

高效稳定双罐式液体活塞近等温膨胀过程热力性能研究

张宇飞, 金鹏, 王海洋, 李向东, 王焕然, 席光, 李瑞雄

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为确保双罐式液体活塞膨胀过程的连续稳定运行,提出了一种创新的液体活塞近等温膨胀运行方式。该运行方式下,膨胀阶段完成后液体活塞进入膨胀后的吸气阶段,实现罐体水位的下降,从而保证了循环稳定性。通过建立相关的热力学模型,探究了高压空气在近等温膨胀过程中的热力性能变化特性,并揭示了不同运行特征下液体活塞近等温膨胀的释能规律。研究结果显示:该运行方式使系统在第二次循环后进入稳定循环阶段;系统呈现出较好的等温性能,当膨胀比为5时,循环过程中空气最低温度达到282.3 K;空气与液滴换热占比随喷嘴数量的变化较为显著,喷嘴数量由2增加至18时,空气与液滴换热占比由20.2%增加至72.8%;在单个循环周期时长为4 800 s时,液体活塞膨胀释能效率和液体活塞膨胀释能能量提升率都达到最大值,分别为84.6%和18.1%;液体活塞运行条件不同情况下,最佳喷淋时刻的无量纲压力存在差异。该研究为提高双罐式液体活塞近等温膨胀过程的稳定性提供了新的方案。

关键词: 液体活塞;近等温膨胀;热力性能;喷淋

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202407001 **文章编号:** 0253-987X(2024)07-0001-12

Thermal Performance Study on Efficient and Stable Dual-Tank Liquid Piston Near-Isothermal Expansion Process

ZHANG Yufei, JIN Peng, WANG Haiyang, LI Xiangdong,

WANG Huanran, XI Guang, LI Ruixiong

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To ensure the continuously stable dual-tank liquid piston expansion process, this study introduces an innovative approach for near-isothermal expansion of the liquid piston. In this mode of operation, the liquid piston enters the post-expansion suction stage after the completion of the expansion stage to achieve a drop in the tank water level, thus ensuring the stability of the cycle. By establishing relevant thermodynamic models, the study explores the variations in the thermodynamic performance of high-pressure air during near-isothermal expansion and reveals the energy release patterns of the liquid piston across different operational characteristics. The study findings indicate that this operational approach enables the system's stable cyclic phase after the second cycle; the system exhibits favorable isothermal performance, with the air temperature dropping to the lowest at 282.3 K during the cycle when the expansion ratio is 5. The ratio of

收稿日期: 2023-12-10。 作者简介: 张宇飞(2000—),男,博士生;李瑞雄(通信作者),男,副教授,硕士生导师。 基金

项目: 国家自然科学基金资助项目(52106052);陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2021JQ-047)。

网络出版时间: 2024-03-05

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240301.1055.004>

air-to-liquid droplet heat exchange shows notable fluctuations based on the number of nozzles, rising from 20.2% to 72.8% as the number of nozzles increases from 2 to 18. For a single-cycle lasting 4 800 s, the efficiency and increase rates of energy release during liquid piston expansion reach maximum values of 84.6% and 18.1%, respectively. Optimal spray timing under different operational conditions exhibits variations in dimensionless pressure. This study proposes a novel approach to enhance the stability of the near-isothermal expansion process of the dual-tank liquid piston.

Keywords: liquid piston; near-isothermal expansion; thermal performance; spraying

在“双碳”目标的提出以及环境污染问题日益凸显的背景下,我国可再生能源在能源结构中的比例逐渐增加^[1-2]。然而,可再生能源发电存在不稳定性和波动性,这限制了其规模化并网,解决这一问题的关键手段被普遍认为是电能储存^[3-4]。目前,已有的储能技术主要包括抽水蓄能技术、压缩空气储能技术、飞轮储能技术和电化学储能技术等。在这些技术中,抽水蓄能和压缩空气储能技术是目前能够实现大规模商业化的两种主要方法^[5]。与抽水蓄能相比,压缩空气储能具有储能密度高、环境影响小、建设周期短等优势,展现出巨大的发展潜力^[6]。

根据压缩热的产生及利用方式,压缩空气储能可被划分为3种主要类别,即非绝热、绝热以及等温^[7]。非绝热压缩空气储能系统在压缩过程中产生的压缩热未被有效利用,导致其往返效率相对较低。值得注意的是,目前大规模商业化运行的压缩空气储能电站主要采用非绝热压缩空气储能技术^[8-9]。相较之下,绝热压缩空气储能系统配备蓄热模块,能够在储能过程中捕获并储存压缩热,而在释能过程中,这些储存的压缩热被用于高压空气的补热,因而表现出相对较高的往返效率。另一方面,等温压缩空气储能系统采用喷淋等方式来阻止空气温度的升高,在压缩过程中降低了压缩模块的功耗,同时减少了蓄热模块的投资。这使得等温压缩空气储能系统在热力学性能上具备显著优势^[10]。

目前,在实现运行过程中近等温的方式方面,主要采用液体活塞、喷淋、几何结构优化和多孔介质等技术。其中,以水为换热工质的喷淋式液体活塞由于几何结构简单、等温性能好等优点,成为当前研究的热点^[11]。Odukumaiya等^[12]研究了液体活塞的运行特性,显示其往返效率可达到90%以上。Sant等^[13]发现,利用水力机械进行储能可以克服传统涡轮机机械的限制,从而避免碳排放。Mozayeni等^[14]运用多相流体积模型(VOF)和湍流 $k-\epsilon$ 模型,研究了抽水压缩空气储能水气罐内流动和传热对系

统性能的影响,结果显示膨胀和压缩效率随排、充水流量的增大而减小。Li等^[15]对大型液体活塞压缩过程进行了热力学建模并进行实验研究,结果表明压缩过程中空气温度分布均匀,炯效率为86.9%。Gouda等^[16]通过实验和数值模拟,揭示了液体活塞运行过程中不同阶段的流动与传热特性。Kermani等^[17]建立了液体活塞式氢气压缩机压缩冲程的热力学模型,用于研究压缩室内的传热现象,发现增加总传热系数和压缩时间在降低氢气温度方面起着关键作用。文献[18]研究表明,与常规活塞相比,液体活塞的能量转换效率提升了约13%左右。

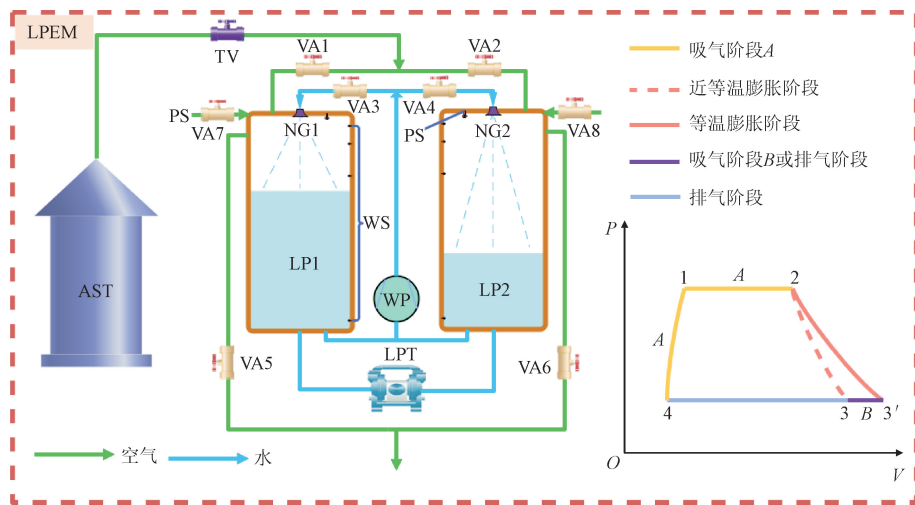
上述研究推动了液体活塞系统的发展,但液体活塞膨胀系统仍存在运行不连续、排气不稳定的问题。此外,在不同条件下的喷淋参数以及喷淋时刻对液体活塞膨胀系统的热力学性能影响仍不十分清晰。因此,本文提出了一种能够连续稳定运行的双罐式液体活塞膨胀过程的新型运行方式。在该方式中,每个罐体在膨胀阶段完成后进入膨胀后的吸气阶段,气源来自外界环境空气。通过吸气阶段的补气,实现罐体水位的下降,从而确保每个循环都能够连续稳定运行。本文通过建立相关的热力学模型,重点研究了喷淋参数、循环参数以及喷淋时刻对系统性能的影响。这一研究有助于深入了解双罐式液体活塞膨胀系统的热力学行为,为进一步优化和提升性能提供重要的理论基础。

1 物理模型

新型双罐式液体活塞膨胀系统如图1所示。该膨胀系统由一个储气罐及多组液体活塞罐组成,每组液体活塞罐由液体活塞罐1(LP1)、液体活塞罐2(LP2)、喷嘴组1(NG1)、喷嘴组2(NG2)、水泵(WP)、液体活塞水轮机(LPT)、压力传感器(PS)、水位传感器(WS)及多个阀门(VA1-VA8)构成。在释能时,LP1首先处于吸气阶段A,此时VA1处于打开状态、VA2处于闭合状态,储气罐内的高压空

气经节流阀(TV)节流至释能压力后进入LP1(图中4—1—2过程)。在LP1水位达到预设位置后,VA1关闭,LP1开始准等温膨胀阶段(图中2—3'过程)。直至LP1内压力膨胀至排气压力,开始吸气阶段B(图中3—3'过程),此时VA7将打开,吸气气源为外界空气,这个过程是为了将LP2中的空气继续排出。当LP1中水位降至最低时,开始排气阶段(图中3'—3—4过程),此时VA7关闭、VA5打开。当LP1水位达到最高时,VA5关闭、VA1打开,LP1

重新进入吸气阶段A。在LP1开始排气阶段的同时,LP2开始了吸气阶段A,其与LP1具有对称运行的规律。LP1与LP2中间通过LPT连接,在LP1水位下降时,LP1内水通过LPT进入LP2,LP2水位上升;此时LP1与LP2之间存在的压差会形成一个虚拟的水头,在虚拟水头压力作用下,LPT对外做功。同理,当LP1水位上升时,在LP2与LP1之间的虚拟水头的作用下,LPT对外输出功,同时LP2水位降低。



AST—储气罐;LP—液体活塞罐;LPEM—液体活塞膨胀模块;LPT—液体活塞水轮机;NG—喷嘴组;
PS—压力传感器;TV—节流阀;VA—阀门;WP—水泵;WS—水位传感器。

图1 双罐式液体活塞近等温膨胀原理图

Fig. 1 Schematic diagram of double-tank liquid piston near-isothermal expansion

2 数学模型

为了简化研究过程,相关数学模型的建立基于以下假设^[2,3,19]:

- (1) 喷淋液滴始终保持规则的球形结构;
- (2) 外界环境温度及外界空气与液体活塞罐的相对速度保持恒定;
- (3) 忽略液体活塞罐中气体和水的动能和势能;
- (4) 不考虑液体活塞界面波动、气体溶解;
- (5) 液体活塞罐内空气温度及压力均匀分布。

2.1 储气罐

储气罐内高压空气为液体活塞吸气阶段A的吸气气源,由于不是本文研究的重点,储气罐采用简化等温模型。储气罐排气温度可用下式表示^[20]

$$T_{\text{out}} = T_E \quad (1)$$

式中: T_E 为环境温度。

2.2 节流阀

高压空气经节流阀节流至一定压力再吸入液体活

塞罐,假设节流阀节流为绝热节流过程,满足下式^[21]

$$h_{\text{TV,out}} = h_{\text{TV,in}} \quad (2)$$

式中: $h_{\text{TV,out}}$ 和 $h_{\text{TV,in}}$ 分别为节流阀的出口和进口焓。

2.3 水轮机

水轮机功率与两个液体活塞罐压差($P_{\text{LP1}} - P_{\text{LP2}}$)及流量有关,可以用下式表示^[22]

$$W_t = \eta_t v_{t,s} | (P_{\text{LP1}} - P_{\text{LP2}}) | \quad (3)$$

式中: η_t 和 $v_{t,s}$ 分别为水轮机效率及单组液体活塞罐进入水轮机的水的体积流量。

2.4 喷嘴模型

喷嘴功率可以用压力的变化和流量表示^[23]

$$W_N = \Delta P_N Q_N \quad (4)$$

$$\begin{cases} Q_N = C_N A_N \sqrt{2\Delta P_N / \rho_w}, & P_r \leq P_{r0} \\ Q_N = 0, & P_r > P_{r0} \end{cases} \quad (5)$$

$$P_r = P_A / P_E \quad (6)$$

式中: P_r 为液体活塞罐内无量纲压力; C_N 为喷嘴流量系数; A_N 为喷嘴面积; ΔP_N 为喷嘴升压; P_{r0} 为喷

淋开始时刻的无量纲压力; P_A 为液体活塞空气压力; P_E 为环境压力; ρ 为水的密度。

2.5 液体活塞罐

液体活塞膨胀模块包括两个液体活塞罐, 其中一个罐为例, 根据能量和质量守恒, 罐内空气满足下式^[24]

$$\frac{dE_{C,V}}{dt} + m_{out}h_{out} - m_{in}h_{in} + Q_{AW} + Q_{AE} + Q_{AS} + W_A = 0 \quad (7)$$

$$Q_{AW} = h_{AW}A_{AW}(T_A - T_W) \quad (8)$$

$$Q_{AE} = h_{AE}A_{AE}(T_A - T_E) \quad (9)$$

$$Q_{AS} = \sum_{k=1}^{N_S} h_{AS}A_{AS}(T_A - T_S) \quad (10)$$

式中: A_{AW} 、 A_{AE} 、 A_{AS} 和 Q_{AW} 、 Q_{AE} 、 Q_{AS} 分别为罐内空气与水面、罐内空气与外界环境、罐内空气与喷淋液滴的换热面积和功率; $dE_{C,V}/dt$ 为罐内空气储存能的变化率; $m_{out}h_{out}$ 和 $m_{in}h_{in}$ 分别为罐内流出和流入空气的能量; W_A 为空气膨胀功; h_{AW} 、 h_{AE} 、 h_{AS} 分别为罐内空气与水面、罐内空气与外界环境、罐内空气与喷淋液滴的换热系数; N_S 为空气液滴总数, 当 $P_r > P_{r0}$ 时, N_S 为 0; T_A 为液体活塞空气温度; T_S 为液滴温度; T_W 为水的温度。

由能量守恒方程可知, 单个液滴满足下式

$$c_w m_s \frac{dT_S}{dt} = h_{AS}A_{AS}(T_A - T_S) \quad (11)$$

式中: c_w 和 m_s 分别为水的比热容和单个液滴质量。

假设液滴以恒定的速度下落, 则每个液滴上受到的阻力和重力是平衡的, 其下落速度可以用下式表示^[25]

$$u_s = \left(\frac{4D_S\rho_w g}{3\rho_A C_D} \right)^{0.5} \quad (12)$$

式中: D_S 为液滴直径; ρ_A 为空气密度; C_D 为阻力系数, 可用下式计算

$$C_D = \begin{cases} 24/Re, & Re \leq 0.2 \\ 18.5/Re^{0.6}, & 0.2 < Re < 500 \\ 0.44, & 500 < Re < 10^5 \end{cases} \quad (13)$$

$$Re = \frac{\rho_A D_S u_s}{\mu_A} \quad (14)$$

式中: μ_A 为空气的动力黏度。液滴与空气换热的努塞尔数可以用下式来求解^[26]

$$Nu_{AS} = 2 + 0.6Re^{0.5}Pr^{1/3} \quad (15)$$

$$Pr = \frac{\mu_A c_{p,A}}{\lambda_A} \quad (16)$$

式中: λ_A 为空气的导热系数; $c_{p,A}$ 为空气的比定压热容。液滴和空气的对流换热系数可以表示为

$$h_{AS} = \frac{Nu_{AS}\lambda_A}{D_S} \quad (17)$$

在膨胀阶段, 液体活塞罐采用自然对流换热模型^[27], 努塞尔数 Nu 可以表示为

$$Nu = 3.25Ra^{*0.272}F^{0.765} \quad (18)$$

式中: Ra^* 为修正的瑞利数; F 为形状系数。

修正的瑞利数 Ra^* 可以表示为

$$Ra^* = \frac{\rho_A g \alpha_V (T_A - T_W) H^3 c_V}{\mu_A \lambda_A} \quad (19)$$

式中: α_V 为空气的体积膨胀系数; H 为压力容器内空气高度; c_V 为空气的比定容热容。

形状系数 F 可以表示为

$$F = \frac{V_A}{A_W D} \quad (20)$$

式中: D 为压力容器内径; V_A 为空气体积; A_W 为水面面积。

罐内空气与水面的对流换热系数以及罐内空气与罐体的对流换热系数可以表示为

$$h_{AW} = h_{AT} = \frac{\lambda_A Nu}{H} \quad (21)$$

空气与外界环境的换热系数可以表示为

$$h_{AE} = \frac{1}{1/h_{AT} + 1/h_{TE} + l_T/\lambda_T} \quad (22)$$

式中: h_{TE} 为罐体与外界空气的对流换热系数; l_T 为罐壁厚; λ_T 为罐壁导热系数。

在吸气阶段 A、吸气阶段 B 以及排气阶段, 假设空气与罐体及水面为混合对流换热。努塞尔数可以表示为^[28]

$$Nu = 0.56Re_d^{0.67} + 0.104Ra^{0.352} \quad (23)$$

式中: Re_d 为压力容器入口空气雷诺数。

瑞利数可以表示为

$$Ra = \frac{\rho_A^2 g \alpha_V (T_A - T_W) H^3 c_{p,A}}{\mu_A \lambda_A} \quad (24)$$

2.6 性能评价模型

液体活塞膨胀释能效率与绝热膨胀释能效率可表示为

$$\eta_{LP} = \frac{E_{LP}}{E_{iso}} \quad (25)$$

$$\eta_{ad} = \frac{E_{ad}}{E_{iso}} \quad (26)$$

式中: E_{iso} 为单位质量空气进行等温膨胀时的理论输出功; E_{LP} 为液体活塞膨胀系统单位质量空气输出功(水轮机输出功与喷嘴耗功的差值); E_{ad} 为单位质量空气进行绝热膨胀释能时的输出功。 E_{iso} 、 E_{LP} 、 E_{ad} 表达式分别如下

$$E_{iso} = R_g T_{A0} \ln R_E \quad (27)$$

$$E_{LP} = \frac{\int (W_t - W_N) dt}{M_{A,total}} \quad (28)$$

$$E_{ad} = \int (h_{EXP,in} - h_{EXP,out}) dt \tag{29}$$

式中: T_{A0} 为膨胀初始时空气温度; R_E 为空气膨胀比; $M_{A,total}$ 为工作气体的总质量; R_g 为气体常数; W_t 为水轮机功率; W_N 为喷水耗功; $h_{EXP,in}$ 和 $h_{EXP,out}$ 分别为绝热膨胀机进行膨胀时膨胀机进出口焓值。

液体活塞膨胀释能量提升率可以直观地显示液体活塞膨胀系统的优势, 可以用下式表示

$$\Theta = \frac{E_{LP} - E_{ad}}{E_{iso}} \tag{30}$$

液体活塞空气与液滴换热、空气与环境换热及水气界面换热占总换热量的比例分别可以用下式表示

$$\begin{cases} \pi_{AS} = \frac{E_{AS}}{E_{AS} + E_{AE} + E_{AW}} \\ \pi_{AE} = \frac{E_{AE}}{E_{AS} + E_{AE} + E_{AW}} \\ \pi_{AW} = \frac{E_{AW}}{E_{AS} + E_{AE} + E_{AW}} \end{cases} \tag{31}$$

式中: E_{AS} 为空气与液滴的换热量; E_{AE} 为空气与外界环境的换热量; E_{AW} 为水气界面换热量。

3 结果与讨论

3.1 模型验证

为验证所建模型的可靠性, 将单罐压缩和膨胀的模拟结果与无喷淋冷却条件下的模拟数据和实验数据进行了比较^[29-30], 如图 2 所示。由图可知, 液体活塞罐内的空气温度 T_A 和压力 P_A 的变化趋势与文献保持一致。验证结果如表 1, 可知模拟结果误差较小, 证明了缩减模型的准确可靠性。计算结果与实验结果的绝对值所存在误差可能是由于本文假设与文献^[29]实验条件的差异以及所建模型部分方

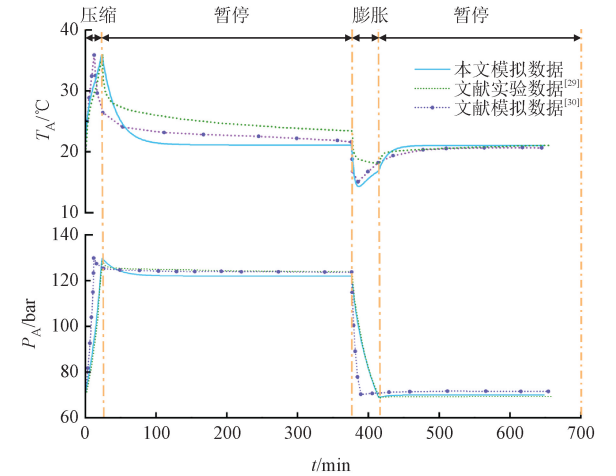


图 2 本文模拟数据与文献数据比较

Fig. 2 Comparison of simulated data in this paper with literature data

程按照理想气体处理所导致。

表 1 计算值与实验值比较

Table 1 Comparison of calculated and experimental values

参数	数值		
	文献[29]	文献[30]	本文
	实验值	模拟值	模拟值
初始压力/bar	70	70	70
最高压力/bar	130	130	130
初始气温/K	294.15	294.15	294.15
最高气温/K	308.15	310.15	309.05
最低气温/K	291.15	288.15	287.45

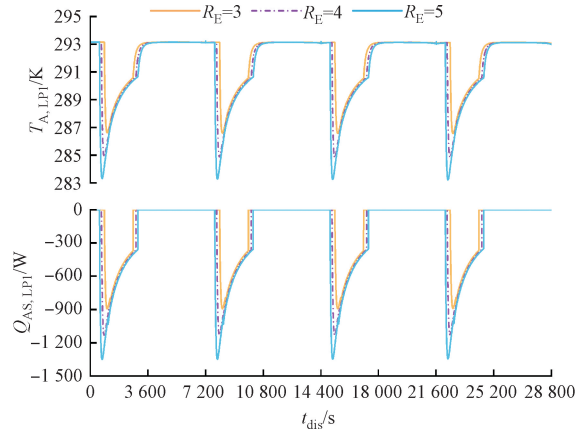
3.2 液体活塞膨胀系统内部循环特性研究

为了研究液体活塞膨胀系统的内部循环特性, 本文计算了 LP1 活塞罐不同膨胀比下的 4 个循环, 4 个循环周期内液体活塞相关参数随时间 t_{dis} 的变化如图 3 所示。

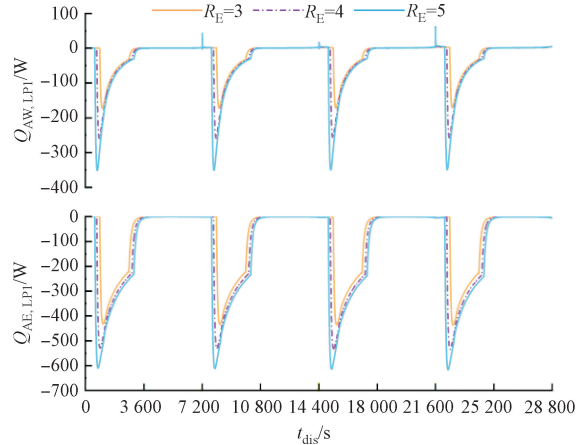
图 3(a)显示了气体温度、空气与液滴的换热功率随时间的变化。在一个循环周期内, 罐内温度的变化规律依次为保持不变、急剧下降后缓慢上升、上升后逐渐保持不变、保持不变 4 个状态, 分别对应了一个循环周期内, 液体活塞依次经历吸气阶段 A、膨胀阶段、吸气阶段 B 和排气阶段。从第二个循环开始, 每个循环的吸气阶段 A 开始时, 气体温度均会先上升后下降。这是因为, 吸气阶段 A 开始时, 罐内压力低于吸气压力, 为了使罐内压力快速达到吸气压力, 吸气流量将增加, 进而导致气体温度增加。当罐内压力达到吸气压力时, 吸气流量较为稳定, 气体温度也较为稳定。气体膨胀比越大, 膨胀阶段气体所能达到的最低温度越低, 这是因为膨胀阶段时长随着膨胀比的增加逐渐变大, 进而液体活塞对外输出功越多, 温度降低幅度也越大。空气与液滴的温差及传热系数决定着空气与液滴的换热功率。在一个循环周期内, 罐内水温及传热系数变化较小, 因此空气与液滴的换热功率随时间的变化趋势与空气温度的变化趋势保持一致。

图 3(b)显示了空气与水、空气与环境的换热功率随时间的变化。外部环境温度始终保持不变, 因此空气与环境的换热功率随时间的变化规律与空气与水的换热功率一样, 均与空气温度的变化趋势保持一致。与空气与水换热相比, 环境温度始终保持不变, 换热温差更大也是吸气阶段 B 空气与环境换热功率变化幅度更大的原因。

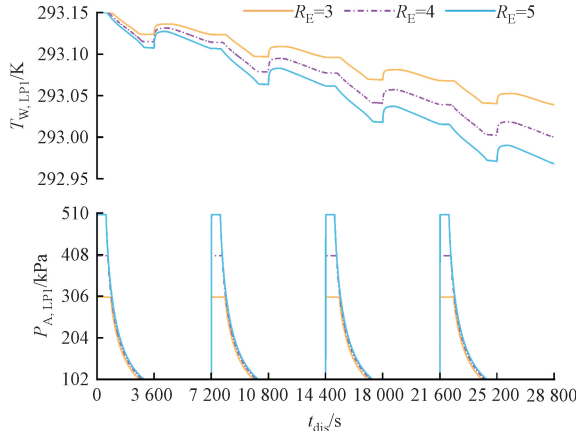
水温与罐内压力随时间的变化如图 3(c) 所示。罐内水温呈周期性降低的变化趋势,在一个周期内,引起水温变化的原因主要有水气界面换热,液滴与空气换热以及外部环境与罐内水的换热。由压力随时间的变化图可知,膨胀比越大,吸气阶段 A 越短,膨胀阶段越长,有助于提升其做功能力。水轮机功率 W_t 及储气罐的排气流量 m_{out} 如图 3(d) 所示。在本文的假设条件下,水轮机功率仅与液体活塞罐压差有关,



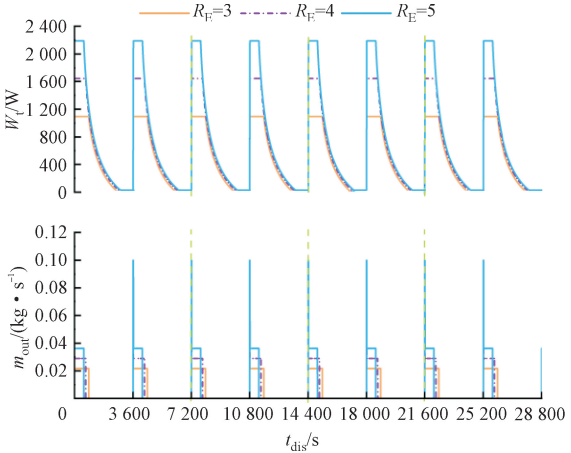
(a) 气体温度、空气与液滴的换热功率随时间变化



(b) 空气与水、空气与环境的换热功率随时间的变化



(c) 水温与罐内压力随时间的变化



(d) 水轮机功率及储气罐的排气流量随时间的变化

图 3 液体活塞相关参数随时间变化

Fig. 3 Liquid piston related parameters over time

因此水轮机功率的循环周期为压力循环周期的一半,在水轮机循环周期内,水轮机功率先保持不变,后逐渐降低,最后为 0。储气罐排气流量也随时间呈周期性变化,因为排气阶段结束直接进行吸气,所以吸气阶段 A 出现储气罐排气流量的短暂跃升。

图 4 为每个循环中的从储气室吸气的质量 M_A , 以此可以更好地反映液体活塞在工作过程中的稳定性。在膨胀比为 5 时,第一个循环中从储气室吸气 18.91 kg,之后每个循环吸气质量均为 (11.46 ± 0.01) kg;在膨胀比为 3 时,第一个循环中从储气室吸气 20.56 kg,之后每个循环吸气质量均为 (21.67 ± 0.01) kg。因为第一个循环吸气阶段 A 吸气时罐内压力与吸气压力保持一致,之后的每个循环均在排气结束时直接进行吸气阶段 A 吸气,吸气压力高于罐内压力。从储气室吸气质量从第二个循环开始稳定,表明液体活塞很快达到了稳定运行。

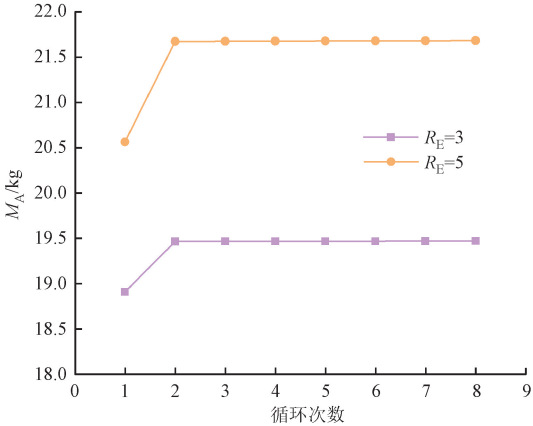


图 4 从储气室吸气质量随循环次数的变化

Fig. 4 Variation of suction mass from the gas storage chamber with the number of cycles

图 5 展示了稳定循环中液体活塞罐中空气的温度和熵 S_A 图。4 个阶段对应的状态点如下:吸气阶段 A 1—2,膨胀阶段 2—3,吸气阶段 B 3—4,排气阶段 4—1。具体信息如表 2。在膨胀比为 3 时,气体温度在吸气阶段 A 几乎保持不变,膨胀阶段从 293.1 K 增加到 290.1 K,吸气阶段 B 温度又上升至 291.7 K,排气结束后温度恢复至 293.1 K;类似地在膨胀比为 5 时,吸气阶段 A 空气温度也几乎保持不变,阶段从 293.1 K 降低到 289.4 K,吸气阶段 B 结束时升高到 291.7 K,并在排气结束时恢复 293.1 K。吸气阶段 A 温度略有上升后下降是因为开始吸气压力高于罐内空气压力,吸气流量增加,罐内压力达到吸气压力时吸气流量降低至稳定。最高温度基本为吸气温度,而最低温度出现在膨胀过程中。如表 2 所示,在膨胀比分别为 3 和 5 时,液体活塞最低排气温度分别为 289.4 K 和 282.3 K,反映了液体活塞优于传统膨胀机的近等温特性。

表 2 膨胀比 R_E 为 3 和 5 时稳定循环的状态点参数
Table 2 State point parameters of the stabilization cycle for expansion ratios R_E of 3 and 5

状态点	T_A/K		$S_A/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	
	$R_E=3$	$R_E=5$	$R_E=3$	$R_E=5$
1	293.1	293.1	6.84	6.84
2	293.1	293.1	6.53	6.38
3	290.1	290.1	6.62	6.56
4	291.7	291.7	6.84	6.84

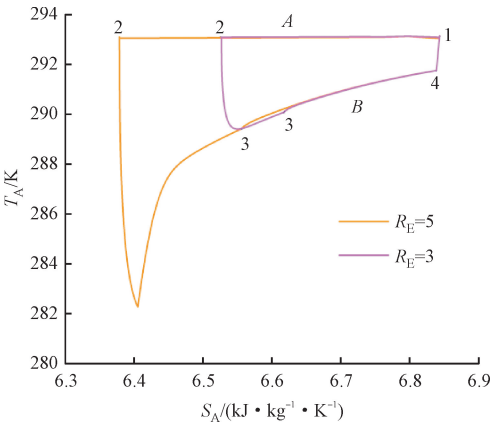


图 5 稳定循环的温熵图

Fig. 5 Temperature-entropy diagram for stable cycles

3.3 敏感性分析

为研究液体活塞膨胀系统的性能变化规律,本文分别研究了不同喷淋参数、循环参数以及喷淋时刻对液体活塞膨胀系统的影响。

3.3.1 喷淋参数对液体活塞的影响

喷嘴数量 N_N 对液体活塞的影响如图 6 所示,其中 E_N 为喷嘴耗功。随着喷嘴数量的增加,空气与液滴的换热量占比逐渐增加,空气与环境换热量占比及水气界面换热量占比逐渐减小。当喷嘴数量为 18 时,空气与液滴的换热量占比为 72.8%。随着喷嘴数量的增加,液体活塞膨胀阶段更接近于等温运行,因此单位空气质量空气水轮机做功能力略有增加。与此同时,喷嘴耗功也将增加,在二者的同时作用下,对外界的输出功将随喷嘴数量呈抛物线变化,进一步液体活塞等温释能效率及液体活塞释能提升率也随喷嘴数量呈抛物线变化。

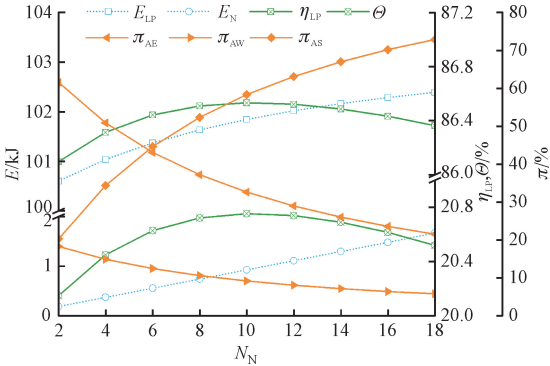


图 6 喷嘴数量对液体活塞的影响

Fig. 6 Effect of the number of nozzles on the liquid piston

喷淋液滴直径对液体活塞的影响见图 7。由图可知,随着喷淋直径的增加,空气与液滴的换热量占比先基本保持不变后较大幅度降低。这是由于,液滴直径较小时,液滴速度和雷诺数较小,液滴与空气换热系数以及阻力系数较大,液滴具有较长的时间与液滴充分换热且换热比表面积大,换热比较充分,液滴落入水中时温度基本与空气温度平衡。因此,液滴与空气换热量占比基本仅与喷淋水量有关,进而液滴直径较小时,液滴与空气换热占比基本保持

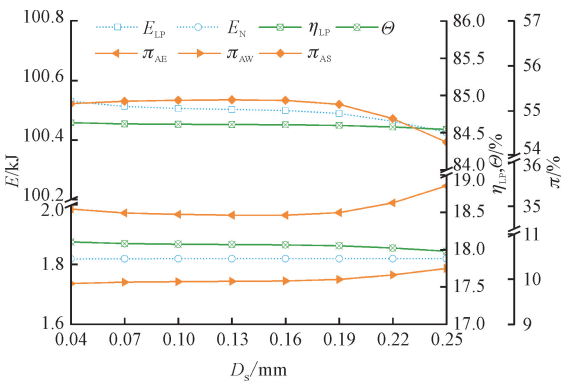


图 7 喷淋液滴直径对液体活塞的影响

Fig. 7 Effect of spray droplet diameter on the liquid piston

不变。当液滴直径较大时,换热系数及阻力系数大幅降低,导致液滴与空气不能充分换热,且液滴直径越大、换热情况越差,因此液滴与空气换热占比大幅降低。空气与水面换热占比、空气与环境换热占比则变化趋势相反。进一步,液滴活塞水轮机释能以及液体活塞膨胀释能提升率也随液滴直径的增加先基本保持不变后较大幅度降低。

喷嘴压差 ΔP_N 对液体活塞的影响如图 8 所示。随着喷嘴压差的增加,喷嘴流量增加,因此空气与液滴的换热量逐渐增加,水气界面换热量、空气与环境的换热量逐渐减小。喷嘴压差增加一方面有利于提升液体活塞的近等温性能,导致水轮机的做功能力略有增加;另一方面将导致喷嘴耗功的增加,不利于系统性能的提升。在计算范围内,喷嘴耗功增加的不利影响大于水轮机做功能力增加的有利影响,因此液体活塞膨胀释能效率及液体活塞膨胀释能提升率均随喷嘴压差的增加而下降。

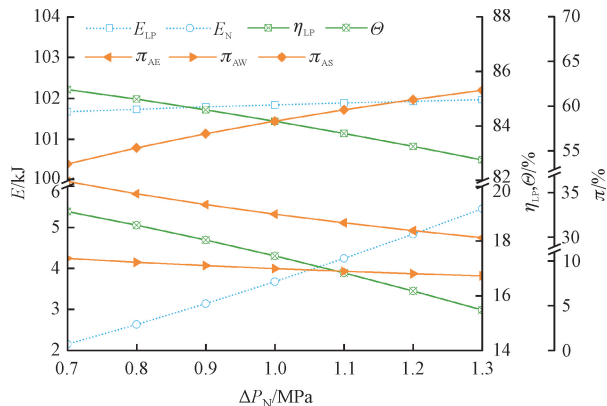


图 8 喷嘴压差对液体活塞的影响

Fig. 8 Effect of differential nozzle pressure on the liquid piston

3.3.2 循环参数对系统性能的影响

图 9 为环境温度对液体活塞的影响。由图 9 可知,环境温度对各部分换热量占比的影响较小。初始空气温度和初始水温等于环境温度,膨胀过程中空气与液滴的温差随环境温度的升高而增加,因此空气与液滴的换热占比将增加,不可避免地导致空气与环境的换热占比将减小。随着环境温度的增加,液体活塞膨胀阶段时长增加,进而导致喷嘴耗功略有增加。环境温度增加有利于液体活塞运行过程从环境中吸收更多的热量,因此液体活塞膨胀释能提升量也随环境温度的增加而增加。

不同余隙容积 ξ 下液体活塞性能的变化如图 10 所示。由于余隙容积并未对换热温差及换热系数产生直接影响,所以各部分换热占比随余隙容积的变

化不大。余隙容积增加,吸气量降低,会进一步延迟吸气阶段 A 的压力达到吸气阶段 B 的时间,导致水轮机功率降低;余隙容积增加水轮机的做功时间减小,进一步影响水轮机释能量。在二者不利因素作用下,随着余隙容积的增加,水轮机释能量、液体活塞膨胀释能效率及液体活塞膨胀释能提升率均大幅下降。

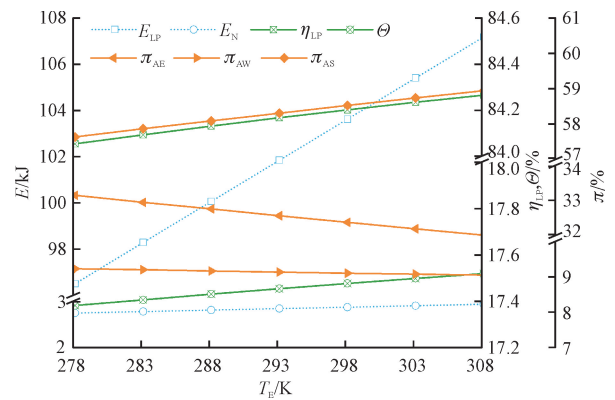


图 9 环境温度对液体活塞的影响

Fig. 9 Effect of ambient temperature on liquid piston

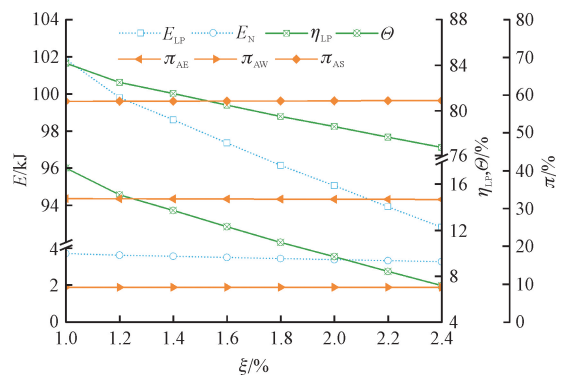


图 10 余隙容积对液体活塞的影响

Fig. 10 Effect of clearance volume on liquid piston

图 11 为循环周期 t_c 对液体活塞的影响。随着循环周期时长增加,液体活塞运行速度降低,膨胀阶段时长增加,因此空气与液滴的换热占比增加。液体活塞运行速度降低一方面有利于空气与外界进行换热,有利于提升水轮机的做功量;另一方面将导致喷嘴功耗增加。在二者的作用下,液体活塞膨胀释能效率及液体活塞膨胀释能提升率呈抛物线变化,因此存在最佳液体活塞运行速度,使释能效率达到最佳。

图 12 为液体活塞膨胀比对液体活塞的影响。液体活塞膨胀释能效率随膨胀比的增加而减小,但是液体活塞膨胀释能提升率随膨胀比的增加而增加,说明在膨胀比增加时,液体活塞膨胀释能减小

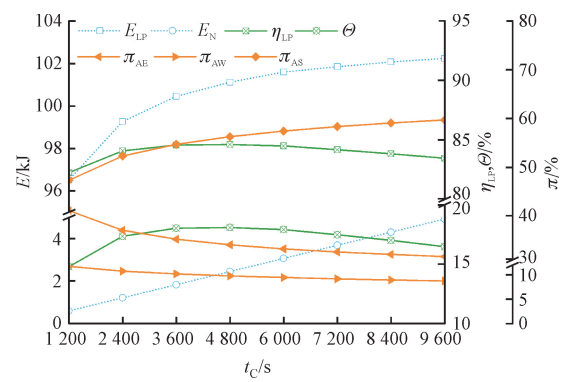


图 11 单个循环周期时长对液体活塞的影响
Fig. 11 Effect of single cycle length on the liquid piston

幅度小于绝热膨胀释能量的减小幅度。进一步, 液体活塞释能量提升率也随着膨胀比的增加而增加, 当膨胀比为 7 时, 液体活塞膨胀的活塞释能量提升率为 25.13%。与之相比, 膨胀比对各部分换热占比的影响较小。

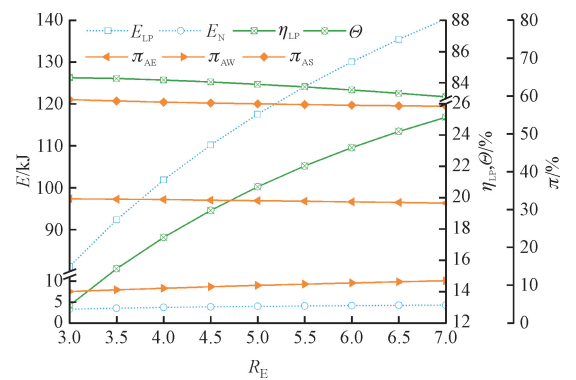
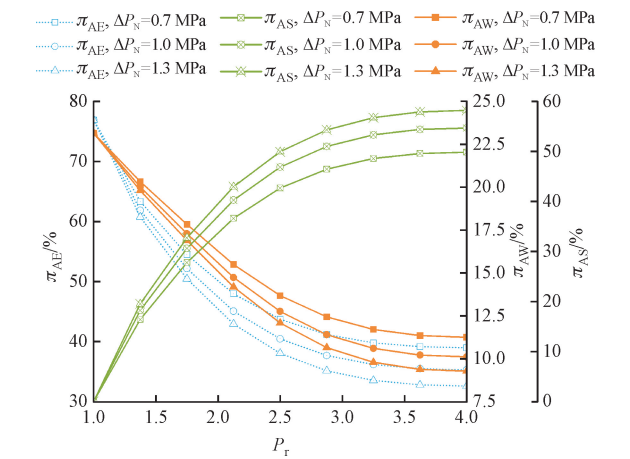


图 12 膨胀比对液体活塞的影响
Fig. 12 Effect of expansion ratio on liquid piston

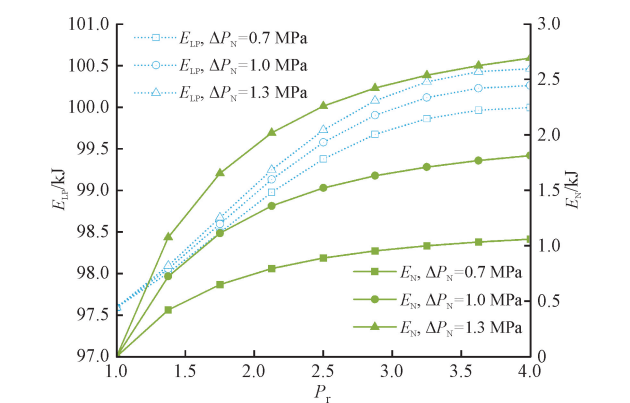
3.3.3 喷淋时刻对系统性能的影响

不同喷嘴压差下喷淋时刻对液体活塞的影响如图 13 所示。开始喷淋时刻的无量纲压力 P_r 越大, 喷淋的时长越大, 因此空气与液滴的换热量占比随开始喷淋时刻无量纲压力的增加而增加。当喷淋开始时刻的无量纲压力为 1 时, 喷淋并未进行, 此时空气与液滴的换热量为 0。随着喷淋开始时刻无量纲压力的增加, 水轮机做功能力及喷嘴耗功均增加, 且喷嘴压差越大, 增加的越快。在二者的作用下, 不同喷嘴压差下, 液体活塞等温释能效率及液体活塞释能量提升率随喷淋开始时刻的无量纲压力变化有不同的变化趋势。在喷嘴压差为 1.3 MPa 时, 液体活塞等温释能效率及液体活塞释能量提升率随 P_r 的增加先降低后增加, 最后再降低。随着喷嘴压差的

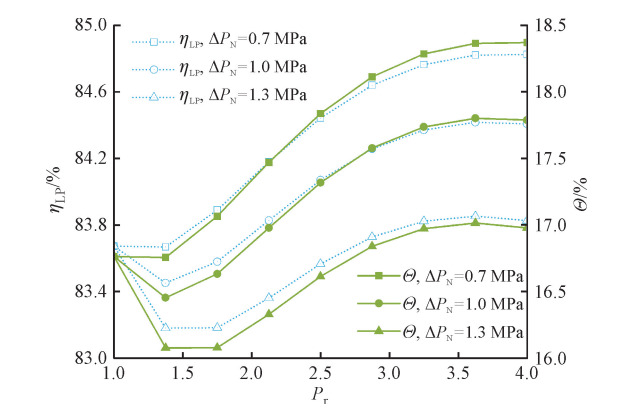
减小, 液体活塞性能有所提升, 且前期液体活塞等温释能效率及液体活塞释能量提升率随 P_r 的增加而降低的幅度有所减小, 这主要是由于喷嘴压差减小后, 喷嘴耗功有所减小。



(a) 对各换热方式换热量的影响



(b) 对液体活塞释能量及喷嘴耗功的影响



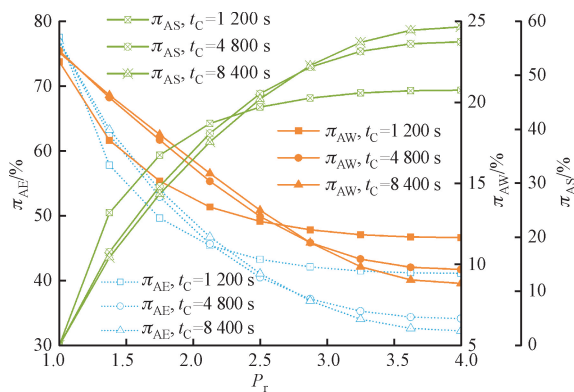
(c) 对液体活塞释能效率及液体活塞释能量提升率的影响

图 13 不同喷嘴压差下喷淋时刻对液体活塞的影响
Fig. 13 Effect of spray moment on liquid piston at different nozzle pressure differences

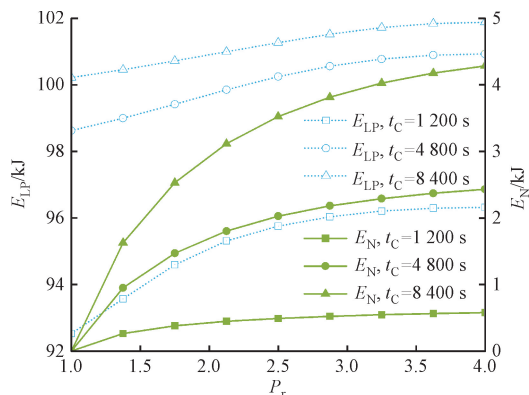
不同循环周期时长下液体活塞性能随 P_r 的变化如图 14 所示。 P_r 较小时, 循环周期时长越大, 空

气与液滴换热量占比越小; P_r 较大时, 循环周期时长越大, 空气与液滴换热量占比越大。这是因为, 循环周期时长越大, 空气与液滴的换热时长将增加, 空气与环境换热及水气界面换热时长也增加。在 P_r 较小时, 空气与环境换热及水气界面换热占主导地位, 因此空气与液滴换热占比随循环周期时长的增加而减小; 在 P_r 较大时, 空气与液滴的换热占主导地位, 因此空气与液滴换热占比随循环周期时长的增加而增加。循环周期时长越大, 液体活塞释能量、喷嘴耗功随 P_r 的增幅越大, 这与图 10 保持一致。

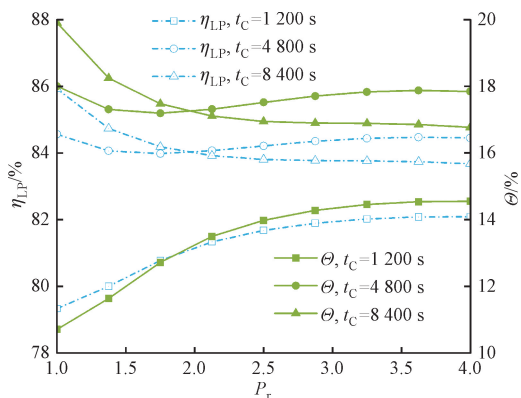
由图 14(c) 可知, 不同循环周期时长下, 液体活塞释能效率及液体活塞释能量提升率随 P_r 的变化具有不同的变化趋势。在循环周期时长较小时, 液体活塞释能效率及液体活塞释能量提升率随 P_r 的增加而增加; 在循环周期时长较大时, 液体活塞释能效率及液体活塞释能量提升率随 P_r 的增加而减小; 当循环周期时长为 4 800 s 时, 液体活塞释能效率及液体活塞释能量提升率随 P_r 的增加先减小后增加, 最后减小。由图 13(c) 和图 14(c) 可知, 液体活塞运行条件不同情况下, 最佳喷淋时刻的无量纲压力存在差异。



(a) 对各换热方式换热量的影响



(b) 对液体活塞释能量及喷嘴耗功的影响



(c) 对液体活塞释能效率及液体活塞释能量提升率的影响

图 14 不同循环周期时长下喷淋时刻对液体活塞的影响

Fig. 14 Effect of spraying moment on liquid piston at different cycle lengths

4 结 论

为保证双罐式液体活塞膨胀过程的稳定连续运行, 本文提出了一种创新的液体活塞近等温膨胀运行方式, 每个循环包括吸气阶段 A、膨胀阶段、吸气阶段 B 及排气阶段 4 个过程。通过建立相关热力学模型, 深入研究了关键节点参数对系统性能的影响, 得出以下结论。

(1) 液体活塞罐内的空气温度、压力和水轮机功率等热力学参数呈现周期性变化。膨胀比越大, 膨胀阶段时长越大, 膨胀时气体温度下降幅度增加。在膨胀比为 3 和 5 的情况下, 膨胀阶段的最低温度分别为 289.4 K 和 282.3 K, 在第二次循环中达到稳定。

(2) 液体活塞膨胀释能效率及液体活塞膨胀释能量提升率随喷嘴数量呈抛物线变化, 幅度较小。空气与液滴换热占比随喷嘴数量的增加变化较大, 喷嘴数量由 2 增加至 18 时, 空气与液滴换热占比由 20.2% 增加至 72.8%。然而, 增大喷嘴压差对各部分换热影响较小, 但会导致液体活塞膨胀释能效率明显下降。

(3) 余隙容积及环境温度对各部分换热量占比的影响相对较小。单个循环周期时长对各部分换热量占比及系统的热力学性能产生较大影响, 单个循环周期时长越大, 空气与液滴换热占比越大。当单个循环周期时长为 4 800 s 时, 液体活塞膨胀释能效率和液体活塞膨胀释能量提升率达到最大值, 分别为 84.6% 和 18.1%。

(4) 不同喷嘴压差及不同单个循环周期下系统热力学性能随 P_r 的变化趋势不一致, 不同条件下最佳

喷淋时刻不同。随着 P_r 的增加,空气与液滴换热占比均呈上升趋势。 P_r 较小时,循环周期越长,空气与液滴换热量占比越小; P_r 较大时,循环周期越大,空气与液滴换热量占比越大。

参考文献:

- [1] XUE Xiaojun, LU Di, LIU Yifan, et al. Thermodynamic and economic analysis of new compressed air energy storage system integrated with water electrolysis and H_2 -fueled solid oxide fuel cell [J]. *Energy*, 2023, 263(Part E): 126114.
- [2] ZHANG Yufei, WANG Huanran, LI Ruixiong, et al. An electro-hydrogen cogeneration system combining compressed air energy storage and methanol cracking reaction [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 58: 106351.
- [3] HE Xin, WANG Huanran, LI Ruixiong, et al. Thermo-conversion of a physical energy storage system with high-energy density: combination of thermal energy storage and gas-steam combined cycle [J]. *Energy*, 2022, 239: 122325.
- [4] ZHONG Like, YAO Erren, HU Yang, et al. Thermo-economic analysis of a novel system integrating compressed air and thermochemical energy storage with solid oxide fuel cell-gas turbine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 252: 115114.
- [5] LI Ruixiong, TAO Rui, FENG Xiaojun, et al. Energy distributing and thermodynamic characteristics of a coupling near-isothermal compressed air energy storage system [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 58: 106314.
- [6] LI Yuquan, TENG Shiyang, XI Huan. 3E analyses of a cogeneration system based on compressed air energy storage system, solar collector and organic Rankine cycle [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 42: 102753.
- [7] 何子伟, 罗马吉, 涂正凯. 等温压缩空气储能技术综述 [J]. *热能动力工程*, 2018, 33(2): 1-6.
HE Ziwei, LUO Maji, TU Zhengkai. Survey of the isothermal compressed air energy storage technologies [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2018, 33(2): 1-6.
- [8] HOUNSLOW D R, GRINDLEY W, LOUGHLIN R M, et al. The development of a combustion system for a 110 MW CAES plant [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1998, 120(4): 875-883.
- [9] RAJU M, KUMAR KHAITAN S. Modeling and simulation of compressed air storage in caverns: a case study of the Huntorf plant [J]. *Applied Energy*, 2012, 89(1): 474-481.
- [10] 席光, 姚尔人, 仲理科, 等. 一种压缩空气与热化学耦合储能的冷热电联产系统 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(12): 1-8.
XI Guang, YAO Erren, ZHONG Like, et al. A novel combined cooling, heating and power system based on compressed air and thermochemical energy storage technology [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(12): 1-8.
- [11] 李瑞雄, 邹瀚森, 姚尔人, 等. 液体活塞近等温压缩空气储能过程热力性能评估 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(5): 58-67.
LI Ruixiong, ZOU Hansen, YAO Erren, et al. Thermodynamic performance evaluation of the near-isothermal compressed air energy storage system with liquid piston [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(5): 58-67.
- [12] ODUKOMAIYA A, KOKOU E, HUSSEIN Z, et al. Near-isothermal-isobaric compressed gas energy storage [J]. *Journal of Energy Storage*, 2017, 12: 276-287.
- [13] SANT T, BUHAGIAR D, FARRUGIA R N, et al. Cost evaluation of two concepts for the integration of hydro-pneumatic energy storage in floating wind turbines [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, 1037(4): 042019.
- [14] MOZAYENI H, WANG Xiaolin, NEGNEVITSKY M, et al. Study of effect of heat transfer in an air storage vessel on performance of a pumped hydro compressed air energy storage system [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 148: 119119.
- [15] LI Chengchen, WANG Huanran, HE Xin, et al. Experimental and thermodynamic investigation on isothermal performance of large-scaled liquid piston [J]. *Energy*, 2022, 249: 123731.
- [16] GOUDA E M, NEU T, BENAOUICHA M, et al. Experimental and numerical investigation on the flow and heat transfer behaviors during a compression-cooling-expansion cycle using a liquid piston for compressed air energy storage [J]. *Energy*, 2023, 277: 127622.
- [17] ARJOMAND KERMANI N, ROKNI M. Heat transfer analysis of liquid piston compressor for hydrogen applications [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015, 40(35): 11522-11529.
- [18] VAN DE VEN J D, LI P Y. Liquid piston gas compression [J]. *Applied Energy*, 2009, 86(10): 2183-

- 2191.
- [19] YU Qihui, WANG Qiancheng, TAN Xin, et al. Water spray heat transfer gas compression for compressed air energy system [J]. *Renewable Energy*, 2021, 179: 1106-1121.
- [20] ZHANG Yufei, YAO Erren, LI Ruixiong, et al. Thermodynamic analysis of a typical compressed air energy storage system coupled with a fully automatic ejector under slip pressure conditions [J]. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2023, 15 (2): 024102.
- [21] 张淑宇, 王焕然. 压缩空气储能系统节流效应研究 [J]. *流体机械*, 2018, 46(4): 40-45.
ZHANG Shuyu, WANG Huanran. Research on throttling effect of compressed air energy storage system [J]. *Fluid Machinery*, 2018, 46(4): 40-45.
- [22] 李丞宸, 贺新, 陶飞跃, 等. 一种压缩空气与抽水蓄能耦合的新型储能系统及热力学分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(4): 40-49.
LI Chengchen, HE Xin, TAO Feiyue, et al. A new energy storage system coupled with compressed air and pumped-hydro energy storage and related thermodynamic analysis [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(4): 40-49.
- [23] 云霞, 叶嘉, 丁建军, 等. 喷嘴流量系数的测试研究 [J]. *机床与液压*, 2021, 49(20): 77-79.
YUN Xia, YE Jia, DING Jianjun, et al. Testing research of flow coefficient of nozzle [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2021, 49(20): 77-79.
- [24] HE Xin, WANG Huanran, GE Gangqiang, et al. Thermodynamic analysis of a hybrid system combining compressed air energy storage and pressurized water thermal energy storage [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 229: 120568.
- [25] ZHANG Xinjing, XU Yujie, ZHOU Xuezhong, et al. A near-isothermal expander for isothermal compressed air energy storage system [J]. *Applied Energy*, 2018, 225: 955-964.
- [26] ODUKOMAIYA A, ABU-HEIBA A, GLUESENKAMP K R, et al. Thermal analysis of near-isothermal compressed gas energy storage system [J]. *Applied Energy*, 2016, 179: 948-960.
- [27] ORTEGO SAMPEDRO E, DAZIN A, COLAS F, et al. Multistage radial flow pump-turbine for compressed air energy storage: experimental analysis and modeling [J]. *Applied Energy*, 2021, 289: 116705.
- [28] WOODFIELD P L, MONDE M, MITSUTAKE Y. Measurement of averaged heat transfer coefficients in high-pressure vessel during charging with hydrogen, nitrogen or argon gas [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2007, 2(2): 180-191.
- [29] ODUKOMAIYA A, ABU-HEIBA A, GRAHAM S, et al. Experimental and analytical evaluation of a hydro-pneumatic compressed-air ground-level integrated diverse energy storage (GLIDES) system [J]. *Applied Energy*, 2018, 221: 75-85.
- [30] CHEN Hua, PENG Yuhang, WANG Yanling, et al. Thermodynamic analysis of an open type isothermal compressed air energy storage system based on hydraulic pump/turbine and spray cooling [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 204: 112293.

(编辑 杜秀杰)