

压缩空气储能储气装置充气过程的 动态热力特性研究

武书弘, 邹瀚森, 姚尔人, 席光

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了探究储气装置充气气体状态对压缩空气储能过程中热力学参量的影响规律,在储气装置内压缩湿空气的宏观质量和能量方程基础上,考虑水发生相变时与质量变化速率相关的多种物性和状态参数的影响,对现有的热力学模型进行修正,并建立与相变速率有关的两个无量纲数。在对比验证模型计算准确性的基础上,计算了4种储气装置入口水蒸气质量分数,即含水量不同的充气过程。研究表明:在水蒸气质量分数为0~0.03时,储气装置入口气体含水量对储气装置内湿空气的压力影响不大,但是对于温度的影响较大;储气装置充入的湿空气达到饱和状态后发生冷凝现象,而空气对流和环境压力升高的综合作用导致产生的液态水蒸发,储气装置内冷凝水量远大于蒸发水量;由于相变会影响储气装置内焓值的增加量,这使得储气装置内焓的增加量在充气50 min时高于充入干空气的工况。因此,可根据所提的两个无量纲数表达式及物理意义,分别评估冷凝的速率和储气装置内不同相态水的占比,最终计算入口气体含水量对储气装置内焓的影响。

关键词: 储气装置;湿空气;充气过程;蒸发;冷凝

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202502005 **文章编号:** 0253-987X(2025)02-0041-09

Thermodynamic Characteristics of Air Storage Device During Charging Process

WU Shuhong, ZOU Hansen, YAO Erren, XI Guang

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

Abstract: To investigate the effect of state of charged air on the thermodynamic parameters of air storage device during charging process of compressed air, the existing thermodynamic model was modified and two dimensionless numbers related to the mass change rate were established on the basis of the macroscopic mass and energy equations of compressed humid air in air storage device by taking into account the effects of various physical properties and state parameters related to the mass change rate in water phase transition. On the basis of comparing and verifying the calculation accuracy of the model with experimental data, the model was used to calculate the charging process of four different moisture (moisture content refers to the mass fraction of gaseous water in humid air, and the study range is 0 to 0.03.) content of air. The results show that the inlet air moisture content of the air storage device had little effect on the pressure of humid air inside the device, but had a greater impact on temperature; condensation occurred after

the humid air filled into the air storage device reached the saturated state, and the combined effect of air convection and the increase of environmental pressure led to the evaporation of the liquid water generated, and the condensation water in the air storage device was much greater than the evaporated water; the increase in exergy in the device, which was affected by phase change, was higher than that when it was charged with dry air for 50 minutes. Therefore, the rate of condensation and the proportion of water in different phases in the air storage device can be evaluated respectively according to the respective expressions and physical meanings of the two dimensionless numbers proposed to ultimately calculate the effect of inlet air moisture content on the exergy in the air storage device.

Keywords: air storage device; humid air; charging process; evaporation; condensation

压缩空气储能技术具有储能容量大、运行寿命长、建设周期短、运行方式灵活等优点,是实现高比例新能源发电消纳和维持电网安全平稳运行的重要举措^[1]。该技术在用电低谷利用电能驱动压缩机对空气进行压缩,并将高压空气存储在储气装置中,在用电高峰时释放高压空气带动透平做功进行发电^[2]。

压缩空气储能系统中高压空气的储存装置可以分为地上金属储罐和地下洞室储气库两种,在不考虑泄漏的情况下,两种形式的储气装置可使用相同的热力学模型进行热力性能评估^[3]。目前,多位学者已经建立了不同的热力学模型以求解储气装置中热力参量的变化规律。Langham^[4]根据理想气体状态方程建立了预测硬岩水平隧道内温度和压力随时间变化的热力学模型;Kushnir等^[5]基于真实气体状态方程,利用无量纲分析的方法得到了储气库中压力与温度的解析解;Raju等^[6]基于恒定壁温、可变传热系数的假设,模拟了压缩空气储能系统地下储气洞穴内的温度和压力变化。上述研究都是在充入储气装置的气体均为干燥空气工况的假设下进行的,压缩空气储能系统在实际运行过程中,即使在充入储气装置之前进行过除湿处理,最终进入储气装置的气体是有一定含水量的湿空气^[7]。储气装置内气体中水的含量变化会很大程度改变压缩空气的热物性参数^[8],而且储气装置内容易发生相变导致冷凝水的出现,这将引起储气库内的压缩湿空气质量和能量存储与释放的变化,所以使用干空气的热力学模型无法准确预测储气装置中各种物理量的变化规律,需要建立一个考虑空气含水量以及水蒸发冷凝作用的储气装置内高压气体热力学参量计算模型。

蒋中明等^[9]从宏观水的质量对时间的变化率出发,建立了考虑湿空气湿度、水蒸发和冷凝因素的储

气装置内温度和压力的计算公式,并使用该模型研究了不同湿度下储气装置内压力、温度和相对湿度等物理量的变化规律。然而,在水的蒸发和冷凝相变过程中,需要考虑液膜与水蒸气之间质量传递相关参数(气泡直径、饱和温度等)的影响^[10],否则将导致蒸发/冷凝速率存在局部误差,进而影响温度和压力等重要热力学参量计算的准确性。

由水蒸气到水膜相变微观过程的研究方面,通过修正经典努塞尔理论方程^[10],研究了液膜温度非线性分布、蒸汽过热、蒸汽流动、流体动量变化、湍流对液膜厚度和冷凝传热系数的影响规律,吴子仪^[11]研究了湿空气环境中滴状冷凝多场耦合特性及强化传热特性;Lee^[12]提出了不同相态水之间质量传递速率的计算公式。

为全面描述充气过程储气装置内热力参量的变化规律,进而准确评估储气装置内能量存储变化过程,本文在储气装置内压缩湿空气的宏观质量和能量方程基础上,考虑水发生相变时与质量变化速率相关的多种物性和状态参数的影响,对现有的热力学模型进行修正并建立与相变速率有关的两个无量纲数。在对比验证模型计算准确性的基础上,计算了4种储气装置入口水蒸气质量分数不同的充气过程。通过计算储气装置在充气过程中的焓值变化,进而对储气装置内能量的动态存储进行表征。

1 储气装置内高压(含湿)空气热力学模型

1.1 蒸发冷凝理论及其修正

本文建立储气装置内高压(含湿)空气热力学模型的基本假设如下:①湿空气中水蒸气凝聚成的液相水中没有干空气;②凝结水以水膜形态附着在地下容器的内壁面上;③忽略凝结水膜对压缩空气与容器壁面之间对流传热的影响^[13]。适用于相变模

型的质量守恒方程和能量守恒方程为

$$\nabla \cdot (\alpha_i \rho_i \mathbf{u}_i) = \dot{m} \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\mathbf{u}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (2)$$

式中:下标 i 为不同的相; $\dot{m}$ 为因为发生相变而产生的质量源项,kg/s; E 为能量,J; T 为温度,K; S_h 为因为发生相变而产生的能量源项。能量源项 S_h 与 $\dot{m}$ 的关系式为

$$S_h = \dot{m} \gamma \quad (3)$$

式中: γ 为潜热,J/kg。

根据文献[12]提出的蒸发冷凝模型,以及文献[14]中所述对该模型的修正,单位体积的蒸发/冷凝质量流率为

$$\dot{m} = \frac{6}{d} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} \left(\frac{\rho_l \gamma}{\rho_l - w_v \rho_v} \right) \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (4)$$

式中: d 为液膜或气泡的直径,m; β 为调节系数; M 为发生相变工质的相对分子质量,g/mol; R 为通用气体常数,J/(mol·K);下标 sat 表示饱和状态; ρ 表示密度,kg/m³; w 表示质量分数; α 表示体积分数;下标 l 表示液体;下标 v 表示水蒸气。

文献[14]中对潜热进行了修正,即

$$\gamma^* = \gamma \left(1 + 0.68 \frac{c_{p,l}(T - T_{\text{sat}})}{\gamma} \right) \quad (5)$$

式中: c_p 为比定压热容,J/(kg·K)。

将式(3)中的潜热 γ 换成式(5)中的 γ^* ,并将式(4)代入式(3)中,则经过整理的能量源项的表达式为

$$S_h = \frac{6\gamma^2 \beta \rho_l}{d} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} \cdot \left(\frac{0.68 c_{p,l} \rho_l \alpha_l (T - T_l)}{(\rho_l - w_v \rho_v) \gamma} + \frac{\rho_l \alpha_l}{\rho_l - w_v \rho_v} \right) \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (6)$$

从量纲的角度分析,可以在式(6)中提取得到两个无量纲数 W 、 B ,表达式为

$$W = \frac{0.68 c_{p,l} \rho_l \alpha_l (T - T_l)}{(\rho_l - w_v \rho_v) \gamma} \quad (7)$$

$$B = \frac{\rho_l \alpha_l}{\rho_l - w_v \rho_v} \quad (8)$$

B 是表征湿空气各相态组分占比的关键数值,其取值主要与储气装置中液态水的体积分数 α_l 有关,理论上 B 的取值越大表明当前在状态下的储气装置中液态水的占比越多; W 取值主要与储气装置中湿空气的液态水的体积分数 α_l 、温度与液态水的温度差及潜热大小有关,是表征湿空气的热力学性质参数的无量纲数,理论上 W 的取值越大,储气装置内湿空气在相变过程中潜热释放越快,能量源项

可以表示为

$$S_h = \frac{6\gamma^2 \beta \rho_l}{d} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} (W + B) \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (9)$$

结合式(9)、式(3)可以看出,两个无量纲数的取值大小都与蒸发/冷凝速率存在正相关关系,因此可通过无量纲数的大小对相变所处的阶段进行判断。

1.2 储气装置内湿空气热力参量计算

根据文献[15]中的相关理论,结合储气装置中压缩空气的具体情况,可以把式(1)、(2)改写为

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} - \dot{m}_{\text{con}} + \dot{m}_{\text{evap}} \quad (10)$$

$$\frac{d(mu)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{\text{cv}} - (\dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}})h - \dot{m}_{\text{con}}(c_{p,l}T - \gamma) + \dot{m}_{\text{evap}}(c_{p,l}T - \gamma) \quad (11)$$

式中: m 为储气装置内湿空气的总质量,kg; t 为时间,s;下标 in 表示进入储气装置;下标 out 表示离开储气装置;下标 con 表示冷凝过程;下标 evap 表示蒸发过程; u 为单位质量压缩空气的内能,J/kg; $\dot{Q}$ 为对流换热速率,J/s; $\dot{W}_{\text{cv}}$ 为储气装置体积做功速率,其数值很小可忽略,J/s; h 为单位质量压缩空气的焓,J/kg。

在上述方程的基础上,结合湿空气状态方程,可通过推导得到容器中考虑了湿空气蒸发和冷凝因素的温度以及压力的计算式,即

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_p(1+D)} \left(V \frac{dp}{dt} + (\dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}})h - \dot{m}_{\text{con}}(c_{p,l}T - \gamma) + \dot{Q} + \dot{m}_{\text{evap}}c_{p,l}T - (c_pT + \gamma_0 - 273.15)m\dot{D} \right) \quad (12)$$

$$\frac{dp}{dt} = (\dot{m}c_p(1+D) + (\dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}})h - \dot{m}_{\text{con}}(c_{p,l}T - \gamma) + \dot{m}_{\text{evap}}c_{p,l}T - (c_pT + \gamma_0 - 273.15)\dot{m}D + \dot{Q}) \cdot ((1+D)c_p/ZR - 1)V - (1+D)c_p m T / (Z(dZ/dp))^{-1} \quad (13)$$

$$\dot{D} = \frac{\dot{m}_v m_a - \dot{m}_a m_v}{\dot{m}_a^2} \quad (14)$$

式中: V 为储气装置的体积; D 为储气装置中湿空气的含湿量,g/kg;下标 0 表示初始状态; Z 为湿空气的压缩因子; $\dot{D}$ 表示含湿量对时间的变化率;下标 a 表示干空气。

文献[16]给出了湿空气压缩因子 Z 的计算方法,对压力求导,得到 Z 对压力的变化率

$$\frac{dZ}{dp} = \frac{1}{T} (a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + (b_0 + b_1 T)x_v + (c_0 + c_1 T)x_v^2) + \frac{2p}{T^2} (d_0 + ex_v^2) \quad (15)$$

式中: x_v 为湿空气中水蒸气的摩尔分数; $a_0 = 1.624\ 19 \times 10^{-6}\ \text{K/Pa}$; $a_1 = -2.896\ 9 \times 10^{-8}\ \text{Pa}^{-1}$; $a_2 = 1.088\ 0 \times 10^{-10}\ \text{K}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$; $b_0 = 5.757 \times 10^{-6}\ \text{K/Pa}$; $b_1 = -2.589 \times 10^{-8}\ \text{Pa}^{-1}$; $c_0 = 1.929\ 7 \times 10^{-4}\ \text{K/Pa}$; $c_1 = -2.285 \times 10^{-6}\ \text{Pa}^{-1}$; $d_0 = 1.73 \times 10^{-11}\ \text{K}^2/\text{Pa}^2$; $e = -1.034 \times 10^{-8}\ \text{K}^2/\text{Pa}^2$ 。

由于本文只研究充气过程储气装置内热力学参数的变化规律,并且假设储气装置不漏气,所以不存在出口气体即 $\dot{m}_{\text{out}}$ 的值为 0。联立式(3)、(9)和式(12)、(13),获得与两个无量纲数有关的储气装置中温度、压力的计算式,即

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_p(1+D)} \left(V \frac{dp}{dt} + \dot{m}_{\text{in}} h - \dot{m}_{\text{con}} c_{p,l} T + \frac{6\gamma^2 \beta \rho_l}{d} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} (W+B) \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} + \dot{Q} + \dot{m}_{\text{evap}} c_{p,l} T - (c_p T + \gamma_0 - 273.15) \dot{m} \dot{D} \right) \quad (16)$$

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{6\gamma^2 \beta \rho_l}{d} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} (W+B) \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} + \dot{m}_{\text{evap}} c_{p,l} T - (c_p T + \gamma_0 - 273.15) \dot{m} \dot{D} + \dot{Q} + T \dot{m} c_p (1+D) + \dot{m}_{\text{in}} h - \dot{m}_{\text{con}} c_{p,l} T \right) \cdot \left(\left(\frac{(1+D)c_p}{ZR} - 1 \right) V - \frac{(1+D)c_p m T}{Z} \frac{dZ}{dp} \right)^{-1} \quad (17)$$

在整个压缩空气的过程中,冷凝的水质量计算式为

$$m_{\text{con}} = V \int_0^{t_{\text{con}}} (\rho_v - \rho_{v,\text{sat}}) dt \quad (18)$$

蒸发的水的质量的计算可以使用 D^2 蒸发模型^[17]中定义的蒸发速率,将其积分后得到计算式为

$$m_{\text{evap}} = V \int_0^{t_{\text{evap}}} \frac{8\lambda_v}{\rho_l c_{p,v}} \ln \left(1 + \frac{c_{p,v}(T_v - T_l)}{\gamma} \right) dt \quad (19)$$

式中: λ 为热导率, $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ 。

文献[18]提出了相对湿度的计算式

$$R_h = \frac{D\rho_{\text{air}}(T+273)}{2.17p_{v,\text{sat}}} \quad (20)$$

在此引入 Clausius-Clapeyron 方程来计算饱和压力

$$\ln p = -\frac{\Delta H_{\text{vap}}}{RT} + \ln A \quad (21)$$

式中: ΔH_{vap} 为液体汽化焓, J。式(21)在本文工况下

的具体表达式为文献[18]中的计算式

$$p_{v,\text{sat}} = e^{\left(23.5771 - \frac{4042.9}{T-37.5} \right)} \quad (22)$$

储气装置在充气过程中存储的有用功可以用焓来表示^[19],而焓值的计算需要储气装置内湿空气的温度和压力等热力学参数,储气装置中焓的改变量的计算式为

$$E_{\text{ex}} = \frac{1}{3.6 \times 10^6} \int_0^t \dot{m} \left(c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right) \right) dt \quad (23)$$

式中: E_{ex} 为储气装置中焓的增加量, $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。通过焓的大小对储气装置内存储能量进行精准评估。

2 模型可靠性验证

为验证本文所构建的储气装置高压(含湿)空气热力学模型的可靠性,分别选取德国 Huntorf 压缩空气储能电站地下储气库实测运行数据和文献[5]提出的真实气体充气方程,与本文模型进行比较。德国 Huntorf 压缩空气储能电站地下储气库的容积为 $141\ 000\ \text{m}^3$,地下储气库半径为 $20\ \text{m}$,地下储气库表面积为 $25\ 000\ \text{m}^2$,地下储气库对流换热速率和热导率分别为 $30\ \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 、 $4\ \text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ 。地下储气库的实际充放气速率如图 1 所示^[20],图 1 中 $2.5 \sim 5.5\ \text{h}$ 为 Huntorf 压缩空气储能电站的充气阶段,且地下储气库内压力和温度实测数据在该时间段内较多,因此选择该时间段内地下储气库的实测数据作为验证数据。

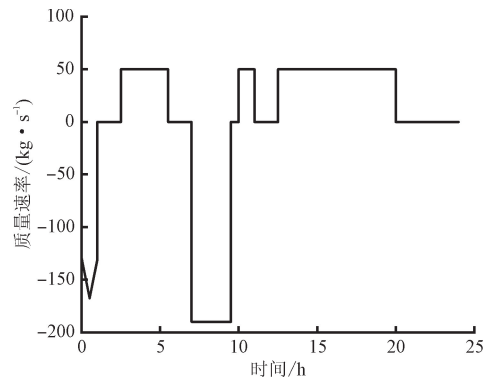


图 1 Huntorf 电站的充放气质量速率

Fig. 1 The mass rate of charging and deflating of the Huntorf power station

图 2 为模型计算结果与实测运行数据和 Kushnir 模型计算数据的对比。由图 2(a)可知,两

个模型预测得到的温度数据变化趋势与实测数据变化趋势基本一致。相较于 Kushnir 模型,本文模型虽然在充气初始阶段误差稍大,最大误差为 0.3℃,但是从整个充气过程来看,随着充入气体质量的增加,本文模型的误差会逐渐减小,到充气 1.5 h 后,本文模型的准确性则明显优于 Kushnir 模型。由图 2(b)可知,本文模型对于压力的预测数据最大误差为 0.005 MPa,整体曲线与实测数据拟合曲线基本重合,而 Kushnir 模型的最大误差为 0.08 MPa,且在大部分充气时间内的压力预测值小于实测拟合值,说明本文所提热力学模型是可靠的。

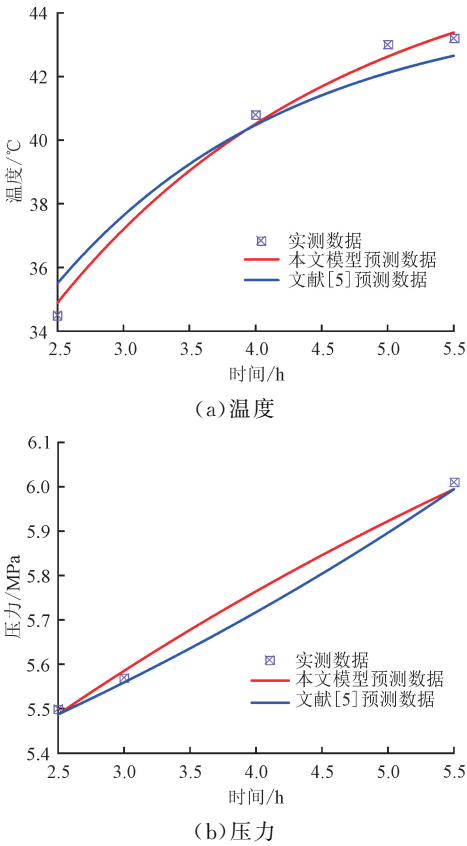


图 2 模型预测数据与实测数据的对比

Fig. 2 Comparison between model prediction and measured data

3 入口气体含水量对储气装置热力学特性的影响

压缩空气储能系统储气装置在实际运行过程中的含湿量集中在 8~35 g/kg^[7],因此本文分别对充入储气装置空气中湿空气的质量分数为 0、0.01、0.02、0.03 的 4 个充气工况进行热力学相关物理量的计算,进而揭示充气过程充入气体含水量对储气装置热力参量的影响规律。储气装置的具体参

数^[21]如表 1 所示,且储气装置内的气体在充气前均为干空气。

表 1 储气装置的具体参数^[21]

Table 1 The specific parameters of the gas storage device^[21]

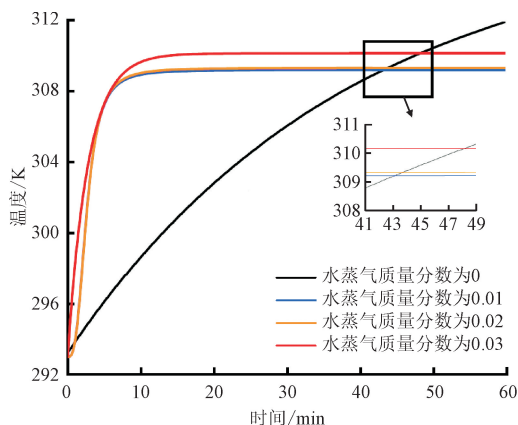
参数	数值
初始压力/MPa	0.5
初始温度/K	293
充气流量/(kg·s ⁻¹)	0.005
充气时间/h	1
充气压力/MPa	0.6
充气温度/℃	39
储气装置体积/m ³	12

3.1 储气装置内温度和压力变化规律

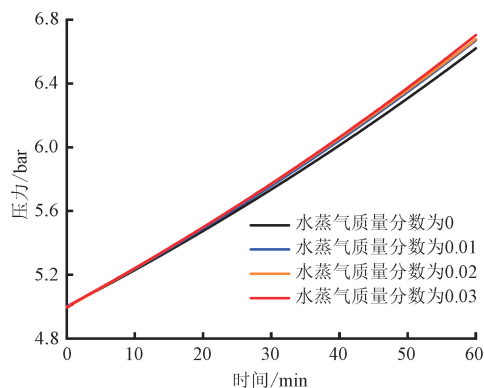
图 3 给出了入口气体湿空气的质量分数分别为 0、0.01、0.02 和 0.03 条件下的储气装置内压缩空气温度和压力变化过程曲线。由图 3(a)可知,相较于不含水蒸气的充气过程,充入储气装置空气中含有水蒸气时,储气装置内的温度提升更快,而且充入储气装置空气含水量越大,升温越快。这是因为湿空气中水蒸气的含量增加,湿空气中的强极性分子数量就会增多,水蒸气本身的焓值增大,携带的热量越多^[22]。

根据 Clausius-Clapeyron 方程^[23]可知,湿空气饱和温度与饱和水蒸气分压的自然对数呈正相关性,但是在饱和水蒸气分压变化不到改变数量级的程度时,饱和温度变化非常小。由于存在水蒸气相变的缘故,相变过程中吸收或者释放的潜热会用于改变水分子的微观结构而不是用于提高温度,充湿空气储气装置中的温度在达到湿空气的饱和温度后增加缓慢,几乎保持不变;水蒸气质量分数为 0.03 工况下储气装置内湿空气的饱和温度最高,分别比水蒸气质量分数为 0.01、0.02 工况下高 0.8、0.7℃,说明入口气体水蒸气含量越高,饱和温度也越大;充入干空气,即质量分数为 0 的工况下,储气装置内的温度变化符合真实气体状态方程的理论,气体会随着储气装置内气体质量的增加而升高,且不会维持在某一上限温度不变。

图 3(b)结果表明,充入储气装置空气中水蒸气质量分数为 0.03 与干空气的计算最高压力相差约为 0.008 MPa,两者之间的相对差约为 1.2%,说明充入储气装置空气含水量对压缩空气过程中压力的影响程度较小。



(a) 不同入口气体含水量下的湿空气温度



(b) 不同入口气体含水量下的湿空气压力

图 3 压缩空气温度压力变化规律

Fig. 3 Variation law of temperature and pressure of compressed air

3.2 储气装置内相对湿度变化规律

图 4 为不同含水量的入口气体充气过程中储气装置内湿空气相对湿度的变化。从图 4 可以看出,在原本存有干空气的储气装置中充入干空气,几乎不影响相对湿度的大小,充气 1 h 后相对湿度不发生变化,这是因为这种工况下储气装置中没有水蒸气;充入湿空气的工况则均会提高储气装置中的相对湿度,含水量质量分数为 0.03 时储气装置中相对湿度达到 100% 即达到饱和状态需要的时间最久为 15 min,入口气体水蒸气含水量越大,相同时间内相对湿度的改变反而越小。结合图 3(a) 可知,入口气体含水量越大时,气体含湿量会增加,压缩空气的温度升高越快,储气装置内的饱和水蒸气压力也随之快速升高。根据式(20)、(21),在综合考虑水的汽化焓、含湿量、饱和温度、饱和水蒸气分压后,最终计算所得到的储气装置内的相对湿度比入口含水量小的湿空气工况变化量要小。

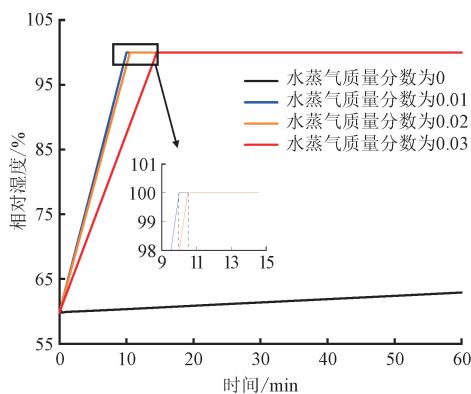


图 4 压缩空气相对湿度变化规律

Fig. 4 Variation law of the relative humidity of compressed air

3.3 储气装置内焓值变化规律

图 5 为不同含水量工况下储气装置内焓值改变量随时间的变化。根据式(23)以及温度和焓值改变量的计算结果可以看出:由于温度和压力变化并非指数级增长,温度和压力与环境值的比值很小,则对数项的值很小,所以焓值增加的速率主要与温度的大小有关;充入湿空气的工况温度升高很快并会维持在饱和温度不变,焓值改变的速率较高且速率接近恒定;充入干空气的储气装置内气体升温较慢,焓值改变的速率较低,导致在充气前约 50 min 时间内该工况的焓改变量低于充入湿空气的工况,但是该工况没有其他工况中的饱和温度作为温度的上限,温度会持续上升,所以焓值的改变速率随着充气时间的增加会逐渐升高,焓值改变量最终会超过其他 3 种充气条件下的储气装置。图 5 中的两个交点分别出现在第 49、50 min,第 1 个交点表示充入干空气的储气装置内的焓值改变量在第 49 min 与充入含水量为 0.03 的湿空气工况的储气装置相等,第 2 个交点表示充入干空气的储气装置内的焓值改变量在第 50 min 与充入水蒸气质量分数为 0.01 的湿空气工况的储气装置相等,在交点之前的时间段内,充入干空气工况的焓值改变量低于对应湿空气工况,在交点之后则高于对应湿空气工况,意味着交点之后充入干空气的储能效率要高于对应的充入湿空气的工况。对于充入湿空气的情况,水蒸气质量分数为 0.02 时焓值增加量最大,水蒸气质量分数为 0.01、0.03 的条件下,焓值增加量接近,差值仅为 0.07 kW·h。这与储气装置内发生的水的冷凝和蒸发有关,水蒸气凝结过程中释放出的热量将传递给压缩空气,而储气装置内液态水(水膜)蒸发需要吸收的热量则来自于储气内所储存的热量^[24]。

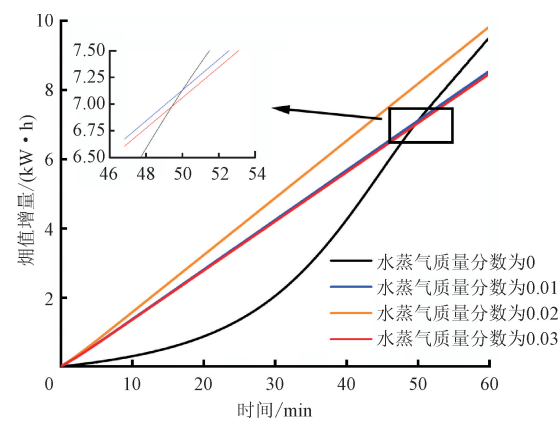
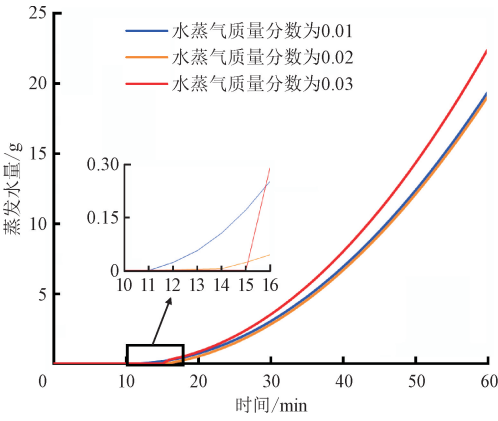


图 5 压缩空气焓值改变量变化规律

Fig. 5 Variation law of exergy of compressed air



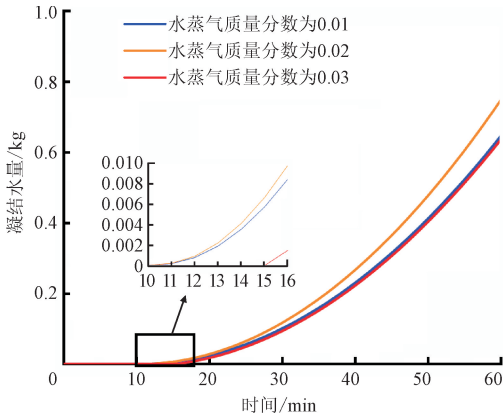
(b)不同入口气体含水量下储气装置的蒸发水量

图 6 压缩空气水的相变量变化规律

Fig. 6 Variation law of phase variation of compressed air

图 6 为充入湿空气的 3 种工况下,储气装置内水的相变量曲线图。结合图 3(a)、图 6 可知,在储气装置内的气体达到饱和温度之前,储气装置内几乎没有相变现象发生,在达到饱和温度之后,冷凝和蒸发现象同时存在,蒸发水的质量相较于冷凝水的质量明显较小,约为冷凝水质量的 0.03 倍,由于相变而产生的能量变化的主要影响因素是湿空气冷凝程度。

本文计算的 3 种含水量的湿空气充气过程中,含水量越大,对应的饱和温度越高,储气装置内气体达到饱和状态所需时间也就越长,蒸发/冷凝的时间也相应越短,因此虽然入口气体含水量越大的气体水蒸气分压更大,但并非对应的蒸发/冷凝的水的质量就越大,需要综合考虑来判断相变的程度。由图 6 可知,水蒸气质量分数为 0.02 时凝结的水的质量最大,释放的能量也最多,水蒸气质量分数为 0.01、0.03 时凝结水的质量相近,释放的能量也相近;由非克定律^[25]可知,蒸发水量受凝结水量、扩散系数、储气装置体内部表面积和湿空气温度等因素的共同影响,水蒸气质量分数为 0.03 时蒸发的水量最多,水蒸气质量分数为 0.01、0.02 时蒸发的水量接近。



(a)不同入口气体含水量下储气装置的凝结水量

综合上述分析,储气装置中的焓值增量并非与入口气体中水的含量呈现正相关的关系,入口气体含水量增大会导致冷凝速率加快,但冷凝时间会缩短,需要综合考虑冷凝速率和时间,最终判定入口气体含水量对储气装置内焓的影响。

3.4 充气过程无量纲数的变化规律

图 7 为 3 种不同含水量湿空气充气过程中两个无量纲数的变化。由图 7(a)、图 6(a)可以看出:水蒸气凝结速率随 W 的增大而稳步加快;储气装置内的湿空气达到饱和温度的时间点之后水蒸气的冷凝速率明显加快;此时湿空气的温度维持在饱和温度附近几乎不变,则 W 的取值主要与容器中湿空气的液态水的体积分数 α_1 及潜热大小有关,此后随着压力上升,改变分子结构所需的潜热变小,冷凝速率变快,水的体积分数 α_1 也跟着变大,在 W 为 0.000 1 时水蒸气的净凝结速率要小于 W 为 0.000 4 时的凝结速率,说明 W 的取值越大,表明储气装置内湿空气在相变过程中水蒸气凝结的速率越快;无量纲数 B 是表征湿空气各相态组分占比的关键数值,其取值大小主要与容器中液态水的体积分数 α_1 有关,在储气装置内的湿空气达到饱和状态后,凝结的液态水量会迅速增加,体积分数也迅速增大,使得液态水占比更大。由图 7(b)、图 6(a) 和入口水蒸气的质量流率可以看出,在 B 为 0.005 时水蒸气的净凝结比率约 1/18, B 为 0.03 时则对应 1/9, B 的取值越大表明当前在状态下的储气装置中液态水的占比越多,因此可结合入口水蒸气的质量流率通过 B 的大小判断储气装置中水蒸气冷凝的比例。

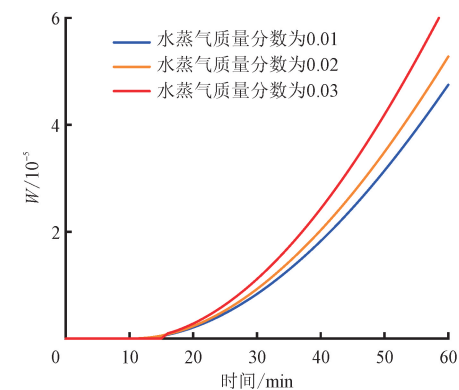
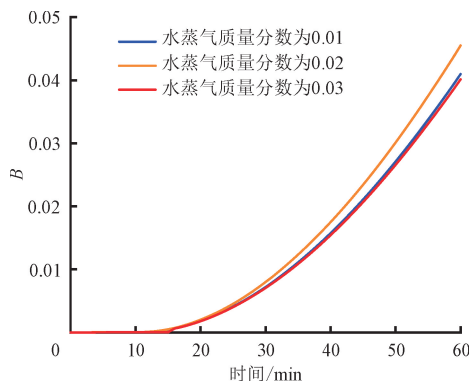
(a) 无量纲数 W 随时间变化曲线(b) 无量纲数 B 随时间变化曲线

图7 无量纲数的变化曲线图

Fig. 7 Variation curve of dimensionless numbers

4 结 论

本文为揭示储气装置充气过程湿空气的热质传递机理,在储气装置内压缩湿空气的质量和能量方程中结合 Lee 模型理论,考虑水发生相变时与质量传递速率相关的气泡直径、湿空气饱和温度、质量传递的调节系数、相变工质的相对分子质量等相关参数的影响,建立了储气装置内压缩湿空气的通用性热力学模型,并提出了描述储气装置内湿空气相变速率的两个无量纲数,探究了充入储气装置空气含水量对储气装置热力学特性的影响。

(1)充入储气装置空气含水量对储气装置内压缩空气温度的影响程度较大,但对储气装置内压缩空气压力的影响程度较小。充入储气装置空气含水蒸气时,储气装置内的温度提升更快,充入储气装置空气含水量越大,升温更快,达到饱和温度时温度会保持恒定。充入干空气时,储气装置内空气温度呈一直上升趋势。

(2)储气装置在储气过程中同时存在蒸发和冷凝现象,冷凝现象较蒸发现象对储气装置内焓值增量影响更大,这使得储气装置内焓值增量在充气前

50 min 高于充入干空气的工况。

(3)充入储气装置气体含水量增大会延长湿空气达到饱和温度的时间,在相同时间的充气过程中冷凝时间会减短,但冷凝速率会加快,所以需要综合考虑冷凝的速率和时间,最终判定入口气体含水量对储气装置内焓的影响。

(4)本文建立的两个无量纲数都与相变速率存在正相关性,可通过无量纲数的大小对冷凝的速率和储气装置内不同相态水的占比进行评估。

参考文献:

- [1] 姚尔人,仲理科,邹瀚森,等. 压缩空气与热化学复合储能系统反应器动态性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(2): 1-11.
YAO Erren, ZHONG Like, ZOU Hansen, et al. Dynamic thermodynamic performance study of the reactor within the combined compressed air and thermochemical energy storage system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(2): 1-11.
- [2] 蒋中明,廖峻慧,肖喆臻,等. 压缩空气储能地下储气库热力学改进模型研究 [J]. 长沙理工大学学报(自然科学版), 2024, 21(2): 32-41.
JIANG Zhongming, LIAO Junhui, XIAO Zhezhen, et al. Study on improved model for the thermodynamics of compressed air energy storage underground cavern [J]. Journal of Changsha University of Science & Technology (Natural Science), 2024, 21(2): 32-41.
- [3] ALIRAHMI S M, RAZMI A R, ARABKOOHSAR A. Comprehensive assessment and multi-objective optimization of a green concept based on a combination of hydrogen and compressed air energy storage systems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, 142: 110850.
- [4] LANGHAM E J. The underground storage of compressed air for gas turbines: a dynamic study on an analogue computer [J]. The Computer Journal, 1965, 8(3): 216-224.
- [5] KUSHNIR R, DAYAN A, ULLMANN A. Temperature and pressure variations within compressed air energy storage caverns [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(21/22): 5616-5630.
- [6] 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.
- [7] JIANG Zhongming, LI Peng, TANG Dong, et al. Experimental and numerical investigations of small-scale

- lined rock cavern at shallow depth for compressed air energy storage [J]. *Rock Mechanics and Rock Engineering*, 2020, 53(6): 2671-2683.
- [8] 何洋, 高森虎, 吴青云, 等. 析湿工况下平直开缝翅片传热传质特性的数值研究 [J]. *化工学报*, 2023, 74(3): 1073-1081.
- HE Yang, GAO Senhu, WU Qingyun, et al. Numerical study on heat and mass transfer characteristics of straight slotted fins under wet conditions [J]. *CIESC Journal*, 2023, 74(3): 1073-1081.
- [9] 蒋中明, 郭菁, 唐栋. 压气储能地下储气库压缩湿空气热力学模型 [J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(2): 638-646.
- JIANG Zhongming, GUO Jing, TANG Dong. A thermodynamic model of compressed humid air within an underground rock cavern for compressed air energy storage [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(2): 638-646.
- [10] 白杨. 含不凝性气体氮蒸气冷凝传热数值模拟与可视化实验研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
- [11] 吴子仪. 湿空气环境中滴状冷凝多场耦合特性及强化传热的数值研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2023.
- [12] LEE W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling [J]. *Multiphase transport fundamentals, reactor safety, applications*, 1980, 1: 407-431.
- [13] 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.
- [14] BROMLEY L A. Effect of heat capacity of condensate [J]. *Industrial & Engineering Chemistry*, 1952, 44(12): 2966-2969.
- [15] 许圣华. 湿空气热物理性质计算方程 [J]. *苏州大学学报(自然科学版)*, 1999, 15(3): 54-59.
- XU Shenghua. Equations for calculating thermophysical properties of moist air [J]. *Journal of Soochow University(Natural Science Edition)*, 1999, 15(3): 54-59.
- [16] 朱韦, 王士杰. 考虑增强因子和压缩因子的湿空气湿度和密度计算 [C]//中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议. 温州: 中国工程热物理学会, 1986: 17.
- [17] 韩琪炜, 金捷, 赖根鸿, 等. 一维阵列多液滴蒸发模型实验研究 [J/OL]. *北京航空航天大学学报*. [2024-05-06]. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2024.0138>.
- HAN Qiwei, JIN Jie, LAI Genhong, et al. Experimental study of multi-droplet evaporation model of one-dimensional array [J/OL]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*. [2024-05-06]. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2024.0138>.
- [18] 毕文蓓. 敦煌莫高窟地仗层热湿耦合传递过程及特性研究 [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2022.
- [19] HE Wei, LUO Xing, EVANS D, et al. Exergy storage of compressed air in cavern and cavern volume estimation of the large-scale compressed air energy storage system [J]. *Applied Energy*, 2017, 208: 745-757.
- [20] 蒋中明, 郭菁, 唐栋. 基于储能效率分析的 CAES 地下储气库容积分析 [J]. *储能科学与技术*, 2020, 9(3): 892-900.
- JIANG Zhongming, GUO Jing, TANG Dong. Cavern volume of CAES system based on energy efficiency analysis [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2020, 9(3): 892-900.
- [21] 王恺, 陈二锋, 张翼, 等. 复合材料气瓶充放气过程仿真与验证 [J]. *压力容器*, 2016, 33(12): 1-6.
- WANG Kai, CHEN Erfeng, ZHANG Yi, et al. Simulation and experimental validation on charge/discharge of composite cylinders [J]. *Pressure Vessel Technology*, 2016, 33(12): 1-6.
- [22] 林玉娟, 王志伟, 高东. 复合材料 CNG 气瓶充气升温的数值模拟 [J]. *石油化工设备技术*, 2021, 42(5): 22-28.
- LIN Yujuan, WANG Zhiwei, GAO Dong. Numerical simulation of temperature rise of CNG cylinder filled with composite material [J]. *Petrochemical Equipment Technology*, 2021, 42(5): 22-28.
- [23] 艳艳. 强降水对相关气象要素的依赖性研究 [D]. 北京: 中国气象科学研究院, 2019.
- [24] 王婷, 谷波, 邱峰. 湿空气饱和水蒸汽曲线计算模型的建立与分析 [J]. *低温与超导*, 2010, 38(5): 47-52.
- WANG Ting, GU Bo, QIU Feng. Calculation modeling of the water vapor saturation curve of moist air and its analysis [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2010, 38(5): 47-52.
- [25] 王超, 陈学, 胥蕊娜, 等. 低压加热条件下水膜蒸发特性 [J]. *中国科学院大学学报*, 2018, 35(2): 188-192.
- WANG Chao, CHEN Xue, XU Ruina, et al. Water film heating evaporation under low pressure [J]. *Journal of University of Chinese Academy of Sciences*, 2018, 35(2): 188-192.

(编辑 赵炜)