考虑传热与泄漏情况下,由于初始阶段吸气腔向第1膨胀腔发生泄漏,导致其压力不断减小,在达到膨胀早期阶段,由于吸气腔与第1膨胀腔之间的高压差导致工质压力迅速减小,而在膨胀后期阶段,从先前腔室泄漏出来的工质开始累积并补偿了早期膨胀阶段泄漏的质量损失,这种质量积累导致膨胀的后期阶段其压力略大于理想情况下的工质压力,但在排气阶段,传热与泄漏对工质压力影响不大。

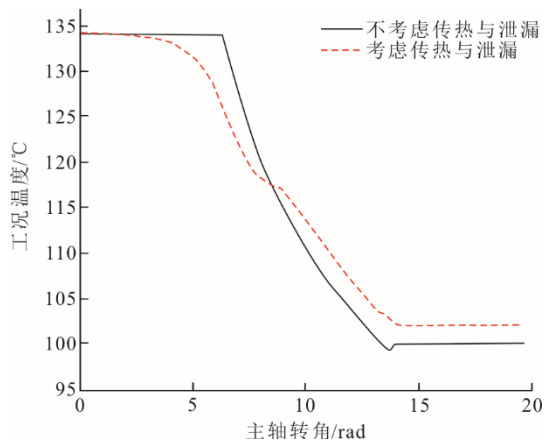


图 11 温度随主轴转角变化

Fig.11 Change trend of temperature with orbiting angle

由图 11 可以看出,同样是在排气腔没有完全被打开的情况下,排气腔的温度会有小幅下降,降至低于排气温度再上升到排气温度。在考虑传热与泄漏情况下,由于吸气阶段的吸气加热,使得吸入气体的温度略高于吸气温度,由于工质对涡旋齿的传热导致其温度下降幅度增大,膨胀阶段传热与泄漏的共同作用导致膨胀的后期阶段其温度略高于理想情况下的工质温度;在排气阶段,由于工质与涡旋齿之间的传热,温度变化会有一段快速下降的趋势,且最后排出工质气体的温度也会略高于理想情况下的排气温度。

由图 12 可以看出,在不考虑传热与泄漏的情况下,曲线变化情况与容积曲线变化情况基本一致。吸气阶段工质质量逐渐增大,到膨胀阶段质量维持不变;在排气阶段,在排气腔没有完全打开时,工质质量有所累积且继续增大到最大值后逐渐减小,直至为 0;在考虑传热与泄漏情况下,由于涡旋齿的传热以及吸气腔向第1膨胀的泄漏,使得吸气阶段实际工质密度减小,质量有所减小,膨胀阶段主要受泄漏的影响,在早期膨胀阶段,第1膨胀

腔向第2膨胀腔的泄漏远低于第2膨胀腔向第1膨胀腔的泄漏,这就导致了工质质量先呈现小幅下降趋势,随着主轴转角增大,工质气体不断膨胀,压力差增大,腔室之间的泄漏量增加,泄漏的质量积累导致了工质质量在下降之后呈上升趋势,并且在膨胀的后期阶段高于理想情况下的工质质量,由于排气腔与第2膨胀腔之间泄漏的影响,导致实际排气阶段工质质量低于理想工质质量,并且加速减小直至为 0。

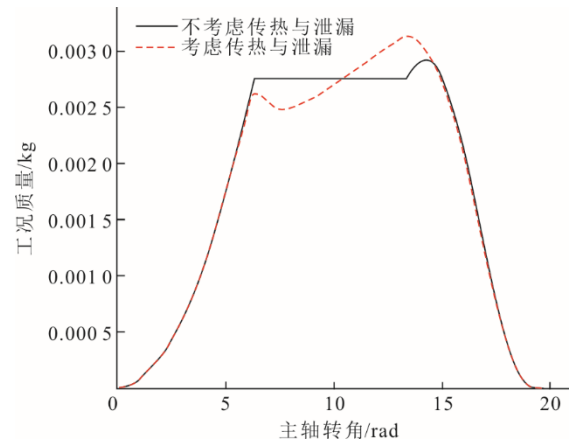


图 12 质量随主轴转角变化

Fig.12 Change trend of mass with orbiting angle

4 试验验证

通过搭建 ORC 低温余热无油发电系统试验台来验证所建立的膨胀机热力学模型的准确性,图 13a)为 ORC 试验平台,图 13b)为试验所用涡旋膨胀机,图 14 为试验原理。



a) 试验平台



b) 试验样机

图 13 试验平台及试验样机

Fig.13 The test platform and test prototype

在对试验数据的测试、采集等过程中，严格按照《有机工质朗肯循环发电装置》(JB/T 13305—2017) 规范实施。

在本次试验中，液态工质 R245fa 在工质泵中被加压后流入蒸发器中，当流出蒸发器时变为有相应压强和温度的气体工质；随后进入涡旋膨胀机中做功，完成能量的转换；最后气体工质从涡旋膨胀机

出口排出，进入冷凝器中被冷却塔中的冷水冷却等待下一次循环。

首先采集流经涡旋膨胀机的电压、电流以及容积流量可得出涡旋膨胀机的输出功率，再通过对比理论涡旋膨胀机的容积流量和输出功率进行验证。图 15 为测得涡旋膨胀机的电压、电流随进气压力变化情况。

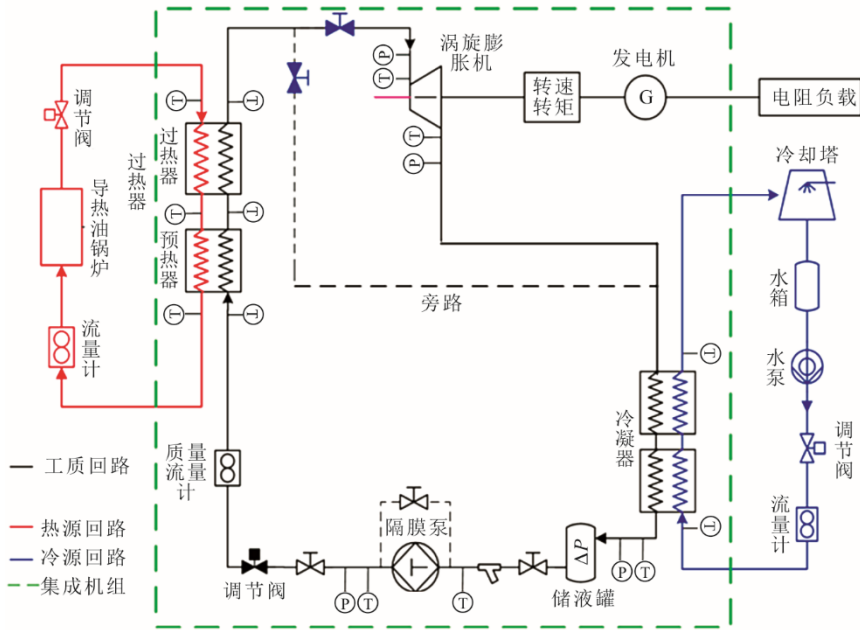


图 14 试验原理
Fig.14 The test principle diagram

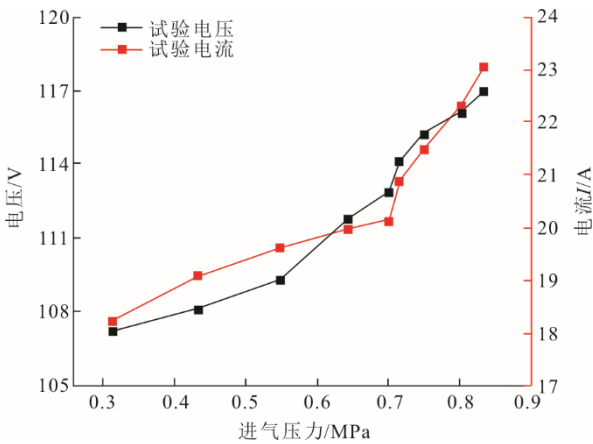


图 15 电压、电流随进气压力变化
Fig.15 The change trend of voltage and current with intake pressure

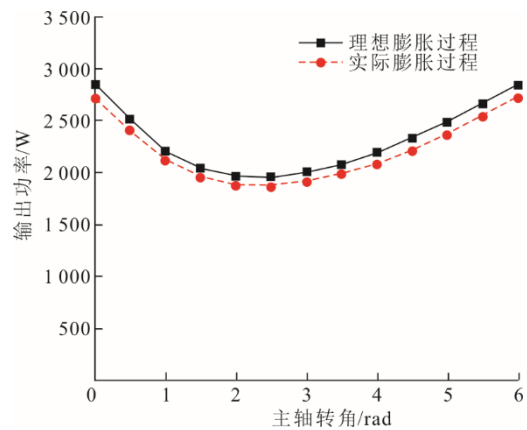


图 16 输出功率随主轴转角变化
Fig.16 The change trend of output power with orbiting angle

图 16 为输出功率随主轴转角变化情况。由图 16 可以看出，输出功率随主轴转角的增大呈先减小后增大的趋势，理论值与实际值的差值为 4.497%。

图 17 为容积流量随转速变化情况。由于制造、装配等因素，导致实际容积流量小于理论容积流量，理论值与实际值的差值最大为 14.776%，最小值为 1.631%。

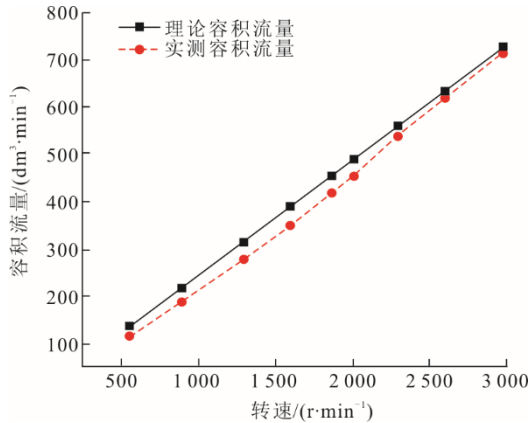


图 17 容积流量随转速变化
Fig.17 Change trend of volume flow with speed

通过改变工质泵的频率来改变进入涡旋膨胀机工质气体的进气压力和进气温度,进而研究不同工况参数下涡旋膨胀机的做功情况。当依次改变工质泵频率为 5~50 Hz 时,对涡旋膨胀机进气压力、进气温度进行数据采集并对其进行分析,结果如图 18、图 19 所示。当工质泵频率为 5 Hz 时,数值过低为非正常数据,将其舍弃,并对剩余数据进行求和取平均值,最后将试验值与理论值作对比。

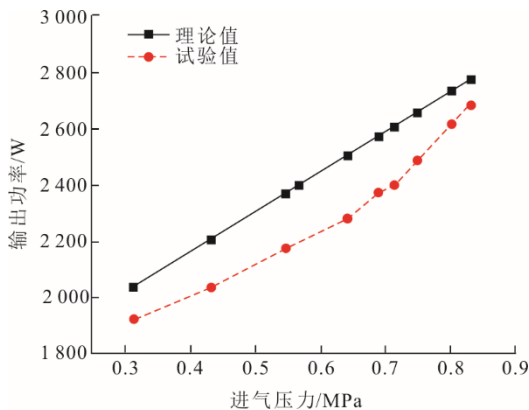


图 18 输出功率随进气压力变化
Fig.18 Change trend of output power with intake pressure

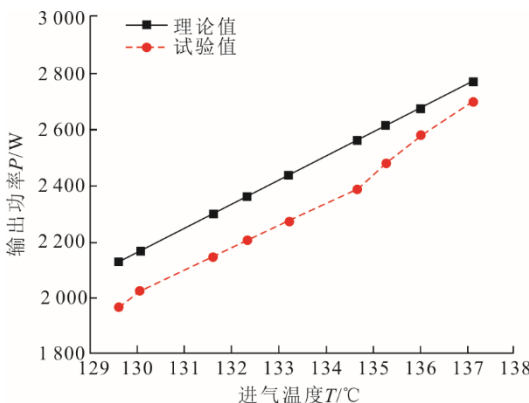


图 19 输出功率随进气温度变化
Fig.19 Change trend of output power with intake temperature

由图 18、图 19 可以看出,随着进气压力与进气温度的升高,膨胀机输出功率的试验值与理论值都呈现不规律的上升趋势,这是由于工质 R245fa 的比焓随压力、温度改变是不规律上升所致。其中不同进气压力下试验值与理论值的最大偏差为 9.789%,不同进气温度的试验值与理论值的最大偏差为 7.289%。

5 结 论

1) 依据涡旋膨胀机的几何参数,参考了基于圆渐开线的膨胀机的几何模型,建立了该涡旋膨胀机的几何模型,在综合考虑传热与泄漏的情况下建立了涡旋膨胀机的热力学模型,采用欧拉法对模型进行求解,得到了绝热膨胀与实际膨胀情况下压力、温度、质量随主轴转角变化情况。在建立的泄漏模型基础上,分析了各腔室之间的泄漏量。

2) 在之前众多学者分析了几何参数对涡旋膨胀机性能影响的基础上,本文从工况参数出发,定量分析了进气压力、进气温度及转速对各腔泄漏量的影响,可以得出在总体上随着进气压力、进气温度的升高,泄漏量都有所增大,但进气压力的改变对吸气腔泄漏量的影响幅度较大,对排气腔泄漏量影响幅度较小;而随着进气温度的升高,整体泄漏量的增长幅度也逐渐增大;而转速对于泄漏量的影响比较平均,转速每增加 200r,泄漏量平均下降幅度为 7.228%。

3) 通过搭建试验平台,首先对无油涡旋膨胀机理论与实际情况下的容积流量和输出功率进行比较。由于制造、装配以及内泄漏的影响,导致理论值与实际值存在误差。对不同工况参数下输出功率的理论值与试验值进行对比,最大误差为 9.789%,符合误差的允许范围内,验证了该模型的准确性,为涡旋膨胀机的性能分析提供了一定的借鉴作用。

[参 考 文 献]

- [1] 曹政. 有机朗肯循环涡旋膨胀机及发电系统的模拟与应用研究[D]. 南京: 东南大学, 2016: 1.
CAO Zheng. Simulation and application of an organic Rankine cycle scroll expander and its power generation system[D]. Nanjing: Southeast University, 2016: 1.
- [2] MATHIAS J A, JOHNSTON J R, CAO J, et al. Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of, an organic Rankine cycle[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2009, 131(1): 21-24.
- [3] HOQUE S M E. Experimental investigation of an R134a based organic Rankine cycle[D]. Oshawa: University of

- Ontario Institute of Technology, 2011: 1.
- [4] 顾伟, 孙绍芹, 翁一武, 等. 采用涡旋膨胀机的低品位热能有机物朗肯循环发电系统实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(17): 20-25.
GU W, SUN S Q, WENG Y W, et al. Experimental study on low grade heat driven organic Rankine cycle by scroll expander[J]. Proceedings of the CCEE, 2011, 31(17): 20-25.
- [5] TWOMEY B. Experimental test results from QGECE laboratory small-scale organic Rankine cycle using a scroll expander[R]. Brisbane: Queensland Geothermal Energy Centre of Excellence, 2012: 1.
- [6] ZHOU N, WANG X, CHEN Z, et al. Experimental study on organic Rankine cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas[J]. Energy, 2013, 55: 216-225.
- [7] BRACCO R, CLEMENTE S, MICHELI D, et al. Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (organic Rankine cycle)[J]. Energy, 2013, 58: 107-116.
- [8] LIU G B, ZHAO Y Y, YANG Q C, et al. Theoretical and experimental research on scroll expander used in small-scale organic Rankine cycle system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2015, 229(1): 25-35.
- [9] JRADI M, LI J, LIU H, et al. Micro-scale ORC-based combined heat and power system using a novel scroll expander[J]. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2014, 9(2): 91-99.
- [10] MAURIZIO C, ROBERTO T, LUCA C, et al. Converting a commercial scroll compressor into an expander: experimental and analytical performance evaluation[J]. Energy Procedia, 2017, 129: 363-370.
- [11] QIU K, THOMAS M, DOUGLAS M. Investigation of a scroll expander driven by compressed air and its potential applications to ORC[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 135: 109-115.
- [12] FENG Y Q, XU J W, HE Z X, et al. Numerical simulation and optimal design of scroll expander applied in a small-scale organic Rankine cycle[J]. Energy, 2022, 260: 124981.
- [13] OH J, JEONG H, KIM J, et al. Numerical and experimental investigation on thermal-hydraulic characteristics of a scroll expander for organic Rankine cycle[J]. Applied Energy, 2020, 278: 115672.
- [14] 严雨林. 有机朗肯循环系统涡旋膨胀机工作过程分析与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2012: 1.
YAN Yulin. Working process analysis and experimental research of scroll expander for organic Rankine cycle system[D]. Tianjin: Tianjin University, 2012: 1.
- [15] 彭斌, 李要红, 赵生显. 涡旋膨胀机的热力学模型与试验验证[J]. 热能动力工程, 2018, 33(11): 15-22.
PENG Bin, LI Yaohong, ZHAO Shengxian. Numerical simulation and experimental investigation of scroll expander[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(11): 15-22.
- [16] 彭斌, 王永强, 蒋龙. 涡旋膨胀机的泄漏特性研究[J]. 机械设计与制造, 2020(10): 81-85.
PENG Bin, WANG Yongqiang, JIANG Long. Research on leakage characteristics of scroll expander[J]. Machinery Design and Manufacture, 2020(10): 81-85.
- [17] FANTIG R, ROMOD A, ALMEIDA R D, et al. Influence of flank clearance on the performance of a scroll expander prototype[J]. Energy, 2020, 193: 116823.
- [18] LIU Z, TIAN G H, WEI M S, et al. Modelling and optimisation on scroll expander for waste heat recovery organic Rankine cycle[J]. Energy Procedia, 2015, 75: 1603-1608.
- [19] 崔颂, 吴竺, 刘柳辰, 等. 无油涡旋膨胀机性能实验研究[J]. 太阳能学报, 2019, 40(1): 30-37.
CUI Song, WU Zhu, LIU Liuchen, et al. Experimental study on performance of oil-free scroll expander[J]. Acta Energetica Sinica, 2019, 40(1): 30-37.
- [20] 吴竺, 方晓艳, 朱彤. 径向间隙对涡旋膨胀机性能的影响[J]. 机械设计与制造, 2017(增刊1): 41-44.
WU Zhu, FANG Xiaoyan, ZHU Tong. Effects of radial clearance on performances of scroll expander[J]. Machinery Design and Manufacture, 2017(Suppl.1): 41-44.
- [21] LIU G B, ZHAO Y Y, LI L S, et al. Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(14/15): 2073-2079.
- [22] LINA C H, HSU P P, HE Y L, et al. Investigations on experimental performance and system behavior of 10 kW organic Rankine cycle using scroll-type expander for low-grade heat source[J]. Energy, 2019, 177: 94-105.
- [23] 赵生显. 新型无油涡旋压缩机的数学模型及试验研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2018: 1.
ZHAO Shengxian. Mathematical modeling and experimental investigation for new oil-free scroll compressor[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2018: 1.
- [24] FOX R, MCDONALD A. Introduction to fluid mechanics[M]. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992: 1.
- [25] INCROOPERA F, DEWITT D. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. New York: John Wiley & Sons Inc., 1996: 1.
- [26] 刘振全. 涡旋式流体机械及涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1.
LIU Zhenquan. Scroll fluid machinery and scroll compressor[M]. Beijing: China Machine Press, 2009: 1.
- [27] 李连生. 涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 1.
LI Liansheng. Scroll compressor[M]. Beijing: China Machine Press, 1998: 1.

(责任编辑 刘永强)