ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2022;22(04):225-241

# Energy Analysis and Evaluation of an Innovative Hybrid Compressed Air and Pumped Hydroelectric Energy Storage System

ARTICLE INFO

*Article Type*
Original Research

*Authors*
Khazali M. [1],
Azarsina F. [2]*,
Haj MollaAli Kani A. R. [1]

**How to cite this article**
Khazali M, Azarsina F, Haj MollaAli Kani A R. Energy Analysis and Evaluation of an Innovative Hybrid Compressed Air and Pumped Hydroelectric Energy Storage System. Modares Mechanical Engineering. 2022;22(04):225-241.

[1] Department of Energy Engineering and Economy, Faculty of Natural Resources and Environment, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran
[2] Department of Marine Structures, Faculty of Engineering, Science and Research branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

***Correspondence***
Address: Department of Marine Structures, Faculty of Engineering, Science and Research branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

F.azarsina@srbiau.ac.ir

*Article History*
Received: November 23, 2020
Accepted: September 22, 2021
ePublished: February 22, 2022

ABSTRACT

Concerning the limitations and environmental problems of fossil fuels, the use of renewable energy systems is necessary and inevitable, but the development of the use of these systems due to their unsustainable nature requires energy storage systems. Compressed air energy storage systems and pumped hydroelectric have a high potential for applying renewable energy systems in terms of power and storage time, but both have environmental and site limitations. The hybrid system of compressed air energy storage and pumped hydroelectric with the advantages of both systems is suitable for wide applications. So far, less research has been done to analyze this hybrid system, and therefore the relationship between system parameters and system efficiency required further investigation. Also, the combined systems presented in previous research have two problems; Water evaporation and limitations in system operating pressure. In this paper, a new hybrid system is presented in which the rate of water evaporation is minimized by modifying the structure of the previous systems, and also the limitation of the operating pressure is determined by the existing compression technology. The present study showed that the ratio of air volume to high-pressure tank volume has the greatest effect on system efficiency and is a determining parameter. The amount of energy saved in the current research system is significant compared to previous research and a roundtrip efficiency of 90% can be obtained. The energy analysis of the present paper determined the parameter's interaction and their limitations in order to pave the way for design and feasibility.

**Keywords** Energy Storage, Compressed Air, Pumped Hydroelectric, Hybrid Energy System

CITATION LINKS

[1] Timescales of energy storage needed for reducing renewable ... [2] A study on the compressed air energy ... [3] Review of energy storage technologies for sustainable ... [4] Pumped hydro energy storage system ... [5] The contribution of wind-hydro pumped storage systems in ... [6] A review of marine renewable energy storage. [7] An Overview of Novel Energy Storage Systems ... [8] LTA-CAES – A low-temperature approach to Adiabatic Compressed ... [9] Modelling study, efficiency analysis and optimisation of large-scale Adiabatic Compressed ... [10] The performance investigation of increasing share of photovoltaic generation ... [11] A hybrid energy storage system with optimized operating strategy ... [12] Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air ... [13] Liquid air/nitrogen energy storage and power generation system for micro-grid ... [14] Thermodynamic analysis of a liquid air energy storage system. [15] An economic feasibility assessment of decoupled energy storage in the UK ... [16] Thermodynamic analysis and optimisation of a combined liquid air and pumped ... [17] Energy, exergy, and economic analyses of an innovative energy storage ... [18] Thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on compressed ... [19] Design and testing of a high-performance liquid phase cold storage system ... [20] Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy ... [21] Design and thermodynamic analysis of a multi-level underwater ... [22] A floating energy storage system based on fabric. [23] A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy ... [24] Compressed Air Pumped Hydro Energy Storage ... [25] Derivation of the ideal gas law. [26] Internal Energy Balance and the Richards Equation. [27] Internal energy in the first law ... [28] Thermodynamics; an Engineering Approach. [29] Compressed-air energy storage systems for stand-alone off-grid ... [30] A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System. [31] Research on Storage Capacity of Compressed Air Pumped Hydro Energy ...

*Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.*

# تحلیل انرژی و ارزیابی سیستم نوین ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای

**مجید خزعلی**
گروه تخصصی مهندسی انرژی و اقتصاد، دانشکده منابع طبیعی و محیط‌زیست، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.
**فرهود آذرسینا***
گروه سازه‌های دریایی، دانشکده فنی و مهندسی، واحد علوم و تحقیقت، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.
**علیرضا حاج ملاعلی کنی**
گروه تخصصی مهندسی انرژی و اقتصاد، دانشکده منابع طبیعی و محیط‌زیست، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

## چکیده
به‌علت محدودیت و مشکلات زیست‌محیطی سوخت‌های فسیلی، استفاده از سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر امری ضروری و اجتناب‌ناپذیر است اما توسعه استفاده از این سیستم‌ها به‌جهت طبیعت ناپایدار آن‌ها نیازمند سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی است. سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای از نظر توان و مدت زمان ذخیره‌سازی پتانسیل بالایی برای کاربرد به‌همراه سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر دارند اما هردو محدودیت‌هایی از نظر زیست‌محیطی و محل احداث دارند. سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای با داشتن مزایای هر دو سیستم گزینه مناسبی برای کاربرد گسترده است. تاکنون پژوهش‌های کم‌تری به تحلیل و بررسی این سیستم ترکیبی پرداخته‌اند و از این جهت روابط میان پارامترهای سیستم با یکدیگر و بازدهی سیستم نیاز به بررسی بیش‌تری دارد. علاوه‌بر این، سیستم‌های ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای که در تحقیقات پیشین ارئه شده است دارای دو مشکل است؛ تبخیر آب و محدودیت در فشار عملیاتی سیستم. در مقاله حاضر سیستم ترکیبی نوینی ارائه شده است که در آن با اصلاح ساختار سیستم‌های پیشین، میزان تبخیر آب به حداقل می‌رسد و همچنین محدودیت فشار عملیاتی سیستم را فناوری فشرده‌سازی موجود تعیین می‌کند. پژوهش حاضر نشان داد نسبت حجم هوا به حجم مخزن فشاربالا بیش‌ترین تاثیر را بر بازدهی سیستم دارد و یک پارامتر تعیین‌کننده است. میزان انرژی صرفه‌جویی شده در سیستم پژوهش حاضر نسبت به پژوهش‌های پیشین قابل توجه است و بازدهی ۹۰ درصد قابل دست‌یابی است. تحلیل انرژی مقاله حاضر تاثیر پارامترها بر یکدیگر و محدودیت‌های آن‌ها را تعیین کرد تا بدین‌وسیله مسیر طراحی و امکان‌سنجی آن هموار شود.
**کلیدواژه‌ها**:ذخیره‌سازی انرژی، هوای فشرده، تلمبه ذخیره‌ای، سیستم انرژی ترکیبی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۹/۰۳
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۳۱
*نویسنده مسئول: F.azarsina@srbiau.ac.ir

## ۱- مقدمه
رشد روزافزون جمعیت جهان و افزایش بی‌وقفه مصرف انرژی، علاوه بر تبعات متعدد زیست‌محیطی سبب شده تا تامین پایدار انرژی با چالش مواجه شود. بهره‌گیری از سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر می‌تواند راه‌کار مناسبی برای حل تمامی این مشکل‌ها باشد اما به‌دلیل طبیعت ناپایدار منابع انرژی تجدیدپذیر و با توجه به این‌که اپراتورهای شبکه برق کنترل چندانی بر میزان مصرف انرژی ندارند[1]، توسعه استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر نیازمند سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی است.

با توجه به فناوری مورد استفاده در سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی می‌توان آن‌ها را به پنج دسته حرارتی، مکانیکی، الکتروشیمیایی، الکتریکی و شیمیایی تقسیم کرد[2]. سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای جزء سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی مکانیکی هستند که از نظر توان، مدت زمان ذخیره‌سازی انرژی و طول عمر سیستم بالاترین نرخ را دارند و همچنین هزینه احداث و نگه‌داری آن‌ها پایین‌تر از سایر سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی است[3]. سیستم تلمبه ذخیره‌ای نیازمند به سایت خاص برای احداث است و ساخت آن در هر منطقه و با هر مقیاسی ممکن نیست[4]. علاوه‌بر این، سیستم‌های تلمبه ذخیره‌ای متداول تاثیرات نامطلوبی بر محیط‌زیست دارند و به‌دلیل حجم بالای تبخیر، استفاده از منابع آب شیرین در آن‌ها به‌صرفه نیست[5]. همچنین سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده نیز دارای معایبی است؛ از جمله این معایب می‌توان به مصرف سوخت فسیلی در سیستم متداول ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و نیاز به غارهای بزرگ زیرزمینی برای ذخیره‌سازی هوای فشرده، اشاره کرد که محدودیت‌های متعددی را برای استفاده گسترده از این سیستم سبب می‌شود[6].

در سال‌های اخیر پژوهش‌های متعددی در زمینه سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده صورت پذیرفته که تحولات مثبتی را سبب شده است. این پژوهش‌ها به ارائه سیستم‌های نوینی پرداخته‌اند که با استفاده از ترکیب فناوری‌های متفاوت توانسته‌اند مشکلات سیستم متداول ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده را حل کنند[7]. از جمله راه‌کارهای مورد استفاده می‌توان به ذخیره‌سازی حرارت در دمای پایین[8,9]، ترکیب سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده را با نیروگاه فتوولتاییک و ایستگاه کاهنده فشار گاز شهری[10] و یکپارچه سازی مزرعه بادی با سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و چرخ طیار[11] اشاره کرد.

راه‌کارهای نوین دیگری برای اصلاح سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده ارائه شده است که سیستم نوین ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده فوق بحرانی یکی از آن‌ها است[12]. این سیستم نیاز به احتراق سوخت فسیلی و غار ذخیره‌سازی هوای فشرده ندارد و بازدهی بالاتری نسبت به سیستم‌های متداول دارد[13]، اساس کار این سیستم مبتنی بر مایع‌سازی هوا است. گویزی و همکاران[14] نیز با تحلیل انرژی این سیستم نشان دادند پتانسیل بالایی برای به‌کارگیری همراه با سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر دارد زیرا مایع‌سازی هوا چگالی انرژی ذخیره‌شده در سیستم را افزایش می‌دهد و حدود ۱۸ برابر سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده متداول است[12]. زی و همکاران[15] امکان‌پذیری این سیستم در انگلستان را مورد ارزیابی قرار دادند که نتایج پژوهش

آن‌ها حاکی از کاربردی بودن این سیستم است. فررس-آنتونیوس و همکاران[16] در یک پژوهش، عملکرد این سیستم را همراه با پمپ حرارتی مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار دادند که نشان داد بازدهی سیستم ترکیبی بیش‌تر از بازدهی پمپ حرارتی و ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده فوق بحرانی، به‌طور جداگانه است. با وجود مزایای مایع‌سازی هوا، بازدهی این سیستم نسبت به سایر سیستم‌های ترکیبی نوین پایین‌تر است و به‌ندرت به بیش‌از ۶۰ درصد می‌رسد[17-19].

گروهی از پژوهشگران به بررسی نوعی دیگری از سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده پرداخته‌اند که در آن هوای فشرده با آب در ارتباط است. در انواع اولیه این سیستم مانند پژوهش کیم و همکاران[20] از فشار هیدرواستاتیکی آب یا فشاری که با استفاده از پمپ ایجاد می‌شود برای ثابت نگه داشتن فشار هوا در هنگام تخلیه استفاده شده است تا انرژی خروجی سیستم پایدار باشد. می‌توان این نوع سیستم را نسل اول سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای نامید. همچنین زد.ونگ و همکاران[21] یک سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده زیرآبی چندسطحی را طراحی و تحلیل کردند که در آن هوای فشرده در زیر آب و در مخازنی با جنس انعطاف‌پذیر ذخیره می‌شود. بدین‌ترتیب، فشار هوای درون مخزن برابر با فشار هیدرواستاتیکی آب است و به عمق مخزن بستگی دارد. نمونه دیگری از این سیستم توسط کلار و همکاران[22] ارائه شد، این سیستم به‌طور کامل شناور طراحی شده است و جنس آن مانند سیستم پژوهش زد.ونگ و همکاران[21] از منسوج و انعطاف‌پذیر است. در این سیستم از هوای فشرده برای افزایش هد سیستم تلمبه ذخیره‌ای استفاده می‌شود که تفاوت اصلی این پژوهش با دیگر پژوهش‌ها است. یعنی برخلاف پژوهش‌های دیگر که از فشار هیدرواستاتیکی آب برای ثابت نگه داشتن فشار هوای درون مخزن استفاده می‌شود، در این سیستم از فشار هوا برای افزایش هد سیستم تلمبه ذخیره‌ای بهره‌گیری شده است. تمامی این سیستم‌ها دارای بازدهی مناسبی هستند اما نقطه ضعف اصلی آن‌ها، ظرفیت پایین در ذخیره‌سازی انرژی است.

یائو و همکاران[23] نوع دیگری از سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای را ارائه کرده‌اند که در خشکی است و نیازی به دریاچه یا محل خاصی برای احداث ندارد. مخازن این سیستم صلب است و بدین‌ترتیب ظرفیت بالاتری نسبت به سیستم‌های مشابه دارد. در این سیستم، هوا به‌وسیله کمپرسور و کار پمپ فشرده می‌شود و در زمان تخلیه، هوای فشرده با راندن آب از روی توربین آبی، انرژی ذخیره‌شده را استحصال می‌کند. اولین ثبت اختراع اثرگذار در این زمینه در سال ۲۰۰۷ توسط هایدنرایک[24] انجام شده است. این سیستم نیازی به سوزاندن سوخت فسیلی ندارد، مشخصه خاصی برای سایت احداث نمی‌خواهد و بسیار مقیاس‌پذیر است. علاوه‌بر این موارد، نتایج پژوهش یائو و همکاران[23] نشان داد بهره‌وری سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه‌ذخیره‌ای نسبت به سایر سیستم‌های مشابه بالاتر است.

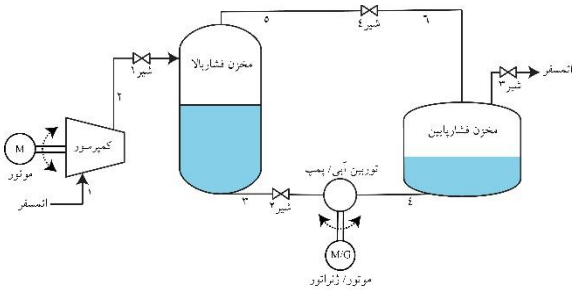
با توجه به نوین بودن سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای نسبت به سایر سیستم‌های ترکیبی مشابه، پژوهش‌های کم‌تری در این زمینه انجام شده است. ارتباط بین پارامترهای اصلی سیستم با یکدیگر و همچنین بازدهی سیستم در شرایط عملیاتی متفاوت نیاز به تحلیل و بررسی دارد. همچنین در سیستم‌های مورد بررسی در پیشینه تحقیق، دو اشکال عمده وجود دارد؛ اول اینکه آب خروجی از توربین آبی به یک مخزن ثانویه منتقل می‌شود که این مخزن با هوای محیط ارتباط دائمی دارد و به‌عبارتی مخزن روباز است. بدین‌ترتیب، تبخیر آب در سیستم وجود دارد و ممکن است ارزش آب اتلافی بیش‌تر از اهمیت کاربردی سیستم ذخیره‌سازی انرژی باشد. مورد دوم به نحوه فشرده‌سازی هوا در سیستم‌های مورد بررسی در پیشینه تحقیق باز می‌گردد. در این سیستم‌ها، کمپرسور فقط برای ایجاد یک فشار اولیه استفاده می‌شود و فشار اصلی هوا به‌وسیله پمپاژ آب توسط پمپ ایجاد می‌گردد. از همین جهت، فشار عملیاتی این سیستم‌ها به توان پمپ آبی بستگی دارد که کم‌تر از توان کمپرسورهای موجود است. در مقاله حاضر، یک سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای ارائه شده است که در آن با استفاده از یک مکانیزم تخلیه هوا در مرحله آماده‌سازی سیستم برای شارژ، ارتباط دائمی بین هوای اتمسفر و مخزن دوم وجود ندارد پس میزان تبخیر آب به حداقل مقدار ممکن می‌رسد. همچنین با استفاده از مکانیزم تخلیه هوا، از هدر رفت بخش زیادی از انرژی سیستم جلوگیری می‌شود. ظرفیت این سیستم تنها با مرز فناوری موجود در تجهیزات فشرده‌سازی هوا و نگه‌داشت هوای فشرده محدود می‌شود و ظرفیت بالاتری نسبت به سیستم‌های پیشین دارد. در این مقاله، جریان انرژی سیستم تحلیل شد و ارتباط بین پارامترهای اصلی سیستم با یکدیگر، محدودیت‌های پارامترها و همچنین میزان هدر رفت و صرفه‌جویی انرژی در شرایط عملیاتی مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت.

## ۲- شرح سیستم

نمای شماتیک سیستم ارائه‌شده، در شکل (۱) نشان داده شده است. این سیستم ترکیبی از سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای است که شامل موتور و کمپرسور، مخزن فشاربالا، مخزن فشار پایین، توربین آبی و پمپ، موتور - ژنراتور و چهار شیر کنترل جریان است. فرایندهای این سیستم را می‌توان به سه مرحله شارژ، تخلیه و آماده‌سازی تقسیم کرد، در شروع چرخه هر چهار شیر کنترل بسته است.

**مرحله شارژ؛**

فرایند ۱-۲: موتور با انرژی الکتریکی شروع به کار می‌کند و کمپرسور




**شکل ۱)** نمای شماتیک سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای

را به حرکت وا می‌دارد. به‌طور هم‌زمان شیر۱ باز می‌شود و هوا با دما و فشار محیط، توسط کمپرسور فشرده شده و در مخزن فشاربالا ذخیره می‌شود تا به فشار هدف موردنظر برسد. سپس موتور و کمپرسور متوقف شده و شیر ۱ بسته می‌شود. انرژی الکتریکی محرک موتور، حاصل از نیروگاه‌های انرژی تجدیدپذیر و یا برق تولیدی در ساعات کم‌باری است. پس انرژی الکتریکی به انرژی پتانسیل مکانیکی تبدیل می‌شود.

**مرحله تخلیه؛**

فرایند ۳-٤: شیر ۲ و شیر ۳ باز می‌شود، هوا با فشار بالا سیال تراکم‌ناپذیر یا آب را به سمت توربین آبی می‌فرستد و توربین آبی به‌وسیله ژنراتور، توان الکتریکی تولید می‌کند. آب به مخزن فشارپایین وارد می‌شود، حجم این مخزن فقط کمی از حجم آب ورودی به آن بیش‌تر است. بدین‌ترتیب انرژی پتانسیل مکانیکی به انرژی الکتریکی تبدیل می‌گردد.

**مرحله آماده‌سازی؛**

فرایند ٥-٦: شیر ۳ بسته شده و شیر ٤ باز می‌شود؛ بدین‌ترتیب فشار هوای کمی که در مخزن فشارپایین مانده با فشار هوای پسماند در مخزن فشاربالا، برابر می‌شود. این فشار، از فشار هدف کمتر است اما سبب می‌شود تا در فرایند شارژ بعدی انرژی کم‌تری مصرف شود.

فرایند ٤-۳: با برابر شدن فشار هر دو مخزن، پمپ آب با استفاده از انرژی الکتریکی واردشده به موتور به‌راحتی آب را از مخزن فشارپایین به مخزن فشاربالا انتقال می‌دهد. در پایان این فرایند شیر ٤ بسته می‌شود. بدین‌ترتیب، سیستم برای فرایند شارژ آماده می‌شود.

همان‌طور که اشاره شد، در مرحله آماده‌سازی، یک مکانیزم تخلیه هوا برای اصلاح مساله فشار پسماند و انرژی باقی‌مانده ذخیره‌شده در مخزن بعد از تخلیه، توسعه داده شده است. در این روش، یک مخزن ثانویه با حجمی تقریبا برابر حجم آب مخزن فشاربالا، برای جمع‌آوری آب در هنگام تخلیه استفاده شده است. یک‌بار که تخلیه انجام شد، فشار هر دو مخزن فشاربالا و فشارپایین به تعادل می‌رسد. با توجه به این‌که مخزن دوم شامل هوای بسیار کمی است، فشار پسماند اساسا بدون تغییر باقی می‌ماند. یک اختلاف فشار بی‌اثر اکنون بین مخازن وجود دارد و می‌توان آب را از یکی به دیگری پمپاژ کرد. نتیجه نهایی این الگوریتم؛ مخزن اصلی شامل آب و هوا با فشار پسماند و مخزن دوم، فقط حاوی هوا با فشار پسماند است. سپس مخزن ثانویه تخلیه و یا در فرآیند دوم استفاده می‌شود. در این پژوهش فرض شده که تخلیه می‌شود، پس انرژی ذخیره‌شده همچنان به‌هدر می‌رود اما فقط کسری از انرژی باقی‌مانده در مخزن تلف می‌شود. در طول چرخه بعدی، مخزن اصلی، دیگر از فشار اتمسفر تا فشار هدف تحت فشار قرار نمی‌گیرد بلکه فشرده‌سازی با یک فشار پسماند شروع می‌شود.

برای شروع دوباره چرخه، مخزن باید تا ارتفاع خاصی از آب پر شود. این نسبت آب به هوا یک پارامتر مهم در عملکرد سیستم است. میزان آبی که مخزن در ابتدا باید نگه دارد لزوما یک مساله بهینه‌سازی نیست، اما ملاحظات طراحی آن با توجه به کاربرد مهم است. در این مرحله، آب به یک مخزن خالی پمپاژ می‌شود به‌طوری‌که هوا در این فرآیند فشرده نمی‌شود.

## ۳- تحلیل انرژی سیستم

به‌منظور تحلیل سیستم ترکیبی ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای، مفروضات زیر درنظر گرفته شده است:

- فشار و دمای محیط به ترتیب برابر است با ۱۰۰ کیلوپاسکال و ۲۹۸ درجه کلوین
- با توجه به بی‌دررو (آدیاباتیک) بودن فرایندها، نسبت گرمای ویژه هوا یا ثابت پلی‌تروپیک (k) برابر ۱/٤ فرض شده است
- تلفات حرارتی و افت فشار در لوله‌ها ناچیز است
- بین آب و هوا یک سطح شناور عایق وجود دارد و بدین‌ترتیب انتقال حرارت بین آن‌ها ناچیز است
- سیستم در همه مراحل در حالت پایدار عمل می‌کند
- هوا به‌عنوان یک گاز ایده‌آل و آب یک سیال تراکم‌ناپذیر فرض شده است
- تاثیر نیروی گرانشی در مقایسه با انرژی مکانیکی سیستم قابل صرف‌نظر است

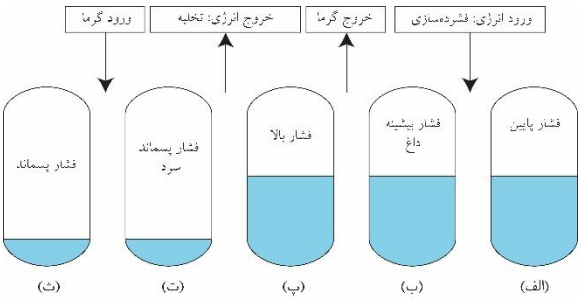
### ۳-۱- پارامترهای سیستم در اولین چرخه

یک پارامتر مهم سیستم، نسبت هوا به آب در مخزن فشاربالای شارژ نشده است. برای تعیین این مشخصه، پارامتر α به‌عنوان نسبت حجم اولیه هوا به حجم نهایی هوا یا حجم هوا به حجم کل در مخزن فشاربالا تعریف شده است. مقادیر کم α به معنی مقدار زیاد آب اولیه در سیستم و مقادیر زیاد α به معنی یک سیستم با مقدار آب خیلی کم است. بدین‌ترتیب داریم:

$$\alpha = \frac{V_b}{V_d} \qquad (1)$$

که $V$ حجم هوا و اندیس‌های b و d به ترتیب مربوط به حالت‌های محیطی قبل و بعد از انبساط هوا در مخزن فشاربالا است. هنگامی

که مخزن تا نسبت $\alpha$ مورد نظر با آب پر شود، کمپرسور شروع به کار کرده و تا زمانی که به فشار مورد نظر برسد، فعالیت می‌کند. میزان گرمای ایجاد شده و در نتیجه پتانسیل مکانیکی از دست رفته به‌طور مستقیم متناسب با اختلاف فشار است؛ از این رو، طراحی یک سیستم که میزان این تلفات را کمینه کند، سودمند است. حالت‌های مختلف مخزن فشاربالا در طول فرایند در شکل (۲) نشان داده شده است.




**شکل ۲)** حالت‌های مخزن فشاربالا در طول فرایند شارژ و تخلیه

در حالت (a) فشار و دمای اولیه، حالت (b) فشار و دمای بیشینه و حالت (c) فشار بیشینه حاکم است اما مخزن فشاربالا حرارت از دست داده است. سپس در حالت (d) فشار پسماند در مخزن فشاربالا باقی مانده که در آن دمای هوا افت کرده است. در نهایت، گرمای گرفته‌شده از مخزن فشاربالا در حالت (c) مجدد در مرحله (e) به مخزن بازگشت داده می‌شود.

با توجه تک‌آنتروپی بودن فرآیندهای فشرده‌سازی و انبساط هوا داریم[25]:

$$PV^k = \text{ثابت} \quad (۲)$$

$$P_b V_b^k = P_d V_d^k \quad (۳)$$

که P فشار هوا، V حجم هوا و k ثابت پلی‌تروپیک است، پس نتیجه می‌شود:

$$P_d = P_b \alpha^k \quad (٤)$$

که $P_d$ همان فشار پسماند و $P_b$ فشار بیشینه سیستم در مخزن فشاربالا یا فشار هدف است.

بنابراین، کار ورودی به سیستم برابر با اختلاف کل انرژی بین حالت‌های a و b است، پس داریم:

$$P_a v_a^k = P_b v_b^k \quad (۵)$$

که $v$ حجم مخصوص، $m$ جرم، $T$ دما و $R$ ثابت گازها برای هوا است. با جایگذاری در تعریف انرژی درونی کل داریم[26]:

$$U = mC_v T \quad (۸)$$

که $C_v$ گرمای ویژه هوا در حجم ثابت است. انرژی درونی کل در حالت b را می‌توان به‌صورت زیر نشان داد:

$$U_b = U_a \left(\frac{m_b}{m_a}\right)^k = U_a \alpha^{-k} \quad (۹)$$

و تغییرات در انرژی درونی کل طی فشرده‌سازی در حجم ثابت برابر است با:

$$\Delta U_{a-b} = U_a[\alpha^{-k} - 1] \quad (۱۰)$$

در طول دو حالت بعدی (b تا c) جرم هوا در یک حجم ثابت، گرمای اضافی را با محیط تبادل می‌کند. انرژی داخلی در مرحله c می‌شود:

$$U_c = m_c C_v T_c \quad (۱۱)$$

$$m_c = m_b \text{ و } T_c = T_a \quad (۱۲)$$

$$U_c = m_b C_v T_a = U_a \frac{m_b}{m_a} = U_a \alpha^{-1} \quad (۱۳)$$

و تغییرات در انرژی درونی کل، طی از دست دادن گرما در جرم و حجم ثابت می‌شود:

$$\Delta U_{b-c} = U_a[\alpha^{-k} - \alpha^{-1}] \quad (١٤)$$

بنابراین، میزان انرژی ورودی که به گرما تبدیل می‌شود ($\gamma$) از نسبت رابطه (١٤) به رابطه (۱۰) حاصل می‌گردد:

$$\gamma = \frac{\Delta U_{b-c}}{\Delta U_{a-\mathrm{b}}} = \frac{U_a[\alpha^{-k} - \alpha^{-1}]}{U_a[\alpha^{-k} - 1]} \quad (۱۵)$$

$$\gamma = \frac{1 - \alpha^{k-1}}{1 - \alpha^k} \quad (١٦)$$

انرژی داخلی در حالت c تابعی از انرژی داخلی اولیه است:

$$U_c = U_a \alpha^{-1} \quad (۱۷)$$

و در حالت d داریم:

$$U_d = U_a \alpha^{k-2} \quad (۱۸)$$

نسبت انرژی ذخیره‌شده باقی‌مانده در مخزن بعد از انبساط ($\delta$) از نسبت رابطه (۱۸) به رابطه (۱۷)حاصل می‌شود:

$$\delta = \frac{U_d}{U_c} = \frac{U_a \alpha^{k-2}}{U_a \alpha^{-1}} = \frac{\alpha^{k-2}}{\alpha^{-1}} = \alpha^{k-1} \quad (۱۹)$$

برای به‌دست آوردن نسبت انرژی باقی‌مانده در مخزن به کار ورودی ($\mu$) با وجود اتلاف گرما پس از فشرده‌سازی، با استفاده از روابط حاصل شده داریم:

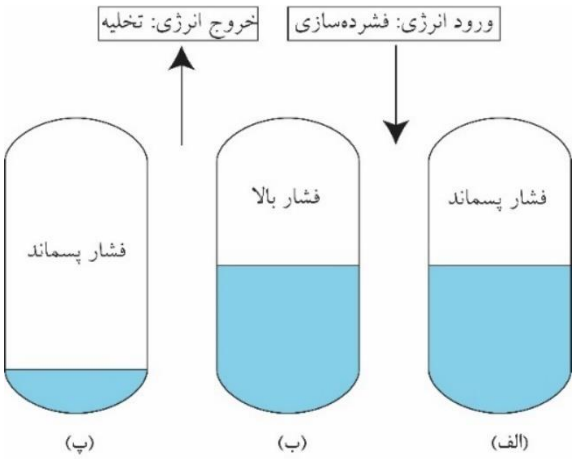
$$\mu = \frac{U_d}{\Delta U_{a-b}} = \frac{\alpha^{k-2}}{\alpha^{-k} - 1} \quad (۲۰)$$

### ۳-۲- پارامترهای سیستم در حالت بی‌دررو

در یک سیستم بی‌دررو ایده‌آل، انرژی خروجی سیستم می‌تواند از تغییر در انرژی داخلی در طی انبساط تعیین شود. پس با توجه به تکرار فرایند در چندین چرخه می‌توان فشار اولیه سیستم را فشار پسماند فرض کرد و با حذف مراحل گرفتن گرما و بازگرداندن آن به سیستم؛ حالت (a) فشار پسماند، حالت (b) فشار بیشینه و حالت (c) فشار پسماند در مخزن است که در شکل (۳) مشخص شده است.

علت شروع به‌کار سیستم در چرخه‌های بعدی با فشار پسماند، بازیابی بخش قابل توجهی از انرژی در مرحله آماده‌سازی است که با یکسان‌سازی فشار دو مخزن فشاربالا و فشارپایین توسط مکانیزم تخلیه هوا انجام می‌شود.

کار خروجی عبارت است از تغییر انرژی درونی از حالت (b) تا (c) پس داریم[27]:




**شکل ۳)** حالت‌های مختلف مخزن فشاربالا در طول فرایند شارژ و تخلیه با فرض بی‌دررو بودن آن

$$W_{out} = U_b - U_c = m_b C_v T_b - m_c C_v T_c \quad (۲۱)$$

$$W_{out} = \frac{C_v}{R}(P_b V_b - P_c V_c) = \frac{C_v}{R}(\alpha P_b V_c - P_c V_c) \quad (۲۲)$$

$$= \frac{C_v}{R}(\alpha P_b V_c - \alpha^k P_b V_c)$$

$$W_{out} = \frac{C_v}{R} P_b V_c (\alpha - \alpha^k) \quad (۲۳)$$

به‌طور مشابه، انرژی ورودی به سیستم به‌وسیله انتگرال‌گیری حجم مخصوص بر روی تغییرات فشار به‌دست می‌آید[28]:

$$\frac{W}{m} = \int_{P_a}^{P_b} v\, dP\,, \qquad W = m\int_{P_a}^{P_b} v\, dP \quad (۲۴)$$

یک‌بار دیگر با فرض تک‌آنتروپی بودن فشرده‌سازی داریم:

$$P_a = P_c = P_b \alpha^k \quad (۲۵)$$

با جایگذاری این روابط و یکپارچه‌سازی کار ورودی به سیستم با فرض توضیح داده شده، به‌عنوان تابعی از α داریم:

$$W_{in} = \frac{C_v}{R} P_b V_c (\alpha - \alpha^{k+1}) \quad (۲۶)$$

با توجه به روابط (۹)، (۱۷) و (۱۸) نسبت انرژی داخلی در هر سه حالت به‌صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$U_a = U_c \alpha^{-k} \quad (۲۷)$$

$$U_b = U_c \alpha^{1-k} \quad (۲۸)$$

بنابراین کار ورودی و خروجی سیستم را به‌صورت زیر هم می‌توان نشان داد:

$$\Delta U_{a-b} = U_c[\alpha^{1-k} - \alpha] \quad (۲۹)$$

$$\Delta U_{b-c} = U_c[\alpha^{1-k} - 1] \quad (۳۰)$$

به‌طور مشابه با رابطه (۱۹)، نسبت انرژی باقی‌مانده در مخزن پس از تخلیه به انرژی ذخیره‌شده ($\delta$) می‌شود:

$$\delta = \frac{U_c}{U_b} = \frac{1}{\alpha^{1-k}} = \alpha^{k-1} \quad (۳۱)$$

میزان انرژی باقی‌مانده در مخزن نسبت به کار ورودی (μ) بدون اتلاف حرارت برابر است با:

$$\mu = \frac{U_c}{\Delta U_{a-b}} = \alpha^{k-1} - \alpha^{-1} \quad (۳۲)$$

همان‌طور که انرژی ورودی و خروجی تابع α هستند بازدهی این سیستم نیز تابعی از α است. با فرض بی‌دررو بودن بازیابی گرما در طی فرایند فشرده‌سازی/ انبساط و عملکرد ایده‌آل اجزاء، ناکارآمدی سیستم فقط نتیجه تلفات تخلیه است. پس بازده (η) این این سیستم می‌تواند از رابطه زیر تعیین شود:

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{\frac{C_v}{R} P_b V_c (\alpha - \alpha^k)}{\frac{C_v}{R} P_b V_c (\alpha - \alpha^{k+1})} \quad (۳۳)$$

$$\eta = \frac{\alpha - \alpha^k}{\alpha - \alpha^{k+1}} \quad (۳۴)$$

طبق تحلیل‌های انجام شده انرژی هدر رفته برابر است با:

$$\Delta U_{a-c} = U_a - U_c = U_c(1 - \alpha) \quad (۳۵)$$

پس نسبت تلفات انرژی به انرژی پسماند به‌صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$\frac{\Delta U_{a-c}}{U_c} = (1 - \alpha) \quad (۳۶)$$

به‌منظور تحلیل اثربخشی مرحله آماده‌سازی و یکسان‌سازی فشار دو مخزن فشاربالا و فشار پایین یا مکانیزم تخلیه هوا، با استفاده از روابط (۲۶) و (۲۹) داریم:

$$\frac{\text{کار ورودی با فشار پسماند}}{\text{کار ورودی با فشار اتمسفر}} = \frac{(\alpha^{-k} - 1)}{\alpha^{-k}\,(1 - \frac{0.1}{P_b})} \quad (۳۷)$$

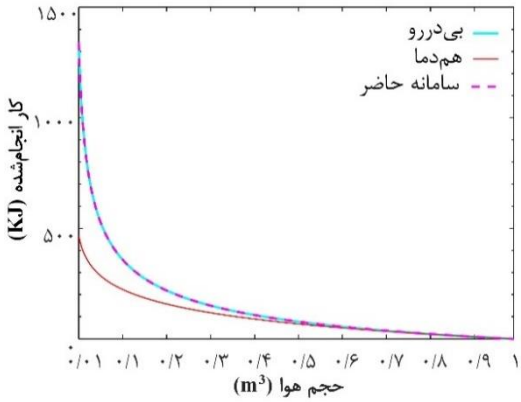
بنابراین برای نسبت انرژی صرفه‌جویی شده با استفاده از مکانیزم تخلیه هوا به انرژی ورودی بدون مکانیزم تخلیه هوا (λ) داریم:

$$\lambda = 1 - \frac{(\alpha^{-k} - 1)}{\alpha^{-k}\,(1 - \frac{0.1}{P_b})} \quad (۳۸)$$

### ۳-۳- صحت‌سنجی

به‌منظور صحت‌سنجی نتایج پژوهش حاضر، مدل ارائه‌شده با استفاده از داده‌های پژوهش ویلا و همکاران[29] و مقایسه آن با داده‌های اصلی این پژوهش، مورد بررسی قرار گرفت، شکل (۳۱). در این تحلیل، فشار پسماند برابر فشار اتمسفر (۰/۱۰۱ مگاپاسکال) و حجم مخزن ۱ مترمکعب است. فشار برای سیستم بی‌دررو و هم‌دما در حجم ۰/۰۱ مترمکعب به ترتیب برابر ۶۳/۷ و ۱۰/۱ مگاپاسکال و در حجم ۰/۱ مترمکعب برابر ۲/۵ و ۱/۰۱ مگاپاسکال است. حجم هوا در این شکل نشان‌دهنده همان مقدار α در طول فرآیند بوده زیرا حجم مخزن ۱ مترمکعب است.

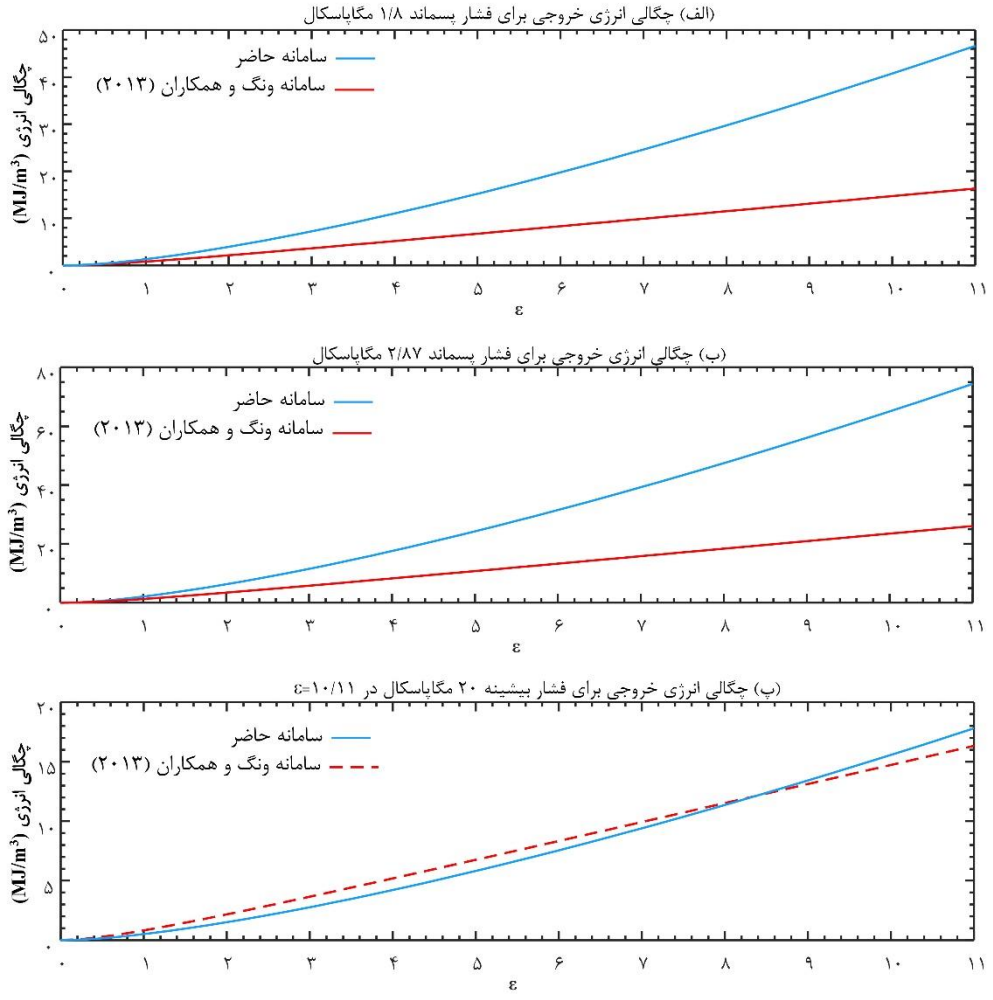
همان‌گونه که در شکل (٤) مشخص است، برای فرآیند بی‌دررو، بالاترین انرژی خروجی برابر ۱۳٤۱ کیلوژول و برای هم‌دما، ٤٦٦ کیلوژول است. کار انجام‌شده در ۰/۱ مترمکعب برای حالت‌های بی‌دررو و هم‌دما به‌ترتیب برابر ۳۵۸ و ۲۲۳ کیلوژول است. میزان کار انجام‌شده در حالت بی‌دررو، برای هر دو سیستم (ویلا و همکاران[29] و سیستم ارائه‌شده) کاملاً منطبق و یکسان است.



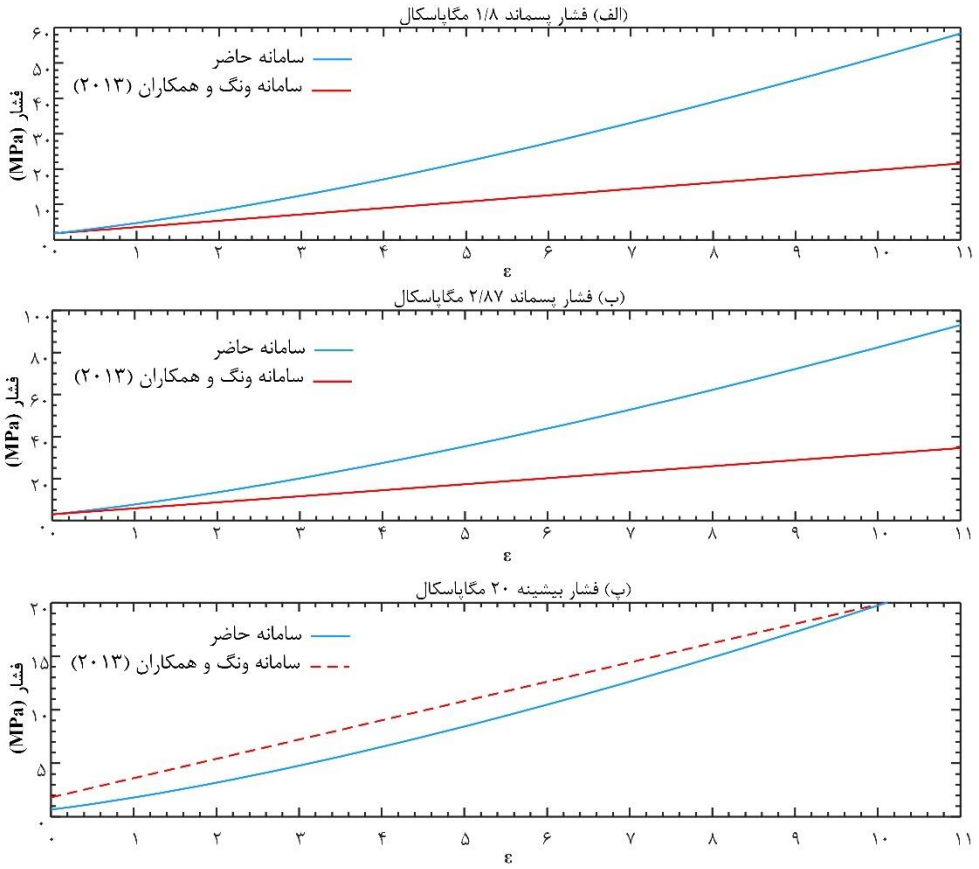

**شکل ۴)** تغییرات کار انجام شده نسبت به حجم هوای درون مخزن

وجه تمایز سیستم پژوهش حاضر با سیستم پژوهش ویلا و همکاران[29] در ساختار و پیکربندی سیستم‌ها است؛ در پژوهش حاضر، کار اصلی توسط کمپرسور انجام می‌شود درحالی که در پژوهش پیشین از یک سیستم سیلندر-پیستون استفاده شده است. در پژوهش پیشین، آب بین هوا و پیستون قرار دارد و تولید کار توسط راندن مستقیم هوا اتفاق می‌افتد، حال آن‌که در پژوهش حاضر صرفاً ذخیره‌سازی انرژی توسط فشرده‌سازی هوا حاصل می‌شود و کار به‌واسطه رانش آب تولید می‌گردد. همچنین سیستم پژوهش حاضر، مقیاس‌پذیر است و در آن از یک مکانیزم تخلیه هوا استفاده شده که در پژوهش پیشین چنین نیست.

به‌منظور بررسی بیش‌تر نتایج تحلیل‌های انجام‌شده، نتایج پژوهش حاضر با نتایج پژوهش ونگ و همکاران[30] مقایسه شد. وجه تمایز پژوهش حاضر با پژوهش ونگ و همکاران در روش فشرده‌سازی هوا است؛ ونگ و همکاران در پژوهش خود از پمپ آب برای فشرده‌سازی هوا استفاده کرده‌اند درحالی که سیستم پژوهش حاضر از کمپرسور برای فشرده‌سازی هوا بهره می‌برد و این امر سبب افزایش فشار عملیاتی و توان ذخیره‌سازی انرژی می‌شود. همچنین در سیستم پژوهش حاضر از مکانیزم تخلیه هوا استفاده شده است. علاوه‌بر این، ونگ و همکاران سیستم را به‌صورت هم‌دما مفروض داشته‌اند حال آن‌که سیستم پژوهش حاضر بی‌دررو است. در پژوهش ونگ و همکاران، به‌جای α از نسبت حجم آب به هوای درون مخزن (ε) استفاده شده است بنابراین برای صحت‌سنجی لازم است ارتباط بین α با ε مشخص شود که این امر در رابطه (۳۹) نشان داده شده و مدل‌سازی صحت‌سنجی با استفاده از مدل ریاضی پژوهش حاضر و با توجه به رابطه (۳۹) انجام گردید:




**شکل ۵)** تغییرات چگالی انرژی نسبت به ε برای دو سیستم پژوهش ونگ و همکاران و پژوهش حاضر




**شکل ۶)** تغییرات فشار نسبت به ε برای هر پژوهش‌های مورد مقایسه در سه حالت مختلف

$$\alpha = \frac{1}{1+\varepsilon} \quad (۳۹)$$

شکل (۵) تغییرات چگالی انرژی نسبت به ε را تحت شرایط فشار پسماند و فشار نهایی متفاوت نشان می‌دهد. در این شکل، نمودار (a) فشار پسماند هر دو سیستم (حالت‌های هم‌دما و بی‌دررو) مطابق با پژوهش ونگ و همکاران برابر ۱/۸ مگاپاسکال فرض شده و در نمودار (b) فشار پسماند هر دو سیستم برابر با فشار پسماند سیستم ارائه‌شده تحت فشار بیشینه ۲۰ مگاپاسکال است (۲/۸۷ مگاپاسکال) اما در نمودار (c) فرض شده فشار هر دو سیستم مطابق با پژوهش ونگ و همکاران در نقطه ε=۱۰/۱۱ برابر با ۲۰ مگاپاسکال است بنابراین فشار پسماند دو سیستم، متفاوت خواهد شد. فشار پسماند برای سیستم ونگ و همکاران و سیستم ارائه‌شده، در نمودار (c) شکل (۵) به‌ترتیب برابر ۱/۸ و ۰/۶۸۷ مگاپاسکال است. شکل (٦) این تغییرات فشار نسبت ε را برای شرایط شکل (۵) نشان می‌دهد.

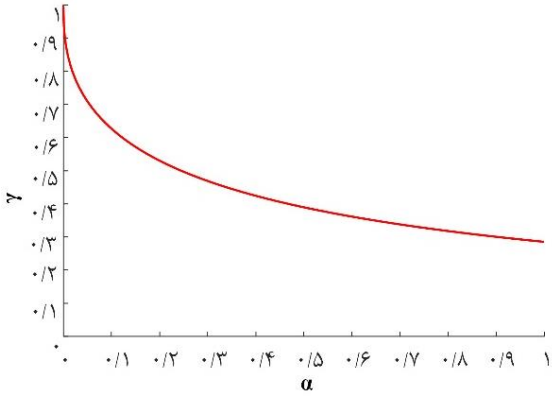
راندمان هر دو سیستم مطابق با پژوهش ونگ و همکاران ۹۰ درصد درنظر گرفته شده است. میزان چگالی انرژی برای حالت بی‌دررو (سیستم ارائه‌شده در مقاله حاضر) بیش‌تر از هم‌دما است و اختلاف آن‌ها با شکل (٤) هم‌خوانی دارد. چگالی انرژی سیستم در شرایط هم‌دما با فشار پسماند ۲/۸۷ مگاپاسکال با چگالی انرژی پژوهش ونگ و همکاران تطابق دارد. بررسی صحت‌سنجی انجام شده نشان دهنده عملکرد منطقی و صحیح مدل ریاضی سیستم و دقت نتایج پژوهش حاضر است.

## ۴- نتایج و بحث

### ۴-۱- جریان انرژی و بازدهی

همان‌طور که قبلا بحث شد هنگامی که مخزن، خالی از آب باشد فشار مخزن با فشار اتمسفر برابر نیست، پس یک مقدار قابل توجه از انرژی ذخیره‌شده همچنان باقی مانده است. برای این‌که چرخه ادامه یابد لازم است که آب به مخزن برگردد. هنگامی که هوای تحت فشار بدون ملاحظات طراحی اضافه در مخزن وجود داشته باشد، آب نمی‌تواند به مخزن برگردد. به همین ترتیب خارج کردن فشار پسماند به اتمسفر با توجه به این‌که هنوز مقدار قابل توجهی از انرژی در سیستم وجود دارد، مطلوب نیست. با استفاده از تحلیل انرژی، درصد انرژی ذخیره شده‌ای که بعد از انبساط در مخزن باقی مانده است قابل محاسبه است.

درصدی از انرژی ورودی به‌صورت گرما هدر می‌رود. این هدر رفت با γ شناخته می‌شود و با تغییر α قابل کنترل است. شکل (۷) تغییرات γ را نشان می‌دهد، درصدی از انرژی ورودی که به‌صورت تابعی از α هدر می‌رود. فشار پایین مورد استفاده در این تحلیل همان فشار پسماند است که به آن اشاره شد و در ادامه بیشتر مورد بررسی قرار گرفته است. در مقادیر کم α، اختلاف بین فشار پسماند

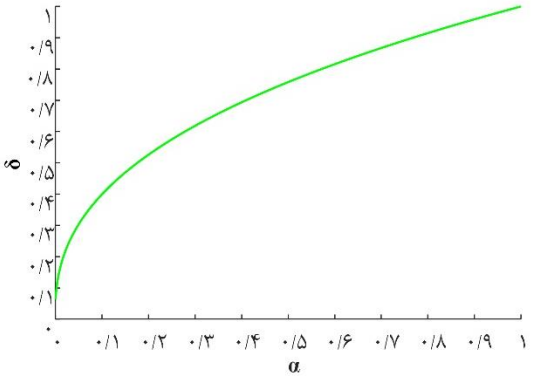



**شکل ۷)** تغییرات انرژی تلف شده به‌صورت گرما نسبت به مقدار α

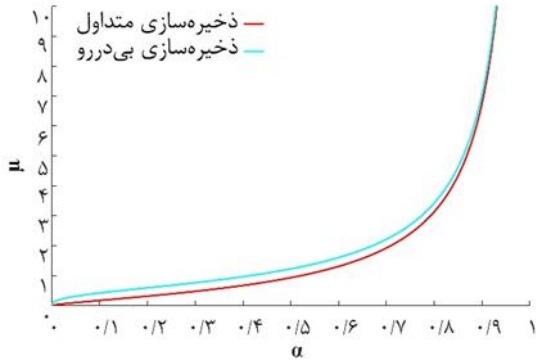
در پایان چرخه و فشار هدف بسیار زیاد است بنابراین درصد زیادی از انرژی ورودی به گرما تبدیل شده است و به‌دنبال آن گرمای بیش‌تری هم به هدر می‌رود. هنگامی که α به ۱ نزدیک می‌شود این مقدار می‌تواند به‌صورت همگرا شده به k-1/k نشان داده شود. برای هوا در بهترین حالت، ۲۸٫۶٪ انرژی ورودی به‌صورت گرما هدر می‌رود.

تغییرات میزان انرژی باقی‌مانده در مخزن بعد از انبساط نسبت به انرژی ذخیره‌شده (δ) به‌ازای تغییرات α در شکل (۸) نشان داده شده است. در سیستم ارائه‌شده فرض شده تمامی فرآیندها بدون اتلاف گرما و به‌صورت بی‌دررو است، بنابراین با گذشت زمان هیچ کسری از انرژی ذخیره‌شده به‌صورت گرما هدر نمی‌رود. این مفروضات هیچ تاثیری روی شکل (۸) ندارد چون مسئله مهم اختلاف انرژی بین دو حالت ذخیره‌شده و پسماند است.

شکل (۹) تغییرات انرژی باقی‌مانده در مخزن نسبت به کار ورودی (μ) را نسبت به α نشان می‌دهد. این نسبت در حالت بدون هدر رفت گرما، مقادیر بیش‌تری دارد اما در هر دو حالت بی‌دررو و دیاباتیک (متداول) با افزایش α، مقدار کار ورودی به سمت صفر رفته بنابراین μ به سمت بی‌نهایت میل می‌کند. برای حالت بدون اتلاف گرما در هنگام ذخیره‌سازی، زمانی که مقدار α بیش‌از ۰٫۴۲ شود میزان انرژی پسماند بیش‌تر از کار ورودی خواهد شد. این مقدار برای حالت ذخیره‌سازی با هدر رفت گرما برابر است با ۰٫۵۲.

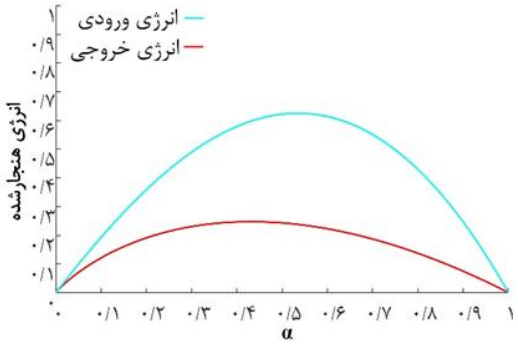



**شکل ۸)** تغییرات نسبت انرژی باقی‌مانده در مخزن به انرژی ذخیره‌شده به‌ازای تغییرات α

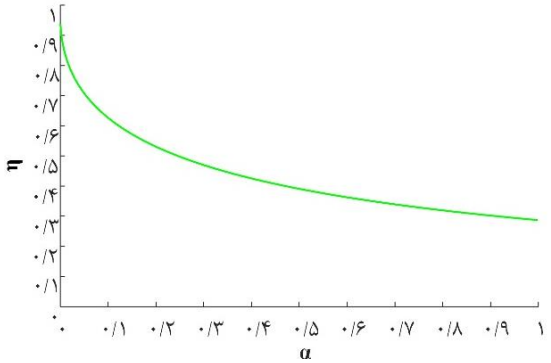



**شکل ۹)** تغییرات μ نسبت به α در دو حالت مخزن بی‌دررو و دیاباتیک (متداول)

برای مقادیر α نزدیک به صفر (هوای اولیه کم در مخزن)، هنگامی که هوا در بُعد وسیعی برای استخراج مقدار قابل توجهی از انرژی انبساط می‌یابد، فشار به سرعت افت می‌کند. به‌طور مشابه، برای مقادیر زیاد α (آب ابتدایی کم در سیستم) فضای بسیار کمی برای انبساط هوای فشرده وجود دارد و تمام آب قبل از انبساط کامل هوا، خارج می‌شود؛ پس استخراج انرژی بسیار کم است. از آن‌جا که سیستم با فشار پسماند چرخه را آغاز می‌کند، در مقادیر α نزدیک به صفر و یک، مقدار انرژی ورودی به سیستم به سمت صفر می‌رود. شکل (۱۰) این رابطه را برای انرژی ورودی و خروجی سیستم و شکل (۱۱) میزان بازدهی سیستم را به‌عنوان تابعی از α نشان می‌دهد.

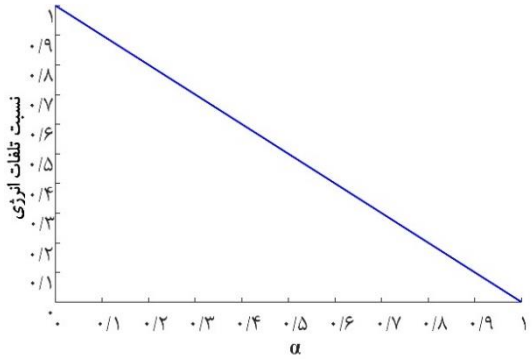



**شکل ۱۰)** مقدار انرژی ورودی و خروجی به‌عنوان تابعی از میزان آب ابتدایی درون مخزن فشاربالا یا α




**شکل ۱۱)** بازدهی کران بالای سیستم به‌عنوان تابعی از α

با افزایش مقدار α میزان انرژی پسماند بیش‌تری هدر خواهد رفت. این مقدار با α رابطه خطی دارد، بدین‌ترتیب هرچه میزان α بیش‌تر باشد انرژی پسماند بیش‌تری هدر رفته و به اتمسفر تخلیه می‌شود. این رابطه در شکل (۱۲) نشان داده شده است.



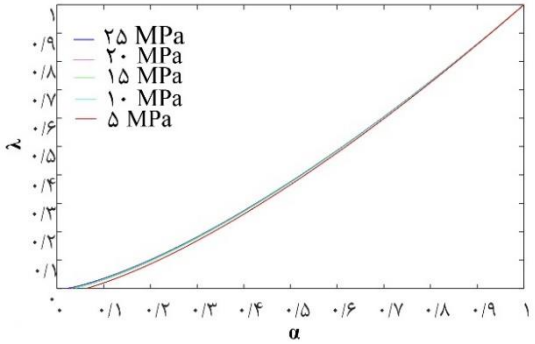

**شکل ۱۲)** تغییرات نسبت تلفات انرژی به انرژی پسماند بعد از انبساط به‌ازای α

### ۴-۲- تاثیر مکانیزم تخلیه هوا

یک مزیت مکانیزم تخلیه هوا این است که در چرخه بعدی، مخزن با هوای فشرده‌شده (فشار پسماند) شروع به کار می‌کند. غیر از اولین چرخه، سیستم همواره بین فشار بالا و فشار پسماند چرخه را طی می‌کند و هرگز به تخلیه جوی مخزن فشاربالا نیازی نیست. همان‌طور که قبلا بحث شد، α انرژی ورودی و میزان انرژی مفید قابل استخراج را تعیین می‌کند. پس درصد انرژی ذخیره‌شده باقی‌مانده در مخزن بعد از انبساط در هر دو حالت همراه و بدون اتلاف گرما، برابر است.

برای بررسی میزان انرژی صرفی‌جویی شده با استفاده از نسبت λ، با توجه به پژوهش‌های یائو و همکاران[23] و بی و همکاران[31] فشار طراحی یا بیشینه فشار هوا در سیستم از بازه ۵ تا ۲۵ مگاپاسکال فرض شده است. بدین‌ترتیب می‌توان اثر تغییرات α برای هر فشار طراحی بر میزان انرژی صرفه‌جویی شده را بررسی کرد، شکل (۱۳).

همان‌طور که از شکل (۱۳) مشخص است پارامتر تاثیرگذار اصلی، α است و فشار فقط مقدار اندکی، آن هم درمقادیر کم α، اثرگذاری

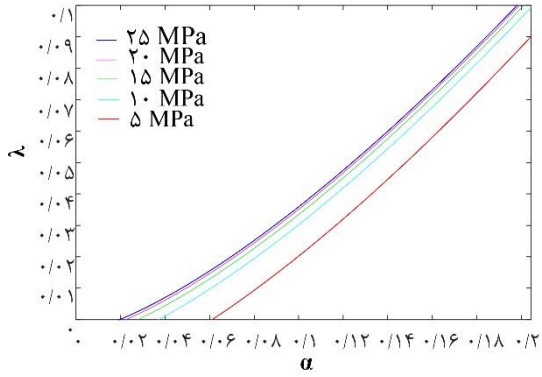



**شکل ۱۳)** تغییرات λ نسبت به α برای فشارهای عملیاتی مختلف

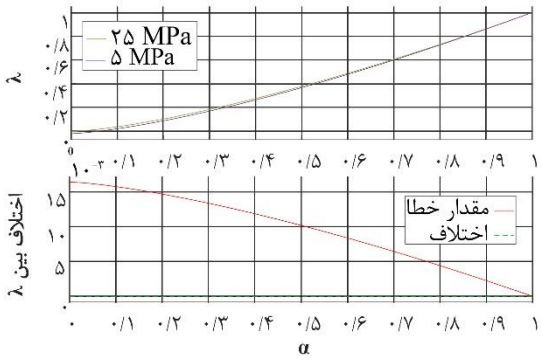
معناداری دارد. اما با توجه به نسبی بودن این مقدار، λ در مقادیر کم α نیز می‌تواند در میزان انرژی صرفه‌جویی شده مؤثر باشد و باید برای طراحی سیستم مدنظر گرفته شود. با توجه به شکل‌های (۱۳) و (۱٤) برای هر فشار، محدودیت طراحی در انتخاب α وجود دارد، علت این را می‌توان از رابطه (٤) دریافت زیرا برای هر فشار بیشینه یا طراحی سیستم، مقدار خاصی برای حداقل α هست که اگر میزان α از آن کمتر شود فشار پسماند کمتر از ۰/۱ مگاپاسکال می‌شود، یعنی کم‌تر از فشار اتمسفر ، که در عمل امکان‌پذیر نیست. یعنی برای مقادیر α کوچک‌تر از مقدار کمینه محاسبه شده، در فرآیند تخلیه، انبساط به اندازه حجم مخزن صورت نمی‌پذیرد و بدین‌ترتیب مقدار λ منفی می‌شود.

در سیستم بدون مکانیزم تخلیه هوا، با افزایش α، میزان انرژی به‌هدر رفته نیز افزایش می‌یابد حال آنکه با استفاده از مکانیزم تخلیه هوا طراحی شده، هرچه میزان α افزایش یابد شاهد کاهش تلفات انرژی هستیم و بدین صورت، در فشارهای مختلف نیز، میزان انرژی صرفه‌جویی شده با افزایش α، به سمت عدد یک (صد درصد) افزایش می‌یابد.

حداقل مقدار ممکن α برای فشارهای ۲۵ و ۵ مگاپاسکال به‌ترتیب حدود ۰/۰۲ و ۰/۰٦۲ است. اختلاف λ بین این دو فشار در بیشترین حالت (α برابر صفر) حدود ۰/۰۱۷ است که با افزایش α، این اختلاف به سمت صفر میل می‌کند، شکل (۱۵).

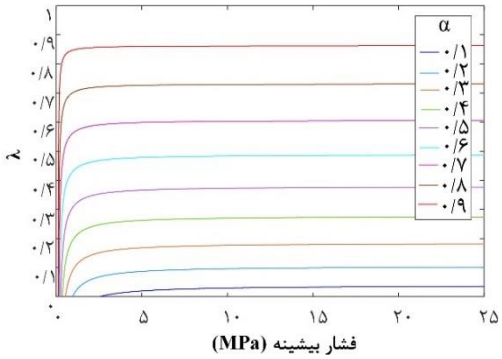



**شکل ۱۴)** تغییرات λ در فشارهای عملیاتی مختلف نسبت به مقادیر کم α




**شکل ۱۵)** اختلاف λ بین بیشینه و کمینه فشار عملیاتی در نظر گرفته شده نسبت به α

به‌منظور بررسی بیش‌تر تاثیر پارامترهای مختلف بر λ، تغییرات λ نسبت به فشار عملیاتی سیستم برای مقادیر مختلف α نیز تحلیل شده است، شکل (۱۶).




**شکل ۱۶)** تغییرات λ نسبت به فشار به‌ازای مقادیر متفاوت α

شکل (۱۶) نیز نتایج به‌دست آمده برای λ در شکل‌های (۱۳) تا (۱۵) را تایید می‌کند. با افزایش فشار برای هر α معین، ابتدا میزان λ افزایش یافته و سپس در مقدار مشخصی ثابت می‌ماند. همان‌طور که قابل مشاهده است، غیر از فشارهای پایین که نقاط تعیین کننده برای حداقل فشار ممکن در هر α هستند، میزان λ تابعی از α بوده و حتی محدودیت عملیاتی در فشارهای کم‌تر نیز خود تابعی از α است.

به همین ترتیب برای هر α مشخص نیز یک میزان حداقلی برای فشار بیشینه وجود دارد و در صورت این‌که فشار عملیاتی یا بیشینه سیستم کم‌تر از آن مقدار شود λ منفی شده و مخزن نمی‌تواند به‌صورت کامل تخلیه شود. همان‌طور که پیش‌تر گفته شد علت این امر، کم‌تر شدن فشار پسماند مخزن از فشار اتمسفراست. برای مثال، حداقل فشار بیشینه ممکن برای مقادیر α برابر با ۰/۱ و ۰/۹ به‌ترتیب ۲/۵ و ۰/۱۱۵ مگاپاسکال است. با افزایش α (کاهش میزان آب مخزن و افزایش هوا) تخلیه مخزن نیاز به انرژی کم‌تری دارد پس حداقل فشار ممکن برای عملکرد کامل سیستم نیز کاهش می‌یابد.

### ۴-۳- تعیین ابعاد پارامترها

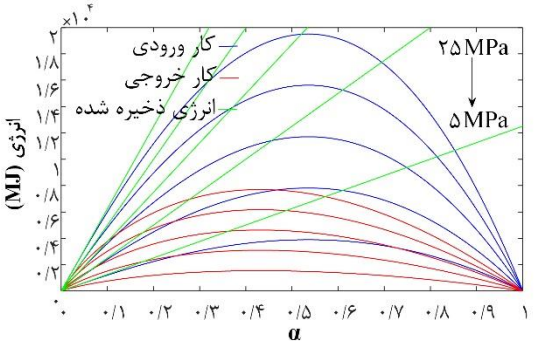
مقادیری که اثربخشی این سیستم ذخیره‌سازی انرژی را حاصل می‌کنند عبارتند از: ظرفیت انرژی، ظرفیت توان و مدت‌زمان ذخیره‌سازی. بعضی پارامترها همان‌طور که بر این ویژگی‌ها تاثیرگذارند، در هزینه سیستم نیز نقش اساسی دارند. ظرفیت انرژی تابعی از فشار ذخیره‌سازی و حجم مخزن است؛ این موارد به‌عنوان متغییرهای هزینه‌ای بیان می‌شوند. برای یک کمپرسور و توربین مشخص، هزینه سیستم به‌طور مستقیم با ابعاد و ضخامت دیواره مخزن ذخیره‌سازی قیاس می‌شود. همچنین، ظرفیت توان سیستم تابعی از فشار هدف است، اما تابع حجم مخزن نیست. پارامتر α به‌عنوان متغییر عملکرد تعیین شده است زیرا مقدار آن به‌طور مستقیم بر ظرفیت انرژی اثر می‌گذارد اما در هزینه تاثیرگذار نیست.

**جدول ۱)** پارامترهای مختلفی که ظرفیت‌های توان، انرژی و هزینه را تحت تاثیر قرار می‌دهند

| پارامترها | فاکتورهای مؤثر | | | نوع متغیر |
|---|---|---|---|---|
| | هزینه | انرژی | توان | |
| فشار هدف | ✓ | ✓ | ✓ | هزینه‌ای و عملکردی |
| حجم مخزن | ✓ | ✓ | - | هزینه‌ای |
| α | - | ✓ | - | عملکردی |

برای تعیین اندازه پارامترها لازم است پارامتر یا پارامترهایی به‌عنوان محدودیت یا مقدار مشخص تعیین شوند. بدین‌منظور تحلیل‌های متعددی انجام شده تا بتوان بسته به نیاز و نوع محدودیت، مقادیر فشار هدف، حجم مخزن و α را انتخاب کرد. منظور از فشار عملیاتی و حجم مخزن، فشار هدف و حجم مخزن فشاربالا است زیرا حجم مخزن فشارپایین با توجه به مقدار α و حجم آب موجود در سیستم تعیین شده و فشار آن، همان فشار پسماند است. در این پژوهش به‌منظور سادگی کار و با توجه به این‌که محدودیت هزینه‌ای نداریم متغییرهای هزینه‌ای یعنی فشار و حجم مخزن، جزء محدودیت‌ها نیستند و مقادیر مختلفی برای آن‌ها فرض شده است اما فشار عملیاتی سیستم از نظر فناوری موجود دارای حد بالا و همچنین با توجه مقدار α دارای حد پایین است. بنابراین همان‌طور که در بخش (۴-۲) بیان شد، مقادیر فشار بین ۵ تا ۲۵ مگاپاسکال متغییر است. پارامتر اصلی برای این سیستم مقدار α است که انتخاب آن برای بازدهی سیستم نیز تعیین‌کننده است. بعد از انتخاب α مدنظر، بسته به میزان انرژی در دسترس (ورودی) و یا انرژی خروجی می‌توان فشار عملیاتی سیستم و حجم مخزن موردنیاز را انتخاب کرد. علاه‌براین، با مفروض داشتن دو پارامتر سیستم می‌توان پارامترهای دیگر را جهت طراحی سیستم انتخاب نمود.

شکل (۱۷) تغییرات کار ورودی، کار خروجی و انرژی ذخیره‌شده در مخزن را نسبت به α نشان می‌دهد. حجم مخزن، ۱۰۰۰ مترمکعب فرض شده و مقدار فشار از ۲۵ تا ۵ مگاپاسکال مطابق جهت فلش از بالا به پایین با گام‌های ۵ مگاپاسکالی متغییر است.




**شکل ۱۷)** تغییرات کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره‌شده در مخزن نسبت به α برای فشارهای مختلف و حجم مخزن مشخص (۱۰۰۰ مترمکعب)

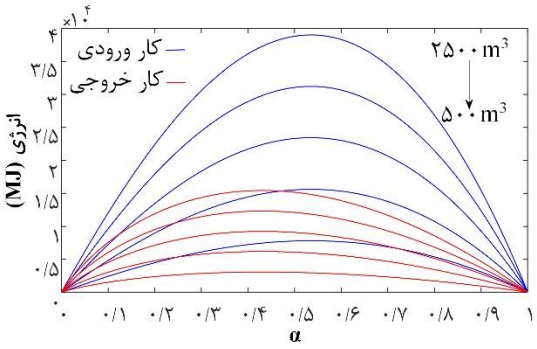
بیش‌ترین میزان انرژی ذخیره‌شده برای فشارهای ۲۵، ۲۰ و ۵ مگاپاسکال به‌ترتیب ۶۳۰۰۰ ، ۵۰۰۰۰ و ۱۲۵۰۰ مگاژول است. همچنین نقطه بیشینه برای انرژی خروجی و انرژی ورودی به‌ترتیب برای مقادیر α برابر ۰/۴۳۱ و ۰/۵۳۵ اتفاق می‌افتد. با وجود این‌که با افزایش مقدار α میزان انرژی ذخیره‌شده به‌طور پیوسته افزایش می‌یابد اما میزان انرژی ورودی و خروجی و به تبع آن بازدهی سیستم کاهش می‌یابد که علت این امر کاهش میزان آب موجود درسیستم و مکانیزم تخلیه هوا است.

شکل (۱۸) نیز تغییرات انرژی سیستم نسبت به α نشان می‌دهد اما در این شکل، میزان فشار در ۲۰ مگاپاسکال ثابت است و مطابق جهت فلش، حجم مخزن از ۲۵۰۰ تا ۵۰۰ مترمکعب با گام‌های ۵۰۰ تایی متغییر است. مقایسه شکل‌های (۱۷) و (۱۸) نشان دهنده حساسیت یکسان انرژی ورودی و خروجی سیستم نسبت به تغییرات پارامترهای فشار و حجم مخزن است.

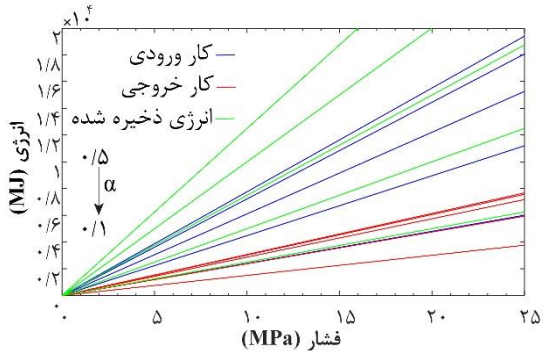
شکل (۱۹) تغییرات انرژی سیستم نسبت به فشار را نشان می‌دهد. در این شکل، کار خروجی برای مقادیر α برابر ۰/٤ و ۰/۵ عکس جهت فلش است یعنی منحنی α در ۰/٤ بالاتر از ۰/۵ است زیرا نقطه پیک یا بیشینه برای کار خروجی در α برابر ۰/٤۳۱ است و برای مقادیر α بیش‌تر از این مقدار، شیب کاهشی خواهد بود. یعنی در یک فشار مشخص، با افزایش مقدار α به بیش‌از ۰/٤۳۱ مقدار کار خروجی کاهش خواهد یافت و این مقدار بحرانی α برای کار ورودی برابر ۰/۵۳۵ است.

بیش‌ترین مقدار انرژی ذخیره‌شده برای α برابر ۰/۵ مساوی ۳۱۲٦۰ مگاژول و کم‌ترین مقدار آن در α برابر ۰/۱ مساوی ٦۲۵۱ مگاژول است. همچنین بیش‌ترین انرژی ذخیره‌شده در α برابر ۰/٤ مساوی۲۵۰۱۰ مگاژول است. علاوه‌بر این، شکل (۱۹) نشان می‌دهد که اختلاف انرژی سیستم در محدوده بحرانی α برای فشار یکسان، کم‌تر از دیگر مقادیر α است.

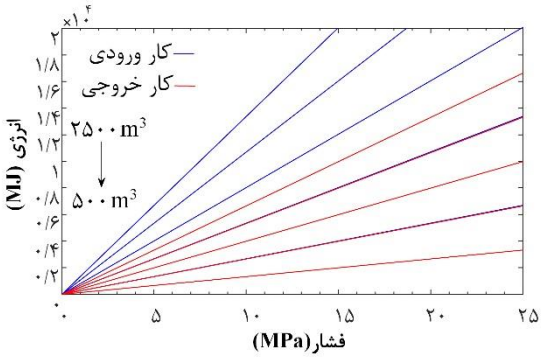
شکل (۲۰) تغییرات انرژی سیستم نسبت به فشار عملیاتی را نشان می‌دهد اما در آن میزان α برابر ۰/۲۵ درنظر گرفته شده است و حجم مخزن، مطابق جهت فلش از ۲۵۰۰ تا ۵۰۰ مترمکعب، با




**شکل ۱۸)** تغییرات کار ورودی و خروجی نسبت به α برای فشار ثابت ۲۰ مگاپاسکال و حجم مخزن متفاوت (از ۲۵۰۰ تا ۵۰۰ با گام ۵۰۰ مترمکعبی)



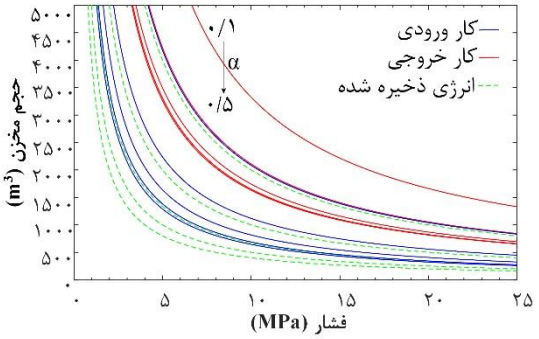

**شکل ۱۹)** تغییرات کار ورودی، کار خروجی و انرژی ذخیره‌شده نسبت به فشار برای مقادیر مختلف α با حجم مخزن ۱۰۰۰ مترمکعب



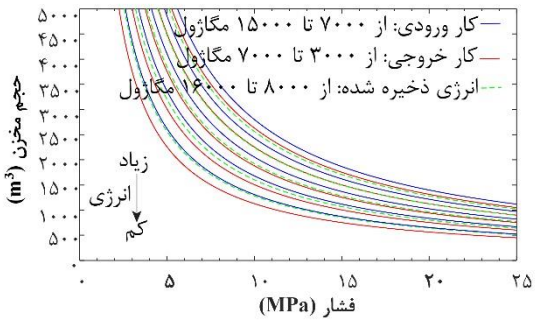

**شکل ۲۰)** تغییرات کار ورودی و خروجی نسبت به فشار برای مقدار α برابر ۰/۲۵ به ازای حجم مخزن متفاوت (از ۲۵۰۰ تا ۵۰۰ با گام‌های ۵۰۰ مترمکعبی)

گام‌های ۵۰۰ تایی متغییر است. بیش‌ترین انرژی ورودی، در فشار ۲۵ مگاپاسکال، برای حجم مخزن‌های ۲۵۰۰، ۲۰۰۰ و ۵۰۰ مترمکعب به‌ترتیب برابر ۳۳٤٦۰، ۲٦۷۷۰ و ٦٦۹۲ مگاژول است. همچنین مقایسه شکل‌های (۱۹) و (۲۰) نشان دهنده حساسیت بیش‌تر تغییرات انرژی سیستم نسبت به α است.

شکل (۲۱) تغییرات حجم مخزن نسبت به فشار عملیاتی سیستم برای کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره‌شده یکسان و ثابت ۵۰۰۰ مگاژول را نشان می‌دهد. مقدار α در جهت فلش از بالا به پایین، تغییر می‌کند. همانند شکل (۲۰) چون بیشینه کار خروجی در α برابر ۰/٤۳۱ اتفاق می‌افتد منحنی α برابر ۰/٤ برای کار خروجی پایین‌تر از منحنی ۰/۵ است، همچنین در مقادیر بحرانی α اختلاف تغییرات انرژی کم‌تر است و تغییرات فشار و حجم مخزن بر این امر تاثیرگذار نیست. از شکل (۲۱) می‌توان دریافت که برای انتخاب پارامترهای طراحی نظیر فشار عملیاتی و حجم مخزن، میزان انرژی خروجی مطلوب از سیستم اهمیت ویژه‌ای دارد زیرا منحنی‌های انرژی خروجی سیستم بالاتر از انرژی ورودی و ذخیره‌شده هستند. شکل (۲۲) تغییرات حجم مخزن نسبت به فشار عملیاتی سیستم را نشان می‌دهد. در این شکل، مقدار α ثابت و برابر ۰/۲۵ است اما




**شکل ۲۱)** تغییرات حجم مخزن نسبت به فشار برای کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره شده مشخص (۵۰۰۰ مگاژول) به ازای مقادیر متفاوت α (۰/۱ تا ۰/۵)

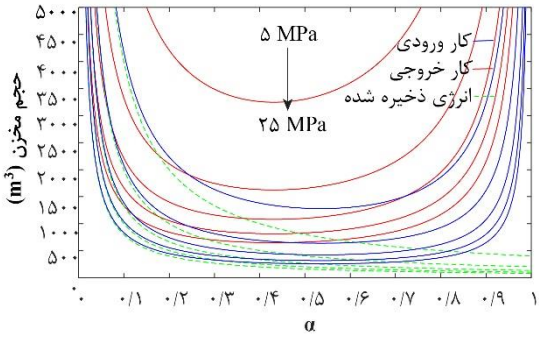



**شکل ۲۲)** تغییرات حجم مخزن با فشار برای مقدار α برابر ۰/۲۵ به‌ازای کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره‌شده متفاوت

مقادیر کار ورودی، کار خروجی و انرژی ذخیره‌شده با یکدیگر متفاوت و متغییر است. این تغییرات با گام‌های ثابت ومشخص اتفاق می‌افتد و مطابق جهت فلش میزان انرژی از بالا به پایین کاهش می‌یابد. بازه تغییرات کار ورودی، کار خروجی و انرژی ذخیره‌شده، با توجه به شکل‌های (۱۷) تا (۱۹) انتخاب شده است. به‌منظور تعیین پارامترهای دیگر، مقدار α با توجه به شکل (۱۱) و همچنین نتایج حاصل از تحلیل‌های هدر رفت انرژی، انتخاب شده است و لزوماً یک مقدار بهینه نیست.

شکل‌های (۲۱) و (۲۲) نشان می‌دهد در مقادیر پایین فشار (کم‌تر از ۵ مگاپاسکال)، حجم مخزن مورد نیاز با شیب تندی افزایش می‌یابد درحالی که در مقادیر بالای فشار (بیش از ۱۰ مگاپاسکال) شیب منحنی کاهشی است، همچنین در مقادیر بسیار بالای فشار (بیش از ۲۰ مگاپاسکال) تغییرات حجم مخزن به‌شدت کاهش می‌یابد.

شکل (۲۳) تغییرات حجم مخزن نسبت به α را نشان می‌دهد. در این شکل، میزان کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره‌شده یکسان است اما این میزان فشار مخزن است که در جهت فلش، از بالا به پایین افزایش می‌یابد. فشار مخزن از ۵ مگاپاسکال شروع شده و تا ۲۵ مگاپاسکال افزایش می‌یابد. در مقدار α مشخص، با کاهش فشار، حجم مخزن مورد نیاز برای تامین انرژی به شکل تصادی

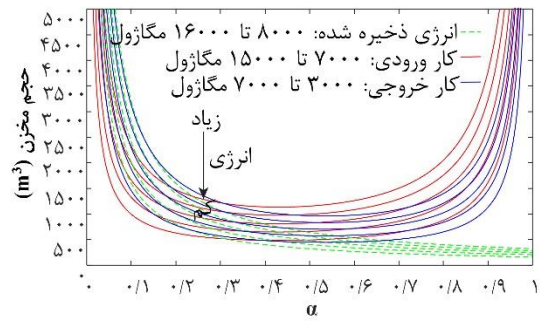



**شکل ۲۳)** تغییرات حجم مخزن نسبت به α برای کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره شده مشخص (۵۰۰۰ مگاژول) به ازای فشارهای مختلف (۵ تا ۲۵ مگاپاسکال با گام‌های ۵ مگاپاسکالی)

افزایش می‌یابد، همچنین در مقادیر زیاد یا کم α، نیاز به حجم مخزن با شیب تندی افزایش پیدا می‌کند.

شکل (۲٤) تغییرات حجم مخزن نسبت به α را نشان می‌دهد. در این شکل، مقادیر کار ورودی، کار خروجی و انرژی ذخیره‌شده متغییر است و گام‌های تغییرات در شکل نشان داده‌شده است. میزان انرژی مطابق جهت فلش از بالا به پایین کاهش می‌یابد و فشار مخزن ۲۰ مگاپاسکال است. همان‌طور که از شکل‌های (۱۷)، (۲۳) و (۲٤) مشخص است، با افزایش مقدار α انرژی ذخیره‌شده افزایش می‌یابد اما این موضوع باعث افزایش کار خروجی نمی‌شود که پیش‌تر دلیل آن کاهش مقدار اولیه آب و مکانیزم تخلیه هوا ذکر شد. در یک فشار عملیاتی مشخص، با تغییر حجم مخزن میزان انرژی با نرخ ثابت تغییر می‌کند اما در مقادیر پایین و بالای α برای همان میزان انرژی، حجم مخزن به‌صورت تصاعدی افزایش می‌یابد.

در این بخش پارامترهای اصلی سیستم و تاثیر آن‌ها بر یکدیگر مورد ارزیابی قرار گرفت. همان‌طور که گفته شد پارامتر α بیش‌ترین تاثیر را در عملکرد سیستم دارد و بعد از آن فشار عملیاتی قرار می‌گیرد. نتایج ارائه شده در این بخش نشان می‌دهد برای تامین یک میزان انرژی مشخص، مقادیر بالا یا پایین فشار (بیش از ۲۰ و کم‌تر ۵ مگاپاسکال) بهینه نیستند. همچنین برای تامین یک




**شکل ۲۴)** تغییرات حجم مخزن نسبت به α برای مقادیر کار ورودی، خروجی و انرژی ذخیره‌شده متفاوت به‌ازای فشار مشخص (۲۰ مگاپاسکال)

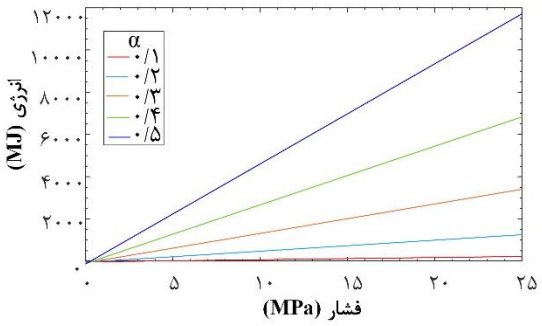
میزان انرژی حداقلی[30] (۵۰۰۰ مگاژول) بسته به فشار عملیاتی سیستم به یک مخزن با حجمی بین ۵۰۰ تا ۲۰۰۰ مترمکعب نیاز است تا بتوان یک مقدار بهینه برای α درنظر گرفت و بازدهی سیستم را به حد قابل قبولی رساند. زیرا همان‌طورکه پیش‌تر گفته شد در مقادیر بالا یا پایین α میزان انرژی قابل استحصال به‌شدت کاهش می‌یابد. در بخش بعدی باتوجه به این نتایج، یک تحلیل انرژی انجام شده تا بتوان میزان اثربخشی مکانیزم تخلیه هوا و اثر آن بر صرفه‌جویی انرژی را بهتر ارزیابی نمود.

**۴-۴- میزان انرژی صرفه‌جویی‌شده با مکانیزم تخلیه هوا**

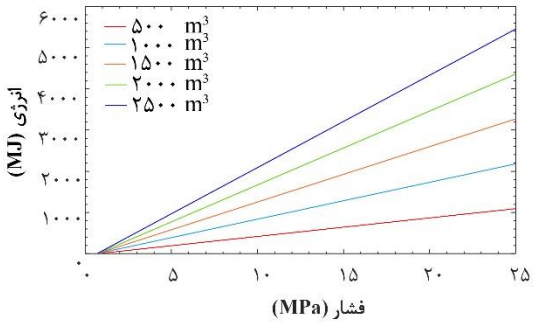
با استفاده از نتایج بخش (٤-۳)، مقدار انرژی صرفه‌جویی‌شده به‌وسیله مکانیزم تخلیه هوا در مرحه آماده‌سازی سیستم مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. این نتایج می‌تواند در انتخاب پارامترها مؤثر باشد. شکل (۲۵) تغییرات انرژی صرفه‌جویی‌شده نسبت به فشار را نشان می‌دهد. در این شکل مقدار α از ۰/۱ تا ۰/۵ متغییر و حجم مخزن برابر ۱۰۰۰ مترمکعب است. همان‌طور که مشخص است، بیش‌ترین صرفه‌جویی انرژی در مقادیر زیاد α اتفاق می‌افتد، علت این امر کاهش حجم مخزن فشارپایین است اما این تحلیل بدون درنظر گرفتن نتایج بخش ٤-۳ صحیح نیست. زیرا همانطور که پیش‌تر گفته شد، با افزایش مقدار α حجم آب کم می‌شود بنابراین میزان انرژی قابل استحصال کاهش می‌یابد.

شکل (۲٦) تغییرات انرژی صرفه‌جویی شده در مقدار α برابر ۰/۲۵ نسبت به فشار را نشان می‌دهد. حجم مخزن در این شکل از ۲۵۰۰ تا ۵۰۰ مترمکعب متغییر است. مطابق انتظار، با ثابت بودن مقدار α، انرژی بیش‌تری در مخزن بزرگ‌تر صرفه‌جویی می‌شود که همانند شکل (۲۵) با افزایش فشار نسبت مستقیم دارد. شایان ذکر است که این امر نشان دهنده اثر بخشی مکانیزم تخلیه هوا است اما برای طراحی سیستم باید مقدار α را نیز درنظر گرفت زیرا با افزایش فشار و حجم مخزن میزان انرژی هدر رفته نیز افزایش خواهد یافت.

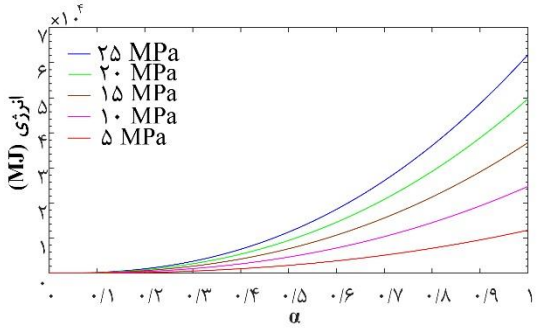
شکل (۲۷) تغییرات انرژی صرفه‌جویی‌شده نسبت به α را در حجم محزن ۱۰۰۰ مترمکعب نشان می‌دهد. در این شکل مقدار فشار از ۵ تا ۲۵ مگاپاسکال متغییر است. با افزایش میزان α و فشار عملیاتی سیستم، مقدار انرژی بیش‌تری صرفه‌جویی شده است.




**شکل ۲۵)** تغییرات انرژی صرفه‌جویی‌شده نسبت به فشار به‌ازای مقادیر مختلف α و حجم مخزن ۱۰۰۰ مترمکعب



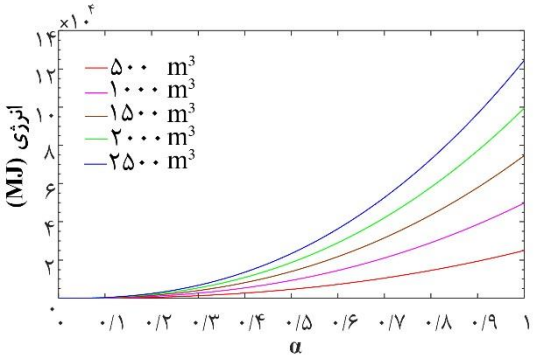

**شکل ۲۶)** تغییرات انرژی صرفه‌جویی‌شده نسبت به فشار به ازای α برابر ۰/۲۵ و حجم مخزن‌های متفاوت از ۵۰۰ تا ۲۵۰۰ مترمکعب




**شکل ۲۷)** تغییرات انرژی صرفه‌جویی‌شده نسبت به α با حجم مخزن ۱۰۰۰ مترمکعب و به ازای فشارهای مختلف از ۵ تا ۲۵ مگاپاسکال

شکل (۲۷) تغییرات انرژی صرفه‌جویی شده نسبت به α را نشان می‌دهد. در این شکل، مقدار فشار عملیاتی سیستم ثابت و برابر ۲۰ مگاپاسکال اما حجم مخزن از ۵۰۰ تا ۲۵۰۰ مترمکعب متغییر است. همانند شکل (۲۶)، با افزایش مقدار α میزان انرژی بیش‌تری صرفه‌جویی می‌شود و افزایش فشار نیز با این مقدار نسبت مستقیم دارد.

مطابق شکل‌های (۲٦) و (۲۷) میزان انرژی صرفه‌جویی شده به‌وسیله مکانیزم تخلیه هوا در مقادیر کم α تقریباً یکسان است و برخلاف ۸ که نشان دهنده انرژی صرفی‌جویی شده به انرژی ورودی




**شکل ۲۸)** تغییرات انرژی صرفه‌جویی‌شده نسبت به α به ازای فشار ۲۰ مگاپاسکال و حجم مخزن‌های متفاوت از ۵۰۰ تا ۲۵۰۰ مترمکعب

است، این اختلاف در مقادیر زیاد α افزایش می‌یابد. بنابراین همان‌طور که پیش‌تر گفته شد، استفاده از انرژی صرفه‌جویی شده به‌عنوان یک فاکتور برای طراحی سیستم همه‌جانبه نیست و لازم است از تحلیل‌های دیگر نظیر روابط α با فشار و حجم مخزن و همچنین λ نیز بهره گرفت. زیرا با افزایش مقدار انرژی صرفه‌جویی شده ممکن است نسبت هدر رفت انرژی نیز افزایش یابد، پس نیاز است تا نسبت‌های پارامترها و رابطه آن‌ها بر یکدیگر لحاظ شود.

## ۵- نتیجه‌گیری

سیستم ارائه‌شده در مقاله حاضر با داشتن مزایای سیستم ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده و تلمبه ذخیره‌ای و همچنین به حداقل رساندن معایب این دو سیستم، قادر به تغییر چشم‌انداز ذخیره‌سازی انرژی است. از جمله مزایای این سیستم نسبت به سیستم‌های مشابه، عدم نیاز به احتراق گاز طبیعی است. همچنین برای احداث به مشخصات خاصی برای سایت اجرایی نیاز ندارد و کنترل انرژی و حرارت سیستم (به‌دلیل استفاده از آب به‌عنوان سیال عملیاتی) راحت‌تر از سیستم‌های مشابه است. علاه‌بر این موارد، این سیستم بسیار مقیاس‌پذیر است و می‌توان آن را در ظرفیت‌های کم تا ظرفیت‌های زیاد، طراحی کرد. تحلیل انرژی این پژوهش با هدف شناسایی پارامترهای اساسی و تاثیرگذار سیستم و تعیین محدودیت‌ها و روابط بین آن‌ها انجام شده تا با استفاده از این نتایج بسته به اهداف و محدودیت‌ها، مسیر طراحی سیستم و امکان‌سنجی آن هموار شود. به‌طور خلاصه، نتایج مهم پژوهش حاضر شامل موارد زیر است:

۱. مطابق نتایج مشخص شد دست‌یابی به بازدهی حدود ۹۰ درصد در این سیستم، امکان‌پذیر است. پارامترهای اثرگذار این سیستم ازجمله فشار عملیاتی یا فشار بیشینه در مخزن فشار بالا، حجم مخزن‌ها و میزان کار ورودی و خروجی سیستم به یکدیگر وابسته هستند اما موثرترین پارامتر در طراحی این سیستم، نسبت حجم هوا به حجم کل در مخزن فشار بالا است. این نسبت، عددی بین ۰ تا ۱ می‌تواند باشد که عدد ۰ به معنای مخزن بدون هوا و عدد ۱ به معنای مخزن بدون آب است. کار ورودی و خروجی سیستم و در نتیجه آن، بازدهی سیستم، وابسته به نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشار بالا است. بدین صورت که با افزایش نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشاربالا، بازدهی سیستم کاهش می‌یابد و در کم‌ترین مقدار به حدود ۲۹ درصد می‌رسد.

۲. محدوده فشار عملیاتی سیستم، با توجه به نتایج مقاله حاضر و پیشینه تحقیق از ۵ تا ۲۵ مگاپاسکال تعیین شد که محدوده بالا با توجه به محدودیت‌های فناوری موجود درنظرگرفته شده است. برای نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشار بالا، محدودیت‌هایی بسته به فشار عملیاتی سیستم وجود دارد و این محدودیت‌ها برای حداقل میزان آن است که در فشار ۲۵ مگاپاسکال برابر ۰/۰۲ و در فشار ۵ مگاپاسکال برابر ۰/۰۶۲ است. مقادیر بحرانی نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشار بالا برای کار ورودی و کار خروجی سیستم به‌ترتیب ۰/۵۳۵ و ۰/۴۳۱ است که تا قبل از این مقادیر، ظرفیت کار ورودی و کار خروجی سیستم افزایشی است اما بعد از آن، کاهش می‌یابد.

۳. نقطه قوت مهم این سیستم در مرحله آماده‌سازی سیستم برای شروع ذخیره‌سازی انرژی است. در این مرحله با استفاده از مکانیزم تخلیه هوا، فشار هوا در مخزن‌های فشاربالا و فشار پایین برابر می‌شود و آب بدون نیاز به مصرف انرژی اضافی به مخزن فشاربالا بازمی‌گردد. به‌وسیله مکانیزم تخلیه هوا، تا حد زیادی از هدر رفت انرژی جلوگیری می‌شود زیرا بدون آن، هوای پسماند مخزن فشارپایین (که فشاری بالاتر از فشار اتمسفر دارد) باید به‌طور کامل به جو تخلیه شود اما با بهره‌گیری از این مکانیزم فقط بخشی از آن تخلیه می‌شود. میزان انرژی صرفه‌جویی‌شده با مکانیزم تخلیه هوا، به فشار عملیاتی سیستم، حجم مخزن فشاربالا و نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشاربالا بستگی دارد و از ۱ مگاژول تا بیش‌از ۵۰ گیگاژول متغییر است.

٤. با درنظر گرفتن میزان انرژی صرفه‌جویی‌شده به‌عنوان نسبتی از انرژی ورودی سیستم تحلیل واضح‌تری بیان می‌شود. بدین‌ترتیب نسبت انرژی صرفه‌جویی‌شده به انرژی ورودی بیش‌تر تابعی از نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشاربالا است و فشار عملیاتی تاثیر کم‌تری بر آن دارد. با افزایش مقدار نسبت حجم هوا به حجم کل مخزن فشاربالا، نسبت انرژی صرفه‌جویی‌شده به انرژی ورودی سیستم به سمت ۱ میل می‌کند که نشان می‌دهد انرژی بیش‌تری صرفه‌جویی شده و در چرخه بعدی سیستم به انرژی ورودی کم‌تری نیاز است.

## ۶- پی‌نوشت

علایم

| | |
|---|---|
| U | انرژی درونی (J) |
| R | ثابت گازها (kJ/kg.K) |
| m | جرم (kg) |
| V | حجم (m3) |
| T | دما (°K) |
| k | ثابت پلی‌تروپیک در فرایند بی‌دررو (-) |
| P | فشار (Pa) |
| W | توان (watt) |
| Cυ | گرمای ویژه در حجم ثابت (kJ/kg.K) |

علایم یونانی

| | |
|---|---|
| υ | حجم مخصوص (m3/kg) |
| μ | نسبت انرژی باقی‌مانده در مخزن به انرژی ورودی (-) |
| λ | نسبت انرژی صرفه‌جویی‌شده به انرژی ورودی (-) |
| α | نسبت حجم هوا به حجم کل (-) |
| ε | نسبت حجم آب به هوای درون مخزن (-) |
| γ | نسبت تغییرات انرژی در مرحله تخلیه به شارژ (-) |
| δ | نسبت انرژی باقی‌مانده در مخزن به انرژی ذخیره‌شده (-) |
| η | بازدهی (-) |

**تشکر و قدردانی:** موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

**تاییدیه اخلاقی:** محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان بوده و صحت نتایج آن نیز بر عهده ایشان است.

**تعارض منافع:** مقاله حاضر با هیچ شخص یا سازمانی تعارض منافع ندارد.

**سهم نویسندگان**: مجید خزعلی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث/نگارنده مقدمه (۶۰٪)؛ فرهود آذرسینا (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی (۲۰٪)؛ علیرضا حاج ملاعلی کنی (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۲۰٪)

**منابع مالی:** منابع مالی خاصی برای انجام این پژوهش استفاده نشده است.

## منابع

1- Denholm P, Mai T. Timescales of energy storage needed for reducing renewable energy curtailment. Renewable Energy. 2019; 130:388–399.
2- Khazali M, kaabi Nejadian A. A study on the compressed air energy storage system. Mechanical Engineering Journal. 2020;29(3):47–59.
3- Akinyele DO, Rayudu RK. Review of energy storage technologies for sustainable power networks. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2014;8:74–91.
4- Al-hadhrami LM, Alam M. Pumped hydro energy storage system : A technological review. 2015;44:586–598.
5- Dursun B, Alboyaci B. The contribution of wind-hydro pumped storage systems in meeting Turkey ' s electric energy demand. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2010;14(7):1979–1988.
6- Wang Z, Carriveau R, Ting DS, Xiong W, Wang Z. A review of marine renewable energy storage. International Journal of Energy Research. 2019 ;43(12):6108-50.
7- Khazali M, Abdalisousan A. An Overview of Novel Energy Storage Systems with Air Compression Method. Iranian journal of Energy. 2020;23(1):47–82.
8- Wolf D, Budt M. LTA-CAES – A low-temperature approach to Adiabatic Compressed Air Energy Storage. Applied Energy. 2014;125:158–164.
9- Luo X, Wang J, Krupke C, Wang Y, Sheng Y, Li J, et al. Modelling study, efficiency analysis and optimisation of large-scale Adiabatic Compressed Air Energy Storage systems with low-temperature thermal storage. Applied Energy. 2016;162:589–600.
10- Li Y, Gao W, Ruan Y, Ushifusa Y. The performance investigation of increasing share of photovoltaic generation in the public grid with pump hydro storage dispatch system, a case study in Japan. Energy. 2018;164:811–821.
11- Zhang Y, Xu Y, Guo H, Zhang X, Guo C, Chen H. A hybrid energy storage system with optimized operating strategy for mitigating wind power fluctuations. Renewable Energy. 2018;125:121–132.
12- Guo H, Xu Y, Chen H, Zhou X. Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air energy storage system. Energy Conversion and Management. 2016;115:167–177.
13- Khalil KM, Ahmad A, Mahmoud S, Al-Dadah RK. Liquid air/nitrogen energy storage and power generation system for micro-grid applications. Journal of Cleaner Production. 2017;164:606–617.
14- Guizzi GL, Manno M, Tolomei LM, Vitali RM. Thermodynamic analysis of a liquid air energy storage system. Energy. 2015;93:1639–1647.
15- Xie C, Hong Y, Ding Y, Li Y, Radcliffe J. An economic feasibility assessment of decoupled energy storage in the UK: With liquid air energy storage as a case study. Applied Energy. 2018;225(April):244–257.
16- Farres-Antunez P, Xue H, White AJ. Thermodynamic analysis and optimisation of a combined liquid air and pumped thermal energy storage cycle. Journal of Energy Storage. 2018;18(April):90–102.
17- Nabat MH, Zeynalian M, Razmi AR, Arabkoohsar A, Soltani M. Energy, exergy, and economic analyses of an innovative energy storage system; liquid air energy storage (LAES) combined with high-temperature thermal energy storage (HTES). Energy Conversion and Management. 2020;226(May):113486.
18- Kantharaj B, Garvey S, Pimm A. Thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on compressed air and liquid air. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2015;11:159–164.
19- An B, Chen J, Deng Z, Zhang T, Wang J, Yang L, et al. Design and testing of a high performance liquid phase cold storage system for liquid air energy storage. Energy Conversion and Management. 2020;226(June):113520.
20- Kim YM, Shin DG, Favrat D. Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis. Energy. 2011;36(10):6220–6233.
21- Wang Z, Ting DSK, Carriveau R, Xiong W, Wang Z. Design and thermodynamic analysis of a multi-level underwater compressed air energy storage system. Journal of Energy Storage. 2016;5:203–211.
22- Klar R, Steidl B, Aufleger M. A floating energy storage system based on fabric. Ocean Engineering. 2018;165(July):328–335.
23- Yao E, Wang H, Xi G. A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy [Internet]. In: Letcher TM, editor. Storing Energy. New York: Elsevier; 2016. page 155–166.

24- Heidenreich DC. COMPRESSED AIR PUMPED HYDRO ENERGY STORAGE AND DISTRIBUTION SYSTEM [Internet]. United States Pat.2007;
25- Laugier A, Garai J. Derivation of the ideal gas law. Journal of Chemical Education. 2007;84(11):1832–1833.
26- Sposito G, Chu SY. Internal Energy Balance and the Richards Equation. Soil Science Society of America Journal. 1982;46(5):889–893.
27- Erlichson H. Internal energy in the first law of thermodynamics. American Journal of Physics. 1984;52(7):623–625.
28- Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics; an Engineering Approach. New York: McGraw-Hill Education; 2015. page 359–366.
29- Villela D, Kasinathan VV, De Valle S, Alvarez M, Frantziskonis G, Deymier P, et al. Compressed-air energy storage systems for stand-alone off-grid photovoltaic modules [Internet]. In: Conference Record of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference. 2010. page 962–967.
30- Wang H, Wang L, Wang X, Yao E. A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System. Energies. 2013;6(3):1554–1567.
31- Bi J, Jiang T, Chen W, Ma X. Research on Storage Capacity of Compressed Air Pumped Hydro Energy Storage Equipment. Energy and Power Engineering. 2013;05(04):26–30.