

DESARROLLO DE UN MODELO CERO-DIMENSIONAL DE UN SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE ENERGÍA POR BOMBEO DE CALOR

DEVELOPMENT OF A ZERO-DIMENSIONAL MODEL REGARDING A PUMPED HEAT ENERGY STORAGE SYSTEM

Natalia A. Wener Mesones, Federico D. Favre, Pedro L. Curto-Risso y Daniel F. Croza

Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, Av. Julio Herrera y Reissig 565, 11300 Montevideo, Uruguay, nwener@fing.edu.uy, <https://www.fing.edu.uy/es/iimpi>

Palabras clave: PHES, Energía Renovable, Almacenamiento Energético, Modelo Analítico, Modelo Numérico

Keywords: PHES, Renewable Energy, Energy Storage, Analytical Model, Numerical Model

Resumen.

La tecnología de acumulación de energía por bombeo de calor (PHES) permite el almacenamiento de grandes cantidades de energía eléctrica, relevante en la actualidad por el uso mundial de energía de fuentes renovables. En estos sistemas la energía eléctrica sobrante disponible se utiliza para alimentar un ciclo de bomba de calor que intercambia con dos reservorios térmicos, que almacenan la energía excedente. Esta energía será suministrada a la red mediante un ciclo de potencia, cuando sea necesario. Este artículo presenta un modelo cero-dimensional de un sistema PHES, que utiliza un modelo numérico para las máquinas alternativas y un modelo analítico para los intercambiadores de calor. Alimentando al modelo con los datos del punto de operación y las dimensiones geométricas de todas las máquinas, se pueden obtener como resultados la evolución transitoria y el estacionario del sistema. A diferencia de los modelos termodinámicos que toman como dato de entrada las eficiencias isoentrópicas de las máquinas alternativas y las eficiencias térmicas de los intercambiadores, este modelo las calcula utilizando la configuración del sistema.

Abstract.

The Pumped Heat Energy Storage (PHES) technology allows for the storage of large quantities of electrical energy, which is particularly relevant nowadays due to the world usage of renewable energy sources. In these systems, surplus electrical energy is used to power a heat pump cycle that exchanges heat with two thermal reservoirs, storing the excess energy. This energy is then supplied to the grid through a power cycle when needed. This article presents a zero-dimensional model of a PHES system that uses a numerical model for the reciprocating machines and an analytical model for the heat exchangers. By feeding the model with an operating point data and the geometric dimensions of all the machines, transient and steady-state system evolution can be obtained. Unlike thermodynamic models that require input data for isentropic efficiencies of the reciprocating machines and heat exchanger thermal efficiencies, this model calculates them using the system configuration.

1. INTRODUCCIÓN

La atención hacia las tecnologías de almacenamiento energético surge de la búsqueda de soluciones para abordar los desafíos asociados a la integración de fuentes de energías renovables a la red eléctrica, siendo de interés su eficiencia y escalabilidad. Entre estas tecnologías, según [Benato y Stoppato \(2018\)](#) y [Hassan et al. \(2020\)](#) el almacenamiento energético por bombeo de calor emerge como una alternativa prometedora clave para abordar el almacenamiento de energía a gran escala, ya que a diferencia de las baterías convencionales (cuya capacidad de almacenamiento está limitada por la densidad de energía y los ciclos de vida), PHES puede alcanzar capacidades de almacenamiento considerables, y no cuenta con restricciones ambientales, y en comparación con el almacenamiento hidroeléctrico, tampoco cuenta con limitantes geográficas.

La tecnología PHES se basa en un enfoque termodinámico que involucra la conversión de energía térmica en energía eléctrica y viceversa. Si bien sus principios fundamentales han sido conocidos durante décadas, avances recientes en materiales, intercambio de calor y tecnologías de conversión han revitalizado esta tecnología y la han situado en una posición de relevancia en la transición hacia sistemas de energía más sostenibles.

El proceso de conversión energética consta, en su forma más simple, de dos fases interconectadas: una etapa de carga y una etapa de descarga. Según [Frate et al. \(2017\)](#), durante la carga el sistema opera como una bomba de calor, donde la electricidad es utilizada para transferir calor de una fuente fría a una fuente caliente a través de un fluido de trabajo, y el calor es almacenado en un medio de almacenamiento térmico (sal fundida, sustancias en cambio de fase, sólidos con buenas propiedades termofísicas, etc.). La fase de descarga opera como un motor térmico e implica el flujo inverso de calor: el calor almacenado se transfiere nuevamente a través de un ciclo termodinámico, generando energía mecánica que posteriormente se convierte en electricidad a través de un generador.

Un ejemplo destacado de la implementación práctica de la tecnología PHES se encuentra en una planta piloto ubicada en Hampshire, Reino Unido, pionera en su género por ser la primera planta a gran escala que utiliza esta tecnología. Las características y evaluación del sistema están disponibles en el estudio realizado por [Ameen et al. \(2023\)](#), donde se evalúa su rendimiento en condiciones operativas reales y comparando lo obtenido con el estudio realizado por [Howes \(2011\)](#). El sistema empleado en Hampshire utiliza reservorios térmicos de alta y baja temperatura con rocas partidas como medio de almacenamiento, mientras que las etapas de compresión y expansión se realizan por medio de una única máquina alternativa de doble cámara, por lo que la velocidad de giro en estas etapas es idéntica.

En el panorama actual de transición hacia fuentes de energía renovable, PHES desempeña un papel prometedor al proporcionar una solución de almacenamiento a gran escala que puede ayudar a equilibrar la variabilidad intrínseca de las fuentes de energía intermitentes, como la solar y la eólica.

Este artículo presenta un análisis de un sistema PHES, enfocado en sus cuatro etapas principales: compresión, intercambio de calor a alta temperatura y presión, expansión, e intercambio de calor a baja temperatura y presión. Mediante la combinación de modelos numéricos y analíticos, el comportamiento dinámico y las características operacionales del sistema son exploradas. Asimismo, a diferencia de los modelos termodinámicos tradicionales que dependen de valores predefinidos de eficiencias isoentrópicas y eficiencias térmicas, este artículo aborda el cálculo de eficiencias en base a la configuración específica del sistema, llevando a resultados más precisos y realistas.

2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema acoplado y en modo carga se muestra en la Figura 1 y está compuesto por dos máquinas alternativas (operando como compresor o expansor según el régimen, carga o descarga), dos intercambiadores de tipo tubo y carcasa trabajando con sal fundida (nivel de alta presión, elemento *B* en la Figura 1) o metanol (nivel de baja presión, elemento *D* en la Figura 1), y un intercambiador regenerador también de tipo tubo y carcasa, que puede o no estar operando, intercambiando entre el gas de trabajo a alta presión y a baja presión.

Adicionalmente, se agregan al esquema etiquetas para identificar los distintos puntos del ciclo, los flujos másicos de la sal fundida \dot{m}_H y del metanol \dot{m}_L , y las temperaturas de estos fluidos térmicos a la entrada y salida de los intercambiadores de calor de alta y baja temperatura, con el supraíndice *BC* indicando el modo carga (bomba de calor), y manteniendo los subíndices *H* y *L* para designar al fluido de almacenamiento de alta y de baja temperatura, respectivamente.

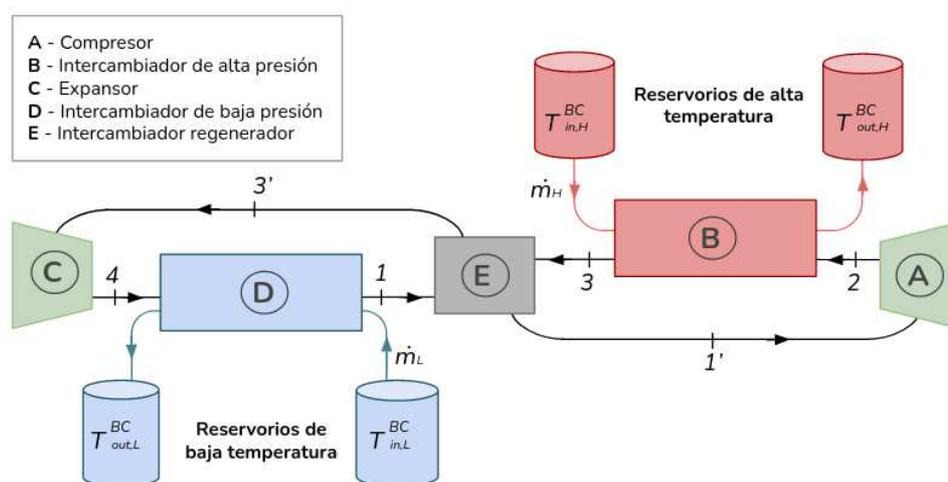


Figura 1: Diagrama del acople en modo carga (almacenando energía).

Según [Olympios et al. \(2021\)](#) instalar un intercambiador regenerativo permite incrementar las eficiencias isoentrópicas del compresor y expansor, ya que para una temperatura T_2 (temperatura del punto 2 en la Figura 1) requerida, las máquinas alternativas necesitan un salto de presión considerablemente menor.

3. MODELOS ANALÍTICOS Y NUMÉRICOS

Considerando el trabajo de [Wener et al. \(2022\)](#), a continuación se resumen las ecuaciones utilizadas para modelar la termodinámica del fluido de trabajo (considerado como gas ideal) en las máquinas alternativas. Se define brevemente el modelo analítico de tipo $\varepsilon - NTU$ utilizado para los intercambiadores de calor, y también el utilizado para el cálculo de las eficiencias isoentrópicas de las máquinas alternativas.

3.1. Máquinas alternativas

Tanto en el compresor como en el expansor, la derivada temporal del volumen que ocupa el fluido dentro de la máquina está dada por la Ecuación (1), donde φ es el ángulo del cigüeñal, $f = a/l$ es la relación geométrica entre el radio del cigüeñal, a , y el largo de la biela, l , V_0 y r

son el volumen mínimo (espacio nocivo) y la relación de compresión, respectivamente, y ω es la velocidad de giro de la máquina.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{2}(r-1) \left(\operatorname{sen}\varphi + \frac{\operatorname{sen}\varphi\cos\varphi}{\sqrt{\frac{1}{f^2} - \operatorname{sen}^2\varphi}} \right) \omega \quad (1)$$

Tomando como volumen de control al volumen ocupado por el gas de trabajo contenido en la cámara de la máquina alternativa, el balance de masa relaciona la derivada temporal de la masa de gas con sus flujos de entrada y salida mediante la Ecuación 2:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{ex} \quad (2)$$

donde \dot{m}_{in} y \dot{m}_{ex} representan los flujos a través de las válvulas de admisión y escape respectivamente, y m es la masa de gas dentro de la cámara.

Los flujos a través de las válvulas se cuantifican mediante un modelo de flujo isentrópico de gas ideal a través de un orificio. Se distinguen dos casos según el número de Mach, M .

Para $M < 1$ (flujo subsónico):

$$\dot{m} = C_d \frac{A_T p_j}{\sqrt{\gamma R T_j}} \gamma \left(\frac{p_k}{p_j} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_j} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Para $M \geq 1$ (supersónico):

$$\dot{m} = C_d \frac{A_T p_j}{\sqrt{\gamma R T_j}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (4)$$

donde C_d es un coeficiente de estrangulamiento característico del orificio de descarga, A_T es el área de la sección transversal del orificio, p_j y T_j son la presión y temperatura aguas arriba de la válvula y p_k y T_k aguas abajo, γ es el coeficiente adiabático del gas de trabajo, y R es la constante de los gases.

La derivada temporal de la temperatura se presenta en la Ecuación (5) y se obtiene aplicando la primera ley de la termodinámica al volumen de control definido previamente.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m C_p} \left[\dot{Q} + \dot{m}_{in} h_{in} + \dot{m}_{ex} h_{ex} - \frac{dm}{dt} h + \frac{dp}{dt} V \right] \quad (5)$$

Donde T , m , h y p son la temperatura, masa, entalpía y presión del gas, respectivamente, y h_{in} y h_{ex} las entalpías en la admisión y el escape. \dot{Q} representa el flujo de calor que ingresa al volumen de control, y se calcula utilizando la correlación desarrollada y presentada por [Woschni \(1967\)](#) para estimar las pérdidas de calor en motores de combustión interna.

La derivada temporal de la presión, presentada en la Ecuación (6), se calcula derivando la ecuación de gas ideal y utilizando la Ecuación (5).

$$\frac{dp}{dt} = \gamma p \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{m C_p T} \left(\dot{Q} + \dot{m}_{in} h_{in} + \dot{m}_{ex} h_{ex} - \frac{dm}{dt} h \right) - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] \quad (6)$$

Para resolver la operación dinámica de las máquinas alternativas se implementó una rutina en el lenguaje de programación C++ utilizando las ecuaciones presentadas. En particular, se utilizó

un método iterativo de Runge-Kutta (RK) de cuarto orden para obtener las soluciones aproximadas de las Ecuaciones (2), (5) y (6). Ya que el sistema es un proceso cíclico, por simplicidad se utilizó como variable independiente el ángulo del cigüeñal φ en lugar del tiempo. Para esto, se hizo un cambio de variable con la velocidad de giro de la máquina.

Debido a la ciclicidad del proceso y para no tener que realizar grandes discretizaciones, es necesario corregir en cada ciclo los errores numéricos acumulados. Los valores obtenidos de la solución del RK se utilizan para calcular la constante del gas, R_g , mediante la ecuación de gas ideal. R_g se compara con el valor correcto (calculado como el cociente entre la constante de los gases y la masa molar del gas), y la diferencia se considera un error que se distribuye equitativamente en cada variable y corrige su valor previo a cada ciclo.

La simulación del modelo se realiza teniendo como entradas fijas la temperatura y presión en la admisión y la presión en la salida. Una vez alcanzado el régimen periódico, se obtienen como salidas el flujo másico a través de la máquina y la temperatura en su salida.

3.2. Intercambiadores de calor

En relación a los intercambiadores de calor, en el sistema existen dos intercambiando calor entre el gas de trabajo y un fluido frío o sal fundida. Adicionalmente, puede encontrarse en operación un intercambiador regenerador intercambiando energía térmica entre el gas de trabajo a baja presión y el gas de trabajo a alta presión.

Tanto para los intercambiadores de alta y baja presión como para el intercambiador regenerador se utiliza el método $\varepsilon - NTU$ (descrito en profundidad por [Bergman et al. \(2020\)](#)) para calcular el flujo de calor intercambiado entre los fluidos. ε es la eficiencia térmica del intercambiador (dependiente de las temperaturas de entrada y al menos una de salida del intercambiador), y es una función de las capacitancias térmicas de los fluidos y del número de unidades de transferencia, NTU . Este último relaciona el coeficiente global de intercambio entre los fluidos y la capacitancia térmica mínima entre ellos.

En términos de la acumulación de calor en los reservorios térmicos, se asume que la temperatura de entrada de la sal fundida se mantiene constante durante el intercambio de calor con el gas de trabajo a alta presión, así como la temperatura de entrada del metanol (fluido frío) se mantiene constante durante el intercambio con el gas a baja presión.

3.3. Pérdidas por fricción y eficiencia isoentrópica

Para la estimación de las pérdidas por fricción dentro de las máquinas alternativas se utiliza un modelo sencillo, presentado en [Wener et al. \(2022\)](#), basado en los trabajos de [Lilie y Krueger \(1990\)](#) y [Dagilis y Vaitkus \(2009\)](#). El modelo calcula la potencia media disipada por la fricción en el pistón y en los cojinetes.

La eficiencia isoentrópica, descrita por [Wener et al. \(2022\)](#), se obtiene a partir de la potencia media actual de la máquina alternativa (calculada a partir de la potencia indicada y de las pérdidas por fricción) y de la potencia media isoentrópica según las condiciones termodinámicas de admisión y escape de la máquina.

3.4. Resolución del acople

A continuación se explica brevemente la secuencia de resolución de la etapa de carga. La resolución de la etapa de descarga es análoga, invirtiendo el flujo del fluido de trabajo y la operación de las máquinas alternativas (el compresor opera como expansor y viceversa).

Para la resolución del sistema acoplado (vinculación de los modelos descritos para las má-

quinas alternativas y los intercambiadores de calor) se implementa una rutina en el lenguaje de programación C++. De forma resumida, una vez definidas las condiciones del punto de operación (velocidad de giro de las máquinas, temperaturas de los reservorios térmicos, $T_{in,L}$ y $T_{in,H}$, y flujos máscicos de los fluidos térmicos de baja temperatura y alta temperatura, \dot{m}_L y \dot{m}_H) y geométricas de todas las máquinas, se supone una relación de presiones inicial (definida como la relación entre la presión a la salida y la entrada del compresor) y se resuelven secuencialmente las ecuaciones de las máquinas alternativas y de los intercambiadores de calor, obteniendo tanto el estado termodinámico del fluido de trabajo en la entrada y salida de los distintos equipos como los flujos máscicos que los atraviesan. A partir de esto, se obtienen las eficiencias isoentrópicas de las máquinas alternativas y las eficiencias térmicas de los intercambiadores de calor.

Para evaluar la condición estacionaria del acople se verifica que el flujo máscico medio (calculado como el promedio entre el flujo que atraviesa el compresor y el flujo que atraviesa el expansor) entre ciclos simulados coincida, y además, que los flujos individuales converjan a dicho flujo medio¹; si la diferencia entre los flujos máscicos de las máquinas o entre ciclos simulados es mayor a cierto porcentaje de error predefinido (por ejemplo, una diferencia porcentual mayor a 0,01 %), se corrige la relación de presiones y se vuelve a implementar la rutina. Esta corrección se realiza mediante el método de la secante. Alcanzada la condición estacionaria, se tienen como resultados la relación de presiones, el flujo máscico promedio que atraviesa al compresor (que es igual al flujo máscico promedio que atraviesa al expansor), y las temperaturas de salida de los fluidos térmicos en la etapa de carga, siendo estas temperaturas las que se utilizan posteriormente en la etapa de descarga como datos para la resolución del sistema de ecuaciones de los intercambiadores de calor de alta y baja temperatura.

En la etapa de descarga se procede de forma análoga, modificando la relación de presiones hasta lograr la convergencia de los flujos máscicos.

Resueltas las etapas de carga y descarga, se puede calcular el coeficiente de performance COP del proceso de carga y la eficiencia η del proceso de descarga. En particular, y considerando condiciones ideales², se define la eficiencia del proceso de conversión energética (en inglés round-trip efficiency) como:

$$RTE = COP \cdot \eta \quad (7)$$

Cabe resaltar que el modelo del proceso transitorio hasta la situación estacionaria no representa fielmente al proceso físico real, empero es una forma simplificada (en términos computacionales) de alcanzarla.

En la Figura 2a se presenta el proceso de convergencia del acople para una condición de carga en particular. El error porcentual admitido entre los flujos máscicos de las máquinas y entre ciclos es de 0,001 % y la discretización de las máquinas alternativas (cantidad de pasos angulares o temporales i por revolución) es de 10000 pasos. La relación de presiones inicial para dar comienzo a la iteración es $p_2/p_1 = 2$ (siguiendo la nomenclatura de la Figura 1 y considerando despreciables las pérdidas de carga en el regenerador), y $p_1 = 101,325$ kPa.

En la Figura 2b se muestran las eficiencias isoentrópicas de las máquinas alternativas, en modo carga y para distintas condiciones de operación, parametrizando según la velocidad del compresor. Para cada curva, cada punto tiene asociada una relación N_e/N_c distinta.

¹Con cierto error numérico aceptable asociado al modelado numérico.

²Reservorios térmicos suficientemente grandes e intercambios de calor nulos entre los reservorios y el ambiente.

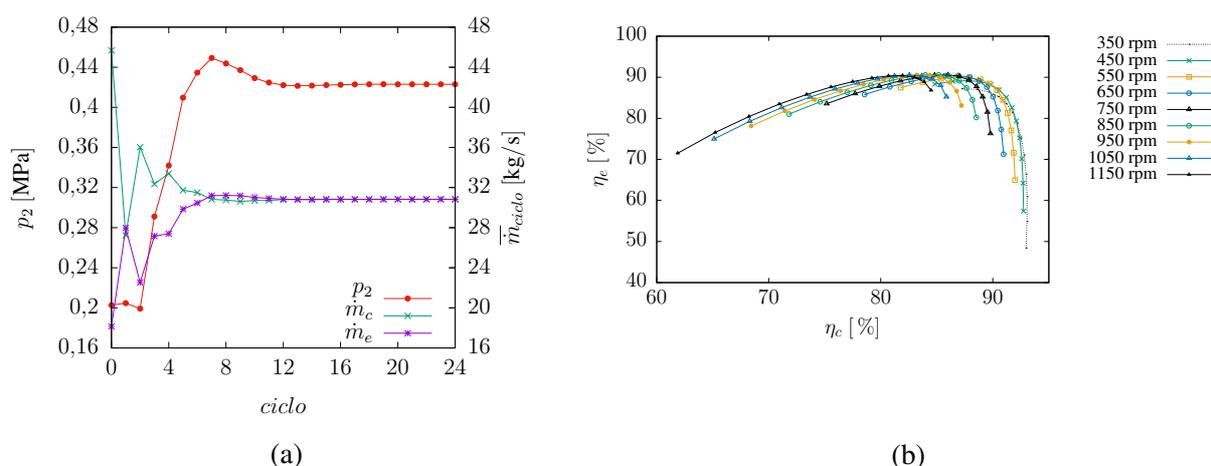


Figura 2: (a) Convergencia de la presión de salida del compresor y los flujos másicos a través de las máquinas para una etapa de carga particular. (b) Eficiencias isoentrópicas del expansor y el compresor en modo carga y parametrizadas con la velocidad de giro del compresor.

4. RESULTADOS

Tomando como referencia el trabajo de Howes (2011) y Salomone-González et al. (2020), se presenta el acople de un ciclo PHES operando con aire como fluido de trabajo, sal fundida como fluido térmico de alta temperatura y metanol como fluido térmico de baja temperatura. Los reservorios donde se almacenan los fluidos térmicos se asumen perfectamente aislados y se asumen constantes para cada etapa (carga y descarga) las temperaturas de entrada de estos fluidos a los intercambiadores de calor y sus flujos másicos.

Se presenta la configuración de la Tabla 1 para el punto de operación de las etapas de carga simuladas³, y la Tabla 2, donde se muestran las características geométricas de los distintos dispositivos del sistema (que se mantienen en todas las simulaciones).

Por simplicidad y a diferencia de los intercambiadores de alta y baja temperatura, el intercambiador regenerador se asume con una eficiencia térmica constante de 80 %.

Los flujos másicos de los fluidos térmicos se modifican para que tanto en el intercambiador de alta como en el de baja temperatura C_r (cociente entre la capacitancia térmica mínima y máxima) sea aproximadamente 1. Como C_r depende principalmente del valor del flujo másico del gas de trabajo, no es un parámetro conocido previo a la simulación. Entendiendo la dependencia predominante del flujo másico con la velocidad de giro del compresor (en carga) y del expansor (en descarga), se conforma un mapa de flujos másicos y en base a estos se definen los flujos de los fluidos térmicos.

PUNTO DE OPERACIÓN			
p_1	101,325 kPa	$C_{r,H}$	~ 1
$T_{in,H}^{BC}$	545 K	$C_{r,L}$	~ 1
$T_{in,L}^{BC}$	300 K		

Tabla 1: Configuración del punto de operación para las etapas de carga.

³Entre etapas de carga sólo se varía la velocidad de giro del compresor y del expansor.

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS				
Compresor/Expansor			Int. de alta	Int. de baja
Carrera	0,40 m	Diámetro exterior tubos	0,05 m	0,05 m
Relación carrera-pistón	0,30	Espesor	0,0025 m	0,0025 m
Porcentaje de espacio nocivo	5 %	Número de tubos	2000	2000
Área de pasaje válvulas	$0,30 \cdot A_p$	Diámetro carcasa	2,5 m	2,5 m
		Largo total de tubos	15	10
		Intercambiadores en serie	3	2

Tabla 2: Configuración de las características geométricas. A_p representa el área del pistón; el largo total de tubos incluye los intercambiadores en serie.

En la Figura 3a se muestra el COP obtenido para distintas etapas de carga con la configuración de las Tablas 1 y 2, según la velocidad del expansor, N_e , y la velocidad del compresor, N_c .

En la Figura 3a, para cada velocidad de giro del compresor se distingue una velocidad del expansor donde se alcanza un máximo del coeficiente de performance. En particular, los máximos COP se observan para velocidades entre 400 y 750 RPM para el compresor, y velocidades entre 150 y 300 RPM para el expansor.

Para la simulación y análisis del proceso de descarga se necesita definir el proceso de carga. Definida la configuración de la carga y resuelta dicha etapa, se obtienen las temperaturas de salida de los fluidos térmicos, y posteriormente se utilizan como temperaturas de entrada al invertir el sentido del ciclo (en el proceso de descarga). Para esto, y a partir de la Figura 3a, se escogen como velocidades de operación en carga $N_c = 550$ RPM y $N_e = 233,75$ RPM ($N_e/N_c = 0,425$), ya que presenta el mayor coeficiente de performance $COP = 1,33$. En ese caso se obtienen las siguientes temperaturas de salida de la sal fundida y del metanol: $T_{out,H}^{BC} = 707,23$ K y $T_{out,L}^{BC} = 281,66$ K.

De forma análoga que para el proceso de carga, es necesario definir las velocidades de giro del compresor y el expansor en la etapa de descarga. Para esto, a partir de las condiciones de una carga se simulan descargas según las velocidades de las máquinas alternativas. La Figura 3b representa un mapa de los posibles procesos de descarga fijada la carga como la escogida a partir de la Figura 3a. Cada punto del mapa tiene asociados, entre otros parámetros, un par $T_{out,H}^{MT}$ y $T_{out,L}^{MT}$ resultados del proceso de descarga.

A partir de la Figura 3b se puede escoger como velocidades del punto de operación en descarga $N_e = 400$ RPM y $N_c = 300$ RPM ($N_c/N_e = 0,75$), ya que presenta la mayor eficiencia $\eta = 26,80$ %. Se tienen las siguientes temperaturas de salida de la sal fundida y del metanol: $T_{out,H}^{MT} = 480,38$ K y $T_{out,L}^{MT} = 355,28$ K.

Conociendo el coeficiente de performance de la etapa de carga y la eficiencia de la etapa de descarga, puede calcularse la eficiencia global del ciclo con la Ecuación (7):

$$RTE = 0,2680 \cdot 1,33 = 35,64 \%$$

Adicionalmente, en la Tabla 3 se resumen los resultados obtenidos para el proceso con la carga y la descarga definidas. $T_{out,H}^{BC}$ y $T_{out,L}^{BC}$ son las temperaturas de salida de la sal fundida y el metanol, respectivamente, en la etapa de carga (bomba de calor), mientras que $T_{out,H}^{MT}$ y $T_{out,L}^{MT}$ son las temperaturas de salida de la sal fundida y el metanol en la etapa de descarga (motor térmico); T_1' , T_2 , T_3' y T_4 son las temperaturas de entrada y salida del compresor y entrada y salida del expansor, respectivamente, y también se distinguen los supra-índices BC y MT para

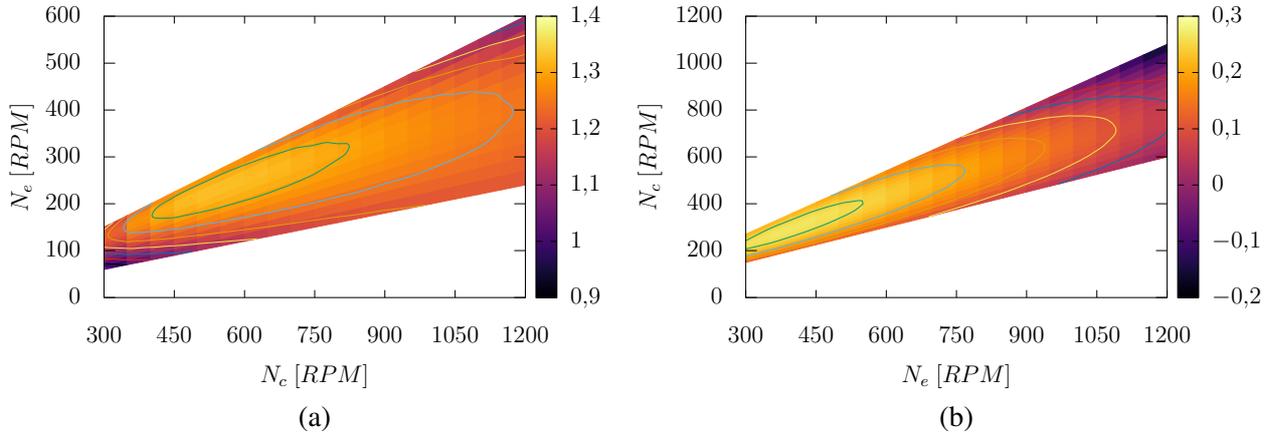


Figura 3: (a) COP según velocidad de giro del expansor y el compresor, con $T_{in,H}^{BC} = 545$ K y $T_{in,L}^{BC} = 300$ K. (b) η según velocidad de giro del expansor y el compresor, con $T_{in,H}^{MT} = 707,23$ K y $T_{in,L}^{MT} = 281,66$ K.

indicar la etapa a la que corresponden; T_1 y T_3 son las temperaturas de entrada al intercambiador regenerador en el lado de baja presión y alta presión, respectivamente.

CARGA				DESCARGA					
$T_{out,H}^{BC}$	707, 23 K	T_1^{BC}	294, 42 K	$T_{out,H}^{MT}$	480, 38 K	T_1^{MT}	446, 14 K	RTE	35, 64 %
$T_{out,L}^{BC}$	281, 66 K	T_3^{BC}	573, 29 K	$T_{out,L}^{MT}$	355, 28 K	T_3^{MT}	457, 52 K	COP	1,33
T_1^{BC}	517, 52 K	η_c^{BC}	86, 76 %	T_1^{MT}	455, 24 K	η_c^{MT}	92, 94 %	η	26, 80 %
T_2^{BC}	740, 91 K	η_e^{BC}	90, 02 %	T_2^{MT}	651, 85 K	η_e^{MT}	87, 95 %		
T_3^{BC}	350, 19 K	ε_H^{BC}	85, 56 %	T_3^{MT}	448, 42 K	ε_H^{MT}	90, 84 %		
T_4^{BC}	247, 18 K	ε_L^{BC}	89, 43 %	T_4^{MT}	301, 13 K	ε_L^{MT}	88, 78 %		

Tabla 3: Resultados de la simulación para una configuración particular definida por $N_c = 550$ RPM y $N_e/N_c = 0,425$ en carga, y $N_e = 400$ RPM y $N_c/N_e = 0,75$ en descarga.

En síntesis, lo anterior consistió en evaluar las condiciones de operación del punto de carga que resulta en el máximo coeficiente de performance y luego para esa carga evaluar la descarga que presenta la mayor eficiencia. Con estos parámetros se obtuvo una eficiencia $RTE = 35,64\%$. Sin embargo, y explorando la condición de máxima RTE para las condiciones de carga de la Figura 3a, se observó que al fijar $N_c = 550$ RPM en carga y evaluar la relación N_e/N_c para obtener el mayor RTE , este se da para $N_e/N_c = 0,3$, con una descarga a $N_e = 400$ RPM y $N_c/N_e = 0,7$. En estas condiciones, $COP = 1,26$, $\eta = 31,53\%$ y $RTE = 39,73\%$. A partir de esto último y observando la dependencia de las etapas de descarga con las de carga (para definir las temperaturas de los fluidos térmicos), se observa que incluso penalizando el coeficiente de performance, en ciertas condiciones, el aumento del rendimiento de la máquina térmica produce un aumento de la eficiencia global.

5. TRABAJO FUTURO

Debido a la gran cantidad de variables que participan en el sistema y sus vinculaciones, es interesante aplicarle un método de optimización multivariado, para determinar la condición de

operación que brinde la máxima RTE .

Además de la optimización de los parámetros operativos (por ejemplo, las velocidades de giro de las máquinas y/o la variación de las características geométricas de las mismas), es intuitivo que el trabajo a futuro aborde cuestiones cruciales como la selección y caracterización de los componentes del acople y la evaluación de la viabilidad económica, aspecto no abordado en este trabajo. Sería interesante también analizar la capacidad de integración de estos sistemas en redes eléctricas y/o aplicaciones industriales.

Como para cualquier tecnología en desarrollo, existen áreas de investigación que prometen aportar contribuciones significativas a la optimización y expansión de la tecnología de almacenamiento de energía por bombeo de calor. En línea con esto, tanto [Olympios et al. \(2021\)](#) como [Hassan et al. \(2020\)](#) observan mejores eficiencias de la eficiencia RTE en ciclos PHES transcíticos, por lo que resulta de interés indagar en su implementación.

6. CONCLUSIÓN

En este trabajo se implementó un modelo termodinámico del fluido que circula a través de las máquinas alternativas y los intercambiadores de calor de un sistema de acumulación de energía por bombeo de calor (PHES). Dada una configuración operativa y geométrica de los equipos, fue posible obtener, entre otros parámetros, las eficiencias isoentrópicas de las máquinas alternativas, las eficiencias térmicas de los intercambiadores de calor, y las temperaturas en los distintos puntos del sistema.

Se presentó la Figura 3a, donde se observó la variación del coeficiente de performance de la etapa de carga con las velocidades de giro de las máquinas alternativas, y la Figura 3b, donde se presentó la eficiencia de la fase de descarga para distintas condiciones de descarga. Mediante el criterio de selección de los máximos COP y rendimientos para los ciclos de carga y descarga, se obtuvo una RTE de 35,64 %, consistente con los valores reportados en la literatura.

Por otro lado, debido a la dependencia entre las etapas de carga y descarga se encontró una condición de operación con una eficiencia global mayor, $RTE = 39,73$ %, para la cual $COP = 1,26$ y $\eta = 31,53$ %. Esto implica que los máximos valores de COP y rendimiento no necesariamente definen la máxima RTE .

REFERENCIAS

- Ameen M.T., Ma Z., Smallbone A., Norman R., y Roskilly A.P. Demonstration system of pumped heat energy storage (phes) and its round-trip efficiency. *Applied Energy*, 333:120580, 2023.
- Benato A. y Stoppato A. Pumped thermal electricity storage: a technology overview. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6:301–315, 2018.
- Bergman T., Lavine A., Incropera F., y DeWitt D. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, 2020. ISBN 9781119722489.
- Dagilis V. y Vaitkus L. Experimental investigations and analysis of compressor's friction losses. *Mechanics*, 79(5):28–35, 2009.
- Frate G.F., Antonelli M., y Desideri U. A novel pumped thermal electricity storage (ptes) system with thermal integration. *Applied Thermal Engineering*, 121:1051–1058, 2017.
- Hassan A.H., O'Donoghue L., Sánchez-Canales V., Corberán J.M., Payá J., y Jockenhöfer H. Thermodynamic analysis of high-temperature pumped thermal energy storage systems: Refrigerant selection, performance and limitations. *Energy Reports*, 6:147–159, 2020.
- Howes J. Concept and development of a pumped heat electricity storage device. *Proceedings*

- of the IEEE*, 100(2):493–503, 2011.
- Lilie D. y Krueger M. Friction losses measurements on a reciprocating compressor mechanism. 1990.
- Olympios A.V., McTigue J.D., Farres-Antunez P., Tafone A., Romagnoli A., Li Y., Ding Y., Steinmann W.D., Wang L., Chen H., et al. Progress and prospects of thermo-mechanical energy storage—a critical review. *Progress in Energy*, 3(2):022001, 2021.
- Salomone-González D., González-Ayala J., Medina A., Roco J., Curto-Risso P.L., y Hernández A.C. Pumped heat energy storage with liquid media: Thermodynamic assessment by a brayton-like model. *Energy Conversion and Management*, 226:113540, 2020.
- Wener N., Croza D., Favre F., y Curto P. Zero-dimensional model of reciprocating compressor and expander for a phes system. 2022.
- Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. Informe Técnico, SAE Technical paper, 1967.