

液体活塞近等温压缩空气储能过程热力性能评估

李瑞雄, 邹瀚森, 姚尔人, 陶瑞, 席光, 王焕然

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为进一步实现液体活塞在压缩空气储能过程全局热力性能的准确与快速评估,建立了基于容器尺寸(a)和喷淋参数(b)的储能过程热力性能无量纲评价模型,探究了压缩空气在近等温储能过程的热力性能变化特性,进而明确了液体活塞设备在近等温压缩空气储能系统中的重要地位。研究表明:无喷淋条件下,空气侧相对温度在无量纲 a 达到 120 时变化平缓,此时液体活塞可实现接近等温压缩,而较小的 a 会导致空气相对温度剧烈变化;喷淋条件下,近等温压缩过程主要出现在压缩过程中期,且增加无量纲 b 导致 a 对空气侧相对温度的影响逐渐弱化;液体活塞近等温压缩空气的理想运行效率可达到 95% 以上,而采用 D155-30 型号水泵驱动的液体活塞近等温压缩储能过程仅能实现 66% 的运行效率。

关键词: 压缩空气储能;近等温压缩;热力学评估;无量纲分析

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202305006 **文章编号:** 0253-987X(2023)05-0058-10

Thermodynamic Performance Evaluation of the Near-Isothermal Compressed Air Energy Storage System with Liquid Piston

LI Ruixiong, ZOU Hansen, YAO Erren, TAO Rui, XI Guang, WANG Huanran

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

Abstract: In this paper, a dimensionless evaluation model is established based on the container size (a) and spray parameter (b) to realize the accurate and rapid evaluation of the global thermodynamic performance in the near-isothermal compressed air energy storage process with a liquid piston. Research is conducted on the variation of thermodynamic parameters during the near-isothermal compressed air energy storage process. Finally, the significant effect of liquid piston on the compressed air energy storage system is clarified. The results show that, without spraying, the air-side relative temperature changes gently when the dimensionless number of a reaches 120, which indicates that the liquid piston can realize near-isothermal compression. However, a smaller value of a can result in dramatic change of the air-side relative temperature. Under the spraying condition, the near-isothermal compression mainly occurs in the middle stage of the compression process, and the increase of the dimensionless number of b can weaken the effect of a on the air-side relative temperature. The efficiency of near-isothermal compression with a liquid piston can be higher than 95% under ideal conditions, but with a D155-30 water pump under experimental conditions, it can only be 66%.

收稿日期: 2022-10-26。 作者简介: 李瑞雄(1990—),男,讲师,硕士生导师;姚尔人(通信作者),男,讲师。 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: 2023-01-30

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20230120.1526.002.html>

Keywords: compressed air energy storage; near-isothermal compression; thermodynamic performance; dimensionless analysis

随着我国提出“双碳”目标,可再生能源必将成为未来电力系统的重要组成部分^[1]。然而,由于可再生能源固有的间歇性和波动性,导致其并网运行会对电网的安全稳定运行造成巨大威胁,限制了可再生能源的规模化利用^[2]。压缩空气储能系统具有储能规模大、运行寿命长、经济性好等优点,是支撑我国大规模发展可再生能源,保障能源系统安全稳定运行的关键技术^[3-4]。

压缩空气储能是利用富余电能驱动压气设备,将高品位电能转化为空气的压力势能储存起来;当电网处于高峰负荷期时,高压空气膨胀做功带动发电机组发电^[5]。研究主要分为3个方面:蓄热回收气体压缩过程产生的压缩热实现非补燃绝热压缩空气储能^[6-8];空气液化储能摆脱对储气洞穴的依赖^[9-11];集成优化实现压缩空气储能系统效能的整体提升^[12-14]。以往研究虽对增加储能密度、改善系统热力性能具有指导性作用,然而绝热压缩过程伴随的压缩热能耗散会导致电能转化效率的提升陷入瓶颈。

因此,研究者提出通过加强压缩空气与环境的热交换,将气体压缩时温度的变化控制在一个较小的范围,减少储能过程的压缩功耗,实现高效的等温压缩空气储能^[15-16]。目前,强化空气与环境充分换热的方式主要包括液体活塞、过程喷射水、添加多孔泡沫导热金属、注入低温气体,其中以水为换热工质的水气共容液体活塞腔体由于几何结构简单、易操作而更具应用前景。Qin等^[17]采用喷雾技术降低压缩空气的温升,近等温压缩过程空气的温升为40℃,比相同压下绝热压缩的空气温升低220℃。Odukomaia等^[18]对喷雾冷却型等温压缩空气储能系统进行了理论研究,并用数值方法拟合了储气装置内的温度变化,研究结果发现系统的能量运行效率可达82%。姜彤等^[19]在热力分析的基础上利用主动调控模型确立了液体活塞等温压缩空气储能过程设计工况的运行策略。Kermani等^[20]通过离散-差分方法解析了液体活塞腔体壁面换热过程的时变特征。Chen等^[21]提出了一种双液体活塞式近等温压缩装置,实现了空气的高效连续近等温压缩储能与膨胀释能。Van de Ven等^[22]研究表明,液体活塞压缩过程的能量转换效率与相同尺寸的常规活塞相比提高13%。

综上所述,实现液体活塞近等温压缩空气是确保

等温压缩空气储能系统高效运行的关键。然而,液体活塞压缩空气过程中,水-气-壁面之间的换热受到传热接触面积、换热速率等多个因素的综合影响,因此揭示气液工质间的能量传递规律,建立描述液体活塞内部能量传递特性以及储能过程能量转化性能的评价方法,对于系统的高效运行至关重要。为此,本文以等温压缩空气储能系统中液体活塞压缩空气储能过程为研究对象,通过建立详细的热力学模型,分析不同关键参数对储能热力学性能的影响规律,形成液体活塞压缩空气储能过程热力性能的评价方法。研究结果为系统的高效运行提供理论依据与技术指导。

1 压缩储能过程热力学模型

在液体活塞近等温压缩空气储能过程中,电能驱动水泵,将水抽入液体活塞腔内,空气压力逐渐升高,待升至设定值后单向阀打开,高压气体进入储气室内,完成一次储能,如图1所示。

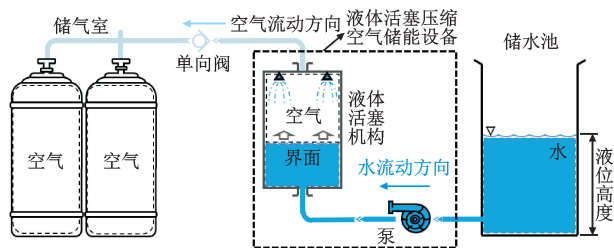


图1 液体活塞近等温压缩空气储能过程简图

Fig. 1 Schematic of near-isothermal compressed air energy storage system with liquid piston

假设压缩过程中空气温度均匀分布、水和壁面温度恒定、空气为理想气体、液滴和空气充分换热、空气物性为常数、压缩腔为圆柱形式,不考虑到液体活塞压缩过程中界面波动、气体溶解等不稳定因素的复杂影响,则理想等温压缩理论功耗为

$$W_{C,T} = m_a R_g T_0 \ln \frac{p_2}{p_1} = m_a R_g T_0 \ln \pi \quad (1)$$

式中: m_a 是空气质量; R_g 是气体常数, J/(kg·K); T_0 是空气初始温度; p_1 是空气初始压力; p_2 是空气最终压力; π 是压缩比。

实际压缩理论功耗

$$W_C = \int V_a dp_a = m_a R_g \left(\int dT_a - \int \frac{T_a}{V_a} dV_a \right) \quad (2)$$

式中: W_C 是实际压缩理论功耗; V_a 是空气体积,

(m^3); p_a 是空气压力; T_a 是空气温度。

定义压缩效率 η_c 为理想等温压缩过程与实际压缩过程理论功耗之比

$$\eta_c = \frac{W_{c,T}}{W_c} = \frac{T_0 \ln \pi}{\int dT_a - \int \frac{T_a}{V_a} dV_a} \quad (3)$$

空气换热模型^[21]

$$m_a c_{V,a} \frac{dT_a}{dt} = h_{a,w} A_{a,w} (T_w - T_a) - \dot{m}_{dr} c_l \Delta T_{dr} - p_a \frac{dV_a}{dt} \quad (4)$$

式中: $c_{V,a}$ 是空气的比定容热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $h_{a,w}$ 是空气与壁面和对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $A_{a,w}$ 是空气与壁面和水的接触面积; T_w 是壁面和水的温度; $\dot{m}_{dr}$ 是喷淋的质量流量; c_l 是水的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ΔT_{dr} 是液滴的温度变化。

由于液滴与空气充分换热, 可简化为

$$m_a c_{V,a} \frac{dT_a}{dt} = (h_{a,w} A_{a,w} + \dot{m}_{dr} c_l) (T_w - T_a) - p_a \frac{dV_a}{dt} \quad (5)$$

又

$$p_a V_a = m_a R_g T_a; V_a = V_0 - \dot{Q}_l t$$

式中: V_0 是空气的初始体积; $\dot{Q}_l$ 是水泵(液体活塞)的流量。因此, 有

$$-\dot{Q}_l m_a c_{V,a} \frac{dT_a}{dV_a} = (h_{a,w} A_{a,w} + \dot{m}_{dr} c_l) (T_0 - T_a) + \frac{m_a R_g T_a}{V_a} \dot{Q}_l \quad (6)$$

壁面采用自然对流换热模型^[23]

$$Ra^* = \frac{\rho_a^2 g \alpha_V (T_a - T_w) H^3 c_{V,a}}{\mu_a k_a} \quad (7)$$

式中: Ra^* 是修正的瑞利数; ρ_a 是空气密度, kg/m^3 ; g 是重力加速度; α_V 是空气的体积膨胀系数, K^{-1} ; H 是压缩腔内空气高度; μ_a 是空气的动力黏度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; k_a 是空气的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; 形状系数 F 可以表示^[24]为

$$F = \frac{V_a}{2RA_{a,w}} \quad (8)$$

式中: R 是压缩腔半径。

努塞尔数 Nu 可以表示^[25]为

$$Nu = 3.25 Ra^* {}^{0.272} F {}^{0.765} \quad (9)$$

所以, 腔体内部换热系数可以用下式计算

$$h_{a,w} A_{a,w} = 7.07 k_a R \left(\frac{p_a^2 g H_0^3 c_{V,a}}{R_g^2 T_0^2 \mu_a k_a} \right) {}^{0.272} \left(\frac{V_a}{V_0} \right) {}^{0.272} \left(1 - \frac{T_0}{T_a} \right) {}^{0.272} \left(1 + \frac{R}{H} \right) {}^{0.235} \quad (10)$$

由于带喷淋的压缩过程可以看成近等温过程, 所以

$$\dot{m}_{dr} = \frac{m_l}{(1 - 1/\pi^{1/n}) t_c} \approx \frac{M_L m_a}{(1 - 1/\pi) t_c} \quad (11)$$

式中: m_l 是压缩过程喷入水的总质量; M_L 是压缩过程中喷入的水和压缩腔内空气质量之比; t_c 是压缩和排气总时间, 相当于半个周期。

令

$$\frac{V_a}{V_0} = V_r; \frac{T_a}{T_0} = T_r; \varphi = \frac{H_0}{R}$$

式中: V_r 是相对体积; T_r 是相对温度; H_0 是空气初始高度; φ 是压缩腔的长径比。则有

$$-\frac{c_{V,a}}{R_g} \frac{dT_r}{dV_r} = \left(\frac{2.25 k_a T_0 t_c}{\varphi p_l R^2} \left(\frac{\varphi^3 p_l^2 g R^3 c_{V,a}}{R_g^2 T_0^2 \mu_a k_a} \right) {}^{0.272} V_r {}^{0.272} \left(1 - \frac{1}{T_r} \right) {}^{0.272} \left(1 + \frac{1}{\varphi V_r} \right) {}^{0.235} + \frac{M_L c_l}{(1 - 1/\pi) R_g} \right) (1 - T_r) + \frac{T_r}{V_r} \quad (12)$$

令

$$a = \frac{2.25 k_a T_0 t_c}{\varphi p_l R^2} \left(\frac{\varphi^3 p_l^2 g R^3 c_{V,a}}{R_g^2 T_0^2 \mu_a k_a} \right) {}^{0.272} b = \frac{M_L c_l}{(1 - 1/\pi) R_g}$$

可以看出, 上述无量纲参数 b 是表征液体活塞压缩过程喷水量变化的关键数值, 其对压缩过程空气侧的温度变化有直接影响, a 是表征容器物理特征与工质流动参数的无量纲参量。因此, 有

$$-\frac{c_{V,a}}{R_g} \frac{dT_r}{dV_r} = \left(a V_r {}^{0.272} \left(1 - \frac{1}{T_r} \right) {}^{0.272} \left(1 + \frac{1}{\varphi V_r} \right) {}^{0.235} + b \right) (1 - T_r) + \frac{T_r}{V_r} \quad (13)$$

所以, 液体活塞压缩空气效率 η_c 可以表示为

$$\eta_c = \ln \pi / \left(\int dT_r - \int \frac{T_r}{V_r} dV_r \right) \quad (14)$$

现有液体活塞压缩空气储能的研究主要聚焦在无喷淋和有喷淋两类, 根据式(13)和式(14), 无喷淋液体活塞($b=0$)压缩过程的运行效率与无量纲数 a 、长径比 φ 、压缩比 π 密切相关, 即 $\eta_c = f(a, \varphi, \pi)$ 。选取典型长径比为 2、4、8 的液体活塞, 采用 Rotational Taylor 方法进行效率拟合, 可以获得液体活塞压缩空气运行效率为无量纲数 a 和压缩比 π 的函数

$$\eta_c = \frac{z_0 + A_{01}\pi + B_{01}a + B_{02}a^2 + C_{02}a\pi}{1 + A_1\pi + B_1a + A_2\pi^2 + B_2a^2 + C_2a\pi}$$

(15)

式(15)中的拟合系数如表 1 所示。根据式(14)可知,带有喷淋的液体活塞压缩效率无法获得特定解析解,而在特定压缩比和长径比下,喷淋液体活塞($b\neq 0$)压缩过程的运行效率与无量纲数 a 、 b 密切相

关,即 $\eta_c = f(a, b)$ 。所以,当长径比为 8 时,采用 Rotional Taylor 方法进行拟合,获得带有喷淋的液体活塞压缩效率方程

$$\eta_c = \frac{z_0 + A_{01}a + B_{01}b + B_{02}b^2 + C_{02}ab}{1 + A_1a + B_1b + A_2a^2 + B_2b^2 + C_2ab}$$

(16)

式(16)中不同长径比下的系数选取如表 1 所示。

表 1 液体活塞内压缩空气效率系数

Table 1 The efficiency coefficient of compressed air in the liquid piston

拟合系数	数值					
	长径比为 8		长径比为 4		长径比为 2	
	无喷淋	带有喷淋	无喷淋	带有喷淋	无喷淋	带有喷淋
z_0	1.257	0.732	1.253	0.815	1.243	0.904
A_{01}	0.709	0.040	0.699	0.035	0.662	0.020
B_{01}	0.027	0.121	0.017	0.098	0.010	0.120
B_{02}	0.002	0.006	0.002	0.004	0.002	0.007
C_{02}	0.052	0.002	0.047	0.002	0.041	0.003
A_1	0.953	0.041	0.940	0.035	0.896	0.020
A_2	0.013	0	0.013	0	0.012	0
B_1	0.030	0.140	0.019	0.106	0.012	0.131
B_2	0.002	0.006	0.002	0.004	0.002	0.007
C_2	0.055	0.002	0.049	0.002	0.043	0.003

水泵(电机)效率为

$$\eta_p = \frac{W_c}{W_p} = \frac{m_a R_g \left(\int dT_a - \int (T_a/V_a) dV_a \right)}{\int \dot{W}_p dt}$$

(17)

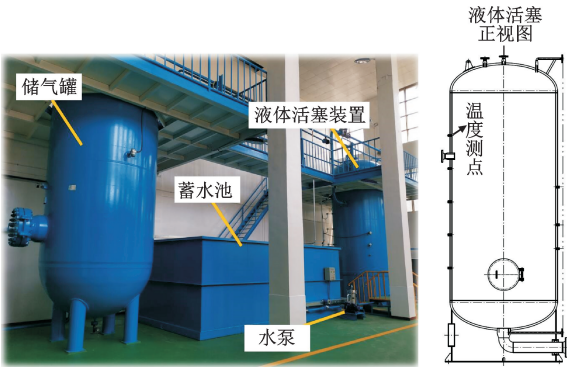
实际水泵驱动液体活塞压缩空气储能效率为

$$\eta'_c = \eta_c \eta_p = \frac{T_0 \ln \pi}{\int dT_a - \int (T_a/V_a) dV_a} \eta_p$$

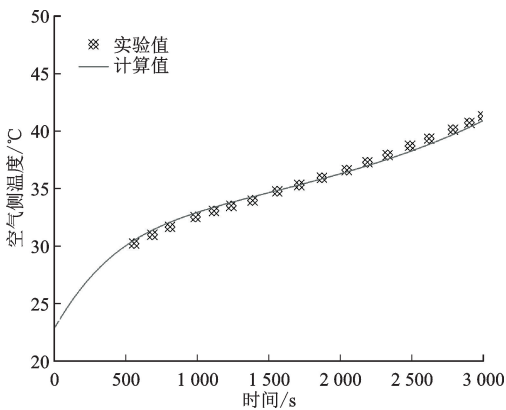
(18)

2 模型可靠性验证

为了评估理论模型的准确性,基于团队已建立的 100 kW 液体活塞压缩空气储能装置,将计算结果与实验数据对比验证。如图 2(a)所示,该装置由变频水泵(型号为 D155-30)和 20 m³ 液体活塞装置组成,其中变频水泵流量为 12 m³/h,液体活塞装置内初始压力 1 MPa,初始液位 0.75 m,装置内温度测点距离罐体底面 4.7 m,具体如图 2(a)所示。图 2(b)为液体活塞压缩过程空气侧温度实验值与计算值对比。可以发现,计算值与实验值吻合较好,最大偏差为 2%,且随着压缩过程的进行,空气侧温度在初始和结束压缩阶段剧烈增加。其主要原因是:初始时刻空气与容器壁面、液体温度相等,而空气被压缩产生的压缩热主要体现在空气侧温度的升高;随着压缩过程的进行,空气与周围换热介质的温



(a)实验系统及温度测点分布



(b)实验值与计算值的对比

图 2 实验系统以及实验值与计算值的对比

Fig. 2 Experimental prototype and data comparison

差逐渐增加,导致空气与容器壁面、液体间换热量增加,所以该阶段空气侧温度的增加趋势较为平缓;在压缩过程的后期,空气侧体积急剧减小,壁面与高温空气间的有效接触面积减小,空气与外界环境间的热量交换受到限制,温度再次出现急剧增高的变化趋势。

3 结果分析

图 3 为不同 a 下空气相对体积对空气侧相对温度的影响。空气相对体积随着压缩时间的增加逐渐减小,产生大量的压缩热导致空气侧温度升高。当 a 较小时,空气侧温度变化剧烈,即液体活塞压缩过程中空气侧温度对于 a 较小的工况反应较为敏感。当 a 达到 120 时,空气侧相对温度变化平缓,此时液体活塞压缩空气接近等温压缩。值得注意的是,压缩比恒定时增加 a ,导致空气侧相对温度升高,且压缩比越大,增加趋势越显著。当 $b=0$ 时,空气侧相对温度随着相对体积的减小剧烈增加。当 b 大于 0 时,液体活塞压缩中期空气侧相对温度出现缓慢增加阶段,且随着 b 增加中间温度缓增区扩展,因此带有喷淋的液体活塞($b \neq 0$ 时)近等温压缩过程主要出现在压缩中期,而在初始和结束压缩阶段相对温度的变化较为剧烈。其次, $b=50$ 时的压缩阶段空气侧相对温度最大增加为 0.14,而 $b=25$ 时的最大增加值为 0.25, $b=0$ 时的最大增加值为 1.3,所以压缩过程采用液体喷淋有助于实现高效近等温压缩,但随着喷淋量的增大,近等温效能的提升能力逐渐弱化。对比图 3 中的曲线变化,随着 b 的增加, a 对空气侧相对温度的影响逐渐减小,即增大喷淋量会使得容器尺寸和流动参数对近等温压缩效能的影响减弱。由此可知,容器物理尺寸对于液体活塞近等温压缩空气有一定影响,但液体喷淋换热占主导因素。恒压缩比下,增加 b ,造成空气侧相对温度对 a 的变化越敏感。

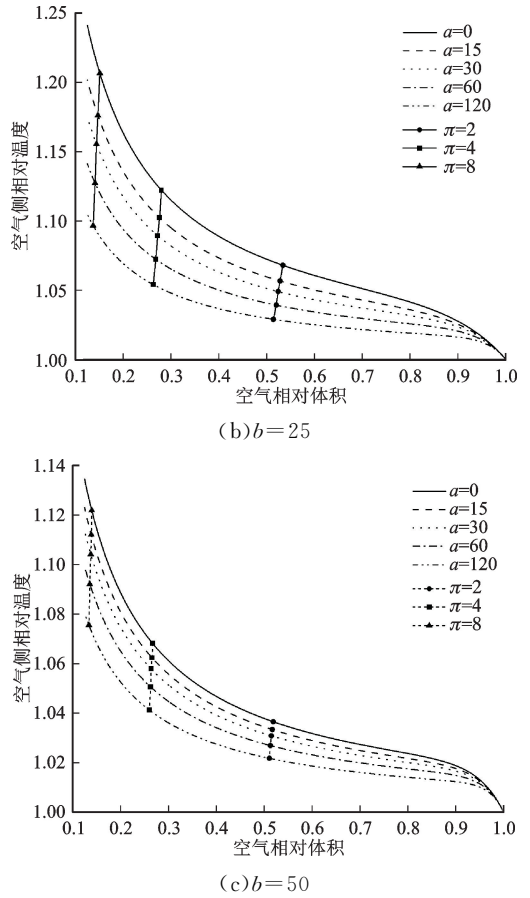
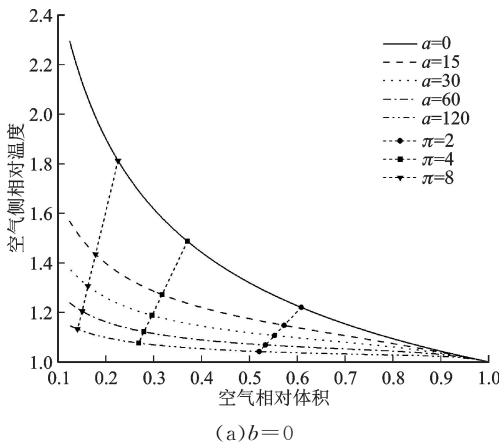


图 3 空气侧相对温度分布情况
Fig. 3 The relative temperature distribution of air area in the liquid piston

图 4 中是无喷淋液体活塞容器长径比为 2、4、8 时, a 对近等温压缩效率的影响。 a 是表征容器物理尺寸的关键参量,所以需要研究容器物理尺寸对近等温压缩效率的影响规律。随着 a 的增大,压缩效率迅速增加并逐渐趋于稳定;在 a 保持一致的情

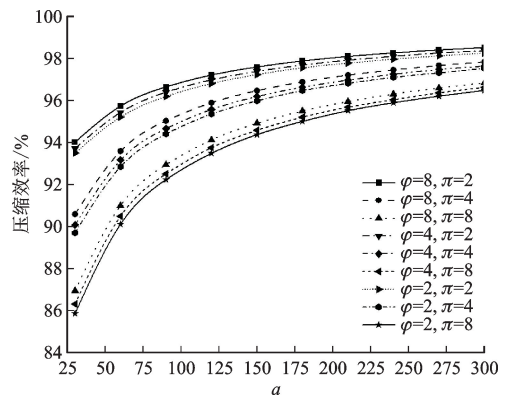


图 4 无喷淋液体活塞压缩空气效率的变化
Fig. 4 Variation in efficiency of compressed air in the liquid piston without spraying

况下,高长径比具有较大的比表面积和换热系数,因此具有更高的压缩效率。

采用水泵针对液体活塞压缩储能过程整体运行效率进行评估,结合上述压缩空气储能效率式(15)和式(18),计算获得不同 a 和压缩比下液体活塞压缩空气储能过程运行效率变化,计算结果如图 5 所示。与不考虑液体驱动设备压缩空气的工况相似,增加 b 和压缩比可以提升储能过程的整体运行效率。然而,水泵驱动液体活塞压缩空气储能过程的运行效率低于理想压缩过程的运行效率,这种现象在低压压缩比区域更加显著,其主要是由于低背压环境下水泵运行工况恶化,运行效率降低,导致液体活塞压缩空气储能过程的运行效率降低,而增加压缩比造成水泵背压升高,水泵运行性能接近设计工况,运行效率提升。

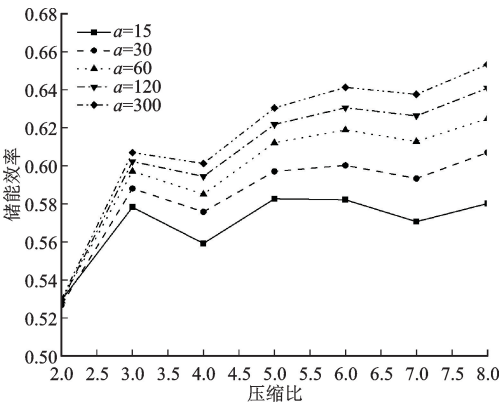


图 5 水泵驱动无喷淋液体活塞压缩空气储能效率

Fig. 5 Variation in efficiency of compressed air energy storage system with liquid piston driven by water pump

液滴吸热、壁面散热与理想等温压缩功耗的比值。在液体活塞压缩空气过程中,压缩功转化为空气的压力势能与压缩热能,压缩热主要通过导热与对流的方式传递到容器壁面和液体中。从图中可以发现,当 $b=0$ 时,随着 a 增大,壁面换热量迅速增加,当 $a=15$ 时,壁面吸收热量占到压缩热量的 27%,而当 $a=120$ 时占到压缩热量的 83%。所以,在无喷淋压缩空气过程中容器物理尺寸和工质流动参数对近等温压缩效能具有决定性的作用,通过改善容器液体活塞的物理形态可达到高效近等温压缩空气的目的。

在 $b=25$ 、 $a=0$ 工况下,喷淋换热量达到 70%,壁面吸收的热量忽略不计;随着 a 增大,壁面吸收热量显著增加,喷淋换热量占比迅速减小,当 $a=120$ 时,壁面吸收热量占到 50%,喷淋吸热 35%。在 b 增加到 50、 $a=0$ 工况下,喷淋吸热量比 $b=25$ 时的高出 12%,比 $a=120$ 工况下高出 18%,同时喷淋吸热量占总压缩热量的 52%。所以,提升喷淋无量纲数 b 可以降低对壁面换热的要求,有效简化容器物理尺寸设计。

图 7 和图 8 为液体活塞压缩比为 4 和 8 时的能量占比分布。在 $a=120$ 、 $b=0$ 、压缩比为 4 和 8 运行工况下,液体活塞的壁面换热量占比基本保持一致,分别为 81%、79%;当 $b=25$ 、50 时,壁面换热量占比仍然保持相同,所以液体活塞压缩比对近等温压缩过程壁面吸收能量占比影响较小;同样地,在 a 、 b 相同的工况下,压缩比对腔内液体吸收热量占比的影响有限。其原因是,压缩过程喷淋量保持不变,不同压缩比导致液体活塞余隙容积出现较大变化,而余隙容积主要体现在空气侧壁面有效换热面积上。

图 6 为压缩比为 2,不同 a 、 b 下压缩空气焓值、

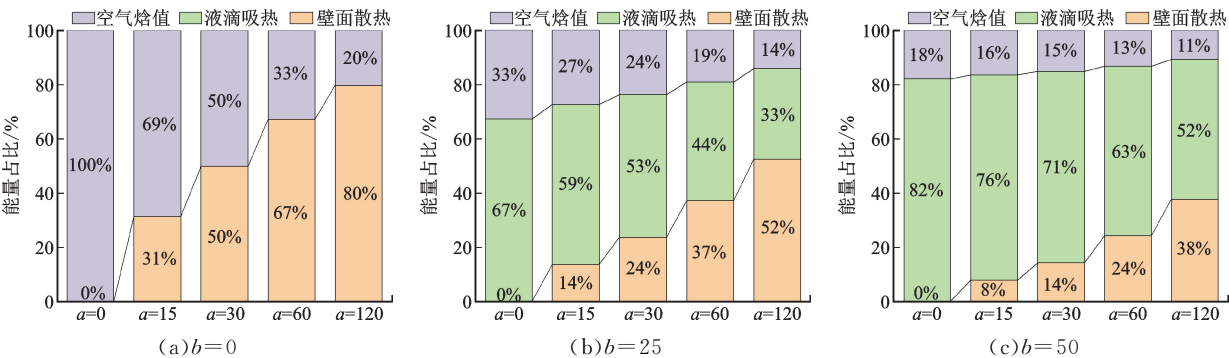


图 6 液体活塞压缩比为 2 的能量占比

Fig. 6 Energy distribution under the condition of pressure ratio of liquid piston is 2

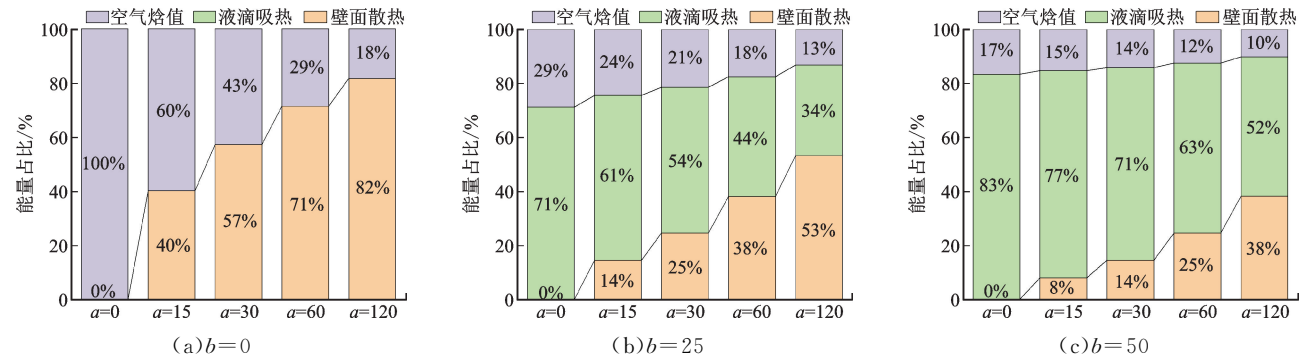


图 7 液体活塞压缩压缩比为 4 的能量占比

Fig. 7 Energy distribution under the condition of pressure ratio of liquid piston is 4

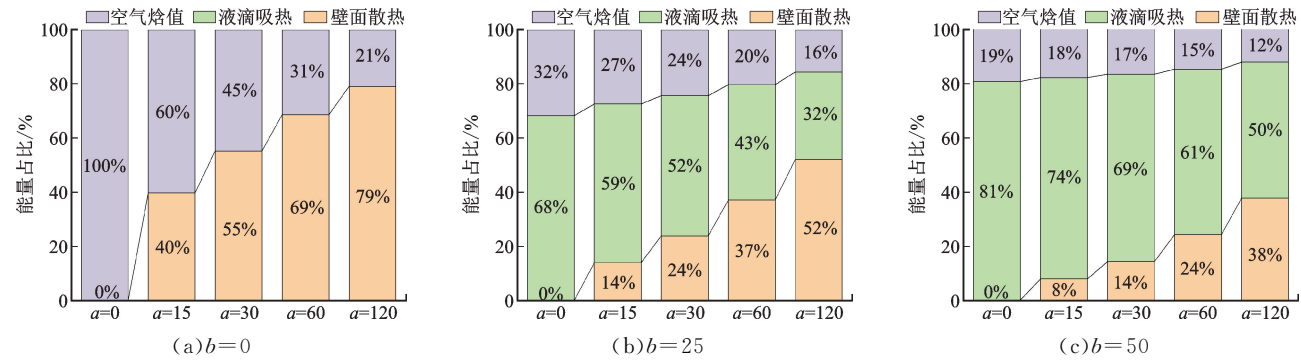


图 8 液体活塞压缩压缩比为 8 的能量占比

Fig. 8 Energy distribution under the condition of pressure ratio of liquid piston is 8

不同压缩比下,液体活塞近等温压缩过程壁面吸收热量、液体吸收热量、空气内部能量与理想等温压缩功耗比值的对比见图 9。虽然压缩比对近等温压缩过程能量分配占比影响不明显,但通过对比可以发现:压缩比为 4 时,容器内液体和容器壁面吸收热量达到最大,而压缩空气的内能最小,且压缩比为 2 时液体和容器吸收热量占比低于压缩比为 8 时的热量占比。

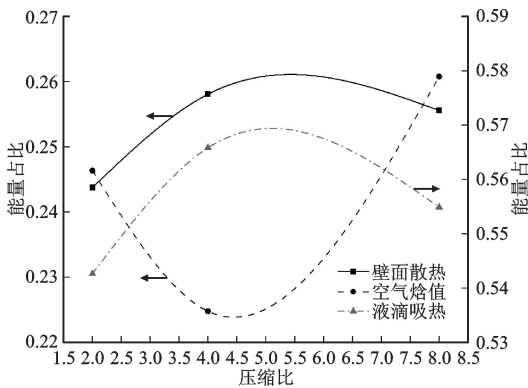
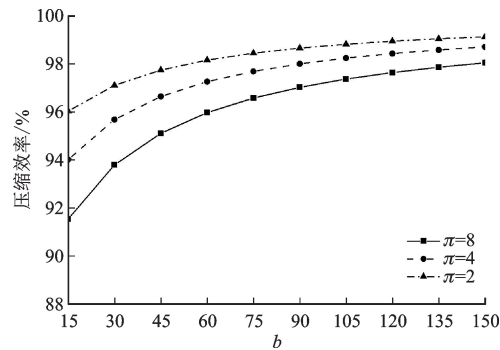


图 9 $a=30$ 、 $b=25$ 时压缩比对液体活塞压缩能量占比的影响

Fig. 9 Effect of pressure ratio on the compression energy of liquid piston under $a=30$ and $b=25$

图 10 为带有喷淋的液体活塞压缩比为 2、4、8 时, a 、 b 对压缩效率的影响。可以发现,当 a 、 b 保持一致,增加压缩比会造成近等温压缩效率降低。其主要是,由于相同物理尺寸、流动参数、喷淋量工况下高压压缩比产生的压缩热远高于低压压缩比产生的热量,所以低压压缩比条件下液体活塞内部换热更加充分,运行效率升高。当 $a=30$ 、 $b=15$ 时,压缩比从 8 降至 2,近等温压缩效率提升 5%,而当 $a=30$ 、 $b=150$ 时,效率仅提升 1%。所以,无量纲 b 较小(即喷淋量较小)时,近等温压缩效率对压缩比的变化更加敏感。



(a) $a=30$

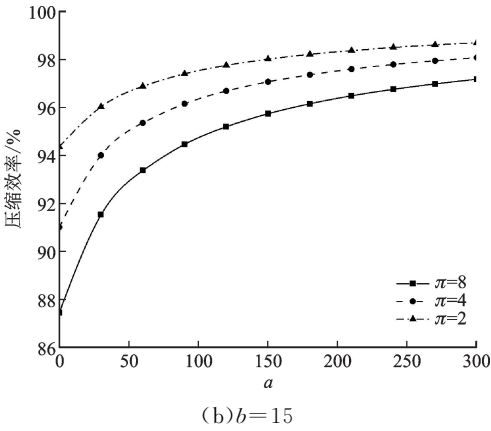


图 10 喷淋液体活塞压缩空气效率的变化

Fig. 10 Variation in efficiency of compressed air in the liquid piston with spraying

同样地,当 $b=15$ 、 $a=150$ 时,压缩效率提升 2%,即较小的 a 会引起近等温压缩效率对压缩比的敏感变化。液体活塞压缩效率随着 a 、 b 增加迅速升高并逐渐达到稳定,说明容器物理尺寸、喷淋量、工质流动参数在一定范围内对于提升压缩效率具有显著作用。

利用带有喷淋的液体活塞压缩效率方程式(16),结合 D155-30 型号水泵对整体压缩储能过程进行分析。图 11 为 $a=30$ 时,增加 b 和压缩比时水泵驱动液体活塞压缩空气储能过程的运行效率变化。同样地,由于受到水泵运行性能的影响,液体活塞压缩空气储能过程的整体运行效率受到很大限制,所以提升液体活塞驱动设备的运行性能对于提升近等温压缩空气储能过程的运行效率至关重要。

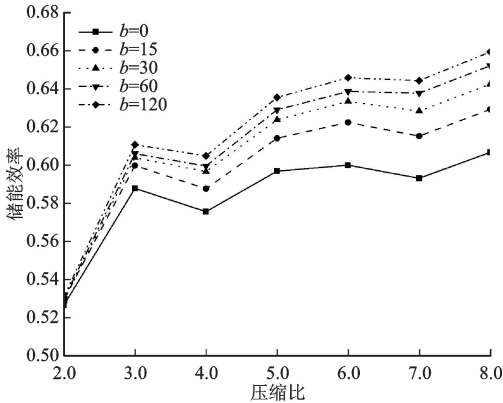


图 11 水泵驱动带有喷淋($a=30$)液体活塞压缩空气储能效率的变化

Fig. 11 Variation in efficiency of compressed air energy storage system with liquid piston driven by water pump for spraying ($a=30$)

4 结 论

液体活塞机构通过强化压缩储能过程空气与环境的热量传递,实现近似恒定温度的压缩储能过程,有效降低储能过程产生的压缩热耗散,提升系统的电能转化效率。本文通过建立液体活塞压缩空气储能过程的无量纲数学模型,研究容器物理尺寸、流动参量、喷淋参数等对压缩性能的影响规律,获得了带有喷淋、无喷淋两种液体活塞近等温压缩空气储能过程热效率的评价方法。

(1)压缩过程采用液体喷淋有助于实现高效近等温压缩,但随着喷淋量的增加,近等温效能的提升能力逐渐弱化,且带有喷淋的液体活塞近等温压缩过程主要出现在压缩过程中期。

(2)无喷淋液体活塞压缩空气过程中容器物理尺寸和工质流动参数对近等温压缩效能具有决定性的作用。然而,带有喷淋的液体活塞增大喷淋量会使得容器尺寸和流动参数对近等温压缩效能的影响减弱,所以容器物理尺寸对于液体活塞内空气的近等温压缩有一定影响,但液体喷淋换热仍是压缩空气温度变化的主导因素。

(3)采用水泵驱动液体活塞压缩空气装置在储能过程中,水泵运行工况恶化会导致储能过程的整体运行效率受到很大限制,所以提升液体活塞驱动设备的运行性能对于提升近等温压缩空气储能过程的运行效率至关重要。

参考文献:

[1] ZHANG Haoran, LI Ruixiong, CAI Xingrui, et al. Do electricity flows hamper regional economic-environmental equity? [J]. Applied Energy, 2022, 326: 120001.

[2] HEPTONSTALL P J, GROSS R J K. A systematic review of the costs and impacts of integrating variable renewables into power grids [J]. Nature Energy, 2021, 6(1): 72-83.

[3] 梅生伟,张通,张学林,等. 非补燃压缩空气储能研究及工程实践:以金坛国家示范项目为例 [J]. 实验技术与管理, 2022, 39(5): 1-8, 14.

MEI Shengwei, ZHANG Tong, ZHANG Xuelin, et al. Research and engineering practice of non-supplementary combustion compressed air energy storage: taking Jintan national demonstration project as an ex-

- ample [J]. *Experimental Technology and Management*, 2022, 39(5): 1-8, 14.
- [4] 席光, 姚人, 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.
- [5] 韩中合, 郭森闯. AA-CAES 系统释能过程运行特性分析 [J]. *太阳能学报*, 2020, 41(1): 295-301.
- HAN Zhonghe, GUO Senchuang. Analysis of operation characteristics on discharge process of AA-CAES system [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2020, 41(1): 295-301.
- [6] GUO Zhongjie, WEI Wei, CHEN Laijun, et al. Operation of distribution network considering compressed air energy storage unit and its reactive power support capability [J]. *IEEE Transactions on Smart Grid*, 2020, 11(4): 2954-2965.
- [7] CHEN Longxiang, HU Peng, ZHAO Panpan, et al. A novel throttling strategy for adiabatic compressed air energy storage system based on an ejector [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 158: 50-59.
- [8] 李姚旺, 苗世洪, 尹斌鑫, 等. 计及先进绝热压缩空气储能多能联供特性的微型综合能源系统优化调度模型 [J]. *发电技术*, 2020, 41(1): 31-39.
- LI Yaowang, MIAO Shihong, YIN Binxin, et al. Optimal dispatch model for micro integrated energy system considering multi-carrier energy generation characteristic of advanced adiabatic compressed air energy storage [J]. *Power Generation Technology*, 2020, 41(1): 31-39.
- [9] VECCHI A, LI Yongliang, MANCARELLA P, et al. Integrated techno-economic assessment of liquid air energy storage (LAES) under off-design conditions: links between provision of market services and thermodynamic performance [J]. *Applied Energy*, 2020, 262: 114589.
- [10] WANG Chen, AKKURT N, ZHANG Xiaosong, et al. Techno-economic analyses of multi-functional liquid air energy storage for power generation, oxygen production and heating [J]. *Applied Energy*, 2020, 275: 115392.
- [11] 万玉珂, 吴闯, 刘朝, 等. 液态存储跨临界压缩 CO₂ 储能系统性能分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(1): 25-33.
- WAN Yuke, WU Chuang, LIU Chao, et al. Performance analysis of a transcritical compressed CO₂ energy storage system based on liquid storage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(1): 25-33.
- [12] WANG Xusheng, YANG Cheng, HUANG Manman, et al. Off-design performances of gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage with organic Rankine cycle [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 156: 626-638.
- [13] JIANG Runhua, QIN F G F, CHEN Baiman, et al. Thermodynamic performance analysis, assessment and comparison of an advanced trigenerative compressed air energy storage system under different operation strategies [J]. *Energy*, 2019, 186: 115862.
- [14] YAN Yi, ZHANG Chenghui, LI Ke, et al. An integrated design for hybrid combined cooling, heating and power system with compressed air energy storage [J]. *Applied Energy*, 2018, 210: 1151-1166.
- [15] BI Xianyun, LIU Pei, LI Zheng. Thermo-dynamic analysis and simulation of a combined air and hydro energy storage (CAHES) system [J]. *Energy*, 2016, 116(Part 2): 1385-1396.
- [16] 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.
- [17] QIN C, LOTH E, LI P, et al. Spray-cooling concept for wind-based compressed air energy storage [J]. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2014, 6(4): 043125.
- [18] ODUKOMAIYA A, ABU-HEIBA A, GLUESENKA-MP K R, et al. Thermal analysis of near-isothermal compressed gas energy storage system [J]. *Applied Energy*, 2016, 179: 948-960.
- [19] FU Hao, JIANG Tong, CUI Yan, et al. Design and operational strategy research for temperature control systems of isothermal compressed air energy storage power plants [J]. *Journal of Thermal Science*, 2019, 28(2): 204-217.
- [20] 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.

[21] 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.

[22] VAN DE VEN J D, LI P Y. Liquid piston gas compression [J]. Applied Energy, 2009, 86(10): 2183-2191.

[23] 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.

[24] CHEN Hao, WANG Huanran, LI Ruixiong, et al. Experimental and analytical investigation of near-isothermal pumped hydro-compressed air energy storage system [J]. Energy, 2022, 249: 123607.

[25] LEFÈVRE A, MOTA J P B, RODRIGO A J S, et al. Chaotic advection and heat transfer enhancement in Stokes flows [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24(3): 310-321.

(编辑 杜秀杰)