

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 950 634**

51 Int. Cl.:

F01N 5/02 (2006.01)
F02B 7/06 (2006.01)
F02B 39/08 (2006.01)
F02B 41/02 (2006.01)
F02B 63/04 (2006.01)
F02B 69/02 (2006.01)
H02K 7/18 (2006.01)
F01K 25/02 (2006.01)
F23C 9/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **27.03.2018** **PCT/US2018/024444**
87 Fecha y número de publicación internacional: **18.10.2018** **WO18191007**
96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **27.03.2018** **E 18785090 (4)**
97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **14.06.2023** **EP 3610142**

54 Título: **Sistema de calor y potencia combinados y procedimiento de funcionamiento**

30 Prioridad:

14.04.2017 US 201715487666

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
11.10.2023

73 Titular/es:

ENEXOR ENERGY (100.0%)
1 Enterprise Court
Franklin, Tennessee 37067, US

72 Inventor/es:

CONDE, RICARDO

74 Agente/Representante:

LINAGE GONZÁLEZ, Rafael

ES 2 950 634 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).

DESCRIPCIÓN

Sistema de calor y potencia combinados y procedimiento de funcionamiento

5 **Campo técnico**

La materia objeto descrita en el presente documento se refiere a un sistema de calor y potencia combinados, en particular a un sistema térmico que utiliza recursos orgánicos residuales y los convierte en energía térmica usada para accionar una turbina de gas acoplada al sistema térmico para producir potencia y un alto nivel de calor residual utilizable para aplicaciones térmicas tanto a baja como a alta temperatura.

Antecedentes

Los sistemas de calor y potencia combinados (CHP) se han utilizado de muchas formas durante más de 100 años. Los más comunes son los sistemas alimentados con combustibles fósiles que usan, por ejemplo, turbinas de vapor, turbinas alimentadas con gas y motores de combustión interna para producir potencia. El calor de rechazo de estos sistemas se puede usar para una amplia gama de aplicaciones tales como calefacción, refrigeración y en algunos casos donde la temperatura de calor residual es suficientemente alta se puede usar para accionar un segundo ciclo. La mayor parte del enfoque para sistemas CHP tradicionales han sido los grandes sistemas alimentados con combustibles fósiles conectados a redes de calefacción urbana. Durante los últimos 30 años, el enfoque se trasladó a sistemas CHP distribuidos más pequeños donde el calor o la potencia generados se podían usar mejor por el usuario final. Estos sistemas también han sido sistemas alimentados con combustibles fósiles que comúnmente usan pequeñas turbinas de gas o motores alternativos para producir potencia junto con calor residual utilizable del ciclo. También se han usado otros sistemas que usan el ciclo de Rankine orgánico aunque la calidad del calor residual es relativamente baja, lo que limita las aplicaciones para el calor.

Más recientemente, el enfoque para usar flujos de residuos orgánicos renovables como combustible ha sido predominante y ha hecho progresar la tecnología. Grandes sistemas de biomasa y residuos sólidos urbanos en potencia han estado en funcionamiento durante muchas décadas. La capacidad de utilizar una amplia variedad de fuentes orgánicas en un sistema CHP pequeño (por ejemplo, menos de 1 MW eléctrico) ha sido un desafío por varias razones. Han existido muchas tecnologías pequeñas de conversión orgánica en potencia que se han utilizado con diversos grados de éxito. La gasificación de compuestos orgánicos en gas de síntesis ha sido un enfoque para convertir un combustible sólido en un gas de hidrocarburo para la combustión en los sistemas de potencia tradicionales. Desafortunadamente, estos sistemas pueden ser costosos, especialmente cuando se escalan a aplicaciones de menor escala. Además, la materia prima orgánica puede presentar desafíos particulares en la aplicación. Por ejemplo, dependiendo del procedimiento de gasificación y las eficiencias de conversión, la energía potencial disponible en algunos compuestos orgánicos sufre pérdidas que tienen un impacto económico en el coste de la potencia y el calor. La gasificación de residuos orgánicos mixtos es en particular problemática para muchos sistemas de gasificación.

Otro procedimiento aplicado para pequeñas aplicaciones CHP ha sido usar combustión directa de los compuestos orgánicos a través de una cámara de combustión apropiada y usar el calor a través de un intercambiador de calor para accionar un motor alimentado externamente. Los sistemas alimentados externamente tradicionales incluyen ciclo Stirling, Rankine de vapor, Rankine orgánico y ciclos de CO₂ supercrítico. En todos estos sistemas, la temperatura del calor de rechazo afecta a la eficiencia del ciclo. Cuanto mayor sea la temperatura del calor de rechazo, menor será la eficiencia energética. Con la excepción del ciclo de vapor, los otros ciclos termodinámicos típicamente pierden eficiencia cuando producen incluso agua caliente a 90 °C. Sin embargo, con el ciclo de vapor, la deficiencia es la complejidad y el coste asociados con un circuito de vapor de alta presión en una aplicación pequeña.

Otro procedimiento que se ha empleado más recientemente es usar una turbina de gas de ciclo Brayton abierto e introducir calor indirectamente a través de un intercambiador de calor. Se han sometido a prueba varios sistemas donde se ha acoplado una pequeña turbina a un sistema de combustión orgánica. En estos sistemas, el aire ambiente se comprime en el compresor de la turbina y a continuación se dirige a un recuperador para precalentar el aire de compresor. El aire comprimido y precalentado se dirige a continuación al intercambiador de calor caliente para calentarse por el sistema de combustión orgánica. El aire altamente calentado se expande a continuación en la turbina para producir trabajo para encender un generador y generar electricidad. Continuando el ciclo, los gases de turbina calientes se usan para el precalentamiento en el recuperador como se menciona anteriormente. A continuación, los gases calientes de escape de turbina se pueden expulsar o dirigirse a otro intercambiador de calor donde el aire de combustión se calienta con los gases de combustión expulsados y se dirige al proceso de combustión. En todas las configuraciones de la técnica anterior, la turbina utiliza un recuperador para precalentar el aire ambiente comprimido. Además, la mayoría de los sistemas existentes emplean un precalentador de aire de combustión para recuperar el calor de los gases de combustión, así como el calor que queda en el escape de turbina. Aunque estos enfoques mejoran la eficiencia de conversión térmica a eléctrica, requieren múltiples intercambiadores de calor y tuberías complejas para enrutar los gases en el circuito,

lo que puede reducir la eficiencia de sistema global.

El efecto del recuperador es elevar la temperatura del aire de compresor antes del intercambiador de calor caliente. El calor se extrae de la turbina de expansión para precalentar el aire de compresor. El aire de compresor se calienta además por el intercambiador de calor caliente donde se extrae el calor de los gases de combustión. Utilizar el recuperador reduce el tamaño del intercambiador de calor caliente. Sin embargo, también reduce la cantidad de energía térmica extraída de los gases de combustión. Para lograr una alta eficiencia termoeléctrica, se desea recuperar tanto calor como sea posible de los gases de combustión de escape. Puesto que los gases de escape de combustión no se pueden realimentar directamente al sistema de combustión, es necesario un precalentador de aire de combustión para recuperar el calor de los gases de escape. Estas pérdidas se pueden reducir usando el aire de escape de turbina como aire de combustión, pero esto todavía requiere el precalentador de aire.

Otro desafío para los sistemas existentes se relaciona con controlar la temperatura de los gases de combustión que entran en el intercambiador de calor caliente. Para aplicaciones que usan una turbina de gas de ciclo Brayton, es deseable poder suministrar el aire de compresor (o expansor) a la temperatura de entrada de diseño de la turbina. En muchos casos, esta temperatura puede ser tan alta como 950 °C. Para lograr esta temperatura de aire de entrada, los intercambiadores de calor necesitan funcionar cerca de los límites de temperatura de diseño máximos. Además, es importante poder mantener una temperatura constante en el intercambiador de calor. El sobrecalentamiento y las variaciones de temperatura podrían provocar tensiones en el intercambiador de calor así como en la turbina de expansión, mientras que un calentamiento insuficiente provocaría temperaturas de entrada menores reduciendo la potencia y la eficiencia. Las variaciones de temperatura pueden ser una preocupación significativa cuando se queman combustibles mixtos que pueden tener diferencias muy grandes en los valores caloríficos.

Los sistemas existentes también utilizan comúnmente un sistema de alimentación de volumen constante para suministrar el combustible sólido a la cámara de combustión. No existe un sistema para determinar el valor calorífico de los combustibles sólidos mixtos a medida que se introducen en la cámara de combustión. A medida que se quema el combustible, el combustible de valor calorífico mayor provocará un incremento de la temperatura de los gases de escape, mientras que los combustibles de valor calorífico menor tendrán el efecto contrario. Como resultado, los combustibles sólidos mixtos crean flujos de temperatura de gas variables que no se pueden corregir fácilmente ajustando el sistema de alimentación.

El documento WO2014015894 A1 se refiere a un sistema de turbina de gas en el que parte del gas de combustión, después de haber pasado por un primer intercambiador de calor, se retroalimenta a la cámara de combustión. El documento US4164124A se refiere a un sistema de turbina que incluye un compresor y medios para suministrar la salida del compresor a la turbina como su gas en funcionamiento. El documento US4827723A se refiere a un sistema de generación de potencia que comprende una cámara de combustión de lecho fluidizado circulante acoplada en su salida a un separador de partículas de modo que las partículas sólidas separadas del separador se transportan de vuelta a la cámara de combustión. El documento WO2012082062A1 se refiere a un sistema de turbina de gas que comprende una cámara de combustión, una turbina, un compresor y un primer intercambiador de calor, en el que el primer intercambiador de calor y la cámara de combustión se forman integralmente como una unidad monolítica, para formar de modo que se logra un sistema de turbina de gas calentado indirectamente.

Breve resumen

La invención se refiere a un sistema combinado de calor y potencia (CHP) de acuerdo con la reivindicación 1. Los modos de realización ventajosos del sistema se exponen en las reivindicaciones 2-10.

Además, la invención se refiere a un procedimiento de funcionamiento del sistema CHP. Los modos de realización ventajosos del procedimiento se exponen en las reivindicaciones 11-15.

Otros aspectos, rasgos característicos y técnicas de los modos de realización serán más evidentes a partir de la siguiente descripción tomada junto con los dibujos.

Breve descripción del dibujo

La materia objeto, que se considera como la invención, se señala en particular y se reivindica claramente en las reivindicaciones al final de la memoria descriptiva. Los anteriores y otros rasgos característicos, y las ventajas de la invención resultan evidentes a partir de la siguiente descripción detallada, tomada conjuntamente con los dibujos adjuntos en los que:

la FIG. 1 es una ilustración de diagrama de bloques esquemático de un sistema combinado de calor y potencia de acuerdo con un modo de realización;

la FIG. 2 es un diagrama de flujo que representa un procedimiento para controlar un sistema combinado de calor y potencia de acuerdo con un modo de realización.

Descripción detallada de la invención

En el presente documento se describe en uno o más modos de realización un sistema de calor y potencia combinados, que utiliza recursos orgánicos residuales y los convierte en energía térmica usada para accionar una turbina de gas acoplada al sistema térmico para producir potencia y un alto nivel de calor residual utilizable para aplicaciones térmicas tanto a baja como a alta temperatura.

Un rasgo característico de los modos de realización descritos es configurar el sistema con un intercambiador de calor que funciona para calentar el aire de compresor de la temperatura de descarga a la temperatura máxima necesaria en la entrada de turbina. Al retirar el recuperador del circuito, se extrae más energía de los gases de combustión, reduciendo de este modo la temperatura de los gases de combustión después del intercambiador de calor. El intercambiador de calor puede ser más grande que el intercambiador de calor caliente para adaptarse a la mayor transferencia de energía térmica, aunque es igual a o más pequeño que el recuperador y el intercambiador de calor caliente combinados. Una ventaja de esta configuración es que el aire de escape de turbina está muy caliente y puede alcanzar temperaturas de 600 °C. Este aire caliente se puede usar directamente en el sistema de combustión sin la necesidad del precalentador de aire de combustión lo que reduce los costes y mejora la eficiencia.

Otro rasgo característico de los modos de realización descritos de un sistema de combustión incluye un sensor de temperatura, tal como un termopar, para medir la temperatura del gas de escape de combustión que sale de la cámara de combustión. En un modo de realización, se usa un sistema de separación de partículas ciclónico a alta temperatura para retirar aproximadamente un 99 % de las partículas con un tamaño superior a aproximadamente 5 micrómetros de los gases de combustión para reducir el ensuciamiento del intercambiador de calor. Para obtener una combustión completa, se desea lograr una temperatura de gas de combustión de al menos 1000 °C. Se desean temperaturas más altas hasta el punto en que la formación de NOx pueda convertirse en una limitación de las emisiones. En algunos modos de realización, la temperatura de gas de combustión es en general mayor que el límite de temperatura máximo para el intercambiador de calor. El gas caliente que sale del separador ciclónico fluye a través de un conducto que tiene un puerto para introducir un gas secundario. Este gas puede ser cualquier corriente de gas disponible con una temperatura menor que el gas de combustión. Una fuente sería el aire de escape de turbina o también se puede usar aire exterior. Se fija una válvula de flujo proporcional al puerto para controlar la cantidad de masa y energía térmica que entra en el flujo de gas de combustión. El propósito del flujo de gas secundario es reducir la temperatura de gas de combustión y ajustar las fluctuaciones en la temperatura de gas. El termopar que mide la temperatura de gas de combustión que sale de la cámara envía una señal a la válvula proporcional para que entre más o menos gas en el sistema. Puesto que el gas tarda aproximadamente 1 segundo en viajar desde la salida de cámara de combustión hasta la válvula, esto le da el tiempo adecuado para que la válvula reaccione. Un segundo sensor de temperatura, tal como un termopar, se sitúa corriente abajo de la zona de mezcla y antes de que se use el intercambiador de calor para enviar una señal a la válvula proporcional para mantener la temperatura de intercambiador de calor deseada y ajustar la temperatura de gas.

Aún otro rasgo característico de los modos de realización descritos es una cámara de combustión que incluye un sistema de alimentación mecánica para suministrar combustible sólido a la cámara. Un soplador de aire y una fuente de calor externa se acoplan a la cámara de combustión para arrancar la combustión. Una pluralidad de puertos de gas para suministrar aire de combustión principal desde una turbina de gas. Un sensor de temperatura, tal como un termopar, se acopla a la salida de gas de combustión para medir la temperatura de gas.

Otro rasgo característico de los modos de realización descritos incluye una pluralidad de separadores de partículas ciclónicos de alta temperatura acoplados a la cámara de combustión, para limpiar el gas de escape. Se proporciona un sistema de retirada de cenizas e incluye un sistema neumático o de barrena mecánica para retirar las partículas del ciclón.

Otros aspectos de los modos de realización descritos incluyen una cámara impelente de escape acoplada al ciclón que se proporciona. Un puerto de gas secundario se acopla a la cámara impelente de escape para permitir que se introduzca gas secundario. Se proporciona una válvula proporcional controlada electrónicamente acoplada al puerto de gas para controlar el flujo másico del gas secundario. Se proporciona una zona de mezcla en la cámara impelente para que los gases alcancen el equilibrio de temperatura. Se acopla un termopar a la cámara impelente después de la zona de mezcla para medir la temperatura de gas. Se proporciona un termopar acoplado al puerto secundario para medir la temperatura de gas del gas secundario. Se proporciona un controlador electrónico para controlar automáticamente la válvula proporcional.

Además, otro rasgo característico de los modos de realización descritos incluye un intercambiador de calor acoplado a la cámara impelente de escape. También se proporciona una turbina de gas acoplada al

intercambiador de calor. Una conexión de fluido desde la sección del compresor de la turbina de gas acoplada al lado de baja temperatura del intercambiador de calor. Una conexión de fluido del lado caliente del intercambiador de calor acoplado a la entrada de la turbina de expansión. Se proporciona una conexión de fluido desde el lado frío del intercambiador de calor acoplado a un intercambiador de calor de baja temperatura para retirar el calor residual de los gases de combustión. Una conexión de fluido acoplada al escape de turbina de expansión se acopla a la cámara de combustión para proporcionar aire de combustión. En otro modo de realización, una válvula proporcional se acopla a la cámara de combustión para proporcionar aire de combustión. Una segunda conexión de fluido acoplada al escape de turbina de expansión se acopla a la válvula proporcional en la cámara impelente de escape del separador de partículas. Se proporciona una tercera conexión de fluido acoplada al escape de turbina de expansión para usar aire a alta temperatura residual para aplicaciones térmicas.

Los rasgos característicos adicionales de los modos de realización descritos incluyen un procedimiento para controlar la temperatura de los gases de combustión antes de que se proporcione el intercambiador de calor. Un sensor de temperatura, tal como un termopar, situado en la salida de cámara de combustión mide la temperatura del gas. La desviación del punto de referencia de temperatura de controlador envía una señal a la válvula proporcional de que el gas de escape fluye hacia el intercambiador de calor que está fuera de la temperatura de referencia. Se usa un algoritmo para abrir o cerrar proporcionalmente la válvula dosificadora en relación con la desviación de temperatura. El gas del escape de turbina o de forma alternativa del aire ambiente se introduce en los gases de combustión para bajar la temperatura al punto de referencia del controlador. Un segundo termopar, situado después de la zona de mezcla, detecta la temperatura después de que el gas mezclado alcanza el equilibrio térmico. El segundo termopar envía una señal al controlador para ajustar el cambio de caudal másico de la válvula proporcional.

Otro aspecto de los modos de realización descritos es que se proporciona un procedimiento para incrementar o maximizar la eficiencia termoeléctrica con el uso de un intercambiador de calor de contraflujo individual. Un intercambiador de calor de contraflujo se acopla de forma fluida a la salida de la cámara impelente de mezcla. Una turbina de gas Brayton de ciclo abierto se acopla de forma fluida al intercambiador de calor. Una conexión de fluido de la salida de compresor de turbina se acopla al extremo frío del intercambiador de calor. Una conexión de fluido del lado caliente del intercambiador de calor se acopla a la entrada de turbina de expansión. Una conexión de fluido de la salida de la turbina se acopla a la válvula proporcional. Una segunda conexión de fluido de la salida de la turbina se acopla opcionalmente a una válvula proporcional y a continuación a la cámara de combustión. Se proporciona una tercera conexión de fluido desde la salida de la turbina para aplicaciones térmicas adicionales. Los gases de combustión que fluyen hacia el intercambiador de calor transfieren un gran porcentaje del calor disponible al gas de trabajo de la turbina debido a la baja temperatura de salida de compresor. El aire seco limpio a alta temperatura (600 °C) sale de la turbina de expansión y está disponible para la recuperación de calor por medio del puerto de mezcla de gas secundario. El aire caliente también se puede usar directamente en la cámara de combustión como aire de combustión sin necesidad de precalentar. El aire caliente también se puede usar para aplicaciones de alta temperatura sensibles a la humedad y materiales particulados. Además, el calor de alta temperatura se puede usar para la generación de potencia de segundo ciclo.

Para los propósitos de promover una comprensión de los principios de la presente divulgación, se hará referencia ahora a los modos de realización ilustrados en los dibujos y se usará un lenguaje específico para describir los mismos. No obstante, se entenderá que no se pretende ninguna limitación del alcance de esta divulgación de este modo. La siguiente descripción es de naturaleza meramente ilustrativa y no pretende limitar la presente divulgación, su aplicación o usos. Se debe entender que en todos los dibujos, los correspondientes números de referencia indican partes y rasgos característicos iguales o correspondientes. Como se usa en el presente documento, el término controlador se refiere a los circuitos de procesamiento que pueden incluir un circuito integrado específico de la aplicación (ASIC), un circuito electrónico, un procesador electrónico (compartido, dedicado o grupal) y memoria que ejecuta uno o más programas informáticos o *firmware*, un circuito lógico combinacional y/u otras interfaces y componentes adecuados que proporcionen la funcionalidad descrita.

Adicionalmente, el término "ejemplar" se usa en el presente documento para querer decir "que sirve como ejemplo, caso o ilustración". Cualquier modo de realización o diseño descrito en el presente documento como "ejemplar" no se debe interpretar necesariamente como preferente o ventajoso sobre otros modos de realización o diseños. Se entiende que los términos "al menos uno" y "uno o más" incluyen cualquier número entero mayor que o igual a uno, es decir, uno, dos, tres, cuatro, etc. Se entiende que los términos "una pluralidad" incluyen cualquier número entero mayor que o igual a dos, es decir, dos, tres, cuatro, cinco, etc. El término "conexión" puede incluir una "conexión" indirecta y una "conexión" directa.

Como se muestra y se describe en el presente documento, se presentarán diversos rasgos característicos de la divulgación. Diversos modos de realización pueden tener rasgos característicos iguales o similares y por tanto los rasgos característicos iguales o similares se pueden marcar con el mismo número de referencia, pero precedidos por un primer número diferente que indica la figura en la que se muestra el rasgo característico. Por tanto, por ejemplo, el elemento "a" que se muestra en la figura X se puede marcar como "Xa" y un rasgo característico similar en la figura Z se puede marcar como "Za". Aunque se pueden usar números de referencia

similares en un sentido genérico, se describirán diversos modos de realización y diversos rasgos característicos pueden incluir cambios, alteraciones, modificaciones, etc., como se apreciará por expertos en la técnica, ya se describan explícitamente o de otro modo por los expertos en la técnica.

la FIG. 1 representa un sistema combinado de calor y potencia (CHP) 100 de acuerdo con un modo de realización. El sistema CHP 100 utiliza un sistema de combustión 21, una turbina de gas Brayton de ciclo abierto 22, un separador de partículas ciclónico de alta temperatura 23, un intercambiador de calor de alta temperatura 24 para transferir el calor generado en el sistema de combustión 21 a la turbina 22 y, opcionalmente, un intercambiador de calor de baja temperatura 25 y un ventilador de tiro o soplador 26.

Todos los sistemas de potencia alimentados indirectamente utilizan al menos un intercambiador de calor para transferir calor del proceso de combustión al gas de trabajo del motor. Dependiendo del tipo de ciclo del motor, la transferencia de calor se producirá a diferentes temperaturas. Para ciclos tales como de Rankine orgánico, la temperatura suministrada al motor rara vez supera los 500 °C y está más típicamente por debajo de 250 °C. La ventaja del uso de un ORC es que puede utilizar calor a temperatura menor y posteriormente intercambiadores de calor de menor coste. La desventaja es una menor eficiencia, mayor coste y calor residual a baja temperatura rechazado del ciclo, típicamente menos de 90 °C, que no se utiliza fácilmente en otros lugares.

Por lo tanto, a menudo es preferente el uso de un ciclo de temperatura mayor tal como un ciclo Brayton abierto, para utilizar de manera más directa y eficiente las altas temperaturas disponibles del sistema de combustión 21. Los motores de turbina Brayton actuales se diseñan para utilizar calor a aproximadamente 950 °C. Las ventajas del ciclo de temperatura mayor son mayor eficiencia, menor coste y calor residual de alta temperatura rechazado del ciclo, típicamente hasta 600 °C. La desventaja es la necesidad de utilizar componentes más especializados en la vía de gas de combustión, como se analizará además en el presente documento.

En un modo de realización, el sistema de combustión 21 incluye además, pero no se limita a, una cámara o carcasa de combustión o 30 para quemar combustible orgánico para generar calor. Los combustibles de biomasa, es decir, los materiales orgánicos producidos de manera renovable, incluyen, por ejemplo, combustibles leñosos tales como astillas de madera, pasto de sierra y similares, residuos animales, es decir, estiércol o incluso residuos sólidos urbanos (RSU). La cámara de combustión 30 también incluye una abertura, válvula o puerto 31 para suministrar el combustible a la cámara de combustión 30, un soplador 32 y un calentador eléctrico 33 para suministrar aire de combustión y calor para el arranque. El sistema de combustión 21 también incluye una válvula 34 para medir la masa del combustible sólido dirigido a la cámara de combustión 30, un puerto 35 para suministrar aire de combustión desde la turbina 22, una válvula proporcional opcional 38 para medir el aire de combustión desde la turbina 22, un sensor de temperatura, por ejemplo, un termopar 36 para medir la temperatura de escape de combustión y un controlador 90 para recibir diversas entradas de sensor tales como temperaturas, posiciones de válvulas, velocidades y similares, así como para controlar las diversas válvulas y motores eléctricos en el sistema 100.

En un modo de realización, el separador de partículas 23 incluye además una carcasa 40 con uno o más ciclones 41, 42, una tolva de desacoplamiento 43 para la recogida de material particulado, una barrena mecánica 44 para retirar partículas de la tolva 43 y un motor 45 para accionar la barrena 44. El separador de partículas 23 se diseña para funcionar a la temperatura de gas de combustión de aproximadamente 1150 °C y se construye con materiales que pueden funcionar a dichas temperaturas y también se diseña para ser resistente a los efectos abrasivos y corrosivos del gas de combustión. En un modo de realización, el separador de partículas se construye con cerámica refractaria que proporciona resistencia al choque térmico, resistencia a la abrasión y propiedades de aislamiento térmico. El separador de partículas ciclónico 23 también incluye una cámara impelente de escape 46, que incluye un puerto de gas secundario 47, una válvula de flujo de gas proporcional 48, un motor 49 conectado a la válvula de flujo de gas 48 para controlar automáticamente la posición y velocidad de la válvula y un sensor de temperatura, tal como el termopar 50, para medir la temperatura de gas en la cámara impelente de escape 46.

El sistema CHP 100 también utiliza un intercambiador de calor de alta temperatura 24 que incluye un primer puerto 51 para dirigir el gas de combustión caliente al intercambiador de calor 24, un puerto 52 para dirigir el gas de combustión frío fuera del intercambiador de calor 24, un puerto de entrada 53 para dirigir aire de compresor frío al intercambiador de calor 24 y un puerto 54 para dirigir el aire caliente del intercambiador de calor 24 a la turbina de expansión 64. El intercambiador de calor de alta temperatura 24 se configura para funcionar a temperaturas tan altas como aproximadamente 1100 °C. Los intercambiadores de calor que pueden funcionar en el intervalo de alta temperatura necesario para esta aplicación funcionan cerca de los límites estructurales de los metales empleados, típicamente hechos de acero inoxidable o aleaciones de níquel. Por lo tanto, un control cuidadoso y preciso de la temperatura de los gases de combustión garantiza que no se exceden los límites de temperatura de los materiales del intercambiador de calor de alta temperatura 24. Además, se controla la temperatura diferencial más pequeña entre el gas de escape que entra en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 y el gas de trabajo que sale del intercambiador de calor 24. Cuanto menor sea la temperatura diferencial, menor será la temperatura de trabajo máxima del intercambiador de calor. Las temperaturas diferenciales menores reducen las tensiones en el intercambiador de calor de alta temperatura 24, prolongando

su vida. . Por ejemplo, con una temperatura de entrada de turbina deseada de 950 °C, el gas de combustión se suministraría preferentemente a 960 °C. Se debe apreciar que dichas temperaturas están en el extremo de las capacidades estructurales de intercambiadores de calor metálicos y requieren un control exacto y preciso de la temperatura del gas de combustión suministrado al intercambiador de calor de alta temperatura 24.

En un modo de realización, se emplea un intercambiador de calor de contraflujo individual para mejorar la eficiencia termoeléctrica del sistema CHP 100. Se apreciará que son posibles otras configuraciones de intercambiador de calor. En un modo de realización, se emplea un intercambiador de calor de estilo tubo o placa de contraflujo individual, de acero inoxidable o aleación de níquel, sin embargo, también se pueden utilizar otros tipos, incluyendo, pero sin limitarse a, tipos de placa, tubo y carcasa, microtubo, microcanal, y similares. En un modo de realización, el intercambiador de calor de alta temperatura se puede construir de acero cerámico o de aleación de níquel. De forma ventajosa, los intercambiadores de calor cerámicos pueden funcionar a temperaturas superiores a 1100 °C, mientras que los intercambiadores de calor metálicos convencionales típicamente no pueden exceder de 950 °C. Aunque los intercambiadores de calor cerámicos tienen varias ventajas, en un modo de realización se emplea un intercambiador de calor metálico. El control de la temperatura de gas de combustión que entra en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 reduce el coste de dos formas. La primera es que el control estricto de la temperatura de las cajas de combustión al intercambiador de calor de alta temperatura 24 garantiza la capacidad de usar intercambiadores de calor metálicos en lugar de intercambiadores de calor cerámicos que son significativamente más caros. Los intercambiadores de calor cerámicos pueden ser un 75 % más caros que los metálicos. En algunos casos, se permite el uso de acero inoxidable en lugar de aleaciones de níquel más costosas. El segundo ahorro de coste está en la vida útil prolongada del intercambiador de calor, lo que reduce el coste de mantenimiento con el tiempo. El equipo de generación de potencia típicamente tiene un período de servicio esperado de veinte años. Hacer funcionar el intercambiador de calor de alta temperatura a altas temperaturas puede experimentar mayores tensiones térmicas que pueden provocar fallas en solo 10-15 años. Reducir las tensiones térmicas con temperaturas de gases de combustión bien controladas garantizará un funcionamiento prolongado del orden de veinte años, lo que se traduce en una reducción de un 25 % en el coste de mantenimiento.

El sistema de turbina de gas Brayton de ciclo abierto 22 incluye además un compresor de turbina 61 para comprimir aire ambiente, una conexión de fluido 62 desde la salida de compresor de turbina hasta el puerto de entrada del intercambiador de calor 53 que transporta aire ambiente comprimido al intercambiador de calor de alta temperatura 24. El sistema de turbina de gas 22 también incluye una conexión de fluido 63 del puerto de salida 54 del intercambiador de calor de alta temperatura 24 a la entrada de la turbina de expansión 64. El expansor de turbina 64 funciona para expandir el gas de trabajo (en este caso, el aire ambiente calentado) y producir trabajo utilizable, por ejemplo, hacer girar un generador 69 para generar electricidad. El sistema de turbina 22 también incluye una conexión de fluido 65 desde la salida de la turbina de expansión 64 a la válvula proporcional 48 del separador de partículas 23, una conexión de fluido 66 desde la turbina de expansión 64 a la cámara de combustión 30 del sistema de combustión 21, y una conexión de fluido 67 de la turbina de expansión 64 para aplicaciones térmicas de alta temperatura auxiliares, se emplea un sensor de temperatura, tal como un termopar 68, para medir la temperatura del escape de la turbina de expansión 64. El sistema de turbina también incluye un generador 69 conectado al eje de la turbina para producir potencia eléctrica.

Las ventajas del uso de un intercambiador de calor individual en el sistema CHP 100 se relacionan con la eficiencia termoeléctrica y el coste mejorados. Una configuración típica para un sistema CHP de turbina de ciclo Brayton abierto incluiría un precalentador de aire de combustión, un recuperador y un intercambiador de calor caliente. El recuperador se usa para recuperar la energía térmica del escape de turbina para precalentar el aire de trabajo de compresor. El intercambiador de calor caliente se usa para calentar además el aire de trabajo a la temperatura de entrada de turbina deseada. El precalentador de aire de combustión se requiere para recuperar la energía térmica del aire de escape de turbina o bien de los gases de combustión que salen del intercambiador de calor caliente. En esta configuración, la temperatura de escape de turbina es baja (160 °C) y solo es utilizable para aplicaciones de baja temperatura. Puesto que gran parte de la energía térmica recuperada se produce en el recuperador, la temperatura de gas de combustión que sale del intercambiador de calor caliente es alta (650 °C). Para lograr una eficiencia termoeléctrica satisfactoria, el gas de combustión se utiliza para precalentar el aire de combustión en el precalentador.

Existen varias ventajas de utilizar un intercambiador de calor de alta temperatura individual 24 en un sistema CHP Brayton de ciclo abierto 100. En primer lugar, utilizar un intercambiador de calor individual para calentar el gas de trabajo del compresor extrae más energía térmica del gas de combustión en comparación con usar un recuperador y un intercambiador de calor caliente como en los sistemas convencionales. El tamaño del intercambiador de calor de alta temperatura individual sería ligeramente mayor que el del intercambiador de calor caliente, por ejemplo, aproximadamente del mismo tamaño que el recuperador y el intercambiador de calor caliente combinados, pero eliminaría las interconexiones que introducen una caída de presión en el gas de trabajo. Esta caída de presión puede ser tan alta como un 0,5 % de la potencia generada desde la turbina.

Una segunda ventaja de utilizar un intercambiador de calor de alta temperatura individual es la eliminación de un precalentador de aire de combustión típicamente empleado en los sistemas convencionales. Una vez más, esto

reduce la complejidad y el coste del sistema y cualquier caída de presión asociada con el intercambiador de calor y las conexiones de tuberías da como resultado que el soplador de combustión o el ventilador de tiro consuman más potencia y sea una pérdida de energía parásita. La energía adicional de la lata del ventilador representa una pérdida de energía de un 0,5 % adicional en la potencia utilizable.

Una tercera ventaja de utilizar un intercambiador de calor de alta temperatura individual es la eficiencia de transferencia de calor global del sistema, que se incrementa utilizando un intercambiador de calor individual debido a la capacidad de recuperar el calor que no se transferiría a través del precalentador de aire de combustión debido a la eficiencia de transferencia de calor de los precalentadores. Otra ventaja de utilizar un intercambiador de calor de alta temperatura individual es la reducción de coste global del sistema. La eliminación del recuperador y las tuberías de interconexión del recuperador al intercambiador de calor caliente así como el precalentador de aire de combustión y sus tuberías de interconexión representa un ahorro de aproximadamente un 6 % en el coste global del sistema. Por lo tanto, se reduce el coste de la potencia y el calor generados en el sistema.

Utilizar un intercambiador de calor de alta temperatura individual 24 permite que se reintroduzca de nuevo aproximadamente un 15 % más de energía térmica en el sistema CHP 100 antes del intercambiador de calor como calor utilizable para la turbina. Cuando se consideran todas las pérdidas, utilizar un intercambiador de calor individual como se describe en el presente documento produciría un 4 % más de potencia en cualquier potencia de salida dada en comparación con el uso de múltiples intercambiadores de calor, lo que, dependiendo de la eficiencia de ciclo de turbina, se traduce en una mejora de un 1,3 % en la eficiencia termoeléctrica global.

Continuando ahora con la FIG. 2, con referencia continua a la FIG. 1, donde se representa el proceso 200 de control de la combustión del sistema CHP. En funcionamiento, el procedimiento incluye arrancar el sistema CHP 100 encendiendo el soplador de aire de combustión 32 y el calentador eléctrico 33. El aire ambiente se calienta y se suministra a la cámara de combustión 30 como se representa en la etapa de proceso 205. En un modo de realización, el aire se precalienta a 800 °C, se pueden emplear otras temperaturas dependiendo de la aplicación, cámara de combustión 30 y el tipo de combustible que se emplea. Cuando la cámara de combustión 30 se calienta a una temperatura seleccionada, se puede introducir combustible sólido a través de la válvula 34 donde a continuación comienza la combustión. En un modo de realización, la válvula rotatoria 34 se usa para controlar la tasa de alimentación de combustible en la cámara de combustión 30. En un modo de realización, la temperatura para introducir combustible se selecciona para que sea de 350 °C, sin embargo, se pueden emplear otras temperaturas. En un modo de realización, la válvula proporcional 34 puede incluir múltiples cavidades y rota para medir la cantidad de combustible sólido que entra en la cámara de combustión 30. También funciona como una esclusa de aire para evitar que los gases de combustión calientes retrocedan hacia la alimentación de combustible y el almacenamiento de combustible orgánico.

A medida que continúa el proceso de combustión, la temperatura de gas de combustión se incrementa hasta la temperatura de trabajo del sistema de combustión 21. La válvula proporcional 38 controla el flujo másico del gas de trabajo caliente que entra en el puerto de aire de combustión 35 en la cámara de combustión 30. La válvula proporcional 38 puede ser cualquier válvula controlada automáticamente incluyendo mariposa, compuerta, bola, charnela u otro sistema mecánico. La válvula proporcional 38 se acciona por un servomotor 39 conectado a la válvula 38. La válvula proporcional 38 se puede accionar por un servomotor de CC 39, hidráulicamente, neumáticamente o por otros sistemas de posición electromecánicos. El servomotor se conecta al controlador 90 y se acciona por una señal del controlador 90.

Los sistemas de combustión que utilizan materiales orgánicos comúnmente controlan la proporción aire/combustible por medio de un sensor Lambda o de oxígeno 37 que le dice al controlador 90 que varíe el combustible o bien el aire que se suministra a la cámara de combustión 30. En un sistema CHP 100, el sensor de oxígeno 37 se usa principalmente para asegurar una proporción oxígeno/combustible positiva principalmente durante el arranque y no controla necesariamente el suministro de aire de combustión.

Un procedimiento para controlar el suministro de aire en un sistema de combustión CHP que utiliza un ventilador de tiro de escape es usar una válvula proporcional 38 que puede variar el flujo de aire de combustión en un intervalo, por ejemplo, de 0 %-100 %. En funcionamiento, cuando se quema un material estable con un contenido de humedad estable, la válvula proporcional 38 solo necesita suministrar suficiente aire para una combustión completa y para cumplir con la demanda térmica solicitada. Cuando todas las condiciones son constantes, existe poca necesidad de controlar el aire/combustible excepto cuando se hace un cambio en la demanda.

Para funcionamientos donde el combustible es un material orgánico, se puede mezclar y presentar diferentes valores caloríficos así como contenido de humedad variable. Con dicho combustible, el control de la proporción aire/combustible se vuelve más importante para mantener una temperatura de salida más constante. Determinar el valor calorífico y de humedad de la corriente de combustible que entra en la cámara de combustión 30 típicamente no es muy práctico. Además, como resultado de estas inconsistencias, las fluctuaciones en las temperaturas de gases de escape pueden ser significativas. Por lo tanto, el control de la temperatura de gas de escape después de la combustión se convierte en el medio más viable para garantizar la temperatura de

referencia deseada para la combustión.

Cuando se usa gas de trabajo de turbina para el aire de combustión, el gas de trabajo de turbina comprimido se puede introducir en la cámara de combustión 30 a temperaturas variables. Por ejemplo, usar el gas de trabajo expandido directamente desde la turbina de expansión 64 para una recuperación de calor máxima suministraría el gas de trabajo a temperaturas de 600 °C. Sin embargo, si el gas de trabajo expandido también se usa para un segundo ciclo tal como para producir potencia o para una aplicación térmica de alta temperatura tal como el secado de lodos, entonces la temperatura de gas de trabajo que se suministra a la cámara de combustión 30 será menor y puede ser tan baja como 50 °C. Estas condiciones también pueden cambiar debido al cambio en la salida de potencia del generador 70 así como otros efectos transitorios normales para la combustión de determinados combustibles orgánicos y el funcionamiento del sistema 100.

En un modo de realización, la temperatura de trabajo objetivo para el proceso de combustión es de aproximadamente 1100 °C, dependiendo del tipo de cámara de combustión y del combustible que se emplea. Se apreciará que son posibles otras temperaturas de trabajo de combustión. Se apreciará que la temperatura de trabajo deseada para el proceso de combustión se puede seleccionar en base a varios factores. Comúnmente se desean temperaturas mayores para una quema más limpia de combustible con menores cantidades de emisiones de material particulado, emisiones de hidrocarburos, por ejemplo, emisiones de monóxido de carbono (CO), emisiones de óxido nitroso NOX y similares. Por el contrario, pueden ser deseables temperaturas menores para los componentes corriente abajo tales como intercambiadores de calor y similares.

La temperatura de gas de combustión se mide a la salida por un sensor de temperatura 36, por ejemplo, termopar, sensor semiconductor de sensor IR y similares, que se usa para controlar tanto la tasa de alimentación del combustible a la cámara de combustión 30 como el gas de temperatura caliente que se va a dirigir a los procesos corriente abajo. A medida que el gas sale de la carcasa de combustión 30, la temperatura se mide por el sensor de temperatura 36. El controlador 90 tiene una temperatura de referencia definida de lo que debería ser la temperatura de combustión promedio. En un modo de realización, el controlador 90 emplea una medición de temperatura promediada en el tiempo para controlar la velocidad de la válvula rotatoria de combustible sólido 34 para controlar la tasa de alimentación del combustible. La válvula rotatoria se configura para proporcionar alimentación del combustible sólido a la cámara de combustión 30 al mismo tiempo que proporciona una esclusa de aire para evitar que se escapen los gases de combustión. El uso de una medición de la temperatura promediada en el tiempo para el control de la válvula rotatoria permite que la válvula rotatoria 34 mantenga una velocidad más constante en lugar de responder a fluctuaciones en la temperatura de salida del gas de combustión. La temperatura de gas que sale de la cámara de combustión 31 puede ser tan alta como 1150 °C, lo que excede la temperatura máxima para la mayoría de los intercambiadores de calor. La alta temperatura es deseable para lograr una combustión completa y eliminar las emisiones de hidrocarburos no quemados.

Como se menciona anteriormente, controlar la potencia y el calor generados por el sistema 100 requiere no solo controlar la tasa de alimentación de combustible a la cámara de combustión 30, sino también el aire de combustión dirigido a la cámara de combustión 30. Para mantener temperaturas de gases de escape casi constantes con temperaturas de aire de combustión variables, la válvula proporcional 38 necesita un gran intervalo de capacidades de flujo. Un procedimiento es dimensionar la capacidad de la válvula 38 para el mayor volumen esperado para la capacidad de salida del sistema de combustión 21. Para la combustión estequiométrica se requiere una cantidad fija de masa de aire para reaccionar con una cantidad fija de masa de combustible. El volumen de flujo del aire de combustión es dependiente de la temperatura del aire. El aire caliente es menos denso que el aire frío, por lo que para un caudal másico dado, el aire caliente tendrá un volumen mayor que el aire frío. Por ejemplo, a 600 °C la densidad del aire es cuatro veces menor que el aire a 50 °C, lo que quiere decir que la válvula proporcional 38 necesitará permitir cuatro veces el volumen de aire caliente en comparación con el aire frío para la combustión con el combustible. La válvula proporcional 38 estará totalmente abierta a la capacidad máxima y para la mayor temperatura de aire de diseño. Además, cuando se modula el flujo de aire a altas temperaturas, un pequeño cambio en la posición de la válvula da como resultado un pequeño cambio en el volumen del flujo. Sin embargo, cuanto menor es la temperatura del aire de combustión, mayor es la densidad lo que da como resultado que sea necesario cerrar además la válvula proporcional para reducir el caudal. Es decir, a temperaturas menores, un pequeño cambio en la posición de la válvula da como resultado un cambio desproporcionadamente grande en el flujo en relación con el gas caliente. Además, a temperaturas menores la sensibilidad de la posición de válvula puede provocar un ciclo de retroalimentación de histéresis entre el sensor de temperatura y la posición de válvula donde la válvula persigue la fluctuación en el sensor de temperatura.

En funcionamiento, el sistema CHP 100 puede experimentar muchos efectos transitorios que provocarán una temperatura variable del aire de combustión. Para estabilizar la válvula 38 para que no compense en exceso la posición de válvula con respecto al sensor de temperatura, es preferente utilizar una lectura de temperatura promediada en el tiempo. Es decir, por ejemplo, el sensor muestrearía la temperatura en un mínimo de 10 muestras por segundo para poder leer el valor instantáneo de la temperatura de gas. Tomar un promedio móvil durante un intervalo de tiempo de, por ejemplo, 5 segundos producirá un perfil de temperatura más uniforme que es más fácil de controlar con la válvula. Se puede usar un intervalo más corto hasta el punto en que la válvula 38

no pueda reaccionar lo suficientemente rápido. Por el contrario, un intervalo más largo tendrá un perfil de temperatura más uniforme pero provocará un retraso en el tiempo de respuesta a los cambios en la demanda del sistema CHP. Mientras que el procedimiento de temperatura promediada en el tiempo se usa para controlar la válvula de aire de combustión 38, los valores instantáneos se usan para controlar la válvula proporcional de gas secundario 48 que mezcla el gas de trabajo expandido con el escape de combustión antes del intercambiador de calor de alta temperatura 24.

Al detectar la temperatura del suministro de aire de combustión, se puede correlacionar un algoritmo que determina la densidad del aire con una posición de válvula proporcional específica para cualquier temperatura dada. Además, la resolución de la posición de válvula se puede incrementar en el intervalo de baja temperatura proporcionando un control más estricto del aire de combustión.

El gas que sale de la cámara de combustión 30 entra en un separador de partículas o filtro 23 para separar material particulado de los gases de combustión como se representa en la etapa de proceso 210. En un modo de realización, se emplea un separador de partículas ciclónico de alta temperatura 23, aunque se pueden utilizar otras formas de filtros separadores de partículas y similares. En un modo de realización, el separador de partículas ciclónico de alta temperatura se configura para garantizar que un 99 % de las partículas de un tamaño superior a 5 micrómetros se retiren de los gases de combustión calientes. A medida que el gas pasa a través de los ciclones 41 y 42, las partículas se aceleran hacia la capa exterior y viajan a lo largo del ciclón. En la parte inferior del/de los ciclón/ciclones 41, 42, las partículas caen de la suspensión en la tolva de desacoplamiento 43. En un modo de realización, las partículas recogidas en la tolva de desacoplamiento 43 se retiran por una barrena mecánica 44 y un motor 45. El motor de barrena 45 puede funcionar de forma intermitente o continua dependiendo de la cantidad de material inorgánico en el combustible sólido, el tamaño de la barrena 44 y la tolva 43. A continuación, el gas continúa hacia arriba por el centro del/de los ciclón/ciclones 41, 42 y sale por la parte superior hacia la cámara impelente de escape 46.

Un procedimiento para controlar la temperatura del gas de escape que entra en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 es introducir una corriente de gas secundaria del gas de trabajo de turbina (aire en este ejemplo) o de cualquier otra fuente de aire incluyendo el aire ambiente. Usar el gas de trabajo de turbina es preferente ya que el calor residual se recupera de nuevo en el sistema antes del intercambiador de calor de alta temperatura 24. El sistema de combustión utiliza un ventilador de tiro de escape 26 que mantiene una presión negativa dentro de la corriente de gas de combustión. En la cámara impelente de escape 46, se introduce un gas secundario, en este modo de realización gases calientes de la turbina. En un modo de realización, se emplea una válvula proporcional 48 para controlar la adición de gases más fríos con los gases de combustión. Una válvula proporcional 48 puede variar el flujo de aire de 0 %-100 %. En funcionamiento, la válvula proporcional 48 se controla por el controlador 90 que le dice al motor de válvula 49 que abra o cierre la válvula 48 en respuesta a los sensores de temperatura 36, 50 y 68. Estos gases se mezclan para ajustar la temperatura del gas de combustión a la temperatura de entrada deseada para el intercambiador de calor de alta temperatura 24 como se representa en la etapa de proceso 215. El gas de trabajo comprimido de turbina en la línea 65 se configura para estar a una presión mayor que los gases de combustión en la cámara impelente de escape 46, de modo que el gas de trabajo comprimido de la turbina fluirá sin necesidad de un ventilador. La válvula proporcional 48 tiene características similares a las de la válvula proporcional 38 con respecto al control de una amplia gama de condiciones de flujo.

El control del sistema de combustión CHP y la válvula de aire secundario 48 comienza con la carga eléctrica en la turbina 22 y el generador 70. La velocidad de turbina cambiará en respuesta a la carga eléctrica que cambia el flujo de gas de trabajo a través de la turbina de expansión 64 y de este modo el gas de trabajo se calienta en el intercambiador de calor de alta temperatura 24. El sensor de temperatura 69 detecta la temperatura de gas de trabajo que sale del intercambiador de calor de alta temperatura 24. Esta temperatura es una temperatura de referencia constante. Para mantener la temperatura de referencia, el flujo de gas de combustión al intercambiador de calor de alta temperatura 24 se necesita ajustar en base a cambios en la temperatura detectados en el sensor de temperatura 69 para suministrar la cantidad correcta de energía. Esto se logra por el controlador 90 variando el combustible en la alimentación 34 a la cámara de combustión para igualar la energía deseada.

El sensor de temperatura 36 se usa para controlar la temperatura de los gases de combustión que salen de la cámara de combustión. Mide la temperatura instantánea del gas y envía esta al controlador 90. El valor promediado en el tiempo se usa para comparar con el valor de referencia de cámara de combustión y controla la cantidad de combustible y aire necesaria para mantener la temperatura de referencia. El valor instantáneo se compara con el valor de referencia para determinar la amplitud de la desviación del valor de referencia. El sensor de temperatura 68 se usa para detectar la temperatura del gas de trabajo secundario que se introducirá en la válvula 48. La temperatura del gas le dice al controlador 90 la densidad del aire secundario para controlar mejor la posición de válvula para condiciones variables. Cuando el sensor 36 detecta una desviación del punto de referencia, el controlador de temperatura 90 comienza a ajustar la válvula 48 anticipándose a que el gas de escape llegue a la cámara impelente 46. El sensor de temperatura 50 detecta la temperatura de los gases de combustión que entran en el intercambiador de calor y se usa para controlar la válvula 48 de dos formas. El

primer algoritmo de control abrirá o cerrará la válvula en una posición predeterminada en base a la temperatura del gas secundario y la temperatura de referencia de intercambiador de calor. Un segundo algoritmo de control trabaja con el sensor de temperatura 36 para ajustar la sensibilidad de la válvula en respuesta a la orden de ajustar la válvula 48 a las desviaciones en la temperatura de la temperatura de referencia de cámara de combustión.

Tras arrancar, la válvula proporcional 48 se cierra totalmente hasta que la temperatura medida por el sensor de temperatura 36 que mide la temperatura de los gases de combustión que salen de la cámara de combustión 30 excede la temperatura de referencia de entrada deseada para el intercambiador de calor 24. A medida que se abre la válvula proporcional 48, el aire calentado de la turbina de expansión 64 en la línea 65 se mezcla con los gases de combustión en la cámara impelente 46 para mantener y regular los gases de combustión a alta temperatura dirigidos al intercambiador de calor de alta temperatura 24 en una temperatura sustancialmente constante dentro de una tolerancia deseada. La válvula proporcional 48 controla el flujo másico del gas de trabajo caliente que entra en el puerto secundario 47 después del separador de partículas 23. La válvula proporcional 48 puede ser cualquier válvula controlada automáticamente incluyendo mariposa, compuerta, bola, charnela u otro sistema mecánico. La válvula proporcional 48 se acciona por un servomotor 49 conectado a la válvula 48. La válvula 48 se puede accionar por un servomotor de CC, hidráulicamente, neumáticamente o por otros sistemas de posición electromecánicos. El servomotor se conecta al controlador 90 y se acciona por una señal por el controlador 90. Otro sensor de temperatura 50 se usa para medir la temperatura de los gases de combustión antes de entrar en el intercambiador de calor de alta temperatura 24. Las desviaciones de la temperatura de referencia de los gases de combustión que salen de la cámara de combustión 30 se miden por el sensor de temperatura 36 y se compensan ajustando la válvula proporcional 48 en base a la temperatura del sensor de temperatura 68 y hay un algoritmo que abre la válvula en base a una estimación calculada de dónde debería estar la posición de apertura de válvula. La temperatura del gas le dice al controlador 90 la densidad del aire secundario para controlar mejor la posición de válvula para condiciones variables. El sensor de temperatura 36 se sitúa corriente arriba de donde se localiza el puerto de gas secundario 47 y los gases de combustión tardan aproximadamente un segundo en viajar al puerto de gas secundario 47. Esto da tiempo para que la señal y la válvula comiencen a ajustarse antes de que el gas haya pasado por el puerto secundario 47. El sensor de temperatura 36 se usa para controlar la temperatura de los gases de combustión que salen de la cámara de combustión 30. Mide la temperatura instantánea del gas y envía esta al controlador 90. El valor promediado en el tiempo se usa para comparar con el valor de referencia de cámara de combustión y controlar la cantidad de combustible dirigida a la cámara de combustión 30 necesaria para mantener la temperatura de referencia. El valor instantáneo se compara con el valor de referencia para determinar la amplitud de la desviación del valor de referencia. Cuando el sensor 36 detecta una desviación del punto de referencia, el controlador de temperatura 90 comienza a ajustar la válvula 48 anticipándose a que el gas de escape llegue a la cámara impelente 46. El controlador 90 define la temperatura de referencia para el intercambiador de calor 24 en base a la entrada de usuario y las restricciones de diseño para un intercambiador de calor de alta temperatura dado 24 y responde a la temperatura medida del sensor de temperatura 50. El sensor de temperatura 50 detecta la temperatura de los gases de combustión que entran en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 y se usa para controlar la válvula 48 de dos formas. El primer algoritmo de control abrirá o cerrará la válvula en una posición predeterminada en base a la temperatura del gas secundario y la temperatura de referencia de intercambiador de calor. Un segundo algoritmo de control trabaja con el sensor de temperatura 36 para ajustar la sensibilidad de la válvula en respuesta a la orden de ajustar la válvula 48 a las desviaciones en la temperatura de la temperatura de referencia. En un modo de realización, el controlador 90 responde a las desviaciones de la temperatura de referencia del intercambiador de calor 24 con una amortiguación proporcional de la señal de cambio de tasa en la válvula proporcional 48. En un modo de realización, la temperatura de los gases de combustión que salen de la cámara impelente 46 se regulan a la capacidad de temperatura máxima del intercambiador de calor de alta temperatura 24. En un modo de realización, la temperatura de los gases de combustión se regula a 1100 °C. En otro modo de realización, la temperatura de los gases de combustión se regula a 950 °C. En un modo de realización, la temperatura se regula con una tolerancia de ± 100 °C. En otro modo de realización, la tolerancia es de ± 50 °C. Aún en otro modo de realización, la temperatura se mantiene dentro de un intervalo de ± 10 °C.

Como se representa en la etapa de proceso 225, a medida que los gases de combustión calientes pasan a través del intercambiador de calor de alta temperatura 24, el calor se transfiere desde los gases de combustión al gas de trabajo (aire ambiente comprimido) de la turbina 22. En un modo de realización, después de transferir calor a los gases de trabajo, los gases de combustión se pueden utilizar a continuación para propósitos secundarios para mejorar la eficiencia y eficacia del sistema CHP 100. En un modo de realización, las temperaturas de gases de escape de combustión que salen del intercambiador de calor de alta temperatura 24 pueden ser tan altas como aproximadamente 300 °C. Sin embargo, se apreciará que la temperatura de gases de escape que salen del intercambiador de calor de alta temperatura 24 depende de la eficiencia del intercambiador de calor. La alta eficiencia del intercambiador de calor alta reducirá la temperatura de escape. Además, la temperatura del gas de escape que entra en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 tendrá un impacto. En aplicaciones donde el gas de escape que entra en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 se regula a una temperatura menor, por ejemplo, 900 °C, la temperatura que sale del intercambiador de calor 24 será menor. El propósito secundario para el uso de gases de combustión es proporcionar calor a alta temperatura. En un modo de realización, los gases de combustión pueden pasar a través de un segundo intercambiador de calor

de baja temperatura 25 para recuperar calor adicional de los gases de combustión para aplicaciones térmicas de temperatura menor, como se representa en la etapa de proceso opcional 245. Los ejemplos de procesos de segundo ciclo de temperatura menor incluyen la generación de potencia, por ejemplo, en un sistema ORC de segundo ciclo para generar más trabajo o electricidad, agua caliente, enfriamiento por absorción, aplicaciones de secado a baja temperatura, secado de lodos, purificación de agua térmica y para calefacción y refrigeración de espacios y similares. El gas de combustión enfriado adicionalmente sale del intercambiador de calor de baja temperatura 25 y se aspira a través del ventilador de tiro 26 y a continuación se expulsa. El ventilador de tiro 26 se utiliza para extraer los gases de combustión de la cámara de combustión 30 a través de los separadores de partículas ciclónicos 23 y el/los intercambiador(es) de calor 24, 25. Emplear un ventilador de tiro 26 también mantiene una presión negativa en la cámara de combustión 30 para evitar que los gases se escapen así como garantizar que el gas de trabajo expandido entre en la cámara de combustión 30 por medio de la válvula 38 o la cámara impelente 46 por medio de la válvula 48 para mezclarse con los gases de combustión.

El arranque de la turbina 22 se puede lograr dejando que la turbina se acelere de forma natural a medida que aumenta la temperatura del gas de trabajo o bien se puede arrancar con un motor de arranque. En un modo de realización, a medida que se calienta el gas de trabajo en el intercambiador de calor de alta temperatura 24, se expande hacia tanto la turbina de expansión 64 como la turbina de compresor 61. Puesto que la turbina de expansión 64 produce más trabajo que el compresor, el eje girará en la dirección apropiada. A medida que el eje gira y el flujo de aire a través de la turbina de compresor 61, el aire comienza a fluir, el aire comprimido se expandirá además acelerando el flujo y el sistema con el tiempo se enrollará. En otro modo de realización, se emplea un motor de arranque para que la turbina 22 y el sistema alcancen la velocidad más rápidamente. En un modo de realización, el generador 69 también se configura para funcionar como un motor de arranque para arrancar la turbina 22. A medida que la turbina 22 comienza a girar, el escape de turbina de expansión calentado está disponible en la línea 65 para proporcionar aire secundario para la válvula 48 y el puerto 47 en el separador de partículas 23 y para el aire de combustión principal por medio de la línea 66 para el puerto de sistema de combustión 35. Mientras se incrementa la velocidad de turbina, también se incrementa el aire de combustión principal alimentado a la cámara de combustión 30. El termopar 36 detectará un cambio en las temperaturas de gases de escape de combustión y enviará una señal al controlador 90 para cambiar la tasa de alimentación del combustible sólido cambiando la velocidad de la válvula rotatoria 34 para regular el sistema de combustión y continuar el ciclo. En otro modo de realización, la válvula proporcional 38 se controla para mantener el flujo de aire permitido por la cámara de combustión 25 y el separador ciclónico 23. A medida que la tasa de alimentación de combustible se incrementa/disminuye para cumplir con la demanda de carga, se realiza el control del aire de combustión principal por la válvula proporcional 38.

Cuando el sistema 100 alcanza el equilibrio térmico, la válvula proporcional 38 se ajusta para permitir el flujo de aire suficiente para mantener la temperatura de combustión deseada. El sistema de combustible responde a la carga colocada en la turbina 22. En un modo de realización, a medida que se demanda potencia, la turbina 22 extraerá calor del intercambiador de calor de alta temperatura 24. El sensor de temperatura 50 detecta un cambio en la temperatura de los gases calientes que alimentan el intercambiador de calor y pide que se queme más o bien menos combustible dependiendo de la demanda de potencia. El controlador 90 ordena a la válvula rotatoria 34 en consecuencia, incrementando o disminuyendo su velocidad para permitir/mantener suficiente energía de combustible para proporcionar el calor requerido para mantener la temperatura de referencia detectada en el sensor 50. La válvula proporcional 38 se controla por el controlador 90 usando varias señales de entrada y un algoritmo y señal de control de posicionamiento proporcional integral derivativo (PID). El sensor de temperatura 36 mide la temperatura de salida de la cámara de combustión 30, que se mantiene a una temperatura de combustión deseada de aproximadamente 1150 °C para lograr una combustión completa. El sensor de temperatura 68 en la salida de la turbina de expansión 64 mide la temperatura del gas de trabajo calentado expandido y se usa por el controlador 90 para calcular la energía del gas de trabajo calentado expandido por unidad de masa usada para la combustión. En un modo de realización, es deseable garantizar que el sistema 100 funciona con una gran cantidad de exceso de gas de trabajo (por ejemplo, el gas de trabajo calentado expandido, aire) para que siempre haya más gas de combustión del necesario para la combustión estequiométrica. Como se menciona previamente, el exceso de gas de trabajo también se usa para enfriar los gases de combustión hasta la temperatura de referencia deseada para la aplicación al intercambiador de calor de alta temperatura 24. Dependiendo de la temperatura de aire de combustión, el controlador 90 ordena a la válvula proporcional 48 que se abra/cierre para permitir que el aire necesario alcance la temperatura deseada en el intercambiador de calor de alta temperatura 24.

De forma ventajosa, en un modo de realización, la turbina 22 se conecta al intercambiador de calor de alta temperatura 24 a través de un circuito de gas independiente que permite un procedimiento de transferencia de calor al gas de trabajo de la turbina mientras se usan combustibles que no se pueden introducir directamente en la cámara de combustión de turbina de gas. Los circuitos de gas separados evitan que los productos de combustión afecten negativamente a la sección de turbina de expansión 64, lo que a su vez reduce los costes de mantenimiento e incrementa la vida útil de los componentes. Además, la transferencia de calor indirecta quiere decir que el gas de trabajo (aire) está seco y limpio y, después de la expansión en la turbina, es utilizable para el aire de combustión, así como para muchas otras aplicaciones térmicas. Como se representa en la etapa de proceso opcional 220, la turbina 22 extrae el gas de trabajo limpio (por ejemplo, aire ambiente del entorno) hacia

la entrada del compresor 61 donde se comprime el gas de trabajo. El gas comprimido se alimenta a través de una conexión de fluido 62 al puerto de entrada del lado frío 53 del intercambiador de calor de alta temperatura 24. El gas de trabajo comprimido se calienta a la temperatura de referencia para la turbina de expansión 64 extrayendo calor de los gases de combustión que fluyen a través de un canal separado en el intercambiador de calor 24 como se describió anteriormente para la etapa de proceso 225. El gas de trabajo calentado viaja del puerto del intercambiador de calor 54 a través de una conexión de fluido 63 a la entrada de la turbina de expansión 64. El gas de trabajo caliente se expande a continuación para producir trabajo utilizable en forma de eje impulsado representado en la etapa de proceso 230. En un modo de realización, el eje de turbina se conecta a un generador 69 para convertir este trabajo en potencia eléctrica. En otro modo de realización, el trabajo utilizable se usa para realizar un proceso de fabricación. Por ejemplo, el trabajo utilizable se podría usar para hacer funcionar una bomba u otro proceso mecánico tal como enfriadores mecánicos, compresores, equipo de transporte, destilación por compresión de vapor y similares.

En un modo de realización, después de la expansión, los gases de trabajo de turbina calientes se utilizan a continuación para varios propósitos principales para mejorar la eficiencia y la eficacia del sistema CHP 100. La primera es que los gases de trabajo calientes se emplean para proporcionar aire de combustión a alta temperatura al sistema de combustión 21, como se representa en la etapa de proceso 235. El gas que sale de la turbina de expansión 64 viaja a través de la conexión de fluido 66, opcionalmente a través de la válvula proporcional 38 hacia la carcasa de combustión 30 por medio del puerto de aire de combustión 35. De forma ventajosa, en un modo de realización, el aire de escape de turbina puede estar tan caliente como a 600 °C, que es mayor que lo que se puede lograr típicamente a través del uso de un precalentador de aire de combustión en los sistemas CHP existentes. Los sistemas de la técnica anterior previos han usado un recuperador para recuperar calor dentro del ciclo de turbina. Esto es fundamental cuando la combustión se produce internamente en el ciclo puesto que no existe otra forma de recuperar la energía térmica. Para ciclos alimentados externamente esto es un detrimento puesto que la temperatura del aire de escape de turbina se ha reducido significativamente debido al precalentamiento del aire de compresor. Esto quiere decir que usar aire exterior o bien aire de turbina requeriría un intercambiador de calor adicional para recuperar el calor restante en los gases de combustión. Los modos de realización descritos, al eliminar el uso de un recuperador para recuperar calor dentro del ciclo, permiten que el aire de escape de turbina esté disponible a temperaturas mayores que si se usara un precalentador de aire de combustión de los sistemas convencionales.

Un segundo propósito para el uso del aire de escape de turbina es regular y controlar la temperatura de los gases de combustión que entran en el intercambiador de calor de alta temperatura 24 como se describe anteriormente con referencia a la etapa de proceso 215.

El tercer propósito para el uso del aire de escape de turbina es proporcionar aire seco limpio a alta temperatura (600 °C) para aplicaciones térmicas tanto altas como bajas, como se representa en la etapa de proceso opcional 240. El gas de trabajo caliente sale de la turbina 22 a través de una conexión de fluido 67. La conexión de fluido 67 también se puede acoplar a un sistema térmico externo para utilizar el aire caliente. El gas de trabajo de escape de turbina se puede usar para la generación de potencia de segundo ciclo, por ejemplo, en un sistema ORC de segundo ciclo para generar más trabajo o electricidad, aplicaciones de secado a alta temperatura donde es preferente aire seco limpio, secado de lodos, purificación de agua térmica y para calefacción y refrigeración de espacios. En un modo de realización, aproximadamente un 50 por ciento de la energía térmica de entrada de combustión, presente en el gas de trabajo, está disponible para un uso de ciclo secundario. Por ejemplo, mientras que la función principal del gas de trabajo expandido calentado de la turbina de expansión 61 es proporcionar mezcla con los gases de combustión por medio del puerto 47 y el aire de combustión para la cámara de combustión 30, el gas de trabajo caliente restante se puede emplear para generación de trabajo o transferencia de calor adicional. En un modo de realización, la temperatura de gas de trabajo en la línea 67 es de aproximadamente 600 °C. De forma ventajosa, para un sistema 100 dimensionado para generar 100 kW de potencia eléctrica, se pueden generar 40 kW-100 kW adicionales de potencia a partir de un proceso de segundo ciclo. Por ejemplo, un ORC de baja temperatura que utiliza el calor residual disponible podría producir 40 kW adicionales, mientras que un ORC de alta temperatura podría producir 75 kW adicionales. Los ciclos de mayor eficiencia tales como los motores de CO₂ supercrítico, Stirling o Brayton regenerativos cerrados, podrían producir un exceso de 100 kW de potencia adicional. El gas de trabajo enfriado adicionalmente que sale del proceso de segundo ciclo se puede expulsar. Además, en algunos modos de realización, después del proceso de segundo ciclo, el gas de trabajo enfriado se puede utilizar para cualquier otro proceso a temperatura menor para recuperar cualquier calor residual, e incluso se puede reciclar para comenzar el proceso de nuevo.

En un modo de realización, los gases de combustión que salen del intercambiador de calor de alta temperatura 24 en el puerto 52 pueden pasar a través de un intercambiador de calor de baja temperatura 25 para recuperar calor adicional de los gases de combustión enfriados para aplicaciones térmicas de temperatura menor como se representa en la etapa de proceso opcional 245. Por ejemplo, en un modo de realización, los gases de combustión enfriados pueden estar a temperaturas de aproximadamente 300 °C y se pueden usar para aplicaciones de baja temperatura, incluyendo, pero sin limitarse a, agua caliente, vapor a baja presión, generación de potencia de ciclo de fondo, enfriamiento por absorción y similares. Los gases de combustión enfriados adicionalmente salen del intercambiador de calor de baja temperatura 25 y se pueden expulsar o

reciclar si se desea.

5 El término "aproximadamente" pretende incluir el grado de error asociado con la medición de la cantidad particular en función del equipo disponible en el momento de presentar la solicitud. Por ejemplo, "aproximadamente" puede incluir un intervalo de $\pm 8\%$ o 5% o 2% de un valor dado.

10 La terminología usada en el presente documento es para el propósito de describir modos de realización particulares únicamente y no pretende ser limitante. Aunque la invención se ha descrito en detalle solo en relación con un número limitado de modos de realización, se debe entender fácilmente que la invención no se limita a dichos modos de realización divulgados.

En consecuencia, los modos de realización no se deben

15 ver como limitados por la descripción anterior, sino que solo se limita por el alcance de las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1. Un sistema combinado de calor y potencia (CHP), comprendiendo el sistema CHP:

un sistema de combustión (21) que tiene una cámara de combustión (30) y un mecanismo de alimentación configurado para alimentar combustible sólido a la cámara de combustión (30), teniendo la cámara de combustión (30) una entrada de gas para combustión y un escape de gas de combustión, en el que el la cámara de combustión (30) se configura para recibir un gas secundario calentado expandido a la entrada de aire de combustión para la combustión del combustible sólido;

una válvula proporcional (38) acoplada de forma funcional en serie con la entrada de gas y que se puede hacer funcionar para controlar el flujo del gas secundario expandido calentado a la misma;

una cámara impelente de escape (46) conectada de forma funcional a la cámara de combustión (30) y configurada para recibir gases de combustión a alta temperatura de la misma, incluyendo la cámara impelente de escape (46) un puerto de gas secundario (47) que se puede hacer funcionar para dirigir el gas secundario calentado expandido a la cámara impelente de escape (46) para mezclar con los gases de combustión a alta temperatura;

un intercambiador de calor de alta temperatura (24) acoplado de forma funcional a la cámara impelente de escape (46) y configurado para recibir los gases de combustión mixtos del mismo, el intercambiador de calor de alta temperatura (24) que se puede hacer funcionar para transferir calor de los gases de combustión mixtos a un gas secundario comprimido;

una turbina de gas (22) que tiene una sección de compresión (61) y una sección de expansión (64) conectadas de forma funcional en un eje de accionamiento, la turbina de gas (22) configurada para recibir un gas secundario en una entrada a la sección de compresión y comprimir el gas secundario y para dirigir el gas secundario comprimido a una entrada (53) del intercambiador de calor de alta temperatura, la turbina de gas (22) configurada para recibir un gas secundario comprimido calentado en una entrada a la sección de expansión (64) para expandir el gas secundario comprimido calentado y generar trabajo a partir del mismo, en el que una salida de la sección de expansión (64) de la turbina de gas (22) se acopla de forma funcional al puerto de gas secundario (47) de la cámara impelente de escape (46) y la entrada de combustión (35) de la cámara de combustión (30), de modo que en funcionamiento el puerto de gas secundario (47) y la entrada de combustión (30) reciben el gas secundario calentado expandido; y

un generador (70) conectado de forma funcional al eje de accionamiento de la turbina de gas (22) y configurado para generar electricidad con el trabajo generado en el mismo.

2. El sistema CHP de la reivindicación 1, que incluye además un mecanismo de control (34) para controlar la tasa de alimentación del combustible sólido en la cámara de combustión (30).

3. El sistema CHP de la reivindicación 2, en el que el mecanismo de control (34) incluye un mecanismo de alimentación y una válvula de control.

4. El sistema CHP de las reivindicaciones 1-3, que incluye además un sensor de temperatura (36), el sensor de temperatura (36) que se puede hacer funcionar para detectar la temperatura de los gases de combustión en el escape de gas de combustión.

5. El sistema CHP de la reivindicación 4, en el que el sensor de temperatura (36) es al menos uno de un termopar, un detector de infrarrojos y un detector de semiconductores.

6. El sistema CHP de las reivindicaciones 1-5, que incluye además un separador de partículas a alta temperatura (23) que tiene una entrada y un escape, el separador conectado de forma funcional a la cámara de combustión (30) y configurado para recibir gases de combustión a alta temperatura de la misma, en el que el escape incluye la cámara impelente de escape (46); y

en el que el separador de partículas a alta temperatura (23) incluye un separador ciclónico, el separador ciclónico (41, 42) acoplado de forma funcional a una tolva (43) para la retirada de material particulado.

7. El sistema CHP de la reivindicación 1, que comprende además:

otra válvula proporcional (48) conectada de forma funcional a un controlador (90) y configurada para controlar un flujo del gas secundario expandido calentado para mezclarse con los gases de combustión a alta temperatura; y

la otra válvula proporcional (48) controla el flujo del gas secundario expandido calentado para mezclarse

con los gases de combustión a alta temperatura en base a la temperatura de al menos uno del gas secundario expandido, el gas de combustión a alta temperatura y los gases de combustión mixtos.

8. El sistema CHP de la reivindicación 1, en el que:

la válvula proporcional (38) se conecta de forma funcional a un controlador (90) y se configura para controlar el flujo del gas secundario expandido calentado en la cámara de combustión (30);

la válvula proporcional (38) controla el flujo del gas secundario expandido calentado a la cámara de combustión (30) en base a la temperatura de al menos uno del gas secundario expandido, el gas de combustión a alta temperatura, los gases de combustión mixtos y una temperatura del gas secundario comprimido calentado; y

la válvula proporcional (38) controla el flujo del gas secundario expandido calentado a la cámara de combustión (30) en base a la temperatura del gas secundario comprimido calentado.

9. El sistema CHP de las reivindicaciones 1-8, que comprende además:

un segundo sensor de temperatura (50), el segundo sensor de temperatura que se puede hacer funcionar para detectar la temperatura de los gases de combustión mixtos;

un tercer sensor de temperatura (68), el tercer sensor de temperatura que se puede hacer funcionar para detectar la temperatura del gas secundario expandido calentado; y

un controlador (90), el controlador (90) conectado de forma funcional a al menos uno de un primer sensor de temperatura (36), un segundo sensor de temperatura (50) y un tercer sensor de temperatura (68), el controlador (90) también conectado de forma funcional a al menos uno del mecanismo de control (34), una válvula proporcional (38) y una válvula de gas, el controlador (90) configurado para ejecutar un procedimiento para controlar al menos uno de la tasa de alimentación del combustible sólido en la combustión cámara (30), un flujo del gas secundario calentado expandido hacia la cámara de combustión (30), y una temperatura del gas de combustión mixto.

10. El sistema CHP de la reivindicación 1, que comprende además:

un soplador (32) y un calentador (33) conectados de forma funcional a la cámara de combustión (30), el soplador (32) y el calentador (33) configurados para hacer funcionar para iniciar la combustión del combustible sólido en la cámara de combustión (30);

un ventilador de escape que induce tiro (26) conectado de forma funcional a la cámara de combustión (30), el ventilador de escape que induce tiro (26) configurado para mantener la cámara de combustión (30) a una presión menor que el gas secundario calentado expandido; y

un intercambiador de calor de baja temperatura (25) conectado de forma funcional al intercambiador de calor de alta temperatura (24) y configurado para recibir los gases de combustión mixtos que se han enfriado en el mismo, el intercambiador de calor de baja temperatura (25) se puede hacer funcionar para transferir calor de los gases de combustión mixtos enfriados a un fluido de trabajo a baja temperatura secundario para una aplicación a baja temperatura secundaria.

11. Un procedimiento de funcionamiento del sistema combinado de calor y potencia (CHP) de la reivindicación 1, comprendiendo el procedimiento:

iniciar (205) un proceso de combustión en la cámara de combustión (30) y quemar el combustible sólido con el gas secundario calentado expandido y generar el gas de combustión a alta temperatura;

regular una temperatura (215) de los gases de combustión a alta temperatura con el gas secundario calentado expandido para proporcionar el gas de combustión mixto; comprimir el gas secundario (220); transferir calor (225) del gas de combustión mixto al gas secundario comprimido; expandir el gas secundario calentado comprimido y generar trabajo de ese modo; y emplear (230) el trabajo generado.

12. El procedimiento de funcionamiento de un sistema CHP de la reivindicación 11, que comprende además:

al menos uno de controlar una tasa de alimentación del combustible sólido en la cámara de combustión (30), controlar un caudal del gas secundario calentado expandido en la cámara de combustión (30), y controlar la regulación en base a al menos uno de una temperatura del gas secundario calentado expandido, una temperatura del gas de combustión mixto, una temperatura de los gases de combustión a alta temperatura y el trabajo generado;

en el que la regulación de una temperatura de los gases de combustión a alta temperatura incluye controlar un flujo del gas secundario expandido calentado y mezclar con los gases de combustión a alta temperatura después de la separación de partículas.

5

13. El procedimiento de funcionamiento de un sistema CHP de las reivindicaciones 11-12, que comprende además:

medir una temperatura de los gases de combustión a alta temperatura;

10

medir una temperatura del gas de combustión mixto; y medir una temperatura del gas secundario calentado expandido.

14. El procedimiento de funcionamiento de un sistema CHP de la reivindicación 11, en el que:

15

la transferencia se produce en un intercambiador de calor de contraflujo; y

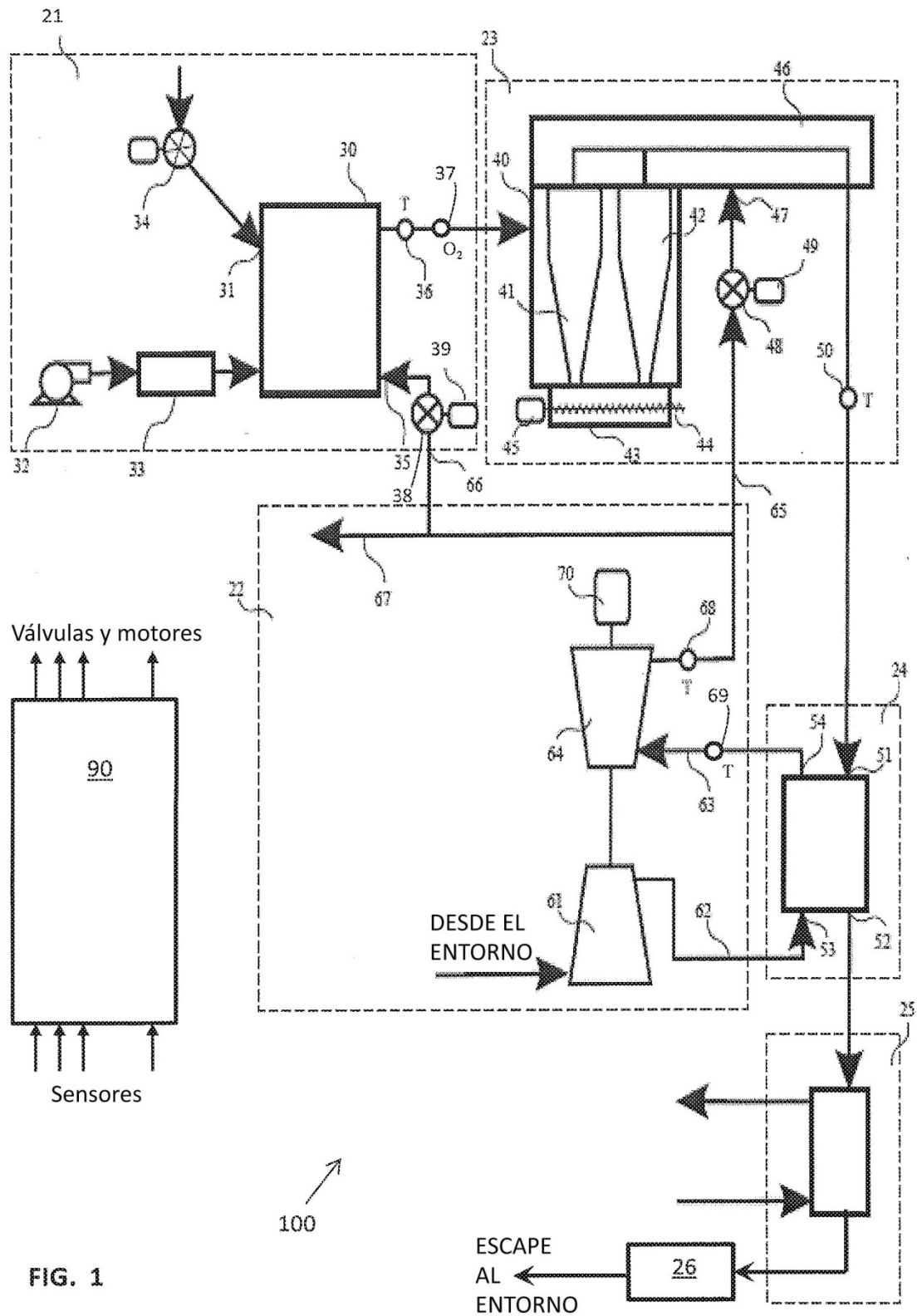
el gas secundario calentado expandido está a una temperatura de aproximadamente 600 °C y se aplica directamente en el proceso de combustión.

20

15. El procedimiento de funcionamiento de un sistema CHP de la reivindicación 11, que incluye además retirar material particulado (210) de los gases de combustión a alta temperatura con un separador de partículas a alta temperatura; y

25

en el que el proceso de combustión alcanza una temperatura de al menos una de 1000 °C, 1050 °C, 1100 °C y 1150 °C.



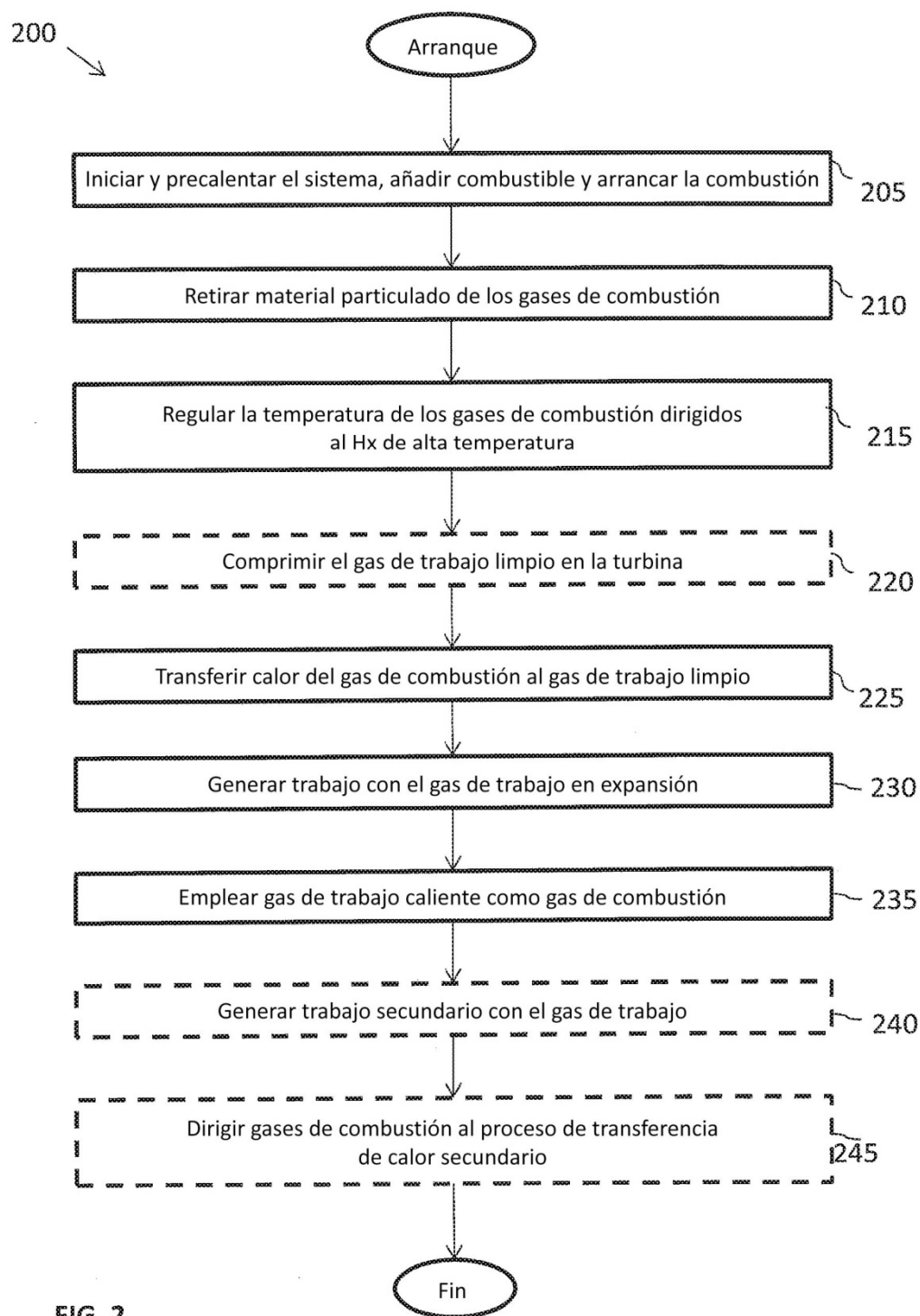


FIG. 2