

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 625 284**

51 Int. Cl.:

F01D 15/00 (2006.01)

F01D 15/04 (2006.01)

F02C 1/05 (2006.01)

F02C 6/14 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **27.02.2007 PCT/GB2007/000667**

87 Fecha y número de publicación internacional: **30.08.2007 WO07096656**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **27.02.2007 E 07712790 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **05.04.2017 EP 1989400**

54 Título: **Método de almacenamiento de energía y sistema de almacenamiento de energía criogénica**

30 Prioridad:

27.02.2006 GB 0603895

05.05.2006 GB 0608959

03.11.2006 GB 0621972

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

19.07.2017

73 Titular/es:

HIGHVIEW ENTERPRISES LIMITED (100.0%)

1 Finsbury Circus

London EC2M 7SH, GB

72 Inventor/es:

CHEN, HAISHENG;

DING, YULONG;

PETERS, TOBY y

BERGER, FERDINAND

74 Agente/Representante:

IZQUIERDO BLANCO, María Alicia

ES 2 625 284 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

Método de almacenamiento de energía y sistema de almacenamiento de energía criogénica**Descripción**5 CAMPO DE LA INVENCION

La presente invención se refiere a sistemas para almacenar energía y utilizar la energía almacenada para generar energía eléctrica o impulsar una hélice.

10 ANTECEDENTES DE LA INVENCION

15 Los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica almacenan energía de base durante los periodos de baja demanda y utilizan la energía almacenada para proporcionar energía eléctrica durante los periodos de máxima demanda. Tales sistemas son esenciales para las industrias de generación de energía. En los sistemas convencionales de generación de energía, un sistema de almacenamiento de energía puede proporcionar beneficios sustanciales, incluidos seguimiento de la carga, potencia máxima y reserva auxiliar. Al proporcionar una capacidad de reserva inmediatamente disponible y una carga repartida, los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica pueden aumentar la eficiencia neta de las fuentes de energía térmica y reducir las emisiones nocivas.

20 Los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica son de importancia crucial para sistemas de suministro de energía renovable intermitente tales como los sistemas de suministro de energía solar fotovoltaica y aerogeneradores. Esto se debe al carácter intermitente de las fuentes de energía renovable; la fuente no siempre está disponible durante un periodo de tiempo prolongado. Esta desventaja se ha convertido en un obstáculo para la industria de la electricidad verde. Por lo tanto, existe la necesidad de un sistema de almacenamiento de energía adecuado. Además, existe la necesidad de que el sistema de almacenamiento de electricidad sea ecológico.

25 Además, los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica se consideran una tecnología clave en las redes de distribución de energía con generadores distribuidos, con el fin de compensar cualquier fluctuación de potencia y proporcionar alimentación ininterrumpida durante los periodos de caída de tensión debida, por ejemplo, a fallos en la línea.

30 En el pasado se han desarrollado varios sistemas de almacenamiento de energía eléctrica. Estos incluyen sistemas de almacenamiento de energía mediante el bombeo de agua, sistemas de almacenamiento de energía mediante aire comprimido (CAES), acumuladores, sistemas de almacenamiento de energía mediante bobinas superconductoras (SMES), volantes de inercia y condensadores.

35 El almacenamiento por bombeo de agua es la forma de sistema de almacenamiento de energía de uso más generalizado. Almacena la energía potencial hidráulica bombeando agua desde un embalse inferior hasta un embalse más elevado. La cantidad de energía almacenada es proporcional a la diferencia de altura entre los dos embalses y el volumen de agua almacenada. Durante periodos de alta demanda de electricidad, el agua cae desde el embalse más elevado hasta el embalse inferior a través de un turbogenerador de manera similar a las instalaciones hidroeléctricas tradicionales. El almacenamiento por bombeo de agua es una tecnología madura de alta eficiencia, gran volumen, largo periodo de almacenamiento y un coste de inversión relativamente bajo por unidad de energía. Sin embargo, la escasez de sitios disponibles para dos grandes embalses y una o más presas es el principal inconveniente del almacenamiento por bombeo de agua. Un gran tiempo de ejecución para la construcción (por lo general ~ 10 años) y los aspectos medioambientales (por ejemplo, la eliminación de árboles y vegetación de la tierra antes de llenar el embalse) son otros dos inconvenientes principales del sistema de almacenamiento por bombeo de agua.

40 El almacenamiento de energía mediante aire comprimido (CAES) se basa en la tecnología convencional de turbina de gas. Utiliza la energía potencial elástica del aire comprimido. La energía se almacena comprimiendo el aire en un espacio hermético, tal como una caverna subterránea de almacenamiento. Para extraer la energía almacenada, se saca el aire comprimido del depósito de almacenamiento, se calienta y, a continuación, se expande a través de una turbina de alta presión, que captura parte de la energía del aire comprimido. A continuación, el aire se mezcla con combustible y se quema, expandiéndose el escape a través de una turbina de baja presión. Las turbinas de alta y de baja presión están conectadas a un generador para producir electricidad. El CAES tiene una densidad energética relativamente alta, un largo periodo de almacenamiento, bajos costes de inversión y alta eficiencia. En comparación con el almacenamiento por bombeo de agua, y otros sistemas de almacenamiento de energía actualmente disponibles, el CAES no es un sistema independiente. Requiere combustión en la turbina de gas. No puede utilizarse en otros tipos de centrales eléctricas, tales como las centrales de carbón, nucleares, eólicas o solares fotovoltaicas. Además, la combustión de combustibles fósiles ocasiona la emisión de contaminantes tales como óxidos de nitrógeno y óxidos de carbono, lo que hace que el CAES sea menos atractivo. Además, al igual que los sistemas de almacenamiento por bombeo de agua, el CAES adolece de una dependencia geográfica favorable tal como las cavernas. El CAES sólo puede ser económicamente viable para las centrales eléctricas que tengan cerca minas de roca, cavernas de sal, acuíferos o campos de gas agotados. Además, una barrera importante para el CAES son las presiones relativamente bajas que pueden alcanzarse, por lo general 40-60 bares.

En la patente estadounidense 4.455.834 se describe un sistema en el que el aire comprimido por un compresor accionado por un generador eólico se almacena en forma de líquido en un tanque criogénico aislado subterráneo.

5 El aire presurizado liberado desde el tanque es vaporizado por un circuito de refrigeración, calentado y utilizado para hacer funcionar un motor de aire que acciona un generador eléctrico.

10 En la patente estadounidense 3.830.326 se divulga una máquina autopropulsada que incluye un motor de turbina que acciona unas bombas para fluidos. La alimentación a la turbina viene del cambio de fase y de la expansión del gas licuado que hace de agente de transferencia de energía.

15 En el documento FR 2 489 411 se divulga un sistema de almacenamiento de energía durante los períodos de baja demanda que comprende unidades de licuefacción y vaporización de aire para permitir el almacenamiento de energía en forma de aire líquido en poco volumen. Un grupo electrógeno acciona un compresor de aire cuando no se necesita su energía para producir energía directa. El aire comprimido pasa por un licuefactor que incluye unos intercambiadores de calor y una máquina de expansión. El aire líquido se almacena en un depósito con válvulas de entrada y salida controladas. Cuando se va a extraer energía del depósito, se deja pasar el aire líquido a una bomba que eleva su presión y lo lleva a un intercambiador de calor en el que se vaporiza. El aire a alta presión resultante acciona una serie de turbinas con unos recalentadores entre ellas. Las turbinas están acopladas a un generador u otra carga.

25 Los sistemas de acumuladores son, de alguna manera, ideales para los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica. No sólo proporcionan flexibilidad del combustible que utilizan y beneficios ambientales, sino que también ofrecen varias ventajas de funcionamiento importantes para la industria eléctrica. Pueden responder con gran rapidez a los cambios de carga, y pueden aceptar la cogeneración y/o energía de terceros, mejorando así la estabilidad del sistema. La construcción de un sistema de acumuladores se ve facilitada por tiempos de ejecución cortos, la ausencia de limitaciones geográficas en la ubicación, y la modularidad de la tecnología. Sin embargo, hasta hace poco tiempo, el almacenamiento en baterías de uso general ha sido raro debido a las bajas densidades energéticas, los altos costes de mantenimiento, las cortas vidas útiles, las limitadas capacidades de descarga y los residuos tóxicos asociados con tales sistemas. Existen varias nuevas tecnologías de baterías que en la actualidad se consideran potencialmente competitivas con respecto a los sistemas de almacenamiento por bombeo de agua y CAES, incluidas las baterías de plomo-ácido, baterías de sodio-azufre, baterías de zinc-bromo y baterías de flujo.

35 El almacenamiento de energía mediante bobinas superconductoras (SMES) es el único método conocido para el almacenamiento masivo de energía directamente como electricidad. El SMES almacena la energía eléctrica en forma de corriente eléctrica que pasa por un inductor. El inductor, hecho de un material superconductor, es circular, de manera que la corriente pueda circular indefinidamente prácticamente sin pérdidas. El SMES presenta una eficiencia de almacenamiento de energía muy alta (por lo general ~ 90%) y rápida respuesta (< 1 segundo) con respecto a otros sistemas de almacenamiento de energía. Los principales problemas a los que se enfrenta la implementación de las unidades SMES son los altos costes y los aspectos medioambientales asociados con los fuertes campos magnéticos empleados.

45 Los sistemas de volante de inercia son una forma de sistema de almacenamiento de energía que se ha utilizado durante miles de años. Las desventajas de estos sistemas son su corta duración, unas pérdidas por fricción relativamente altas (fricción del viento) y las bajas densidades energéticas. Los sistemas de volante de inercia tradicionales con rotores metálicos convencionales carecen de la densidad energética necesaria para ser considerados seriamente para aplicaciones de almacenamiento de energía a gran escala. Los avances recientes en la ciencia de los materiales han comenzado a cambiar este panorama. En particular, el desarrollo de composites de fibra, de baja densidad y alta resistencia, ha permitido el diseño y la construcción de sistemas de almacenamiento de energía por volante de inercia con una densidad energética comparable a otros sistemas. Además, se están desarrollando nuevas tecnologías de cojinetes, tales como los cojinetes de levitación que utilizan superconductores de alta temperatura que tienen el potencial de reducir las pérdidas por rozamiento con el aire que representan una gran parte de la pérdida total de energía.

55 Los condensadores son una forma de sistema de almacenamiento de energía que se ha utilizado durante muchos años en la industria electrónica. Se han desarrollado condensadores de doble capa para una carga máxima diaria en verano inferior a 1 hora con capacidades pequeñas. Los recientes avances en el campo de los supercondensadores redox podrían conducir al desarrollo de sistemas de mayor capacidad. Las principales desventajas de los condensadores como sistemas de almacenamiento de energía son, al igual que los volantes de inercia, su corta duración y alta disipación de energía debido a la pérdida por autodescarga.

60 Por consiguiente, existe la necesidad de un sistema de almacenamiento de energía eléctrica que tenga alta densidad energética y potencia de salida potencial, alta eficiencia energética, larga duración, larga vida útil, bajos costes de inversión y buen potencial comercial. El sistema debería poder utilizarse preferentemente con las actuales centrales eléctricas sin requerir grandes modificaciones en las centrales eléctricas, salvo en las entradas y las

salidas de electricidad. Preferentemente, el sistema también debería poder trabajar totalmente por separado de la central eléctrica. La puesta en marcha y la suspensión del sistema deberían ser preferentemente sencillas y fiables, y preferentemente el sistema debería poder utilizarse con la mayoría de los tipos de centrales eléctricas de mediana a gran escala existentes, incluidas las centrales de carbón, de turbinas de gas, nucleares, eólicas y solares fotovoltaicas, independientemente de la ubicación geográfica de las centrales. Preferentemente, el sistema tampoco será perjudicial para el medio ambiente, especialmente al utilizar el proceso junto con centrales eléctricas no contaminantes (sistema de cero emisiones), y puede incluso tener el potencial de revertir los impactos medioambientales asociados con la quema de combustibles fósiles.

Los autores de la presente invención han intentado proporcionar un sistema de almacenamiento de energía eléctrica que aborde estos requisitos.

Además, también existe la necesidad de un sistema de alimentación marítimo mejorado y respetuoso con el medio ambiente que proporcione propulsión para embarcaciones. En el sector naval surgen constantemente cuestiones medioambientales con respecto a la contaminación tanto del agua como del aire.

Un sistema de alimentación típico para embarcaciones consiste en motores principales, hélices, motores/generadores auxiliares, calderas, sistemas de transición y control, etc. El motor principal es el componente más importante. Se han desarrollado varios tipos de motores principales en el sector naval, incluidas turbinas de vapor, motores diésel, turbinas de gas y motores nucleares. Entre estos tipos, los motores diésel son los de uso más generalizado y ocupan ~ 90% de la capacidad de potencia actual total. Sin embargo, todos estos motores presentan problemas medioambientales. Los motores diésel, las turbinas de vapor y las turbinas de gas necesitan quemar combustibles fósiles. En los procesos de combustión se producen, inevitablemente, contaminantes (por ejemplo, CO₂, NO_x y partículas). Los sistemas de energía nuclear no sólo producen contaminación por desechos nucleares y suponen un riesgo de radiación, sino que también son al menos un orden de magnitud más costosos que otros sistemas de alimentación.

Por consiguiente, un sistema de alimentación sin combustión con un escape no contaminante sería muy bien acogido por la industria naval y el público en general. También sería deseable si pudiera utilizarse un sistema de alimentación marítimo de este tipo para generar electricidad para utilizarse dentro de la embarcación y para calentar y/o enfriar la embarcación según sea necesario.

RESUMEN DE LA INVENCION

La presente invención se refiere al uso de un fluido de trabajo criogénico para el almacenamiento de energía, la generación de energía y la propulsión.

En particular, la presente invención proporciona un método para almacenar energía según la reivindicación 1, que comprende: proporcionar un insumo gaseoso; producir un criógeno a partir del insumo gaseoso; almacenar el criógeno; bombear el criógeno para formar un criógeno presurizado; calentar el criógeno presurizado en un primer intercambiador de calor utilizando el calor del insumo gaseoso; sobrecalentar el criógeno calentado presurizado en un segundo intercambiador de calor utilizando el calor del insumo gaseoso; expandir el criógeno sobrecalentado a través de una turbina para accionar la turbina; y recuperar la energía fría reciclando al menos una parte de la energía fría contenida en el criógeno extrayendo dicha energía fría a través de dichos intercambiadores de calor primero y segundo para enfriar el insumo gaseoso, utilizando así la energía fría recuperada para reforzar la producción de más criógeno.

También se proporciona un sistema de almacenamiento de energía criogénica según la reivindicación 12 que comprende: un insumo gaseoso; unos medios para producir un criógeno a partir del insumo gaseoso; una instalación de almacenamiento de criógeno; una bomba para aumentar la presión del criógeno; un primer intercambiador de calor dispuesto para calentar el criógeno utilizando el calor del insumo gaseoso después de haber sido aumentada la presión por la bomba; un segundo intercambiador de calor dispuesto para sobrecalentar el criógeno utilizando el calor del insumo gaseoso; una turbina para expandir el criógeno y que puede ser accionada por el criógeno en expansión; y unos medios para recuperar energía fría reciclando al menos una parte de la energía fría contenida en el criógeno extrayendo dicha energía fría a través de dichos intercambiadores de calor primero y segundo para enfriar el insumo gaseoso, utilizando así la energía fría recuperada para reforzar la producción de más criógeno.

Las características preferentes de la invención se especifican en las reivindicaciones dependientes.

Un sistema de almacenamiento de energía criogénica (CES) según una forma de realización de la presente invención almacena un criógeno producido utilizando electricidad durante las horas de baja demanda, almacenando así la energía, y utiliza el criógeno almacenado para generar electricidad durante las horas de máxima demanda, liberando así la energía almacenada. El criógeno se bombea, se calienta y, a continuación, se expande en una turbina.

La turbina puede utilizarse para accionar un generador y así generar electricidad.

5 Además, o como alternativa, la turbina puede utilizarse para accionar una hélice, por ejemplo, para utilizarse en un motor marino. Por consiguiente, el CES puede utilizarse como sistema de propulsión criogénica (CPS).

La turbina puede comprender una turbina cuasi-isotérmica multietapa. La turbina puede incluir recalentadores o recalentadores intermedios.

10 Pueden utilizarse varios criógenos adecuados. Preferentemente, el criógeno comprende aire líquido. Como alternativa, el criógeno puede comprender aire en estado pastoso, nitrógeno líquido, hidrógeno líquido, gas natural líquido (LNG) o cualquier otro criógeno.

15 El sistema de almacenamiento de energía puede maximizar el uso de, y minimizar la modificación de, las actuales tecnologías maduras y disponibles para la formación de criógenos, tales como las plantas de licuefacción de aire.

20 Si el criógeno comprende aire líquido, el aire líquido puede producirse en una planta de licuefacción de aire y suministrarse al CES en horas de baja demanda. Mientras tanto, podrían producirse otros productos tales como O₂, N₂, Ar y CO₂ en estado gaseoso y líquido como productos comerciales, de ser necesario. La eficiencia de la producción del criógeno puede mejorarse utilizando el frío residual procedente de otras fuentes tales como la regasificación de LNG (gas natural líquido).

25 Las plantas modernas de producción de oxígeno criogénico de gran capacidad tienen bajos costes de funcionamiento de ~ 0,4 kWh/kg (1,44 MJ/kg). Se espera que este coste disminuya a ~ 0,3 kWh/kg (1,08 MJ/kg) en 2010-2020 ("Air separation and liquefaction: recent developments and prospects for the beginning of the new millennium", Castle W.F., International Journal of Refrigeration, 25, 158-172, 2002; "Energy analysis of cryogenic air separation", Cornelissen R.L. y Hirs G.G., "Energy Conservation and Management, 39, 1821-1826, 1998). El CES puede utilizar una carga de alimentación de aire líquido procedente de una planta criogénica pero trabajará completamente por separado de la planta criogénica; esta carga de alimentación puede ser pequeña dependiendo de la estrategia de funcionamiento y reciclaje de la "energía fría". La producción de aire líquido puede consumir aproximadamente un 80% de la energía necesaria para producir oxígeno líquido, dados los actuales métodos de producción.

35 El criógeno puede expandirse por calentamiento. Por ejemplo, el criógeno puede calentarse mediante fuentes térmicas, incluidas calor ambiente, geotérmico, residual procedente de centrales eléctricas y/u otros recursos de calor residual para calentar el fluido de trabajo criogénico y generar electricidad durante las horas de máxima demanda. Las fuentes térmicas pueden no haberse utilizado anteriormente para la generación de electricidad porque la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente de calor se habría considerado insuficiente. El fluido de trabajo puede sobrecalentarse mediante el calor residual. El calor residual puede haberse originado a partir de centrales eléctricas o del proceso de compresión del gas de entrada o incluso a partir del flujo de gas residual después de ser calentado a temperatura ambiente por el aire ambiente. Para aumentar la densidad energética del fluido de trabajo, el insumo gaseoso puede estar a alta presión antes de la expansión porque el trabajo ideal por unidad de masa de insumo gaseoso para una expansión isotérmica para un gas ideal, W_T , viene dado por

45

$$W_T = RT \ln\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right)$$

50 donde R , T , P_{in} y P_{out} son la constante universal, la temperatura del gas, y las presiones de inyección y de escape, respectivamente. Además, el criógeno puede bombearse en forma de líquido a una alta presión de trabajo porque se consume poco trabajo en la presurización del líquido. Por otra parte, la temperatura del gas puede ser tan alta como sea posible antes de la expansión. Podría utilizarse el calor residual contenido en el gas de combustión de las centrales eléctricas para calentar el criógeno. De manera más eficaz, podría utilizarse el aire ambiente para calentar el criógeno hasta aproximadamente la temperatura ambiente y, a continuación, podría utilizarse el calor residual para calentar el fluido de trabajo adicionalmente para mejorar la eficiencia energética de todo el sistema. Debido a que la diferencia de temperatura entre el criógeno y la temperatura ambiente es alta, el calor residual que anteriormente se habría considerado una fuente pobre de energía puede utilizarse como fuente de energía para calentar el criógeno.

60 Utilizando el calor residual, el CES puede utilizarse como generador de energía útil. Por lo tanto, el CES puede funcionar como una planta independiente de almacenamiento de energía que utiliza electricidad como insumo de energía junto con el calor a temperatura ambiente de la atmósfera. El CES puede colocarse en el punto de generación o en el punto de demanda.

65 La energía "fría" contenida en el criógeno como fluido de trabajo es una energía criogénica de muy alta calidad y al menos una parte es reciclada. En una forma de realización preferente, la energía "fría" contenida en el fluido de trabajo se extrae para enfriar el insumo gaseoso (antes y/o después de un compresor, un ventilador o un

soplante) mediante los intercambiadores de calor. La energía fría puede extraerse a partir del gas de salida del sistema. Suponiendo que el criógeno se calienta a la temperatura ambiente en un proceso isobárico antes de la expansión, el calor absorbido de la atmósfera por el criógeno viene dado por $Q = h_0 - h_1$ donde h_0 y h_1 son la entalpía a temperatura ambiente y a la temperatura del líquido, respectivamente. Considerando un ciclo de Carnot operado entre un depósito a baja temperatura a $T_1 = 78,9$ K y un depósito a alta temperatura a una temperatura ambiente de $T_0 = 300$ K, la cantidad de trabajo viene dada por

$$W = Q \left(\frac{T_0}{T_1} - 1 \right).$$

Por lo tanto la cantidad de trabajo es proporcional a la diferencia de temperatura. La ecuación anterior también implica que el trabajo necesario para conseguir la energía fría Q es equivalente a varios múltiplos de la energía fría, que por lo tanto debería utilizarse eficazmente.

El aire de entrada puede comprimirse antes, después o al mismo tiempo que pasa por los intercambiadores de calor dependiendo de las aplicaciones. Por lo tanto, el compresor puede estar situado antes del intercambiador de calor, después del intercambiador de calor, o incluso dentro del intercambiador de calor. Si va a utilizarse aire frío para climatización o refrigeración de alimentos y otros productos, resulta preferente que la compresión sea realizada por un soplante (baja presión) situado antes de los intercambiadores de calor. Como alternativa, si el aire de entrada se utiliza para producir criógeno líquido, resulta preferente que haya un compresor colocado después de los intercambiadores de calor. Tal compresor podría ser un compresor independiente unido al CES si la planta de licuefacción está lejos del CES. Como alternativa, si el CES es adyacente a la planta de licuefacción, podría utilizarse el compresor de la planta de licuefacción.

Si el criógeno frío se utiliza para enfriar el insumo gaseoso, a continuación el insumo gaseoso enfriado puede retroalimentarse a la planta criogénica como carga de alimentación o licuarse hasta obtener un criógeno en el interior del CES.

Además, o como alternativa, la energía fría puede utilizarse para proporcionar aire enfriado para refrigeración o climatización. Por ejemplo, en un sistema de alimentación marítimo, el sistema de almacenamiento de energía puede utilizarse para accionar una turbina para accionar una hélice, así como para proporcionar aire enfriado para climatización y/o refrigeración.

Además, o como alternativa, el calor residual procedente del sistema podría utilizarse para proporcionar calor al entorno inmediato, por ejemplo, para proporcionar calefacción y/o agua caliente en una embarcación.

La presente invención puede utilizar simultáneamente energía "fría" y calor "residual". Mediante la recuperación de la energía "fría" a partir de la expansión del criógeno almacenado y su utilización para reforzar la producción de más criógeno mientras el sistema está funcionando en modo de generación de electricidad, se incrementa la eficiencia del sistema en conjunto. La energía fría es tan útil en este sistema como la energía caliente. Además, el CES utiliza la energía del aire ambiente (calor) o del agua para calentar el criógeno hasta aproximadamente la temperatura ambiente, seguido de un calentamiento adicional con calor residual procedente, por ejemplo, de vapor y gas de combustión que se descarga al entorno desde una planta de generación de energía. Además, el calor liberado de la compresión del insumo gaseoso también puede recuperarse y utilizarse para calentar el criógeno. El calor aplicado al criógeno hace que se expanda y esto impulsa el criógeno.

Ya que siempre se producen pérdidas de calor y caídas de presión hidráulica, la presión del insumo gaseoso puede aumentarse antes o después del uno o más intercambiadores de calor, por ejemplo en la entrada, utilizando, por ejemplo, un soplante o un compresor. El proceso de compresión podría ser adiabático o isotérmico. Suponiendo un comportamiento ideal del aire, el trabajo necesario para el proceso isotérmico viene dado por,

$$W_T = RT \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right)$$

mientras que para el proceso adiabático, W_Q viene dado por

$$W_Q = h_1 - h_0 = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

donde k , P_1 , P_0 son la relación de los calores específicos (= 1,4 para el aire), y las presiones de salida y de entrada del compresor o soplante, respectivamente. Por lo tanto, el trabajo necesario aumenta al aumentar la presión de salida P_1 . Por lo tanto, P_1 debe mantenerse lo más bajo posible para ahorrar trabajo de compresión.

El calor residual del compresor podría utilizarse para proporcionar calor al entorno próximo, por ejemplo, para proporcionar calefacción y/o agua caliente, por ejemplo, a una embarcación.

5 En una forma de realización preferente, la planta de producción de criógeno puede estar integrada con el sistema de almacenamiento de energía. Como alternativa, la planta de producción de criógeno puede estar alejada del sistema de almacenamiento de energía y el criógeno podría transportarse entre las dos plantas.

10 Puede resultar necesaria una pequeña cantidad de criógeno para recargar el sistema después de cada ciclo.

15 Cuando se utiliza una fuente de energía no contaminante para alimentar el sistema, el sistema es favorable para el medio ambiente, teniendo el potencial de revertir la contaminación ambiental separando los gases perjudiciales para el medio ambiente, tales como el CO₂ y otros contaminantes, asociados con la quema de combustibles fósiles procedentes del insumo gaseoso.

20 El sistema de la presente invención no implica ningún proceso de combustión, por lo que no generará emisiones. El único fluido de trabajo es el criógeno. El efecto sobre el medio ambiente también se minimiza porque se producen o utilizan menos CO₂ y otros componentes de gases perjudiciales para el medio ambiente tales como NO_x.

El sistema CES puede utilizarse para almacenar la energía producida por la mayoría de las plantas de generación de energía existentes.

25 Cuando el CES está configurado como un CPS, el sistema puede utilizarse como un dispositivo de propulsión en lugar de en un sistema de generación o almacenamiento de energía estático. Por lo tanto, el CPS podría utilizarse en un motor de embarcación. El CES podría configurarse para accionar tanto una hélice como un generador de manera que el sistema de alimentación pudiera utilizarse para proporcionar propulsión y electricidad a una embarcación.

30 Además, el CPS podría configurarse adicionalmente para proporcionar calor para calentar una embarcación y/o su contenido. El CPS también podría configurarse para proporcionar frío para refrigeración a bordo de la embarcación, o para climatización de la embarcación.

35 BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

A continuación se describirá con más detalle la presente invención con respecto a las siguientes figuras en las que:

40 La figura 1 muestra un diagrama esquemático de un sistema de almacenamiento de energía según la presente invención;

La figura 2 muestra un diagrama esquemático de una planta criogénica de separación y licuefacción de aire;

La figura 3 muestra un diagrama esquemático de un CES según la presente invención;

La figura 4 muestra un diagrama esquemático de un CPS según la presente invención;

45 La figura 5 muestra un diagrama T-S ideal de un CES según la presente invención para un caso de presión atmosférica ambiental;

La figura 6 muestra un diagrama T-S práctico de un CES según la presente invención para un caso de presión atmosférica ambiental;

La figura 7 muestra un diagrama T-S práctico de un CES con sobrecalentamiento según la presente invención para un caso de presión atmosférica ambiental;

50 La figura 8 muestra un diagrama T-S de un CES según la presente invención para un caso de relación de presión baja;

La figura 9 muestra un diagrama T-S de un CES según la presente invención para un caso de relación de presión alta;

La figura 10a muestra un ciclo termodinámico para un CPS según la presente invención;

55 La figura 10b muestra un ciclo termodinámico para un CPS según la presente invención cuando la presión del aire de entrada P_1 es superior a ~ 38 bares.

La figura 11 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 0,1 MPa;

60 La figura 12 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 0,2 MPa;

La figura 13 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 0,4 MPa;

La figura 14 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 1,0 MPa;

65 La figura 15 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 2,0 MPa;

- La figura 16 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 4,0 MPa;
- La figura 17 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 10 MPa;
- 5 La figura 18 muestra cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con un CES según la presente invención, cuando la presión del aire de entrada, P_1 , es 20 MPa;
- La figura 19 muestra las eficiencias reales de un CES según la presente invención sin sobrecalentamiento cuando la presión del fluido de trabajo es 20 MPa;
- 10 La figura 20 muestra las eficiencias reales de un CES según la presente invención con sobrecalentamiento cuando la presión del fluido de trabajo es 20 MPa;
- La figura 21 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes eficiencias de la turbina cuando no se utiliza calor residual;
- La figura 22 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes eficiencias de la turbina cuando se utiliza calor residual;
- 15 La figura 23 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes eficiencias del compresor cuando no se utiliza calor residual;
- La figura 24 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes eficiencias del compresor cuando se utiliza calor residual;
- 20 La figura 25 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes eficiencias de la bomba cuando no se utiliza calor residual;
- La figura 26 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes eficiencias de la bomba cuando se utiliza calor residual;
- La figura 27 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes consumos energéticos del criógeno cuando no se utiliza calor residual;
- 25 La figura 28 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención a diferentes consumos energéticos del criógeno cuando se utiliza calor residual;
- La figura 29 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la presión del aire de entrada 1;
- 30 La figura 30 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la temperatura ambiente;
- La figura 31 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la eficiencia de la turbina;
- La figura 32 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la eficiencia del compresor;
- 35 La figura 33 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la eficiencia de la bomba;
- La figura 34 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de los coeficientes politrópicos del compresor;
- 40 La figura 35 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la isothermicidad de la expansión;
- La figura 36 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención en función de las diferencias de temperatura entre los fluidos caliente y frío en el intercambiador de calor cuando no se utiliza calor residual;
- La figura 37 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención en función de las diferencias de temperatura entre los fluidos caliente y frío en el intercambiador de calor cuando se utiliza calor residual;
- 45 La figura 38 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención en función de la temperatura del calor residual utilizado;
- La figura 39 muestra las eficiencias de un CES según la presente invención en función de la temperatura ambiente;
- 50 La figura 40 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función de la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío en un intercambiador de calor;
- La figura 41 muestra las eficiencias de un CPS según la presente invención en función del tiempo;
- La figura 42 muestra un sistema CES a escala de laboratorio ejemplar según la presente invención;
- La figura 43 muestra un diagrama T-S del sistema experimental CES de la figura 42;
- 55 La figura 44 muestra la salida de trabajo de una turbina para utilizarse en el CES de la figura 42 en función del número de etapas;
- La figura 45 muestra la relación de expansión de cada etapa de una turbina para utilizarse en el CES de la figura 42 en función del número de etapas;
- La figura 46 muestra un tanque criogénico adecuado para utilizarse con el CES de la figura 42;
- 60 La figura 47 muestra una bomba adecuada para utilizarse con el CES de la figura 42;
- La figura 48 muestra una turbina adecuada para utilizarse con el CES de la figura 42;
- La figura 49 muestra las características de la potencia de salida y la duración de la salida de varios sistemas de almacenamiento de energía;
- La figura 50 muestra la relación entre la eficiencia y el periodo cíclico para varios sistemas de almacenamiento de energía;
- 65 La figura 51 muestra las densidades de almacenamiento de energía de varios sistemas de almacenamiento de energía diferentes; y

la figura 52 muestra la relación entre la potencia de salida por coste de inversión y la capacidad de almacenamiento energético por unidad de coste de inversión para varios sistemas de almacenamiento de energía diferentes.

5 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA INVENCION

En la figura 1 se muestra un diseño conceptual del sistema de almacenamiento de energía de la presente invención. El sistema completo se muestra dentro del recuadro de puntos 100. El sistema 100 consiste en dos partes principales: una parte de licuefacción de aire 200, y una unidad de almacenamiento de energía criogénica (CES) 300. En las horas de baja demanda, la electricidad excedente se suministra a la planta de licuefacción de aire 200 para producir aire líquido, que a continuación es utilizada en las horas de máxima demanda por el CES 300 para generar electricidad. La central eléctrica 400 y todo el sistema de almacenamiento de energía 100 sólo tienen que intercambiar electricidad, por lo que no es necesaria ninguna modificación de la central eléctrica 400, asegurando así la máxima flexibilidad. Al mismo tiempo, cualquier calor residual disponible 410 procedente del gas de combustión de la central eléctrica 400 puede ser utilizado por el CES 300 para calentar el fluido de trabajo.

Dentro del sistema de almacenamiento de energía 100, hay dos grandes corrientes de aire. Una corriente 110 suministra aire a la planta de licuefacción de aire 200 para ser licuado y se almacena como aire líquido en un tanque criogénico. Durante las horas de máxima demanda se bombea el aire líquido, se calienta y, a continuación, se expande en el CES 300 para generar electricidad. Otra corriente de aire 120 es aire de entrada de la atmósfera. El aire de entrada 120 se suministra al CES 300 para suministrar calor para la expansión del aire líquido de trabajo y para extraer la energía "fría" del aire líquido de trabajo. El aire de entrada enfriado 130 puede ser dirigido a la planta de licuefacción de aire 200 como carga de alimentación o ser estrangulado para producir aire líquido dentro del CES 300 para reducir la cantidad necesaria de criógeno procedente de la planta de licuefacción de aire 200. Al mismo tiempo, la planta de licuefacción de aire 200 puede producir otros productos 210 tales como N₂, O₂, CO₂, Ar, etc., de ser necesario.

El sistema criogénico de licuefacción de aire 200 es una tecnología madura y pueden adquirirse fácilmente en el mercado muchos tipos de sistemas criógenos de licuefacción de aire. La figura 2 muestra un diagrama esquemático de una planta típica de licuefacción de aire. Una planta de licuefacción consiste en 5 unidades principales: una unidad de compresión de aire 220, una unidad de pretratamiento del aire 230, una unidad de enfriamiento del aire (no mostrada), una unidad de refrigeración (no mostrada), y una unidad de rectificación (no mostrada) (la unidad de rectificación sólo es necesaria si va a separarse el aire en diferentes productos). La unidad de pretratamiento del aire 230 está aguas abajo de la unidad de compresión de aire 220 y las unidades de refrigeración, y se utiliza para eliminar contaminantes tales como agua, dióxido de carbono e hidrocarburos. A continuación, el aire purificado se enfría adicionalmente hasta la temperatura criogénica mediante intercambio de calor 240, y se destila. De ser necesario, se hace pasar por la unidad de rectificación para producir, por ejemplo, oxígeno, nitrógeno, o argón en forma de gas o productos líquidos. De ser necesario (es decir, para la producción de productos del aire), los productos pueden calentarse con el aire de alimentación para conservar la refrigeración, compensándose cualquier déficit expandiendo una pequeña parte del aire presurizado.

En la figura 3 se muestra un CES 300 según la presente invención. El CES 300 comprende ocho componentes principales: un compresor 310, una turbina 320, un generador 330, un primer intercambiador de calor 340, un segundo intercambiador de calor 350, una válvula de estrangulamiento 360, un tanque criogénico 370 y una bomba 380.

El aire líquido 250 procedente de una planta criogénica se introduce en el tanque criogénico 370 (en el estado 5 de la figura 3) que será bombeado por la bomba 380 a una determinada presión (estado 7). El aire líquido a presión se calienta en el segundo intercambiador de calor 350 (estado 8) y, a continuación, se sobrecalienta en el primer intercambiador de calor 340 (estado 9). A continuación, el aire líquido, como fluido de trabajo, se expande para accionar la turbina 320 y el generador 330. La turbina 320 puede ser una turbina de gas multietapa con un suministro continuo de calor a fin de conseguir una expansión casi isotérmica. Después de la expansión y la alimentación del generador 330, existen tres opciones para el fluido de trabajo (estado 10):

- 1) ser descargado directamente a la atmósfera y/o utilizado para enfriamiento o refrigeración,
- 2) ser retroalimentado a la planta de licuefacción de aire 200 como carga de alimentación
- 3) ser introducido en la central eléctrica 400.

Hay tres posibles beneficios si se elige la opción 3: recuperación de calor de menor temperatura, de poder utilizarse, procedente del escape de la turbina; inyección en la cámara de combustión de la turbina para reducir el NO_x; y aumento de la potencia de salida de la turbina de gas, ya que el aire inyectado puede hacer de diluyente que permite un mayor consumo de combustible sin rebasar los límites de temperatura a la entrada de la turbina. Estos beneficios pueden ser marginales, pero podrían aumentar la eficiencia global si se utilizan de manera eficaz.

En la corriente de aire de entrada 120, el aire del entorno (estado 0) se comprime (estado 1), utilizando el compresor 310 y se introduce en el primer intercambiador de calor 340 (estado 2) para utilizarse en el calentamiento

del fluido de trabajo. El compresor puede ser un compresor multietapa para aproximarse a una compresión adiabática. Algunos de los componentes no deseados del aire de entrada, tales como el agua (que es mala para la turbina debido a la cavitación), el dióxido de carbono, NO_x y los hidrocarburos también pueden eliminarse durante este proceso.

5 A continuación, el aire de entrada limpiado atraviesa el segundo intercambiador de calor 350 (estado 3) para extraer más "energía fría" del fluido de trabajo.

10 A continuación, el aire de entrada enfriado se suministra a la planta de licuefacción 200 como carga de alimentación o a la válvula de estrangulamiento 360 para ser transformado en aire líquido (estado 4) para recargar del tanque criogénico 370. Una pequeña proporción de aire después de la estrangulación se encuentra en estado gaseoso, pero todavía se encuentra a baja temperatura (estado 6). Esta parte de la energía fría se recupera introduciendo de nuevo el gas en el segundo intercambiador de calor 350. Esta parte del aire puede ser rica en oxígeno por lo que puede utilizarse adicionalmente, por ejemplo, como oxidante en una turbina de gas o una turbina de gasificación del carbón.

15 El primer intercambiador de calor 340 puede ser un intercambiador de calor integrado de manera que se produzcan dos procesos paralelos de intercambio de calor, a saber, entre el aire de entrada y el fluido de trabajo; y entre el fluido de trabajo y el gas de combustión a temperatura (relativamente) alta procedente de la central eléctrica. El primer intercambiador de calor 340 puede estar diseñado, como alternativa, como dos intercambiadores de calor separados, uno para cada uno de estos dos procesos.

20 La figura 4 muestra un sistema de propulsión criogénica (CPS) 500 según la presente invención. El CPS se basa en el de tipo de hélice motorizada y podría ofrecer al mismo tiempo frío, calor, propulsión y electricidad. Un CPS según la presente invención consiste en once componentes principales: una hélice 505, una turbina 510, un generador 515, un compresor 520, cuatro intercambiadores de calor 525, 530, 535, 540, una válvula de estrangulamiento 545, un tanque criogénico 550 y una bomba 555.

25 Los procesos de trabajo del sistema CPS 500 comprenden:

- 30
- 1) El aire líquido procedente de una planta criogénica o un depósito de almacenamiento se suministra al tanque criogénico 550.
 - 2) Después de ser bombeado, calentado y sobrecalentado, el fluido de trabajo se expande para accionar la hélice 505 y/o el generador 515 para proporcionar propulsión y/o electricidad.
 - 35 3) Al mismo tiempo, una corriente de aire de la atmósfera (aire de entrada 1), se comprime y se introduce en los intercambiadores de calor 525, 530, 535, 540. El calor de compresión contenido en el aire de entrada 1 puede extraerse mediante el intercambiador de calor 525 para proporcionar agua caliente/aire caliente para la embarcación. A continuación, el aire de entrada 1 extrae el frío del fluido de trabajo, mientras fluye a través de los intercambiadores de calor 530, 535, 540. Finalmente, el aire de entrada 1 se estrangula para producir aire líquido y se almacena en el tanque criogénico 550.
 - 40 4) El aire de entrada 2 y el agua a la temperatura ambiente se introducen en el intercambiador de calor 525 para extraer el calor de compresión contenido en el aire de entrada 1 para producir aire/agua caliente como se ha mencionado anteriormente.

45 Se introduce aire de entrada 3/4 en condiciones ambientales para extraer energía fría mediante los intercambiadores de calor 530 y 535 para proporcionar aire fresco para climatización ($12^\circ\text{C} \sim 18^\circ\text{C}$; del intercambiador de calor 530) y refrigeración ($-24^\circ\text{C} \sim -18^\circ\text{C}$, del intercambiador de calor 535).

50 ANÁLISIS DEL CICLO TERMODINÁMICO - CES

Se consideran cuatro ciclos típicos para el sistema CES de la figura 3 en cuanto a la presión del aire de entrada, dos en condiciones ambientales, uno a baja presión y uno a alta presión. En los análisis, el aire líquido se trata como un fluido monofásico y el aire gaseoso como un gas ideal. Las pérdidas de energía en el compresor 310, la turbina 320, la bomba 380 y la válvula de estrangulamiento 360 se representan utilizando las eficiencias η . Para estos análisis termodinámicos, se ignoran las pérdidas por fricción y regionales debido al flujo en tuberías, válvulas y curvas y no se tiene en cuenta la disipación de criógeno durante el almacenamiento. La temperatura ambiente y la presión se expresan mediante T_0 y P_0 , respectivamente; las temperaturas crítica y de ebullición del aire líquido se indican como T_{cr} y T_s , respectivamente.

60 Caso de presión del aire de entrada ambiental - Análisis de ciclo termodinámico ideal

En la figura 5 se muestra el ciclo termodinámico ideal. Los procesos y el trabajo, el calor y/o la exergía de estos procesos son:

1) **Proceso 5-7, Proceso de bombeo del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo (aire líquido) del tanque criogénico se bombea desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_2 adiabáticamente. El trabajo específico (trabajo por unidad de masa de aire líquido) puede expresarse mediante:

$$W_{5-7} = V_1(P_2 - P_0) = \frac{(P_2 - P_0)}{\rho_l}$$

desde el punto de vista de la mecánica de fluidos. El trabajo también puede expresarse mediante la diferencia de entalpía entre los estados 7 y 5 a partir de la primera ley de la termodinámica: $W_{5-7} = h_7 - h_5$.

2) **Proceso 7-8, Calentamiento isobárico del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo es calentado por el aire de entrada desde T_5 hasta la temperatura ambiente T_0 . El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{7-8} = 0$. El calor específico absorbido por el fluido de trabajo del aire de entrada es: $Q_{7-8} = h_8 - h_7$. Por consiguiente, la pérdida de exergía del proceso es: $Ex_{7-8} = T_0(S_8 - S_7) - (h_8 - h_7)$.

3) **Proceso 8-0, Expansión isotérmica del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo a la presión alta se expande en la turbina, que acciona el generador para generar electricidad a la temperatura ambiente T_0 . El trabajo ideal específico realizado por la turbina en este proceso viene dado por: $W_{8-0} = T_0(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8)$. El calor específico absorbido durante la expansión por el fluido de trabajo desde la atmósfera es: $Q_{8-0} = T_0(S_0 - S_8)$.

4) **Proceso 0-6, Extracción de energía fría del fluido de trabajo por el aire de entrada:** el aire de entrada se utiliza para extraer la energía fría del fluido de trabajo isobáricamente. En teoría, no se necesita ningún trabajo en este proceso: $W_{0-6} = 0$. El frío específico absorbido por el aire de entrada a partir del fluido de trabajo es: $Q_{0-6} = h_6 - h_0$. La exergía obtenida por el aire de entrada durante el proceso viene dada por: $Ex_{0-6} = T_0(S_0 - S_6) - (h_0 - h_6)$.

5) **Proceso 6-5, Condensación del aire de entrada:** el aire de entrada es condensado por la exergía fría liberada por el fluido de trabajo, que requiere cero trabajo para ser realizado: $W_{6-5} = 0$. La energía fría específica absorbida por el aire de entrada a partir del fluido de trabajo es: $Q_{6-5} = h_5 - h_6 = \lambda$, donde λ es el calor de vaporización latente. La exergía correspondiente obtenida por el aire de entrada es: $ex_{6-5} = T_0(S_6 - S_5) - (h_6 - h_5)$. Suponiendo que el flujo másico del fluido de trabajo es 1, el flujo másico del aire de entrada es x , entonces un balance térmico da: $Q_{7-8} \geq x(Q_{0-6} + Q_{6-5})$ donde $Q_{7-8} = h_8 - h_7$, $Q_{0-6} = h_6 - h_0$ y $Q_{6-5} = h_5 - h_6$. La inserción de estas expresiones en la ecuación anterior da: $h_8 - h_7 \geq x(h_0 - h_5)$. Si se da P_2 , entonces pueden determinarse h_8 , h_7 , h_0 , h_5 y x puede expresarse mediante:

$$x \leq \frac{(h_8 - h_7)}{(h_0 - h_5)}$$

Según la segunda ley de la termodinámica, la exergía de un sistema sólo puede disminuir sin aporte de energía, es decir: $Ex_{7-8} \leq x(Ex_{0-6} + Ex_{6-5})$,

$$x \leq \frac{Ex_{7-8}}{(Ex_{0-6} + Ex_{6-5})}$$

Por lo tanto, el consumo de aire líquido para un único ciclo es $(1-x)$ y la salida de trabajo neto específico del ciclo debería ser: $W_{net} = W_{8-0} - W_{5-7} = T(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8) - (h_7 - h_5)$ y la densidad energética del CES puede expresarse mediante:

$$E_D = \frac{W_{net}}{1-x} = \frac{T(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8) - (h_7 - h_5)}{(1-x)}$$

Suponiendo que el consumo energético del aire líquido producido en la planta de licuefacción de aire sea E_C , la eficiencia energética del todo el sistema de almacenamiento de energía (licuefacción del aire + CES), E_E , puede calcularse mediante:

$$E_E = \frac{E_D}{E_C}$$

Considerando la eficiencia de la bomba η_P y la eficiencia de la turbina η_T , el trabajo neto W_{net} debería convertirse en:

$$W'_{net} = \eta_T W_{8-0} - \frac{1}{\eta_P} W_{5-7} = \eta_T [T(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P}.$$

La densidad energética del CES E_D se convierte en:

$$E'_D = \frac{W'_{net}}{1-x} = \frac{\eta_T [T(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P}}{(1-x)}.$$

E_E se convierte en:

$$E_E = \frac{E'_D}{E_C}.$$

Sin embargo, no puede evitarse la diferencia de temperatura entre el líquido de trabajo y el aire de entrada. Esto disminuirá la temperatura T_8 y aumentará la temperatura T_6 . Por lo tanto, los ciclos termodinámicos ideales sobreestiman la eficiencia global del sistema. Esto se explica a continuación, con respecto a la figura 6.

Caso de presión del aire de entrada ambiental - Análisis de ciclo termodinámico práctico

En la figura 6, el líquido de trabajo sólo puede calentarse a $T_{8'}$, debido a la existencia de una diferencia de temperatura desde la temperatura ambiente, y el aire de entrada sólo puede enfriarse hasta $T_{6'}$. Debido a que $T_{8'}$ es superior a T_6 (la temperatura de ebullición) es necesario licuar el aire de entrada en la planta de licuefacción de aire, y, a continuación, retroalimentarlo al sistema CES en el estado 5. A continuación, se proporcionan el trabajo, el calor y/o la exergía relacionados con los procesos mostrados en la figura 6:

1) Proceso 5-7, Proceso de bombeo del fluido de trabajo: este proceso de la figura 6 es el mismo que el mostrado en la figura 5. El aire líquido del tanque criogénico es presurizado por la bomba desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_2 . El trabajo específico realizado sobre el aire líquido es:

$$W_{5-7} = V_l (P_2 - P_0) = \frac{(P_2 - P_0)}{\rho_l}$$

que es igual a la diferencia de entalpía entre el estado 7 y el estado 5: $W_{5-7} = h_7 - h_5$.

2) Proceso 7-8', Calentamiento isobárico del fluido de trabajo: el fluido de trabajo es calentado por el aire de entrada desde T_5 hasta $T_{8'}$ en lugar de la temperatura ambiente $T_8 (= T_0)$. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{7-8} = 0$. El calor específico absorbido por el fluido de trabajo del aire de entrada es: $Q_{7-8'} = h_{8'} - h_7$. Por consiguiente, la pérdida de exergía en el proceso es: $EX_{7-8'} = T_0(S_{8'} - S_7) - (h_{8'} - h_7)$.

3) Proceso 8'-0', Expansión isotérmica del fluido de trabajo: el fluido de trabajo a alta presión se expande en la turbina, que acciona el generador isotérmicamente para producir electricidad. El trabajo ideal específico realizado por la turbina en este proceso es: $W_{8'-0'} = T_0(S_{0'} - S_{8'}) - (h_{0'} - h_{8'})$. El calor específico absorbido durante la expansión por el fluido de trabajo de la atmósfera es: $Q_{8'-0'} = T_0(S_{0'} - S_{8'})$.

4) Proceso 0-6', Extracción de energía fría del fluido de trabajo por el aire de entrada: el aire de entrada se utiliza para extraer el frío del fluido de trabajo isobáricamente. El trabajo específico realizado en este proceso es cero, es decir: $W_{0-6'} = 0$. El frío específico extraído del fluido de trabajo por el aire de entrada es: $Q_{0-6'} = h_{6'} - h_0$. Por consiguiente, la energía obtenida por el aire de entrada en el proceso viene dada por: $EX_{0-6'} = T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})$.

5) Proceso 6'-6-5, Enfriamiento y condensación del aire de entrada: el aire de entrada se enfría y condensa en la planta de licuefacción de aire. Suponiendo que el caudal másico del fluido de trabajo es 1, el caudal másico del aire de entrada es x , el balance térmico del ciclo da: $Q_{7-8'} \geq xQ_{0-6'}$, donde $Q_{7-8'} = h_{8'} - h_7$, $Q_{0-6'} = h_{6'} - h_0$, la ecuación anterior se convierte en: $h_{8'} - h_7 \geq x(h_0 - h_{6'})$. Si se proporcionan P_2 y las diferencias de temperatura entre T_8 y $T_{8'}$ y T_6 y $T_{6'}$, pueden determinarse $h_{8'}$, h_7 , h_0 , $h_{6'}$, y x puede expresarse mediante:

$$x \leq \frac{(h_{8'} - h_7)}{(h_0 - h_{6'})}$$

5

Según la segunda ley de la termodinámica, la relación para la energía es: $Ex_{7-8'} \leq xEx_{0-6'}$,

$$x \leq \frac{Ex_{7-8'}}{Ex_{0-6'}}$$

10

Si

$$x = \frac{(h_{8'} - h_7)}{(h_0 - h_{6'})}$$

15

la anterior relación

$$x \leq \frac{Ex_{7-8'}}{Ex_{0-6'}}$$

20

se mantiene siempre. Eso implica que la vaporización de 1 unidad de fluido de trabajo puede preenfriar

25

$$x = \frac{(h_{8'} - h_7)}{(h_0 - h_{6'})}$$

30

unidad de aire de entrada. Si la eficiencia de intercambiador de calor es suficientemente alta, x podría ser superior a 1. El frío específico reciclado en este reciclaje práctico es: $Q_{7-8'} = xQ_{0-6'} = x(h_0 - h_{6'})$. Como se ha mencionado anteriormente, la energía fría en el aire líquido es energía de muy alta calidad, suponiendo que el aire sea un gas ideal, la energía fría anterior sea equivalente a la de trabajo ideal dado por: $W_{7-8'} = x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})]$. Por lo tanto, la salida de trabajo neto específico del ciclo viene dada por: $W_{net} = W_{8'-0} - W_{5-7} + W_{7-8'} = T_0(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8) - (h_7 - h_5) + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})]$ y la densidad energética del CES, es:

35

$$E_D = \frac{W_{net}}{1} = T_0(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8) - (h_7 - h_5) + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})]$$

40

La eficiencia energética de todo el sistema de almacenamiento de energía (licuefacción de aire + CES) E_E puede calcularse mediante:

45

$$E_E = \frac{E_D}{E_C}$$

50

Considerando la eficiencia de la bomba η_P , la eficiencia de la turbina η_T y la eficiencia de la licuefacción del aire η_A , el trabajo neto W_{net} debería ser:

55

$$\begin{aligned} W_{net}' &= \eta_T W_{8-0} - \frac{1}{\eta_P} W_{5-7} + W_{0-6'} \\ &= \eta_T [T_0(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P} + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})] \end{aligned}$$

60

La densidad energética del CES E_D se convierte en:

65

$$E_D' = \frac{W_{net}'}{1} = \eta_T [T_0(S_0 - S_8) - (h_0 - h_8)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P} + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})]$$

y la eficiencia energética de todo el sistema de almacenamiento de energía se convierte en:

$$E_{E'} = \frac{E_D'}{E_C}$$

5 Considerando además el uso de calor residual, si T_0 se sobrecalienta hasta T_9 utilizando el calor residual procedente de la central eléctrica, tal como se muestra en la figura 7, la salida de trabajo neto específico del ciclo será: $W_{net2} = W_{9-10} - W_{5-7} + W_{7-8'} = T_9(S_{10}-S_9)-(h_{10}-h_9)-(h_7-h_5)+x[T_0(S_0-S_{6'})-(h_0-h_{6'})]$ y la densidad energética del CES es:

$$10 \quad E_{D2} = \frac{W_{net2}}{1} = T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9) - (h_7 - h_5) + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})].$$

15 Esto conduce a la siguiente eficiencia energética de todo el sistema de almacenamiento de energía (sistema de licuefacción de aire + CES)

$$E_{E2}: E_{E2} = \frac{E_{D2}}{E_C}$$

20 Si $T_0 = 300$ K y se desprecian las pérdidas de energía debidas a la turbina, la bomba y los intercambiadores de calor, la salida de trabajo ideal para una unidad de masa de aire líquido puede estimarse en base al anterior análisis mediante: $W_{net} = W_{8'-0'} - W_{5-7} + W_{7-8'} = T_0(S_{0'} - S_{8'}) - (h_{0'} - h_{8'}) - (h_7 - h_5) + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})]$ y la densidad energética ideal = 743 kJ/kg del CES es:

$$25 \quad E_D = \frac{W_{net}}{1}$$

$$= T_0(S_{0'} - S_{8'}) - (h_{0'} - h_{8'}) - (h_7 - h_5) + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})].$$

$$30 \quad = 180,8 kWh / m^3$$

Si $E_C = 1.440$ kJ/kg (0,4 kWh/kg), la eficiencia energética ideal del CES es:

$$35 \quad E_E = \frac{E_D}{E_C} = 51,6\%.$$

Si $E_C = 1.080$ kJ/kg (0,3 kWh/kg), la eficiencia energética ideal del CES se convierte en:

$$40 \quad E_E = \frac{E_D}{E_C} = 68,8\%.$$

Si T_9 se sobrecalienta hasta 400 K utilizando el calor residual procedente de la central eléctrica, el trabajo ideal específico es: $W_{net2} = W_{9-10} - W_{5-7} + W_{7-8'} = T_9(S_{10}-S_9)-(h_{10}-h_9)-(h_7-h_5)+x[T_0(S_0-S_{6'})-(h_0-h_{6'})]$. La densidad energética ideal = 881 kJ/kg del CES es:

$$45 \quad E_{D2} = \frac{W_{net2}}{1}$$

$$= T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9) - (h_7 - h_5) + x[T_0(S_0 - S_{6'}) - (h_0 - h_{6'})].$$

$$50 \quad = 214,3 kWh / m^3$$

Si $E_C = 1.440$ kJ/kg (0,4 kWh/kg), la eficiencia energética ideal del CES es:

$$55 \quad E_E = \frac{E_D}{E_C} = 61,2\%.$$

Si $E_C = 1.080$ kJ/kg (0,3 kWh/kg), la eficiencia energética ideal del CES se convierte en:

$$60 \quad E_E = \frac{E_D}{E_C} = 81,6\%.$$

65 Adviértase que el consumo energético (0,3 kWh/kg y 0,4 kWh/kg) utilizado anteriormente es para la separación del oxígeno del aire. La necesidad real de energía de la producción de aire líquido es aproximadamente un 80% de esta cifra, por lo que la estimación de la eficiencia energética ideal es conservadora. Por otro lado, la

eficiencia real probable es aproximadamente un 80% de la conseguida en el ciclo de trabajo ideal, por lo que la eficiencia estimada anteriormente debería ser cercana a la eficiencia real.

5 A partir de los anteriores análisis, puede concluirse que la salida de trabajo del CES aumenta significativamente para una determinada cantidad de consumo de combustible criogénico debido a la recuperación de la energía fría. El trabajo adicional del reciclaje del frío es equivalente a $x[T_0(S_0 - S_6) - (h_0 - h_6)]$, donde x viene determinado por la diferencia de temperatura y las pérdidas de energía de los componentes. La densidad energética y la salida de trabajo específico del CES dependen de la eficiencia de la turbina η_T y del consumo energético por unidad de masa de aire líquido en la planta de licuefacción de aire E_C . La eficiencia de la bomba también es un factor, pero no tan importante como η_T y E_C porque el trabajo consumido por una bomba es relativamente pequeño. 10 Un aumento de las diferencias de temperatura de los intercambiadores de calor aumentará el consumo de aire líquido o disminuirá la eficiencia del ciclo. Puede observarse que la eficiencia energética y la densidad energética del sistema de almacenamiento de energía E_E son competitivas con respecto a otros sistemas energéticos disponibles en la actualidad. El sistema de la presente invención también ofrece las ventajas de producir otros productos desde la planta de licuefacción de aire y utilizar el calor residual procedente de la central eléctrica. 15

Caso de baja presión del aire de entrada - Análisis del ciclo termodinámico del CES

20 En la figura 8 se muestra el ciclo termodinámico de un CES para un caso de baja presión del aire de entrada. En este caso, la expresión "baja presión" indica presiones inferiores a $\sim 3,8$ MPa por debajo de las cuales la vaporización del aire es aproximadamente isotérmica. El ciclo consiste en los siguientes procesos similares a los descritos anteriormente:

25 **1) Proceso 0-2, Presurización isotérmica del aire de entrada:** el aire de entrada se comprime isotérmicamente desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_1 . El trabajo realizado sobre el aire por el compresor es: $W_{0-2} = T_0(S_0 - S_2) - (h_0 - h_2)$. El calor Q_{0-2} de este proceso isotérmico es: $Q_{0-2} = T_0(S_0 - S_2)$. Lamentablemente, es difícil realizar un proceso de presurización isotérmica absoluta, el proceso real será un proceso politrópico como 0-1.

30 **2) Proceso 2-3'-3, Extracción de energía fría del fluido de trabajo por el aire de entrada:** el aire de entrada comprimido se utiliza para extraer la energía fría del fluido de trabajo isobáricamente. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{2-3} = 0$. El calor liberado del aire de entrada en el proceso 2-3 es: $Q_{2-3'} = h_{3'} - h_2$. El calor liberado del aire de entrada en el proceso 3-3' es: $Q_{3'-3} = h_{3'} - h_3 = T_3(S_{3'} - S_3) = \lambda$. Por consiguiente, la exergía obtenida del proceso viene dada por: $EX_{2-3} = T_0(S_3 - S_2) - (h_3 - h_2)$. 35

40 **3) Proceso 3-4-5(-6), Estrangulación del aire de entrada comprimido:** el aire de entrada comprimido se estrangula hasta la presión atmosférica ambiental para la condensación. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{3-4} = 0$. El calor liberado del aire de entrada es cero: $Q_{3-4} = 0$. Considerando una unidad del fluido de trabajo, la cantidad total de aire de entrada es x unidades de las cuales se licúa una fracción y , la cantidad de aire licuado en el estado 5 será xy , y la cantidad de aire gaseoso en el estado 6 será $x(1-y)$. Un balance térmico durante el proceso 3-4-5(-6) será: $h_3 = yh_5 + (1 - y)h_6$. 35

45 **4) Proceso 5-7, Proceso de bombeo del aire de trabajo:** el proceso 5-7 de la figura 8 es el mismo que el de la figura 5, en el que el aire líquido del tanque criogénico se bombea desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_2 . El trabajo específico realizado sobre el aire líquido es:

$$W_{5-7} = V_l(P_2 - P_0) = \frac{(P_2 - P_0)}{\rho_l}$$

50 El trabajo anteriormente indicado también puede expresarse mediante la diferencia de entalpía entre el estado 7 y el estado 5: $W_{5-7} = h_7 - h_5$.

55 **5) Proceso 7-7', Calentamiento isobárico del fluido de trabajo para condensar el aire de entrada:** el fluido de trabajo se calienta para condensar el aire de entrada a T_3 . El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{7-7'} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{7-7'} = h_{7'} - h_7$.

60 **6) Proceso 7'-8, Calentamiento isobárico del fluido de trabajo para enfriar el aire de entrada:** el fluido de trabajo es calentado por el aire de entrada desde $T_{7'}$ hasta T_8 . El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{7'-8} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{7'-8} = h_8 - h_{7'}$. La exergía liberada en el proceso 7-8 es: $W_{7-8} = T_0(S_8 - S_7) - (h_8 - h_7)$.

65 **7) Proceso 8-9, Sobrecalentamiento isobárico del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo es sobrecalentado por el aire de entrada desde T_8 hasta T_9 en el que no se realiza trabajo, es decir: $W_{8-9} = 0$, mientras que el calor específico absorbido del aire de entrada durante este proceso es: $Q_{8-9} = h_9 - h_8$.

8) **Proceso 9-10, Expansión isotérmica del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo con una alta presión se expande en la turbina isotérmicamente, lo que produce trabajo para generar electricidad. El trabajo ideal específico realizado en este proceso es: $W_{9-10} = T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)$. El calor específico absorbido por el fluido de trabajo desde el entorno en el proceso es: $Q_{9-10} = T_9(S_{10} - S_9)$. Cabe señalar que la T_9 es mayor que la temperatura ambiente, lo que requiere energía del calor residual procedente de la central eléctrica para asegurar una expansión isotérmica. Si la expansión de aire es un proceso adiabático, el trabajo ideal específico W_{ad} será:

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_9 \left[\left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

lo que significa que no hay absorción de calor, a saber: $Q_{ad} = 0$. Sin embargo, se espera que el trabajo real se encuentre en el intervalo entre W_{9-10} y W_{ad} . Suele utilizarse como índice un factor denominado isotermicidad γ , que se define como la relación entre el trabajo real y el trabajo isotérmico:

$$\gamma = \frac{W_{ac}}{W_{9-10}}$$

Por lo tanto, el trabajo real W_{ac} puede expresarse como:

$$W_{ac} = \gamma W_{9-10} = \gamma RT_9 \ln \left(\frac{P_2}{P_0} \right)$$

9) **Proceso 6-6', Extracción de frío del aire de salida para condensar el aire de entrada:** el aire de salida (parte del aire de entrada después de la estrangulación) se utiliza para condensar el aire de entrada isobáricamente. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{6-6'} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{6-6'} = h_{6'} - h_6$. Por lo tanto, el balance térmico de 3'-3, 7-7' y 6-6' viene dado por: $xQ_{3-3'} = Q_{7-7'} + x(1-y)Q_{6-6'}$, $x(h_3 - h_{3'}) = (h_{7'} - h_7) + x(1-y)(h_{6'} - h_6)$.

10) **Proceso 6'-0, Extracción de frío del aire de salida para enfriar el aire de entrada:** el aire de salida se utiliza para enfriar el aire de entrada isobáricamente. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{6'-0} = 0$. El frío específico absorbido del aire de salida por el aire de entrada es: $Q_{6'-0} = h_0 - h_{6'}$. El balance térmico de 2-3', 7'-8 y 6'-0 se expresa como: $xQ_{2-3'} \leq Q_{7'-8} + x(1-y)Q_{6'-0}$, $x(h_2 - h_{3'}) \leq (h_8 - h_{7'}) + x(1-y)(h_0 - h_{6'})$. La exergía obtenida en el proceso 6'-0 es: $Ex_{0-6} = T_0(S_0 - S_6) - (h_0 - h_6)$. A partir de los balances térmico y de exergía del ciclo, x e y pueden calcularse mediante las siguientes ecuaciones según el diagrama T_s de la figura 8):

$$\begin{cases} h_3 = yh_5 + (1-y)h_6 \\ x(h_3 - h_{3'}) = (h_{7'} - h_7) + x(1-y)(h_{6'} - h_6) \\ x(h_2 - h_{3'}) \leq (h_8 - h_{7'}) + x(1-y)(h_0 - h_{6'}) \\ xEx_{2-3} \leq Ex_{7-8} + x(1-y)Ex_{0-6} \end{cases}$$

A partir de las anteriores ecuaciones, la relación de licuefacción del aire de entrada y es:

$$y = \frac{(h_6 - h_4)}{(h_6 - h_5)}$$

Por lo tanto, dado que $(h_6 - h_5) > (h_6 - h_4) > 0$ se mantiene siempre, $1 > y > 0$. Del mismo modo, x puede expresarse como:

$$x = \frac{(h_{7'} - h_7)}{(h_3 - h_{3'}) - (1-y)(h_{6'} - h_6)}$$

Como $(h_{7'} - h_7) > 0$, $[(h_3 - h_{3'}) - (1-y)(h_{6'} - h_6)] > 0$ se mantiene siempre, $x > 0$. Esto significa que la vaporización de una unidad del fluido de trabajo puede producir xy unidades de aire líquido, y el consumo del ciclo será $(1-xy)$. En consecuencia, la salida de trabajo neto específico del ciclo es:

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{9-10} - W_{5-7} - xW_{0-2} \\ &= [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - (h_7 - h_5) - x(T_0(S_0 - S_2)) \end{aligned}$$

y la densidad energética del CES puede expresarse mediante:

$$E_D = \frac{W_{net}}{1 - xy} = \frac{[T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - (h_7 - h_5) - x(T_0(S_0 - S_2))}{1 - xy}$$

Por lo tanto, la eficiencia energética de todo el sistema de almacenamiento de energía (sistema de licuefacción de aire + CES) E_E puede calcularse mediante:

$$E_E = \frac{E_D}{E_C}$$

Considerando las eficiencias de la bomba η_p , la turbina η_T y el compresor η_{COM} , el trabajo neto W_{net} debería ser:

$$\begin{aligned} W'_{net} &= \eta_T W_{9-10} - \frac{W_{5-7}}{\eta_P} - \frac{W_{0-2}}{\eta_{COM}} \\ &= \eta_T [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P} - \frac{x(T_0(S_0 - S_2))}{\eta_{COM}} \end{aligned}$$

la densidad energética del CES E_D se convierte en:

$$E'_D = \frac{W'_{net}}{1 - xy} = \frac{\eta_T [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P} - \frac{x(T_0(S_0 - S_2))}{\eta_{COM}}}{1 - xy}$$

y E_E se convierte en:

$$E_E = \frac{E'_D}{E_C}$$

Basándose en el anterior análisis, puede concluirse que, en comparación con los motores criogénicos (nitrógeno líquido), el consumo de combustible criogénico se reduce en xy para 1 unidad de trabajo, pero con una penalización de trabajo necesaria para la compresión $W_{0-2} = T_0(S_0 - S_2)$. La salida de trabajo específico se verá mejorada ya que la penalización es inferior al beneficio debido a la reducción del consumo de fluido de trabajo. Como el trabajo de compresión es mucho menor que la salida de trabajo de la turbina, la densidad energética y la salida de trabajo específico del CES dependen principalmente de la eficiencia de la turbina η_T y del consumo energético para la licuefacción del aire. Esto es similar al caso en el que se utiliza la presión atmosférica ambiental. Las eficiencias de la bomba y el compresor no son factores clave para la mejora de la salida de trabajo y la densidad energética del CES. Se espera que la eficiencia de este ciclo sea inferior a la de la figura 6 debido a que el proceso de condensación isotérmica tiene baja eficiencia energética.

45 Caso de alta presión del aire de entrada - Análisis del ciclo termodinámico del CES

En la figura 9 se muestra el ciclo termodinámico del CES para un caso de alta presión del aire de entrada. En este caso, la expresión "alta presión del aire de entrada" se refiere a que la presión es superior a 3,8 MPa, por encima de la cual el aire no tiene un proceso de vaporización isotérmica. Los procesos de este caso son los siguientes:

55 **1) Proceso 0-2, Presurización isotérmica del aire de entrada:** el aire de entrada se comprime desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_1 isotérmicamente. El trabajo realizado sobre el aire por el compresor es: $W_{0-2} = T_0(S_0 - S_2) - (h_0 - h_2)$. El calor Q_{0-2} de este proceso isotérmico es: $Q_{0-2} = T_0(S_0 - S_2)$. Lamentablemente, es difícil realizar un proceso de presurización isotérmica absoluta, el proceso real será 0-1.

60 **2) Proceso 2-3, Extracción de energía fría del aire de trabajo por el aire de entrada:** el aire de entrada comprimido se utiliza para extraer la energía fría del fluido de trabajo isobáricamente. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{2-3} = 0$. El calor liberado del aire de entrada para el proceso 2-3 es: $Q_{2-3} = h_3 - h_2$. La exergía obtenida del proceso es: $Ex_{2-3} = T_0(S_3 - S_2) - (h_3 - h_2)$.

65 **3) Proceso 3-4-5(-6), Estrangulación del aire de entrada comprimido:** el aire de entrada comprimido se estrangula hasta la presión atmosférica ambiental para la condensación. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{3-4} = 0$. El calor liberado del aire de entrada es cero: $Q_{3-4} = 0$. Al igual que en el caso de baja presión del aire de entrada, considerando una unidad de fluido de trabajo y suponiendo un total de x unidades de aire de entrada del cual se licúa una fracción y , la cantidad de aire líquido producido por licuefacción en el estado 5 es

xy, y la cantidad de aire gaseoso en el estado 6 es $x(1-y)$. Por lo tanto, el balance térmico de 3-4-5(6) se expresa como: $h_3 = yh_5 + (1-y)h_6$.

5 **4) Proceso 5-7, Bombeo del fluido de trabajo:** este proceso es el mismo que el de la figura 6. El aire líquido del tanque criogénico se bombea desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_2 . El trabajo realizado en una unidad de masa de aire líquido es:

10
$$W_{5-7} = V_l(P_2 - P_0) = \frac{(P_2 - P_0)}{\rho_l}.$$

El trabajo también puede expresarse mediante la diferencia de entalpía entre los estados 7 y 5: $W_{5-7} = h_7 - h_5$.

15 **5) Proceso 7-8, Calentamiento isobárico del fluido de trabajo para enfriar el aire de entrada:** el fluido de trabajo se calienta para condensar el aire de entrada a T_3 , y no hay trabajo implicado en este proceso: $W_{7-8} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{7-8} = h_8 - h_7$. Por consiguiente, la exergía liberada en el proceso 7-8 es: $W_{7-8} = T_0(S_8 - S_7) - (h_8 - h_7)$.

20 **6) Proceso 8-9, Sobrecalentamiento isobárico del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo es sobrecalentado por el aire de entrada desde T_8 hasta T_9 en el que se realiza cero trabajo, es decir, $W_{8-9} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{8-9} = h_9 - h_8$.

25 **7) Proceso 9-10, Expansión isotérmica del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo con una alta presión se expande en la turbina y produce trabajo isotérmicamente. El trabajo ideal específico realizado en este proceso es: $W_{9-10} = T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)$, mientras que el calor específico absorbido en el proceso es: $Q_{9-10} = T_9(S_{10} - S_9)$. Al igual que el caso de baja presión, T_9 es superior a la temperatura ambiente; se necesita el calor residual de la central eléctrica para mantener este proceso isotérmico. Si la expansión del fluido de trabajo es adiabática, el trabajo ideal específico W_{ad} será:

30
$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_9 \left[\left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

35 El calor específico absorbido en el proceso es: $Q_{ad} = 0$. Como resultado del anterior análisis, el trabajo real debería estar en el intervalo entre W_{9-10} y W_{ad} . Como se ha mencionado anteriormente, se utiliza la isotermicidad y para describir la no-idealidad:

40
$$\gamma = \frac{W_{ac}}{W_{9-10}}.$$

Por lo tanto, el trabajo real W_{ac} debería expresarse como: $W_{ac} = \gamma W_{9-10} = \gamma [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)]$.

45 **8) Proceso 6-0, Extracción de energía fría del aire de salida para enfriar el aire de entrada:** el aire de salida después de la estrangulación se utiliza para enfriar el aire de entrada isobáricamente. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{6-0} = 0$. El frío específico absorbido por el aire de entrada es: $Q_{6-0} = h_0 - h_6$. El balance térmico durante los procesos 2-3, 7-8 y 6-0 se expresa como: $xQ_{2-3} = Q_{7-8} + x(1-y)Q_{6-0}$, $x(h_2 - h_3) = (h_8 - h_7) + x(1-y)(h_0 - h_6)$. La exergía obtenida en el proceso 6-0 es: $Ex_{0-6} = T_0(S_0 - S_6) - (h_0 - h_6)$. Basándose en los balances térmico y de exergía de los procesos 2-3, 3-4-5-6, 7-8, 6-0, x e y pueden calcularse mediante las siguientes ecuaciones en base a un diagrama T-S para el aire:

50
$$\begin{cases} h_3 = yh_5 + (1-y)h_6 \\ x(h_2 - h_3) = (h_8 - h_7) + x(1-y)(h_0 - h_6) \\ xEx_{2-3} \leq Ex_{7-8} + x(1-y)Ex_{0-6} \end{cases}$$

55 A partir de las ecuaciones anteriores, la relación de licuefacción del aire de entrada y puede expresarse mediante:

60
$$y = \frac{(h_6 - h_4)}{(h_6 - h_5)}.$$

Al igual que el método en el caso de baja presión, $1 > y > 0$ se mantiene siempre, y x puede expresarse como:

65

$$x = \frac{(h_8 - h_7)}{(h_2 - h_3) - (1 - y)(h_0 - h_6)}$$

Como $(h_8 - h_7) > 0$, $[(h_2 - h_3) - (1 - y)(h_0 - h_6)] > 0$ se mantiene siempre, se tiene $x > 0$. Esto significa que la vaporización de una unidad de fluido de trabajo podría producir xy unidades de aire líquido, mientras que el consumo de este ciclo es $1 - xy$, y la salida de trabajo neto específico del ciclo será:

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{9-10} - W_{5-7} - xW_{0-2} \\ &= [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - (h_7 - h_5) - x(T_0(S_0 - S_2)) \end{aligned}$$

y la densidad energética del CES es:

$$E_D = \frac{W_{net}}{1 - xy} = \frac{[T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - (h_7 - h_5) - x(T_0(S_0 - S_2))}{1 - xy}$$

Por lo tanto, la eficiencia energética de todo el sistema de almacenamiento de energía (licuefacción de aire + CES) E_E puede calcularse mediante:

$$E_E = \frac{E_D}{E_C}$$

Considerando las eficiencias de la bomba η_P , la turbina η_T y el compresor η_{COM} , se tiene el siguiente trabajo neto W'_{net} :

$$\begin{aligned} W'_{net} &= \eta_T W_{9-10} - \frac{W_{5-7}}{\eta_P} - \frac{W_{0-2}}{\eta_{COM}} \\ &= \eta_T [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P} - \frac{x(T_0(S_0 - S_2))}{\eta_{COM}} \end{aligned}$$

Como resultado de lo anterior, la densidad energética del CES E'_D se convierte en:

$$E'_D = \frac{W'_{net}}{1 - xy} = \frac{\eta_T [T_9(S_{10} - S_9) - (h_{10} - h_9)] - \frac{(h_7 - h_5)}{\eta_P} - \frac{x(T_0(S_0 - S_2))}{\eta_{COM}}}{1 - xy}$$

y E_E se convierte en:

$$E_E = \frac{E'_D}{E_C}$$

A partir del anterior análisis, puede observarse que, en comparación con el diseño de los motores de nitrógeno líquido, el consumo de combustible criogénico para este ciclo se reduce en xy pero con una penalización de trabajo por $W_{0-2} = T_0(S_0 - S_2) - (h_0 - h_2)$. Sin embargo, la salida de trabajo específico se ve mejorada debido a la disminución del consumo de combustible líquido. El trabajo necesario por el compresor debería ser comparable al producido por la turbina. En consecuencia, la eficiencia del compresor η_{COM} se convierte en un parámetro clave que determina la eficiencia global del CES. Este ciclo resulta más adecuado para producir aire líquido a través de la parte del CES del sistema de almacenamiento de energía.

Los análisis termodinámicos anteriores sobre los cuatro ciclos típicos muestran que:

- 1) La eficiencia energética y la densidad energética del CES están mejoradas en comparación con los motores de nitrógeno líquido debido al reciclaje de energía fría.
- 2) El rendimiento global del sistema de almacenamiento de energía está determinado por la eficiencia de la turbina, y la salida de trabajo específico y el consumo específico de energía de la planta de licuefacción de aire.
- 3) Las diferencias de temperatura por los intercambiadores de calor aumentará el consumo de aire líquido, disminuyendo así la eficiencia del ciclo.
- 4) La eficiencia energética y la densidad energética del CES se verán mejoradas si se utiliza el calor residual de la central eléctrica.

Los resultados también muestran que la eficiencia del CES es competitiva con respecto a otros sistemas de almacenamiento de energía. Además, el sistema puede utilizar el calor residual y producir productos del aire de ser necesario.

5 **ANÁLISIS DEL CICLO TERMODINÁMICO - CPS**

10 La figura 10a muestra los ciclos termodinámicos para un CPS según la presente invención. Hay cuatro corrientes de aire que se indican mediante las siguientes líneas: fluido de trabajo - línea 580; aire de entrada 1 - línea 585; aire de entrada 2 - línea 590; y aire de entrada 3 - línea 595. En los análisis, el aire líquido se trata como un fluido monofásico y el aire gaseoso como un gas ideal. Las pérdidas de energía en el compresor 520, la turbina 510 y la bomba 555 se representan utilizando sus eficiencias η . Para estos análisis termodinámicos, se ignoran las pérdidas por fricción y regionales debidas al flujo en tuberías, válvulas y curvas, y no se tiene en cuenta la disipación de criógeno durante el almacenamiento. La temperatura ambiente y la presión se expresan mediante T_0 y P_0 , respectivamente; la temperatura de ebullición del aire líquido se indica como T_s .

15 **1) 1-2: Proceso de bombeo del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo (aire líquido) del tanque criogénico se bombea desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_2 . El trabajo específico realizado sobre el aire líquido es:

20

$$W_{1-2} = V_l(P_2 - P_0) = \frac{(P_2 - P_0)}{\rho_l} .$$

25 El trabajo anteriormente indicado también puede expresarse mediante la diferencia de entalpía entre el estado 2 y el estado 1: $W_{1-2} = h_2 - h_1$.

30 **2) 2-2': Calentamiento isobárico del fluido de trabajo para condensar el aire de entrada 1:** el fluido de trabajo se calienta para condensar el aire de entrada a T_7 . El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{2-2'} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada 1 es: $Q_{2-2'} = h_{2'} - h_2$.

35 **3) 2'-3: Calentamiento isobárico del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo es calentado por el aire de entrada desde $T_{2'}$ hasta T_3 . El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{2'-3} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{2'-3} = h_3 - h_{2'}$. La exergía liberada en el proceso 2-3 es: $Ex_{2-3} = T_0(S_3 - S_2) - (h_3 - h_2)$.

40 **4) 3-0: Expansión isotérmica del fluido de trabajo:** el fluido de trabajo con una alta presión se expande en la turbina isotérmicamente, lo que produce trabajo para generar propulsión y electricidad. El trabajo ideal específico realizado en este proceso es: $W_{3-0} = T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)$. El calor específico absorbido del entorno en el proceso es: $Q_{3-0} = T_0(S_0 - S_3)$. Si la expansión del fluido de trabajo es adiabática, el trabajo ideal específico W_{ad} será:

45

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[\left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]$$

50 lo que significa que no hay absorción de calor, a saber: $Q_{nd} = 0$. Sin embargo, se espera que el trabajo real se encuentre en el intervalo entre W_{3-0} y W_{ad} . Suele utilizarse como índice un factor denominado isotermicidad, γ , que se define como la relación entre el trabajo real y el trabajo isotérmico:

55

$$\gamma = \frac{W_{ac}}{W_{3-0}} .$$

Por lo tanto, el trabajo real W_{ac} puede expresarse como: $W_{ac} = \gamma W_{3-0} = \gamma [T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)]$.

55 **5) 0-4: Presurización politrópica del aire de entrada 1:** el aire de entrada 1 se comprime politrópicamente desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_1 . El trabajo realizado sobre el aire por el compresor es:

60

$$W_{0-4} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right]$$

donde n es el coeficiente politrópico. El calor, Q_{0-4} , de este proceso politrópico es: $Q_{0-4} = c_n(T_4 - T_0)$ donde C_n es la relación de calor politrópico:

65

$$c_n = \frac{n-k}{n-1} C_v .$$

T_4 puede calcularse mediante:

5

$$\frac{T_4}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

10 **6) 4-5: Liberación de calor del aire de entrada 1 isobáricamente al aire de entrada 2:** el calor del aire de entrada 1 se libera al aire de entrada 2 o al agua para producir aire/agua caliente. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{4-5} = 0$. El calor liberado del aire de entrada 1 en el proceso 4-5 es: $Q_{4-5} = h_4 - h_5$.

15 **7) 5-6-7: Enfriamiento del aire de entrada 1 por el fluido de trabajo:** el aire de entrada comprimido 1 es enfriado por el fluido de trabajo isobáricamente y la energía fría dentro del fluido de trabajo se extrae al mismo tiempo. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{5-7} = 0$. El calor liberado del aire de entrada 1 en el proceso 5-6 es: $Q_{5-6} = h_5 - h_6$. El calor liberado del aire de entrada en el proceso 6-7 es: $Q_{6-7} = h_6 - h_7 = T_6(S_6 - S_7) = \lambda$. Por lo tanto, la exergía obtenida del proceso viene dada por: $Ex_{5-6-7} = T_0(S_5 - S_7) - (h_5 - h_7)$.

20 **8) 7-8-9(-1): Estrangulación del aire de entrada comprimido 1:** el aire de entrada comprimido 1 se estrangula hasta la presión atmosférica ambiental para la condensación. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{7-8} = 0$. El calor liberado del aire de entrada es cero: $Q_{7-8} = 0$.

25 **9) 9-9': Extracción de frío del aire de salida para condensar el aire de entrada:** el aire de salida (parte del aire de entrada 1 después de la estrangulación) se utiliza para condensar el aire de entrada isobáricamente. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{9-9'} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{9-9'} = h_{9'} - h_9$.

30 **10) 9'-0: Extracción de frío del aire de salida para enfriar el aire de entrada:** el aire de salida (parte del aire de entrada 1) se utiliza para enfriar el aire de entrada 1 isobáricamente. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{9'-0} = 0$. El frío específico absorbido del aire de salida por el aire de entrada 1 es: $Q_{9'-0} = h_0 - h_{9'}$. La exergía obtenida en el proceso 9-0 es: $Ex_{9-0} = T_0(S_0 - S_{9'}) - (h_0 - h_{9'})$.

35 **11) 0-10: Extracción de energía fría del fluido de trabajo por el aire de entrada 3 isobáricamente para climatización:** el frío del fluido de trabajo es extraído por el aire de entrada 3 para la producción de aire fresco que se utilizará para climatización. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{0-10} = 0$. La energía fría del fluido de trabajo en el proceso 0-10 es: $Q_{0-10} = h_0 - h_{10}$.

40 **12) 0-10-11: Extracción de energía fría del fluido de trabajo por el aire de entrada 4 isobáricamente para refrigeración:** el frío del fluido de trabajo es extraído por el aire de entrada 4 para refrigeración. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{0-11} = 0$. La energía fría del fluido de trabajo en el proceso 0-11 es: $Q_{0-11} = h_0 - h_{11}$.

45 **13) 0-12: Extracción de energía térmica del aire de entrada 1 por el aire de entrada 2/agua isobáricamente:** el calor del aire de entrada 1 es extraído por el aire de entrada 2/agua para la producción de aire/agua caliente. El trabajo realizado en este proceso es cero: $W_{0-12} = 0$. El calor liberado del aire de entrada 1 en el proceso 0-12 es: $Q_{0-12} = h_{12} - h_0$.

50 **Análisis del balance energético**

Suponiendo que, para una unidad del fluido de trabajo, la cantidad total de aire de entrada 1 es x_1 , la cantidad total de aire de entrada 2 es x_2 , la cantidad total de aire de entrada 3/4 es x_3+x_4 siendo x_3 unidades para climatización y x_4 unidades para refrigeración. En la una-unidad del fluido de trabajo, se utilizan a_1 unidades para el

55 la primera y la segunda ley de la termodinámica, pueden obtenerse los siguientes balances térmico y de exergía:

1) Balance térmico en el proceso 7-8-9(-1): Suponiendo que, para a_j unidades del fluido de trabajo, una fracción y del aire de entrada 1 se licúa, la cantidad de aire licuado en el Estado 1 será x_1y , y la cantidad de aire gaseoso en el Estado 9 será $x_1(1-y)$. Un balance térmico durante el proceso 7-8-9(-1) será: $= yh_1 + (1 - y)h_9$. A partir de las ecuaciones anteriores, la relación de la licuefacción del aire y de entrada es:

60

$$y = \frac{(h_9 - h_7)}{(h_9 - h_1)}$$

65 Por lo tanto, dado que $(h_9 - h_1) > (h_9 - h_7) > 0$ se mantiene siempre, $1 > y > 0$.

2) **Balance térmico en los procesos 6-7, 2-2' y 9-9'**: el balance térmico de 6-7, 2-2' y 9-9' puede venir dado por: $x_1 Q_{6-7} = a_1 Q_{2-2'} + x_1(1-y)Q_{9-9'}$, $x_1(h_6 - h_7) = a_1(h_{2'} - h_2) + x_1(1-y)(h_{9'} - h_9)$. x_1 puede expresarse como:

$$x_1 = \frac{a_1(h_{2'} - h_2)}{(h_6 - h_7) - (1-y)(h_{9'} - h_9)}$$

3) **Balance térmico en los procesos 5-6, 2'-3 y 9'-0**: el balance térmico de 5-6, 2'-3 y 9'-0 puede expresarse como: $x_1 Q_{5-6} \leq a_1 Q_{2'-3} + x_1(1-y)Q_{9'-0}$, $x_1(h_5 - h_6) \leq a_1(h_3 - h_2) + x_1(1-y)(h_0 - h_9)$.

4) **Balance térmico en los procesos 4-5 y 0-12**: el balance térmico en los procesos 4-5 y 0-12 puede expresarse mediante: $x_2(h_{12} - h_0) = x_1(h_5 - h_4)$. x_2 puede expresarse como:

$$x_2 = \frac{x_1(h_5 - h_4)}{(h_{12} - h_0)}$$

5) **Balance térmico en los procesos 0-10 y 2-3**: el balance térmico en los procesos 0-10 y 2-3 puede expresarse mediante: $x_3(h_0 - h_{10}) = a_2(h_3 - h_2)$. x_3 puede expresarse como:

$$x_3 = \frac{a_2(h_3 - h_2)}{(h_0 - h_{10})}$$

6) **Balance térmico en los procesos 0-11 y 2-3**: el balance térmico en los procesos 0-11 y 2-3 puede expresarse mediante: $x_4(h_0 - h_{11}) = a_3(h_3 - h_2)$. x_4 puede expresarse como:

$$x_4 = \frac{a_3(h_3 - h_2)}{(h_0 - h_{11})}$$

7) **El balance de exergía de los procesos 5-7, 2-3 y 9-0**: el balance de exergía de los procesos 5-7, 2-3 y 9-0 puede venir dado por: $x_1 [T_0(S_5 - S_7) - (h_5 - h_7)] \leq a_1 [T_0(S_3 - S_2) - (h_3 - h_2)] + x_1 [T_0(S_0 - S_9) - (h_0 - h_9)]$. $x_1 Ex_{5-7} \leq a_1 Ex_{2-3} + (1-y)Ex_{9-0}$.

8) **Conservación de masa del proceso 2-3**:

$$a_1 + a_2 + a_3 = 1$$

Análisis de la eficiencia y la densidad energética

Los siguientes análisis utilizan la eficiencia del trabajo (electricidad) definida como:

$$\eta_w = \frac{W_{output}}{W_{input}}$$

donde W_{output} y W_{input} son los trabajos totales convertidos por las energías de entrada y salida, respectivamente. Para calcular el trabajo equivalente del calor y la energía fría, se utilizan dos coeficientes de rendimiento (COP), el COP de refrigeración (ϵ) y el COP de la bomba de calor (ζ), en la conversión del calor en trabajo. En consecuencia, la salida de trabajo neto específico del ciclo es:

$$W_{output} = W_{3-0} - W_{1-2} - x_1 W_{0-4} + \frac{1}{\zeta} x_2 Q_{0-12} + \frac{1}{\epsilon_1} x_3 Q_{0-10} + \frac{1}{\epsilon_2} x_4 Q_{0-11}$$

$$= [T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)] - (h_2 - h_1) - x_1 \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right] + \frac{1}{\zeta} x_2 (h_{12} - h_0) + \frac{1}{\epsilon_1} x_3 (h_0 - h_{10}) + \frac{1}{\epsilon_2} x_4 (h_0 - h_{11})$$

Por otro lado, la productividad del aire líquido por el aire de entrada 1 es $x_1 y$. Por lo tanto, el consumo del fluido de trabajo es $(1-x_1 y)$. La densidad energética del CPS puede expresarse mediante:

$$E_D = \frac{W_{output}}{1 - x_1 y}$$

Se sabe que el trabajo específico máximo del aire líquido, W_R , es: $W_R = T_0(S_0 - S_1) - (h_0 - h_1)$. Por lo tanto, la eficiencia energética del CPS, E_E , puede calcularse mediante:

$$E_E = \frac{W_{output}}{(1 - x_1 y) W_R}.$$

Considerando las eficiencias de la bomba η_P , la turbina η_T y el compresor η_{COM} , el trabajo neto W_{output} debería ser:

$$\begin{aligned} W'_{output} &= \eta_T W_{3-0} - \frac{W_{1-2}}{\eta_P} - \frac{x_1 W_{0-4}}{\eta_{COM}} + \frac{1}{\zeta} x_2 Q_{0-12} + \frac{1}{\varepsilon_1} x_3 Q_{0-10} + \frac{1}{\varepsilon_2} x_4 Q_{0-11} \\ &= \frac{1}{\eta_T} [T_0 (S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)] - \frac{1}{\eta_P} (h_2 - h_1) - \frac{x_1}{\eta_{COM}} \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right], \\ &\quad + \frac{1}{\zeta} x_2 (h_{12} - h_0) + \frac{1}{\varepsilon_1} x_3 (h_0 - h_{10}) + \frac{1}{\varepsilon_2} x_4 (h_0 - h_{11}) \end{aligned}$$

la densidad energética del CPS, E_D , se convierte en:

$$E'_D = \frac{W'_{net}}{1 - x_1 y}$$

y E_E se convierte en:

$$E'_E = \frac{W'_{output}}{(1 - x_1 y) W_R}.$$

Basándose en el anterior análisis, puede concluirse que:

1) El trabajo específico máximo W_R proporciona el límite superior de la densidad energética del CPS. Si se utiliza la temperatura ambiente $T_0 = 300$ K, el valor es ~ 743 kJ/kg.

2) Si no hay reciclaje de energía fría, la salida de trabajo específico ideal será $W_{output} = W_{3-0} - W_{1-2}$. El valor práctico

$$W'_{output} = \eta_T W_{3-0} - \frac{W_{1-2}}{\eta_P}$$

proporciona el límite inferior del CPS. Si se utiliza la temperatura ambiente $T_0 = 300$ K y la presión de trabajo del aire líquido es de 200 bares, suponiendo que las eficiencias de la turbina y la bomba sean ambas 0,78, la salida de trabajo específico sería ~ 326 kJ/kg.

Si la presión del aire de entrada 1 es superior a ~ 38 bares, no habrá proceso de condensación isotérmica en la figura 10a. El diagrama T-S de este caso se muestra en la figura 10b. El análisis termodinámico es similar al caso de la figura 10a.

ANÁLISIS PARAMÉTRICO - CES

Se ha escrito un código computacional en el entorno Fortran 90 para simular las influencias de diversos parámetros sobre el rendimiento del sistema CES. El código está escrito para ciclos termodinámicos operados entre presiones por encima de la presión atmosférica ambiental y 3,8 MPa (véase la figura 8), que es el caso más complicado. El código puede utilizarse fácilmente para los casos de alta presión (véase la figura 9) y la condición ambiental (véanse las figuras 5 a 7). Se han considerado seis parámetros, incluidos:

- Presión del fluido de trabajo (P_2),
- Presión del aire de entrada (P_1),
- Eficiencia de la turbina (η_T),
- Eficiencia del compresor (η_{COM}),
- Eficiencia de la bomba (η_P),
- Eficiencia de la planta de licuefacción de aire (η_A).

Se han analizado los efectos de estos seis parámetros sobre cuatro eficiencias relacionadas con el rendimiento del CES. Las cuatro eficiencias que se han considerado son:

- eficiencia del ciclo ideal sin sobrecalentamiento (E_E),
- eficiencia del ciclo ideal con sobrecalentamiento (E_{Sup}),
- eficiencia del ciclo práctico sin sobrecalentamiento (E'_E)
- eficiencia del ciclo práctico con sobrecalentamiento (E'_{Sup}).

5

Presión del fluido de trabajo (P_2)

10 Las cuatro eficiencias de los ciclos termodinámicos asociados con el CES se muestran en las figuras 11 a 18 a nueve presiones diferentes del fluido de trabajo ($P_2 = 0,2$ MPa; 0,4 MPa; 1,0 MPa; 2,0 MPa; 4,0 MPa; 10 MPa; 20 MPa; 30 MPa; 40 MPa y 50 MPa) a diferentes presiones del aire de entrada (P_1). La temperatura ambiente se supone $T_0 = 300$ K, la temperatura de sobrecalentamiento se supone $T_9 = 400$ K, y las eficiencias de la turbina, el compresor y la bomba se suponen 0,88 ($\eta_T = \eta_{COM} = \eta_P = 0,88$). En esta etapa no se tienen en cuenta las diferencias de temperatura de los intercambiadores de calor. Esto se analizará más adelante.

15 A una $P_1 = 0,1$ MPa (figura 11), que representa un ciclo termodinámico a la presión atmosférica ambiental (figuras 5 a 7), las cuatro eficiencias aumentan al aumentar la presión del fluido de trabajo (P_2). Sin embargo, el aumento es significativo sólo a presiones de $P_2 < \sim 10$ MPa, por encima de la cual las curvas se estabilizan. A presiones de $P_2 > 20$ MPa las eficiencias son casi constantes. Las eficiencias máximas resultan ser $E_E = 0,507$, $E_{Sup} = 0,640$, $E'_E = 0,459$ y $E'_{Sup} = 0,569$, respectivamente.

20 A presiones de $P_1 = 0,2$ MPa-2,0 MPa (figuras 12 a 15), que representan ciclos termodinámicos a baja presión (figura 8), los resultados son similares al caso a la presión atmosférica ambiental (véase la figura 11). Es decir, las cuatro eficiencias aumentan bruscamente al aumentar P_2 hasta que P_2 alcanza los 10 MPa cuando el aumento adicional de las eficiencias es muy pequeño. Una comparación entre la figura 11 y las figuras 12 a 15 pone de manifiesto que las eficiencias a $P_1 = 0,2$ MPa-2,0 MPa son menores que aquellas a $P_1 = 0,1$ MPa.

25 A una $P_1 = 4,0$ MPa-20 MPa (figuras 16-18), que representan los ciclos termodinámicos a altas presiones (figura 9), las eficiencias del ciclo práctico sin sobrecalentamiento (E'_E) son significativamente inferiores a aquellas a $P_1 < 2,0$ MPa debido al consumo de compresión del aire de entrada. Las eficiencias del ciclo práctico con sobrecalentamiento (E'_{Sup}) son elevadas debido a que el calor del sobrecalentamiento se trata como residuo y una gran proporción del aire líquido puede ser producida por el CES.

30 A partir del anterior análisis, puede concluirse que P_2 debería ser superior a 10 MPa. Sin embargo, la selección de P_2 puede estar limitada por la viabilidad mecánica. En la actualidad, la presurización de aire a 20 MPa es una práctica muy común en las plantas de separación y licuefacción de aire, sin problemas técnicos. Según el análisis, se recomienda una $P_2 = 20$ MPa para el CES ya que las presiones superiores a 20 MPa conducen a un aumento de la eficiencia muy marginal. En consecuencia, todos los siguientes análisis se basan en una $P_2 = 20$ MPa.

Presión del aire de entrada (P_1)

40 Las eficiencias reales del CES sin y con sobrecalentamiento se representan gráficamente en las figuras 19 y 20, respectivamente, en función de la presión del aire de entrada (P_1) para la presión señalada del fluido de trabajo ($P_2 = 20$ MPa). Se consideran tres eficiencias de la turbina, el compresor y la bomba ($\eta_T = \eta_P = \eta_{COM} = 0,80, 0,84, 0,88$). A partir del examen de estas figuras puede observarse que las eficiencias reales aumentan al aumentar las eficiencias de los tres componentes (turbina, compresor y bomba) con y sin sobrecalentamiento. Sin sobrecalentamiento, la eficiencia máxima se produce a la presión atmosférica ambiental ($P_1 = 0,1$ MPa) y la eficiencia (E'_E) disminuye bruscamente al aumentar la presión del aire de entrada. Con sobrecalentamiento, la eficiencia disminuye bruscamente primero al aumentar la presión del aire de entrada (P_1) entre 0,1 MPa y 0,4 MPa. Un aumento adicional de P_1 entre 0,4 MPa y ~ 2 MPa apenas produce cambios en la eficiencia. Sin embargo, un aumento adicional de P_1 hasta ~ 4 MPa da como resultado un gran aumento de la eficiencia debido a la producción de una gran proporción de aire líquido. Un aumento adicional de P_1 más allá de 4 MPa conduce a una disminución de la eficiencia debido a un aumento del trabajo de compresión. Hay dos picos en los gráficos de eficiencia, estando los valores máximos en función de la eficiencia de los tres componentes (turbina, compresor y bomba). Para una eficiencia de los componentes de 0,88, la mejor eficiencia del CES se produce a una $P_1 = 4$ MPa. Para una eficiencia de los componentes de 0,80 y 0,84, la mejor eficiencia del CES se produce a una $P_1 = 0,1$ MPa.

55 Por lo tanto, si el sistema CES no utiliza calor residual, debe seleccionarse $P_1 = 0,1$ MPa como la presión de trabajo del aire de entrada, ya que la eficiencia es mayor y no se necesita un compresor, reduciéndose por tanto la inversión de capital y los costes de mantenimiento. Como resultado de este análisis, los siguientes análisis se llevan a cabo en las dos condiciones de presión de $P_1 = 0,1$ MPa y $P_1 = 4,0$ MPa.

Eficiencia de la turbina (η_T)

60 Como se ha mencionado anteriormente, se consideran dos conjuntos de condiciones, a saber, ($P_1 = 0,1$ MPa, $P_2 = 20$ MPa) y ($P_1 = 4,0$ MPa, $P_2 = 20$ MPa). Las eficiencias del compresor y la bomba se suponen 0,88 ($\eta_{COM} = \eta_P = 0,88$). La temperatura ambiente se supone $T_0 = 300$ K, la temperatura de sobrecalentamiento es

$T_9 = 400$ K. No se tienen en cuenta las diferencias de temperatura por los intercambiadores de calor. Se realizan simulaciones con siete eficiencias de la turbina de 0,68, 0,72, 0,76, 0,80, 0,88, 0,92, 0,96 y 1,00 y los resultados se ilustran en las figuras 21 y 22, sin y con reciclaje de calor, respectivamente. Las eficiencias del CES para ambos casos aumentan monótonamente al aumentar la eficiencia de la turbina. Sin embargo, la dependencia de la eficiencia del CES está en función de P_1 , la eficiencia de la turbina y el uso de calor residual. Un aumento de la eficiencia de la turbina de un uno por ciento conduce a un aumento de la eficiencia del CES del 0,318% para $P_1 = 0,1$ MPa sin reciclaje de calor, un aumento del 0,690% para $P_1 = 0,1$ MPa con reciclaje de calor, un aumento del 0,428% para $P_1 = 4,0$ MPa sin reciclaje de calor, y un aumento del 2,742% para $P_1 = 4,0$ MPa con reciclaje de calor.

Las figuras también muestran que la tasa de aumento de la eficiencia del CES a $P_1 = 0,1$ MPa es inferior a aquella a $P_1 = 4,0$ MPa, lo que indica que la eficiencia del ciclo a $P_1 = 4,0$ MPa depende más de la eficiencia de la turbina que la eficiencia del ciclo a $P_1 = 0,1$ MPa.

Si no hay calor residual, la eficiencia del CES a $P_1 = 0,1$ MPa es superior a aquella a $P_1 = 4,0$ MPa para una eficiencia de la turbina de 0,68 a 1,0. Esto indica que debería utilizarse una $P_1 = 0,1$ MPa para el funcionamiento del CES en ausencia de reciclaje del calor residual.

Si se utiliza el calor residual, la eficiencia del CES a $P_1 = 0,1$ MPa es inferior a aquella a $P_1 = 4,0$ MPa para una eficiencia de la turbina por encima de 0,80, pero se observa lo contrario cuando la eficiencia de la turbina es inferior a $\sim 0,8$. En consecuencia, existe necesidad de optimización.

Eficiencia del compresor (η_{COM})

El efecto de la eficiencia del compresor sobre la eficiencia del CES se ilustra en las figuras 23 y 24, sin y con reciclaje de calor, respectivamente. Se llevan a cabo simulaciones para siete eficiencias del compresor de 0,68, 0,72, 0,76, 0,80, 0,88, 0,92, 0,96 y 1,00 con las siguientes condiciones: $P_1 = 0,1$ MPa ó 4,0 MPa, $P_2 = 20$ MPa, $T_0 = 300$ K, $T_9 = 400$ K, y $\eta_T = \eta_P = 0,88$. No se tienen en cuenta las diferencias de temperatura por los intercambiadores de calor.

La eficiencia del ciclo del CES para $P_1 = 0,1$ MPa y $P_2 = 20$ MPa es constante ya que no es necesario comprimir el aire de entrada para $P_1 = 0,1$ MPa. La eficiencia del CES a $P_1 = 4,0$ MPa y $P_2 = 20$ MPa aumenta monótonamente al aumentar la eficiencia del compresor. Un aumento de la eficiencia del compresor de un uno por ciento conduce a un aumento de la eficiencia del CES del 0,717% para $P_1 = 4,0$ MPa sin reciclaje de calor, y un aumento de la eficiencia del CES del 1,056% para $P_1 = 4,0$ MPa con reciclaje de calor. Esto indica que para $P_1 = 4,0$ MPa, la eficiencia del compresor contribuye significativamente a la eficiencia del CES.

En la figura 23 puede observarse que la eficiencia del CES a $P_1 = 0,1$ MPa es muy superior a aquella a $P_1 = 4,0$ MPa cuando no hay reciclaje del calor residual. Si hay calor residual disponible, la figura 24 muestra que la eficiencia del ciclo del CES a $P_1 = 0,1$ MPa es inferior a aquella a $P_1 = 4,0$ MPa si la eficiencia del compresor es superior a 0,78, y se observa lo contrario para eficiencias del compresor inferiores a 0,78.

Eficiencia de la bomba (η_P)

Se realizan simulaciones sobre siete eficiencias de la bomba de 0,68, 0,72, 0,76, 0,80, 0,88, 0,92, 0,96 y 1,00 para $P_1 = 0,1$ MPa ó 4,0 MPa, $P_2 = 20$ MPa, $T_0 = 300$ K, $T_9 = 400$ K y $\eta_T = \eta_{COM} = 0,88$. No se tienen en cuenta las diferencias de temperatura por los intercambiadores de calor. Los resultados se ilustran en las figuras 25 y 26, sin y con reciclaje de calor, respectivamente, en las que puede observarse que las eficiencias de ambos ciclos CES aumentan monótonamente al aumentar la eficiencia de la bomba. Sin embargo, el aumento es muy pequeño; un aumento de la eficiencia de la bomba del uno por ciento sólo conduce a un aumento de la eficiencia del ciclo del CES del 0,025% para $P_1 = 0,1$ MPa sin reciclaje de calor, del 0,068% para $P_1 = 0,1$ MPa con reciclaje de calor, del 0,022% para $P_1 = 4,0$ MPa sin reciclaje de calor, y del 0,072% para $P_1 = 4,0$ MPa con reciclaje de calor.

Esto indica que la eficiencia del CES apenas depende de la eficiencia de la bomba porque el trabajo consumido por la bomba es aproximadamente un orden de magnitud inferior al de la turbina y el compresor.

Eficiencia de la planta de separación de aire (η_A)

Las figuras 27 y 28 muestran las eficiencias del CES en función del consumo energético por kilogramo de aire líquido producido. Se consideran seis niveles de consumo energético de 0,400 kWh/kg, 0,375 kWh/kg, 0,350 kWh/kg, 0,325 kWh/kg, 0,300 kWh/kg y 0,275 kWh/kg, que corresponden respectivamente a una eficiencia de la planta de separación de aire de $\eta_A = 0,516, 0,559, 0,602, 0,645, 0,688$ y $0,731$. La razón de estos niveles de consumo energético es que el actual consumo energético de la producción de aire líquido es $\sim 0,4$ kWh/kg, y se espera que disminuya a $\sim 0,28$ kWh/kg-0,3 kWh/kg para 2010 ~ 2020. Otras condiciones son $P_1 = 0,1$ MPa ó 4,0 MPa, $P_2 = 20$ MPa, $T_0 = 300$ K, $T_9 = 400$ K y $\eta_T = \eta_P = \eta_{COM} = 0,88$.

Los resultados muestran que la eficiencia del CES aumenta monótonamente con una disminución del consumo energético de la producción de criógeno. Un aumento de la eficiencia de la planta de separación de aire del

5 uno por ciento da como resultado un aumento de la eficiencia del ciclo del CES de aproximadamente un 0,972% para $P_1 = 0,1$ MPa sin reciclaje de calor, un aumento de la eficiencia del ciclo del CES de aproximadamente un 1,181% para $P_1 = 0,1$ MPa con reciclaje de calor, un aumento de la eficiencia del ciclo del CES del 0,590% para $P_1 = 4,0$ MPa sin reciclaje de calor, y un aumento de la eficiencia del ciclo del CES del 1,381% para $P_1 = 4,0$ MPa con reciclaje de calor.

En comparación con las eficiencias de la turbina, el compresor y la bomba, la eficiencia de la planta de licuefacción de aire es un factor más importante que contribuye significativamente a la eficiencia global del CES.

10 Si se redujese el consumo energético de la producción de aire líquido a $\sim 0,28$ kWh/kg, la eficiencia del CES sin reciclaje de calor residual se vería aumentada a $\sim 0,670$, y con reciclaje de calor residual a $\sim 0,951$.

15 Por consiguiente, los resultados del análisis paramétrico anterior muestran que $P_1 = 0,1$ MPa y $P_2 = 20,0$ MPa proporcionan el mejor rendimiento para casos sin reciclaje de calor residual. Los resultados también muestran que $P_1 = 4,0$ MPa y $P_2 = 20,0$ MPa podrían proporcionar un mejor rendimiento para los casos con reciclaje de calor residual de lo que podrían hacerlo $P_1 = 0,1$ MPa y $P_2 = 20,0$ MPa, dependiendo de las eficiencias de los componentes del CES. Las eficiencias de la turbina (η_T), el compresor (η_{COM}), y la planta de separación de aire (η_A) demuestran ser los parámetros más importantes en la determinación de la eficiencia global del CES, mientras que la eficiencia de la bomba (η_P) tiene muy poca influencia en el rendimiento del CES.

20 Se han incorporado dos partes de energía en la energía total posible del aire líquido: a) expansión isotérmica del gas comprimido a la presión atmosférica ambiental y b) utilización de exergía fría mediante preenfriamiento del aire de entrada para el sistema de separación y licuefacción. Para un caso simple idealizado ($P_1 = 0,1$ MPa, $P_2 = 20$ MPa, $T = 300$ K), el trabajo ideal del aire líquido podría ser ~ 740 kJ/kg, que incluye la contribución de a) 450 kJ/kg y b) 290 kJ/kg.

30 Para el trabajo de expansión del gas (450 kJ/kg), la expansión no isotérmica es inevitable. Tiene que añadirse una fuente externa de calor para mantener una alta isotermicidad. Una turbina convencional puede conseguir una eficiencia energética de hasta un 85% en condiciones optimizadas. Es evidente que podría conseguirse una eficiencia similar para las aplicaciones de turbinas propuestas. Sin embargo, debido a las muy altas presiones implicadas de ~ 200 bares, podría considerarse la expansión multietapa. La temperatura de funcionamiento cercana a la ambiental de la turbina también requiere considerar los problemas de sellado y de lubricación.

35 Para el reciclaje de la exergía fría (290 kJ/kg) la cantidad de la exergía fría que puede reciclarse depende de a) el modelo de presiones de funcionamiento, b) los modos de carga y descarga, y c) la existencia de un sistema de almacenamiento de energía fría adicional.

40 Para los modelos de presión de funcionamiento, se han identificado dos casos óptimos: I) el aire de entrada a 0,1 MPa y el fluido de trabajo a 20,0 MPa para una temperatura de funcionamiento ~ 300 K (sin añadir calor residual) y II) el aire de entrada a 0,1 MPa ó 4,0 MPa y los fluidos de trabajo a 20,0 MPa para una temperatura de funcionamiento ~ 400 K (con reciclaje de calor residual). Tómese el caso optimizado I) por ejemplo ($P_1 = 0,1$ Mpa, $P_2 = 20$ MPa y $T = 300$ K), para una compresión ideal ($dS = 0$), la temperatura del aire líquido después de comprimirlo a 20 MPa es ~ 84 K, que es la temperatura más baja que puede alcanzar el aire entrante. El proceso de licuefacción necesita eliminar ~ 230 kJ/kg (calor sensible) y otros ~ 200 kJ/kg (calor latente) a la temperatura de saturación, por ejemplo, 78 K para el aire a 1 bar. El único trabajo que puede ahorrarse mediante un intercambiador de calor es una parte del trabajo necesario para reducir la temperatura desde la ambiental hasta ~ 84 K (esto implica normalmente la estrangulación y compresión multietapa para una fábrica de licuefacción). Aproximadamente un 50% de la energía (calor latente + algo de calor sensible) para la licuefacción de aire no puede ser extraída por la energía fría del intercambiador de calor. La electricidad adicional necesaria es $\sim 0,2$ kWh/kg de aire durante las horas de descarga si se supone una tasa industrial de 0,4 kWh/kg.

50 Para el caso optimizado II) en el que se utiliza el calor residual, el análisis será el mismo que el anterior para el aire entrante a 0,1 MPa ($P_1 = 0,1$ MPa, $P_2 = 20$ MPa y $T = 400$ K), pero diferente para la presión de aire entrante a 4 MPa ($P_1 = 4$ MPa, $P_2 = 20$ MPa y $T = 400$ K).

60 Puesto que la temperatura de saturación es ~ 131 K a 4 Mpa, el aire entrante puede enfriarse directamente hasta el estado líquido mediante un intercambiador de calor, lo que significa que no se necesita electricidad adicional para fabricar aire líquido durante las horas de máxima demanda. Sin embargo, esto conlleva la penalización del trabajo de compresión necesario para que el aire alcance los 4 Mpa. Para una compresión isotérmica pura, se necesitan $\sim 0,328$ MJ/kg, $\sim 0,1$ kWh de electricidad. El aumento de temperatura también es significativo: para una compresión adiabática con una eficiencia del compresor de 0,9, el aumento de temperatura es ~ 620 K. El aumento de temperatura se reduce a 283 K y 132 K, respectivamente, para una constante variable ("poly constant") de 1,2 y 1,1. Se solicitan instalaciones de refrigeración adicionales para que el compresor consiga una compresión casi isotérmica.

La cantidad de energía fría reciclada también depende de la relación de caudales durante los periodos de carga y descarga. La aplicación de exergía fría (en el proceso de liberación de energía) se basa en la refrigeración simultánea del aire entrante (en el proceso de almacenamiento de energía) en una unidad de licuefacción. En principio, estos dos eventos no se dan al mismo tiempo. Para un sistema típico de almacenamiento de energía, la duración del proceso de liberación de energía es sólo de un par de horas en las horas de máxima demanda. Para mantener la seguridad y prolongar el tiempo de funcionamiento, una unidad de licuefacción típica funcionará a plena carga en el momento de menor demanda y seguirá funcionando a baja carga en otros momentos. Para un modelo con 8 horas de descarga y 16 horas de carga, la relación de flujo constante es ~ 2:1. Si funciona a una carga del 50% durante las horas de máxima demanda, la relación de caudales aumenta a 4:1. Por cada kilogramo de aire líquido producido en las horas de máxima demanda, sólo el calor sensible ~ 230 kJ/kg de aire puede ser enfriado por la evaporación del aire líquido para el caso de presión de funcionamiento optimizado I). Por lo tanto, no se aprovechará completamente una gran cantidad de energía fría. Cuanto menor sea la relación de descarga, mayor será la cantidad de energía fría desperdiciada. Para aprovechar completamente la energía, podría aumentarse la carga para la licuefacción, pero esto sería arriesgarse a consumir más electricidad en las horas de máxima demanda.

Como alternativa, la energía fría podría almacenarse. Durante el periodo de descarga, parte de la energía fría podría utilizarse para preenfriar el aire entrante. Al mismo tiempo, la parte adicional de la energía fría se almacenará en un sistema de almacenamiento de energía térmica (TES) que liberará frío durante los momentos de menor demanda para preenfriar el aire entrante. Esto podría maximizar las oportunidades de utilizar la energía fría. El material de almacenamiento puede incluir materiales de cambio de fase, materiales de almacenamiento criogénico, y otros. El material de almacenamiento se elige basándose en su conductividad térmica, calor específico, difusividad térmica, densidad y comportamiento cinético, etc. La tasa de absorción y liberación de calor está directamente relacionada con la eficiencia energética especialmente para los materiales de cambio de fase. El sistema de almacenamiento de energía puede estar en forma de lecho fijo, sitios geológicos adecuados, y otros. La eficiencia de almacenamiento puede verse influida por las propiedades de los materiales de almacenamiento, la temperatura y la presión de almacenamiento, y el coeficiente de transferencia de calor entre el gas y los materiales de almacenamiento.

30 ANÁLISIS PARAMÉTRICO - CPS

Se ha escrito un código computacional en el entorno Fortran 90 para simular las influencias de diversos parámetros sobre el rendimiento del sistema CPS. El código está escrito para ciclos termodinámicos operados entre presiones por encima de la presión atmosférica ambiental y 38 bares (véase la figura 10a), que también puede utilizarse para el caso de alta presión (véase la figura 10b). Se han considerado siete parámetros, incluidos:

- la presión del aire de entrada 1 (P_1),
- la temperatura ambiente (T_0),
- la eficiencia de la turbina (η_T),
- la eficiencia del compresor (η_{COM}),
- la eficiencia de la bomba (η_P),
- el coeficiente politrópico de compresión (n),
- la no isothermicidad de la expansión en la turbina.

En las simulaciones, la presión del fluido de trabajo se supone 200 bares, la temperatura del aire/agua caliente suministrada por el CPS se supone 328 K (55°C), la temperatura del aire frío para climatización suministrado por el CPS se supone 285 K (12°C), la temperatura del aire frío para refrigeración de alimentos suministrado por el CPS se supone 249 K (-24°C), el coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor (ζ) se supone 3,0, el COP del aire de enfriamiento para climatización (ϵ_1) se supone 5,0, y el COP de refrigeración (ϵ_2) se supone 3,0.

50 Presión del aire de entrada 1 (P_1)

Las eficiencias ideal y real del CPS se representan gráficamente en la figura 29 a 14 presiones diferentes del aire de entrada 1 ($P_1 = 1,0$ bares, 2,0 bares, 3,0 bares, 4,0 bares, 6,0 bares, 8,0 bares, 10 bares, 12 bares, 14 bares, 16 bares, 18 bares, 20 bares, 30 bares, 40 bares). La temperatura ambiente se supone 300 K, el coeficiente politrópico del compresor se supone 1,2 y se consideran tres eficiencias de la turbina, el compresor y la bomba ($\eta_T = \eta_P = \eta_{COM} = 0,88, 0,84, 0,80$).

Al examinar la figura 29, puede observarse que la eficiencia del CPS aumenta al aumentar las eficiencias de los tres componentes (turbina, compresor y bomba). La eficiencia aumenta primero al aumentar la presión del aire de entrada 1 y, a continuación, disminuye después de alcanzar un máximo. La eficiencia máxima resulta ser 0,793, 0,679, 0,646, 0,613 cuando $\eta_{COM} = 1$ (ideal), 0,88, 0,84 y 0,80, respectivamente. Para un caso ideal, la eficiencia máxima del CPS se da a $P_1 = \sim 14$ bares. La presión óptima del aire de entrada 1 a la que se da el máximo disminuye al disminuir la eficiencia de los componentes, a saber, $P_1 = 8$ bares para 0,88, ~ 6 bares para 0,84 y 0,80.

Una alta presión del aire de entrada 1 puede producir una gran proporción de aire líquido y, por lo tanto, un aumento adicional de la eficiencia del CPS. Sin embargo, una alta presión del aire de entrada 1 también consume más trabajo de compresión. Por lo tanto, debería seleccionarse una presión óptima del aire de entrada 1 para el mejor rendimiento del CPS. Dado que la presión óptima no es significativamente diferente para las tres eficiencias realistas de 0,88, 0,84 y 0,80, la presión del aire de entrada 1 se selecciona como 8 bares, y los siguientes cálculos se basan en esta presión. A $P_1 = 8$ bares, $P_2 = 200$ bares, $\eta_T = \eta_P = \eta_{COM} = 0,88$, la eficiencia energética máxima del CPS es del 67,7%, y los rendimientos específicos del trabajo, calor y frío del CPS son 401,9 kJ/kg, 29,4 kJ/kg, 342,8 kJ/kg, respectivamente. Puede observarse que la cantidad de frío producido por el CPS es muy grande. Por lo tanto, el CPS es especialmente adecuado para la refrigeración de embarcaciones.

Temperatura ambiente (T_0)

La figura 30 muestra la influencia de la temperatura ambiente sobre la eficiencia del CPS a $P_1 = 8$ bares y $P_2 = 200$ bares para cinco temperaturas ambiente de 270 K, 280 K, 290 K, 300 K y 310 K, siendo $n = 1,2$ y $\eta_T = \eta_P = \eta_{COM} = 0,88$. Cuando la temperatura ambiente es 270 K, 280 K ó 290 K, no se considera necesario representar el aire fresco para climatización. Es evidente que la eficiencia del CPS aumenta monótonamente al aumentar la temperatura ambiente. Cuando la temperatura ambiente aumenta de 270 K a 310 K, la eficiencia del CPS se ve incrementada en un 14,9%. Debido a la utilización de energía fría para climatización a temperaturas superiores a 290 K, hay un fuerte aumento de la eficiencia de 290 K a 300 K. Por lo tanto, se concluye que el CPS se comporta mejor en lugares con una temperatura ambiente elevada, tal como las regiones tropicales.

Eficiencia de la turbina (η_T)

La figura 31 muestra la influencia de la eficiencia de la turbina sobre la eficiencia global del CPS para siete valores de $\eta_T = 0,68, 0,72, 0,76, 0,80, 0,88, 0,92, 0,96$ y 1,00, siendo $\eta_{COM} = \eta_P = 0,88$, $n = 1,2$, $T_0 = 300$ K, $P_2 = 200$ bares, y $P_1 = 8$ bares. La eficiencia del CPS aumenta casi linealmente al aumentar la eficiencia de la turbina. Un aumento de la eficiencia de la turbina del 1% conduce a un aumento de la eficiencia del CPS del 0,738%. Por consiguiente, la eficiencia de la turbina es un parámetro clave para la eficiencia del CPS.

Eficiencia del compresor (η_{COM})

En la figura 32 se ilustra el efecto de la eficiencia del compresor sobre la eficiencia del CPS. Se llevan a cabo simulaciones para siete eficiencias del compresor de 0,68, 0,72, 0,76, 0,80, 0,88, 0,92, 0,96 y 1,00, siendo $P_1 = 8$ bares, $P_2 = 200$ bares, $T_0 = 300$ K, $\eta_T = \eta_P = 0,88$ y $n = 1,2$. La eficiencia del CES aumenta monótonamente al aumentar la eficiencia del compresor. Un aumento de la eficiencia del compresor del 1% conduce a un aumento de la eficiencia del CPS del 0,09%. Por lo tanto, la eficiencia del compresor no contribuye significativamente a la eficiencia del CPS. Esto se debe a que la cantidad de trabajo consumido por el compresor es pequeña debido a la presión de trabajo relativamente baja del aire de entrada 1 en comparación con la del fluido de trabajo, y el caudal relativamente bajo del aire de entrada 1 en comparación con el del fluido de trabajo debido a que una parte considerable de la energía fría del fluido de trabajo se utiliza para proporcionar aire frío para climatización y refrigeración.

Eficiencia de la bomba (η_P)

En la figura 33 se ilustra el efecto de la eficiencia de la bomba sobre la eficiencia del CPS. Se realizan simulaciones sobre siete eficiencias de la bomba de 0,68, 0,72, 0,76, 0,80, 0,88, 0,92, 0,96 y 1,00 para $P_1 = 1$ bar, $P_2 = 200$ bares, $T_0 = 300$ K, $\eta_T = \eta_{COM} = 0,88$ y $n = 1,2$. La eficiencia del CPS aumenta monótonamente al aumentar la eficiencia de la bomba. Sin embargo, la tasa de aumento es muy pequeña; un aumento de la eficiencia de la bomba del 1% sólo conduce a un aumento de la eficiencia del CPS del 0,0625%. Por lo tanto, la eficiencia del CES depende escasamente de la eficiencia de la bomba.

Coefficiente politrópico de compresión (n)

Se realizan simulaciones sobre siete coeficientes politrópicos de 1,05, 1,10, 1,15, 1,20, 1,25, 1,30 y 1,35 para $P_1 = 1$ bar, $P_2 = 200$ bares, $T_0 = 300$ K, $\eta_T = \eta_{COM} = \eta_P = 0,88$. Los resultados se muestran en la figura 34, en la que puede observarse que la eficiencia del CPS cambia poco al aumentar el coeficiente politrópico. Esto se debe a que la cantidad de trabajo consumida por el compresor es pequeña, y el calor de compresión es reciclado por el aire de entrada 2.

Isotermicidad de la expansión (γ)

Se simulan cinco valores de la isotermicidad del proceso de expansión en la turbina de 0,80, 0,85, 0,90, 0,95, 1,0 para $P_1 = 1$ bar, $P_2 = 200$ bares, $T_0 = 300$ K, $\eta_T = \eta_{COM} = \eta_P = 0,88$, y los resultados se muestran en la figura 35. La eficiencia del CPS aumenta casi linealmente al aumentar la isotermicidad. Un aumento de la isotermicidad del 1% da un aumento de la eficiencia del CPS del 0,72%. Por lo tanto, la isotermicidad de la expansión es un parámetro clave para la eficiencia del CPS.

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR - CES

5 Los intercambiadores de calor son componentes cruciales del CES. Los intercambiadores de calor son de uso generalizado en las industrias criogénicas y de licuefacción de aire, lo que ha llevado a establecer una base tecnológica considerable. En general, en el diseño de un intercambiador de calor se consideran los siguientes factores:

- 10 (1) requisito de transferencia de calor
 (2) diferencias de temperatura o eficiencia del intercambiador
 (3) dimensiones del espacio disponible
 (4) necesidad de baja capacidad calorífica
 (5) coste
 15 (6) importancia de la caída de presión
 (7) presión de funcionamiento.

20 En el siguiente análisis, se centra la atención en la evaluación de los requisitos de transferencia de calor, el tipo y el tamaño de los intercambiadores, y las influencias de diversos factores sobre el rendimiento de los intercambiadores de calor. Se establecen los siguientes supuestos:

- (1) equilibrio termodinámico entre las fases fluidas
 (2) distribución uniforme del flujo dentro del intercambiador de calor
 (3) flujo turbulento totalmente desarrollado
 25 (4) pared de la carcasa adiabática
 (5) ausencia de conducción axial
 (6) no hay radiación entre los fluidos caliente y frío
 (7) coeficiente global de transferencia de calor constante.

30 Considerando un intercambiador de calor que intercambia una cantidad de calor, Q, entre un fluido caliente y uno frío, el volumen de los intercambiadores de calor puede evaluarse mediante:

$$V = \frac{S}{g} = \frac{Q}{gq} = \frac{Q}{g\bar{U}\Delta T}$$

35 donde V representa el volumen del intercambiador de calor, S es el área de transferencia de calor, g es la relación de compacidad de los intercambiadores de calor definida como

$$g = \frac{S}{V},$$

40 q es el flujo de calor, U es el coeficiente global de transferencia de calor medio, y ΔT es la diferencia media de temperatura entre los fluidos caliente y frío. Considerando una configuración de carcasa y tubos, el coeficiente global de transferencia de calor U puede obtenerse mediante:

45
$$\frac{1}{\bar{U}} = \frac{1}{U_i} + \frac{1}{U_w} + \frac{1}{U_o}$$

donde U_i es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido del lado del tubo y la pared del tubo, U_o es aquella entre el fluido de lado de la carcasa y la pared del tubo, y U_w representa la conductividad térmica por la pared del tubo expresada mediante:

50
$$U_w = \frac{\lambda}{\delta}$$

siendo λ, δ respectivamente la conductividad térmica de la pared y el espesor de la pared. Existe gran cantidad de bibliografía sobre los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor U_i y U_o. Para un flujo turbulento en un tubo cilíndrico liso, el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido del lado del tubo y la pared del tubo viene dado aproximadamente por Nu = 0,023 Re^{0.8}Pr^{0.4} donde Nu es el número de Nusselt definido como

55
$$Nu = \frac{UD}{\lambda},$$

60 Re es el número de Reynolds definido como

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu},$$

65

y Pr es el número de Prandtl proporcionado mediante

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha},$$

donde ρ es la densidad del fluido, D es el diámetro del tubo, ν es la viscosidad cinemática del fluido, α es la difusividad térmica del fluido y μ es la viscosidad dinámica del fluido. Para la caída de presión de un fluido Newtoniano en un tubo cilíndrico liso, la caída de presión por fricción puede calcularse mediante

$$\Delta p = \frac{2f\rho u^2 L}{D}$$

donde f es el factor de fricción, u es el caudal, L es la longitud del tubo. Para un flujo turbulento en los tubos, se utiliza generalmente la ecuación de Blasius para la estimación de f en un amplio intervalo del número de Reynolds:

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}}.$$

Es probable que el flujo en los intercambiadores de calor en el CES de la presente invención sea en la región de dos fases para el que un análisis completo de la caída de presión requiere una descripción tridimensional del flujo y transferencia de calor que implica cambios de fase. Un enfoque técnico es calcular en primer lugar la presión con un modelo homogéneo y, a continuación, utilizar un factor de seguridad de 3~5 en el diseño de los intercambiadores de calor.

Requisito de transferencia de calor

El sistema CES podría tener hasta cuatro intercambiadores de calor:

- (1) intercambiador de calor 1 (350): para que el aire de entrada extraiga frío del fluido de trabajo (y absorba calor del aire ambiente)
- (2) intercambiador de calor 2 (340): para que el calor residual sobrecaliente el fluido de trabajo
- (3) intercambiador de calor 3: para que la turbina absorba calor de la atmósfera
- (4) intercambiador de calor 4: para que el compresor asegure un funcionamiento isotérmico.

Los requisitos de transferencia de calor específico para los cuatro intercambiadores de calor son, respectivamente:

Intercambiador de calor 1 $Q_1 = h_8 - h_7$

Intercambiador de calor 2 $Q_2 = h_9 - h_8$

Intercambiador de calor 3 $Q_3 = T_9(S_{10} - S_9)$

Intercambiador de calor 4 $Q_4 = T_0(S_0 - S_2)$

Utilizando las cuatro ecuaciones anteriores, se obtienen los requisitos de transferencia de calor específico en diferentes condiciones y se ilustran en la Tabla 1, donde la temperatura ambiente es 300 K y la temperatura de sobrecalentamiento es 400 K.

En la tabla 1 puede observarse que para $P_1 = 0,1$ MPa, puesto que no se necesita un compresor, Q_4 es cero. Si no hay sobrecalentamiento, Q_2 es a cero. Por lo tanto, la cantidad total de requisito de transferencia de calor específico para un ciclo simple sin sobrecalentamiento a $P_1 = 0,1$ MPa es 858,6 kJ/kg. El requisito de transferencia de calor específico máximo es 1.308,2 kJ/kg, lo que corresponde al ciclo con sobrecalentamiento a $P_1 = 4,0$ MPa. En las siguientes secciones, los análisis se basarán en los dos conjuntos anteriores de requisitos de transferencia de calor.

Tabla 1. Requisitos de transferencia de calor específico en diferentes condiciones

P2 (MPa)	P1 (MPa)	Sobrecalentamiento	Q ₁ (kJ/kg)	Q ₂ (kJ/kg)	Q ₃ (kJ/kg)	Q ₄ (kJ/kg)
20,0	0,1	No	368,9	0,0	489,7	0,0
20,0	0,1	Sí	368,9	119,8	630,8	0,0
20,0	4,0	No	310,3	0,0	489,7	247,3
20,0	4,0	Sí	310,3	119,8	630,8	247,3

Diseño preliminar del intercambiador de calor

Como se ha mencionado anteriormente, existe una base tecnológica considerable para los intercambiadores de calor y se dispone de gran cantidad de tipos de intercambiadores de calor para las industrias criogénica y de separación y licuefacción de aire. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, y los de placas y aletas se encuentran entre los de uso más generalizado. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos se utilizan comúnmente a temperaturas relativamente altas. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos tienen un alto coeficiente de transferencia que va desde $\sim 300 \text{ W/m}^2\text{K}$ hasta $\sim 3.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ cuando la fase fluida en el lado de la carcasa y en el lado del tubo es líquida. Una técnica común para mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos es laminar las aletas helicoidalmente alrededor del tubo, formando así un intercambiador de calor de tubos y aletas con el fin de aumentar la relación de compacidad y el coeficiente de transferencia de calor. Esto es especialmente eficaz cuando el fluido se encuentra en estado gaseoso en uno o ambos lados del intercambiador de calor. Además, la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es relativamente alta ($\sim 15 \text{ K}$), lo que conduce a una eficiencia relativamente baja.

Los intercambiadores de calor de placas y aletas tienen la ventaja de un alto grado de compacidad, y una baja diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío. Este tipo de intercambiador de calor puede estar hecho de aleación de aluminio, por lo que el coste de inversión es relativamente bajo. Los intercambiadores de calor de placas y aletas son adecuados para utilizarse en el campo criogénico porque la innata flexibilidad de este tipo de intercambiador de calor permite utilizar múltiples fluidos en la misma unidad. Los intercambiadores de calor de placas y aletas comprenden placas planas de aleación de aluminio separadas por aletas corrugadas. Las aletas se sueldan sobre la placa por medio de una delgada lámina de la misma aleación que la placa con silicio añadido para que la lámina funda a bajas temperaturas y unir así las aletas a la placa. Generalmente se prefiere el aluminio por razones económicas, pero el cobre también es aceptable. Debido a la gran relación de compacidad de $\sim 250 \text{ m}^2/\text{m}^3$ $\sim 5.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$, los intercambiadores de calor de placas y aletas son los intercambiadores de calor de uso más generalizado en la industria de separación y licuefacción de aire, con un coeficiente de transferencia de calor típico de $\sim 30 \text{ W/m}^2\text{K}$ $\sim 500 \text{ W/m}^2\text{K}$ y una diferencia de temperatura de hasta $\sim 2 \text{ K}$ $\sim 6 \text{ K}$ entre los fluidos caliente y frío.

Otros tipos de los intercambiadores de calor que podrían utilizarse incluyen regeneradores, intercambiadores de calor de tubos en espiral, intercambiadores de calor de tubos múltiples e intercambiadores de calor de tubos coaxiales.

La siguiente es una estimación del tamaño de los intercambiadores de calor basándose en el rendimiento de los de tipo de placas y aletas. El coeficiente global de transferencia de calor medio \bar{U} se supone $100 \text{ W/m}^2\text{K}$; la diferencia de temperatura media entre los fluidos caliente y frío, ΔT , se supone 2 K ; la relación de compacidad, \mathcal{V} , se supone $1.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$. La compacidad podría ser mucho mayor, por lo que la estimación está en el lado conservador. Los requisitos de transferencia de calor máximos, H_R , con y sin sobrecalentamiento se proporcionan, respectivamente, como $858,6 \text{ kJ/kg}$ y $1.308,2 \text{ kJ/kg}$ en base al cálculo anterior. Se consideran en la estimación dos casos del CES con volúmenes de almacenamiento de electricidad (E_V) de 1 MWh y 500 MWh . El tiempo de funcionamiento (O_T) del CES se supone 8 horas. Esto es según el funcionamiento en horas de máxima demanda. Podrían utilizarse diferentes ciclos de servicio y no debería repercutir mucho en la eficiencia.

Para el Caso 1 del CES con el volumen de almacenamiento de 1 MWh , el requisito de transferencia de calor sin sobrecalentamiento viene dado por:

$$Q = \frac{E_V H_R}{O_T E_D} = 0,149 \text{ MW}$$

donde E_D es la densidad energética del aire líquido (kJ/kg). El tamaño total de los intercambiadores de transferencia de calor puede calcularse mediante:

$$V = \frac{Q}{\mathcal{V} \bar{U} \Delta T} = 0,745 \text{ m}^3.$$

Para el Caso 1 con sobrecalentamiento, el requisito de transferencia de calor será:

$$Q = \frac{E_V H_R}{O_T E_D} = 0,186 \text{ MW}.$$

El tamaño total de los intercambiadores de transferencia de calor será:

$$V = \frac{Q}{\mathcal{V} \bar{U} \Delta T} = 0,929 \text{ m}^3.$$

Para el Caso 2 del CES con un volumen de almacenamiento de 500 MWh, el requisito de transferencia de calor sin sobrecalentamiento es:

5

$$Q = \frac{E_V H_R}{O_T E_D} = 74,5 MW .$$

El tamaño total de los intercambiadores de calor será:

10

$$V = \frac{Q}{9U\Delta T} = 372,5 m^3 .$$

Si se supone que el intercambiador de calor tiene forma cúbica, la longitud de cada lado será 7,19 m. Si se da un factor de seguridad de 4, la longitud de cada lado será 11,41 m.

15

Para el Caso 2 del CES con el volumen de almacenamiento de 500 MWh con sobrecalentamiento, el requisito de transferencia de calor será:

20

$$Q = \frac{E_V H_R}{O_T E_D} = 93,0 MW .$$

El tamaño total de los intercambiadores de calor será:

25

$$V = \frac{Q}{9U\Delta T} = 464,5 m^3 .$$

Si se supone una forma cúbica, la longitud de cada lado del intercambiador de calor será 7,74 m. Si se da un factor de seguridad de 4, la longitud de cada lado será 12,29 m.

30

Se ha descrito que la caída de presión viscosa del nitrógeno líquido es de aproximadamente 0,05 MPa y que la caída de presión del aire de entrada es de aproximadamente 400 Pa. Si se utiliza un factor de seguridad de 4, la caída de presión del aire líquido sería de aproximadamente 0,2 MPa que es aproximadamente un 1,0% de la presión de bombeo total, y la caída de presión del aire de entrada sería 1.600 Pa que es pequeña en comparación con la relación de compresión.

35

Influencia de la diferencia de temperatura por el intercambiador de calor

Las figuras 36 y 37 muestran las eficiencias de un CES en función de las diferencias de temperatura entre los fluidos caliente y frío en los intercambiadores de calor para los casos con y sin sobrecalentamiento, respectivamente. Se simulan seis valores de la temperatura, 0 K, 2 K, 4 K, 6 K, 8 K, 10 K. La eficiencia del CES disminuye monótonamente con un aumento de la diferencia de temperatura. Cuando la diferencia de temperatura aumenta en 1 K, la eficiencia del CES disminuye aproximadamente un 0,37% para $P_1 = 0,1$ MPa sin reciclaje de calor, aproximadamente un 0,25% para $P_1 = 0,1$ MPa con reciclaje de calor, aproximadamente un 0,36% para $P_1 = 4,0$ MPa sin reciclaje de calor, y aproximadamente un 1,33% para $P_1 = 4,0$ MPa con reciclaje de calor, respectivamente. Por lo tanto, la diferencia de temperatura de los fluidos caliente y frío en los intercambiadores de calor desempeña un papel bastante importante en el rendimiento global del CES.

40

45

La influencia de la temperatura del calor residual utilizado para el sobrecalentamiento sobre la eficiencia del CES para $P_1 = 0,1$ MPa y $P_1 = 4,0$ MPa se ilustra en la figura 38. Se simulan cinco valores de la temperatura, 400 K, 450 K, 500 K, 550 K, 600 K. La selección de los valores de la temperatura se realiza en base al calor residual disponible de diferentes tipos de centrales eléctricas. Por ejemplo, la temperatura del gas de combustión de una central eléctrica de turbina de gas es ~ 800 K, la temperatura del gas de combustión de una central eléctrica de turbina de vapor es ~ 400 K~500 K, la temperatura del calor residual procedente de una central eléctrica nuclear es ~ 550 K, la temperatura del calor residual procedente de un horno de cemento es ~ 700 K, y la temperatura geotérmica es ~ 350 K~500 K.

50

55

La eficiencia del CES aumenta monótonamente con un aumento de la temperatura del gas de combustión que contiene el calor residual. Si la temperatura del calor residual aumenta de 400 K a 600 K, la eficiencia del CES aumenta de 0,558 a 0,749 para $P_1 = 0,1$ MPa, y de 0,654 a 1,714 para $P_1 = 4,0$ MPa.

60

Por lo tanto, hacer el mejor uso del calor residual es una forma muy eficaz de mejorar el rendimiento del CES. Adviértase que el calor residual no se contabiliza como energía de entrada, por lo tanto la eficiencia puede ser superior al 100%. Además, el calor residual puede proceder de fuentes geotérmicas, de hornos de cemento, o de otras fuentes industriales.

65

La figura 39 muestra la influencia de la temperatura ambiente sobre la eficiencia del CES para $P_1 = 0,1$ MPa y $P_1 = 4,0$ MPa. Se simulan temperaturas ambiente de 270 K, 280 K, 290 K, 300 K y 310 K. Las eficiencias del ciclo ideal para $P_1 = 0,1$ MPa, el ciclo práctico para $P_1 = 0,1$ MPa, el ciclo ideal para $P_1 = 4,0$ MPa, y el ciclo práctico para $P_1 = 4,0$ MPa aumentan casi linealmente al aumentar la temperatura ambiente. Cuando la temperatura ambiente aumenta de 270 K a 310 K, las eficiencias de los ciclos anteriormente mencionados aumentan un 9,7%, 9,1%, 10,2% y 5,5%, respectivamente. Por lo tanto, se concluye que el CES se comporta mejor en lugares con una temperatura ambiente elevada, tal como las regiones tropicales.

Disipación de calor del tanque criogénico

La disipación de calor (fuga) del depósito criogénico es de aproximadamente un 1% al día en un Dewar aislado a presión atmosférica ambiental. Si se hace un mayor esfuerzo o se utiliza la disipación de energía fría, la pérdida de eficiencia del CES debida a la disipación (fuga) puede ser inferior a un 1% al día. Esto es importante cuando se considera la duración del ciclo de almacenamiento de energía del CES, es decir, el aire líquido debe ser utilizado dentro de un determinado periodo de tiempo a fin de garantizar la eficiencia global.

La Tabla 2 muestra el proceso para calcular la eficiencia del CES para varios ciclos termodinámicos.

Tabla 2

	Ciclo 3	Ciclo4	Ciclo 5	Ciclo 6	Ciclo 7	Ciclo 8	Ciclo 9
Presión del aire líquido (MPa)	20	20	20	20	20	20	20
Presión del aire de entrada (MPa)	4,0	4,0	4,0	4,0	0,1	0,1	0,1
Temperatura del fluido de trabajo en la turbina (K)	400	400	400	400	400	300	300
Relación entre el aire de entrada y el fluido (x) (kg/kg)	0,780	0,780	0,810	0,810	1,69	1,69	1,69
Relación entre el aire líquido producido a partir del aire de entrada y el fluido de trabajo (xy) (Kg/kg)	0,730	0,730	0,724	0,724	0	0	0
Diferencias de temperatura del intercambiador de calor (K)	0	0	5	5	5	5	5
Eficiencia de la turbina	100%	88,0%	100%	88,0%	88,0%	88,0%	88,0%
Reducción de la eficiencia de la turbina debido a la no isotermicidad	0	0	0	0	15,0%	15,0%	15,0%
Eficiencia de la bomba	100%	88,0%	100%	88,0%	88,0%	88,0%	88,0%
Eficiencia del compresor	100%	88,0%	100%	88,0%	88,0%	88,0%	88,0%
Reducción de la eficiencia del compresor debido a la no isotermicidad	0	0	0	0	15,0%	15,0%	15,0%
Trabajo de expansión (kJ/kg)	615,2	541,4	607,5	534,6	455,6	335,3	335,3
Trabajo de compresión (sólo se comprimen x kg de aire de entrada) (kJ)	247,2	280,9	256,7	291,7	0	0	0
Trabajo de bombeo (kJ/kg)	22,4	25,5	22,4	25,5	25,5	25,5	25,5
Reciclaje de energía fría (kJ/kg)	0	0	0	0	267,2	267,2	267,2
Trabajo neto (sólo se utilizan (1-xy) kg de fluido de trabajo en un solo ciclo) (kJ)	345,6	235,0	328,4	217,4	697,3	577,0	577,0
Caudal neto del aire líquido (basándose en 1 kg de fluido de trabajo) (kg)	0,270	0,270	0,276	0,276	1,0	1,0	1,0
Densidad energética (E_D) (kJ/kg)	1280,0	870,3	1189,9	787,7	697,3	577,0	577,0
Energía consumida por la licuefacción de aire (E_C) (kJ/kg)	1.440	1.440	1.440	1.440	1.440	1.440	1.080
Eficiencia del CES (E_D/E_C)	88,9%	60,9%	82,7%	54,7%	48,4%	40,1%	53,4%
Cantidad total de exergía (E_i) (kJ/kg)	743	743	743	743	743	743	743
Eficiencia del ciclo (E_D/E_i) (el calor residual no se incluye como energía de entrada)	172,3%	117,1%	160,1%	106,0%	93,8%	77,7%	77,7%

ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR – CPS

5 Los intercambiadores de calor desempeñan un papel crucial en el CPS. La transferencia de flujo y de calor en los intercambiadores de calor del CPS implica fenómenos tridimensionales, viscosos, turbulentos y de dos fases. En este análisis, se hacen las siguientes suposiciones:

- 10 (1) equilibrio termodinámico entre las fases fluidas
- (2) distribución uniforme del flujo dentro del intercambiador de calor
- (3) flujo turbulento totalmente desarrollado
- (4) pared de la carcasa adiabática
- (5) ausencia de conducción axial
- 15 (6) no hay transferencia de calor por radiación entre los fluidos caliente y frío
- (7) coeficiente global de transferencia de calor constante.

Requisito de transferencia de calor

20 El sistema CPS principal tiene cuatro intercambiadores de calor y la turbina utiliza un intercambiador de calor adicional para la expansión isotérmica (véase la figura 4):

- 25 (1) intercambiador de calor 1 (540): para que el aire de entrada 1 extraiga frío del fluido de trabajo para condensar el aire de entrada 1
- (2) intercambiador de calor 2 (535): para que el aire de entrada 1 y 4 extraiga frío del fluido de trabajo
- (3) intercambiador de calor 3 (530): para que el aire de entrada 1, 3 y 4 extraiga frío del fluido de trabajo
- (4) intercambiador de calor 4 (525): para que el aire de entrada 1 y 2 absorba calor de compresión
- (5) intercambiador de calor 5: para que la turbina absorba calor de la atmósfera.

30 Los requisitos de transferencia de calor específico para los cinco intercambiadores de calor son, respectivamente:

Intercambiador de calor 1 $Q_1 = x_1(h_6 - h_7)$

35 Intercambiador de calor 2 $Q_2 = x_1(h_{5'} - h_6) + x_4(h_{10} - h_{11})$

Intercambiador de calor 3 $Q_3 = x_1(h_5 - h_{5'}) + x_3(h_0 - h_{10}) + x_4(h_0 - h_{10})$

40 Intercambiador de calor 4 $Q_4 = x_1(h_4 - h_5)$

45 Intercambiador de calor 5 $Q_5 = T_0(S_0 - S_3)$

50 Utilizando las ecuaciones anteriores, los requisitos de transferencia de calor específico para Q_1 a Q_5 son 47,9 kJ/kg, 165,9 kJ/kg, 225,4 kJ/kg, 57,8 kJ/kg y 597,7 kJ/kg, respectivamente, donde la temperatura ambiente es 300 K. Por lo tanto, el requisito de transferencia de calor específico máximo de todo el sistema CPS es 1.102,0 kJ/kg. En las siguientes secciones, los análisis se basarán en este valor de requisitos de transferencia de calor.

Diseño preliminar del intercambiador de calor

55 La siguiente es una estimación del tamaño de los intercambiadores de calor basándose en el rendimiento de los de tipo de placas y aletas. El coeficiente global de transferencia de calor medio \bar{U} se supone 100 W/m²K; la diferencia de temperatura media entre los fluidos caliente y frío, ΔT_m , se supone 2 K; la relación de compacidad, \mathcal{G} , se supone 1.000 m²/m³. La compacidad podría ser mucho mayor, por lo que la estimación está en el lado conservador. Los requisitos de transferencia de calor máximos, H_R , se proporcionan como 1.102,0 kJ/kg en base al cálculo anterior. Para un CPS con una salida de trabajo de 1 kW, el requisito de transferencia de calor viene dado por:

$$Q = \frac{1 \cdot H_R}{W_R \cdot E_E} = 2,184 kW$$

65 donde W_R y E_E son el trabajo específico máximo del aire líquido y la eficiencia energética del CPS, respectivamente.

El tamaño del intercambiador de calor para una salida de trabajo de 1 kW puede calcularse mediante:

$$V = \frac{Q}{\rho U \Delta T} = 0,011 m^3.$$

5 Si se da un factor de seguridad de 4, el tamaño del intercambiador de calor para una unidad de salida de trabajo sería 0,044 m³.

10 Se ha descrito que la caída de presión viscosa del nitrógeno líquido es aproximadamente 0,5 bares y la caída de presión del aire de entrada era de aproximadamente 400 Pa. Si se utiliza un factor de seguridad de 4, la caída de presión del aire líquido sería de aproximadamente 2 bares, que es aproximadamente un 1,0% de la presión de bombeo total (200 bares), y la caída de presión del aire de entrada sería 1.600 Pa (0,016 bares), que es muy pequeña en comparación con la relación de compresión (~ 0,2% de 8 bares).

15 **Influencia de la diferencia de temperatura por el intercambiador de calor**

La figura 40 muestra la eficiencia de un CPS en función de la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío en los intercambiadores de calor. Se simulan seis valores de la temperatura, 0 K, 2 K, 4 K, 6 K, 8 K, 10 K. La eficiencia del CES disminuye monótonamente con un aumento de la diferencia de temperatura. Cuando la diferencia de temperatura aumenta en 1 K, la eficiencia del CES disminuye aproximadamente un 0,4%. Por lo tanto, la diferencia de temperatura de los fluidos caliente y frío en los intercambiadores de calor desempeña un papel bastante importante en el rendimiento global del CPS.

20 **Disipación de calor del tanque criogénico**

25 La tasa de disipación de calor (fuga) del tanque criogénico es de aproximadamente un 1% al día en un Dewar aislado a la presión atmosférica ambiental. Si se hace un mayor esfuerzo o se utiliza la disipación de energía fría, por ejemplo para climatización, la pérdida de eficiencia del CPS debida a la disipación (fuga) puede ser inferior a un 1% al día. En la figura 41 se muestra la eficiencia de la disipación de calor en función del tiempo para cuatro tasas de disipación del 1%, 0,75%, 0,50%, 0,25% al día. La eficiencia de la disipación de calor E_{dis} se define como

$$E_{dis} = \frac{M_{ideal}}{M_{ac}}$$

30 donde M_{ideal} se refiere a la cantidad total de masa de aire líquido sin disipación, y M_{ac} es la cantidad total real de la masa de aire líquido con la disipación. Puede observarse que la eficiencia de la disipación de calor disminuye al aumentar el tiempo y la tasa de disipación. Esto indica que el funcionamiento del CPS debe estar dentro de un determinado periodo de tiempo con el fin de garantizar una buena eficiencia global. Es esencial para reducir la disipación de calor especialmente para un viaje largo. Para una tasa de disipación de aproximadamente un 0,5% al día, la pérdida total durante un periodo de 30 días es ~ 7,5%.

35 **EJEMPLO DE UN SISTEMA CES A ESCALA DE LABORATORIO**

40 En la figura 42 se ilustra esquemáticamente un sistema CES a escala de laboratorio ejemplar con una capacidad de 100 kWh. Esto representa un sistema a una escala mucho menor que el tamaño probable de las unidades comerciales y está diseñado para ensayar los parámetros de funcionamiento y optimizar el rendimiento del sistema. Un sistema CES a tamaño real puede contener componentes adicionales que no están incluidos en el sistema a escala de laboratorio. El sistema tiene una potencia de salida de 12,5 kW y un tiempo de descarga de 8 horas. La potencia de salida también podría ser adecuada para las necesidades de energía de múltiples hogares en una configuración de microgeneración. Se elige el tiempo de descarga de 8 horas (100 kWh almacenados) porque es casi la duración de descarga máxima necesaria para las aplicaciones de almacenamiento de energía sugeridas por organismos tales como los laboratorios Sandia.

45 El sistema experimental consiste en 8 componentes principales, un tanque criogénico 600, una bomba 610, un intercambiador de calor 620, una turbina 630, una caja de transmisión 640, un soplante 650, un secador 660 y una válvula de tres vías 670. El sistema funciona de la siguiente manera:

- 50
- 1) Se suministra aire líquido (fluido de trabajo) procedente de una planta criogénica o de un depósito de almacenamiento al tanque criogénico 600.
 - 60 2) El fluido de trabajo se bombea y se calienta antes de entrar en la turbina 630, donde se expande para producir energía para accionar el soplante 650. El soplante 650 tiene dos funciones, una es proporcionar el aire de entrada para recuperar la energía fría a través del intercambiador de calor 620, y la otra es proporcionar una carga a la turbina 630 (que hace de generador).
 - 3) Una pequeña fracción del aire procedente del soplante 650 (aire de entrada) se introduce en el intercambiador de calor 620 mediante la válvula de tres vías 670 y el secador 660.

4) No se produce aire líquido en el sistema a escala de laboratorio para reducir el coste de inversión. Sin embargo, esto no influye en la evaluación del rendimiento del CES, ya que los datos medidos son suficientes para tal fin.

5 Análisis termodinámicos

En la figura 43 se muestra el ciclo termodinámico del sistema CES a escala de laboratorio. Suponiendo que T_0 , h_0 y S_0 indican respectivamente la temperatura ambiente, la entalpía y la entropía, a continuación se proporcionan los procesos y su calor, trabajo y exergía:

1) 1-2: Bombeo del fluido de trabajo: el fluido de trabajo (aire líquido) del tanque criogénico se bombea desde la presión atmosférica ambiental P_0 hasta P_2 . El trabajo específico realizado sobre el aire líquido es:

$$W_{1-2} = V_l(P_2 - P_0) = \frac{(P_2 - P_0)}{\rho_l}$$

El trabajo anterior también puede expresarse mediante la diferencia de entalpía entre el estado 2 y el estado 1: $W_{1-2} = h_2 - h_1$. La exergía fría total (disponibilidad de trabajo máxima) del fluido de trabajo en el estado 1 es: $Ex_1 = T_0(S_0 - S_1) - (h_0 - h_1)$.

2) 2-3: Calentamiento isobárico del fluido de trabajo: el fluido de trabajo es calentado por el aire de entrada desde T_2 hasta T_3 . El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{2-3} = 0$. El calor específico absorbido del aire de entrada es: $Q_{2-3} = h_3 - h_2$. La exergía liberada en el proceso 2-3 es: $Ex_{2-3} = T_0(S_3 - S_2) - (h_3 - h_2)$.

3) 3-4: Expansión del fluido de trabajo: el fluido de trabajo con una alta presión se expande en la turbina para suministrar trabajo. Si se considera un proceso isotérmico ideal, el trabajo específico realizado en el proceso es: $W_{3-0} = T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)$. El calor específico absorbido del entorno en un proceso isotérmico ideal es: $Q_{3-0} = T_0(S_0 - S_3)$. Si la expansión del fluido de trabajo es adiabática, el trabajo ideal específico W_{ad} será:

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_3 \left[\left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

y no hay absorción de calor en el proceso: $Q_{ad} = 0$. Sin embargo, se espera que el trabajo real se encuentre en el intervalo entre W_{3-0} y W_{ad} . Suele utilizarse como índice un factor denominado isotermicidad, γ , que se define como la relación entre el trabajo real y el trabajo isotérmico:

$$\gamma = \frac{W_{3-4}}{W_{3-0}}$$

Por lo tanto, el trabajo real W_{3-4} puede expresarse como: $W_{3-4} = \gamma W_{3-0} = \gamma [T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)]$.

4) 6-7: Extracción de energía fría del fluido de trabajo por el aire de entrada isobáricamente: la energía fría del fluido de trabajo es extraída por el aire de entrada isobáricamente a través del intercambiador de calor. El trabajo específico realizado en este proceso es cero: $W_{6-7} = 0$. La energía fría del fluido de trabajo en el proceso 6-7 es: $Q_{6-7} = h_6 - h_7$. La exergía obtenida por el aire de entrada durante el proceso viene dada por: $Ex_{6-7} = T_6(S_6 - S_7) - (h_6 - h_7)$. A partir del anterior análisis, la salida de trabajo neto ideal específico del ciclo debería ser:

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{3-4} - W_{1-2} + \frac{F_2}{F_1} \cdot Ex_{6-7} \\ &= \gamma T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3) - (h_1 - h_2) + \frac{F_2}{F_1} \cdot [T_6(S_6 - S_7) - (h_6 - h_7)] \end{aligned}$$

donde F_1 y F_2 son, respectivamente, los caudales del fluido de trabajo y del aire de entrada, respectivamente.

Por lo tanto, la eficiencia del sistema experimental CES a escala de laboratorio puede expresarse mediante:

$$\begin{aligned} E_C &= \frac{W_{net}}{Ex_1} \\ &= \frac{W_{3-4} - W_{1-2} + \frac{F_2}{F_1} \cdot Ex_{6-7}}{Ex_1} \\ &= \frac{\gamma T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3) - (h_1 - h_2) + \frac{F_2}{F_1} \cdot [T_6(S_6 - S_7) - (h_6 - h_7)]}{T_0(S_0 - S_1) - (h_0 - h_1)} \end{aligned}$$

donde Ex_1 es la exergía fría total contenida en el fluido de trabajo. En el sistema experimental real, se necesita determinada cantidad de trabajo para bombear el aire de entrada a través del intercambiador de calor; por lo tanto, el trabajo del proceso 6-7 no es cero. La salida de trabajo neto específico real debería ser:

5

$$W_{net} = W_{3-4} - W_{1-2} + \frac{F_2}{F_1} \cdot Ex_{6-7} - \frac{F_2}{F_1} \cdot W_{6-7}$$

10

$$= \gamma T_0 (S_0 - S_3) - (h_0 - h_3) - (h_1 - h_2) + \frac{F_2}{F_1} \cdot [T_6 (S_6 - S_7) - (h_6 - h_7)] - \frac{F_2}{F_1} \cdot W_{6-7}$$

Por lo tanto, la eficiencia del sistema CES a escala de laboratorio se convierte en:

15

$$E_C = \frac{W_{net}}{Ex_1}$$

20

$$= \frac{W_{3-4} - W_{1-2} + \frac{F_2}{F_1} \cdot Ex_{6-7} - \frac{F_2}{F_1} \cdot W_{6-7}}{Ex_1}$$

25

$$= \frac{\gamma T_0 (S_0 - S_3) - (h_0 - h_3) - (h_1 - h_2) + \frac{F_2}{F_1} \cdot [T_6 (S_6 - S_7) - (h_6 - h_7)] - \frac{F_2}{F_1} \cdot W_{6-7}}{T_0 (S_0 - S_1) - (h_0 - h_1)}$$

Técnicas de medición y procesamiento de datos

30

En la figura 42 se muestra esquemáticamente un sistema de medición adecuado. Hay 20 canales de medición, 7 de ellos para los termopares, 7 para los transductores de presión, 2 para los caudales, 1 para la tensión eléctrica, 1 para la corriente eléctrica, y 1 para el par/velocidad. Hay un sistema de adquisición de datos unido a un ordenador para la adquisición, el almacenamiento y el procesamiento de datos. Los canales de medición comprenden:

35

- (1) T1: temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la bomba 610.
- (2) T2: temperatura del fluido de trabajo a la salida de la bomba 610/la entrada del intercambiador de calor 620.
- (3) T3: temperatura del fluido de trabajo a la salida del intercambiador de calor 620/entrada de la turbina 630.
- (4) T4: temperatura del fluido de trabajo a la salida de la turbina 630.
- (5) T5: temperatura del aire a la entrada del soplante 650 (temperatura ambiente).
- (6) T6: temperatura del aire de entrada a la entrada del intercambiador de calor 620.
- (7) T7: temperatura del aire de entrada a la salida del intercambiador de calor 620.
- (8) P1: presión estática del fluido de trabajo a la entrada de la bomba 610.
- (9) P2: presión estática del fluido de trabajo a la salida de la bomba 610/entrada del intercambiador de calor 620.
- (10) P3: presión total del fluido de trabajo a la salida del intercambiador de calor 620/entrada de la turbina 630.
- (11) P4: presión total del fluido de trabajo a la salida de la turbina 630.
- (12) P5: presión total del aire a la entrada del soplante 650 (presión atmosférica ambiental).
- (13) P6: presión estática del aire de entrada a la entrada del intercambiador de calor 620.
- (14) P7: presión estática del aire de entrada a la salida del intercambiador de calor 620.
- (15) F1: caudal del fluido de trabajo suministrado por la bomba 610.
- (16) F2: caudal del aire de entrada a través del intercambiador de calor 620.
- (17) V1: tensión eléctrica de la bomba 610.
- (18) C1: corriente eléctrica de la bomba 610.
- (19) ω_1 : velocidad de rotación de la turbina 630.
- (20) M1: par de salida de la turbina 630.

55

A partir de los análisis termodinámicos anteriores, puede observarse que se necesitan siete variables para obtener la eficiencia real del sistema experimental a escala de laboratorio, incluidas W_{3-4} , W_{1-2} , Ex_{6-7} , W_{Blower} , Ex_1 , F_1 y F_2 . Las metodologías para obtener estos parámetros son:

60

(1) W_{3-4} : salida de trabajo real de la turbina: hay un medidor de par/velocidad directamente conectado al eje de la turbina 630, y el soplante 650 se utiliza como carga. La salida de trabajo de la turbina 630 se obtiene multiplicando el par (M_1) y la velocidad (ω_1) medidos: $W_{3-4} = M_1 \cdot \omega_1$.

65

(2) **W_{1-2} : trabajo consumido por la bomba:** en el sistema experimental, la bomba 610 es accionada por un motor. Por lo tanto, el trabajo real consumido por la bomba 610 puede obtenerse midiendo la tensión eléctrica (V_1) y la corriente (C_1) del motor: $W_{1-2} = V_1 \cdot C_1$. El resultado de W_{1-2} representa las eficiencias de la bomba y del motor 610.

(3) **Ex_{6-7} : exergía fría reciclada por el aire de entrada:** La exergía fría recuperada por el aire de entrada puede calcularse mediante: $Ex_{6-7} = T_6(S_6 - S_7) - (h_6 - h_7)$. Para obtener las entropías y las entalpías del aire de entrada, es decir, S_6 , S_7 , h_6 y h_7 , se utilizan dos termopares y dos transductores de presión en el sistema experimental a la entrada y la salida del intercambiador de calor 620, respectivamente. Utilizando los datos medidos de T_6 , T_7 , P_6 y P_7 , pueden encontrarse las entropías y las entalpías del aire de entrada a partir de las tablas de datos termodinámicos para el aire.

(4) **W_{6-7} : trabajo necesario para bombear el aire de entrada:** el trabajo específico consumido para bombear el aire de entrada se calcula mediante la diferencia de presión entre la entrada y la salida del intercambiador de calor 620: $W_{6-7} = P_7 - P_6$.

(5) **F_1 : caudal de fluido de trabajo:** el caudal del fluido de trabajo se mide con el caudalímetro instalado a la entrada de la bomba 610.

(6) **F_2 : caudal del aire de entrada:** El caudal del aire de entrada se mide con el caudalímetro instalado a la salida del intercambiador de calor 620.

(7) **Ex_1 : exergía fría total contenida en fluido de trabajo:** la exergía fría total recuperada del fluido de trabajo se calcula mediante: $Ex_1 = T_0(S_0 - S_1) - (h_0 - h_1)$. Para obtener las entropías y las entalpías del fluido de trabajo, es decir, S_0 , S_1 , h_0 y h_1 , hay dos termopares y dos transductores de presión instalados a la entrada y a la salida del intercambiador de calor 620, respectivamente. Utilizando los datos de T_5 , T_1 , P_5 y P_1 , pueden obtenerse las entropías y las entalpías del fluido de trabajo haciendo referencia a las tablas de datos termodinámicos para el aire.

Los parámetros relacionados con los componentes individuales que pueden obtenerse a partir del CES experimental incluyen:

(1) Tanque criogénico

- a. El volumen de aire líquido puede obtenerse a partir de un indicador de nivel; la disipación de calor puede calcularse a partir de la diferencia de volumen durante un periodo de tiempo conocido.
- b. La temperatura a la salida del tanque criogénico 600 (T_1).
- c. La presión a la salida del tanque criogénico 600 (P_1).
- d) El caudal del fluido de trabajo (F_1)

(2) Bomba

- a. El caudal de la bomba 610 (F_1)
- b. La temperatura a la entrada (T_1) y a la salida (T_2) de la bomba 610
- c. La presión a la entrada (P_1) y a la salida (P_2) de la bomba 610
- d. La eficiencia de la bomba 610:

$$\eta_p = \frac{F_1 \cdot \Delta P_l}{V_1 \cdot C_1} = \frac{F_1 \cdot (P_2 - P_1)}{V_1 \cdot C_1}$$

(3) Intercambiador de calor

- a. La temperatura del fluido de trabajo a la entrada (T_2) y a la salida (T_3) del intercambiador de calor 620.
- b. La presión del fluido de trabajo a la entrada (P_2) y a la salida (P_3) del intercambiador de calor 620.
- c. La temperatura del aire de entrada a la entrada (T_6) y a la salida (T_7) del intercambiador de calor 620.
- d. La presión del aire de entrada a la entrada (P_6) y a la salida (P_7) del intercambiador de calor 620.
- e. El caudal del fluido de trabajo (F_1).
- f. El caudal del aire de entrada (F_2).
- g. Las diferencias de temperatura del fluido de trabajo y el aire de entrada entre la entrada y la salida del intercambiador de calor 620: (T_7-T_2) y (T_6-T_3).
- h. Las diferencias de presión del fluido de trabajo y el aire de entrada entre la entrada y la salida del intercambiador de calor 620: (P_7-P_2) y (P_6-P_3).

(4) Turbina

- 5 a. La temperatura del fluido de trabajo a la entrada (T_3) y a la salida (T_4) de la turbina 630.
 b. La presión del fluido de trabajo a la entrada (P_3) y a la salida (P_4) de la turbina 630.
 c. El par de salida (M_1) y la velocidad de rotación (ω_1) de la turbina 630.
 d. La eficiencia de la turbina 630 calculada mediante:

10
$$\eta_T = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{F_1 \cdot (P_3 - P_4)}$$

- e. La isothermicidad de la expansión en la turbina 630 calculada mediante:

15
$$\gamma = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{T_0(S_0 - S_3) - (h_0 - h_3)}$$

(5) Soplante

- 20 a. La temperatura de aire a la entrada (T_5) y a la salida (T_6) del soplante 650.
 b. La presión de aire a la entrada (P_5) y a la salida (P_6) del soplante 650.
 c. El par de entrada (M_1) y la velocidad de rotación (ω_1) del soplante 650 (accionado por la turbina 630).

Análisis termodinámico detallado de los componentes del CES a escala de laboratorio

- 25 **(1) Tanque criogénico:** el caudal del combustible (aire líquido) puede calcularse mediante:

30
$$F_l = \frac{P_o}{\eta \cdot E_D \cdot \rho_l}$$

donde F_l , P_o , η , E_D y ρ_l son el caudal del aire líquido, la potencia del sistema, la eficiencia de la turbina 630, la densidad energética del aire líquido y la densidad del aire líquido, respectivamente. El volumen del tanque de combustible 600 viene dado por:

35
$$V_l = \frac{S_f \cdot F_l \cdot O_t}{E_{dis}}$$

40 donde S_f , V_l , O_t , E_{dis} son, respectivamente, el factor de seguridad, el volumen del aire líquido, el tiempo de funcionamiento y la eficiencia de la disipación de calor del tanque. Si se supone un tanque cúbico, la longitud de cada lado, d , es:

45
$$\sqrt[3]{V_l}$$

Si la presión de trabajo del fluido de trabajo es 20 MPa, la temperatura ambiente es 300 K, la densidad energética específica ideal del aire líquido es ~ 455 kJ/kg, la densidad del aire líquido a la presión atmosférica ambiental es ~ 876 kg/m³, la eficiencia de la turbina 630 es 0,8 y la potencia total del sistema experimental a escala de laboratorio es 12,5 kW, el caudal del aire líquido es:

50
$$F_l = \frac{P_o}{\eta \cdot E_D \cdot \rho_l} = \frac{12,5}{0,8 \cdot 455 \cdot 876} = 141,0l/h$$

Si se considera un factor de seguridad de 1,3 y la eficiencia de la disipación de calor se supone 0,95, el volumen del tanque criogénico 600 para una capacidad total de 100 kWh es:

55
$$V_l = \frac{S_f \cdot F_l \cdot O_t}{E_{dis}} = \frac{1,3 \times 0,141 \times 8}{0,95} = 1,55m^3$$

60 Si se supone un tanque cúbico, la longitud de cada lado es 1,14 m. Debido a la transferencia de calor, el aire líquido se evapora en el tanque criogénico 600 y la presión del aire líquido a la salida del tanque 600 (entrada de la bomba 610) es superior a la presión atmosférica ambiental, lo que conduce a una disminución del trabajo consumido por la bomba 610. Dado que la autopresurización del tanque criogénico 600 es inevitable, se incluye una válvula de seguridad para aliviar la presión una vez que se supera un determinado nivel. Es posible controlar la presión del tanque mediante sistemas alternativos a una válvula de seguridad.

65

(2) **Bomba:** Los parámetros clave asociados con la bomba incluyen el caudal del fluido de trabajo, la presión de entrada, la presión de salida, la temperatura de trabajo y el consumo energético. El caudal de la bomba es el mismo que para el tanque criogénico: $F_1 = 141,0$ l/h. La presión de entrada del aire líquido viene determinada por la presión de salida del tanque criogénico. Como en el sistema a escala de laboratorio se utiliza una válvula de seguridad, no puede determinarse *a priori* la presión del tanque. Sin embargo, la bomba de criógeno puede trabajar en un determinado intervalo de presiones de entrada a una presión de salida determinada. Por lo tanto, la presión de entrada de la bomba se supone $P_1 = 0,1$ MPa ~ 3,0 MPa. La presión de salida de la bomba de criógeno es igual a la presión de trabajo del fluido de trabajo que se da como 20 MPa. Por lo tanto, $P_2 = 20$ MPa. La bomba de criógeno debería trabajar en la temperatura normal de laboratorio. Por lo tanto, la temperatura de trabajo se selecciona como $0^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$. La temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la bomba es aproximadamente el punto de ebullición del aire líquido (-196°C). Se espera que la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la bomba sea $\sim -192^\circ\text{C}$ después de un proceso de presurización adiabático. La potencia consumida por la bomba viene determinada por su eficiencia dada la presión de salida y el caudal. Si la eficiencia de la bomba se supone 0,8, el requisito de potencia de la bomba es:

$$P_{pump} = \frac{F_1 \cdot \rho_l \cdot W_{1-2}}{\eta_p} = 1,0 \text{ kW}.$$

Si se utiliza un factor de seguridad de 1,5 para el motor de la bomba de criógeno, la potencia del motor será 1,5 kW.

(3) **Intercambiador de calor:** Los parámetros clave asociados con el intercambiador de calor incluyen la presiones de trabajo, los caudales y las caídas de presión del fluido de trabajo y del aire de entrada, y las temperaturas del fluido de trabajo y del aire de entrada a la entrada y a la salida del intercambiador de calor. La presión de trabajo del fluido de trabajo es aproximadamente igual a la presión de salida de la bomba: $P_2 = 20$ MPa. La presión de trabajo del aire de entrada debería ser cercana a la presión atmosférica ambiental para minimizar el trabajo consumido por el soplante: $P_7 = P_0$. La presión de entrada del aire de entrada es aproximadamente igual a la caída de presión por el intercambiador de calor: $P_6 = P_{loss} + P_7$. El caudal del fluido de trabajo se ha proporcionado anteriormente: $F_1 = 141,0$ l/h ($= 123$ kg/h). El caudal del aire de entrada se ve influido por el rendimiento del intercambiador de calor. Se obtiene un valor aproximado mediante cálculo termodinámico como $F_2 = 206,0$ kg/h. La caída de presión del fluido de trabajo por el intercambiador de calor depende del diseño técnico del intercambiador de calor. Sin embargo, se estima que es del orden de ~ 1.000 Pa. La caída de presión del aire de entrada por el intercambiador de calor también depende del diseño. También se estima que es ~ 1.000 Pa. La temperatura del fluido de trabajo a la entrada del intercambiador de calor es aproximadamente igual a la de la salida de la bomba si se desprecia la pérdida de calor de los tubos/juntas/válvulas, etc., es decir, $T_2 = -192^\circ\text{C}$. La temperatura del fluido de trabajo a la salida del intercambiador de calor depende del rendimiento del intercambiador de calor; se estima que es cercana a la temperatura ambiente con una diferencia de temperatura asumida (es decir, 5°C), es decir, $T_3 = 22^\circ\text{C}$. La temperatura del aire de entrada a la entrada del intercambiador de calor es aproximadamente la temperatura ambiente. La temperatura del aire de entrada a la salida del intercambiador de calor también depende del rendimiento del intercambiador de calor, pero se estima que es cercana a la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del intercambiador de calor ($\sim -192^\circ\text{C}$).

(4) **Turbina:** al analizar el rendimiento de la turbina se considera un proceso de expansión adiabática multietapa con calentamiento intermedio. La presión del fluido de trabajo a la entrada de la turbina se ha proporcionado anteriormente como $P_3 = 20$ MPa. La temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la turbina debería ser cercana a la temperatura ambiente después de haber sido calentado por el intercambiador de calor. Si se considera una diferencia de temperatura de 5°C (por debajo de la ambiental), la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la turbina es de 22°C (suponiendo una temperatura ambiente de 300 K): $T_3 = 22^\circ\text{C}$. El número de etapas es un parámetro clave de la turbina; que haya más etapas supone un funcionamiento más cercano al isotérmico y, por tanto, más salida de trabajo (véase la figura 44). Sin embargo, que haya más etapas también supone mayor complejidad mecánica, alta pérdida de presión y un coste elevado. Se necesita un equilibrio entre ambas situaciones. La construcción de la figura 44 se basa en los siguientes supuestos:

Caso ideal: la presión del fluido de trabajo a la entrada de la turbina es de 20 MPa, la eficiencia de la turbina es del 100%, y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de cada etapa es de 27°C .

Caso práctico: La presión del fluido de trabajo a la entrada de la turbina es de 20 MPa, la eficiencia de la turbina es del 89%, y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de cada etapa es de 22°C .

Las salidas de trabajo ideal y práctica de la turbina aumentan al aumentar el número de etapas y se estabilizan entre las 4 y 8 etapas. El número total de etapas también está limitado por la relación de expansión máxima de la turbina, que es normalmente inferior a 3,0. La figura 45 muestra la relación de expansión de cada etapa en función del número de etapas de la turbina. Puede observarse que la relación de expansión es superior a 3 si el número de etapas es inferior a 4. En consecuencia, el número de las etapas de la turbina debería ser superior a 4. Por consiguiente, el número de etapas debería estar entre 4 y 8.

La presión del fluido de trabajo a la salida es generalmente un poco mayor que la presión atmosférica ambiental para garantizar que el fluido de trabajo fluye suavemente. La presión del fluido de trabajo a la salida suele seleccionarse como $\sim 0,13$ MPa. Si el número de etapas es 6 y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada es de 22°C , la temperatura del fluido de trabajo a la salida es de aproximadamente -44°C . El aire a tal temperatura puede reciclarse para la producción de aire líquido en los grandes sistemas CES. También podría utilizarse para la congelación industrial y la climatización en verano. El caudal del fluido de trabajo es igual al caudal de la bomba: 123 kg/h (141 l/hr). Debido al bajo caudal y la alta presión del fluido de trabajo, el tamaño de la primera etapa de la turbina será de varios milímetros, que se clasifica como microturbina.

(5) Soplante: Los parámetros clave asociados con el soplante son la presión, el caudal, la potencia y la eficiencia. La potencia nominal debería ser aproximadamente igual al salida de trabajo de la turbina ($\sim 12,5\text{ kW}$), y la presión debería ser superior a la caída de presión del aire de entrada por el intercambiador de calor.

Selección de componentes adecuados

La siguiente selección de componentes se basa en el anterior análisis detallado.

(1) Tanque criogénico: el producto nº C404C1 (modelo ZCF-2000/16) de Si-Chuan Air Separation Plant (Group) Co. Ltd es un tanque criogénico de tipo vertical adecuado con una estructura de doble pared y aislamiento pulverulento por vacío; para un diagrama esquemático véase la figura 46. Este tanque criogénico tiene los siguientes parámetros:

- Capacidad = 2.000 litros
- Presión de trabajo máxima = 1,6 MPa
- Peso del tanque vacío = 2.282 kg
- Dimensiones (Dia x H) = 1.712 mm x 3.450 mm
- Evaporación diaria (porcentaje de aire líquido evaporado al día a 20°C y 0,1 MPa) = $< 0,96\%$.

(2) Bomba: para el sistema experimental CES a escala de laboratorio se recomienda una bomba de pistón para líquidos criogénicos y resulta adecuado el producto nº B228 de Cryogenic Machinery Corporation (una empresa de Si-Chuan Air Separation Plant (Group) Co. Ltd). Esta bomba tiene un impulsor con aislamiento por alto vacío, lo que puede reducir la pérdida por vaporización y la presión de aspiración de la bomba. El segmento de pistón y el anillo de llenado de la bomba utilizan material criogénico no metálico que posee buena plasticidad y capacidad lubricante. El uso de un lubricante especial garantiza que la bomba pueda funcionar para combustibles o incluso líquidos explosivos tales como el oxígeno líquido. La estructura interna de la bomba se muestra en la figura 47. Esta bomba criogénica tiene los siguientes parámetros:

- Fluido de trabajo = oxígeno/ nitrógeno/argón/aire líquido
- Presión de entrada = $0,05\text{ MPa} \sim 1,5\text{ MPa}$
- Presión de salida = $20\text{ MPa} \sim 35\text{ MPa}$
- Caudal = $50\text{ l/h} \sim 150\text{ l/h}$
- Potencia = $3,0\text{ kW}$
- Temperatura de trabajo = $-10^{\circ}\text{C} \sim 40^{\circ}\text{C}$
- Peso = $\sim 150\text{ kg}$.

(3) Intercambiador de calor: el intercambiador de calor funciona a una alta presión de $\sim 20\text{ MPa}$ y entre una diferencia de temperaturas muy grande ($-196^{\circ}\text{C} \sim 27^{\circ}\text{C}$). El caudal del fluido de trabajo es 123 kg/h . No se han encontrado productos existentes que sean adecuados para tal fin. Por lo tanto, se necesita un intercambiador de calor especialmente diseñado y fabricado. Tal intercambiador de calor podría ser una estructura de tubos y aletas encerrada en una carcasa con los siguientes parámetros:

- Fluido de trabajo = aire líquido
- Fluido de calentamiento = aire ambiente
- Presión del fluido de trabajo (frío) = 20 MPa
- Presión del fluido de calentamiento = $0,1\text{ MPa}$
- Caudal del fluido de trabajo = 123 kg/h
- Caudal del fluido de calentamiento = $\sim 206\text{ kg/h}$
- Pérdida de presión del fluido de trabajo = $< 500\text{ Pa}$
- Pérdida de presión del fluido de calentamiento = $< 1.000\text{ Pa}$
- Temperatura de trabajo = $-10^{\circ}\text{C} \sim 40^{\circ}\text{C}$
- Material de los tubos = acero inoxidable 304
- Material de las aletas y la carcasa = aleación de aluminio/acero inoxidable
- Dimensiones (longitud/anchura/altura) = $2,5\text{ m}/2,2\text{ m}/0,8\text{ m}$
- Peso = $\sim 1.200\text{ kg}$.

(4) Turbina: el rendimiento de la turbina desempeña un papel dominante en el rendimiento de todo el sistema a escala de laboratorio. La salida de trabajo de una turbina se utiliza normalmente para accionar un motor, un compresor, un ventilador, o grupo electrógeno. Como la presión de entrada de la turbina propuesta es alta (~ 20 MPa) y el caudal del fluido de trabajo es bajo (~ 123 kg/h), la turbina tiene que ser una microturbina con un diámetro de varios milímetros. La figura 48 muestra un diagrama esquemático de una turbina adecuada. Sin embargo, no se han encontrado turbinas existentes que sean compatibles con el sistema a escala de laboratorio propuesto. Por lo tanto, se necesita una turbina especialmente diseñada y fabricada.

(5) Soplante: el soplante debería poder suministrar una presión total que supere la caída de presión del aire de entrada. Como el soplante también hace de a carga de la turbina, debe especificarse a una potencia total aproximadamente igual al salida de trabajo de la turbina (~ 12,5 kW). Resulta adecuado un soplante tal como el GXF-C de flujo mixto de Beijing Dangdai Fan Company (código de producto nº 6.5-C). Este soplante tiene los siguientes parámetros:

- Fluido de trabajo = aire
- Presión Total = 1.162 Pa
- Caudal = 24.105 m³/h
- Velocidad de rotación = 2.900 rpm
- Ruido = 83 dB(A)
- Potencia = 15 kW
- Dimensiones (longitud/anchura/altura) = 0,845 m/0,751 m/0,800 m
- Peso = 234 kg

(6) Otros componentes: como la velocidad de rotación de la turbina es normalmente muy alta (decenas de miles de rpm), mientras que la velocidad de rotación del soplante propuesto es baja (2.900 rpm), se necesita un sistema de transmisión para el sistema experimental CES a pequeña escala. Además, para evitar la congelación del agua (procedente del aire de entrada) en la pared del intercambiador de calor, se necesita un secador para deshumidificar el aire de entrada antes de que entre en el intercambiador de calor.

Componente de integración: aire líquido procedente de una planta criogénica es transportado al laboratorio por un camión criogénico y alimentado al tanque criogénico C404C1: la bomba de pistón para líquidos criogénicos B228 presuriza el aire líquido y proporciona energía cinética para que el fluido de trabajo fluya a través del intercambiador de calor. El fluido de trabajo es calentado en el intercambiador de calor por el aire de entrada proporcionado por el soplante GXF-C-6.5C, que también hace de carga de la microturbina en la que el fluido de trabajo se expande para proporcionar la energía del soplante. Sólo una fracción del aire procedente del soplante se utiliza como aire de entrada.

COMPARACIONES TECNOLÓGICA Y ECONÓMICA DEL CES CON OTROS SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO

A continuación, se evaluarán y compararán con el CES los sistemas de almacenamiento de energía que existen en la actualidad. Los datos del CES se calculan basándose en un volumen de almacenamiento de 500 MWh y un tiempo de descarga de 8 horas. Los datos para otros sistemas de almacenamiento de energía se recogen principalmente de J. Kondoh *et al.* "Electrical energy storage systems for energy networks" (2000, Energy Conversion & Management, vol. 41, 1863-1874), P. Denholm *et al.* "Life cycle energy requirements and greenhouse gas emissions from large scale energy storage systems" (2004, Energy Conversion and Management, vol. 45, 2153-2172), y F.R. Mclarnon *et al.* "Energy storage" (1989, Annual Review of Energy, vol. 14, 241-271).

Potencia de salida y duración de la salida: La relación entre la potencia de salida y la duración de la salida de los sistemas de almacenamiento se muestra en la figura 49. Cada sistema de almacenamiento tiene un intervalo adecuado, y pueden clasificarse en dos tipos: de tipo de nivelación de la carga diaria y de tipo de mejora de la calidad de la energía eléctrica.

El sistema de almacenamiento por bombeo de agua, el CAES, las baterías y el CES son adecuados para nivelar la fluctuación de la carga diaria. El imán superconductor y el volante de inercia con cojinete convencional tienen una respuesta rápida y, por lo tanto, pueden utilizarse para la caída de tensión instantánea, la reducción del parpadeo y UPS de corta duración.

Otros sistemas tales como el volante de inercia con cojinete de levitación, el condensador de doble capa y el supercondensador redox son prometedores para el almacenamiento de energía de pequeña capacidad y corta duración de salida (menos de 1 hora).

La potencia de salida y duración de la salida del CES es mejor que las baterías, competitiva con respecto al CAES y ligeramente inferior a la del sistema de almacenamiento por bombeo de agua. Sin embargo, tal como se ha analizado anteriormente, el sistema de almacenamiento por bombeo de agua requiere una ubicación geográfica

especial. Además, como se analizará más adelante, el sistema de almacenamiento por bombeo de agua requiere un coste de inversión muy alto.

La relación entre la eficiencia y el periodo cíclico se muestra en la figura 50. Las curvas cóncavas hacia abajo se deben a la autodescarga o disipación de energía. La eficiencia del CES sin sobrecalentamiento es inferior a la de otros sistemas de almacenamiento de energía. Sin embargo, si se recicla el calor residual para sobrecalentar el fluido de trabajo en el CES, su eficiencia es competitiva con respecto a otros sistemas de almacenamiento de energía. Además, la eficiencia del CES con sobrecalentamiento aumenta con la mejora del proceso de licuefacción de aire como se ha analizado anteriormente.

En la figura 51 se muestran las densidades de almacenamiento de energía de diferentes sistemas de almacenamiento de energía. Los datos se basan en lo siguiente:

- La energía almacenada en una central hidroeléctrica de bombeo se calcula basándose en mgh , donde m es la masa de agua, g es la aceleración de la gravedad, y h es el salto neto que se supone es 500 m.
- El volumen de la caverna del CAES se supone es 54.000 m^3 a aproximadamente 60 atm. El aire almacenado permite que la planta produzca 100 MW durante 26 horas continuamente. El cálculo de la densidad energética del CAES no incluye el volumen de almacenamiento de combustible, el motor/generador, el compresor ni los expansores.
- El cálculo de la densidad energética del CES se basa en la energía almacenada y el volumen del tanque criogénico y los intercambiadores de calor; no se consideran el volumen del motor/generador, del compresor ni de los expansores, ya que son al menos un orden de magnitud menor que el tanque criogénico.
- La densidad energética para otros sistemas se calcula dividiendo la potencia de salida por el volumen del dispositivo de almacenamiento.

Puede observarse que el CES y los acumuladores de Na/S avanzados tienen las densidades energéticas más altas entre todos los sistemas. La densidad energética del CES es superior a la del CAES en más de un orden de magnitud y superior a la del sistema de almacenamiento por bombeo de agua en aproximadamente dos órdenes de magnitud.

En la Tabla 3 se muestran las vidas útiles de los sistemas de almacenamiento. La durabilidad del ciclo de los acumuladores no es tan alta como otros sistemas debido al deterioro químico a lo largo del tiempo de funcionamiento. Muchos de los componentes del CES son similares a los utilizados en el CAES. Por lo tanto, se espera que el CES tenga un vida útil similar al CAES.

Tabla 3. Vida útil de los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica

Sistemas	Años	Ciclos
de almacenamiento por bombeo de agua	40~60	Casi ilimitados
CAES	20~40	Casi ilimitados
CES	20~40	Casi ilimitados
Batería de plomo-ácido	10~15	2.000
Batería de Na/S	10~15	2.000~2.500
Batería de Zn/Br	10	1.500
Batería de flujo		10.000
Volante de inercia	> 15	> 20.000
Condensador de doble capa		> 50.000
Supercondensador redox	5	

La figura 52 muestra la relación entre el coste de inversión por unidad de potencia de salida y la capacidad de almacenamiento energético por unidad de coste de inversión de los sistemas comparados. Puede observarse que el CAES tiene el menor coste de inversión por unidad de potencia de salida de todos los sistemas. El coste de inversión de las baterías avanzadas (Na/S, Zn/Br, y de flujo de vanadio) es ligeramente superior al umbral de rentabilidad en comparación con el sistema de almacenamiento por bombeo de agua aunque la brecha se cierra gradualmente. El SMES y el volante de inercia son adecuados para aplicaciones de alta potencia y corta duración, ya que son económicos en base a la potencia de salida pero costosos en cuanto a la capacidad de almacenamiento energético.

En cuanto al CES, el coste de inversión ajustado al rendimiento del CES es inferior al del CAES debido a que la vida útil del CES es igual a la del CAES, la inversión inicial del CES es inferior a la del CAES ya que no se necesita una caverna, y la densidad energética del CES es superior a la del CAES en al menos un orden de magnitud.

Por lo tanto, el coste de inversión del CES es el menor de todos los sistemas examinados. Además, el CES ofrece flexibilidad en cuanto a las operaciones comerciales ya que también pueden producirse productos tales como oxígeno, nitrógeno y argón.

5 La construcción de un sistema de almacenamiento de energía mediante el bombeo de agua implica inevitablemente la destrucción de árboles y la tierra verde a fin de construir los embalses. La construcción de los embalses también podría modificar el sistema ecológico local, que también presenta consecuencias medioambientales. El CAES se basa en la tecnología de turbina de gas convencional e implica la combustión de combustibles fósiles y, por consiguiente, la emisión de contaminantes, mientras que los acumuladores producen residuos tóxicos sólidos.

10 Sin embargo, el CES es favorable para el medio ambiente. Por ejemplo, durante el proceso de licuefacción se eliminan CO_2 y SO_x , lo que ayuda a mitigar los aspectos medioambientales negativos asociados con la quema de combustibles fósiles. Durante la producción de aire líquido también se eliminan partículas en suspensión en el aire no deseables.

15 Por lo tanto, puede concluirse que el CES tiene un mejor rendimiento que otros sistemas de almacenamiento de energía en cuanto a la densidad energética, la vida útil, el coste de inversión y el impacto medioambiental. Es muy competitivo en comparación con otros sistemas en cuanto a la potencia de salida y duración de la salida, y la eficiencia energética. En comparación con los motores criogénicos para vehículos, la salida de trabajo y la eficiencia del CES son mucho mayores debido al uso de reciclajes de "calor" y de "frío". La presión óptima del fluido de trabajo es ~ 20 MPa para el CES. La presión óptima del aire de entrada resulta ser $\sim 0,1$ MPa cuando no hay calor residual reciclado. Sin embargo, cuando se utiliza el calor residual, la presión de entrada óptima podría ser 0,1 MPa ó 4,0 MPa. Basándose en una eficiencia de 0,4 kWh/kg para la licuefacción del aire, una eficiencia global del CES funcionando en un ciclo ideal se estima en 0,516 para los casos sin utilización de reciclaje del calor residual, y en 0,612 para los casos con utilización del calor residual procedente del gas de combustión a una temperatura de 127°C . Si la eficiencia de la licuefacción del aire se supone 0,3 kWh/kg, la eficiencia global del CES funcionando en un ciclo ideal sería 0,688 para los casos sin utilización del reciclaje del calor residual y 0,816 para los casos con utilización del calor residual procedente del gas de combustión a una temperatura de 127°C .

20 La densidad energética y la salida de trabajo específico del CES dependen principalmente de las eficiencias de la turbina η_T y la licuefacción del aire η_A . La eficiencia del compresor también puede ser importante si se comprime el aire de entrada. Los intercambiadores de calor desempeñan un papel importante en la determinación de la eficiencia global del ciclo. Una mayor temperatura del calor residual y una mayor temperatura del entorno proporcionan una mayor eficiencia.

25 El sistema CES tiene varias etapas de la invención cruciales, incluidas el reciclaje del frío residual, así como del calor residual. Estos mejoran específicamente el ciclo de trabajo total frente a los sistemas anteriores diseñados utilizando líquido criogénico como fluido de trabajo.

30 El sistema CES tiene el potencial de conseguir un mejor rendimiento en comparación con los sistemas de almacenamiento de energía existentes en cuanto a densidad energética, vida útil, coste de inversión e impacto medioambiental, y es una tecnología competitiva con respecto a la potencia de salida y duración de la salida, y la eficiencia energética.

35 El sistema CES tiene el potencial de aprovechar el calor de baja temperatura y no tiene obstáculos técnicos evidentes. El sistema puede construirse utilizando las tecnologías existentes para la planta de licuefacción, la turbina, los intercambiadores de calor, los compresores, las bombas, etc.

40 La mayor parte del trabajo en un CES se consigue aprovechando la energía atribuida a la diferencia de temperatura entre el criógeno (~ 77 K) y el entorno (~ 300 K), mientras que un sistema de energía geotérmica o de calor residual convencional sólo puede aprovechar temperaturas por encima de la ambiental (~ 300 K).

55 **MODELOS DE PRUEBA DE MOTORES CPS**

Se han preparado cinco modelos de motores navales utilizando el CPS. A continuación, se comparan estos modelos con cinco motores diésel conocidos. Los detalles de los cinco motores diésel industriales conocidos se muestran en la tabla 4.

60 CAT-3516 es un motor diésel, de 16 cilindros en V de 60° , de 78,1 litros. Este motor está diseñado para embarcaciones de transporte intermedias con velocidades medias. CAT-3126 es un motor de 6 cilindros en línea, turboalimentado y postenfriado, de 7,2 litros, adaptado a pequeños yates. El motor ST3 es un motor diésel refrigerado por aire de la empresa Lister Petter diseñado para barcasas. El motor T/C diésel de 6 cilindros Cummins es utilizado por un barco fluvial ("Riverliner") en el Támesis adecuado para aplicaciones de transporte público y navegación de recreo.

Tabla 4.

	CAT-3516 (Caterpillar Marine Power Co Ltd)	CAT-3126 (Caterpillar Marine Power Co Ltd)	Ford Porbeangle 6-cilindros	ST3 refrigerado por aire (Lister Petter)	Riverliner Cummins 6-cilindros T/C
Potencia total	2525 bkW	261 bkW	77,6 bkW	25 bkW	522 kW
Velocidad	1800 rpm	2800 rpm			
Tiempo de trabajo	24 días	24 hrs	10 hrs	42 hrs	24 días
Calor	0 kW	0 kW	0 kW	0 kW	0 kW
Refrigeración	0 kW	0 kW	0 kW	0 kW	0 kW
Aire acondicionado	0 kW	0 kW	0 kW	0 kW	0 kW
Salida de trabajo	2525 kW	261 kW	77,6 kW	25 kW	522 kW
Consumo de combustible	617 litros/hr	68 litros/hr	21 litros/hr	6,9 litros/hr	128 litros/hr
Volumen del tanque de combustible	355,4 m ³	1,5 m ³	0,21 m ³	0,29 m ³	14 m ³
Longitud lateral del tanque¹	7,1 m	1,2 m	0,6 m	0,7 m	2,4 m
Velocidad de la embarcación	8,5 m/s (~17 nudos)	14 m/s (~28 nudos)	6 m/s (~12 nudos)	3 m/s (~6 nudos)	6 m/s (~12 nudos)
Autonomía de crucero	17.626 km	1.210 km	~ 210 km	~ 483 km	~ 3.100 km

¹Suponiendo un tanque cúbico

El modelo 1 del CPS corresponde al CAT-3516 y es adecuado para embarcaciones de tamaño medio. Como el CPS puede proporcionar una gran cantidad de frío, el Modelo 1 está especialmente diseñado para el transporte de materiales por debajo de las condiciones subambientales, por ejemplo, carne y pescado, u otros productos, congelados. El Modelo 1 también utiliza el aire de enfriamiento y el calor procedentes del CPS para los ocupantes de la embarcación.

Los modelos 2 a 4 corresponden al CAT-3126, el motor Ford Porbeagle y el Lister Petter ST3 y son adecuados para pequeños yates o embarcaciones para los que no se necesita refrigeración a gran escala, o aire fresco para climatización. El sistema CPS se utiliza para proporcionar propulsión y calor para ser utilizado por los ocupantes de la embarcación, por ejemplo, para calefacción.

El modelo 5 corresponde al Cummins Riverliner. El sistemaa CPS se utiliza para proporcionar propulsión, aire de enfriamiento y calor para los ocupantes de la embarcación, y frío para la congelación de alimentos. Sólo una pequeña parte (~ 10%) de la capacidad de frío del CPS se supone para la congelación de alimentos ya que el requisito para congelar alimentos es mucho menor que el del modelo 1 para el transporte de materiales en condiciones subambientales. Sin embargo, se necesita una autonomía de crucero de sólo 60 millas (110 km) ya que el Cummins Riverliner está diseñado para proporcionar 12 viajes de ida y vuelta de 5 millas náuticas al día.

Las condiciones de trabajo típicas de los cinco modelos son $P_2 = 200$ bares, $P_1 = 8$ bares, $T_0 = 300$ K, $\eta_T = \eta_{COM} = \eta_p = 0,88$, $n = 1,2$, $\gamma = 0,90$, y $T_{df} = 5,0$ K. En la tabla 5 se presenta el rendimiento global de los modelos 1 a 5 en estas condiciones típicas.

Tabla 5

Modelo	M1	M2	M3	M4	M5
Potencia total (kW)	2525	261	77,2	25	599,5
Tiempo de trabajo	24 días	24 hrs	10 hrs	42 hrs	5 hrs
Calor (kW)	169,6	22,0	6,5	2,1	45,2
Frío para refrigeración (kW)	962,0 ¹	0	0	0	51,4 ²
Frío para aire acondicionado (kW)	962,0 ¹	0	0	0	256,8 ²
Salida de trabajo (kW)	1955,4	253,7	71,7	22,9	522
Eficiencia energética	59,4%	47,3%	47,3%	47,3%	52,8%
Velocidad (m/s)	7,8	13,9	5,9	3,0	6,0
Autonomía de crucero (km)	16180	1198	~207	~477	110
Consumo de combustible (litros/hr)	23264,4	3016,7	892,3	289,0	6210,5
Eficiencia de disipación	88,1%	99,0%	99,5%	98,2%	99,8%
Volumen de combustible (m ³)	13400,3	73,2	9,0	12,1	31,0
Longitud lateral (m)	23,7	4,2	2,1	2,3	3,1
Requisito de transferencia de calor (kW)	5514,6	734,5	217,3	70,4	1309,3
Volumen de los intercambiadores de calor (m ³)	27,8	2,9	0,9	0,3	6,6
Volumen conservador (m ³)	111,1	11,6	3,4	1,1	26,4
Longitud lateral (m)	4,8	2,3	1,5	1,0	3,0

¹Suponiendo iguales las cantidades de frío para refrigeración y aire acondicionado.
²Suponiendo las cantidades de frío para refrigeración y 1/5 de aquella para aire acondicionado.

Para una determinada embarcación y una determinada potencia, la velocidad de crucero v_k puede calcularse mediante:

$$P_o = \frac{\Delta^2 v_k^3}{C_o}$$

donde P_o , Δ , v_k , C_o son la potencia (trabajo) del motor, el tonelaje de la embarcación, la velocidad de crucero de la embarcación y un coeficiente relacionado con la geometría de la embarcación, respectivamente. Suponiendo que la embarcación alimentada por el modelo 1 del CPS tiene el mismo casco de embarcación, tonelaje Δ y coeficiente C_o que los datos utilizados para el motor CAT-3516, la velocidad de crucero, v_{k1} , se calcula utilizando:

$$v_{k1} = v_{k_3516} \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{O1}}{P_{o_3516}}}$$

donde W_{O1} es la salida de trabajo del modelo 1. Por consiguiente, la autonomía de crucero del modelo 1 viene dada por $C_{r1} = v_{k1} \cdot O_{t1}$ donde O_{t1} es el tiempo de trabajo máximo.

Puede observarse que para la misma potencia total, la salida de trabajo del modelo 1 del CPS para la propulsión es aproximadamente un 22,6% inferior a la del CAT-3516, mientras que la velocidad y la autonomía de crucero disminuyen solamente aproximadamente un 8%. Además, el modelo 1 del CPS proporciona ~ 169,6 kW de calor, 962,0 kW de frío para refrigeración y 962,0 kW de frío para climatización al mismo tiempo.

Del mismo modo, la velocidad y la autonomía de crucero para la embarcación alimentada por los modelos 2 a 4 del CPS pueden obtenerse según los datos del CAT-3126. La velocidad y la autonomía de crucero para una embarcación alimentada por el modelo 2 del CPS son:

$$v_{k2} = v_{k_3126} \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{O2}}{P_{o_3126}}}$$

y $C_{r2} = v_{k2} \cdot O_{t2}$. La velocidad y la autonomía de crucero para una embarcación alimentada por el modelo 3 del CPS son:

$$v_{k3} = v_{k_3126} \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{O3}}{P_{o_3126}}}$$

y $C_{r3} = v_{k3} \cdot O_{t3}$. La velocidad y la autonomía de crucero para una embarcación alimentada por el modelo 4 del CPS son:

$$v_{k4} = v_{k_3126} \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{O4}}{P_{o_3126}}}$$

y $C_{r4} = v_{k4} \cdot O_{t4}$. Para la misma potencia total, los rendimientos efectivos de los modelos 2 a 4 para la propulsión son aproximadamente un 2,8% menores que los del motor diésel correspondiente. Sin embargo, los modelos 2 a 4 pueden proporcionar 22,0 kW, 6,5 kW y 2,1 kW de calor al mismo tiempo, respectivamente. Puede observarse que la velocidad y la autonomía de crucero de los modelos 2 a 4 del CES son ~ 99,0% de las de los motores diésel correspondientes.

Del mismo modo, la velocidad y la autonomía de crucero para una embarcación alimentada por el modelo 5 del CPS pueden obtenerse según los datos del Riverliner. La velocidad y la autonomía de crucero para una embarcación alimentada por el modelo 5 del CPS son:

$$v_{k5} = v_{k_Riverliner} \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{O5}}{P_{o_Riverliner}}}$$

y $C_{r5} = v_{k5} \cdot O_{t5}$. Para la misma salida de trabajo para la propulsión, el modelo 5 del CPS proporciona ~ 45,2 kW de calor, 256,8 kW de frío para refrigeración y 51,4 kW de frío para climatización aunque la potencia total es un 14,8% superior a la del motor diésel correspondiente.

El caudal del combustible (aire líquido) puede calcularse mediante:

$$F_l = \frac{P_o}{E_D \cdot \rho_l}$$

donde F_l , P_o , E_D , ρ_l son el caudal del aire líquido, la potencia del motor, la densidad energética del CPS y la densidad del aire líquido, respectivamente. El volumen del tanque de combustible se expresa como:

$$V_l = \frac{F_l \cdot O_t}{E_{dis}}$$

donde V_l , O_t , E_{dis} son el volumen de aire líquido, el tiempo de funcionamiento y la eficiencia de disipación de calor del tanque. Si se supone un tanque cúbico, la longitud de cada lado, d , es

$$d = \sqrt[3]{V_l}.$$

El requisito de transferencia de calor máximo se ha analizado y estimado anteriormente. Para el CPS con una unidad de salida de trabajo (1 kW), el requisito de transferencia de calor es: $Q = 2,184$ kW. El tamaño de los intercambiadores de transferencia de calor para una unidad de salida de trabajo es: $V = 0,011$ m³. Si se da un factor de seguridad de 4, el tamaño de los intercambiadores de transferencia de calor para una unidad de salida de trabajo sería 0,044 m³.

En base a los datos anteriores, en la Tabla 5 aparece una estimación conservadora del volumen total de los intercambiadores de calor para los modelos 1 a 5 del CPS.

COMPARACIÓN DEL CPS CON LOS MOTORES DIÉSEL

Densidad energética y precio: una comparación entre las tablas 4 y 5 demuestra que los consumos de combustible de los modelos 1 a 5 del CPS son 37,70, 44,36, 42,08, 42,5 y 42,3 veces los de los motores diésel correspondientes, respectivamente. Por lo tanto, las densidades energéticas de los modelos 1 a 5 son 1/37,70, 1/44,36, 1/42,08, 1/42,5 y 1/42,3 las de los motores diésel correspondientes.

Para comparar el precio de la potencia específica de los ocho motores, el precio de la electricidad se supone $Price_e = 6$ peniques/kWh y el del diésel $Price_d = 90$ peniques/litro, el consumo energético para producir 1 kg de aire líquido se supone 0,4 kWh (W.F. Castle, 2002). El precio de la potencia específica ($Price_p$) de los cuatro modelos se calcula como: CAT-3516 = 22,0 p/kWh, M1 = 25,0 p/kWh, CAT-3126 = 23,4 p/kWh, M2 = 31,3 p/kWh, Ford Porbeagle = 24,7 p/kWh, M3 = 31,3 p/kWh, Lister Petter ST3 = 24,8 p/kWh, M4 = 31,3 p/kWh, Cummins = 22,1 p/kWh y M5 = 28,8 p/kWh.

El precio de la potencia específica para los modelos del CPS es comparable con los modelos diésel correspondientes. Si se utiliza el modelo 1 del CPS para embarcaciones para el transporte de materiales congelados, el precio de la potencia específica sería muy competitivo con respecto al modelo diésel equivalente.

Si el consumo energético para producir 1 kg de aire líquido se supone 0,3 kWh, el precio de la potencia específica ($Price_p$) para los modelos 1 a 4 del CPS se convierten, respectivamente, en 18,8 p/kWh, 23,4 p/kWh, 23,4 p/kWh, 23,4 p/kWh y 21,6 p/kWh.

Eficiencia energética: en la Tabla 6 se muestra la comparación de las eficiencias de pozo a rueda entre los cinco modelos. Los datos del CPS se basan en 0,4 kWh para producir 1 kg de aire líquido. Puede observarse que la eficiencia del modelo 1 del CPS es similar a la del CAT-3516 y que la eficiencia de los modelos 2 a 4 del CPS utilizando aire líquido como combustible es inferior a la de los motores diésel correspondientes. Las embarcaciones CPS de tamaño medio tienen mayor eficiencia que los yates pequeños cuando se utilizan para el transporte de materiales congelados, porque los yates pequeños no recuperan totalmente el frío. Las eficiencias de los modelos 1 a 4 del CPS mostradas entre paréntesis son aquella para las que se supone un consumo para producir 1 kg de aire líquido de 0,3 kWh.

Tabla 6

Modelo	CAT-3516	Modelo 1 del CPS	CAT-3126 Ford Porbeagle Lister Petter ST3	Modelos 2 a 4 del CPS	Cummins Riverliner	Modelo 5 del CPS
Combustible	Diésel	Aire líquido	Diésel	Aire líquido	Diésel	Aire líquido
Eficiencia de producción del combustible	94%	51,6% (68,8%)	94%	51,6% (68,8%)	94%	51,6% (68,8%)
Eficiencia máxima del motor de freno o eficiencia del stack	38%	59,4%	38%	47,3%	38%	52,8%
Factor de eficiencia de la carga parcial	70%	70%	70%	70%	70%	70%
Eficiencia de transmisión	85%	80%	85%	90%	85%	80%
Factor de peso x factor de inactividad	100%	100%	100%	100%	100%	100%
Eficiencia total de ciclo	21%	18% (24%)	21%	15% (20%)	21%	16% (21%)

Vida útil y el coste de inversión: puesto que todos los componentes principales del CPS son similares al CES, la vida útil de un sistema CPS también se estima en aproximadamente 20 a 40 años. Se considera que la vida útil del diésel es de aproximadamente 17 años. Sin embargo, se cree que la vida útil del CPS es superior a la de los motores diésel, porque no existe el proceso de combustión a altas temperaturas implicado en el CPS, y no hay una fuerte fricción entre pistones y cilindros.

Se cree que el CPS es competitivo en cuanto al coste de inversión porque hay pocos requisitos especiales en cuanto a componentes. Además, un sistema de refrigeración se queda obsoleto en el caso de las embarcaciones de transporte frigorífico.

Influencias de los sistemas sobre el medio ambiente: Los motores diésel implican la combustión de combustibles fósiles y, por lo tanto, conducen a la emisión de contaminantes. El CPS es un sistema favorable para el medio ambiente y totalmente de cero emisiones. Si el aire líquido se produce mediante una energía renovable, el sistema CPS sería un sistema de alimentación "verde" completo. Además, los contaminantes pueden eliminarse durante el proceso de licuefacción, lo que ayudaría a mitigar los aspectos medioambientales negativos asociados con la quema de combustibles fósiles. Durante la producción de aire líquido también pueden eliminarse partículas en suspensión en el aire no deseables.

Por consiguiente, puede utilizarse el sistema de propulsión criogénica (CPS) que utiliza aire líquido para proporcionar transporte marítimo libre de combustión y no contaminante. El CPS tiene un rendimiento competitivo en comparación con los motores diésel en cuanto al precio de la energía, la eficiencia energética, la vida útil y el coste de inversión y el impacto sobre el medio ambiente. El CPS puede tener una eficiencia mayor si se recupera la energía fría para, por ejemplo, refrigeración y climatización a bordo.

Por supuesto, se entenderá que la presente invención se ha descrito a modo de ejemplo, y que pueden realizarse modificaciones de detalle dentro del alcance de la invención tal como se define mediante las siguientes reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Método de almacenamiento de energía mediante un sistema de almacenamiento de energía criogénica que tiene unos intercambiadores de calor primero (340) y segundo (350), comprendiendo dicho método:
- proporcionar un insumo gaseoso (120);
 producir un criógeno (250) a partir del insumo gaseoso;
 almacenar el criógeno;
 bombear el criógeno para formar un criógeno presurizado;
 10 calentar el criógeno presurizado en el segundo intercambiador de calor (350) utilizando el calor del insumo gaseoso;
 sobrecalentar el criógeno presurizado calentado en el primer intercambiador de calor (340) utilizando el calor del insumo gaseoso;
 15 expandir el criógeno sobrecalentado a través de una turbina (320) para accionar la turbina; y
 recuperar la energía fría reciclando al menos una parte de la energía fría contenida en el criógeno extrayendo dicha energía fría a través de dichos intercambiadores de calor primero (340) y segundo (350) para enfriar el insumo gaseoso, utilizando así la energía fría recuperada para reforzar la producción de más criógeno.
- 20 2. Método según la reivindicación 1, que comprende adicionalmente utilizar la turbina (320, 510) para accionar un generador (330, 515) y generar electricidad.
3. Método según la reivindicación 1, que comprende adicionalmente utilizar la turbina (320, 510) para accionar una hélice (505).
- 25 4. Método según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la etapa de expandir el criógeno comprende calentar el criógeno utilizando: el calor ambiente; o calor geotérmico; o el calor residual procedente de una central eléctrica, de una corriente de vapor, del gas de combustión de una central eléctrica o de otra fuente de calor residual.
- 30 5. Método según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la etapa de producir el criógeno comprende comprimir el insumo gaseoso.
6. Método según la reivindicación 4, en el que la etapa de expandir el criógeno comprende calentar el criógeno utilizando el calor residual generado durante la etapa de compresión del insumo gaseoso.
- 35 7. Método según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que la etapa de expandir el criógeno comprende:
- calentar el criógeno hasta aproximadamente la temperatura ambiente utilizando el aire ambiente; a continuación calentar el criógeno adicionalmente utilizando el calor residual.
- 40 8. Método según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el criógeno se almacena a una temperatura aumentada antes de la expansión.
- 45 9. Método según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende adicionalmente utilizar la energía fría recuperada.
10. Método según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende adicionalmente utilizar la energía fría recuperada para refrigeración o para climatización.
- 50 11. Método según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende adicionalmente utilizar el calor residual generado durante la etapa de producción del criógeno para proporcionar: aire caliente para calefacción; o agua caliente.
- 55 12. Sistema de almacenamiento de energía criogénica (300) que comprende:
- un insumo gaseoso (120);
 unos medios para producir un criógeno a partir del insumo gaseoso;
 una instalación de almacenamiento de criógeno (370);
 una bomba (380) para aumentar la presión del criógeno;
 60 un primer intercambiador de calor (340) y un segundo intercambiador de calor (350), en el que el segundo intercambiador de calor (350) está dispuesto para calentar el criógeno utilizando el calor del insumo gaseoso después de haber sido aumentada la presión por la bomba (380); y
 el primer intercambiador de calor (340) está dispuesto para sobrecalentar el criógeno utilizando el calor del insumo gaseoso después de haber sido calentado el criógeno por el segundo intercambiador de calor (350);
 65 una turbina (320) para expandir el criógeno y que puede ser accionada por el criógeno en expansión; y

por el cual, durante el funcionamiento, la energía fría se recupera reciclando al menos una parte de la energía fría contenida en el criógeno extrayendo dicha energía fría a través de dichos intercambiadores de calor primero y segundo para enfriar el insumo gaseoso, utilizando así la energía fría recuperada para reforzar la producción de más criógeno.

- 5
13. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según la reivindicación 12, que comprende adicionalmente un generador (330, 515) en el que el generador (330, 515) puede ser accionado por la turbina (320, 510).
- 10
14. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según la reivindicación 12, que comprende adicionalmente una hélice (505) en el que la hélice (505) puede ser accionada por la turbina (320, 510).
- 15
15. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según cualquiera de las reivindicaciones 13 a 14, que comprende adicionalmente un compresor (310) para comprimir el insumo gaseoso.
- 15
16. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según la reivindicación 15, en el que el primer intercambiador de calor (340) está dispuesto para sobrecalentar el criógeno utilizando: el calor del aire ambiente; o calor geotérmico; o el calor residual procedente de una central eléctrica, de una corriente de vapor, del gas de combustión de una central eléctrica o de otra fuente de calor residual.
- 20
17. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según la reivindicación 12 en el que:
- 25
- el segundo intercambiador de calor (350) está dispuesto para calentar el criógeno hasta aproximadamente la temperatura ambiente utilizando el aire ambiente; y
el primer intercambiador de calor (340) está dispuesto para calentar el criógeno adicionalmente utilizando el calor residual.
- 30
18. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según cualquiera de las reivindicaciones 12 a 17, que comprende adicionalmente una válvula de estrangulamiento (360, 545) dispuesta para convertir el insumo gaseoso en un criógeno.
- 35
19. Sistema de almacenamiento de energía criogénica según cualquiera de las reivindicaciones 12 a 18, en el que la turbina (320, 510) comprende una turbina cuasi-isotérmica multietapa.
- 40
20. Método según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11 en el que la turbina (320, 510) comprende una turbina cuasi-isotérmica multietapa.
- 45
- 50
- 55
- 60
- 65

FIG. 1

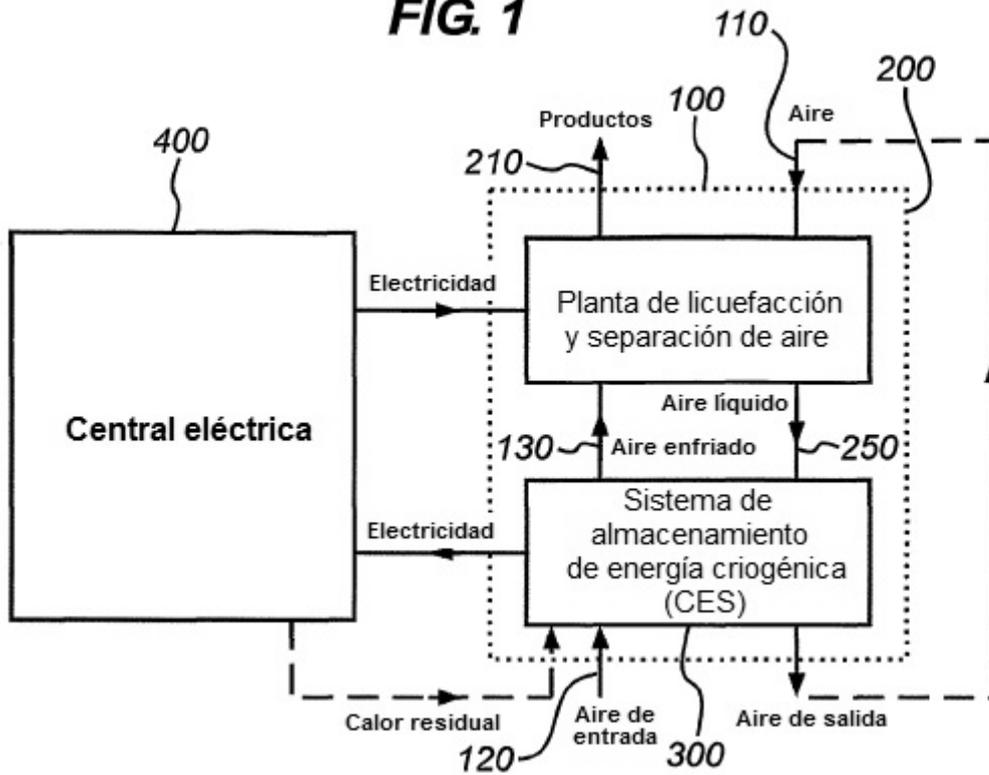


FIG. 2

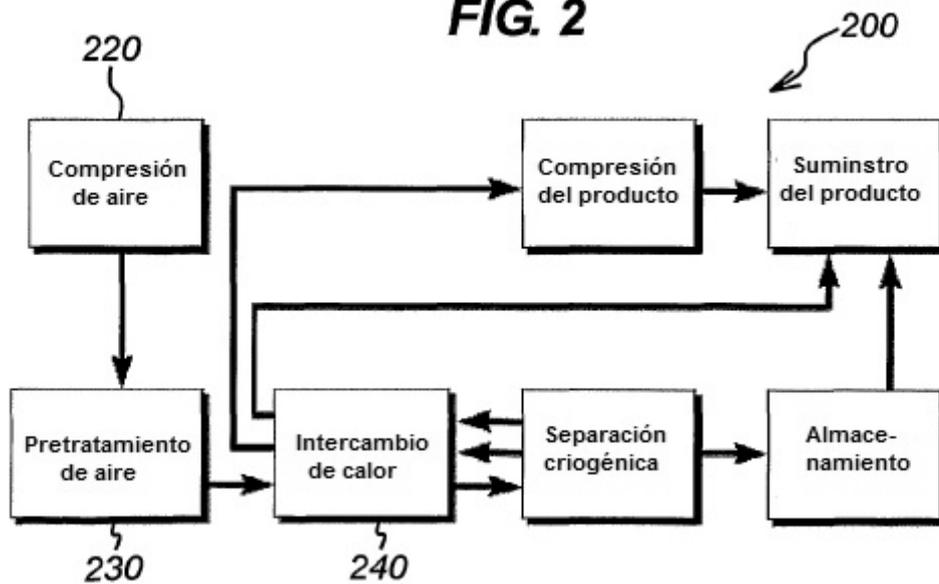


FIG. 5

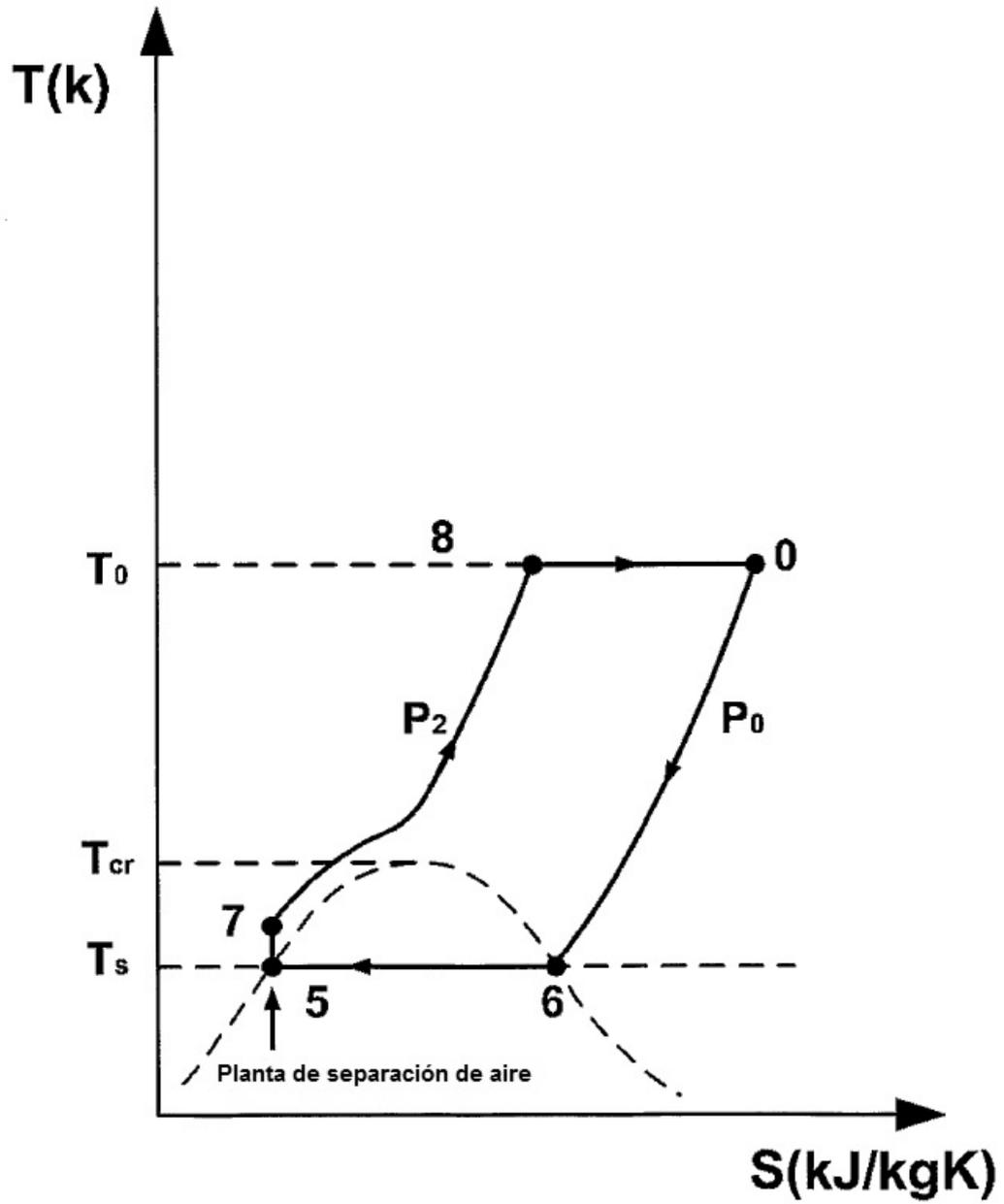


FIG. 6

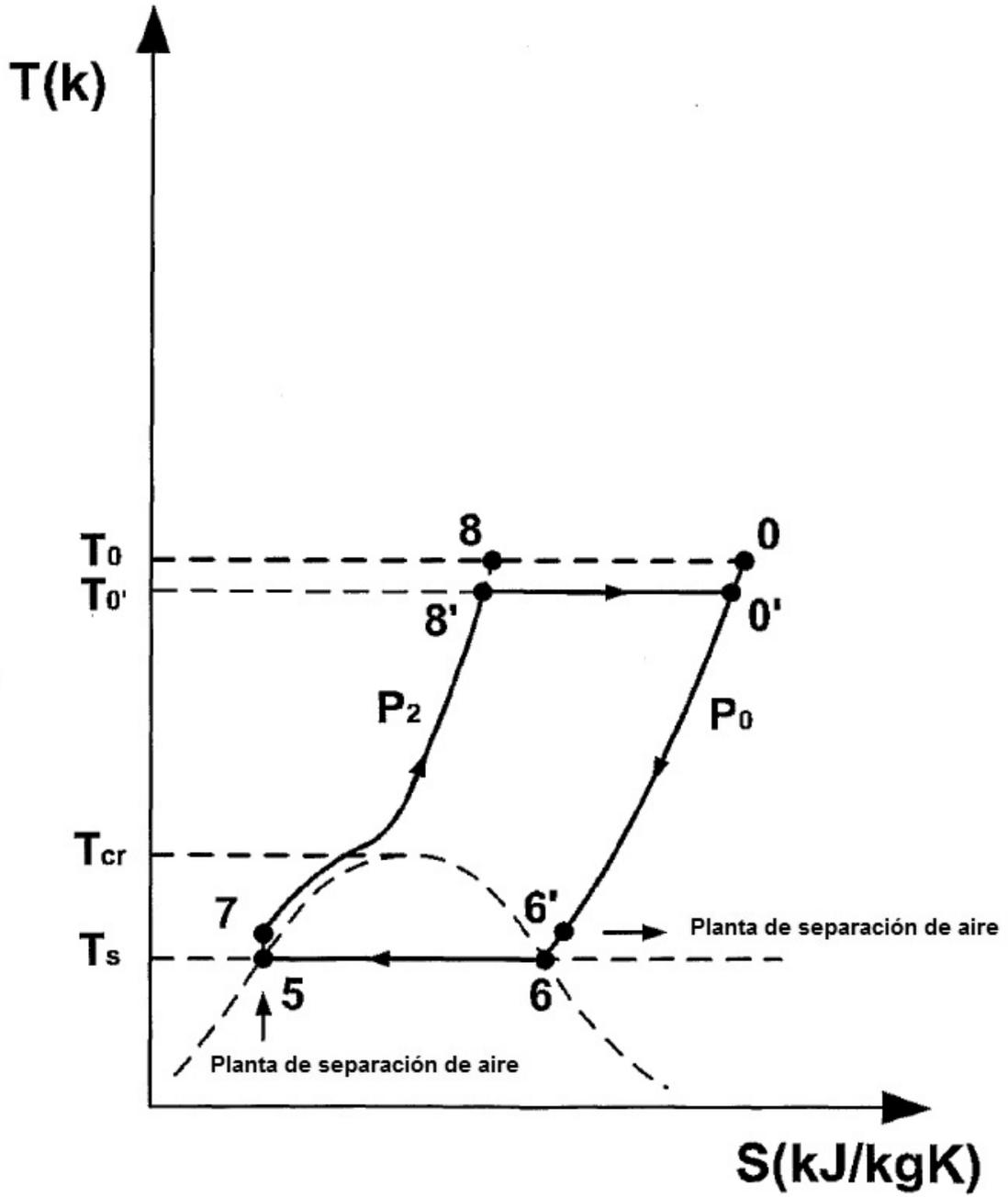


FIG. 7

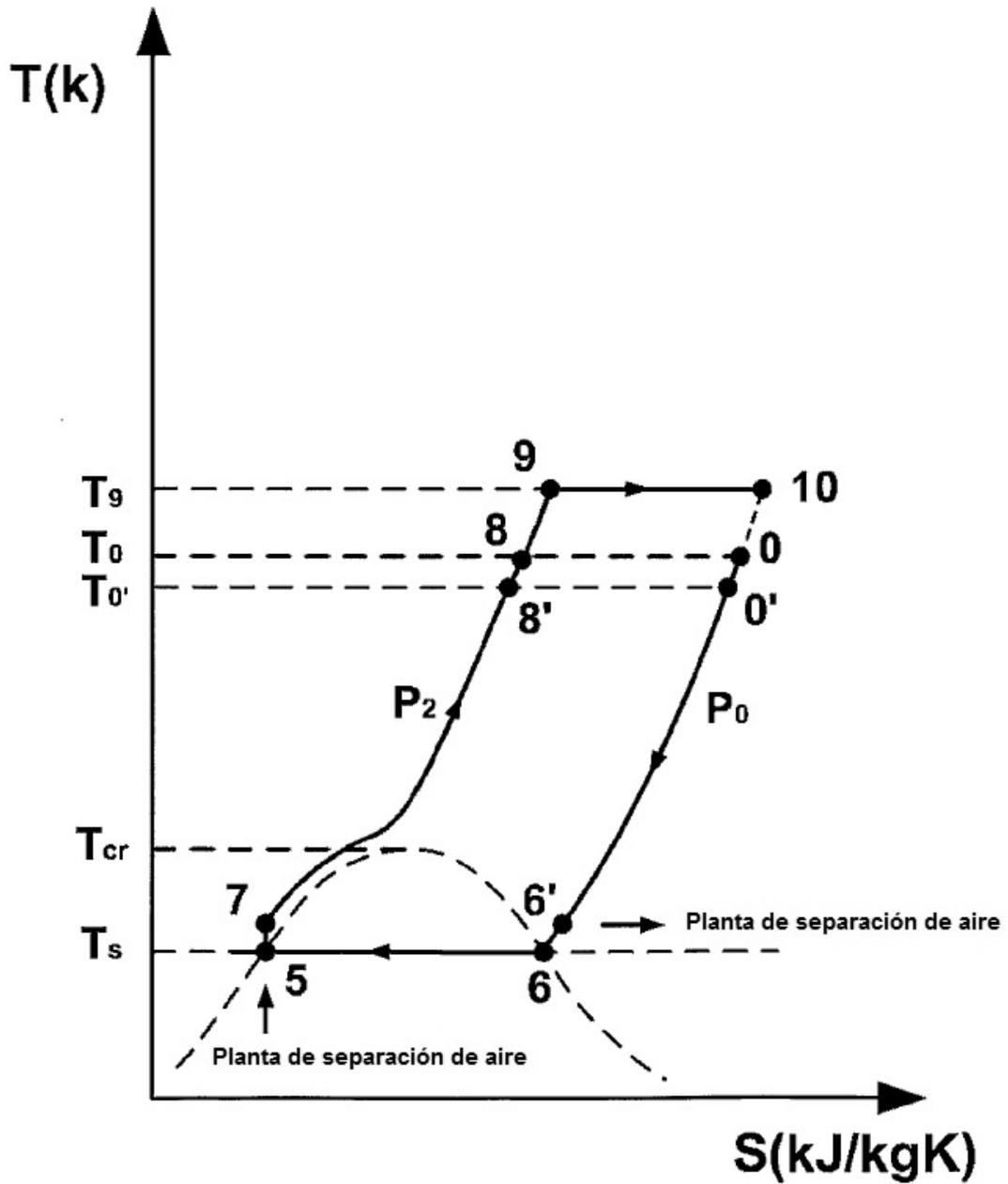
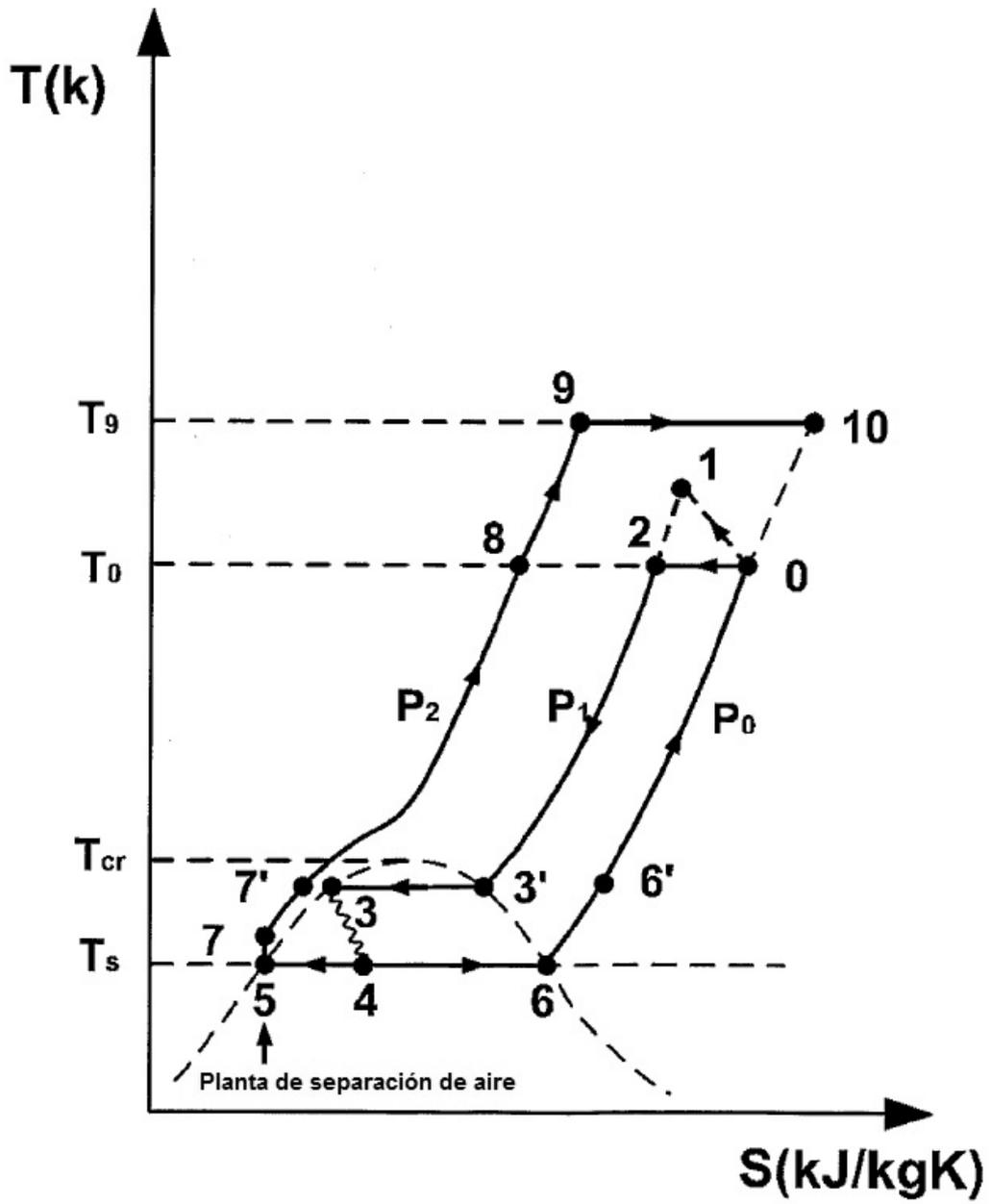


FIG. 8



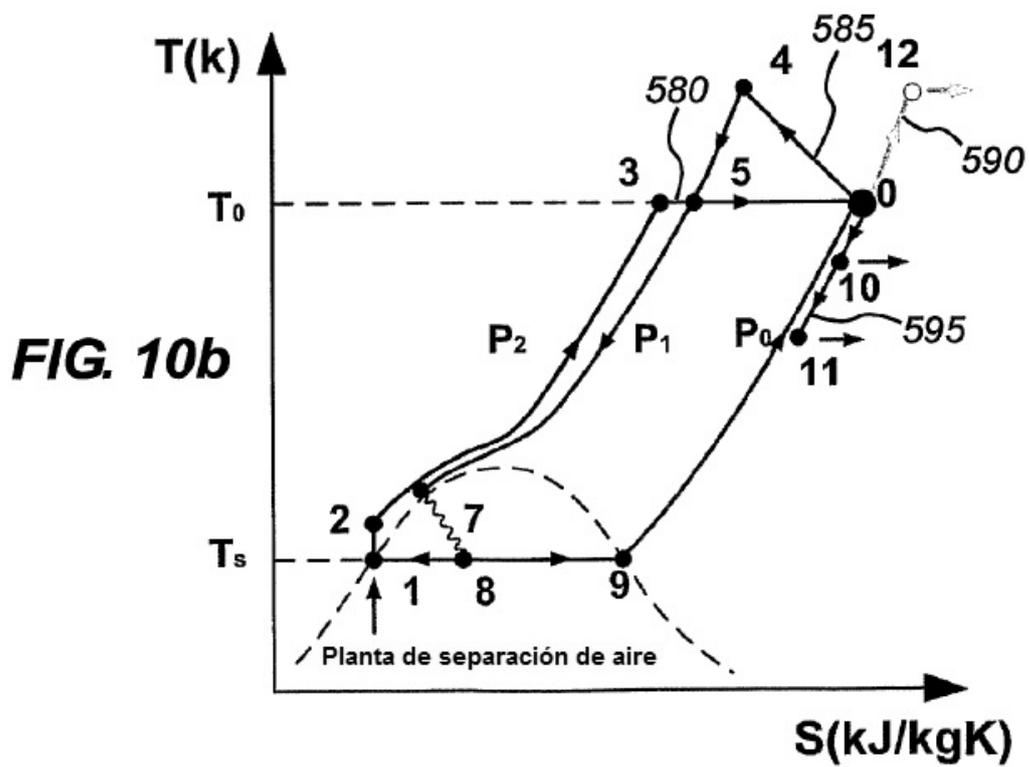
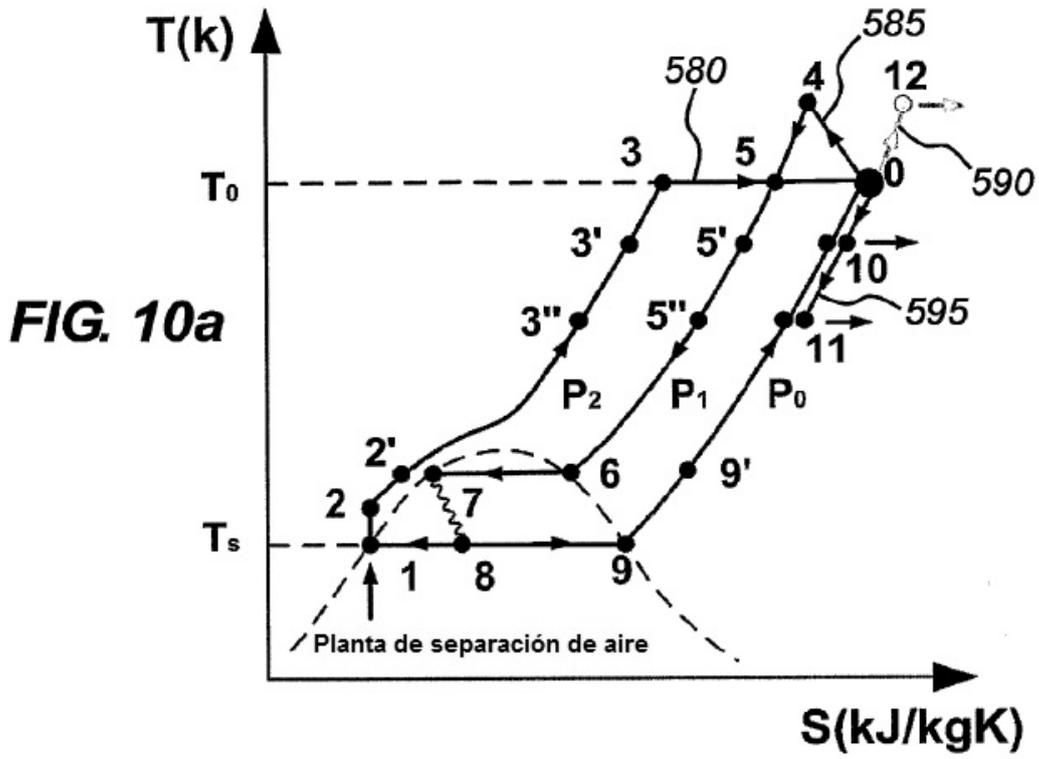


FIG. 11

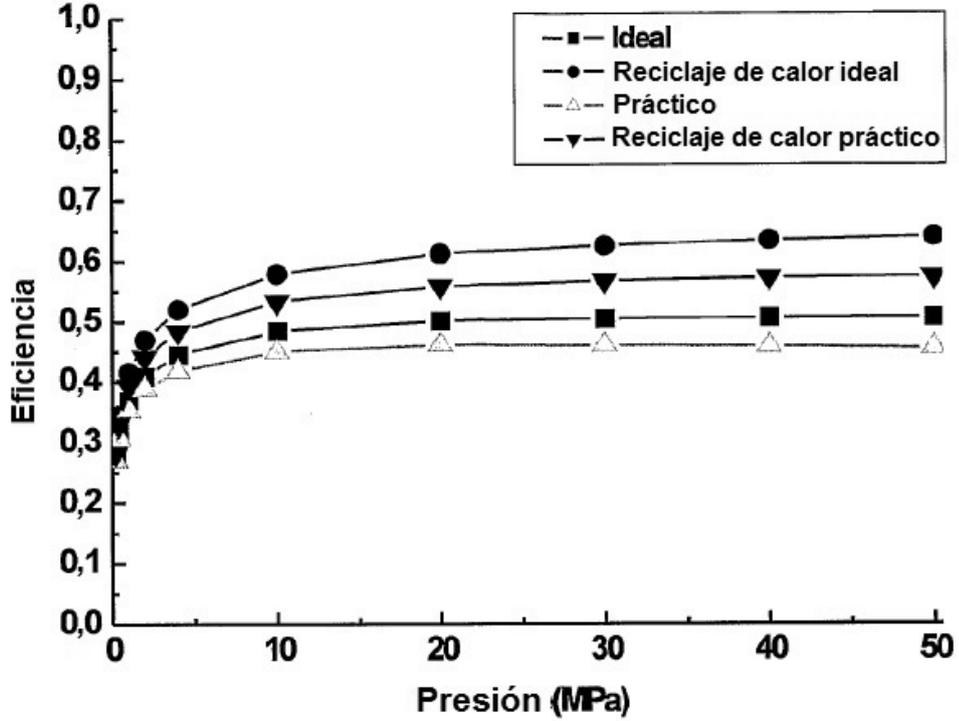


FIG. 12

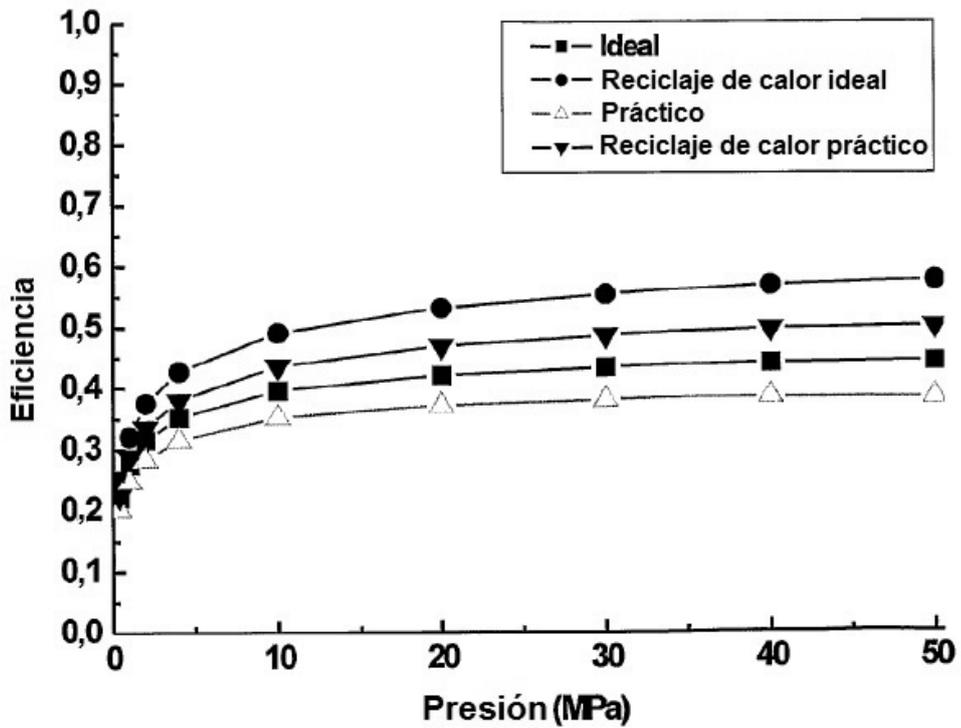


FIG. 13

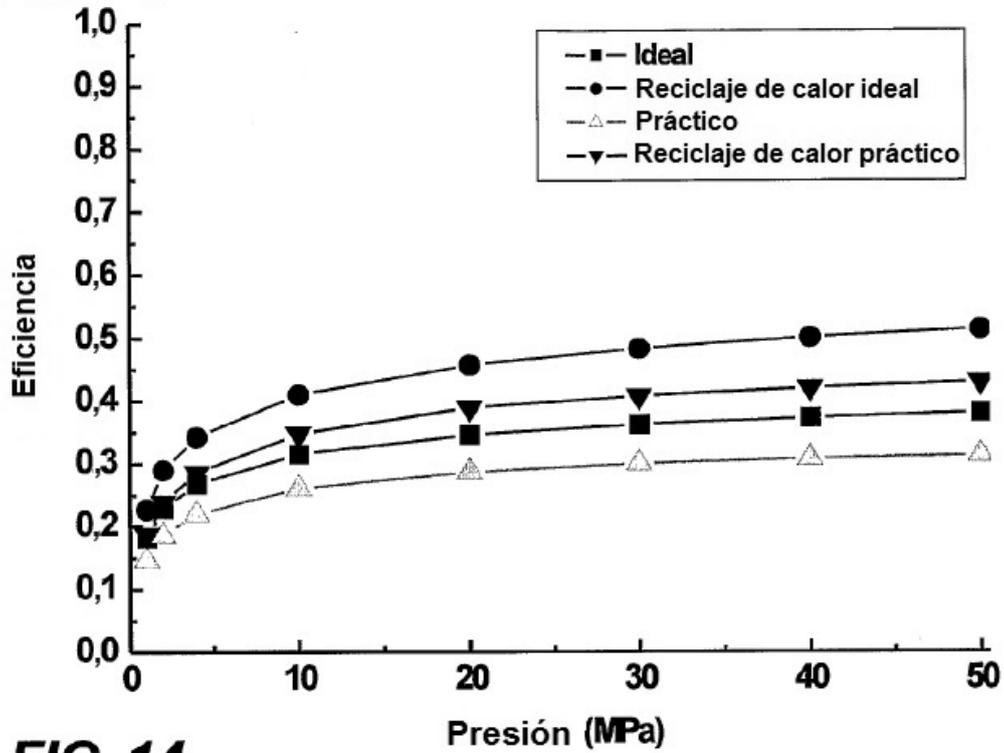


FIG. 14

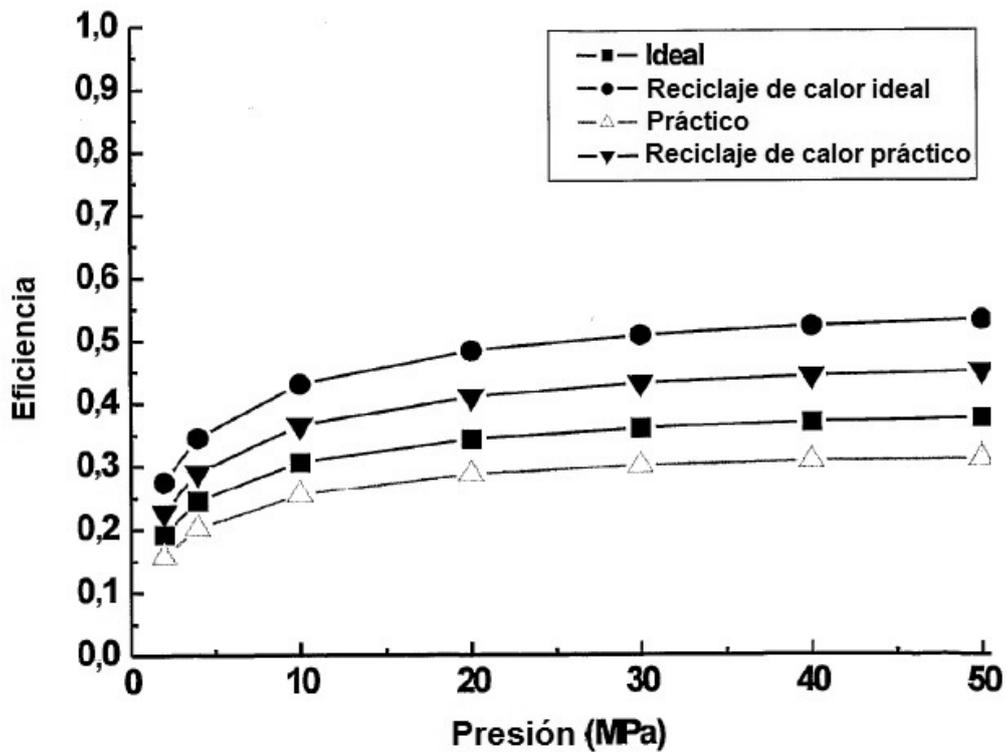


FIG. 15

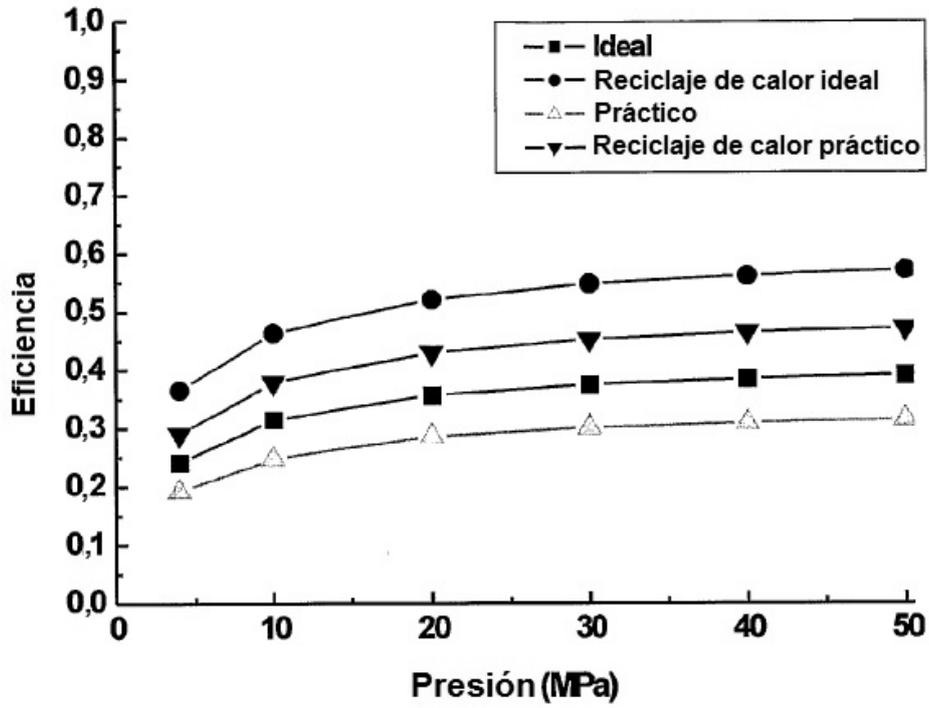


FIG. 16

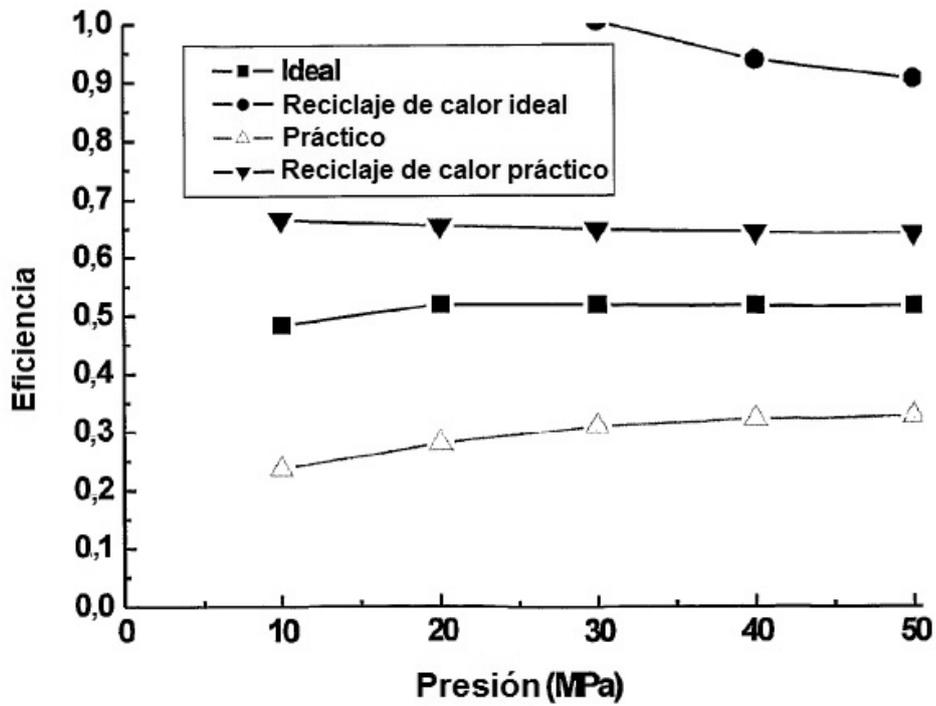


FIG. 17

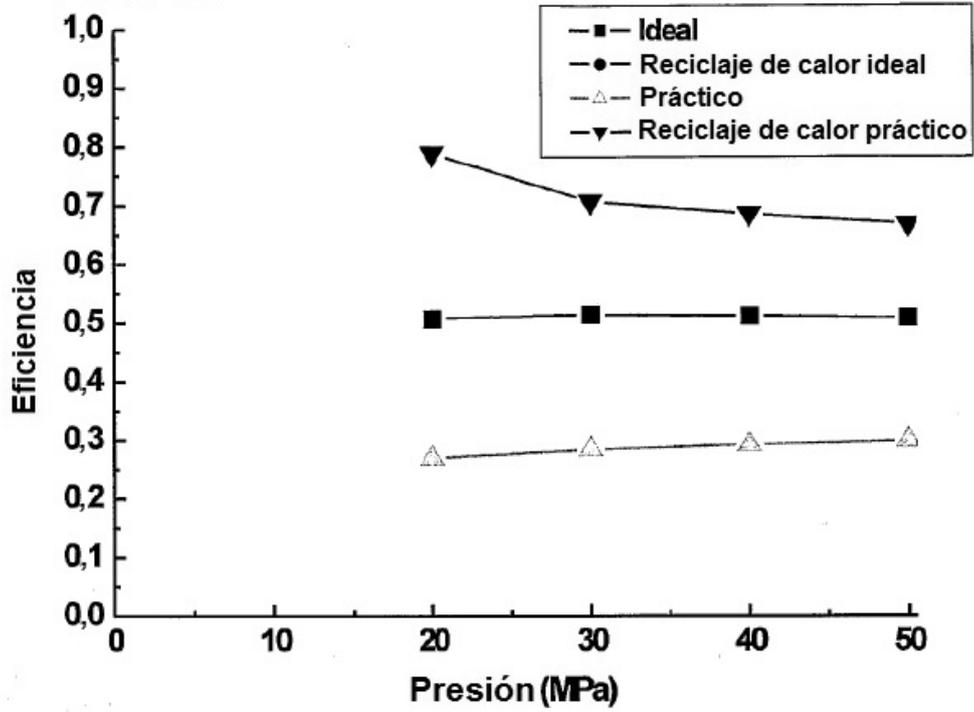


FIG. 18

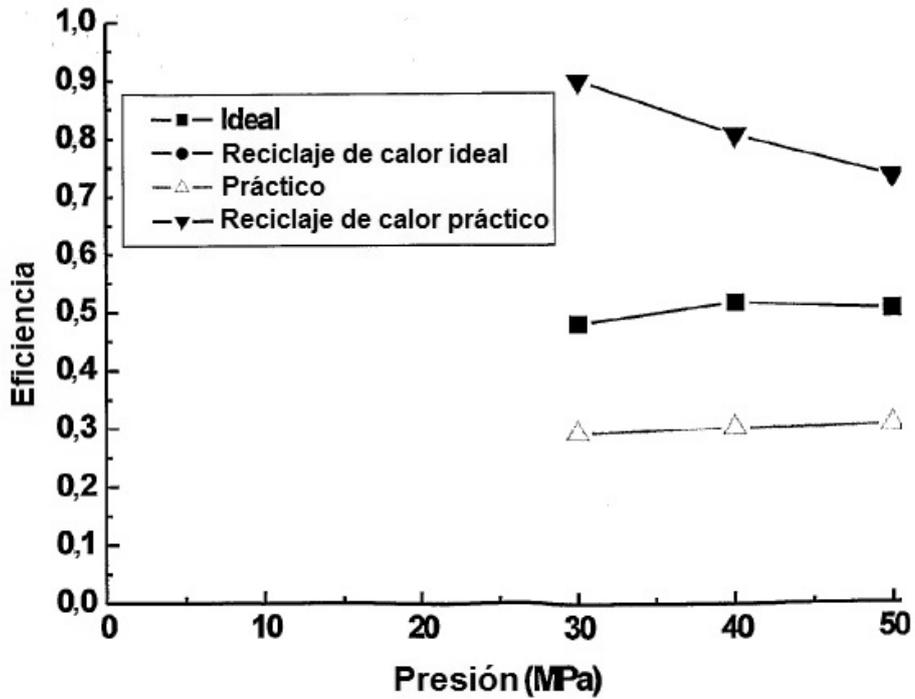


FIG. 19

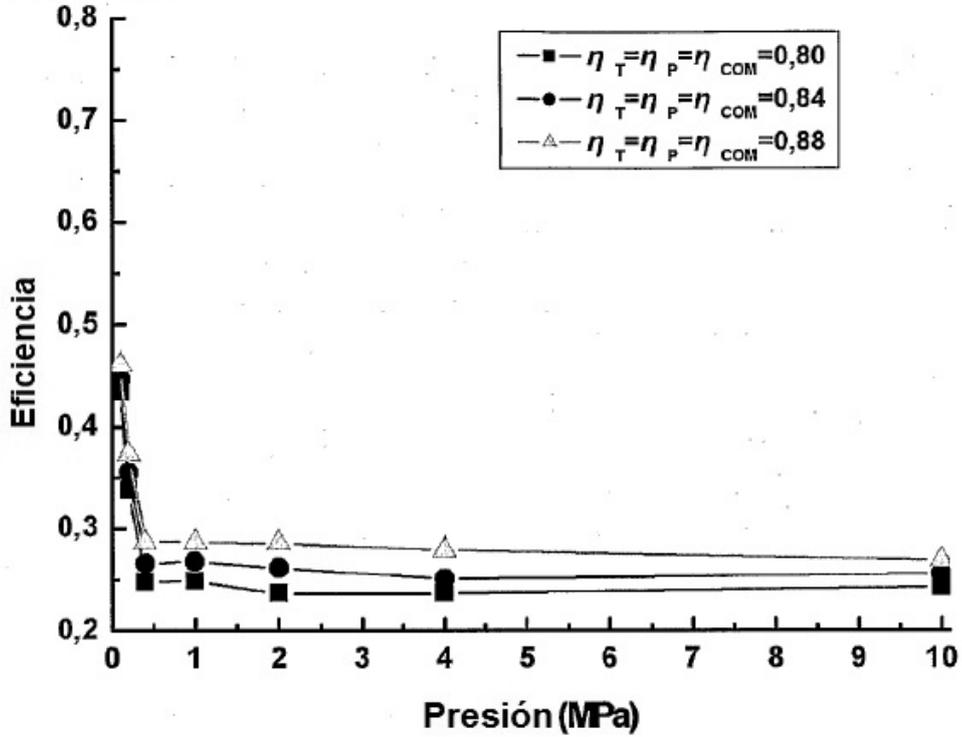


FIG. 20

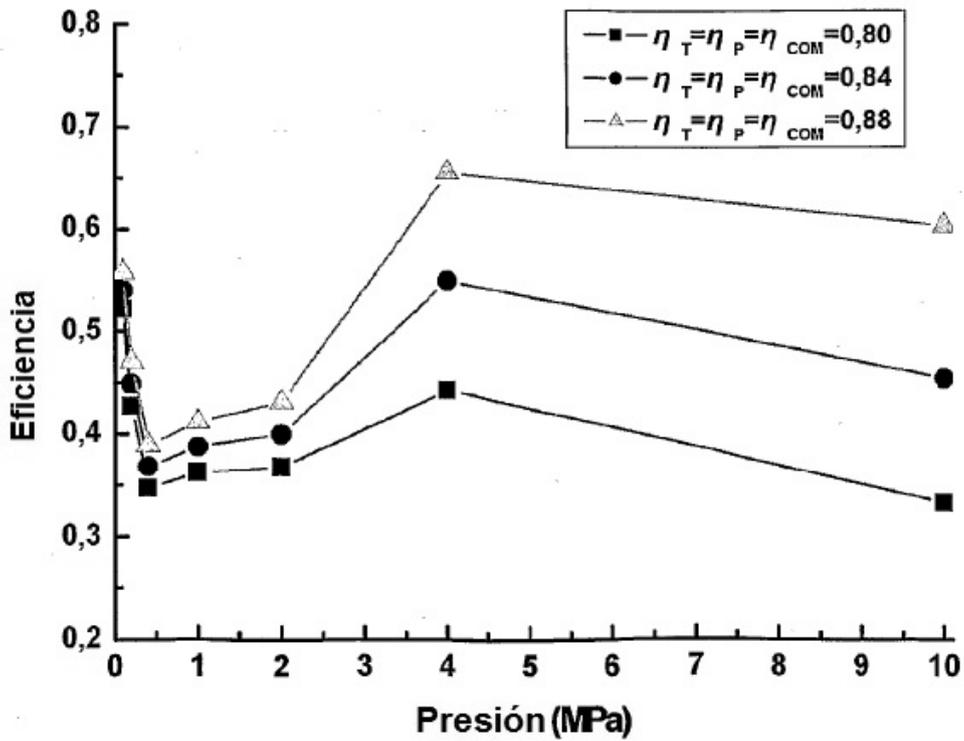


FIG. 21

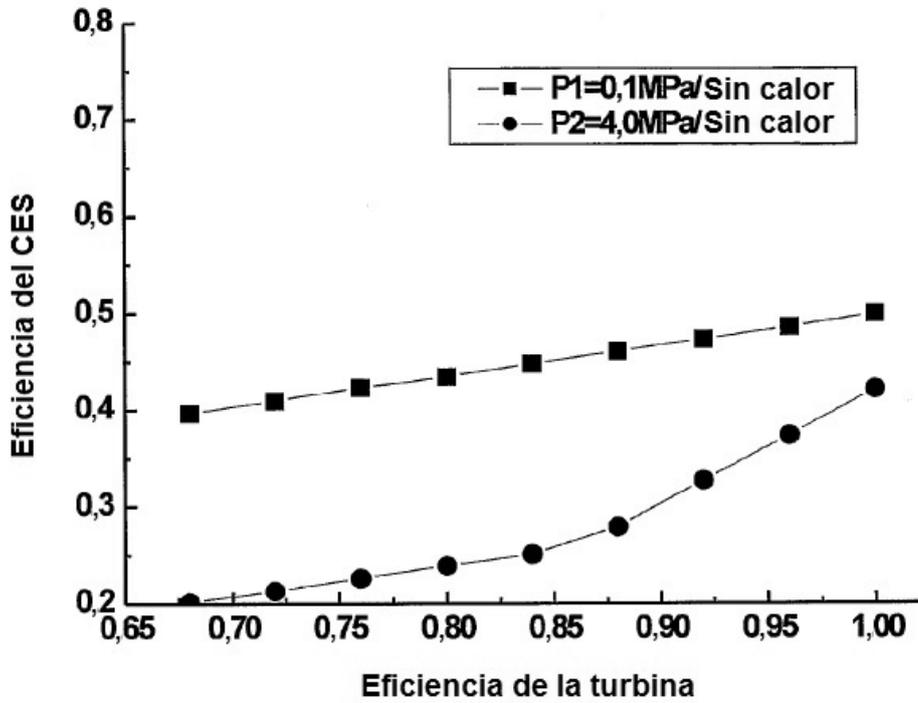


FIG. 22

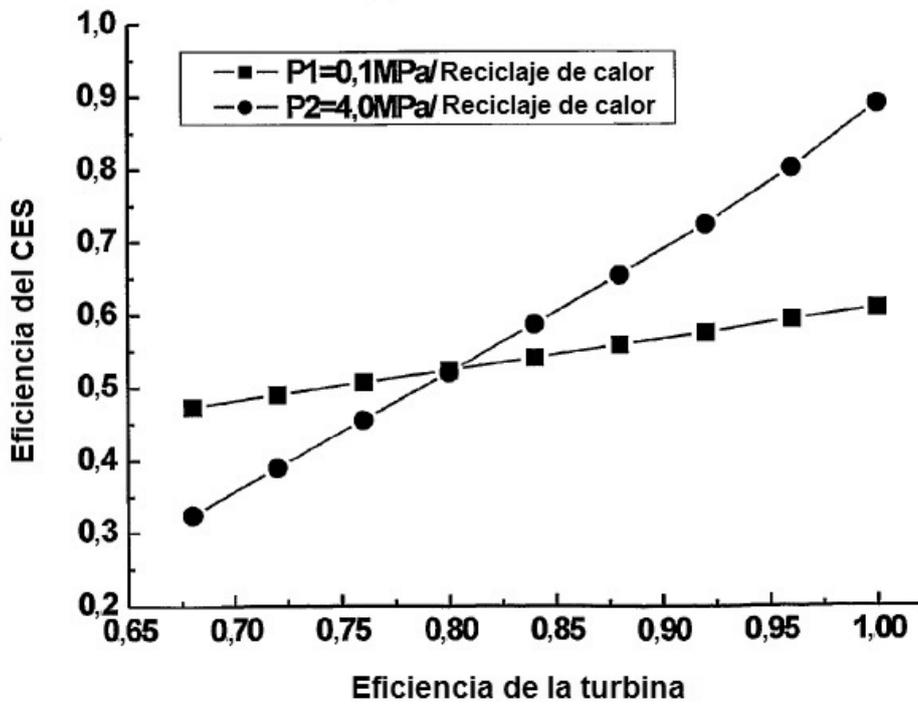


FIG. 23

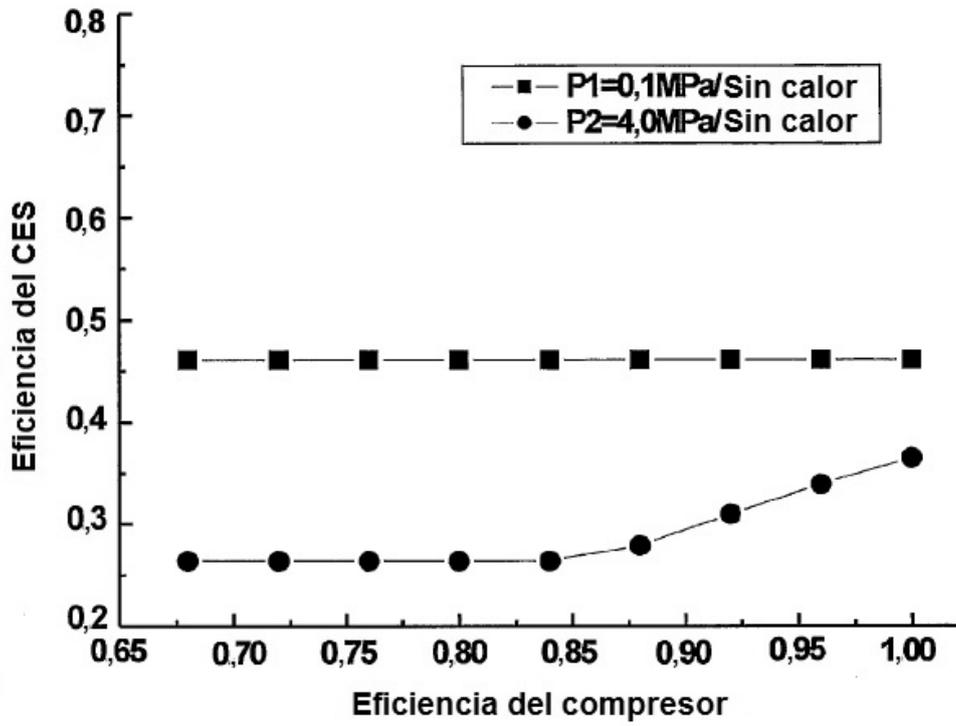


FIG. 24

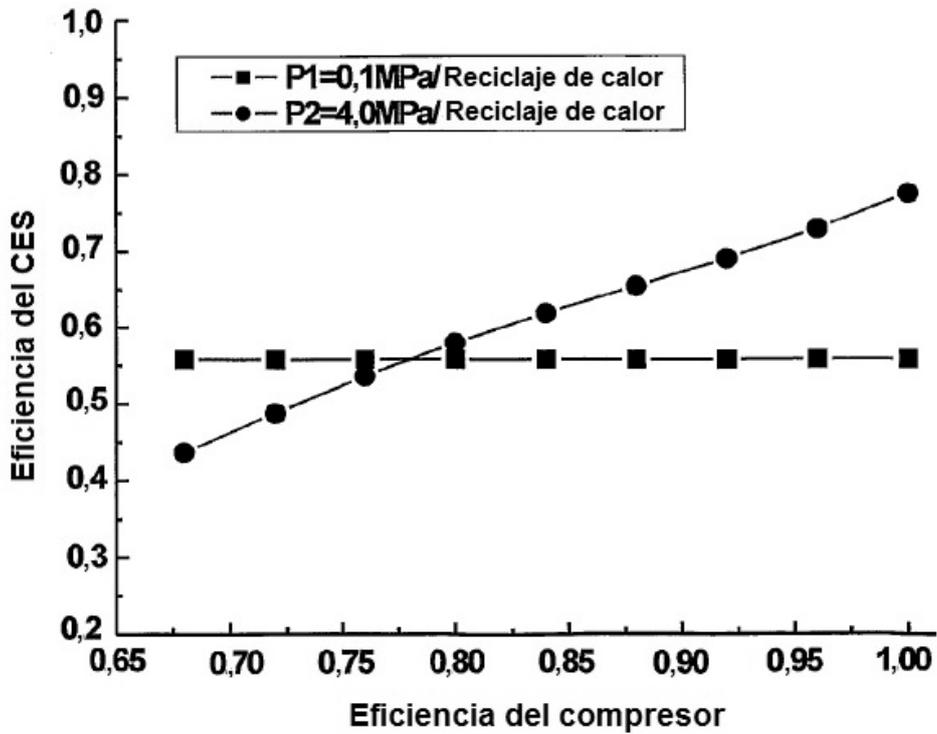


FIG. 25

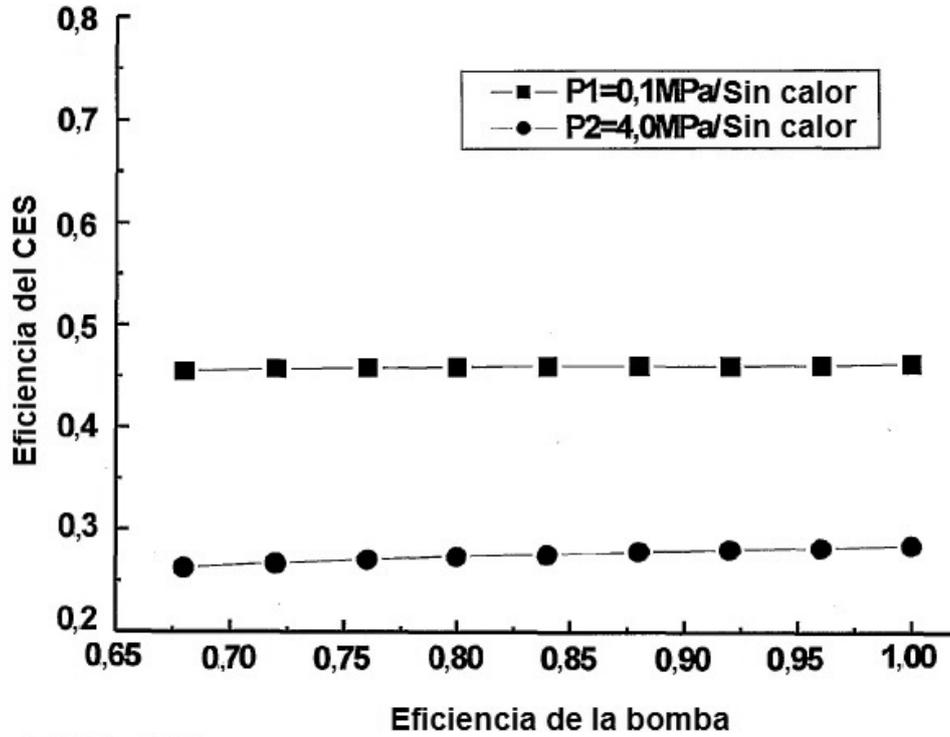


FIG. 26

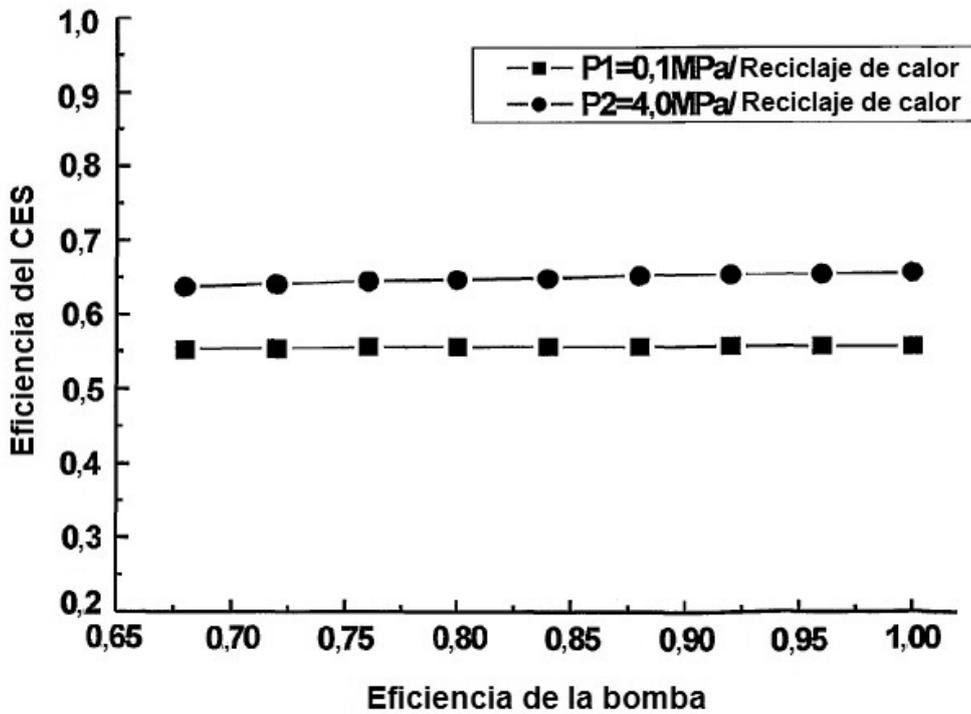


FIG. 27

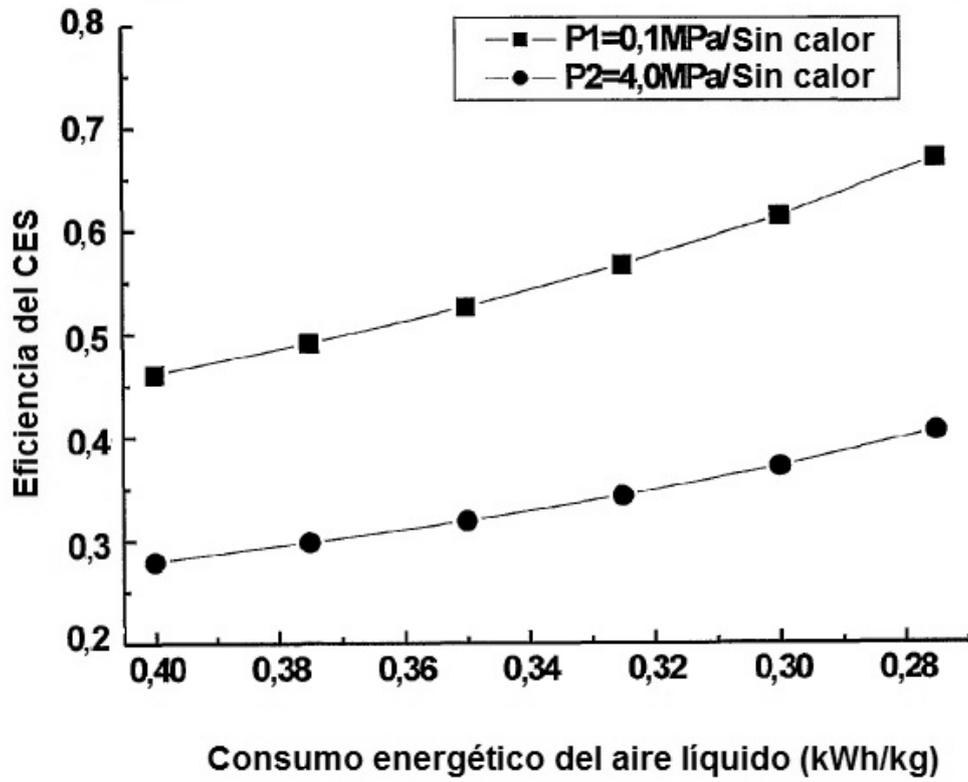


FIG. 28

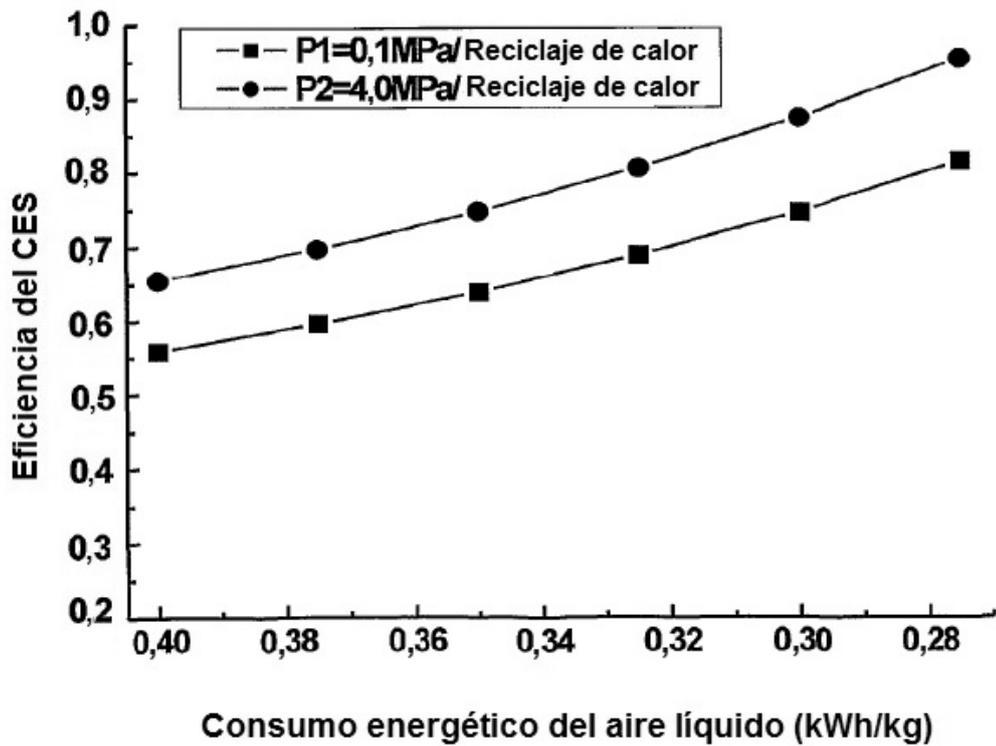


FIG. 29

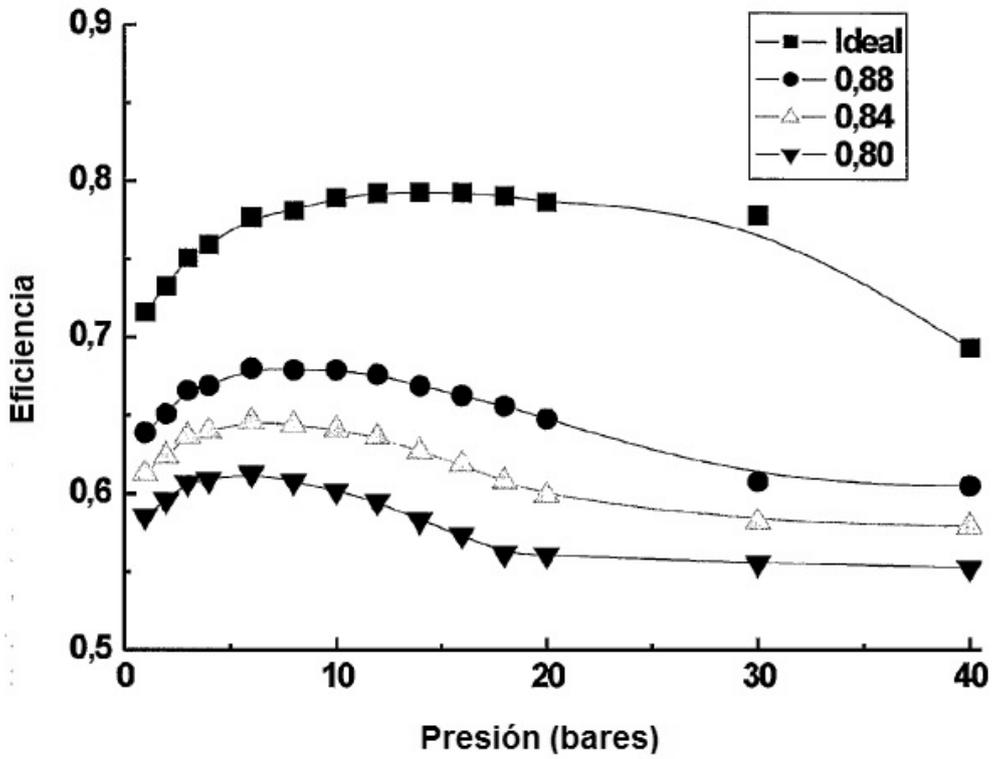


FIG. 30

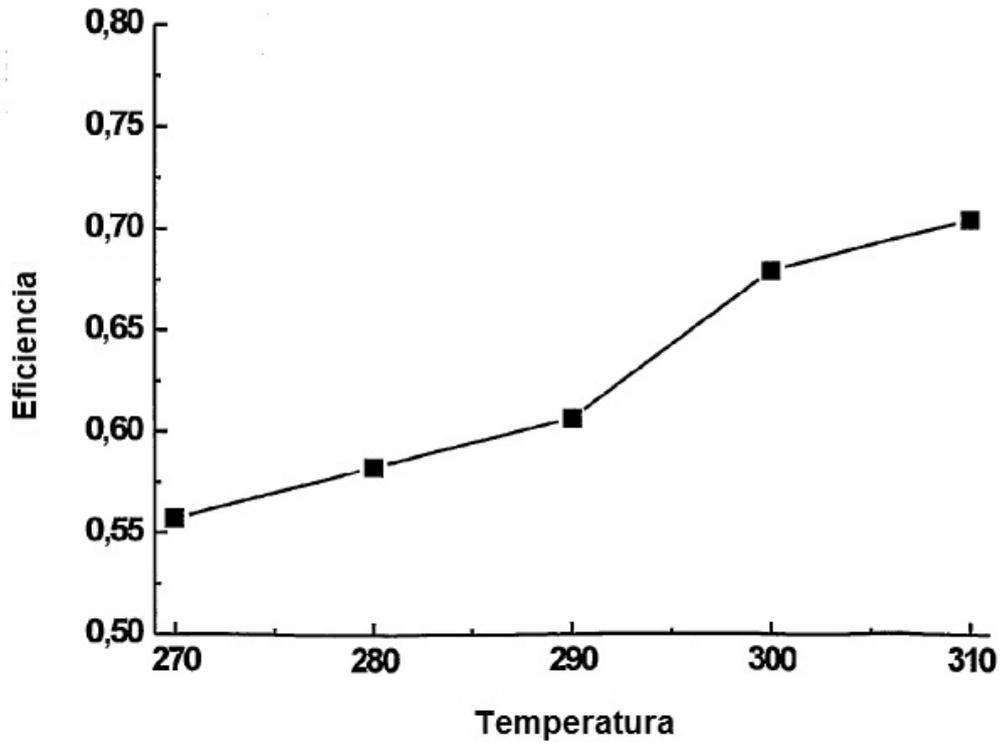


FIG. 31

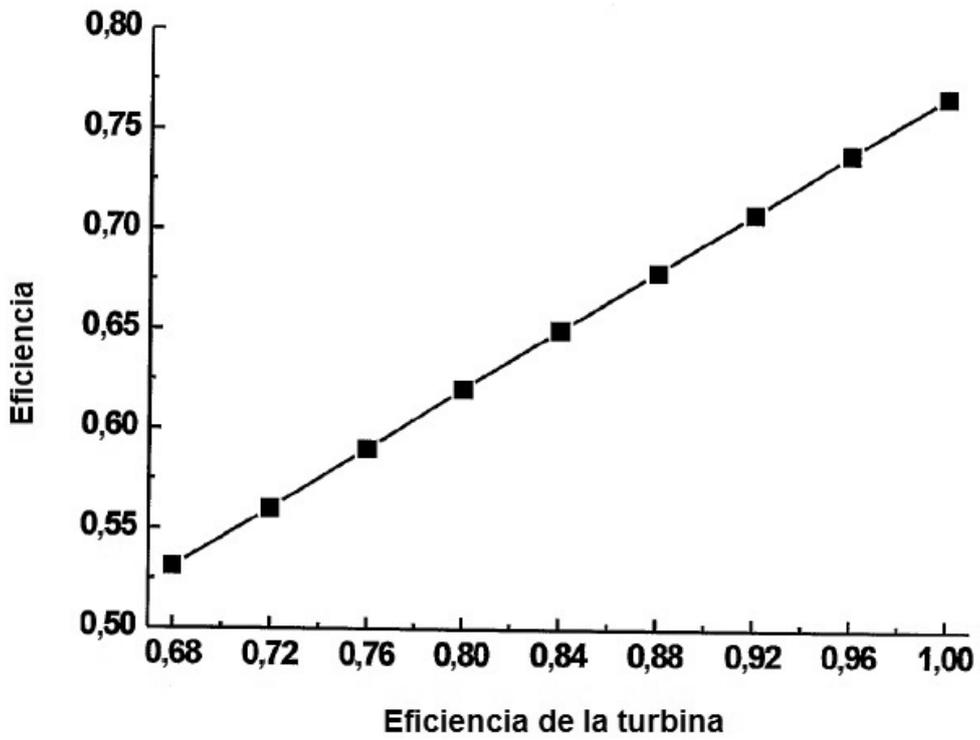


FIG. 32

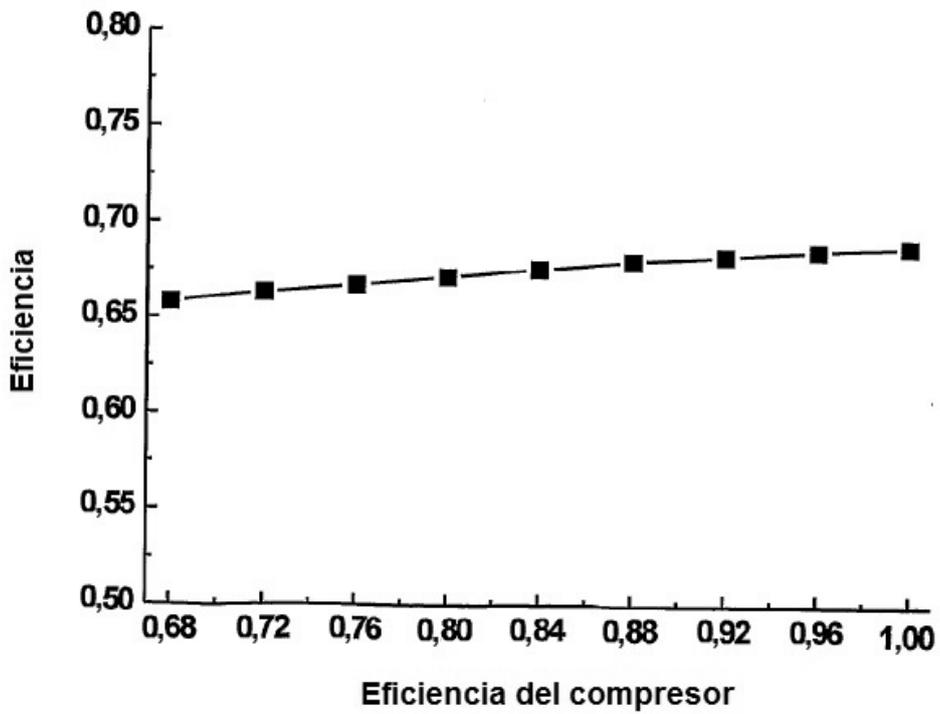


FIG. 33

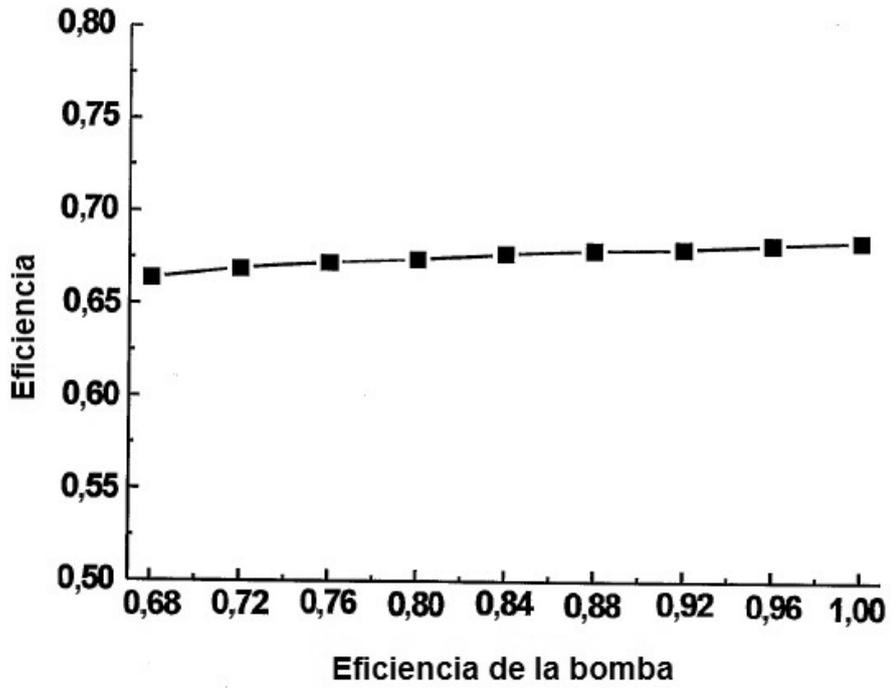


FIG. 34

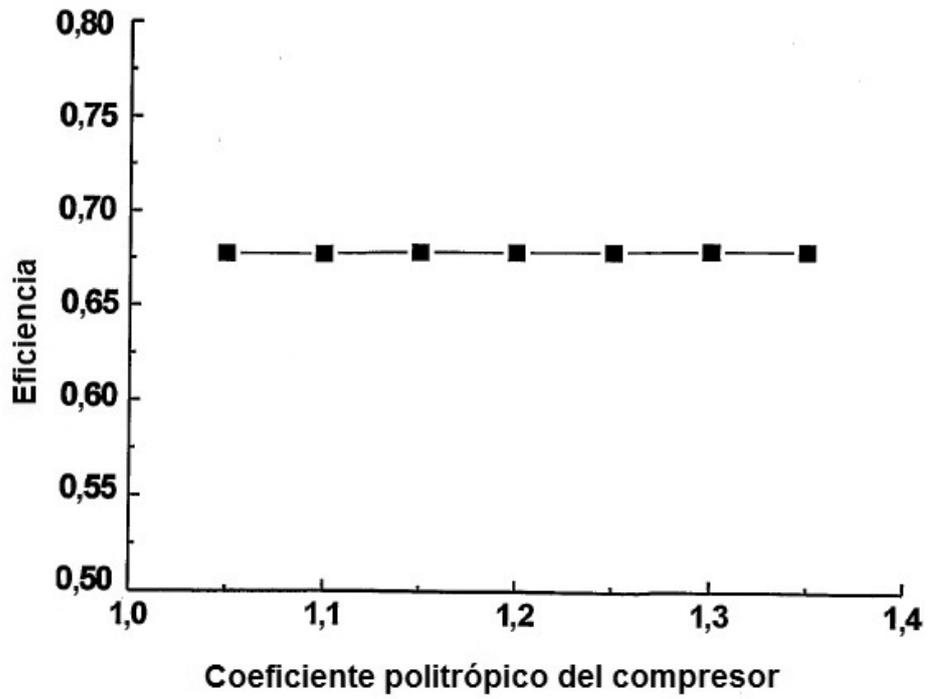


FIG. 35

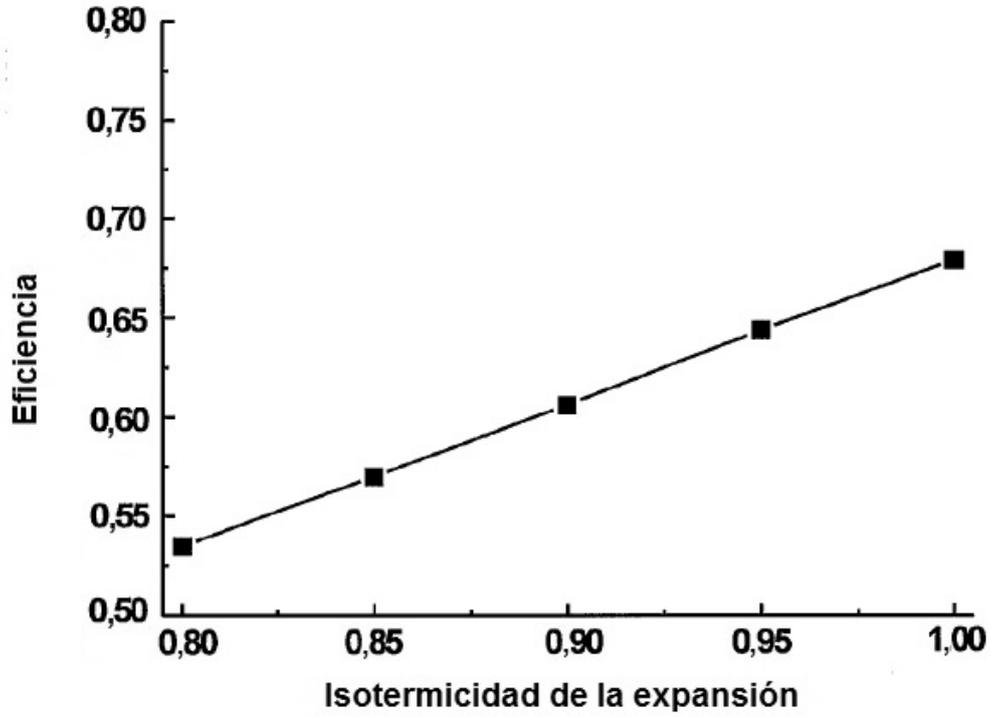


FIG. 36

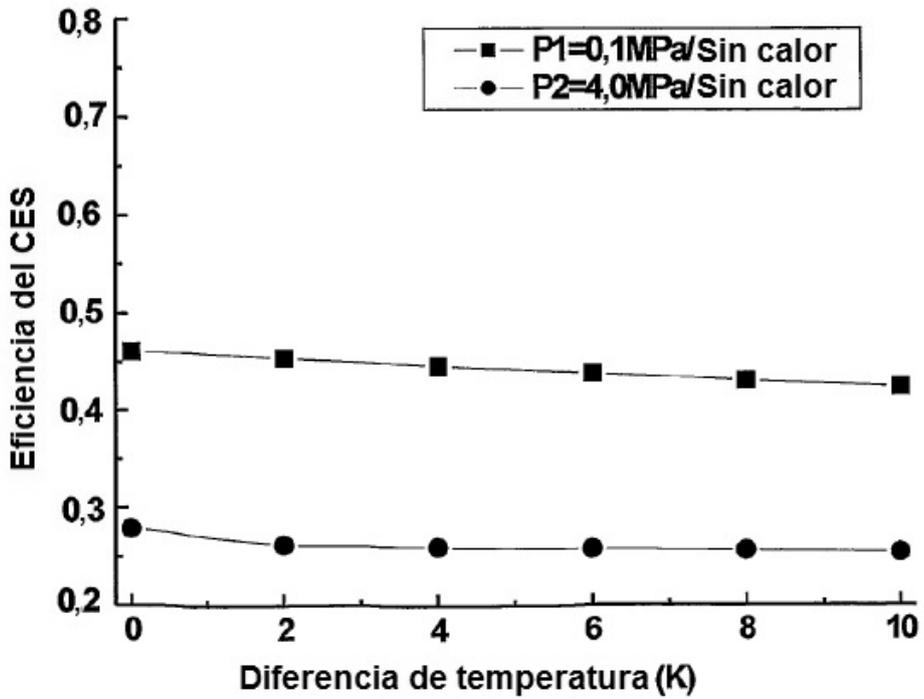


FIG. 37

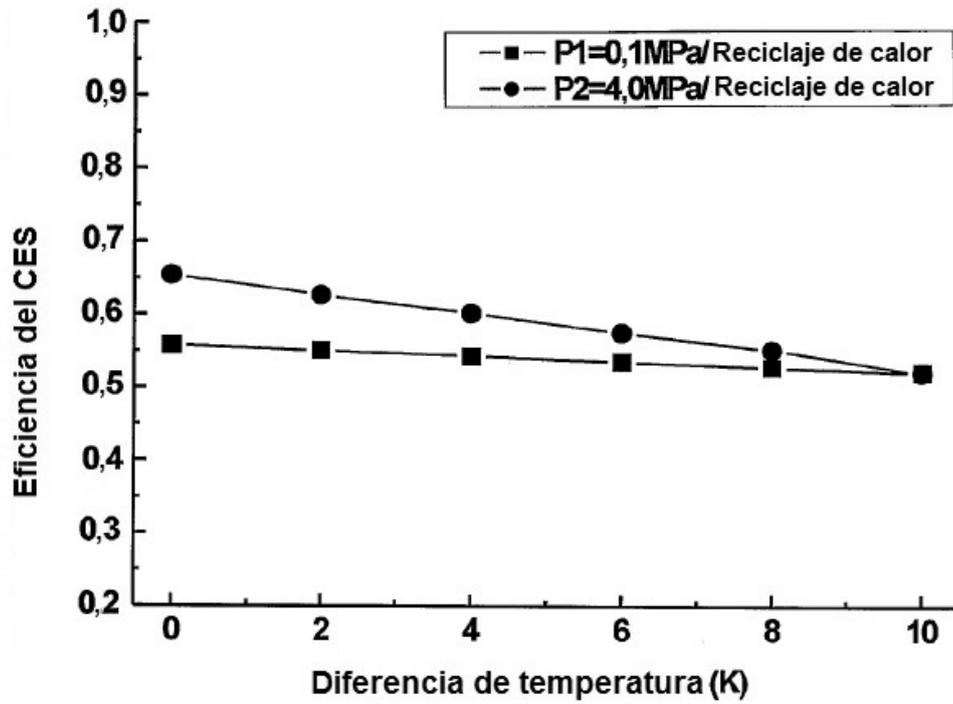


FIG. 38

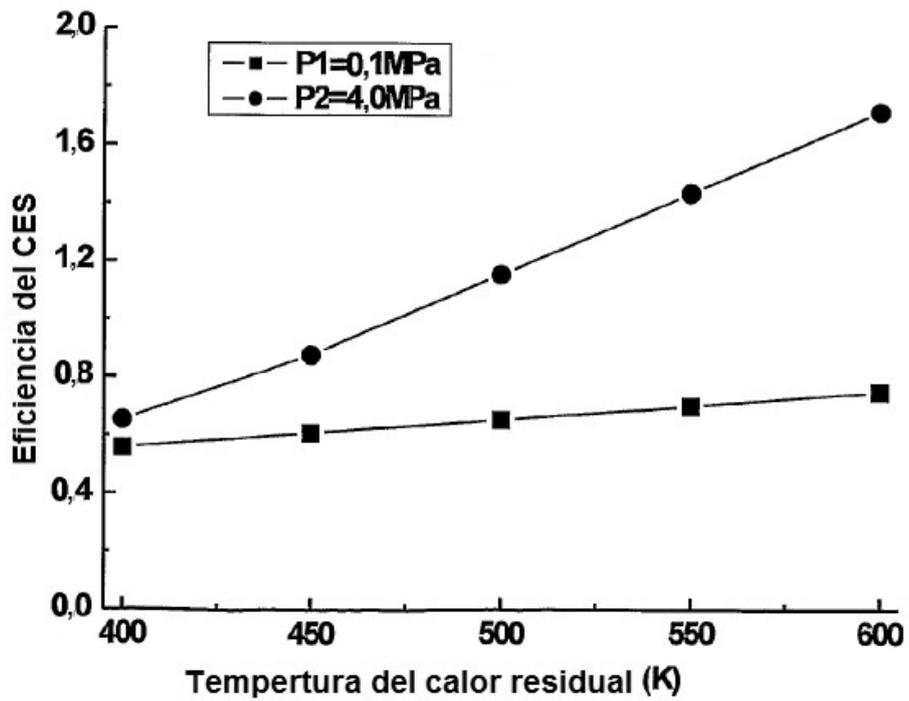


FIG. 39

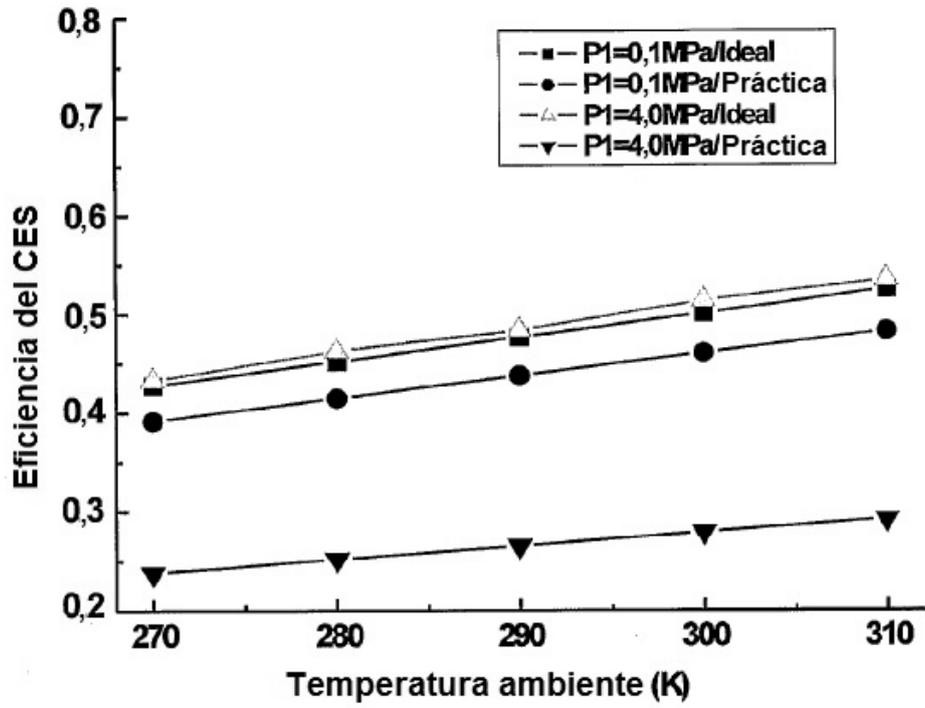


FIG. 40

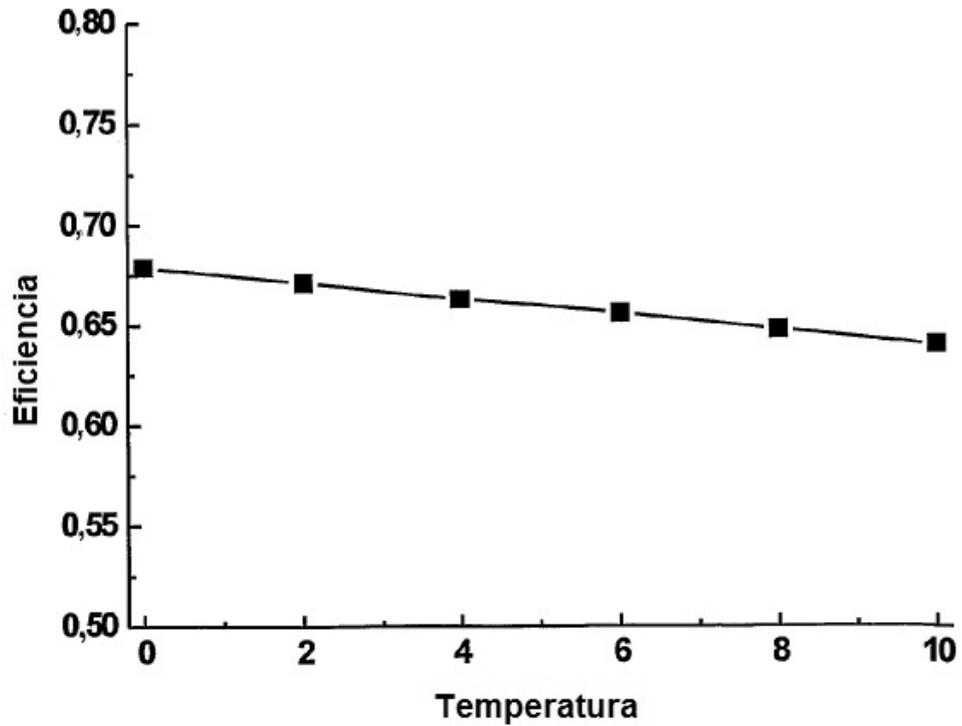
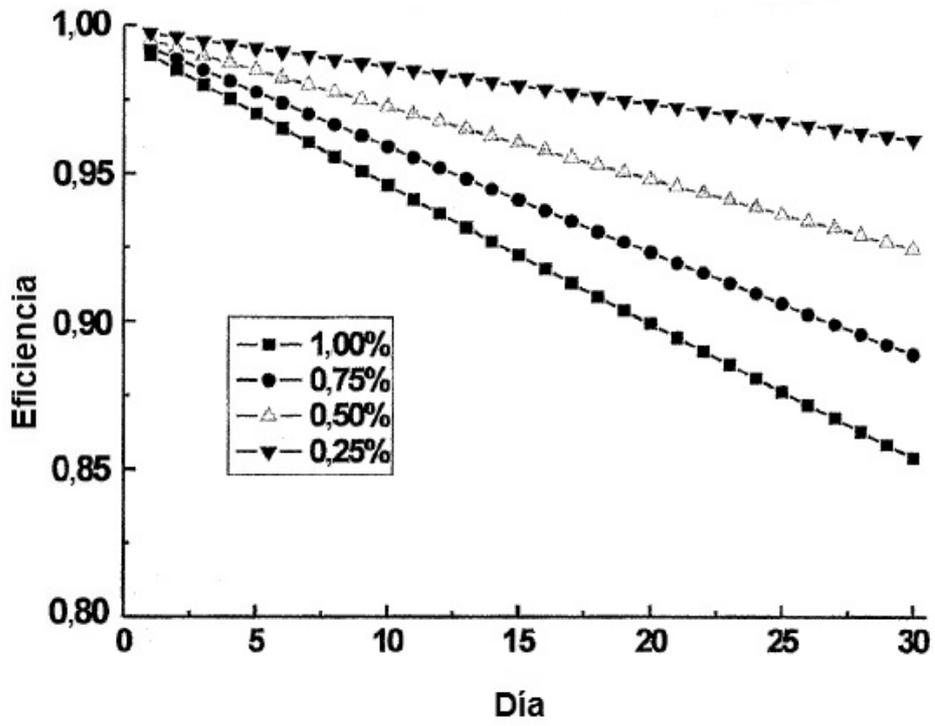


FIG. 41



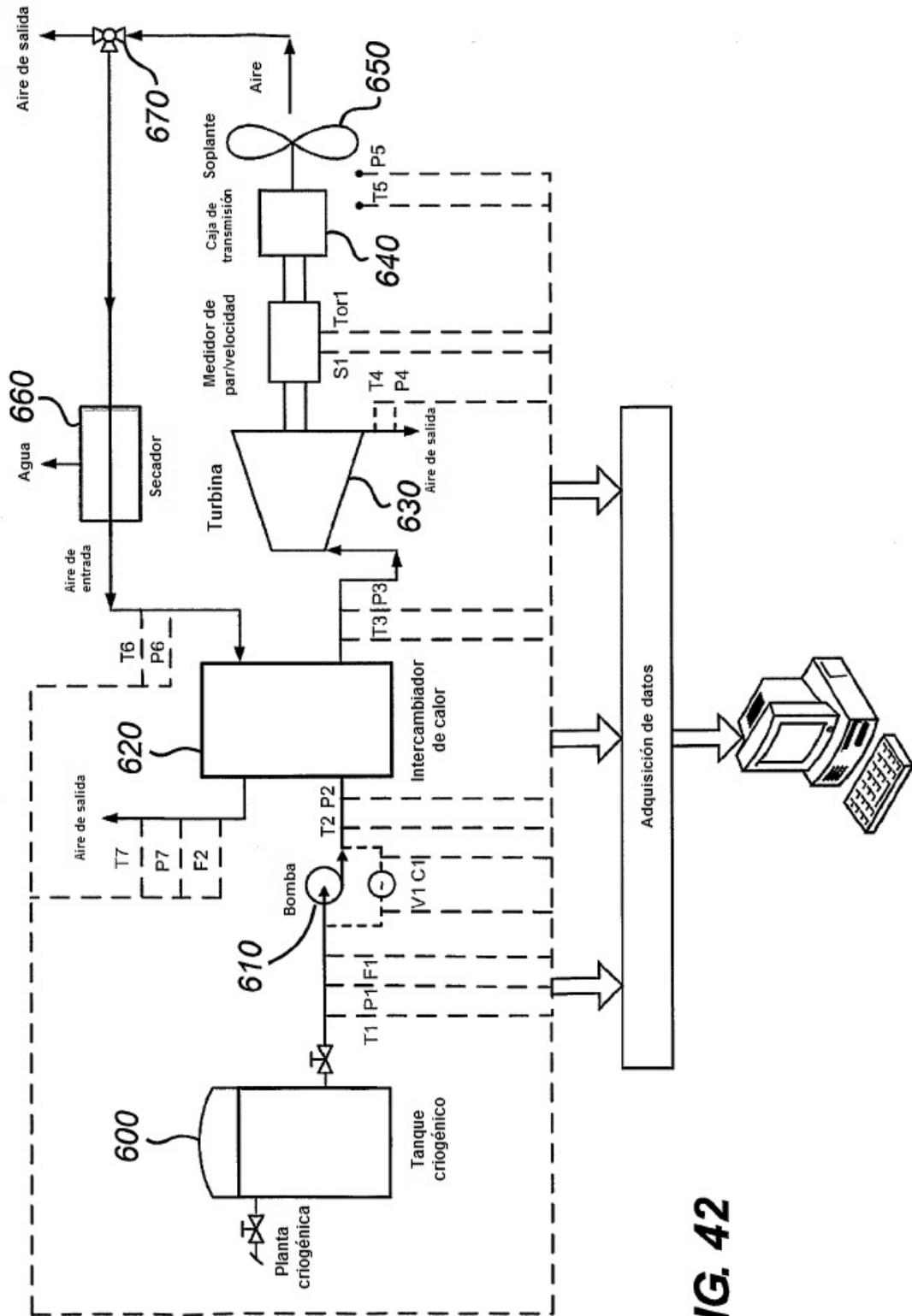


FIG. 42

FIG. 43

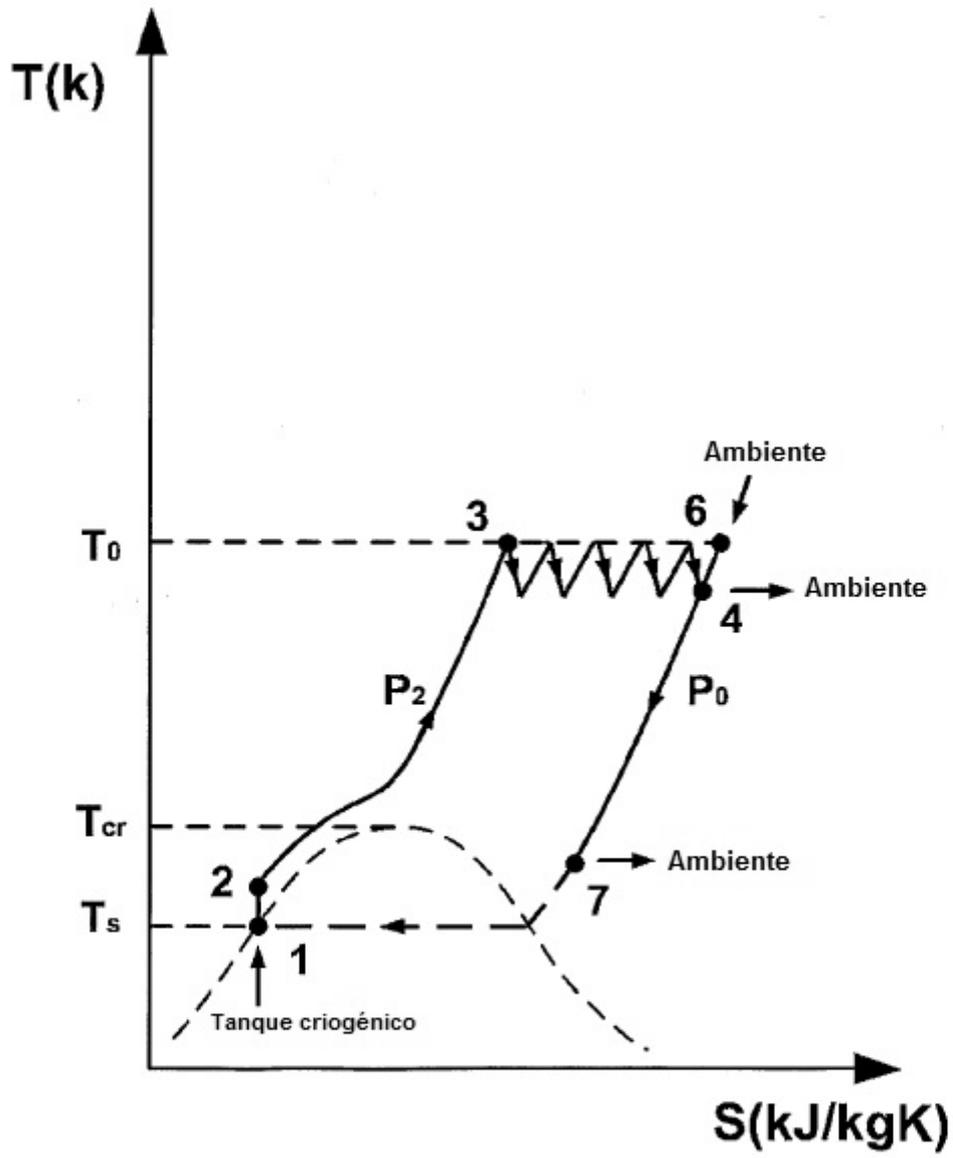


FIG. 44

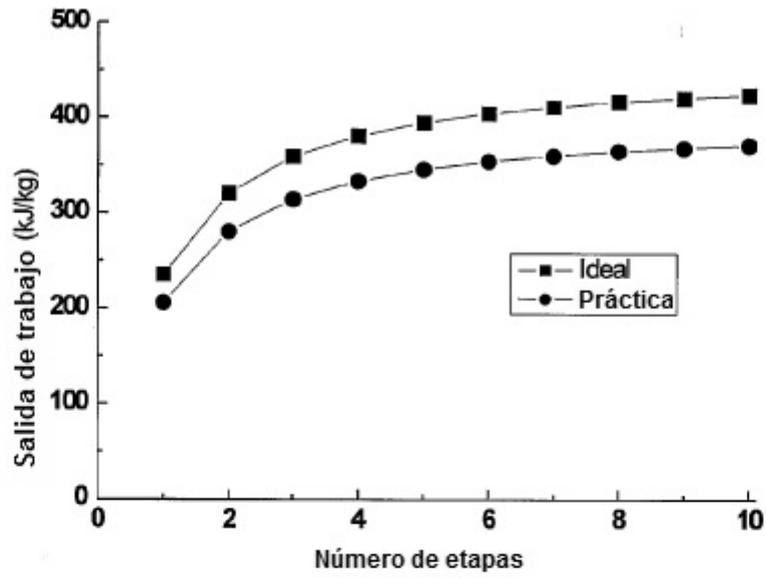


FIG. 45

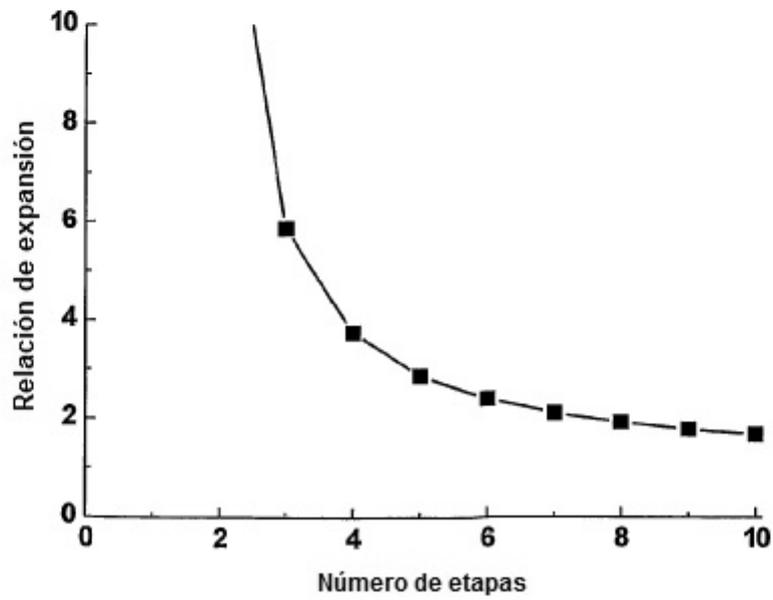
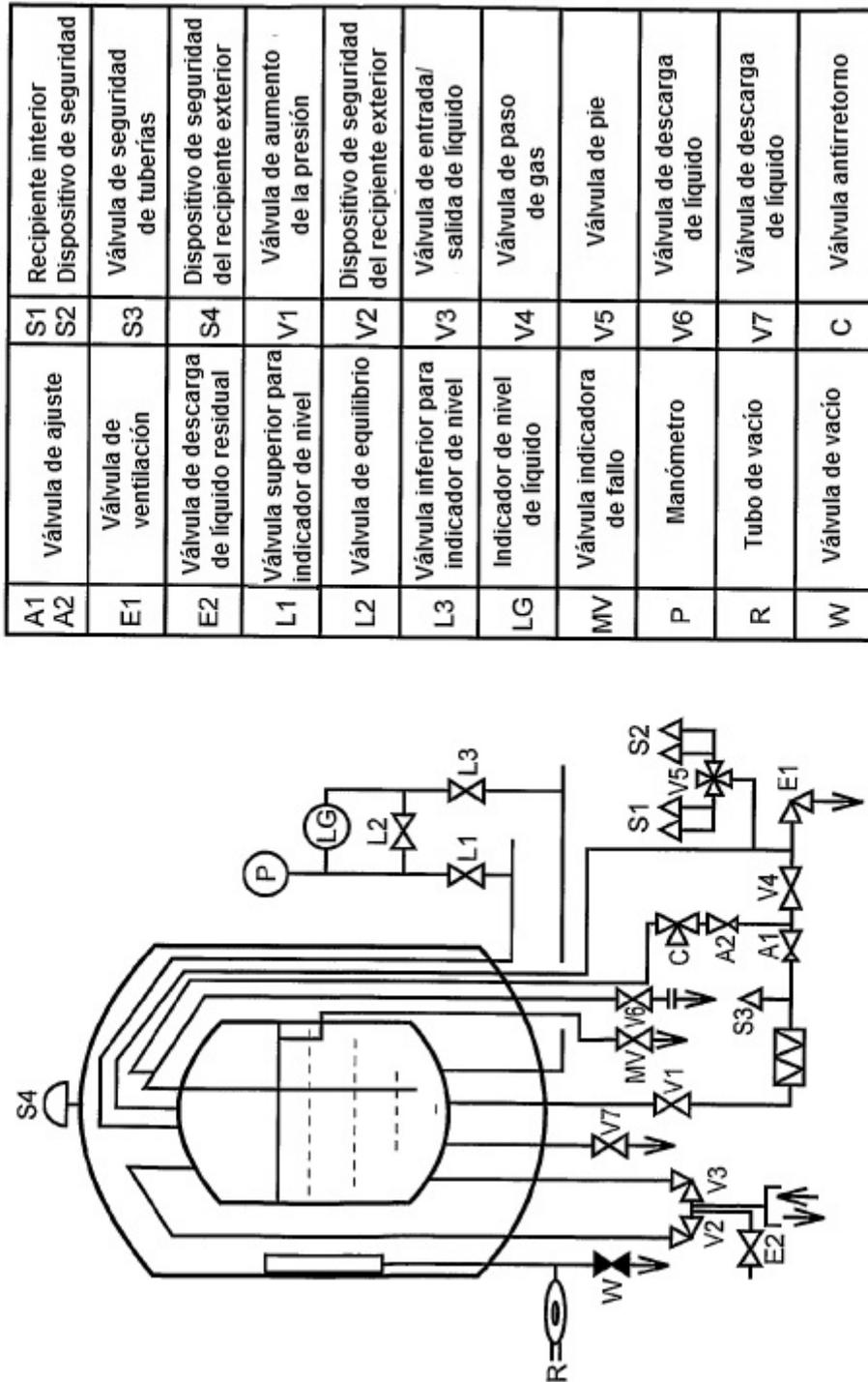


FIG. 46



A1 A2	Válvula de ajuste	S1 S2	Recipiente interior Dispositivo de seguridad
E1	Válvula de ventilación	S3	Válvula de seguridad de tuberías
E2	Válvula de descarga de líquido residual	S4	Dispositivo de seguridad del recipiente exterior
L1	Válvula superior para indicador de nivel	V1	Válvula de aumento de la presión
L2	Válvula de equilibrio	V2	Dispositivo de seguridad del recipiente exterior
L3	Válvula inferior para indicador de nivel	V3	Válvula de entrada/salida de líquido
LG	Indicador de nivel de líquido	V4	Válvula de paso de gas
MV	Válvula indicadora de fallo	V5	Válvula de pie
P	Manómetro	V6	Válvula de descarga de líquido
R	Tubo de vacío	V7	Válvula de descarga de líquido
W	Válvula de vacío	C	Válvula antirretorno

FIG. 47

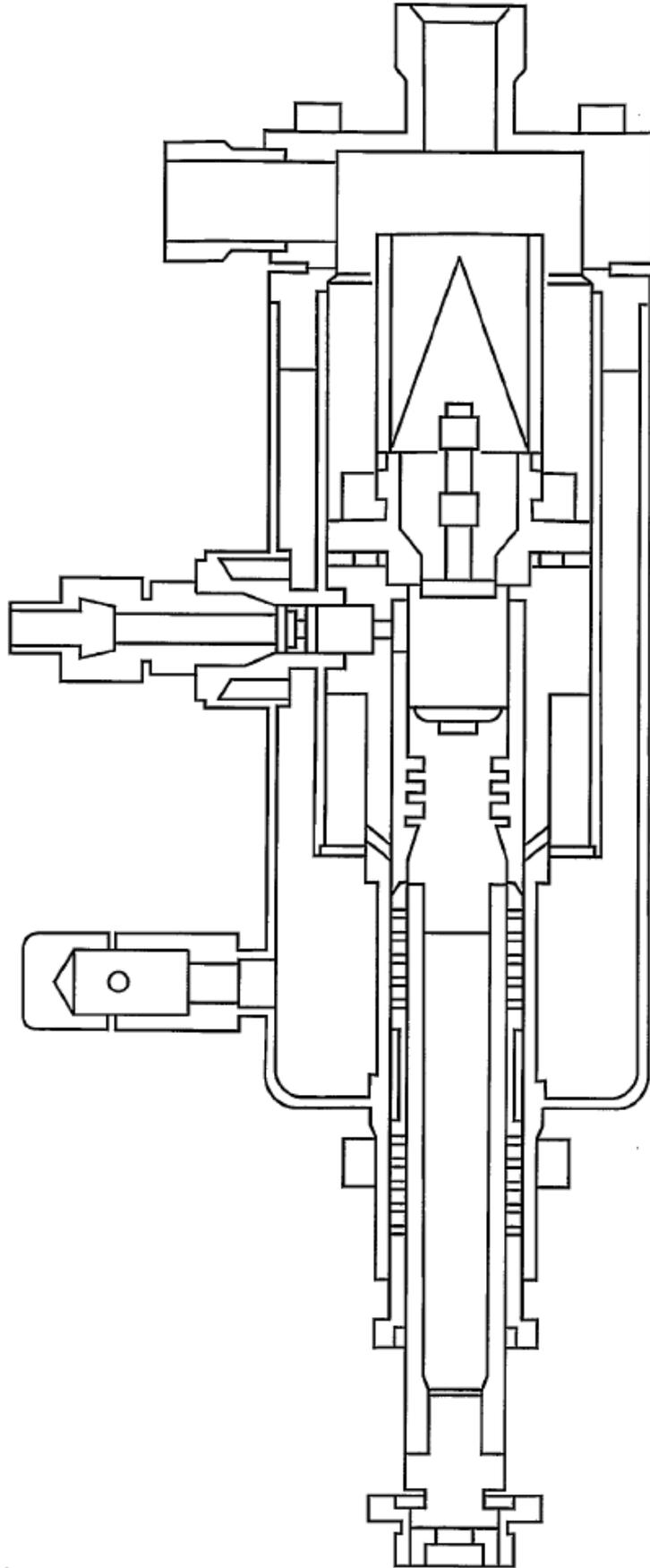
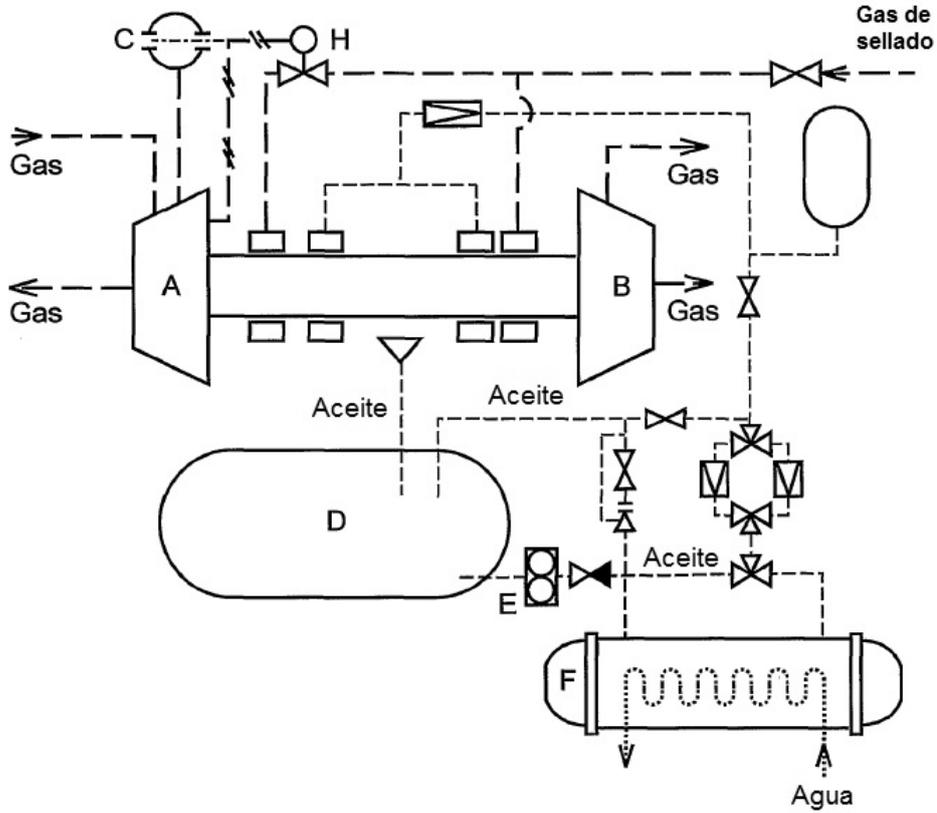


FIG. 48

DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE FLUJO



Ruta del aceite lubricante - - - -
 Ruta del gas - - - -
 Ruta del agua

- A: Expansor B: Compresor C: Válvula de ajuste de flujo y su accionador
 D: Recipiente de aceite E: Bomba de aceite F: Enfriador de aceite G: Depósito de aceite presurizado
 H: Válvula de ajuste de la diferencia de presión


 Válvula unidireccional


 Filtro de aceite


 Válvula de servicio


 Válvula de corte

FIG. 49

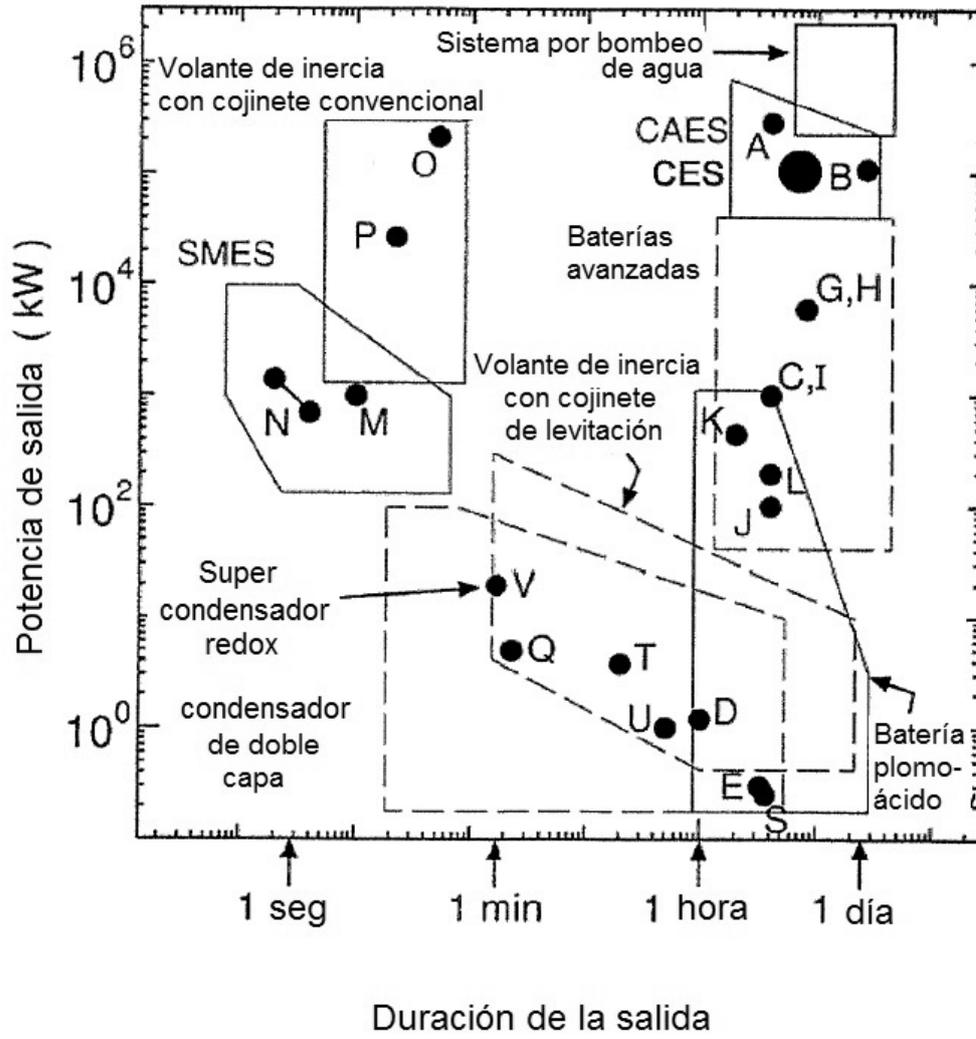


FIG. 50

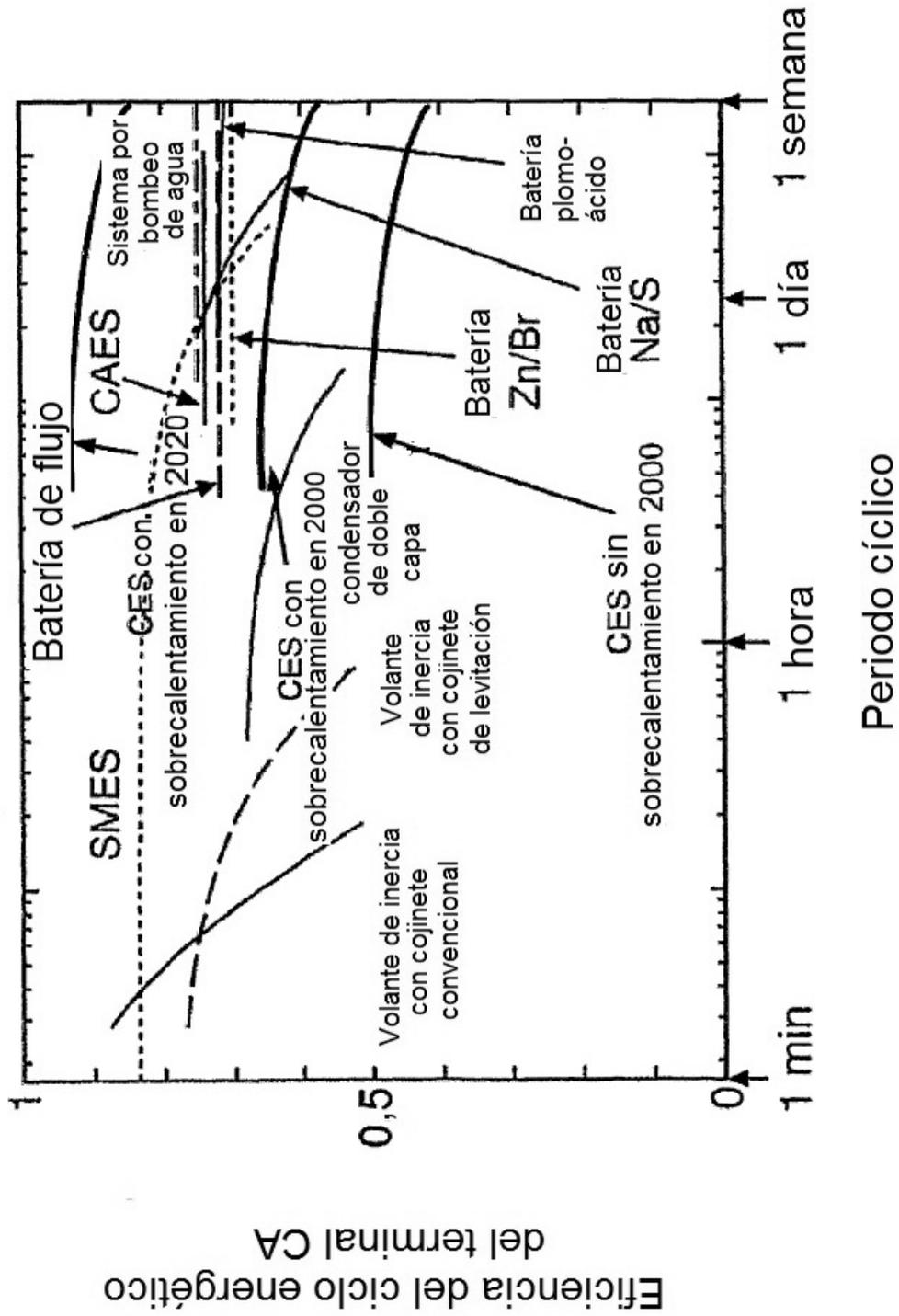


FIG. 51

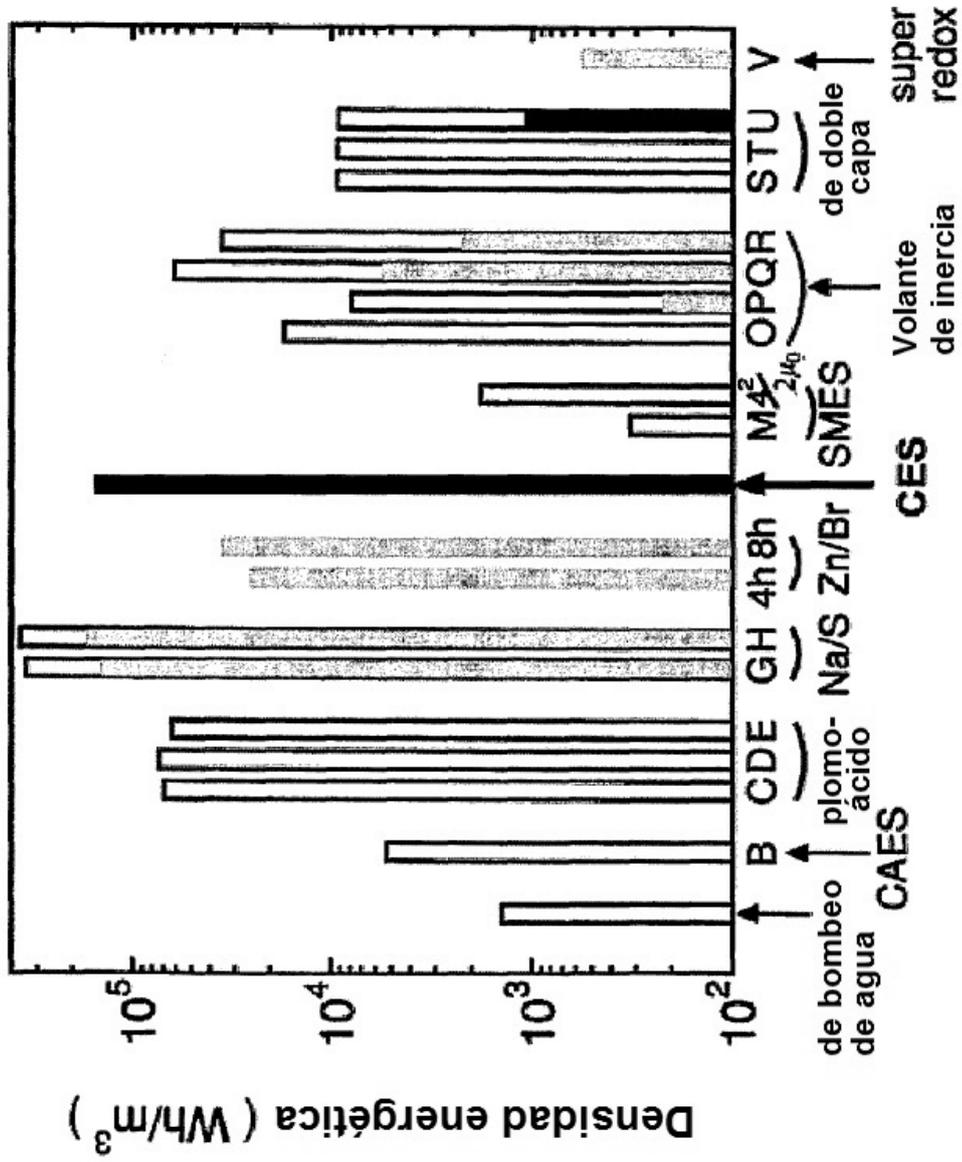


FIG. 52

