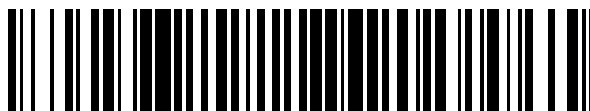


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 701 532**

51 Int. Cl.:

F01K 23/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **27.10.2014 PCT/US2014/062368**

87 Fecha y número de publicación internacional: **06.05.2016 WO16068837**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **27.10.2014 E 14799597 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **19.09.2018 EP 3212900**

54 Título: **Reducción de caudal a baja carga para centrales eléctricas de ciclo combinado**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
22.02.2019

73 Titular/es:
**SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT (100.0%)
Werner-von-Siemens-Straße 1
80333 München, DE**

72 Inventor/es:
**BRIESCH, MICHAEL S.;
COONEY, JAMES;
MCLAURIN, KEITH B. y
JOHNSON, RAY L.**

74 Agente/Representante:
LOZANO GANDIA, José

ES 2 701 532 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).

REDUCCIÓN DE CAUDAL A BAJA CARGA PARA CENTRALES ELÉCTRICAS DE CICLO COMBINADO**DESCRIPCIÓN**

- 5 **Campo de la invención**
- La presente invención se refiere a centrales eléctricas de ciclo combinado y, más particularmente, al funcionamiento de un generador de vapor de recuperación de calor de una central eléctrica de ciclo combinado durante un modo de funcionamiento a baja carga (generación eléctrica).
- 10 **Antecedentes de la invención**
- En una central eléctrica de ciclo combinado, un motor de turbina de gas genera energía a partir de la combustión de una mezcla de aire y combustible. Puede ubicarse un generador de vapor de recuperación de calor (HRSG) aguas abajo del motor de turbina de gas para recibir energía calorífica del escape del motor de turbina de gas para producir vapor. El vapor producido puede utilizarse para impulsar una turbina de vapor para generar energía adicional. En particular, el HRSG es un dispositivo de intercambio de calor que utiliza el gas de escape caliente del motor de turbina de gas para generar vapor que se expande en una turbina de vapor para producir una potencia de salida, tal como para generar electricidad usando un generador eléctrico. El HRSG puede comprender una pluralidad de secciones tales como una sección de presión baja (LP), una sección de presión intermedia (IP) y una sección de presión alta (HP). Cada sección puede incluir un evaporador, o intercambiador de calor, en el que el agua se convierte en vapor. El vapor que sale de los evaporadores puede atravesar intercambiadores de calor adicionales en la trayectoria de escape en el interior del HRSG, denominados sobrecalentadores, en los que la temperatura y la calidad de vapor en el interior de los sobrecalentadores aumentan. Algunos HRSG pueden incluir quemadores suplementarios en la trayectoria de escape para proporcionar calor adicional para aumentar el rendimiento de la turbina de vapor durante condiciones de demanda pico.
- 15
- 20
- 25
- En el documento US 7 168 233 B1 se divulga un sistema para controlar la temperatura del vapor que incluye un circuito de vapor que incluye un circuito del recalentador, al menos una zona de dilución del recalentador, al menos un conducto de dilución del recalentador, y al menos una zona de suministro del recalentador dispuesta aguas arriba de la al menos una zona de dilución del recalentador, en el que la al menos una zona de suministro del recalentador y la al menos una zona de dilución del recalentador están asociadas a través del circuito del recalentador y el al menos un conducto de dilución del recalentador.
- 30
- 35
- Además, en el documento US 6 178 734 B1 se divulga una central de generación eléctrica de ciclo combinado que comprende generalmente una central de turbina de gas, una central de turbina de vapor y una caldera de recuperación de calor de escape.
- 40 **Sumario de la invención**
- Según un aspecto de la invención, se proporciona un método de hacer funcionar un generador de vapor de recuperación de calor para una unidad de potencia de ciclo combinado a la unidad de potencia de ciclo combinado que incluye una turbina de gas, un generador de vapor de recuperación de calor (HRSG) para generar vapor mediante la recuperación de energía térmica de gas de escape de la turbina de gas y una turbina de vapor impulsada por el vapor generado por el HRSG.
- 45
- El método se describe en la reivindicación 1.
- 50 El flujo de vapor de presión reducida estrangulado que entra en la etapa de sobrecalentador aguas abajo puede ser vapor sobrecalentado.
- La central eléctrica tiene un modo de funcionamiento de carga base y un modo de funcionamiento a baja carga y en la que:
- 55 el funcionamiento de la central eléctrica en el funcionamiento de carga base puede incluir proporcionar un flujo de vapor no estrangulado de la etapa de sobrecalentador aguas arriba a la etapa de sobrecalentador aguas abajo; y
- el funcionamiento de la central eléctrica en el modo de funcionamiento a baja carga puede incluir estrangular el flujo de vapor de la etapa de sobrecalentador aguas arriba a la etapa de sobrecalentador aguas abajo.
- 60
- Durante el modo de funcionamiento de carga base, una temperatura del vapor proporcionado a la turbina de vapor puede encontrarse a una temperatura de funcionamiento de carga base; y durante el modo de funcionamiento a baja carga, el vapor proporcionado a la turbina de vapor puede encontrarse a una presión reducida y la temperatura de funcionamiento de carga base y mantiene la turbina de vapor en la temperatura de funcionamiento de carga base.
- 65

En el evaporador puede mantenerse una presión predeterminada, con una temperatura de saturación asociada para el vapor en el evaporador a o por encima de una temperatura mínima predeterminada durante el modo de funcionamiento a baja carga.

5 Puede ubicarse un sistema de reducción catalítica selectiva (SCR) en el interior del HRSG adyacente al evaporador, y la temperatura mínima predeterminada está dentro de un intervalo de temperatura operativa del SCR para mantener el SCR operativo durante una reducción de temperaturas de los gases de escape en el modo de funcionamiento a baja carga.

10 La turbina de vapor puede incluir una sección de turbina de presión alta y una sección de turbina de presión intermedia, y el evaporador puede ser un evaporador de presión alta que proporciona vapor a la etapa de sobrecalentador aguas arriba para suministrar vapor a la sección de turbina de presión alta, y que incluye un evaporador de presión intermedio y al menos una etapa de sobrecalentador intermedio que recibe vapor del evaporador de presión intermedio y que proporciona vapor sobrecalentado a la sección de turbina de presión intermedia.

15 El HRSG puede recibir flujo de escape de la turbina de gas a una temperatura reducida durante el modo de funcionamiento a baja carga en comparación con la temperatura de flujo de escape proporcionada al HRSG durante el modo de funcionamiento de carga base.

20 El HRSG puede incluir al menos una etapa de sobrecalentador aguas arriba y una etapa de sobrecalentador aguas abajo que suministran el vapor sobrecalentado a la turbina de vapor, y que incluyen estrangular un flujo de vapor de la etapa de sobrecalentador aguas arriba a la etapa de sobrecalentador aguas abajo durante el modo de funcionamiento a baja carga.

25 La etapa de sobrecalentador aguas abajo puede proporcionar vapor sobrecalentado a una turbina de presión alta, y los sobrecalentadores aguas arriba y aguas abajo forman sobrecalentadores primario y secundario, respectivamente, en el HRSG.

30 Posterior al funcionamiento en el modo de funcionamiento a baja carga, la turbina de vapor puede volver al modo de funcionamiento de carga base y en el que el vapor sobrecalentado proporcionado a la turbina de vapor puede mantenerse en la temperatura de funcionamiento de carga base en todo el modo de funcionamiento a baja carga.

35 Una potencia de salida de la turbina de vapor puede aumentarse del modo de funcionamiento a carga baja al modo de funcionamiento de carga base a una velocidad basada en la presión de vapor disponible del HRSG, sin referencia a la temperatura de la turbina de vapor.

40 Según un aspecto adicional de la invención, se proporciona una central eléctrica de ciclo combinado según la reivindicación 7.

Todo el flujo de vapor que entra en la válvula de estrangulación de la etapa de sobrecalentador aguas arriba puede fluir a través de la válvula de estrangulación a la etapa de sobrecalentador aguas abajo.

45 La turbina de vapor puede incluir una sección de turbina de presión alta y una sección de turbina de presión intermedia, y el evaporador es un evaporador de presión alta que proporciona vapor a la etapa de sobrecalentador aguas arriba para suministrar vapor a la sección de turbina de presión alta, y que incluye un evaporador de presión intermedio y al menos una etapa de sobrecalentador intermedio que recibe vapor del evaporador de presión intermedio y que proporciona vapor sobrecalentado a la sección de turbina de presión intermedia.

50 Puede ubicarse un sistema de reducción catalítica selectiva (SCR) en el interior del HRSG adyacente al evaporador de presión alta, y el evaporador de presión alta se mantiene a una temperatura que está dentro de un intervalo de temperatura operativa del SCR para mantener el SCR operativo durante una reducción de temperaturas de los gases de escape en el modo de funcionamiento a baja carga.

55 Puede ubicarse un regulador térmico aguas abajo de la válvula de estrangulación.

Puede proporcionarse una unidad de control que tiene un procesador y está conectada a la válvula de estrangulación para controlar una variación de flujo de vapor a través de la válvula de estrangulación entre el modo de funcionamiento de carga base y el modo de funcionamiento a baja carga.

60

Breve descripción de los dibujos

Mientras la memoria descriptiva finaliza con reivindicaciones que enfatizan de manera particular y reivindican de manera específica la presente invención, se cree que la presente invención podrá entenderse mejor a partir de la siguiente descripción junto con los dibujos adjuntos, en los que números de referencia similares identifican elementos similares, y en los que:

65

la figura 1 es un diagrama esquemático de una central eléctrica de ciclo combinado que incorpora aspectos de la presente invención.

5 Descripción detallada de la invención

En la siguiente descripción detallada de la realización preferida, se hace referencia a los dibujos adjuntos que forman parte del presente documento, y en los que se muestra a modo de ilustración, y no a modo de limitación, una realización específica preferida en la que la invención puede ponerse en práctica. Debe entenderse que pueden usarse otras realizaciones y que pueden realizarse cambios sin apartarse del alcance de la presente invención.

Las centrales eléctricas están sujetas a cargas demandadas ampliamente variables de la red eléctrica. Deben responder a estas cargas a la vez que mantienen la eficiencia y tienen en cuenta los efectos térmicos en la vida útil de los componentes que forman la central eléctrica. Por ejemplo, el cambio de las cargas demandadas y los cambios resultantes en la temperatura en los motores de turbina de vapor y gas pueden dar como resultado interferencia entre los componentes estacionarios y rotatorios en el interior de los motores a menos que se implementen medidas para controlar las temperaturas de los componentes y las tolerancias asociadas durante las transiciones de carga, tal como puede requerirse durante las transiciones de carga baja o parcial a carga plena o base. Según un aspecto de la presente invención, se describe un método y aparato asociado para hacer funcionar una central eléctrica de ciclo combinado a niveles de rendimiento mínimos, es decir, durante un funcionamiento de reducción de caudal a baja carga, haciendo atractivo en términos económicos mantener los generadores de unidad de la central eléctrica acoplados a la red eléctrica durante condiciones de baja demanda. Según aspectos particulares de la invención, el método de reducción de caudal a baja carga puede mantener la disponibilidad de la unidad para aumentar la energía hasta la salida de carga base en un tiempo minimizado o reducido, a la vez que se extiende la vida útil de los componentes de la turbina susceptibles de fatiga inducida por el ciclado térmico. Como se describe con más detalle a continuación, un ciclo de cogeneración de energía térmica que comprende una turbina de vapor puede mantenerse en línea durante el funcionamiento a carga baja de una central eléctrica a una presión de vapor reducida, pero a una temperatura del vapor mantenida a un nivel elevado que es sustancialmente la misma que una temperatura de funcionamiento del vapor proporcionado a la turbina de vapor durante el funcionamiento en la salida de carga base. El funcionamiento descrito aborda problemas existentes de las centrales de ciclo combinado asociados con la regulación de las emisiones de los gases de escape y la fatiga por ciclado térmico de los componentes.

La figura 1 es un diagrama esquemático de una central 10 eléctrica de ciclo combinado que incluye un ciclo 12 de cogeneración de energía eléctrica y un ciclo 14 de cogeneración de energía térmica. El ciclo 12 de cogeneración de energía eléctrica comprende un motor 16 de turbina de gas que incluye una sección 18 de compresor, una sección 20 de combustor, una sección 22 de turbina, un flujo 24 de escape de la sección 22 de turbina, y un árbol 26 de salida de potencia que acciona un primer generador 28. Un suministro de aire 30 entra en la sección 18 de compresor y se comprime y proporciona a la sección 20 de combustor, y un flujo 32 de combustible se proporciona a la sección 20 de combustor donde se mezcla con el aire comprimido para formar un gas de trabajo caliente. El gas de trabajo caliente se expande en la sección 22 de turbina para proporcionar una potencia de salida a través del árbol 26 de salida de potencia, y produce el flujo 24 de escape.

El ciclo 14 de cogeneración de energía térmica comprende un generador de vapor de recuperación de calor (HRSG) para producir vapor, y una turbina 64 de vapor impulsada por el vapor producido en el HRSG 34. El HRSG 34 comprende una conducción 36 de gas para guiar el flujo 24 de escape a través de las superficies del intercambiador de calor (por ejemplo, sobrecalentadores, evaporadores y economizadores) en el interior del HRSG 34 y el flujo de escape puede eventualmente salir de la central 10 a través de una chimenea 38 de escape. El HRSG 34 puede comprender, por ejemplo, un sistema de tres presiones de secciones de transferencia de calor de presión alta, intermedia y baja, y puede incluir un tambor 40 de presión alta, y un tambor 42 de presión intermedia y un tambor 44 de presión baja para las diferentes secciones de presión respectivas.

La sección de transferencia de calor de presión alta puede comprender sobrecalentadores de presión alta que incluyen un sobrecalentador 46a de presión alta aguas arriba, es decir, una etapa de sobrecalentador aguas arriba, y un sobrecalentador 46b de presión alta aguas abajo, es decir, una etapa de sobrecalentador aguas abajo. El sobrecalentador 46a aguas arriba puede ser un sobrecalentador primario y el sobrecalentador 46b aguas abajo puede ser un sobrecalentador secundario. La sección de transferencia de calor de presión intermedia puede comprender al menos un sobrecalentador de presión intermedia, es decir, una etapa de sobrecalentador de presión intermedia, y se representa en el presente documento como que incluye sobrecalentadores 47a, 47b, 47c y 47d de presión intermedia primero, segundo, tercero y cuarto. La sección de transferencia de calor de presión baja puede comprender sobrecalentadores 48a, 48b de presión baja primero y segundo.

Las secciones de transferencia de calor de presión alta, intermedia y baja también incluyen cada una evaporadores y economizadores. En particular, las secciones de presión alta, intermedia y baja incluyen evaporadores 50, 52, 54 conectados a los tambores 40, 42, 44 de presión respectivos. La sección de presión alta incluye un economizador que tiene secciones 56a, 56b del economizador primera y segunda, la sección de presión intermedia incluye un

economizador 58, y la sección de presión baja incluye un economizador 60.

Puede entenderse que los economizadores 56a, 56b, 58 y 60 están dispuestos generalmente en una dirección aguas abajo del flujo 24 de escape y proporcionan un suministro de agua calentada a los tambores 40, 42, 44 de presión respectivos a una temperatura por debajo de la temperatura de saturación asociada con cada uno de los tambores 40, 42, 44 respectivos. Los tambores 40, 42, 44 de presión alta, intermedia y baja se hacen funcionar a diferentes presiones respectivas y los evaporadores 50, 52, 54 mantienen una temperatura de vapor saturado correspondiente a la presión en cada uno de los tambores 40, 42, 44. Además, el HRSG 34 puede incluir un quemador 62 de vena ubicado entre los sobrecalentadores 44a, 44b de presión alta aguas arriba y aguas abajo y puede hacerse funcionar como una fuente de calor suplementaria en el interior del HRSG 34. Además, aunque se describen componentes particulares en el presente documento para el HRSG 34, puede entenderse que el HRSG 34 puede proporcionarse en una variedad de configuraciones, tales como un sistema de dos presiones u otra configuración, y que la presente invención puede hacerse funcionar con cualquier HRSG 34 que tenga al menos una etapa de sobrecalentador de presión alta aguas arriba (primaria) y una etapa de sobrecalentador de presión alta aguas abajo (secundaria).

La turbina 64 de vapor del ciclo 14 de cogeneración de energía térmica se ilustra como que comprende una sección 66 de turbina de presión alta, una sección 68 de turbina de presión intermedia y una sección 70 de turbina de presión baja. La turbina 64 de vapor incluye un árbol 72 de salida de potencia que puede accionar un segundo generador 74 para proporcionar una potencia de salida eléctrica adicional para la central 10 eléctrica.

Pueden proporcionarse varias válvulas para controlar el flujo de vapor del HRSG 34 a la turbina 64 de vapor, tal y como se conoce en la técnica. Por ejemplo, la sección de presión alta puede incluir una válvula 76 que controla el flujo de vapor del sobrecalentador 46b de presión alta aguas abajo a la sección 66 de turbina de presión alta; la sección de presión intermedia puede incluir una válvula 78 que controla el flujo de vapor del cuarto sobrecalentador 47d de presión intermedia a la sección 68 de turbina de presión intermedia; y la sección de presión baja puede incluir una válvula 80 que controla el flujo de vapor del segundo sobrecalentador 48b de presión baja a la sección 70 de turbina de presión baja. La sección de presión intermedia puede también incluir una válvula 82 adicional que facilita mantener una presión mínima en el tambor 42 de presión intermedia para asegurar que el vapor que sale del tambor 42 de presión intermedia se mantiene dentro de unos límites de velocidad de funcionamiento aceptables.

El vapor expandido desde la turbina 64 de vapor puede condensarse en un condensador 84 y devolverse al HRSG 34. El retorno de agua procedente del condensador 84 al HRSG 34 puede realizarse de modo convencional, que incluye proporcionar bombas 86, 88 que impulsan el agua procedente del condensador 84 a través de los economizadores 56a, 56b, 58, 60, a los tambores 40, 42, 44 de presión respectivos.

Durante el funcionamiento de carga base, tal como puede requerir una alta demanda de la red eléctrica, el flujo 24 de escape se encuentra a su temperatura máxima, proporcionando una alta potencia de salida desde el ciclo 14 de cogeneración de energía térmica, y las válvulas 76, 78, 80 pueden estar situadas completamente abiertas para proporcionar un flujo de vapor máximo a las secciones 66, 68, 70 de turbina de vapor, o pueden ajustarse según sea necesario para controlar el rendimiento de la turbina 64 de vapor. Además, en un funcionamiento convencional o conocido de un ciclo de cogeneración de energía térmica, las válvulas 76, 78, 80 pueden moverse a una posición parcialmente cerrada para proporcionar un flujo de vapor reducido o estrangulado para obtener un rendimiento reducido del segundo generador 74. Mientras el flujo de vapor estrangulado en el funcionamiento convencional ha permitido que el ciclo 14 de cogeneración de energía térmica permanezca en línea durante los requerimientos mínimos de energía, funcionando en un modo de funcionamiento de reducción de caudal a baja carga (*Low Load Turndown* - LLTD), el vapor estrangulado entra en las secciones 66, 68, 70 de turbina de vapor a una temperatura inferior a la que se proporciona durante el funcionamiento de carga base. En particular, el funcionamiento de reducción de caudal a baja carga convencional da como resultado una gran caída de temperatura del vapor de presión alta proporcionado a la sección 66 de turbina de presión alta. Los problemas asociados con el cambio en la temperatura de vapor de presión alta incluyen una tensión por ciclado térmico de la sección 66 de turbina, y un requerimiento de que se aumente un cambio de funcionamiento de carga baja a carga base a una velocidad relativamente baja para asegurar que la expansión térmica de los componentes estacionarios y rotatorios en la sección 66 de turbina coincide para evitar contacto por interferencia de los componentes.

Según un aspecto de la invención, se proporciona a la sección de presión alta del HRSG 34 una válvula 90 de estrangulación de presión alta ubicada entre los sobrecalentadores 46a y 46b de presión alta aguas arriba y aguas abajo. La válvula 90 de estrangulación de presión alta puede funcionar entre una posición no estrangulada (completamente abierta) y una posición estrangulada (completamente cerrada), en la que la posición estrangulada puede comprender cualquiera de una pluralidad de posiciones variables de manera continua que proporciona un flujo restringido de vapor aguas abajo del sobrecalentador 46a de presión alta aguas arriba. La apertura/cierre de la válvula 90 de estrangulación puede accionarse bajo el control de un controlador o unidad 92 de control que puede comprender, por ejemplo, una unidad de procesamiento y una memoria. La memoria puede implementarse como un medio legible por máquina u ordenador no transitorio que tenga instrucciones ejecutables almacenadas en el mismo. Al ejecutarse, estas instrucciones ejecutables pueden ordenar a la unidad de procesamiento que abra y cierre la válvula 90 de estrangulación según algoritmos predefinidos. La unidad 92 de control puede comprender un

controlador para otras operaciones, que incluyen controlar otras válvulas y controlar el funcionamiento de la central 10.

Además, puede proporcionarse a la sección de presión alta del HRSG 34 un regulador 94 térmico. El regulador 94 5 térmico se muestra ubicado entre la válvula 90 de estrangulación y el sobrecalentador 46b de presión alta aguas abajo, y puede hacerse funcionar para reducir la temperatura del vapor según sea necesario para controlar la temperatura final del vapor que se suministra a la sección 66 de turbina de presión alta.

Según un aspecto particular de la invención, el vapor de presión alta que fluye a través de la válvula 90 de 10 estrangulación pasa posteriormente a través de al menos un sobrecalentador de presión alta antes de ser conducido a la sección 66 de turbina de presión alta, como se representa por el flujo a través del sobrecalentador 46b de presión alta aguas abajo. Es decir, todo el flujo de vapor del sobrecalentador 46a de presión alta aguas arriba pasa preferiblemente a través de la válvula 90 de estrangulación y fluye hacia el sobrecalentador 46b aguas abajo. El 15 sobrecalentador 46b de presión alta aguas abajo de la válvula 90 de estrangulación funciona para aumentar la temperatura del vapor estrangulado, y puede aumentar la temperatura del vapor de presión alta a al menos la temperatura del vapor de presión alta proporcionado a la sección 66 de turbina de vapor de presión alta durante el funcionamiento de carga base, permitiendo preferiblemente el funcionamiento de la sección de presión alta a una temperatura constante independientemente de los cambios en la carga de funcionamiento y en la temperatura de 20 flujo de escape. En un funcionamiento LLTD, el vapor de presión alta puede estrangularse para dar una presión reducida con una temperatura disminuida en la válvula 90 de estrangulación; sin embargo, debido al paso del vapor a través del sobrecalentador 46b aguas abajo, puede proporcionarse vapor de presión reducida a la sección 66 de turbina de presión alta a una temperatura elevada que es igual a la temperatura del vapor de presión alta proporcionado a la sección 66 de turbina de presión alta durante el funcionamiento de carga base. Adicionalmente, ha de entenderse que la válvula 76 para la sección 66 de turbina de presión alta está preferiblemente en una 25 posición completamente abierta durante el funcionamiento LLTD, de modo que puede producirse todo el estrangulamiento de vapor de la sección de presión alta del HRSG 34 en la válvula 90 de estrangulación durante el funcionamiento LLTD. Por tanto, puede proporcionarse a la turbina 66 de vapor de presión alta un flujo de vapor de presión baja para funcionar a un rendimiento bajo durante el funcionamiento en la reducción de caudal a la vez que se mantienen los componentes de la turbina a una temperatura equivalente a la temperatura de funcionamiento de 30 carga base, es decir, los componentes se mantienen a una temperatura constante.

Colocando la válvula 90 de estrangulación aguas abajo del sobrecalentador 46a aguas arriba, la temperatura del vapor sobrecalentado se eleva antes del estrangulamiento en la válvula 90 para evitar que la temperatura del vapor 35 estrangulado caiga por debajo de la temperatura de saturación y la posible formación de gotas de agua en el sobrecalentador 46b aguas abajo.

Además, el funcionamiento de la válvula 90 de estrangulación en la sección del sobrecalentador de presión alta puede funcionar para mantener la presión en el tambor 40 de presión alta a una presión constante a medida que se 40 disminuye el flujo de vapor durante el funcionamiento de reducción de caudal de modo que, durante el funcionamiento LLTD cuando la temperatura del flujo 24 de escape puede disminuir, el estrangulamiento del vapor de presión alta evita una disminución en la temperatura de saturación en el interior del tambor 40 de presión alta, y puede mantener una temperatura elevada del evaporador 50 de sección de presión alta. Un sistema 96 de reducción catalítica selectiva (SCR) puede estar ubicado adyacente al evaporador 50 de presión alta, por ejemplo, ubicado en el interior de los tubos del evaporador 50, y mantener una temperatura elevada del evaporador 50 durante el 45 funcionamiento LLTD puede mantener el SCR dentro de su intervalo de temperatura de funcionamiento efectivo. Por ejemplo, un SCR típico puede tener un intervalo de temperatura de funcionamiento de aproximadamente 500°F a 850°F dentro del cual puede funcionar a una eficiencia óptima para reducir las emisiones, tales como CO, de modo que hacer funcionar la válvula 90 de estrangulación para mantener una temperatura de saturación elevada constante en el tambor 40 de presión alta durante LLTD puede mantener el evaporador 50 y el SCR adyacente dentro del 50 intervalo de temperatura efectivo óptimo para el SCR.

Debe observarse que la presente invención proporciona ventajas al aumentar la central 10 eléctrica del funcionamiento LLTD al funcionamiento de carga base. Como resultado del funcionamiento de estrangulamiento proporcionado por la válvula 90 de estrangulación que funciona junto con al menos un sobrecalentador 46b aguas 55 abajo, la temperatura del vapor de presión alta, y por tanto la sección 66 de turbina de presión alta, se mantiene a la temperatura de funcionamiento de carga base elevada, que permite que la sección 66 de turbina de presión alta aumente al funcionamiento de carga base o pleno tan pronto como la presión de vapor esté disponible para impulsar la turbina 64 en la carga base. Es decir, no es necesario retardar el aumento de la turbina 64 de vapor para solucionar los problemas relacionados con las tolerancias de los componentes durante la transición de LLTD a la 60 carga base debido a que las temperaturas de los componentes se mantienen al nivel de carga base. Adicionalmente, durante el funcionamiento LLTD y el funcionamiento en el que se aumenta la turbina 16 de gas del funcionamiento LLTD al funcionamiento de carga base, las emisiones de CO en el flujo 24 de escape son normalmente significativamente más altas, lo que requiere un funcionamiento eficiente del SCR para cumplir los requisitos de emisiones. El funcionamiento de la válvula 90 de estrangulación para mantener la temperatura de SCR en su 65 intervalo de funcionamiento efectivo facilita cumplir las regulaciones sobre emisiones de CO durante la operación de aumento si las temperaturas del flujo de escape fueran insuficientes inicialmente para maximizar el funcionamiento

del SCR para reducir las emisiones de CO.

5 Aunque se han ilustrado y descrito realizaciones particulares de la presente invención, resultará evidente para los expertos en la técnica que pueden realizarse otros cambios y modificaciones sin apartarse del alcance de la invención. Por tanto se pretende cubrir en las reivindicaciones adjuntas todos los cambios y modificaciones que se encuentran dentro del alcance de esta invención.

REIVINDICACIONES

1. Método de hacer funcionar un generador de vapor de recuperación de calor para una unidad de potencia de ciclo combinado, incluyendo la unidad de potencia de ciclo combinado una turbina (16) de gas, un generador (34) de vapor de recuperación de calor (HRSG) para generar vapor mediante la recuperación de energía térmica de gas de escape de la turbina (16) de gas, y una turbina de vapor impulsada por el vapor generado por el HRSG (34), incluyendo el método:
 - generar vapor saturado en un evaporador en el HRSG (34);
 - conducir el vapor del evaporador a través de una etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba en el HRSG (34);
 - conducir el vapor sobrecalentado de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba a través de una etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo en el HRSG (34);
 - conducir el vapor sobrecalentado de la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo a una turbina de vapor; y
 - entre las etapas (46a, 46b) de sobrecalentador aguas arriba y aguas abajo, estrangular el flujo de vapor de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba para dar una presión menor para formar un flujo de vapor de presión reducido antes de entrar en la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo, en el que la central eléctrica tiene un modo de funcionamiento de carga base y un modo de funcionamiento a baja carga y en el que:
 - el funcionamiento de la central eléctrica en el funcionamiento de carga base incluye proporcionar un flujo de vapor no estrangulado de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba a la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo; y
 - el funcionamiento de la central eléctrica en el modo de funcionamiento a baja carga incluye estrangular el flujo de vapor de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba a la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo.
2. Método según la reivindicación 1, en el que el flujo de vapor de presión reducida estrangulado que entra en la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo es vapor sobrecalentado.
3. Método según la reivindicación 1, en el que:
 - durante el modo de funcionamiento de carga base, una temperatura del vapor proporcionado a la turbina de vapor se encuentra a una temperatura de funcionamiento de carga base; y
 - durante el modo de funcionamiento a baja carga, el vapor proporcionado a la turbina de vapor se encuentra a una presión reducida y la temperatura de funcionamiento de carga base y mantiene la turbina de vapor en la temperatura de funcionamiento de carga base.
4. Método según la reivindicación 1, que incluye mantener una presión predeterminada en el evaporador, con una temperatura de saturación asociada para el vapor en el evaporador a o por encima de una temperatura mínima predeterminada durante el modo de funcionamiento a baja carga.
5. Método según la reivindicación 4, en el que un sistema de reducción catalítica selectiva (SCR) está ubicado en el interior del HRSG (34) adyacente al evaporador (50), y la temperatura mínima predeterminada está dentro de un intervalo de temperatura operativa del SCR para mantener el SCR operativo durante una reducción de temperaturas de los gases de escape en el modo de funcionamiento a baja carga.
6. Método según la reivindicación 1, en el que la turbina de vapor incluye una sección de turbina de presión alta y una sección de turbina de presión intermedia, y el evaporador (50) es un evaporador de presión alta que proporciona vapor a la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba para suministrar vapor a la sección de turbina de presión alta, y que incluye un evaporador de presión intermedio y al menos una etapa (47a, 47b, 47c, 47d) de sobrecalentador intermedio que recibe vapor del evaporador de presión intermedio y que proporciona vapor sobrecalentado a la sección de turbina de presión intermedia.
7. Central eléctrica de ciclo combinado que comprende:
 - una turbina (16) de gas que puede hacerse funcionar para generar energía y producir una salida de escape;

ES 2 701 532 T3

un generador (34) de vapor de recuperación de calor (HRSG) que recibe la salida de escape de la turbina (16) de gas y produce vapor sobrecalentado; y

5 una turbina de vapor que recibe vapor sobrecalentado del HRSG (34) para generar energía; y en la que el HRSG (34) incluye:

un evaporador (50, 53, 54) que proporciona una fuente de vapor saturado;

10 una etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba conectado a una salida del evaporador (50) para recibir vapor del evaporador (50);

una etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo para recibir vapor del sobrecalentador (46a) aguas arriba a través de un conducto de vapor; y

15 una válvula (90) de estrangulación ubicada en el conducto de vapor, estrangulando la válvula (90) de estrangulación el flujo de vapor para dar una temperatura y presión menor entre las etapas (46a, 46b) de sobrecalentador aguas arriba y aguas abajo durante un modo de funcionamiento a baja carga de la central eléctrica, y recalentando la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo el flujo de vapor antes de proporcionar el vapor recalentado a la turbina de vapor, en la que la central eléctrica combinada incluye una
20 unidad de control que tiene un procesador y está conectada a la válvula (90) de estrangulación para controlar una variación de flujo de vapor a través de la válvula (90) de estrangulación entre el modo de funcionamiento de carga base y el modo de funcionamiento a baja carga, de modo que en el funcionamiento de carga base se proporciona un flujo de vapor no estrangulado de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba a la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo y en el modo de
25 funcionamiento a baja carga el flujo de vapor se estrangula de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba a la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo.

8. Central de ciclo combinado según la reivindicación 7, en la que todo el flujo de vapor que entra en la válvula (90) de estrangulación de la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba fluye a través de la válvula (90) de estrangulación a la etapa (46b) de sobrecalentador aguas abajo.
30

9. Central de ciclo combinado según la reivindicación 7, en la que la turbina de vapor incluye una sección de turbina de presión alta y una sección de turbina de presión intermedia, y el evaporador (50) es un evaporador (50) de presión alta que proporciona vapor a la etapa (46a) de sobrecalentador aguas arriba para suministrar vapor a la sección de turbina de presión alta, y que incluye un evaporador (50) de presión intermedio y al menos una etapa de sobrecalentador intermedio que recibe vapor del evaporador (50) de presión intermedio y que proporciona vapor sobrecalentado a la sección de turbina de presión intermedia.
35

10. Central de ciclo combinado según la reivindicación 9, que incluye un sistema de reducción catalítica selectiva (SCR) ubicado en el interior del HRSG (34) adyacente al evaporador (50) de presión alta, y el evaporador (50) de presión alta se mantiene a una temperatura que está dentro de un intervalo de temperatura operativa del SCR para mantener el SCR operativo durante una reducción de temperaturas de los gases de escape en el modo de funcionamiento a baja carga.
40

11. Central eléctrica de ciclo combinado según la reivindicación 7, que incluye un regulador (94) térmico aguas abajo de la válvula (90) de estrangulación.
45

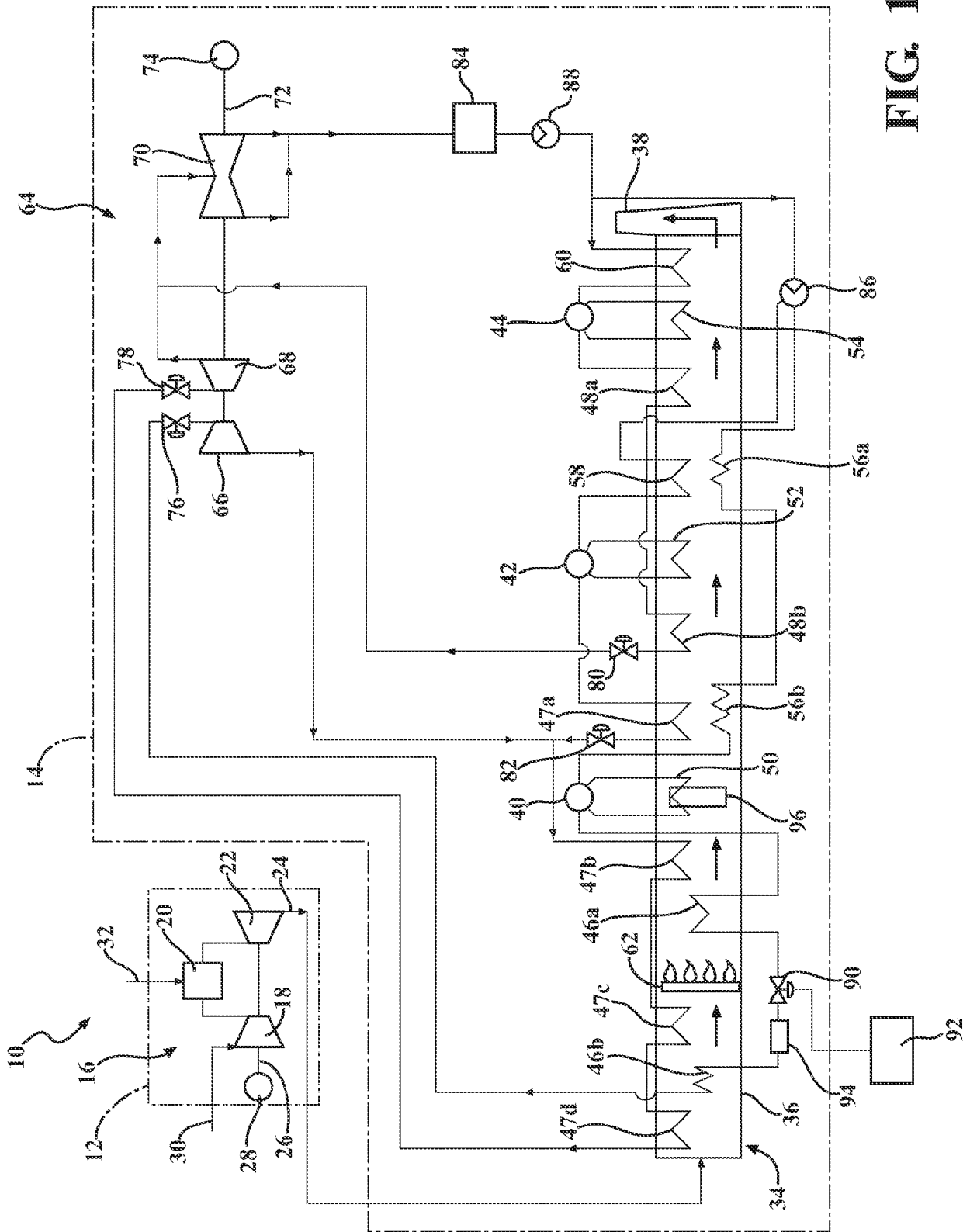


FIG. 1