

地热能全流发电用两相单螺杆膨胀机 理论膨胀过程热力特性研究

聂涛, 周宏洋, 邵华, 王增丽

(中国石油大学(华东)新能源学院, 266580, 山东青岛)

摘要: 针对地热能发电技术存在的系统效率与热源利用率低的问题,对全流循环发电系统中替代传统汽轮机使用的单螺杆膨胀机进行了热力特性分析。基于质量守恒方程、能量守恒方程与湿蒸汽维里状态方程,建立了考虑液体闪蒸与气液平衡的单螺杆膨胀机理论全流膨胀过程的热力学模型,探索了进气温度与干度对气液两相工质状态及膨胀机热力特性的影响机理。结果表明:当进气温度由140℃升高至170℃时,湿蒸汽工质的质量、压力和温度均得到提升,单螺杆膨胀机的输出功率也由210 kW提升至约260 kW,等熵效率在进气温度为160℃时取得77%的最佳值;进气干度的提高会减少进入工作腔湿蒸汽工质质量,进而导致膨胀结束后介质压力与温度的降低,但显著促进了膨胀机的性能参数包括输出功率和等熵效率的提高,当进气干度为0.3时,单螺杆膨胀机的输出功率超过了500 kW,等熵效率也可达76.5%。上述研究结果对应用于地热能全流发电的两相单螺杆膨胀机的热力特性分析与改善以及全流发电技术的优化有一定的参考意义。

关键词: 地热能;两相湿蒸气;单螺杆膨胀机;热力特性

中图分类号: TB653 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202405018 **文章编号:** 0253-987X(2024)05-0190-10

Study on the Thermal Characteristics of a Two-Phase Single-Screw Expander for Total-Flow Geothermal Power Generation

NIE Tao, ZHOU Hongyang, SHAO Hua, WANG Zengli

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

Abstract: In response to the low system efficiency and heat source utilization in geothermal power generation technology, the thermal characteristics of a single-screw expander used in a total-flow cycle power generation system as an alternative to the traditional steam turbine are analyzed. Based on the mass and energy conservation equations and wet-steam virial equation of state, a thermodynamic model is formulated for the total-flow expansion involving liquid flash and vapor-liquid equilibrium. The influence of inlet temperature and dryness on the state of vapor-liquid two-phase working medium and the thermal characteristics of the expander is examined. The results show that elevating the inlet temperature from 140℃ to 170℃ enhances the mass, pressure, and temperature of the wet steam working medium, and the output power of the single-screw expander rises from 210 kW to about 260 kW, with the isentropic efficiency becoming optimal at 77% at the inlet temperature of 160℃. Improving the inlet steam dryness diminishes the quality

收稿日期: 2023-12-26。 作者简介: 聂涛(1994—),女,硕士生;王增丽(通信作者),女,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52376020,52176029);山东省自然科学基金资助项目(ZR2022ME114)。

网络出版时间: 2024-02-21

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240221.1011.002>

of the working medium of the wet steam entering the working chamber, causing a subsequent reduction in medium pressure and temperature after the expansion. However, this significantly boosts expander performance parameters, including output power and isentropic efficiency. With an inlet steam dryness of 0.3, the output power of the single screw expander exceeds 500 kW, and the isentropic efficiency reaches 76.5%. The study outcomes provide reference for the analysis and improvement of thermal characteristics of a two-phase single-screw expander used for geothermal energy total-flow power generation, as well as the optimization of total-flow power generation technology.

Keywords: geothermal energy; two-phase wet steam; single-screw expander; thermal characteristics

我国中低温地热能资源储备丰富。目前,最具有经济效益的地热能利用方式是通过热力循环进行功能转换,将其转化为电能等可用能^[1-3]。由于中低温地热能存在状态比较特殊,主体是地热水,并伴有少量的地热蒸汽(称为地热湿蒸汽)^[4],直接通入汽轮机等传统动力设备会引起液蚀从而导致设备运行效率与寿命急剧降低^[5],因此对地热湿蒸汽的利用大多需要采用闪蒸、换热等前置工艺实现功能转换。然而,闪蒸与换热过程都需要消耗额外的能量来驱动相关设备^[6],导致循环系统的整体效率不佳,热源利用率也达不到理想水平。

为了解决上述原因引起的效率低问题,有学者提出了一种直接利用地热湿蒸汽进行功能转换的全流发电循环^[7],其摒弃了热源与循环工质的换热过程,直接利用干度较低的地热湿蒸汽驱动动力设备发电,热源利用率与系统效率均能得到有效提升,且系统结构简单,运行方便^[8]。该系统对动力设备提出了更高的要求,需能够较好地适应两相工质,以直接进行地热湿蒸汽的膨胀做功。螺杆膨胀机因具有结构简单^[9]、运行平稳^[10]、等熵效率高^[11]、对气液两相工质适应性强等优势,特别适合全流循环应用,是中低温地热发电系统中替代汽轮机等传统动力设备的理想设备^[12]。螺杆膨胀机根据结构型式不同,可分为单螺杆型和双螺杆型膨胀机^[13]。

为了验证两相螺杆膨胀机在发电循环系统中的适用性和可行性,余岳峰等^[14]从2011年起开始深入探究双螺杆膨胀机在低温发电系统中应用的工作性能,对其热源适应性、工作原理、技术特点以及经济性能进行了理论分析和数值计算,研究结果证明螺杆膨胀机可适用于低温低压工质余热发电系统应用,在气液两相湿蒸汽膨胀做功过程应用性能较汽轮机较优越。何嘉诚^[15]提出以两相膨胀机替代卡琳娜循环中的节流阀来回收部分节流损失功,并设计了带两相膨胀机的KCS34循环系统,通过系统热

力学分析证明两相膨胀机有利于功量回收。李驰等^[16]针对应用于余热发电系统中的螺杆膨胀机进行了工作过程建模和模拟分析,结果指出在设计参数下螺杆膨胀机运行效率最高,而在偏离设计条件下运行时,受地热能波动性影响,膨胀机的使用寿命和运行效率均会下降,因此需要通过模拟和实验等方法厘清螺杆膨胀机的变工况工作特性,以提高系统整体运行效率和经济性。王心悦^[17]针对全流式双螺杆膨胀机构建了内部热力过程分析模型,初步研究了进口工质干度对螺杆膨胀机内部气液两相流过程及膨胀过程中泄漏和动力损失的影响。上述研究为全流式发电系统和两相螺杆膨胀机的结构优化提供了借鉴。

综上,目前关于两相螺杆膨胀机的研究都是针对双螺杆膨胀机展开的。随着其应用范围向大膨胀比工况拓展,作用在两相双螺杆膨胀机上的轴向力急剧增加,严重劣化轴承性能,并降低其运行可靠性,使其应用受限,而依靠螺杆转子和对称在其两侧星轮的啮合运动来实现介质膨胀做功的单螺杆膨胀机,因能够通过螺杆转子上开设的压力平衡孔以及星轮对称布置结构来平衡轴向力和径向力,可有效解决动力平衡性差所引起的轴承寿命短、设备可靠性低问题,已成为大膨胀比工况下两相膨胀机的优选机型。但是,针对两相单螺杆膨胀机的研究和应用起步较晚,目前鲜有权威理论研究结果为其结构设计及系统应用提供依据,两相单螺杆膨胀机的研究及其在全流循环系统中的应用空白亟待填补与完善。

鉴于此,本文针对应用于全流发电循环的两相单螺杆膨胀机,基于质量及能量守恒方程、变质量系统热力学基本方程和湿蒸汽维里状态方程,建立考虑液体闪蒸与气液平衡的全流膨胀热力学模型,探究膨胀过程湿蒸汽工质状态参数及单螺杆膨胀机整机工作性能参数随进气工质温度与干度的变化规

律,相关研究结果可为变载工况下单螺杆膨胀机运行性能的提升提供理论支撑,对其结构优化设计和在地热发电领域中的高效利用奠定基础。

1 基本结构与工作原理

单螺杆膨胀机的整体结构如图1所示,其与单螺杆压缩机类似,由1个螺杆转子与2个对称布置的星轮构成。工作过程中,螺杆转子周期性地转动,并与星轮齿啮合形成多个周期性变化的工作腔。膨胀机中星轮齿与螺杆转子螺槽形成的工作腔容积被称为基元容积,基元容积计算模型如图2所示。图中, α 为星轮转角, η 为齿宽, γ 为星轮齿顶与螺杆外缘交界处半径、星轮齿中心线的夹角, μ 为微元面积的长度, a 为中心距, α_{mid} 为膨胀侧啮合角, b 为星轮齿间距, R_1 为螺杆半径, R_2 为星轮半径。地热两相流体从入口进入膨胀机,随着螺杆转子与星轮齿所形成工作腔容积的周期性变化实现吸气、膨胀与排气等过程,将内能转化为可用功输出^[18]。由于工质在膨胀机内的膨胀做功过程是随着基元容积的变化



图1 单螺杆膨胀机结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of single screw expanders

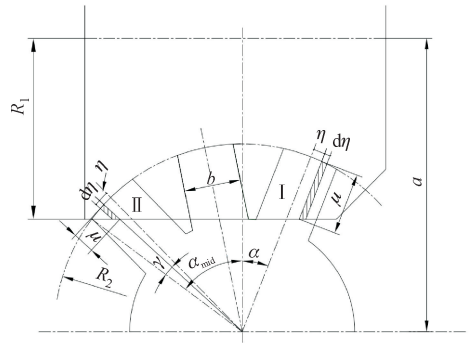


图2 基元容积计算模型

Fig. 2 Primitive volume calculation mode

而进行的^[19],因此在两相膨胀过程研究中首先需要得到基元容积随星轮转角的变化关系。

单螺杆膨胀机内部基元容积为一个三维空间曲边螺旋槽,无法直接求解,需要将进气与膨胀过程工作腔内的时变基元容积分别计算并叠加,进而得到膨胀机的基元容积。进气过程中基元容积 V_1 由下式进行计算

$$V_1(\alpha) = \int_{\alpha_1}^{\alpha} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} p \left[\frac{R_1^2 - (a - \sqrt{R_2^2 + \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} \right] d\eta d\alpha \quad (1)$$

式中: α_1 为进气时的星轮角度; p 为传动比; a 为中心距。

膨胀过程工作腔基元容积 V_2 则由如下公式计算

$$V_2(\alpha) = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} p \left[\frac{R_1^2 - (a - \sqrt{R_2^2 + \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} \right] d\eta d\alpha + \int_{\alpha_2}^{\alpha} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} p \left[\frac{R_1^2 - (a - \sqrt{R_2^2 + \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} \right] d\eta d\alpha \quad (2)$$

式中: α_2 为膨胀时的星轮角度。

单螺杆膨胀机任意星轮转角位置的基元容积为

$$V(\alpha) = \begin{cases} V_1(\alpha), & \alpha_1 \leq \alpha < \alpha_2 \\ V_2(\alpha), & \alpha_2 \leq \alpha \leq \alpha_3 \end{cases} \quad (3)$$

式中: α_3 为排气时的星轮角度。

根据式(1)~(3)得到的两相单螺杆膨胀机基元容积随星轮转角的变化曲线如图3所示。可以看出,在吸气过程与排气初始过程,基元容积呈均匀线性比例变化,但在膨胀过程末期和排气过程末期,基元容积增长或降低速率随着膨胀和排气过程的进行而逐渐降低。

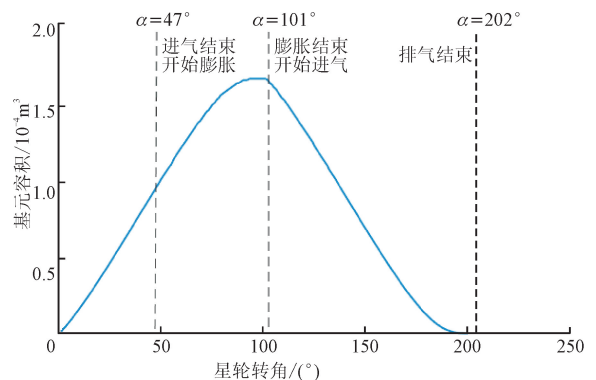


图3 基元容积随星轮转角的变化情况

Fig. 3 Variation of primitive volume with angle changing

2 控制方程的建立

基元容积随星轮转角变化过程中,其内部地热两相流体会发生温度和压力的变化,进而引起液相的膨胀,使部分液相水闪蒸相变为水蒸气;与此同时,饱和水蒸气在膨胀初始阶段放热,也会使少许水蒸气凝结相变为液态水。

在两相单螺杆膨胀机实际运行过程中,同一基元容积内会发生水-蒸气两相的膨胀,水的蒸发过程和蒸气的凝结过程同时存在且彼此影响,导致膨胀过程变为复杂的水-蒸气双向相变过程,并伴随水-蒸气两相压力和温度的瞬态变化、气液两相通过间隙的泄漏^[20]、气液两相之间及其与壁面间的换热,过程非常复杂。为了便于初步的探索和分析,在对两相单螺杆膨胀机工作过程的理论热力学研究过程中,忽略影响较小的因素,作出以下简化假设^[21]:

(1)两相单螺杆膨胀机各个工作腔在运行到同一个转角位置处时,内部水-蒸气两相工质的状态参数相同,且忽略膨胀过程中泄漏和摩擦黏性力的影响;

(2)膨胀过程中地热湿蒸汽一直处于湿饱和状态,水-蒸气两相之间满足热力学平衡;

(3)气液两相物在单螺杆膨胀机内为绝热流动,不考虑气液两相之间及其与外界之间的热交换;

(4)忽略两相单螺杆膨胀机进排气过程的压力损失和脉动;

(5)地热湿蒸汽膨胀过程,水-蒸气两相之间仅存在传质,其中水的蒸发只考虑膨胀过程压降所引起的闪蒸。

在上述简化假设条件下,选取任意工作腔作为控制体,控制体可简化为由机壳内壁面、星轮齿上表面与螺杆转子螺旋槽道所组成的基元容积(如图4所示)。图中, m 为质量, W 为输出功, h 为比焓, T 为温度,下标 v 为水蒸气, w 为水, ex 为气液转换, suc 为进入工作腔, dis 为排出工作腔。针对上述控制基元容积,开展水-蒸气两相膨胀过程热力学分析。对于气相工质,根据热力学第一定律可得

$$\begin{aligned} d(m_g u_g) &= dE_i - dE_o - dW = \\ &\sum dm_{gi}(h_{gi} + v_i^2/2 + gz_i) - \\ &\sum dm_{go}(h_{go} + v_o^2/2 + gl_o) - dW + dm_e h_e \end{aligned} \quad (4)$$

式中: E 为总能量; m 为质量; W 为输出功; u 为比热

力学能; h 为比焓; v 为流速; l 为高度; g 为重力加速度;下标 i 为进入控制容积的介质, g 为气相, e 为液相蒸发产生的水蒸气, o 为排出控制容积的介质。

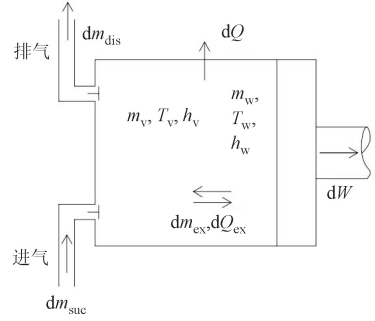


图4 控制容积

Fig. 4 Control volume

根据热力学基本原理可知

$$u_g = h_g - P v_g \quad (5)$$

$$v_g = \frac{V_g}{m_g} \quad (6)$$

式中: P 为工质气相压力; v_g 为气相比容; V_g 为气相体积。

由气体热力状态参数关系式可知, $h_g = f(T, v_g)$,可得到气相比焓随星轮转角的变化率方程如下

$$\frac{dh_g}{d\varphi} = \frac{\partial h_g}{\partial v_g} \frac{dv_g}{d\varphi} + \frac{\partial h_g}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} \quad (7)$$

式中: T 为工质气相部分的温度。

根据质量平衡方程可得

$$\frac{dm_g}{d\varphi} = \frac{\sum dm_{gi}}{d\varphi} - \frac{\sum dm_{go}}{d\varphi} + \frac{dm_e}{d\varphi} \quad (8)$$

$$\frac{dW}{d\varphi} = P \frac{dV_g}{d\varphi} \quad (9)$$

$$h_e = h_g = h_{go} \quad (10)$$

化简可得工作腔内气相压力变化率的控制方程,即

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\varphi} = & \left(c_{pg} \left(\frac{\partial P}{\partial v_g} \right)_T \frac{dv_g}{d\varphi} + \frac{\partial P}{\partial T} \frac{1}{m_g} \sum \frac{dm_{gi}}{d\varphi} (h_{gi} - h_g) \right) / c_{vg} \end{aligned} \quad (11)$$

式中: c_p 、 c_v 分别表示比定压热容、比定容热容。

结合工质状态方程可得工作腔内气相温度的变化率控制方程,如下所示

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = & \left(-T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \frac{dv_g}{d\varphi} + \frac{1}{m_g} \sum \frac{dm_{gi}}{d\varphi} (h_{gi} - h_g) \right) / c_{vg} \end{aligned} \quad (12)$$

3 热力学模型的构建

3.1 水的平衡闪蒸模型

上述两相单螺杆膨胀机理论热力学分析模型求解过程中气液两相的热平衡和质量平衡问题的求解是主要难点^[21]。气-液混合物实际的温度和压力变化过程非常复杂,涉及物质的相变与状态时变。为了便于进行热力学分析,本研究取基元容积中任意微元的液相水,将膨胀过程由压降引起的该微元液相水的闪蒸过程等效为两个子过程:第一个过程在星轮转角由 θ 变为 $\theta + d\theta$ 的微步长范围内,只发生压力和温度的变化,温度由 T 变为 $T - dT$,压力由 p 变为 $p - dp$,此时微元液相水不发生相变;第二个过程则是质量为 dm 的水在温度和压力保持不变的情况下发生闪蒸。

由液相部分能量守恒可知

$$m_1 c_{vl}(T)T = (m_1 - dm_1)c_{vl}(T)(T - dT) + dm_1[c_{vl}(T)(T - dT) + r(T)] \quad (13)$$

即

$$\frac{dm_1}{m_1} = c_{vl}(T) \frac{dT}{r(T)} \quad (14)$$

工作腔内液相部分质量随星轮转角的变化率为

$$m_1(\theta) = m_{10} \exp\left[\frac{c_{vl}(T)(T - T_{10})}{r(T)}\right] \quad (15)$$

式中: T_{10} 为液态水的起始温度; c_{vl} 为液态水的比定容热容; m_{10} 为起始液相质量; r 为气化潜热。

因此,可得蒸发出的蒸气部分质量随星轮转角的变化率为

$$m_e(\theta) = m_{10} \left\{ 1 - \exp\left[\frac{c_{vl}(T)(T - T_{10})}{r(T)}\right] \right\} \quad (16)$$

3.2 湿蒸汽维里状态方程

两相单螺杆膨胀机的膨胀过程为一个进排气口封闭的工作腔。任意时间微元范围内,当压力、温度达到恒定时,封闭工作腔内水-蒸气两相处于动态平衡状态,即会有部分液相的水分子不断蒸发为气相,而气相中的部分水蒸气分子也会相继与液相表面碰撞,从而回到液相中^[22]。处于动态平衡状态下的湿蒸汽,其实际热力性质与理想气体状态方程求解得到的热力性质差异很大,故不能再通过理想气体状态方程来进行水-蒸气两相介质热物性参数的计算,因此本文通过文献^[23]所推导出的湿蒸汽维里状态方程来求解膨胀过程中水-蒸气两相介质的物性参数

$$P = \rho_g RT_g (1 + A\rho_g + B\rho_g^2 + C\rho_g^3 + \dots) \quad (17)$$

式中: A 、 B 、 C 是温度的单值函数,依次是第一维里

系数、第二维里系数和第三维里系数。通常,水蒸气在温度小于临界温度且低压时,计算到第二维里系数便可以达到精度要求。此时,根据湿蒸汽维里状态方程即可得到湿蒸汽的密度

$$\rho_g = \frac{2P/RT_g}{1 + \sqrt{1 + 4PA/(RT_g)}} \quad (18)$$

二阶维里系数由下式给出

$$A = \alpha_1 (1 + T_g/\alpha)^{-1} + \alpha_2 e^{\tau} (1 - e^{-\tau})^{2.5} \tau^{0.5} + \alpha_3 \tau \quad (19)$$

式中: $\tau = \frac{T_g}{1500}$; $\alpha = 10\,000$; $\alpha_1 = 0.0015$; $\alpha_2 = -0.000942$; $\alpha_3 = -0.0004882$; T_g 为蒸气温度。

3.3 热力性能计算模型

单螺杆膨胀机的性能参数包括排气质量流量、输出功率以及等熵效率等参数。基于膨胀过程中工作腔内湿蒸汽工质膨胀做功过程的控制方程及热力学模型,可计算工质热力学状态参数及单螺杆膨胀机性能参数,对其性能特征进行分析。单螺杆膨胀机的螺杆槽数与星轮齿数通常选互质的6和11以分散磨损和提高螺槽容积利用率,在本文中亦采用该齿数比的螺杆和星轮所组成的膨胀机(膨胀比为3.5)为例开展研究。

以宏观角度上来说,单螺杆膨胀机整体的工质进气质量流量由下式表示

$$Q = \frac{m_c z_1 n}{60} \quad (20)$$

式中: z_1 为螺杆转子齿数; m_c 为膨胀过程结束后基元容积内部的工质质量; n 为转速。

另一性能参数指标等熵效率则是指设备的指示功与等熵条件下的膨胀输出功的比值,即

$$\eta_{ise} = \frac{W_{ind}}{W_{ise}} \quad (21)$$

式中: W_{ind} 为指示功; W_{ise} 为膨胀功,其计算公式为

$$W_{ise} = m_c (h_i - h'_o) \quad (22)$$

其中, h_i 为进气工质比焓, h'_o 为在排气压力下,熵处于进气状态的工质的比焓。

单螺杆膨胀机的指示功由下式计算

$$W_{ind} = m_c (h_i - h_o) \quad (23)$$

式中: h_i 、 h_o 分别为单螺杆膨胀机进口与出口工质的比焓。

最后,最直观体现单螺杆膨胀机工作性能的参数为输出功率,螺杆膨胀机的输出功率为

$$P_{out} = \frac{W_{ind} z_1 n}{60} \quad (24)$$

4 结果与讨论

基于上述模型,通过四阶龙格-库塔迭代法将运行工况如进气温度、压力、干度、转速等作为输入参数代入基元容积曲线、进气面积曲线和补充方程进行微分方程求解。分析每个星轮转角对应的湿蒸汽温度、压力、质量、干度的膨胀特征以及膨胀机的功率和等熵效率等性能参数的影响。

4.1 进气温度对膨胀机工作性能的影响

两相膨胀机运行过程中,其基元容积内部两相湿蒸汽工质的质量、温度与压力会随着膨胀过程的进行不断变化,并受进气温度与干度影响。但是,进入单螺杆膨胀机内的工质是两相湿蒸汽,在进气温度与干度改变时,其进气压力也会随之改变,以使工质状态维持在稳定的两相混合态。本文选择进气干度 0.1 作为初始条件,探究进气温度由 140 ℃ 提升至 170 ℃,进气压力亦随之从 0.36 MPa 提升至 0.79 MPa 的过程中,膨胀机工作腔内湿蒸汽工质状态参数与膨胀机等熵效率、输出功率等性能参数的变化规律。

图 5 是不同进气温度工况下,膨胀机工作腔内湿蒸汽工质的状态参数变化。其中图 5(a)为不同进气温度工况下膨胀机工作腔内湿蒸汽工质的 p - V 图,可直观反映单螺杆膨胀机工作腔内部的热力学基本状态变化情况。图 5(a)以 170 ℃ 进气温度工况为例,进气过程中工作腔压力维持在进气压力 0.79 MPa 左右,基元容积均匀增加至 $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3$,在膨胀过程基元容积增加至膨胀机工作腔的最大基元容积 $1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ 左右,工作腔内介质压力迅速下降至排气压力约 0.22 MPa,之后开始排气过程,工作腔压力维持不变,基元容积均匀减小。当进气温度升高时,入口的进气压力首先会同步增加以维持湿蒸汽工质的两相平衡态,且工质膨胀会更加充分,工作腔内压力下降幅度升高。这是由于高温高压的湿蒸汽比较小,相同体积流量下,螺杆转子与星轮转动时吸入了更多质量的湿蒸汽工质来实现换热降温和功能转化,因此在高进气压力基础上使得压降幅度变大。

图 5(b)为不同进气温度工况下,工作腔内湿蒸汽工质温度随星轮转角的变化情况。如图所示,在进气与排气阶段,工作腔内的湿蒸汽工质温度保持不变,不受星轮转角的影响;而在膨胀阶段,随着工作腔容积增大,工作腔内湿蒸汽工质压力下降,温度也随之大幅下降,但随着初始进气温度的升高,在膨

胀过程的温度下降幅度越来越小,这也导致在膨胀结束排气开始阶段,较高进气温度的湿蒸汽与较低进气温度的差值减小。当进气温度为 140 ℃ 时,膨胀开始与结束的湿蒸汽温度差值达到约 70 ℃,而当进气温度变为 170 ℃ 时,湿蒸汽在膨胀开始与结束的温差仅有 45 ℃ 左右。造成这种趋势的原因在于,高温的湿蒸汽工质具有更高的比焓,在膨胀做功的过程中释放出相同热量的情况下,由于高温状态下湿蒸汽比焓较高,因此其温度下降的绝对值会小于低温状态下的湿蒸汽工质。这也可以说明,较高温度的地热热源两相工质在经过一次膨胀后仍具有较高温度与能量,有相当大的余热利用潜力,因此全流循环可作为一次膨胀的上层循环,利用工质余热对耦合的下层循环进行热量交换,以提升地热能能量利用率。

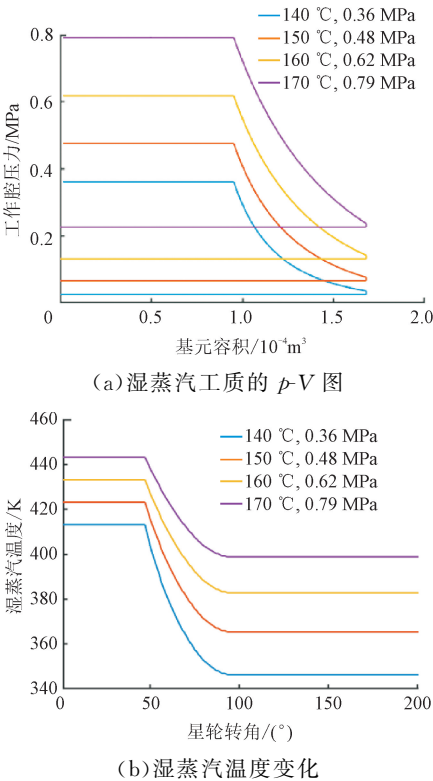


图 5 不同进气温度下工作腔的状态参数
Fig. 5 State parameters of the working chamber at different inlet temperatures

为进一步探究进气温度对两相单螺杆膨胀机性能影响,分析了工作腔内湿蒸汽工质质量随进汽温度的变化规律,如图 6 所示。对比图中不同进气温度工况下湿蒸汽质量曲线可知,受工质进气温度与进气压力的影响,膨胀机吸气、膨胀和排气全过程中工质的质量均呈现增加趋势,而且进气温度和压力

越高时,其对工质质量增加的影响也更显著。这是因为更高的进气温度对应更高的进气压力,使得湿蒸汽工质的比容更小,在相同干度与进气体积的条件下,湿蒸汽工质的质量会随之升高,而且在高温高压工况下影响效果会更加显著。

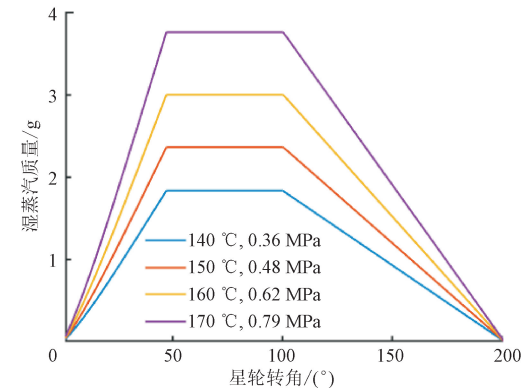


图 6 不同进气温度下湿蒸汽质量变化情况
Fig. 6 Variation of wet steam mass at different inlet temperature

输出功率和等熵效率是描述单螺杆膨胀机性能的基本参数。本文计算得到的输出功率和等熵效率随进气温度的变化情况如图 7 所示。可以看出,随着进气温度的上升,膨胀机的输出功率均匀升高,原因在于高温进气工质的比焓较高,其通过膨胀可转化为可用功的内能较高,因此膨胀机的输出功率会随着进气温度的升高而均匀增加。等熵效率的变化幅度较小,基本维持在 75%~78% 的水平,干度一定的情况下,160 °C 的进气温度会使单螺杆膨胀机获得最高的等熵效率。在进气温度高于 160 °C 的情况下,过高的进气温度导致进入工作腔的工质比熵变大,因而膨胀机的理想等熵膨胀过程与实际膨胀过程的比值将变大,体现为等熵效率的降低。

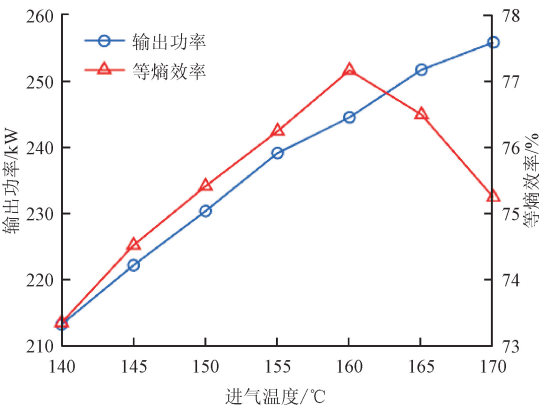
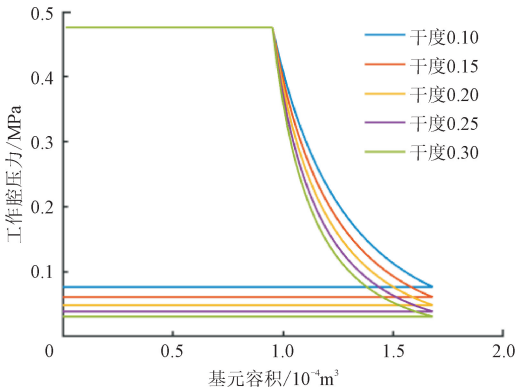


图 7 不同进气温度下输出功率与等熵效率变化
Fig. 7 Variation of output power and isentropic efficiency at different inlet temperature

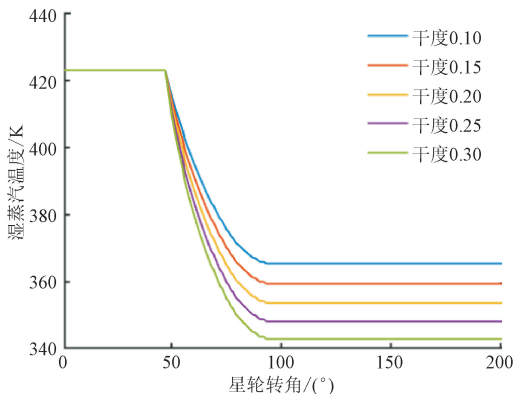
4.2 进气干度对膨胀机性能参数的影响

对于湿蒸汽工质来说,其进气干度是直接反映气相与液相比率以及气液两相混合物物性特征的关键参数。为了研究湿蒸汽工质气液比对单螺杆膨胀机性能的影响,选择了进气温度为 150 °C,进气压力为 0.48 MPa,进气干度由 0.1 变化至 0.3 的湿蒸汽工质进行研究,得到了进气干度对工质在工作腔内膨胀做功的热力学特性及单螺杆膨胀机工作性能的影响。

图 8 为不同进气干度工况下,膨胀机工作腔内湿蒸汽工质的状态参数变化规律。其中图 8(a)为工作腔内湿蒸汽膨胀过程的 p - V 图,由图可知,工质的进气干度对膨胀机的进气压力没有影响,但随着干度的升高,膨胀过程工作腔内部介质压力下降幅度逐渐增大,进而导致高进气干度的湿蒸汽在膨胀结束时会使工作腔内部压力降低。造成这一现象的原因是干度较高的工质气相所占的比例大,湿蒸汽工质的比容较大,在进气容积保持一定的前提下,实际进入工作腔膨胀做功的湿蒸汽质量较小,因此在进行相同比容的充分膨胀之后,湿蒸汽在工作腔内的压力下降得更多。



(a) 湿蒸汽工质的 p - V 图



(b) 湿蒸汽温度变化情况

图 8 不同进气干度下工作腔的状态参数变化
Fig. 8 State parameters of the working chamber at different inlet dryness

图 8(b)是不同进气干度条件下,工作腔内湿蒸汽温度随星轮转角的变化情况。由图可知,随着进气干度的提升,膨胀过程曲线斜率增大,代表湿蒸汽工质在相同条件下膨胀得更加充分与完全,高干度的湿蒸汽工质将更多地释放能量,将内能转化为可用功进行输出。进气干度每增加 0.05,膨胀结束时湿蒸汽温度降低约 5℃,这是由于在相同的湿蒸汽工质进气体积下,高干度代表进入单螺杆膨胀机工作腔内的气相更多,湿蒸汽的比焓也更高,而比容更大的气相工质会进行更加充分的体积膨胀,加上本身具有更高的比焓,其做功与降温效果更加明显。因此,更高干度的地热能热源工质有利于全流循环进行功能转化和能量利用率的提升。

为进一步探究进气干度对两相单螺杆膨胀机性能的影响,分析了湿蒸汽工质质量受进气干度的影响规律,如图 9 所示。由图可知,湿蒸汽质量随着星轮转角的变化趋势与上文一致,同样是由进气、膨胀、排气三部分组成。进气干度发生变化时,随着进气干度的升高,相同容积工质的条件下,气相部分所占比例上升,而气相比容相较液体而言有非常明显的增加,因此在相同的进气基元容积下,湿蒸汽工质的质量会有较为明显的下降。进气结束时,干度为 0.1 的湿蒸汽质量达到约 2.4 kg,而在干度提升至 0.3 时,湿蒸汽质量仅为 0.8 kg 左右。但是,随着干度的升高,工质质量下降的幅度会越来越小,较高干度的湿蒸汽质量的差值变小,这是因为干度提升的绝对值一定,在基础干度较高的情况下,气相部分所占比例的增加对湿蒸汽工质整个的两相热力学状态的影响会越来越不显著。

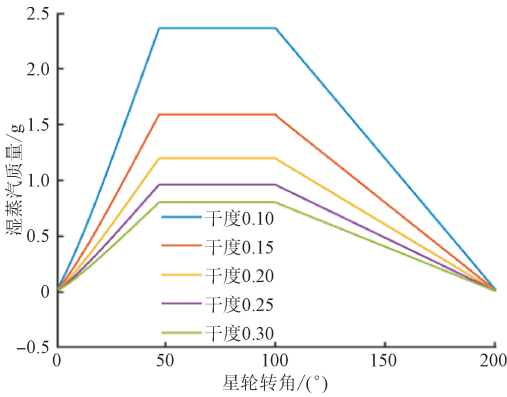


图 9 不同进气干度下湿蒸汽质量变化情况
Fig. 9 Variation of wet steam mass at different inlet dryness

在厘清进气干度对膨胀机工作腔内湿蒸汽工质的状态参数影响规律基础上,本文进一步分析了膨

胀机的输出功率与等熵效率等性能参数随工质进气干度的变化情况,结果如图 10 所示。可以看出,随着进气干度的提升,膨胀机的输出功率和等熵效率都得到了均匀的升高。在干度低于 0.3 的情况下,膨胀机的等熵效率仍然维持在 75% 左右,提升的幅度不大。输出功率则随着干度的增加由 200 kW 左右提升至 500 kW 以上,干度的增加对膨胀机输出功率的提升有明显的促进作用。这是由于在相同工质温度下,更高的进气干度意味着湿蒸汽工质具有更高的比焓与比容,有更高的内能用于功能转化,因此对单螺杆膨胀机的性能提升有相当明显的促进作用。

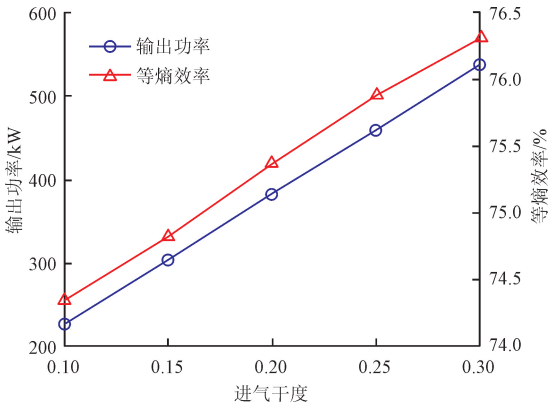


图 10 不同进气干度下输出功率与等熵效率变化
Fig. 10 Variation of output power and isentropic efficiency at different inlet dryness

5 结 论

本文针对适用于地热两相湿蒸汽工质膨胀做功的单螺杆膨胀机,根据其结构参数和工作原理,得到基元容积随星轮转角的变化曲线。在此基础上,建立了湿蒸汽在单螺杆膨胀机内部膨胀做功的热力学模型,以平衡闪蒸模型和湿蒸汽维里状态方程为补充,进行了热力学模型的求解和数值模拟工作。据此分析了湿蒸汽热力学状态参数与螺杆膨胀机性能参数随热源进气工质性质的变化情况和趋势,得到如下结论。

(1)当进气工质温度由 140℃ 提高到 170℃ 时,膨胀机工作腔内的工质质量、温度和压力都会显著升高,其中湿蒸汽工质的质量和压力提升幅度均在 50% 左右,而温度则提高了约 30℃。然而,在进气干度由 0.1 提高至 0.3 的情况下,在膨胀过程中,工作腔内的湿蒸汽质量则下降了约 50%,而工质的温度和压力在排气过程出现小幅降低,分别降低约

25 ℃与 50 kPa。

(2) 两相单螺杆膨胀机的等熵效率在进气温度为 160 ℃左右时出现最高值, 为 77% 左右, 在进气温度升高的过程中, 等熵效率先上升后下降, 在 73%~77% 范围内小幅变化。但是, 膨胀机的等熵效率与进气干度成正比关系, 进气干度升高的情况下, 等熵效率由 74.5% 提升到了 76.5% 左右, 工质进气干度的提升对膨胀机性能改善有显著促进作用。

(3) 两相单螺杆膨胀机的输出功率随着进气温度与干度的提升均有显著增加, 其中进气温度从 140 ℃升至 170 ℃时, 膨胀机的输出功率最高可达约 260 kW, 提升幅度为 25% 左右。同样地, 进气干度由 0.1 提高至 0.3 时, 输出功率呈倍数增加, 最高超过 500 kW, 膨胀机输出功率提高了 2 倍。

参考文献:

- [1] 王贵玲, 刘彦广, 朱喜, 等. 中国地热资源现状及发展趋势 [J]. 地学前缘, 2020, 27(1): 1-9.
WANG Guiling, LIU Yanguang, ZHU Xi, et al. The status and development trend of geothermal resources in China [J]. Earth Science Frontiers, 2020, 27(1): 1-9.
- [2] 杨晓宇. 地热能的开发与利用 [C]//2019 供热工程建设与高效运行研讨会论文集(上). 天津:《煤气与热力》杂志社有限公司, 2019: 4.
- [3] LUND J W, TOTH A N. Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review [J]. Geothermics, 2021, 90: 101915.
- [4] 赵军. 中低温热源汽液两相螺杆膨胀机发电系统性能研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- [5] 郭志宇. 提升有机朗肯循环单螺杆膨胀机工作温度的关键问题研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2021.
- [6] 王彬. 烧结余热发电闪蒸系统动态特性研究 [D]. 唐山: 华北理工大学, 2018.
- [7] 蔡正敏, 姜天生, 李刚, 等. 螺杆膨胀机发电技术在印尼地热开发中的应用 [J]. 能源与节能, 2019(6): 66-67.
CAI Zhengmin, JIANG Tiansheng, LI Gang, et al. Application of screw expander power generation technology in geothermal development in Indonesia [J]. Energy and Energy Conservation, 2019(6): 66-67.
- [8] 刘凤钢, 任舒平, 张小强. 西藏羊易地热电站超大型螺杆膨胀发电机组应用研究 [J]. 能源研究与管理, 2016(1): 58-61.
LIU Fenggang, REN Shuping, ZHANG Xiaoqiang. Application of very large screw expansion generator units of geothermal power plant in Yangyi, Tibet [J]. Energy Research and Management, 2016(1): 58-61.
- [9] WANG Wei, WU Yuting, MA Chongfang, et al. Ex-

perimental study on the performance of single screw expanders by gap adjustment [J]. Energy, 2013, 62: 379-384.

- [10] 李国强, 吴玉庭, 赵英昆, 等. 高压单螺杆膨胀机性能试验研究 [J]. 工程热物理学报, 2020, 41(6): 1318-1324.
LI Guoqiang, WU Yuting, ZHAO Yingkun, et al. Performance study on high pressure single screw expander [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(6): 1318-1324.
- [11] 何为, 吴玉庭, 马重芳, 等. 单螺杆发动机空气动力性能分析 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(6): 150-155.
HE Wei, WU Yuting, MA Chongfang, et al. Energy efficiency analysis for air-powered vehicle system based on single-screw engine [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(6): 150-155.
- [12] 张永志. 中低温地热发电系统分析及单螺杆膨胀机试验研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2013.
- [13] 宋晓峰. 单螺杆膨胀机关键件模态仿真分析与实验研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2020.
- [14] 余岳峰, 胡达, 邓金云, 等. 螺杆膨胀动力机技术及在低温余热发电中的应用 [J]. 上海节能, 2011(7): 22-25.
YU Yuefeng, HU Da, DENG Jinyun, et al. Screw expansion power machine technology and its application in low temperature waste heat power generation [J]. Shanghai Energy Conservation, 2011(7): 22-25.
- [15] 何嘉诚. 带两相膨胀机的 KCS34 的热力学分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
- [16] 李驰, 余岳峰. 螺杆膨胀机余热发电系统变工况优化计算与设计 [EB/OL]. (2012-11-13) [2023-11-01]. https://kns.cnki.net/kcms2/article/abstract?v=w1Je9LI Fm5DmiJ33YbxEnL5pZUrDuFcNqp86-r6FqAwOBum_9AtnBNAOTivRkYRQarU46jujMQtz5bjWUf8gZbuMiJFpIQm8q_am09JNx1GLBuzXSPKurTE78Wdl2-htfLO05GWw1l2QujImtenMg==&uniplatform=NZKPT&language=CHS.
- [17] 王心悦. 全流式螺杆膨胀机气液两相热力特性研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
- [18] 付洁. 基于转子型线分析的双螺杆膨胀机热力性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [19] 刘一获. 单螺杆膨胀机输出扭矩的理论分析及其性能评价指标的研究探索 [D]. 北京: 北京工业大学, 2015.
- [20] 沈丽丽, 王伟, 吴玉庭, 等. 单螺杆膨胀机内有机工质泄漏特性的数值研究 [J]. 北京工业大学学报, 2018, 44(10): 1340-1346.
SHEN Lili, WANG Wei, WU Yuting, et al. Numeri-

cal study of leakage characteristics of organic fluids in single screw expander [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2018, 44(10): 1340-1346.

[21] 齐元渠. 湿饱和蒸汽螺杆膨胀机几何模型与热力过程仿真研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2016.

[22] CHEN Kang, ZHENG Shaoxiong, DU Yang, et al. Thermodynamic and economic comparison of novel parallel and serial combined cooling and power systems based on sCO₂ cycle [J]. Energy, 2021, 215(Part A): 119008.

[23] YOUNG J B. An equation of state for steam for turbo-machinery and other flow calculations [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1988, 110(1): 1-7.

(编辑 亢列梅)