SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
No. 13-199101- -00000-0000
Fecha: 2013-08-22 14:28:36 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 11 PATENTEIYII Eve: 379 FASENACIONALII
Act. 411 PRESENTACION Folios: 171

REPUBLICA DE COLOMBIA

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO

DIRECCIÓN DE NUEVAS CREACIONES

SOLICITUD DE PATENTE DE INVENCIÓN

PCT - FASE NACIONAL

TÍTULO : **MÉTODO Y APARATO PARA PRODUCIR Y UTILIZAR LA ENERGÍA TÉRMICA EN UNA PLANTA TÉRMICA**

SOLICITANTE : **KRISHNA MOORTY PALANISAMY.**

APODERADO : **JUAN CARLOS CUESTA QUINTERO**

SOLICITUD INTL : **PCT/MY2012/000022**

FECHA : **Agosto de 2013**

CUESTA & ASOCIADOS LTDA

PETITORIO

Industria y Comercio
SUPERINTENDENCIA

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
No. 13-199101- -00000-0000
Fecha: 2013-08-22 14:28:36 Dep: 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 11 PATENTEIYII Eve: 379 FASENACIONALII
Act. 411 PRESENTACION Folios: 171

FORMULARIO UNICO DE SOLICITUD DE PATENTE
PCT
ENTRADA EN FASE NACIONAL

① **SOLICITUD DE:**

[X] Patente de Invención [ ] Patente de Modelo de Utilidad

[ ] Capítulo I. [X] Capítulo II

② **SOLICITANTE (71)**

Nombre: KRISHNA MOORTY PALANISAMY

Dirección: No. 1 Jalan Setia Nusantra U13/19A, Eco Park, Setia Alam, Setia Alam, Shah Alam 40170, Selangor, Malasia

Nacionalidad o Domicilio: Malasia

Lugar de Constitución:

Teléfono: Fax:

E-mail:

IDENTIFICACION

C.C. [ ] NIT [ ]

C.E. [ ] Otro [ ]

Cual _____

Número _____

③ **REPRESENTANTE O APODERADO**

Nombre JUAN CARLOS CUESTA Q.

Dirección CALLE 72 No. 10-07 Of. 603

Teléfono: 2113097 Fax: 2554538
E-mail: contacto@cuestalawyers.com

IDENTIFICACION

C.C. [X] NIT [ ]

C.E. [ ] Otro [ ]

Número 79.339.809 TP 43273

④ **INVENTOR (ES) (72)**

1) KRISHNA MOORTY PALANISAMY

Dirección: No. 1 Jalan Setia Nusantra U13/19A, Eco Park, Setia Alam, Setia Alam, Shah Alam 40170, Selangor, Malasia

⑤ **PCT (86)**

Solicitud Internacional No. PCT/MY2012/000022 Fecha 03/02/2013

Publicación Internacional No. WO/2012/108757 A2 Fecha 16/08/2012

⑥ **TITULO (54)** MÉTODO Y APARATO PARA PRODUCIR Y UTILIZAR LA ENERGÍA TÉRMICA EN UNA PLANTA TÉRMICA

⑦ **Clasificación Internacional (51)** No se encuentra clasificada

⑧ **Prioridad** Si [X] No [ ]

(33) País de Origen	(32) Fecha	(31) Número de Solicitud
MALASIA	07/02/2011	PI 2011000551
MALASIA	19/04/2011	PI 2011001755

⑨ **Comprobante de pago No.** 13- Fecha / /2013

Instrucciones para el diligenciamiento del presente formulario, ver reverso de esta página.

(10) **ANEXOS**

- [X] Comprobante de pago de la tasa de presentación de la solicitud
- [ ] Documento que acredita la existencia y representación legal cuando el solicitante sea persona jurídica
- [ ] Poderes si fuere el caso
- [ ] Documeto de cesión del inventor al solicitante o a su causante
- [ ] Declaraciones
- [X] Copia de la solicitud internacional
- [X] Traduccion de la solicitud internacional al castellano.
- [ ] Copia del examen preliminar internacional efectuado por la autoridad Internacional de Examen Preliminar
- [ ] Traduccion del Examen Preliminar efectuado por la IPEA
- [ ] De ser el caso el caso copia del contrato de acceso
- [ ] De ser el caso, documento que acredite al licencia o autorización de uso de conocimientos tradicionales de las comunidades indigenas
- [ ] De ser el caso, certificado de depósito de material biológico
- [X] Arte final 12x12
- [ ] De ser el caso información sobre otras solicitudes de patente o títulos obtenidos en el extranjero por el mismo titular o su causante, realcionadas parcial o totalmente con la invención de esta solicitud
- [ ] De ser el caso modificaciones efectudas a la solicitud internacional

- [ ] Otros

(11) **FIGURA CARACTERISTICA:**

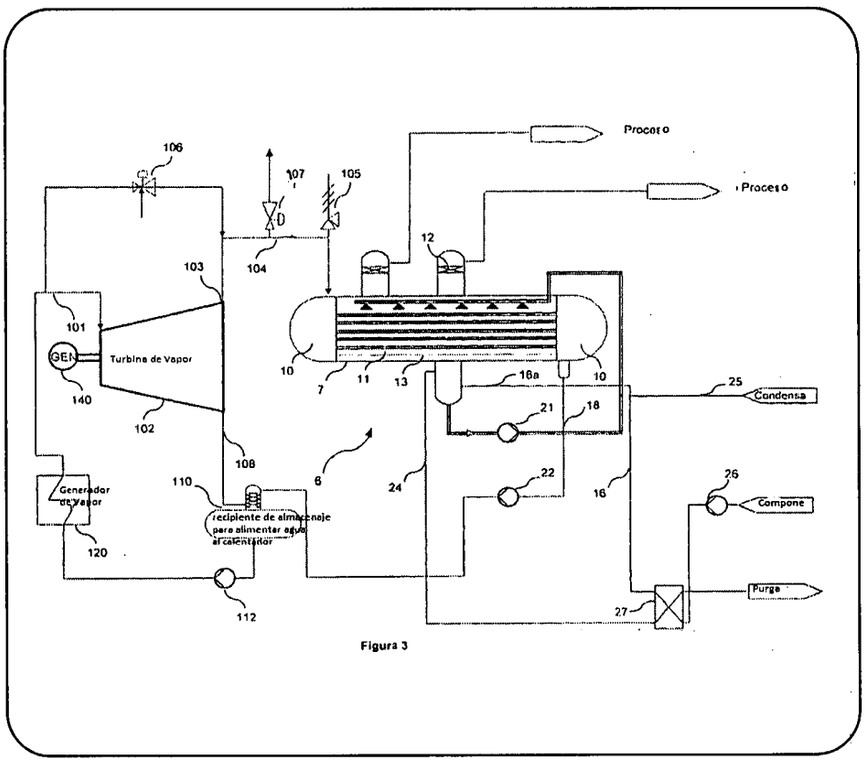


Figura 3

(12) Solicito la concesión de la patente,

NOMBRE: JUAN CARLOS CUESTA QUINTERO

FIRMA:

C.C. 79,339,809 T.P. 43,273

Instrucciones para el diligenciamiento del presente formulario, ver reverso de esta página.

Industria y Comercio
SUPERINTENDENCIA

EXTRACTO PARA PUBLICACIÓN

☐ **Patente de Invención** ☐ **Patente modelo de utilidad** ☒ **PCT**

(21) No. De solicitud PCT/MY2012/000022	(51) int. Cl: No clasificada
(22) Fecha de solicitud 03/02/2012	(71) Solicitante (s) PALANISAMY KRISHNA MOORTHY.
(30) Prioridad: PI 2011000551 07/02/2011 PI 2011001755 19/04/2011	(72) Interventor (es) PALANISAMY KRISHNA MOORTHY; (MY)
(33) País: Malasia (MY)	(74) Apoderado (s) JUAN CARLOS CUESTA QUINTERO

(54) Título
MÉTODO Y APARATO PARA PRODUCIR Y UTILIZAR LA ENERGÍA TÈRMICA EN UNA PLANTA ELÉCTTRICA Y TÉRMICA COMBINADA

Las casillas identificadas con 85, 86 y 87 sólo aplican para PCT

(85) Fecha límite inicio Fase Nacional	
(86) Datos relativos a la presentación de la solicitud PCT Fecha de presentación de la solicitud ***Fecha:*** 03/02/2012 ***No. de solicitud PCT:*** PCTMY2012/0000022	(87) Publicación internacional Fecha ***Fecha (16/08/2012)*** No. Publicación WO2012/1087757 A2

Resumen reivindicación (es):

Método y aparato para operar una producción combinada de calor y una planta de energía con una mayor flexibilidad, confiabilidad, control y estabilidad, para proporcionar la eficiencia operativa de la flexibilidad y la energía en la operación de una producción combinada de calor y una planta de energía que incluye un motor de vapor de contraprestación que se expande a una fuente de calor de alta temperatura de un fluido termodinámico para generar energía mecánica y para un uso beneficioso del calor gastado, incluye un subsistema de recipiente para el calor gastado, dicho subsistema de recipiente incluye: al menos un dispositivo de intercambio de calor indirecto primario o recipiente (7) en intercambio de calor de comunicación entre su espacio primario (10) y sus secundarios (11). La presente invención también revela el uso de un método y aparato para operar una producción combinada de calor y una planta de energía

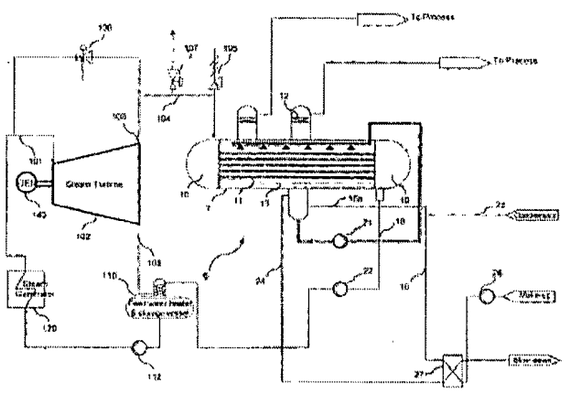


Figura 3

Método y Aparato para Producir y Utilizar la Energía Térmica en una Planta Eléctrica y Térmica Combinada

CAMPO DE LA INVENCIÓN

La presente invención se refiere al método y el aparato para producir y utilizar la energía térmica en una planta eléctrica y térmica combinada.

ANTECEDENTES

Muchos sistemas Combinados de Calor y Electricidad (CHP) también conocidos como sistemas de cogeneración se instalan y operan en diferentes industrias de procesos para proveer energía eléctrica y térmica. Una de las versiones más comunes utiliza una turbina de vapor para generar potencia mecánica que conduce a que un generador eléctrico produzca electricidad. Simultáneamente, durante esta generación mecánica de electricidad, el calor gastado de la salida de la turbina de vapor se suministra como energía térmica ya sea directamente como vapor o agua caliente o aire caliente para usos que brinden beneficio. La energía térmica se puede utilizar para un sinnúmero de aplicaciones, incluyendo procesos de calentamiento y para aplicaciones de enfriamiento que usan un enfriador por absorción.

Ligado a lo anterior, existen dos escenarios típicos de operación que pueden conducir a la inflexibilidad operativa, derroche de energía y reducción de la eficiencia del sistema y por lo tanto, deben abordarse, así:

a. donde el generador eléctrico es operado independiente y no en paralelo con la red eléctrica, el control primario será mantener la tensión y la frecuencia donde la potencia eléctrica se corresponde con la carga eléctrica. Esto determina las fluctuaciones en la cantidad de salida térmica así como cualquier exceso o deficiencia en la salida térmica que se deba compensar. Reciprocamente, cargas térmicas enormemente fluctuantes podrían presentarse, por ejemplo, cuando la salida térmica se utiliza para el lote de proceso de sistemas de calefacción o en un proceso de parada no programada. En presencia de dichas cargas y tal fluctuación térmica, surge la necesidad De regular el calor de la fuente para el sistema térmico y esto se logra instalando un control secundario. Si se produce una deficiencia en el suministro de vapor de proceso, esto es abordada mediante la instalación de un sistema de reducción de supercalentamiento de bypass de vapor con fuente de vapor de alta presión. Si hay cualquier vapor excedente producido por el sistema, esto se ventila a la atmósfera o se desvía a un condensador de descarga y el condensado regresado al circuito de potencia. Aquí es donde se produce el derroche de energía y se reduce la eficiencia del sistema.

b. en contraste con el numeral (a) anterior, allí puede haber casos donde el generador eléctrico no es independiente, es decir, el generador eléctrico funciona conectado a una red. Aquí el control primario será controlar la presión de vapor de escape. La demanda de vapor de proceso dicta la potencia eléctrica del generador de turbina y cualquier exceso o

deficiencia en el suministro de vapor de escape se compensa ajustando el flujo de energía a la red. Esto requiere que la turbina quede a la deriva alejándose del punto de operación de diseño de máxima eficiencia. A veces la demanda de vapor de proceso puede caer drásticamente por períodos cortos, en cuyo caso el exceso de vapor se ventila a la atmósfera o es desviado a un condensador de descarga para mantener estable el sistema de energía eléctrica o mantener un suministro mínimo a la red, pero esta vez desperdicio de energía reduce la eficiencia del sistema.

Para superar las deficiencias anteriores y para alcanzar y mantener la máxima eficiencia en un sistema CHP todas las energías mecánicas y térmicas tendrá que ser aprovechado óptimamente.

El desafío en la práctica es lograr la operación eficiente y económica, independientemente de los cambios rápidos y sustanciales en las cargas eléctricas y térmicas. Las variaciones en las cargas eléctricas ocurren cuando varios equipos funcionan en planta o son apagados. Cambios simultáneamente precipitados en cargas térmicas pueden presentarse cuando las plantas de calefacción de proceso se usan más o cuando se apagan y especialmente si hay procesos por lotes involucrados. Estas son preocupaciones comunes entre los operadores de planta de CHP que deben abordarse, necesitando los sistemas el ser operados con controles de precisión, a partir de mecanismos, acumuladores de vapor y sistemas de puentes de proceso para garantizar las funciones

de todo el sistema en un nivel óptimo de vapor. Ventilación de vapor a la atmósfera para mantener la estabilidad es una opción común pero esto es una causa para la reducción de la eficacia del sistema y la pérdida de agua pura del sistema. Asimismo, la regulación del vapor de alta presión de proceso para un menor vapor de presión utilizado en la calefacción de baja temperatura es también un uso ineficiente de la energía térmica.

En el lado de la demanda, calor y energía requerida en una industria de proceso varía rápidamente y esporádicamente sobre una amplia gama. Buena concurrencia entre cargas eléctricas y térmicas es deseado en la práctica.

Sistemas de cogeneración eficiente son apreciados porque aseguran alta eficacia térmica para energía eléctrica completa y los requisitos de la carga térmica, asegurando bottom-lines saludable. En tiempo de diseño, un sistema CHP es personalizada para buscar un equilibrio entre la producción de energía mecánica y térmica para satisfacer las necesidades de la planta del usuario final. Generalmente, el sistema está configurado con diseño óptimo para atender a todas las condiciones de funcionamiento en el mejor punto económico basada en perfil de demanda histórico o pronosticada energía y calor durante un ciclo.

Es imperativo que los sistemas de cogeneración son operados en o cerca del punto de operación de diseño para garantizar que eficiencia térmica total del sistema integrado puede ser

mantenida en un alto nivel de diseño. Un impacto adverso sobre la eficiencia del sistema de cogeneración se produce cuando hay un cambio en la proporción de energía de calor que luego requerirá una respuesta inmediata a través de suministro de vapor complementario o fuente de alimentación en consecuencia. Buena concurrencia entre cargas eléctricas y térmicas ayuda a limitar las pérdidas de energía. Mucho se desea flexibilidad en cuanto a la habilidad de ajustar el funcionamiento del sistema de respuesta rápida a los cambios en la demanda de energía térmica o energía sin sacrificar significativamente la eficiencia general.

Donde hay variación rápida y errática de la demanda de calor de proceso y esto se deja incontrolado esto podrían conducir a consecuencias que a través de la ondulación a la operación de la caldera. Carga errática en la caldera causa tensión indebida que puede reducir su vida útil. Una operación de estado estacionario de la planta CHP es deseada no sólo prolongar la vida útil de la caldera, sino también ayudar a mantener las eficacias de alta combustión y reducir las emisiones de contaminantes de aire dondequiera que una caldera suministra el calor primario al sistema. Comúnmente se instalan calderas con un exceso de capacidad para asegurar la máxima demanda es conocida dentro de la capacidad de la caldera de.Reduciendo las fluctuaciones de la demanda de vapor en la caldera, puede reducirse el tamaño del tambor de caldera vapor para una capacidad de producción determinada. Esto es un factor importante a considerar como la caldera operando el aumento de las presiones, porque el costo de

construcción e instalación de vapor tambores aumenta más que proporcionalmente con el aumento de la presión de funcionamiento de caldera.

En el estado de la técnica, con el fin de mantener la energía requerida o calor durante la carga de estos cambios (equilibrio de relación de poder-a-calor), o vapor de alta presión de la caldera se utiliza para hacer cualquier deficiencia en el requisito de vapor de proceso o vapor excedente se ventila a la atmósfera o ignorar a un condensador de descarga y el condensado se devuelve al circuito de potencia. Estas son causas de pérdida potencial de energía térmica y pierde líquido correspondiente del sistema. Además, descarga condensadores necesitan una fuente de enfriamiento que puede ser un vez que-por el agua circulante o enfriador de agua desde una torre de enfriamiento, los cuales requieren fuentes adicionales de agua y energía auxiliar para mantenerlos en funcionamiento standby.

Por lo tanto se desea buscar una solución alternativa que es eficiente y ahorro de agua y al mismo tiempo ofrece flexibilidad y una mayor fiabilidad.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA INVENCIÓN

La invención se enfoca en ofrecer una solución para producir y usar energía térmica con una planta combinada de calor y electricidad (CHP), más particularmente en una planta molinera de extracción de aceite de palma (o molino de aceite de palma) con confiabilidad operacional, flexibilidad y eficiencia energética mejoradas.

Cierta terminología será usada en esta descripción por conveniencia solamente en referencias y no será limitante.

En esta descripción el término "energía térmica residual" o "fluido vaporizado secundario residual" hacen referencia a una situación en donde el flujo en masa del fluido en la fuente de suministro a un proceso descendente es en exceso del flujo en masa del fluido en la admisión al proceso descendente con una tendencia al aumento de presión en el conducto de abastecimiento del fluido, y el término "déficit de vapor" o "déficit de fluido vaporizado secundario" se refiere a una situación en la que el flujo en masa del fluido en la fuente de suministro a un proceso descendente está en descenso del flujo en masa del fluido en la admisión al proceso descendente con una tendencia a la baja de presión en el conducto de abastecimiento del fluido. El término "desbalance térmico" se refiere a cualquiera de las situaciones anteriores en estado no estacionario.

En esta descripción el término "recipiente" se refiere a un aparato de intercambio indirecto de calor en el que el vapor vivo o el retiro de vapor del escape de una máquina de vapor (sistema primario) se precipita al condensarse dentro de su espacio primario mientras que la energía térmica disipada por tal condensación, calienta un segundo fluido como el agua para generar vapor secundario, a una temperatura más baja dentro del espacio secundario del aparato de intercambio de calor. El fluido secundario es entonces enviado a un proceso o procesos externos, mientras que el condensado puro del vapor primario se mantiene en el circuito eléctrico de la planta de energía de vapor.

En esta descripción, el término "proceso de evaporación de películas delgadas" hace referencia a un proceso para evaporar un líquido a través de la distribución igualitaria del mismo sobre una superficie calefactora que es calentada a través de un medio de calefacción por medio del intercambio indirecto de calor. El líquido esparcido en las superficies calefactoras forma una película delgada sobre la superficie calefactora y se evapora parcialmente para mantener el vapor a presión. Una película delgada de líquido ocupa una porción de espacio y llena el remanente del espacio con vapor evaporado a presión. El proceso se conoce como evaporación por película-por-caída cuando el líquido de la película se corre hacia abajo por causa de la gravedad que afecta a la superficie calefactora. Los evaporadores de película por caída son también conocidos en ocasiones como evaporadores de película en espray. En la implementación práctica, una bomba

de reciclaje podría ejecutar la recirculación del líquido que está sometido a evaporación parcial. Las ventajas de este proceso recaen en que el alto coeficiente de transferencia de calor global y el bajo poder para inducir la circulación comparada con otros tipos de evaporación y ofrece un ahorro de espacio y de costos en la instalación. Los elementos de las superficies de intercambio de calor pueden ser tubulares o laminares.

En esta descripción el término "motor de vapor" se refiere a una máquina que realiza trabajo mecánico usando vapor como su fluido impulsor a través de la generación de calor. Involucra turbinas de vapor, motores de vapor recíprocos y motores rotatorios de vapor.

En esta descripción el término "condensador auxiliar de vapor" se refiere a un aparato auxiliar de intercambio de vapor de un diseño de corrientes directas de aire enfriado. Los periodos de corrientes inducidas o forzadas usadas intercambiablemente se refieren a una corriente asistida mecánicamente como opuesto a una corriente convectiva natural.

En esta descripción, el término "vapor de escape" también designará al "vapor de extracción" emitido después de la expansión parcial de una turbina de vapor desde el estado intermedio a una turbina de múltiples estados.

En esta descripción el término calentamiento de agua por "contacto directo" se refiere al proceso en el que el agua es calentada mezclándola directamente con el vapor calentador; por ejemplo, el vapor calentador y el agua se calientan a través de un contacto directo entre sí. Un "contacto directo" alimentador del calentador de agua es un intercambiador de calor en el que el sistema de calefacción puede mezclarse con el agua.

En esta descripción el término "calentamiento de alimentación regenerativa" se refiere a la forma de elevar la temperatura del agua de reemplazo antes de que alcance el recipiente y se hace usando el calor utilizable del circuito eléctrico a través de la trasferencia interna de calor dentro del sistema. Un "intercambiador de calor regenerativo" es un alimentador de calentador de agua cerrado donde los cauces del fluido son mantenidos separados permitiendo que el intercambio de calor suceda solamente con la alimentación de calor regenerativo.

En esta descripción la presión de vapor en la entrada de las etapas de reacción de las turbinas de vapor es llamada "presión de primera etapa" aunque en turbinas impulsivas que poseen una cámara impulsora, es llamado alternativamente presión de turbinas impulsoras. Sin embargo, para evitar confusión, el término primera etapa será usado de ahora en adelante para indicar la condición designada de vapor previo a su entrada en las etapas reactivas de las turbinas como quiera que estuviesen derivadas. La presión de primera etapa

versus el flujo de vapor es un buen indicador de la entrada de flujo de vapor en una turbina de vapor. Esta curva es normalmente suministrada por el fabricante de la turbina y es normalmente precisa dentro del 2.0% cuando la máquina es nueva. Los valores del flujo final del escape glandular de la turbina serán también suministrados por el fabricante para hacer ajustes al flujo de vapor de escape.

El valor de la presión es descrito en unidades de Kilopascales (kPa) en la presente descripción y hace referencia a la presión absoluta, donde la presión atmosférica es de aproximadamente 101.325 kPa.

Los elementos que no son necesarios de entender en esta invención, tales como, por ejemplo, los calentadores de los alimentadores de agua a alta presión del circuito eléctrico, instalación externa de almacenamiento de energía térmica, tanque de almacenamiento de agua desmineralizada, sistema de retorno del condensado para el proceso en tanque, aislamiento térmico del sistema y pretratamiento del agua de proceso no se muestran. La dirección del flujo del medio de trabajo se indica mediante con flechas.

Una construcción de la presente invención es descrita en la figura 2 como un diagrama esquemático donde la figura muestra parte del calor combinado y el sistema eléctrico que abarca la presente invención como se usa en una planta de extracción de aceite de palma. Los medios o aparatos de la construcción son generalmente referenciados con el numeral (5). Esta

construcción suministra un aislamiento de energía térmica interna con capacidad para un proceso de flujo de vapor por la acumulación y liberación de una cantidad de agua caliente en una reserva confinada durante un periodo de desbalance de energía térmica cíclica operando a una presión y temperatura sustancialmente constante. Una turbina de vapor (102) recibe un flujo de vapor de una fuente de vapor a través del conducto (101) y se expande para generar energía mecánica, que es convertida por el generador eléctrico (140) en energía eléctrica. El vapor ampliado se agota vía el puerto de salida (103) y se transmite a través del conducto (104) a un receptor de contrapresión (50), desde donde se distribuye vía conducto (51) como vapor de proceso a unos 375 kPa y 141 ° c a una planta de extracción de aceite de Palma. Una porción del vapor de escape es dibujada como calefacción de vapor en un calentador de agua de alimentación (70) vía conducto (64) para precalentar el agua entrante de proceso que suministran a través de conducto (66) para generar agua caliente pienso para alimentación al generador de vapor (120). El suministro de agua de proceso es substancialmente fresca agua tratada a temperatura ambiente porque sólo un poco condensado desde el proceso de extracción de aceite de Palma regresa a través de conducto (69). El calentador de agua de alimentación (70) está en una comunicación fluida con un recipiente de almacenamiento de agua de alimentación (60) y el agua caliente de alimentación transitorio es almacenado en el depósito de almacenamiento (60) desde donde se suministra para la generación de vapor por la bomba (112). Durante períodos de vapor de proceso excedentes, una mayor cantidad

de vapor de calefacción se dibuja en el calentador de agua de alimentación (70) vía conducto (64) para generar adicional caliente agua de alimentación por una mayor cantidad de proceso entrante de precalentamiento agua suministrada a través del conducto (66). El agua de alimentación adicional está confinada en la recipiente (60) en substancialmente capacidad de búfer constante presión y temperatura como energía térmica interna. Durante los períodos de déficit vapor de proceso, la generación de agua caliente es ralentizada o detenida por estrangular el agua entrante de proceso por un dispositivo de control de flujo (67) restringir de tal modo el vapor de calefacción que se dibuja en el calentador de agua de alimentación utilizado en precalentamiento del agua de proceso y tal vapor de calefacción sin explotar se permitió en su lugar para compensar el déficit vapor de proceso y la generación de vapor recibiendo en todo momento un suministro constante del precalentado alimentar agua almacenada transitorio en la nave de almacenamiento de información (60).El vapor de calefacción dibujado en el calentador de agua de alimentación está reglamentado para compensar los desequilibrios de vapor de proceso y mantener una presión de vapor de proceso estable a modo de regular el caudal de entrada agua proceso por un medio controlable de flujo en el circuito de agua de proceso (66).Los medios controlable flujo de regular el caudal de agua de proceso incluyen una unidad de frecuencia variable para la bomba de proceso (68) en el circuito de agua de proceso (66).Beneficiosamente, la pérdida de presión en el conducto de vapor (64) se mantiene baja para mantener un

calentador de agua de alimentación funcionamiento presión cerca de la calefacción vapor presión siendo substancialmente en la presión de vapor de escape de turbina de vapor, para asegurar una alta temperatura del agua de alimentación, presión de vapor. La cantidad de reserva de calor agua en el depósito de almacenamiento de alimentación (60) varía entre el nivel alto (62) y baja (63) proporciona la utilidad capacidad tampón de energía térmica. La cantidad de reserva de agua restante a bajo nivel (63) proporciona la capacidad de aumento necesario para la operación segura de la planta. La alimentación caliente agua transitorio almacenada en el depósito de almacenamiento (60) se retira de la nave de almacenamiento para cualquier uso donde su energía térmica se utiliza beneficiosamente. Tal uso beneficioso adicional o alternativa de la energía almacenada buffer térmica proporciona capacidad térmica de reserva en términos de tasa de flujo de búfer durante desequilibrio térmico.Convenientemente, el espacio requerido para la cantidad de reserva de calor agua de alimentación en el almacenaje del buque (60) puede ser reducido y suplantó con un sistema de almacenamiento térmico externo, la capacidad tampón térmico interno proporciona la respuesta rápida para los desequilibrios transitorios y tiempo de reacción para la activación del sistema de almacenamiento externo de energía térmica. Sin embargo, un sistema de almacenamiento térmico externo operando a una temperatura más baja puede proporcionar capacidades de amortiguación térmica inferiores. Convenientemente, calentamiento de agua de alimentación puede realizarse mediante la inyección de vapor a través de

spargers de vapor directamente en el agua en el recipiente de almacenamiento (60) donde se transfiere la energía térmica de la calefacción de vapor para el agua y la vapor de calefacción se condensa la calefacción. Sin embargo, este método no puede ser eficiente para impartir la calefacción rápida necesaria para proporcionar el tiempo de respuesta necesaria para lidiar con los cambios de carga transitoria.

La característica mencionada de la capacidad buffer de la energía térmica se utiliza ventajosamente para nivelar la carga de vapor de proceso en un desequilibrio de la energía térmica cíclica sostenida, el agua entrante de proceso en una temperatura más baja que la temperatura de saturación del vapor de calefacción, calefacción de vapor siendo substancialmente en la presión de vapor de escape turbina de vapor, utilizada para precalentar el agua de proceso. El calentador de agua de alimentación (70) precalienta fluido entrante de proceso ventajosamente a o cerca de la temperatura de saturación del vapor de la calefacción. Un intercambiador de calor de contacto directo (70) imparte calentamiento rápido de agua proceso para proporcionar el tiempo de respuesta necesaria para los cambios de carga rápido transitoria con una planta económica.Tasa de flujo de la capacidad de reserva en términos de vapor disponible es una función de la diferencia de entalpia entre el agua entrante de proceso y el agua de alimentación en el estado climatizada. Por lo tanto una temperatura más alta de la temperatura del agua caliente proporciona una capacidad de reserva proporcionalmente mayor en términos de tasa de flujo

de vapor, temperatura de saturación del vapor de calefacción, siendo la más alta temperatura práctica alcanzable. Ventajosamente, agua caliente es generado y usado beneficiosamente en la temperatura de saturación del vapor de calefacción, que es el 141 ° c como se muestra en el diagrama. Convenientemente, calefacción de vapor puede obtenerse en una presión superior a la presión de vapor de proceso de una turbina de vapor multi etapa para proporcionar la capacidad tampón térmico. Sin embargo, en tal vapor una instancia fluye dentro de la turbina de vapor se desvíe de las tasas de flujo de estado estacionario durante la operación de la capacidad buffer térmica. Generación de agua caliente y almacenamiento por encima de la temperatura de la presión atmosférica ambiental requiere el feed de punto de ebullición del agua calentador (70) y el depósito de almacenamiento (60) para operar en o superior a la presión atmosférica ambiental.

La figura 1 muestra un ejemplo de carga de vapor de proceso descendente perfilen una planta de extracción de aceite de Palma típica que exhibe una carga cíclica sostenida. Sostenida demanda cíclica se observa entre los períodos (a-b, (b)-(c), (c)-(d) y (d)-(e), con un tiempo de ciclo promedio sostenido de aproximadamente 14 minutos. A modo de ejemplo utilizamos figura 1 para trabajo elaborado de una ejemplar encarnación como se muestra en la figura 2. El flujo de vapor de proceso promedio sobre un ciclo de carga de vapor de proceso sucesivas es 5,9 kg/s (B), vapor de proceso de inmersión flujo 2,2 kg/s (A), vapor de proceso regular de

pico de flujo 7,7 kg/s (C) y vapor de proceso esporádico pico flujo 9,3 kg/s (D). La temperatura del agua de proceso está en 30 ° c y el vapor de escape descargada es seco saturado a 141 ° c. Teniendo en cuenta la demanda de vapor de proceso promedio de 5,9 kg/s (B) y tomar un tasa de purga vapor generador de 0,6 kg/s, calor y balance de masa muestra el flujo de agua promedio de proceso como 6,5 kg/s y el escape de vapor dibujados como calefacción de vapor para calentar el agua de proceso a la temperatura de saturación del 141 ° c como unos 1,4 kg/s, suponiendo que el agua calentada proceso se suministra exclusivamente como agua de alimentación para la generación de vapor y la purga en el generador de vapor (120). El vapor de calefacción caudal, 1,4 kg/s puede reducirse para satisfacer la carga de vapor de proceso durante períodos de déficit de vapor de proceso, por la regulación del flujo de agua de proceso y limita la generación de vapor continua recibir agua de alimentación de la capacidad de reserva de agua caliente en el depósito de almacenamiento (60) en substancialmente constante presión y temperatura. En este ejemplo, la capacidad de reserva máxima disponible en términos de tasa de flujo de vapor es de 1,4 kg/s, lo que representa aproximadamente el 24% de una carga media de vapor de proceso (E).

A operación de estado estacionario del CHP se encuentra a la salida de una fuente constante de vapor de proceso que cumple con una mayor demanda de vapor posible proceso promedio (E) que está por debajo de una demanda de vapor del proceso pico (F) que se limita a no más del 24% por encima de la demanda

de vapor más alta posible proceso promedio (E), mientras que la calefacción un designado caudal de agua de proceso, en el perfil representado en la figura 1. Bajo estas condiciones de operación del CHP el desequilibrio térmico variable por debajo de la demanda de vapor de proceso identificado pico (F) se espera a cumplirse durante el período de vapor cíclica sostenida demanda ayudado por la capacidad térmica de búfer de reserva. Por lo tanto, en este ejemplo, una turbina de vapor configurado para funcionar en un estado estacionario, descargando su vapor de escape en 7,2 kg/s para suministrar el proceso en sentido descendiente en una tasa de 5,8 kg/s (E) será capaz de satisfacer las demandas de vapor de proceso variable debajo de un límite máximo de los 7,2 kg/s sobre la duración cíclica sostenida ayudada por la capacidad térmica de búfer de reserva. La tasa de vapor de escape de estado estacionario de 7,2 kg/s proporciona el más alto posible promedio de demanda de vapor de proceso de 5,8 kg/s (E) y el vapor de calefacción de 1,4 kg/s requerido para calentar el señalado el caudal de agua de proceso en 6,5 kg/s. El más alto posible demanda de vapor de proceso promedio de 5,8 kg/s (E) es el valor promedio de la demanda de vapor de proceso debajo de una tasa de flujo de vapor de límite superior de 7,2 kg/s (F) en el perfil representado en la figura 1, el límite superior vapor caudal de 7,2 kg/s (F) siendo la tasa que deben cumplirse cuando la capacidad de reserva máxima del buffer térmica es operacional. Durante la operación de estado estacionario se suministra agua de alimentación para el generador de vapor (120) a una tasa de 5.8 kg/s y un agua de alimentación adicional para la tasa de purga de generador de

vapor de 0,6 kg/s dejando un exceso proceso climatizada de agua de 0,1 kg/s que se acumulan en el recipiente de almacenamiento (60), que comienza a conseguir consumidos durante períodos cuando aumenta la demanda de vapor de proceso a un caudal ligeramente por encima de estado estacionario vapor suministrar 5,8 kg/s (E) y agotado al final de la duración de la carga cíclica.

El CHP deberá adoptar un medio para satisfacer la demanda pico de vapor de proceso superiores a los 7,2 kg/s (F) siendo la tasa que deben cumplirse cuando la capacidad de reserva máxima del buffer térmica es operacional, por ejemplo, durante el déficit transitorio pico regular de 0,5 kg/s (C - F) y el esporádicos déficit transitorio de pico de 2,1 kg/s (D - F). La salida de la turbina de vapor, donde sea posible, pueden elevarse sobre el estado de constante salido de descarga de vapor de escape adicional o una reducción de presión de vapor vivo y desrecalentamiento estación (106) puede utilizarse para descarga de vapor adicional para el proceso de vapor durante estos tiempos. Sin embargo, lo más importante con el buffer térmica capacidad del CHP es capaz de evitar un cambio repentino de la demanda de vapor de proceso mínimo (A) para el proceso máxima demanda del vapor (F), que es casi un cambio de paso, sólo para hacer frente a un pequeño déficit transitorio de (C-F).

Durante los períodos de mayor vapor excedente proceso hay un exceso de vapor de 3,6 kg/s (E - A) sobre el valor medio (E) que debe ser aprovechada. Esto requiere una calefacción de

sobre un adicional de 16.5 kg/s de agua de proceso y combinado con el vapor de calefacción condensado de 3,6 kg/s genera unos 20,1 kg/s de agua caliente a la temperatura de saturación, que caliente agua de alimentación se limita como reserva de capacidad térmica con la acumulación de estado estacionario en una proporción de 20,2 kg/s después de que permite el consumo de estado estacionario para la generación de vapor. Así, el calentador de agua de alimentación tendrá una capacidad máxima para hacer frente a 3,5 veces el estado de constante capacidad de calefacción. En el peor de los casos de un solo paso cambio de mínimo (A) a máximos (C) flujos de vapor de proceso dentro de la duración cíclica sostenida, la capacidad de reserva de agua caliente, adquirido durante el período excedente es de unos 4.800 kg, sin embargo, hay más de un pico y dip dentro del tiempo de ciclo que permite un espacio más pequeño de la reserva.

En este ejemplo no consideraba el agua caliente de alimentación suministrado a cualquier uso beneficioso adicional, que puede proporcionar más reserva de capacidad térmica para mejorar la velocidad máxima de flujo (F).Este ejemplo ha hecho una suposición de que el turbina de vapor de puede fijarse para operar en un estado estacionario, el vapor de escape en 7,2 kg/s de descarga. En casos donde la carga mecánica de la turbina de vapor es limitada por su carga conectada y por lo tanto se establezca en el estado estable requiere la descarga de escape de vapor, una cantidad de proceso de vapor vivo se requerirá para suplir el déficit. Exigencias de proceso transitorio pico esporádico como (D)

mejor son evitadas por la mejor gestión de la utilización de vapor de proceso o a través de la restricción del flujo de vapor.

En un aceite de Palma la demanda de vapor de la planta de la extracción perfiles particularmente onerosa en el sistema de OOO, especialmente en el generador de vapor porque la demanda pico es casi un cambio de paso tras una demanda de inmersión, que significa en este ejemplo un paso de la oleada de 5,5 kg/s (C - A) o 93% del vapor media carga (B) en el generador de vapor. La presente invención es capaz de reducir este aumento de 0,5 kg/s (C - F), que es aproximadamente el 8% de vapor media carga (B) en el generador de vapor en caso de demanda de vapor de proceso regular pico. La invención es particularmente ventajosa en tal una demanda de vapor de proceso oneroso perfil debido a su respuesta casi inmediata, limitado solamente por la tasa en la cual puede regularse el flujo de agua de proceso, y no implica ningún parpadeo del agua caliente debido a su operación de presión constante. En este caso el aumento de la carga de proceso substancialmente se previene de ser transmitida a la turbina de vapor ascendente y el generador de vapor.

El arreglo de la inventivo es especialmente apropiado para una planta de PCCE usando un motor de vapor donde el desequilibrio de la energía térmica de vapor de proceso de un sostenido perfil cíclico de corta duración con picos escarpado de levantamiento y dips escarpado descendentes y el déficit de pico de vapor de proceso o igual a cerca del 24%

por encima del vapor de proceso promedio viene en un típico parámetros de temperatura funcionamiento como se muestra en el ejemplo. Sin embargo, el vapor excedente pico durante el desequilibrio puede ser alto. La capacidad tampón térmico funciona substancialmente en constante presión y temperatura que sirven para dar respuesta rápida a desequilibrio térmico sin el impedimento de vapor intermitente.

Con la ayuda de la invención descrita arriba, vapor a presión suficientemente constante está disponible para el proceso en sentido descendiente en todo momento, siendo éste un requisito en vista de proporcionar temperaturas de procesamiento estable. En otras palabras, sólo las cargas pico esporádico del proceso aguas abajo necesitan ser igualadas por medios externos con la invención presente en este documento.

Convenientemente, vapor flujos transportados a un proceso en sentido descendiente puede determinarse sin proporcionar un medidor de flujo en el conducto de suministro de vapor.Las amplias variaciones en los flujos de vapor transportados al proceso en sentido descendiente dificultan correctamente Mida y anote el caudal de vapor instantáneo con un medidor de flujo normal. Sin embargo, a menudo hay una necesidad de determinar los flujos de vapor, con sus variaciones de máximo a valores mínimos, para prestar servicios de control de monitoreo, grabación y automatización. En la configuración de la figura 2, el caudal de vapor transmitida al proceso en sentido descendiente se determina de una medición del flujo

tasa del vapor escape descargada de la turbina de vapor y una medición del caudal de fluido de proceso en el calentador de agua de alimentación (70) para almacenamiento en contenedor (60) cuando el agua de alimentación caliente en el depósito de almacenamiento (60) se mantiene en la temperatura y presión sustancialmente constante.

El caudal másico de vapor que fluye al proceso aguas abajo a través del conducto de suministro R1, se calcula a partir de R2, el caudal másico de vapor de escape de turbina de vapor y R3, el caudal másico de proceso de agua introducida en el agua de buque (60) cuando se alimentan de almacenamiento en el depósito de almacenamiento (60) está operando en sustancialmente constante presión y temperatura, según la siguiente ecuación de balance térmico.

$R1 = R2 - a.\ R3$, donde $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia de vapor de la locomotora de vapor a proceso en sentido descendiente;

HF_1 = entalpia del agua calentada en el recipiente (60);

HF_2 = entalpia del agua de proceso;

La entalpia hg_o se evalúa desde las condiciones de vapor (presión, asumiendo saturado) del vapor de escape, mientras se evalúa hf_1 de la presión o la temperatura en el recipiente de almacenamiento (60) y hf_2 se evalúa desde la temperatura del agua de proceso. Los valores de entalpia están en unidades de kJ/kg y caudales másicos están en unidades de

kg/s. La fórmula se aplica donde el vapor a proceso en sentido descendiente y el vapor para calentamiento de agua de proceso son de la misma fuente.

El caudal másico R2, se determina a partir de una señal de flujo de vapor de un medio conveniente como un medidor de flujo para la detección de caudal de vapor a la entrada de la turbina de vapor o un medidor de poder detectar la carga eléctrica en el generador de turbina de vapor o la presión de etapa primera turbina de vapor. El caudal másico R3, se determina a partir de una señal de flujo de agua de proceso de un medidor de flujo en el conducto de agua de proceso (66). Líquido medidores de flujo para medir con una gran relación de cobertura están disponibles. Un microprocesador programado recibe entradas de las dos señales que denotan R2 y R3 y una señal que denota R3, que convenientemente se muestra en una pantalla visual. El flujo de vapor para el proceso en sentido descendiente se determina con precisión incluso cuando el caudal es muy pequeño o muy grande, sin requerir la provisión de un medidor de flujo en el conducto de suministro de vapor.

Ventajosamente, un regulador automático puede configurarse para ajustar continuamente la carga de estado estacionario de turbina de vapor en tiempo de ejecución a la salida de escape de vapor en el proceso, que es mantener un equilibrio térmico entre el superávit y déficit durante un determinado tiempo cíclico en una corriente promedio tomando en consideración la capacidad buffer térmica de la invención divulgada por la

planta. Una planta de OOO que tiene la flexibilidad necesaria para ajustar su potencia, por ejemplo funcionando en paralelo con la red puede tomar ventaja de un control automatización detección continuamente la demanda de vapor de proceso perfil en tiempo de ejecución y ajuste la carga de estado estacionario de turbina de vapor como se muestra en el ejemplo actual. Dentro de los límites de funcionamiento, la cantidad de reserva de agua de alimentación caliente en el depósito de almacenamiento (60) aumenta y disminuye en respuesta a los gases de escape de turbina de vapor para el proceso en sentido descendiente aumentando o disminuyendo respectivamente cuando la capacidad tampón térmico está en funcionamiento, manteniendo una presión constante de escape para una carga particular de proceso aguas abajo. Esta característica se utiliza ventajosamente regular la carga de la turbina de vapor para mantener la capacidad buffer térmica disponible a través de la carga cíclica sostenida con reserva adecuada cantidad de fluido secundario en fase líquida.

Los objetos de la divulgación pueden reforzarse en encarnaciones donde sin una turbina de vapor intermedia, un generador de vapor (120) suministra un vapor de proceso en sentido descendiente que exhibe la sostenida demanda cíclica y se extrae una porción del vapor de proceso para alimentación calefacción para proporcionar capacidad tampón térmico interno.

Proporciona el diseño del calentador de agua de alimentación (70) para precalentar el agua entrante de proceso a o cerca

de saturación temperatura de la calefacción dibujada para atender a diferentes condiciones de flujo de vapor y permanecer independiente de la temperatura del agua entrante proceso. La presión de funcionamiento del calentador de agua de alimentación es ventajosamente mantuvo en todo momento en el vapor de calefacción de la presión, que siendo substancialmente en la presión de vapor de escape de turbina de vapor. La tasa de flujo de agua de proceso durante la operación de la acumulación de capacidad tampón térmico interno o un sistema de almacenamiento de energía térmica externa futura es varias veces superior a la operación de estado estable del calentador de agua de alimentación. Las temperaturas del agua proceso pueden variar desde frío proceso de un almacenamiento de energía térmica externa si se incluye a. Un tipo de bandeja de dos etapas diseño del calentador de agua de alimentación sería una de las opciones que se adaptan para estas variaciones. Precalentamiento de agua directo contacto proceso imparte calentamiento rápido para proporcionar el tiempo de respuesta necesaria para los cambios de carga transitoria con una configuración económica. El calentador de agua de alimentación (70), suministro de vapor de calefacción circuito (64) y el circuito de agua de proceso (66) incluyendo el equipo de control tendrá una capacidad para satisfacer requisitos de operación de capacidad buffer térmica. Ventajosamente, el calentador de agua de alimentación (70) se acopla a la nave de almacenamiento (60).En práctica un sistema de calefacción de agua alimentación está configurado para precalentar el proceso agua introducido para la calefacción y confinado en

el recipiente de almacenamiento (60) con un caudal máximo no menos de 1,3 veces el flujo de agua de proceso para la continua máxima nominal de suministro de agua caliente para el uso bajo condiciones normales de funcionamiento.

Ventajosamente puede incorporar el calentador de agua de alimentación (70) características para la desventilación simultáneapara quitar los gases no condensables del agua entrante de proceso sirviendo las funciones de precalentamiento y extracción de aire y gases no condensables. El dispositivo de retención de flujo (65) en el conducto (64) previene la rápida descompresión del calentador de agua de alimentación (70) y el depósito de almacenamiento (60) que podría causar intermitente y se hinchan en el depósito de almacenamiento (60) en caso de pérdida de presión en el receptor de la presión trasera (50) debido a una causa como el disparo de la turbina de vapor.

El agua de alimentación recipiente calentador y almacenamiento puede acoplarse ventajosamente con un sistema de almacenamiento de energía térmica externa para ampliar la capacidad de almacenamiento de energía térmica. Durante los períodos de superávit proceso de vapor de agua caliente del recipiente de almacenamiento (60) se retira a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa; y la misma cantidad de agua, que se retira de esta manera se reemplaza con proceso agua introducida en el calentador de agua de alimentación (70), reduciendo así el vapor excedente del proceso y durante los períodos de déficit vapor de proceso,

se introduce agua caliente proceso en el calentador de agua de alimentación (70) de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa, reduciendo el déficit vapor de proceso.

Ventajosamente es el caso queun control sistema comunicativamente acoplado a un flujo medio controlable se encuentra en el circuito de proceso (66) regula el flujo de agua de proceso en el recipiente de almacenamiento (60) para operar su capacidad tampón térmico interno en respuesta al desequilibrio de la energía térmica. Una desviación de la presión de un valor predeterminado punto de presión en el vapor de escape dirigido para el proceso en sentido descendiente es una medida conveniente del desequilibrio térmico. Una señal de desviación de la presión de un sensor de detección de la presión del vapor puede utilizarse como una entrada al sistema de control operable selectivamente aumentar o disminuir el caudal de agua de proceso para la calefacción en el recipiente de almacenamiento (60) en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de un valor predeterminado de set-point de presión respectivamente del vapor de escape, con el fin de regular la presión del vapor de escape para mantener la presión de vapor substancialmente en el valor del set-point. Una "desviación de la presión positiva" denota la presión mayor que el valor predeterminado de set-point.

El sistema de control más con sensor para la detección del nivel de la superficie del líquido en el recipiente de

almacenamiento (60) incluye un control de nivel maestro operable para impresionar a una señal sobre el gobernador de turbina de vapor (102) o la reducción de presión de vapor de proceso y desrecalentamiento estación (106) selectivamente para disminuir o aumentar la salida de escape de vapor para el proceso en sentido descendiente en respuesta a un levantamiento o cayendo el nivel superficial del líquido en el recipiente de almacenamiento (60) de un valor predeterminado de nivel (61) respectivamente. El control del nivel maestro puede ajustarse libremente permitiendo el nivel que suben y bajan en respuesta a los desequilibrios a corto plazo. Un algoritmo de control no-lineal puede usarse para controlar suelto el nivel en el depósito de almacenamiento, donde el control responde a pequeños errores con una pequeña ganancia; responde a grandes errores con una gran ganancia. Esto significa que en las cercanías del punto, el control permite el nivel a la deriva libremente. El set-point nivel predeterminado (61) se basa en la estimación del operador de la naturaleza de las variaciones de la carga de proceso en sentido descendiente y si requerirá el desequilibrio térmico más probable acumulación adicional o agotamiento de la capacidad de la cantidad de confinados de reserva de agua caliente.

Una encarnación de la invención presente está representada en la figura 3 como un diagrama esquemático de la figura donde muestra parte de una producción combinada de calor y planta de energía. Los medios o aparatos de la encarnación se denotaron generalmente por número de referencia (6). Esta

encarnación proporciona fluido separación entre el proceso de generación de energía y el proceso tecnológico. Una turbina de vapor (102) recibe un flujo de vapor de un generador de vapor (120) a través del conducto (101) y se expande para generar energía mecánica, que es convertida por el generador eléctrico (140) en energía eléctrica. El vapor ampliado se agota vía un puerto de salida (103) y se transmite a través del conducto (104) a una planta de la nave (6), que opera como un dispositivo intermedio entre el circuito eléctrico y el circuito de calor de proceso externo. El vapor de escape después de disipar su energía térmica y precipitar como condensado primario en un espacio primario (10) de la planta de la nave (6) se retira del espacio primario y devuelto al generador de vapor (120) mediante conducto (18) y bomba de condensado (22) conservado en el circuito de alimentación. Un proceso de agua introducida en un espacio secundario (11) de la planta de la nave (6) se evapora por medio de la energía térmica disipada conducida a través del espacio secundario y el vapor generado se suministra a un proceso externo, el espacio secundario formando parte del circuito de calor un proceso externo. Cualquier condensado del circuito de calor de proceso externo es devuelto al espacio secundario (11) de la planta de la nave (6) vía conducto (25). El circuito de proceso fluido suministra agua de proceso mediante bomba de agua de proceso (26) a través del conducto (16). El condensado primario retirado desde el espacio principal (10) puede ser utilizado para cualquier uso donde su energía térmica se aprovecha beneficiosamente aunque comúnmente se conserva su energía térmica en el circuito de alimentación.

La encarnación como muestra funciona con todo el vapor de escape de la turbina de vapor dirigido a la planta de la nave (6).

En las configuraciones del arte previo, la presión de escape de la turbina de vapor se establece en tiempo de diseño por temperatura de proceso externo. Con una planta intermedia de la nave (6) sin embargo, la presión de vapor secundario en cambio se establece por la temperatura de proceso externo. La planta de la nave (6) ser un dispositivo de transferencia de calor indirecto requiere un diferencial de temperatura a través de la primaria y los secundarios espacios para inducir el flujo de calor. Un diferencial de temperatura mayor ayuda en el intercambio de calor indirecto pero el acumulado más altas temperaturas de escape de la turbina de vapor lado primario y las presiones se traducen en mayor perdida de potencia de la turbina de vapor. Por lo tanto, una menor temperatura diferencial es preferida para minimizar la perdida de potencia de la turbina de vapor. Además, un diseño más pequeño diferencial de temperatura de funcionamiento es ventajoso mantener el consiguiente ampliación de pequeño diferencial de temperatura en caso de una descarga de energía térmica mayor a la nave. Un objeto de la invención presente es por lo tanto mantener el diseño diferencial de temperatura de funcionamiento a través del dispositivo de transferencia de calor indirecto pequeño, pero invariablemente esto aumentará los costos y las superficies de intercambio térmico. Así se establece un equilibrio económico entre los

dos en tiempo de diseño para fijar el diferencial de temperatura óptima.

Como ejemplo, el buque está configurado para operar a una presión de vapor secundario de 170 kPa y la presión de escape de turbina de vapor (presión de vapor primario) de 220 kPa, proporcionando así un diferencial de temperatura entre el dispositivo de transferencia de calor indirecto de unos 8°C. En esta configuración el intercambio de calor la superficie requerida se considera económico con un potencial de energía perdida de aproximadamente ocho por ciento (8%), debido a la presión de escape superior, teniendo en cuenta que se aumenta la fiabilidad operativa de la planta, la flexibilidad y la mejora en la eficiencia general del sistema de CHP. El área de superficie de intercambio de calor contribuye a una proporción importante del costo de la disposición de planta inventiva.

Se entiende que las aplicaciones CHP mediante turbinas de vapor de contrapresión operan con una presión de escape superior a la presión atmosférica ambiental, pero raramente cerca 680 kPa. Por lo tanto, se prevé que en la práctica el buque es operado a una presión de vapor secundario mayor que la presión atmosférica ambiental y no mayor de unos 680 kPa. Sin embargo, mientras que la mayor presión de 680 kPa no es una limitación física, se puede no considerar como económica debido a la alta turbina perdido potencia.

El corazón de esta encarnación es la planta de la nave (6) que consta de un recipiente (7) y subsistemas para la eliminación del condensado de la fuente de agua principal espacio y proceso al espacio secundario. Escape de vapor de la turbina de vapor (102) o vapor vivo proceso de una presión reduciendo y de-superheating estación (106) evitando la turbina de vapor son retirados en un espacio primario (10) del buque como vapor primario donde precipita como condensado por disipar su energía térmica a un espacio secundario (11) del buque (7). El espacio secundario (11) del buque recibe agua de proceso vía conducto (16a) y genera un vapor secundario usando la energía térmica disipada recibida para su uso en un proceso externo, el espacio secundario formando parte del circuito de calor un proceso externo. Un flujo medio controlable se encuentra en el circuito de proceso regula el flujo de proceso en el espacio secundario para mantener un nivel estable de superficie líquido en el nivel superficial líquido (13) en el espacio secundario de funcionamiento predeterminado punto. Medio controlable flujo de regular el caudal de agua de proceso incluye una unidad de frecuencia variable para la bomba de proceso (26) en el circuito de agua de proceso (16).Controlador A comunicativamente junto a los medios controlable flujo compuesto por sensor para la detección del nivel de la superficie del líquido en el espacio secundario y un medio de control operable para regular el caudal de agua de proceso en respuesta a una desviación del nivel del valor predeterminado del nivel (13) puede ser aplicado ventajosamente. Se precalienta el agua de proceso admitido en el espacio

secundario por contacto directo con el fluido caliente existente en el espacio secundario.

La encarnación muestra un vaso (7) utilizando el proceso de evaporación de película delgada con diseño de circulación asistida que imparte el coeficiente de transferencia de calor. En la práctica, el coeficiente global de transferencia de calor para un diseño tan puede ser sobre 3 K-kW/m^2, costo de la oferta y la instalación ahorro de espacio.

La encarnación muestra una planta de la nave (6) incluye un vaso (7), una bomba de reciclaje (21), una bomba de condensado (22), instrumentación y control y tuberías asociadas. La planta de la nave (6) convenientemente puede consistir en más de un vaso (7) y equipo de apoyo. El buque (7) contiene una pluralidad de tubos horizontales. El vapor primario que fluye de la turbina de vapor fluye a través de los tubos de disipación de su calor a la pared del tubo y se precipita como condensado dentro de los tubos a la temperatura de saturación, el interior de los tubos formando parte del espacio principal (10). El calor disipado es conducido a través de las paredes del tubo y absorbido por evaporación hirviendo en películas delgadas de agua que fluye sobre el exterior de los tubos en el espacio secundario (11). Una bomba de reciclaje (21) proporciona la necesaria circulación asistida con un vaporizador o bandeja medios de distribuir el agua circulado uniformemente sobre el haz de tubos arriba para establecer el proceso de evaporación de película delgada donde la evaporación parcial tiene lugar

como cascadas de agua circulado abajo el haz de tubos en el espacio secundario. El nivel operativo de superficie líquido en el espacio secundario del buque (7) se mantiene por debajo de los tubos del intercambiador de calor horizontal. El condensado del vapor primario dentro de los tubos se drena a una maceta de colección de la cual se retira por la bomba de condensado (22). El vapor evaporado en el espacio secundario (11) se suministra a un proceso externo.

Ventajosamente, una capacidad tampón térmico interno se incorpora a la planta de la nave (6, 7) como se describe en este documento. Se proporciona un espacio predeterminado embalse para mantener una cantidad de reserva de fluido secundario en fase líquida en el espacio secundario (11). La cantidad de reserva de agua caliente puede variar con el nivel superficial del líquido fluctuando sobre un punto de ajuste predeterminado líquido nivel superficial (13) en el espacio secundario del buque (7) proporcionando un búfer interno térmico de funcionamiento / capacidad de inercia para compensar el desequilibrio térmico de vapor de proceso utilizando un sistema de control adecuado. Significa cualquier déficit en proceso de energía térmica que hace una demanda sobre el buque (7) se reunieron rápidamente por sofocar temporalmente el agua entrante de proceso en el recipiente por un flujo controlable en conducto de proceso (16) y el agua caliente de reserva confinados continuando a evaporar a temperatura y presión constante substancialmente para producir vapor; regulación temporalmente a desacelerar o detener el agua entrante de proceso restringe el dibujo de la

energía térmica en el espacio secundario para precalentar el agua entrante de proceso a la temperatura de saturación en el espacio secundario y tal energía térmica sin explotar se permitió en su lugar para satisfacer la creciente carga de proceso. Precalentamiento de agua de proceso contacto directo proporciona el tiempo de respuesta necesaria para hacer frente a los cambios de carga rápido transitoria. Esta característica de la invención permite la turbina de vapor ser operado en condiciones de carga constante, mientras que la carga térmica puede variar, dependiendo de los parámetros de diseño térmico del sistema, proporcionando temporalmente hasta cerca del 25% por encima de la fuente de calor promedio, que debe ser suficiente para satisfacer las necesidades de una planta normal del CHP.

El funcionamiento de la característica de búfer interno térmico es producido por la diferencia de temperatura entre el agua entrante de proceso y la temperatura saturada de la reserva de agua caliente en el espacio secundario. Demanda de vapor oleada es proporcionada por el resultante ahorro de calor necesaria para elevar la temperatura del agua entrante proceso a la temperatura de saturación del espacio secundario (11) produciendo más vapor para el proceso externo. El agua caliente de reserva confinados continúa se evaporan cuando el flujo de agua entrante de proceso está restringido. El agua de la reserva confinados principalmente se acumula durante períodos de bajo consumo térmico y dijo reserva agua continúa a ser evaporada fuera principalmente durante periodos de alto consumo térmico. Esta función se utiliza ventajosamente en la

nivelación de la carga de vapor de proceso en un desequilibrio de la energía térmica cíclica sostenida.

La cantidad de agua en el espacio secundario del recipiente (7) variando entre un nivel alto de agua y un nivel bajo del agua, el nivel superficial del agua fluctuando sobre un punto de ajuste predeterminado operando el nivel líquido superficial (13) forma la cantidad de reserva de agua caliente que proporciona la capacidad búfer térmica interna. El bajo nivel del agua proporciona la altura de aspiración mínima requerida para la operación segura de la bomba de recirculación (21). La cantidad de agua de reserva en el espacio secundario está predeterminada para satisfacer la capacidad búfer termal requerida por el de usuario dependiendo del perfil del desequilibrio térmico cíclico sostenido. En la práctica la cantidad de agua de la reserva está predeterminada para proporcionar una capacidad búfer para atender la duración de un desequilibrio térmico cíclico sostenido. Convenientemente, el espacio requerido para la capacidad de reserva del búfer interno termal puede ser reducido y reemplazado con un sistema de almacenamiento térmico externo, la capacidad de búfer interno prevé la rápida respuesta al desequilibrio transitorio y tiempo de reacción para la activación del sistema de almacenamiento externo de energía termal. Sin embargo, un sistema de almacenamiento térmico externo operado a una temperatura más baja puede proporcionar capacidades de búfer térmico inferiores.

La figura 1 muestra un ejemplo de un perfil de carga de vapor de proceso descendente que exhibe una carga cíclica sostenida. Una demanda cíclica sostenida se observa entre los períodos (a-b, (b)-(c), (c)-(d) y (d)-(e), con un tiempo de ciclo promedio sostenido de aproximadamente 14 minutos. A modo de ejemplo, utilizamos figura 1 para elaborar el trabajo de una construcción ejemplar como se muestra en la figura 3, donde el vapor de escape descarga los vertidos de una turbina de vapor en el espacio primario (10) y el vapor del espacio secundario (11) suministra el vapor de proceso en sentido descendente. Se proporciona una capacidad búfer térmica interna variando el caudal de agua de repuesto entrante en el espacio secundario. El flujo del vapor de proceso promedio sobre un ciclo de carga de vapor de proceso sucesiva es 5,9 kg/s (B), y el flujo del vapor de proceso de inmersión es de 2,2 kg/s (A), el flujo del vapor de proceso regular de pico es de 7,7 kg/s (C) y el flujo del vapor de proceso esporádico pico es de 9,3 kg/s (D). La temperatura del agua de repuesto está en 30°c y el vapor secundario es saturado en seco a 115°c. Teniendo en cuenta la demanda de vapor de proceso promedio de 5,9 kg/s (B) y la toma de un tasa de purga desde el espacio secundario de 0,3 kg/s, el balance del calor y la masa muestra que el flujo de agua de repuesto promedio es de 6,2 kg/s y el extracto secundario de vapor para calentar el agua de repuesto a la temperatura de saturación de 115°c como aproximadamente 1,0 kg/s. El caudal del vapor de calefacción, 1,0 kg/s puede reducirse para satisfacer la carga de vapor de proceso durante períodos de déficit de vapor de proceso, por la regulación del flujo de agua del repuesto y la generación

de vapor secundario, continuando con la evaporación del agua de alimentación de la capacidad de reserva de agua calentada confinada en el espacio secundario bajo presión y temperatura substancialmente constante. En este ejemplo, la capacidad de reserva máxima disponible en términos de la tasa de flujo de vapor es 1,0 kg/s, lo que representa aproximadamente el 18% de un suministro de vapor de proceso promedio (E).

La operación de estado estacionario del CHP se organiza para ingresar un suministro constante de vapor primario en el espacio primario (10) del recipiente (7) tal que la salida de vapor secundario cumple con la mayor demanda posible del promedio de vapor de proceso (E) que está por debajo de una demanda de vapor del proceso pico (F) que se limita a no más de un 18% por encima de la demanda posible del promedio de vapor de proceso más alta (E), mientras se da la calefacción de un caudal de agua de repuesto designado, en el perfil representado en la figura 1. Bajo estas condiciones de operación del CHP el desequilibrio térmico variable debajo del pico identificado de la demanda de vapor de proceso (F) espera cumplirse durante el período de demanda de vapor cíclico sostenido ayudado por la capacidad térmica de búfer de reserva. Por lo tanto, en este ejemplo, una turbina de vapor configurada para funcionar en un estado estacionario, descargando su calor de escape al recipiente (7) para evaporar el vapor secundario en el punto 6.6 kg/s y descargar su salida al proceso descendente a una tasa de 5,6 kg/s (E) será capaz de satisfacer las demandas de vapor de proceso variable debajo de un límite máximo de los 6,6 kg/s sobre la

duración cíclica sostenida ayudados por la capacidad térmica de búfer de reserva. La tasa de evaporación de vapor secundario de estado estacionario de 6,6 kg/s proporciona el promedio más alto posible de demanda de vapor de proceso de 5.6 kg/s (E) y el vapor de calefacción de 1,0 kg/s requerido para calentar el señalado caudal de agua de repuesto en 6,2 kg/s. La demanda más alta posible de vapor de proceso promedio de 5,6 kg/s (E) es el valor promedio de la demanda de vapor de proceso debajo de una tasa de flujo de vapor de límite superior de 6,6 kg/s (F) en el perfil representado en la figura 1, la tasa de flujo de vapor de límite superior de 6,6 kg/s (F) siendo la tasa que debe cumplirse cuando está en funcionamiento la capacidad de reserva térmica máxima. Durante la operación de estado estacionario se consume agua de alimentación para la generación de vapor secundario a una tasa de 5,6 kg/s y agua de alimentación adicional se suelta desde el espacio secundario a una tasa de 0,3 kg/s dejando un exceso de agua caliente de repuesto de 0,3 kg/s a acumularse en el espacio secundario (11), que comienza a ser consumida durante los períodos cuando la tasa de demanda de vapor de proceso aumente a una tasa marginalmente arriba del estado estable suministro 5,6 kg /s (E) y agotado al final de la duración de la carga cíclica.

El CHP deberá adoptar un medio para satisfacer la demanda pico de vapor de proceso superiores a los 6,6 kg/s (F) siendo la tasa que debe cumplirse cuando la capacidad de reserva térmica máxima está operativa, por ejemplo, durante el déficit transitorio pico regular de 1.1 kg/s (C - F) y el

déficit esporádico transitorio de pico de 2,7 kg/s (D - F). La salida de la turbina de vapor, donde sea posible, pueden elevarse sobre la salida del estado estacionario de descarga de calor de escape adicional o una reducción de la presión de vapor vivo y la estación de desrecalentamiento (106) puede utilizarse para la descarga de calor adicional para la generación de vapor secundario durante estos tiempos. El recipiente (7) tendrá la capacidad de evaporación para satisfacer una demanda máxima de vapor, que en el caso de la demanda pico regular del vapor (C) es una capacidad de evaporación de 7,7 kg/s de y a 115 ° c. Sin embargo, lo más importante con la capacidad búfer termal del CHP es que es capaz de evitar un cambio repentino de la demanda de vapor de proceso mínima (A) a la demanda de vapor de proceso máximapara el proceso máxima (F), que es casi un cambio de paso, sólo para hacer frente a un pequeño déficit transitorio de (C-F).

Durante los períodos de mayor excedente de vapor de proceso hay un exceso de vapor de 3,4 kg/s (E - A) sobre el valor medio (E) que debe ser aprovechado. Esto requiere la calefacción de 21.2 kg/s de agua de repuesto adicionales y combinado con el vapor de calefacción condensado de 3,4 kg/s genera unos 24,6 kg/s de agua caliente a la temperatura de saturación, cuya caliente agua de alimentación es confinada como reserva de capacidad térmica con la acumulación de estado estacionario en una proporción de 24,9 kg/s después de que permite la evaporación de estado estacionario para la generación de vapor. Así, el calentador de agua de

alimentación tendrá una capacidad máxima para hacer frente a 4,4 veces la capacidad de calefacción del estado estacionario. En el peor de los casos de un solo paso, cambiar de flujos de vapor de proceso mínimos (A) a máximos (C) dentro de la duración cíclica sostenida, la capacidad de reserva de fluido caliente adquirido durante el período excedente es aproximadamente 4.700 kg, sin embargo, allí es más que un pico y bajo dentro del tiempo de ciclo que permite un espacio más pequeño de la reserva.

Este ejemplo ha hecho una suposición de que la turbina de vapor puede fijarse para operar en un estado estacionario descargando el vapor de escape para generar vapor secundario en aproximadamente 6,6 kg/s. En casos donde la carga mecánica de la turbina de vapor es limitada por su carga conectada y por lo tanto incapaz de descargar el vapor de escape en estado estacionario, una cantidad de vapor vivo de repuesto se requerirá para suplir el déficit. Demandas similares del pico de proceso esporádico transitorio (D) son mejor evitadas por la mejor gestión de la utilización de vapor de proceso o a través de la restricción del flujo de vapor.

En una planta de extracción de aceite de Palma el perfil de demanda es particularmente oneroso en el sistema de CHP, especialmente en el generador de vapor porque la demanda pico es casi un cambio de paso tras una demanda de inmersión, que significa en este ejemplo un paso aumentará a 5,5 kg/s (C - A) o 93% del vapor media carga (B) en el generador de vapor. La presente invención es capaz de reducir este aumento de 1,1

kg/s (C - F), que es aproximadamente el 18% de vapor media carga (B) en el generador de vapor en caso de demanda regular del pico de vapor de proceso. La invención es particularmente ventajosa en un perfil oneroso de demanda de vapor de proceso debido a su respuesta casi inmediata, limitado solamente por la tasa en la cual puede regularse el flujo de agua de repuesto, y no implica ningún parpadeo del agua caliente debido a su operación de presión constante. En este caso el aumento de la carga de proceso sustancialmente se previene de ser transmitida a la turbina de vapor ascendente y el generador de vapor.

El arreglo de la invención es especialmente apropiado para una planta de CHP usando un motor de vapor donde el desequilibrio de la energía térmica de vapor de proceso de un perfil cíclico sostenido de corta duración con pico escarpado de levantamiento y escarpado descendente, y el déficit de pico de vapor de proceso no excede alrededor del 18% sobre el vapor de proceso promedio viene en un operación típica de temperatura como se muestra en el ejemplo. Sin embargo, el pico de vapor excedente durante el desequilibrio puede ser alto. La capacidad del búfer térmico operando a una temperatura y presión substancialmente constante proporciona una respuesta rápida al desequilibrio térmico sin el impedimento de vapor intermitente.

Con la ayuda de la planta del recipiente (6) de la presente invención, el vapor a presión suficientemente constante está disponible para el proceso en sentido descendente en todo

momento, siendo éste un requisito en vista de proporcionar temperaturas de procesamiento estables. En otras palabras, sólo las cargas pico esporádicas del proceso en sentido descendente necesitan ser igualadas por medios externos con la invención presente en este documento.

Convenientemente, los fluidos secundarios vaporizados son descargados en el espacio secundario (11) y transportados al proceso en sentido descendente son determinados sin proporcionar un medidor de flujo en el conducto de salida de descarga de fluido secundario vaporizado. Las amplias variaciones en flujos de fluidos descargados el espacio secundario dificultan la correcta medición y anotación del caudal de fluido instantáneo con un medidor de flujo normal. Sin embargo, a menudo hay una necesidad de determinar el flujo del fluido secundario descargado, con sus variaciones de valores máximos a mínimos, para prestar servicios de control de monitoreo, grabación y automatización. En la configuración de la figura 3, el caudal de fluido secundario vaporizado descargado el espacio secundario (11) se determina con una medida de la tasa de flujo del fluido de vapor primario en el espacio primario (10) y una medición del caudal de flujo del fluido de repuesto en el espacio secundario (11) cuando el recipiente (7) está funcionando en la temperatura y presión sustancialmente constante.

El caudal másico desvaporiza el fluido secundario que fluye a través del conducto de descarga R1, se calcula a partir de R2, el caudal másico de vapor de escape descargado de la

turbina de vapor en el espacio primario (10) como vapor primario y R3, el caudal másico del fluido de repuesto introducido en el espacio secundario (11) cuando el recipiente (7) está funcionando a una presión y temperatura sustancialmente constante, según la siguiente ecuación de balance de calor.

$$R1 * (hg_1 - hf_1) = R2 * (hg_o - hf_o) - R3 * (hf_1 - hf_2)$$

Donde,

HG_o = entalpia de vapor primario;

HF_o = entalpia del condensado primario;

HG_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

HF_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

HF_2 = entalpia del agua de repuesto;

Las entalpias hg_o y hf_o son evaluadas desde las condiciones de vapor (presión, asumida como saturada) en el espacio primario (10), mientras se evalúan hg_1 y hf_1 desde las condiciones del fluido (presión o temperatura) en el espacio secundario (11) y hf_2 se evalúa desde la temperatura del fluido de repuesto. Los valores de entalpia están en unidades de kJ/kg y los caudales másicos están en unidades de kg/s.

El caudal másico R2, se determina a partir de una señal de flujo de vapor de un medio conveniente como un medidor de flujo para la detección de caudal de vapor a la entrada de la turbina de vapor o un medidor de poder detectar la carga eléctrica en el generador de turbina de vapor o una medida de presión o temperatura en el espacio primario cuando el

espacio secundario (11) está bajo constante presión y temperatura de operación o la primera etapa de la presión de la turbina de vapor. El caudal másico R3 se determina a partir de una señal de flujo de fluidos de repuesto de un medidor de flujo en el conducto de agua de repuesto (16). Los medidores de flujo líquido para medición con una gran relación de cobertura están disponibles. Un microprocesador programado recibe entradas de las dos señales que denotan R2 y R3 y una señal que denota R3, que convenientemente se muestra en una pantalla visual. El flujo de fluido secundario vaporizado se determina con precisión incluso cuando el caudal es muy pequeño o muy grande, sin requerir la provisión de un medidor de flujo en el conducto de descarga de fluido secundario vaporizado.

Ventajosamente, un regulador automático puede configurarse para ajustar continuamente la carga de estado estacionario de turbina de vapor en el tiempo de ejecución a la salida de escape del vapor en el proceso, que logra mantener un equilibrio térmico entre el exceso y déficit durante un determinado tiempo cíclico en una corriente promedio tomando en consideración la capacidad buffer termal de la divulgada invención para la planta. Una planta de CHP que tiene la flexibilidad necesaria para ajustar su potencia, por ejemplo, funcionando en paralelo con la red puede tomar ventaja de dicho control automatizado, detectando continuamente el perfil de la demanda de vapor de proceso en el tiempo de ejecución y ajuste de la carga en estado estacionario de la turbina de vapor como se muestra en el ejemplo actual. Dentro

de los límites de funcionamiento, la cantidad de reserva de fluido secundario en fase líquida en el espacio secundario (11) aumenta y disminuye en respuesta al vapor primario retirado en el espacio primario (10) aumentando o disminuyendo respectivamente cuando la capacidad del búfer térmico está en funcionamiento, manteniendo una presión constante en el espacio secundario (11) para una carga particular de proceso en sentido descendente. Esta característica se utiliza ventajosamente para regular la carga de la turbina de vapor y mantener la capacidad búfer termal disponible a través de la carga cíclica sostenida con una cantidad de reserva adecuada de fluido secundario en fase líquida.

Refiriéndose a la figura 4, un calentador de agua de alimentación (8) está ventajosamente adjunto al recipiente mencionado (7) para precalentar el agua de repuesto mediante el vapor generado en el espacio secundario (11) antes de su entrada en el espacio secundario (11) del recipiente (7). El circuito de agua de repuesto suministra agua de repuesto mediante bomba de agua de repuesto (26) via conducto (16b) al calentador de agua de alimentación (8). El agua precalentada es descargada el calentador de agua de alimentación (8) po via de un conducto (17). Un medio de flujo controlable se encuentra en el circuito de repuesto y regula el flujo de repuesto para mantener el nivel de la superficie del líquido en el espacio secundario (11).

El calentador de agua de alimentación (8) está acoplado al recipiente (7) en comunicación fluida con espacio secundario para recibir vapor para su funcionamiento y descargan el agua de repuesto precalentada en o por debajo del nivel operativo del líquido superficial (13) en el espacio secundario, evitando cualquier interferencia adversa del agua con la dinámica de fluidos térmicos de repuesto del proceso de evaporación de película delgada. Ventajosamente, el acoplamiento cercano del calentador de agua de alimentación (8) al recipiente (7) proporciona una ventaja en la reducir las pérdidas de presión en las fuentes de vapor calentador de agua de alimentación y los caminos de descarga de agua, permitiendo que la gravedad descargue el fluido calentado desde el calentador de agua de alimentación (8) vía conducto (17) el espacio secundario del recipiente, sin una bomba independiente de almacenamiento y sin una bomba de transferencia para entregar el agua de repuesto precalentada al recipiente (7).

El diseño del calentador de agua de alimentación (8) proporciona el agua entrante de repuesto para precalentar a o cerca de la temperatura de saturación para atender a diferentes condiciones de flujo y permanecer independiente de la temperatura del agua de repuesto entrante. El calentador de agua de alimentación (8) está configurado para precalentar eficientemente grandes cantidades de agua, varias veces el flujo de estado estacionario de repuesto durante el funcionamiento de la acumulación de capacidad de búfer térmico interno o un futuro sistema de almacenamiento de

energía térmica externo, y las temperaturas de fluido de repuesto pueden variar de repuesto frío a repuesto caliente desde el almacenamiento externo de energía térmica. El intercambiador de calor de contacto directo proporciona calentamiento rápido con una planta económica y el precalentamiento rápido proporciona el tiempo de respuesta necesario para esperaban cambios transitorios de carga de la planta. Un diseño del calentador de agua de alimentación de tipo de bandeja de dos etapas sería una de las opciones que cumplen con estos requisitos. El precalentamiento de agua fría de repuesto en el calentador de agua de alimentación (8) y a cerca de la temperatura de saturación evita cualquier interferencia adversa del agua de repuesto con la dinámica de fluidos térmicos del proceso de evaporación de películas delgadas y el posible estrés térmico en el recipiente (7), particularmente durante dichos flujos grandes de agua fría. El calentador de agua de alimentación (8) y el circuito de fluido de repuesto (16) incluyendo el equipo de control tendrá una capacidad para satisfacer requisitos de operación de capacidad buffer termal. Ventajosamente, el calentador de agua de alimentación (8) está acoplado al espacio secundario (11). En la implementación práctica un sistema de calefacción de agua alimentación está configurado para precalentar el repuesto líquido introducido en el espacio secundario (11) con un caudal máximo no menos de 1,3 veces el caudal del fluido de repuesto que abastece la capacidad continua máxima nominal evaporativa del recipiente (7) bajo condiciones normales de funcionamiento.

El calentador de agua de alimentación (8) ventajosamente puede incorporar características para la desaireación simultánea del agua entrante de repuesto en el calentador de agua de alimentación (8) sirviendo las funciones de precalentamiento y eliminación de aire y gases no condensables del líquido de repuesto. La desaireación del agua de alimentación evita gases no condensables, interfiriendo con la evaporación de película delgada. El agua de alimentación desairada inhibe la formación de sarro que impide la transferencia de calor y además evita la corrosión de los elementos internos y esto permite el uso de material de construcción de bajo costo para fabricar el recipiente (7). La desaireación de agua de repuesto puede hacerse por separado y externamente antes de que se introduzca en el recipiente (7).

Un golpe de circuito (24) facilita el golpe hacia abajo para controlar la cantidad de sólidos totales disueltos (TDS) en el líquido del espacio secundario del recipiente (7). La purga se extrae en sentido ascendente en una ubicación en la que la concentración de los sólidos disueltos totales es más alta. El calor en el agua de purga puede ser recuperado a través de un intercambiador de calor indirecto (27) por el agua de repuesto entrante.

Ventajosamente, un separador de partículas (12) se dispone en el interior del espacio secundario a la salida de vapor, para la entrega de vapor para el proceso en sentido descendiente para evitar el arrastre de líquido en el vapor.

Como se muestra en la figura 4, un condensador de vapor auxiliar (9) está ventajosamente acoplado con el recipiente mencionado (7). El condensador de vapor auxiliar (9) en comunicación fluida con el espacio secundario del recipiente (7) a través del conducto (15) condensa el exceso de vapor desde el espacio secundario para regular la presión en el espacio secundario a un valor establecido durante los períodos de exceso de vapor de proceso. El condensado del condensador de vapor auxiliar (9) se devuelve al espacio secundario del recipiente. La presión del condensador auxiliar que corresponde a la presión de vapor secundario está contemplada en no más de unos 680 kPa y mayor que la presión atmosférica ambiental. Se espera que el condensador de vapor auxiliar (9) entre en funcionamiento cuando la capacidad del búfer térmico interno es incapaz de cumplir plenamente con el requisito del sistema para mantener la presión de vapor de proceso estable. Sin embargo, el condensador auxiliar debe usarse con moderación para evitar el desperdicio de energía térmica. Por consiguiente, es conveniente establecer una planta condensadora refrigerada directa inducida que pueda dar cabida a los diferentes criterios de funcionamiento para la puesta en marcha de una planta de energía o reinicio durante un período de pico de carga mecánica o reducción drástica de la demanda térmica, mientras se logra una reducción en los costos de operación de la totalidad de la planta condensadora auxiliar refrigeradora. La capacidad y el rendimiento del condensador

auxiliar dependen de la configuración para satisfacer la exigencia del consumidor.

El condensador de vapor auxiliar (9) que es de diseño refrigerado directo de tiro inducido es constantemente cargado de vapor desde el espacio secundario del recipiente (7) para evitar la entrada de aire atmosférico durante la espera y efectos de agua martillante sobre la puesta en marcha para dar una acción rápida y confiable cuando se llama a actuar. Cuando los ventiladores del condensador están inactivos, la conducción y convección natural de disipación de calor del condensador de vapor auxiliar (9) produce condensación de goteo, que puede utilizarse beneficiosamente para proporcionar agua de repuesto para el circuito de potencia. La corriente natural inherente y el flujo de aire inducido durante el deber de espera del condensador auxiliar de vapor (9) se pueden variar para producir una cantidad variable de condensado para cumplir con el servicio de circuito de potencia de repuesto o cualquier otro uso. Un condensador de vapor auxiliar (9) de diseño de flujo directo de aire refrigerado inducido ofrece ventajas sobre diseños de agua refrigerada. Los diseños aire refrigerado inducido están configurados para el arranque rápido sin consumir energía eléctrica estando en modo de espera. La dispersión del calor puede ser variada mediante variables de flujo de aire inducido por medio de ventiladores de impulsión de velocidad variable, eliminando así la necesidad de una válvula de control de flujo en el circuito del condensador de vapor auxiliar.

El condensador auxiliar de vapor enfriado por aire (9) tiene al menos un ventilador acoplado a una impulsión de velocidad variable para regular el flujo de aire que a su vez regula la presión del vapor en el espacio secundario. El condensador auxiliar de vapor enfriado por aire (9) puede ser controlado por una combinación del número de ventiladores funcionando y un ventilador de impulsión de velocidad variable. Los condensadores enfriados por aire, teniendo características térmicas apropiadas en relación con capacidades globales de calor permiten a la planta satisfacer las discrepancias durante períodos de pico de cargas térmicas.

Un separador de partículas (12) está dispuesto en el interior del espacio secundario a la salida de vapor para la entrega de vapor al condensador de vapor auxiliar (9) para evitar el arrastre de líquido en el vapor para mejorar la pureza de su condensación cuando se utiliza como fuente de fluido de repuesto para el circuito de alimentación o cualquier otro uso.

El condensado de los condensadores de vapor auxiliares (9) es drenado en un recipiente de recolección de condensado (14) de que cualquier exceso de condensado se desborda en el espacio secundario del recipiente (7) vía conducto (19). El recipiente de la recolección de condensado (14) proporciona una medida del espacio de búfer de almacenamiento, así como cabeza de aspiración mínima para bombas. Un transmisor de nivel proporciona la señal de nivel para fines de control.

Refiriéndose a la figura 5, ventajosamente, una bomba de condensado (20) transmite el condensado del recipiente de recolección de condensado (14) al circuito de potencia a través del conducto (23) para su uso como fluido de repuesto. El excedente del condensado es transportado vía conducto (38) a un tanque de almacenamiento de agua desmineralizada para su uso posterior después de que se enfría por agua de repuesto entrante después de que es enfriado en un intercambiador de calor indirecto (30). Cuando, el agua desmineralizada almacenada es admitida al circuito de potencia mediante una bomba (35) y un conducto (36).

Refiriendo a la figura 5, ventajosamente regenerativa alimentación calefacción puede proporcionar para precalentar la corriente de agua de proceso para recuperar el calor de la corriente de alimentación circuito condensado antes de que el agua de proceso entra en el espacio secundario (11) del buque (7).El calor recuperado en el proceso de agua permite una reducción en el diseño por evaporación térmica capacidad interna necesaria del buque (7) para cumplir con el deber de salida de vapor secundario particular y reduciendo los costos. Un intercambiador de calor regenerativo (34) puede incorporarse convenientemente para el intercambio de calor entre las dos corrientes de fluidos. El intercambiador de calor regenerativo (34), operando a una mayor diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío arroyos podrían proporcionar una configuración económica en la reducción de otra manera necesaria capacidad evaporativa de la interna

indirecta intercambiador de la nave (7) que opera a una diferencia menor temperatura constante de calor. Sin embargo, es necesario reconocer que tal alimento regenerador calefacción tendrá un impacto negativo en el diseño de la capacidad buffer térmica del buque (7) para lidiar con el rápido aumento de la demanda térmica en términos de tasa de flujo que depende de la diferencia de temperatura entre el agua de reserva en el buque (7) y el agua entrante de proceso como el agua de proceso en estado estacionario operación es ahora a una temperatura superior. El efecto de reducir el flujo de agua de proceso durante períodos de déficit proceso vapor será aumentar la temperatura del condensado en el circuito de salida del intercambiador de calor regenerativo (34). La consecuencia de esto es una reducción en el vapor de calefacción dibujado para el calentador de agua de alimentación (110) de la potencia del circuito de la turbina de vapor (102) vía conducto (108), que a su vez las descargas un flujo adicional de vapor de escape a la nave (7). Esto aumentará la temperatura diferencial a través del intercambiador de calor de la nave (7), causando un aumento de presión indeseable en el vapor de escape de la turbina de vapor. El efecto neto es entregar un vapor adicional para cubrir el déficit en el proceso de vapor indirectamente a través del intercambio de calor mediante el buque (7) con resultados no deseados. El intercambiador de calor regenerativo (34) también afectará la operación de almacenamiento de energía térmica externa en caso de aumento de la demanda térmica ya que depende de la diferencia de temperatura entre el agua caliente externamente almacenado y

el agua de proceso de estado estacionario. La reacción es similar al impacto negativo en la capacidad buffer térmica de diseño del buque (7) causando un aumento de presión indeseable en el vapor de escape de la turbina de vapor. El efecto neto es entregar el calor en el agua caliente almacenada para satisfacer el déficit en el proceso de vapor indirectamente a través del intercambio de calor mediante el buque (7) con resultados no deseados. Por estas razones, se recomienda que incorpora calefacción regenerativa alimentación entre la corriente de agua de proceso y el flujo de condensado circuito de energía sólo se considera como una posible modificación encontrarme con futuro imprevisto demanda de vapor de proceso adicional o conciliar cualquier déficit de diseño, sacrificar las capacidades de amortiguación térmica de diseño. Un aproximadamente 15% de aumento en vapor capacidad del buque (7) es alcanzable por tal correctivas regenerativa alimentación calefacción basado en diseño típico de CHP parámetros térmicos.

Refiriéndose a la figura 5, la encarnación ventajosamente incorpora un sistema de almacenamiento externo de energía térmica. Excedentes de energía térmica se recuperan retirando agua caliente desde el buque (7) vía medios de bomba o bomba (33) a través de un conducto de transferencia de agua caliente (37) y un intercambiador de calor indirecto (31) a un centro de almacenamiento de energía térmica externa y la misma cantidad de agua, que se retira de esta manera desde el buque reemplazada con agua fría proceso a través del servicio de proceso vía modulando la válvula de desvío (32), bomba de

agua de proceso (26), el intercambiador de calor indirecto (31) y a través del conducto (16b) al recipiente (7). El agua caliente se retira aguas arriba de un lugar donde la temperatura es la más alta corresponde a la temperatura de saturación. Donde un calentador de agua de alimentación (8) es siempre, se produce el intercambio de calor al agua de proceso en el calentador de agua de alimentación (8) y se descarga el agua caliente en o por debajo de la superficie del agua nivel en el espacio secundario, asegurando así el proceso de evaporación de película delgada no es afectado por las temperaturas o flujo de agua entrante de proceso. Dependiendo de la tasa de energía térmica, obtenida de la nave (7) en términos de la fracción de la capacidad de evaporación del buque (7), las tasas de flujo de agua de proceso y la correspondiente capacidad de calentador de agua de alimentación (8), donde siempre, pueden ser varias veces el servicio normal. Sin embargo, calentamiento de agua de alimentación contacto directo proporciona un medio económico para conseguir la calefacción. El intercambiador de calor indirecto (31) se enfría el agua caliente por debajo del punto de ebullición antes de transferirlos a la instalación de depósito de almacenamiento para ahorrar energía que de otro modo se perderían mediante flasheo. Cuando se emplea un almacén de alta temperatura, no puede requerir el intercambiador de calor indirecto (31). Durante los períodos de carencia de suministro de energía térmica en las demandas térmica pico, retirada de agua caliente mediante conducto de transferencia de agua caliente (37) se detiene y en su lugar se suministra agua caliente de la instalación de

almacenamiento de energía térmica en lugar de agua fría proceso al buque (7) mediante modulación de flujo (32) la válvula de desvío.

Ventajosamente un sistema de almacenamiento de energía térmica externa puede incorporarse en la planta de la nave (6, 7) con o sin la capacidad tampón térmico interno operacional. Sin embargo, la operación de almacenamiento de energía térmica externa requiere que la temperatura del agua de proceso sea más bajo que el agua caliente externamente almacenado. Ventajosamente, donde una capacidad tampón térmico interno se incorpora a la planta de la nave (6, 7), la capacidad de búfer interno proporciona la rápida respuesta de desequilibrio transitorio y tiempo de reacción para la activación del sistema de almacenamiento externo de energía térmica. La ruta de volumen muerto que agua caliente desde el almacenamiento de energía térmica exterior pasa a través del circuito de proceso antes de entrar en la nave (7) es un factor determinante del tiempo de reacción requerido.

Donde es ventajoso, excedentes de energía térmica de la nave (7) se retiraron del espacio secundario a cargo la instalación de almacenamiento de energía térmica externa de vapor. Semanal en la apertura del fin de semana, o donde la carga de energía térmica es cíclica diurna surplus calor puede almacenarse y obtenido de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa acoplada opcionalmente de una económica y no demasiado grande una capacidad de almacenamiento. Sin embargo, almacenamiento de

energía térmica externa que depende de almacenamiento de agua caliente sólo es viable donde la cantidad de proceso líquido es de considerable cantidad y a baja temperatura, que es común en plantas de energía y calor industrial. Un ejemplo de una instalación de almacenamiento de energía térmica es un tanque de almacenamiento aislado de agua caliente. Los tanques están bien aislados y pueden almacenar energía por hasta una semana. Almacenamiento térmico de alta-temperatura almacenamiento como material externo de cambio de fase (PCM) puede ser fácilmente incorporado en el futuro.

Figuras 6.1, 6.2, 6.3 y 6.4 representan encarnaciones de la invención presente en diferentes configuraciones de producción combinada de calor y energía planta incorporando una turbina de vapor, donde al menos una porción de la salida vapor de la turbina de vapor se transmite a través de la disposición de la nave a un proceso en sentido descendiente. Una turbina de vapor de contrapresión recta se muestra en las figuras 6.1 y 6.2. Una turbina de vapor de contrapresión de extracción se muestra en las figuras 6.3 y 6.4. Es común que se utiliza una extracción de la turbina de vapor de condensación en una energía eficiente combinada de calor y la planta de energía, sin embargo la invención presente puede incorporarse beneficiosamente en la línea de vapor de la extracción. Los objetos de la divulgación puede ser aprovechado en encarnaciones donde sin una turbina de vapor intermedia (102), un generador de vapor (120) provee al menos una porción de un vapor de proceso en sentido descendiente

que exhibe la sostenida demanda cíclica a través de la planta de la nave (7).

Figuras 6.5, 6.6, 6.7 y 6.8 representan encarnaciones de la invención presente en diferentes configuraciones de producción combinada de calor y energía planta incorporando una turbina de vapor, donde al menos una porción de la salida vapor de la turbina de vapor es transportada a un proceso en sentido descendiente y una porción de ella es desviada a una planta (5) para mantener la presión estable para el proceso en sentido descendiente. Una turbina de vapor de contrapresión recta se muestra en las figuras 6.5 y 6.6. Una turbina de vapor de contrapresión de extracción se muestra en las figuras 6,7 y 6,8. Es común que se utiliza una extracción de la turbina de vapor de condensación en una energía eficiente combinada de calor y la planta de energía, sin embargo la invención presente puede incorporarse beneficiosamente en la línea de vapor de la extracción. Los objetos de la divulgación puede ser aprovechado en encarnaciones donde sin una turbina de vapor intermedia (102), un generador de vapor (120) provee un vapor de proceso en sentido descendiente que exhibe la sostenida demanda cíclica con planta (5) mantener estable presión para el proceso en sentido descendiente.

Refiriéndose a la figura 7a, está indicado la posibilidad de hacer circular agua caliente desde el espacio secundario (11) para alta temperatura agua caliente en los servicios de calefacción. El agua caliente se retira aguas arriba de un

lugar donde la temperatura es la más alta corresponde a la temperatura de saturación por una bomba o bomba (44) vía conducto (45). Después de la entrega de calor, el agua se devuelve al espacio secundario. Tal uso de calor reduce inevitablemente la capacidad tampón térmico interno para satisfacer la energía térmica déficit en términos de tasas de flujo. Un intercambiador de calor indirecto (46) es opcional.

Refiriéndose a la figura 7b, hay indica la posibilidad de incorporar un disipador de calor externo para quitar el exceso de calor de la nave por medios como agua de río o la torre de enfriamiento. El agua caliente se retira aguas arriba de un lugar donde la temperatura es la más alta corresponde a la temperatura de saturación por una bomba o bomba (47) vía conducto (48). Después de la entrega de calor, el agua se devuelve al espacio secundario. Un intercambiador de calor indirecto (49) impide el agua de la fuente de enfriamiento del circuito de buque libre de contaminantes. La eliminación de calor del sistema debe ser usada con moderación para evitar el desperdicio de energía térmica.

Refiriéndose a la Figura 7C, hay indica la posibilidad de incorporar la recuperación de calor residual de bajo grado. Calor residual de bajo grado es recuperado en uno o más cambiadores de calor (43) por la corriente de agua fría de proceso. Inevitablemente cualquier recuperación de calor por el agua entrante de proceso antes de su admisión en el espacio secundario reduce la capacidad buffer térmica para satisfacer la energía térmica déficit en términos de tasas de

flujo a menos que tal calor recuperado es continuamente removido del sistema para el almacenamiento en un sistema de almacenamiento térmico externo para un uso beneficioso más tarde.

La incorporación de un sistema de almacenamiento externo de energía térmica en el acuerdo facilita la recuperación y mejoramiento del calor residual baja de temperaturas superiores a la corriente de agua de proceso de fuentes como proceso corrientes efluentes enfriamiento a través de la corriente de agua fría del proceso de la calefacción. El calor recuperado se almacena a una temperatura más alta en el almacenamiento de energía térmica externa para su uso posterior cuando se presenta la demanda.

Ventajosamente, la calidad del agua de proceso para el fluido secundario debe cumplir el requisito de una calidad de proceso caldera correspondiente a la presión en el espacio secundario. El requisito mínimo será proveer agua ablandada después de quitar dureza causando sustancias como los iones de calcio y magnesio. El agua preferido será agua desmineralizada de una planta de ósmosis inversa solo paso. El régimen de tratamiento químico para el fluido secundario dependerá el afluente de agua de proceso. Donde un calentador de agua de alimentación desaeración no se proporciona como parte de la instalación de la planta una instalación desgasificación externa como un desaireador mecánico o contactores de membrana se utiliza para eliminar los gases no

condensables en el agua de proceso antes de que se introduce en el recipiente (7).

El retorno de condensado de los circuitos de calor de proceso industrial combinado plantas de energía y calor es generalmente bajas y por lo tanto requiere cantidades considerables de agua fría proceso a efectos de reemplazar las pérdidas, que a su vez representa la temperatura de la composición agua introducida en el recipiente (7) bajo. Condiciones similares se presentan en plantas de proceso donde es grande pero la temperatura del Retorno condensado bajo retorno de condensado.

Ventajosamente, un tanque de la oleada en el condensado del proceso volver sistema acumulará el condensado del proceso cuando se sofocó la afluencia en el recipiente (7).
Un motor de vapor de derivación reducción de presión y de-superheating estación (106) puede funcionar para:

- Proporcionar calor de proceso durante períodos cuando la capacidad tampón de la energía térmica no es capaz de cubrir el déficit de calor de proceso. El caudal máximo de derivación puede ser predeterminado;

- Permitir la cobertura de seguro de la caldera en caso de viaje de motor de vapor; y

- Permiten calentar los conductos de flujo de vapor durante el arranque de la planta.

Una acción rápida de presión válvula de control (107) ventilación ventajosamente a la atmósfera a través de un atenuador de ruido proporciona una respuesta rápida a la subida de la presión durante los períodos de excesivo vapor excedente de alivio. El dispositivo de alivio de presión (105) se abre cuando la presión del vapor en el escape de la turbina de vapor se eleva por encima de la presión de funcionamiento seguro.

Ventajosamente es el caso queun control sistema comunicativamente acoplado a un flujo medio controlable se encuentra en el circuito de proceso (16) regula el flujo del proceso líquido en el recipiente (7) para operar su capacidad tampón térmico interno en respuesta al desequilibrio de la energía térmica. Una desviación de la presión de un valor predeterminado de set-point del líquido vaporizado secundaria puede ser una medida conveniente del desequilibrio térmico. Una señal de desviación de la presión de un sensor de detección de la presión del fluido secundaria vaporizada puede utilizarse como una entrada al sistema de control operable selectivamente aumentar o disminuir el flujo de proceso líquido en el espacio secundario (11) del buque (7) en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de un valor predeterminado de set-point de presión respectivamente del fluido secundario vaporizado, con el fin de regular la presión del fluido secundario Vaporícese, para mantener la presión del fluido secundario vaporizado substancialmente en el valor del set-point. Una "desviación

de la presión positiva" denota la presión mayor que el valor predeterminado de set-point.

El sistema de control más que comprende el sensor para la detección que del nivel de la superficie del líquido en el espacio secundario del buque (7) incluye un control de nivel maestro operable para impresionar a una señal en el gobernador de turbina de vapor (102) o la reducción de presión de vapor de proceso y desrecalentamiento estación (106) para selectivamente disminuir o aumentar la entrada de vapor principal en el espacio principal (10) del buque (7) en respuesta a un levantamiento o cayendo el nivel superficial del líquido en el espacio secundario (11) de un valor predeterminado de nivel (13) respectivamente, con el fin de regular el nivel superficial del líquido en el espacio de la secundario, en donde el aumento o disminución del nivel de líquido superficial de un valor predeterminado de nivel (13) es gradualmente refrenada. El control del nivel maestro puede ajustarse libremente permitiendo el nivel que suben y bajan en respuesta a los desequilibrios a corto plazo. Un algoritmo de control no-lineal puede utilizarse para control flojo nivel en el secundario del espacio, donde el control responde a pequeños errores con una pequeña ganancia; responde a grandes errores con una gran ganancia. Esto significa que en las cercanías del punto, el control permite el nivel a la deriva libremente. El set-point nivel predeterminado (13) se basa en la estimación del operador de la naturaleza de las variaciones de la carga de proceso en sentido descendiente y si el desequilibrio térmico más probable requerirá capacidad

adicional de acumulación o disminución de la cantidad de reserva confinados del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio secundario (11).

Ventajosamente, donde almacenamiento térmico externo está incorporada en el sistema junto con la capacidad tampón térmico interno, un sistema de control mantiene la presión de vapor de proceso activando el sistema de almacenamiento de energía térmica externa para mantener la presión de vapor de proceso y el nivel superficial del líquido en el espacio secundario (11) dentro de la gama definida por los altos nivel y bajos nivel límites de funcionamiento. Así, durante la activación del sistema de almacenamiento externo de energía térmica, el sistema de control aumenta el flujo de vapor de proceso de proporciónar el flujo de agua de proceso con agua caliente desde el almacenamiento de energía térmica externa por una válvula modulante de desviación de flujo cuando la detección de un déficit de vapor de proceso. Por el contrario el sistema de control disminuye el flujo de vapor de proceso retirando agua caliente para el almacenamiento de energía térmica externa y reemplazar con una cantidad igual de agua fría proceso al sentir un exceso de vapor de proceso.

Donde el buque (7) funciona con control de nivel constante sin la activación de la capacidad tampón térmico interno, un sistema de control a través de un flujo medio controlable se encuentra en el circuito de proceso (16) regula el flujo de agua de proceso en el recipiente (7) para mantener un nivel

estable de superficie líquido del líquido en el espacio secundario (11) de la nave.

Ventajosamente, donde opera el buque (7) en el control de nivel constante sin la activación de la capacidad tampón térmico interno pero junto con un almacenamiento de energía térmica externa, un sistema de control opera tal que el equilibrio de calor en el espacio secundario del buque (7) es regulado mediante variando el flujo de agua caliente en o fuera de la nave (7) en el sistema de almacenamiento externo a una velocidad controlable. Calor sobrante es obtenido y almacenado en las instalaciones de almacenamiento de energía térmica externa retirando agua caliente desde el espacio secundario (11), por conducto de la transferencia de agua caliente (37) y el control de nivel de reponer el agua retirado con proceso frío. Calor de déficit es restaurado por el flujo de agua de proceso con agua caliente desde el almacenamiento de energía térmica externa que proporcióna modulando la válvula de desvío (32). El Reglamento de retiro de agua caliente puede tampoco ser controlado por la actuación de una combinación de una válvula ON-OFF en la actuación de conducto (37) de transferencia de agua caliente con un variador de velocidad para los medios de bomba de transferencia de agua caliente o la bomba (33), o una combinación de una válvula ON-OFF con una válvula de flujo controlable en los conductos de agua caliente (37) para regular el flujo sin los medios de la bomba o bomba (33), donde la presión es suficiente por sí mismo a descargar el agua para el almacenamiento de energía térmica externa.

La representación de la turbina de vapor (102) es altamente simplificada y en algunos casos abarcaría más de una entrada y salida de puertos que operan en diferente entrada y salida vapor presiones y temperaturas. La turbina de vapor en algunos casos se compone de más de un cilindro acoplado juntos. La turbina de vapor en algunos casos puede ser una o varias etapas. El motor de vapor en algunos casos es un motor de vapor de vaivén.

Mientras que la presente invención se ha descrito como teniendo un diseño preferido, puede ser modificado más dentro del espíritu y el alcance de esta divulgación. Esta aplicación por lo tanto se destina a cubrir cualquier variaciones, aplicaciones o adaptaciones de la invención, utilizando sus principios generales. Además, esta aplicación se destina a cubrir tales salidas desde la divulgación presente ya vienen con un conocido o cliente práctica en el arte, al cual pertenece esta invención.

Mientras el preferido embodiment de la invención presente han demostrado y descritos, será evidente que esas encarnaciones son proporcionados por medio de ejemplos. Numerosas variaciones, cambios y sustituciones se producen a las de habilidad en el arte sin apartarse de la invención en el presente. En consecuencia, se pretende que la invención sea limitado sólo por el espíritu y el alcance de las reivindicaciones anexadas.

REIVINDICACIONES

1. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía, incluyendo los pasos de:

a. Generación de un flujo de vapor en un generador de vapor (120) de un flujo de agua de alimentación;

b. Dirección de un flujo generado de vapor de un generador de vapor (120) en un motor de vapor para producir energía mecánica y descargar un flujo de escape de vapor de los motores de vapor;

c. Dirección de o un flujo de vapor de escape de los motores de vapor o un flujo compuesto por una combinación de un escape de vapor de los motores de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para proporcionar energía térmica para un proceso en sentido descendiente;

Caracterizado en que el método adicional incluye los pasos de:

d. En al menos un recipiente (7), en donde el recipiente incluye un espacio primario (10) y un espacio secundario (11) en comunicación calefactora con pero con separación de los fluidos del otro, dicho espacio secundario contiene una cantidad de un fluido secundario en fase líquida,

Se introduce el flujo de vapor de proceso en el paso (c) en el espacio primario como vapor primario para vaporizar

Se introduce simultáneamente el fluido secundario en fase líquida como fluido de proceso en el espacio secundario

resultante en la precipitación del vapor primario como un condensado primario

Se dirige el fluido secundario vaporizado de paso (c) para impartir energía térmica para el proceso en sentido descendiente

Mientras se da el condensado primario del espacio principal.

2. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según el reclamo 1 en donde la temperatura del fluido de proceso es más baja que la temperatura del fluido secundario vaporizado.

3. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según el reclamo adicional, incluyendo el paso de 2:

En los períodos de direccionamiento del excedente del fluido secundario vaporizado al proceso en sentido descendiente, aumentando el caudal de la introducción del líquido de repuesto en el espacio secundario (11), reduciendo la salida del fluido secundario vaporizado en el paso (d) y acumulando una cantidad de reserva transitoriamente acumulada del fluido secundario en fase líquida en estado caliente en un espacio de depósito del espacio secundario, y durante los períodos de déficit del fluido secundario vaporizado dirigido al proceso en sentido descendiente, disminuyendo la tasa de introducción flujo de repuesto en el espacio secundario, aumentando la salida del fluido secundario vaporizado en el paso (d) y agotando la cantidad de reserva transitoriamente acumulada

del fluido secundario en fase líquida en un estado calentado en el espacio de reserva del espacio secundario por vaporización continua.

4. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 3 incluyendo el paso de entregar el condensado primario del paso (d) de vuelta al generador de vapor (120) como un flujo de agua de alimentación.

5. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 3, en donde el fluido de proceso introducido en el espacio secundario no compromete la energía térmica obtenida del condensado primario.

6. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació 3 en donde un caudal máximo del fluido de proceso durante la introducción del fluido de proceso en el espacio secundario (11) no sea menos de 1,3 veces la tasa de flujo de fluido de proceso para la capacidad nominal de evaporación continua máxima del recipiente (7).

7.Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 3, en

la cual una presión en el espacio primario (10) y una presión en el espacio secundario (11) son mayores que la presión atmosférica.

8.Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació3 en donde el fluido secundario en el espacio secundario (11) se mantiene en la presión y la temperatura sustancialmente constante.

9. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 3, en donde la generación del fluido secundario vaporizado incluye un proceso de evaporación de película delgada.

10. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació 9, en donde el proceso de evaporación de película fina incluye circular el fluido secundario en el espacio secundario (11) dibujando el fluido secundario en fase líquida y descargándolo sobre una superficie calentada por la corriente primaria.

11. Un método de producción y más utilizando la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 3, incluyendo el paso de: precalentamiento el fluido de proceso en al menos uno de los calentadores de agua de

alimentación (8) usando el fluido secundario vaporizado y posteriormente descargando el fluido de proceso precalentado en el espacio secundario.

12. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació 11, en donde al menos uno alimentador del calentador de agua (8) está configurado para eliminar los gases no condensables del fluido de proceso y posteriormente descargar el fluido de proceso tratado en el espacio secundario (11).

13. Un método de producción y más utilizando la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 3, incluyendo el paso de: retirar al menos una parte del fluido secundario vaporizado en al menos un condensador de vapor auxiliar (9) configurado para precipitar el fluido secundario vaporizado como un condensado secundario y descargar del condensado secundario en el espacio secundario (11), en donde la energía térmica en el espacio secundario se dispersa al exterior.

14. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació 11, incluyendo el paso de: dibujado del condensado secundario desde el condensador de vapor auxiliar y entrega del condensado secundario como un condensado de repuesto para el generador de vapor (120).

15. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según cualquiera de las reivindicaciones 2 y 3, incluyendo el paso de:

durante los períodos de exceso de fluido vaporizado secundario dirigido al proceso en sentido descendiente, retirar el fluido secundario caliente en fase líquida desde el espacio secundario (11) del recipiente (7) a un centro de almacenamiento de energía térmica externa; y reemplazando la misma cantidad de fluido secundario, que se retira de esta manera con el fluido de proceso en el espacio secundario (11), reduciendo así la salida de excedentes de energía térmica desde el espacio secundario y durante los períodos de déficit del fluido secundario vaporizado dirigido al proceso en sentido descendiente, introducir el fluido de proceso caliente en el espacio secundario de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa, reduciendo así la salida de energía térmica del déficit desde el espacio secundario.

16. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació3, incluyendo el paso de:

a. Aumentar o disminuir selectivamente la introducción del fluido de proceso en el espacio secundario (11) del recipiente (7), en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de un determinado punto de presión valor respectivamente del fluido secundario vaporizado, para regular la presión del fluido secundario vaporizado, en donde

la presión del fluido secundario vaporizado se mantiene substancialmente a la presión de un punto de referencia; y

b. Aumentar o disminuir selectivamente la entrada de vapor principal en el espacio primario en respuesta al aumento o disminución del nivel del líquido superficial en el espacio secundario de un nivel predeterminado de superficie (13) respectivamente para regular el nivel del líquido superficial en el espacio de la secundario, en donde la aumento o disminución del nivel líquido superficial de un nivel predeterminado de superficie (13) gradualmente se refrena.

17. Un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y una planta de energía según la reivindicació 3, incluyendo el paso de:

a. Determinación del caudal (R1) de fluido vaporizado secundario de salida desde el espacio secundario (11) midiendo el caudal (R2) del vapor primario que fluye en el espacio principal (10) y midiendo el caudal (R3) de líquido de repuesto que fluye en el espacio secundario (11), en donde

R1 = un. R2 - b. R3

Donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

hg_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

hf_o = entalpia del condensado primario descargado desde el espacio primario;

hg_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

hf_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

hf_2 = entalpia del agua de repuesto

18. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica incluyendo

a. Un medio para producir un flujo de vapor generado por un flujo de agua de alimentación; y

b. Un medio para recibir un flujo del vapor generado en un motor de vapor para producir energía mecánica y descargar un flujo de vapor de escape de vapor;

c. Un medio para dirigir o un flujo de vapor de escape del motor de vapor o un flujo compuesto por una combinación de un vapor de escape del motor de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para proporcionar energía térmica a un proceso en sentido descendiente

Caracterizado en ese arreglo que incluye la disposición adicional

Por lo menos un recipiente (7) donde en el mencionado recipiente se incluye un espacio primario (10) y uno secundario (11) en comunicación de calor pero con separación de un líquido del otro, dicho espacio secundario que contiene una cantidad de un fluido secundario en fase líquida y el recipiente (7) configurado para recibir el vapor en el espacio primario (10) como un vapor primario que imparte una energía térmica al espacio secundario (11), resultando en la precipitación del vapor primario como un condensado primario y el recipiente (7) incluye adicionalmente un medio para la introducción de un fluido secundario en fase líquida como

fluido de proceso en el espacio secundario (11), en donde dicho fluido secundario es evaporables usando la dicha energía térmica impartida en el espacio secundario (11) y un medio de soltar y dirigir cualquier fluido vaporizado secundario hacia el proceso en sentido descendiente y un medio para retirar el condensado primario.

19. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según el reclamo 18, en donde el espacio secundario (11) incluye

a. Un espacio de depósito para mantener una cantidad de fluido secundario en fase líquida;

b. Un medio para variar el caudal de agua de repuesto en el espacio secundario (11) sea proporcionado, en donde durante los períodos de exceso de fluido secundario vaporizado dirigido para el proceso en sentido descendente, el caudal del agua de repuesto aumenta, lo que reduce la salida del fluido secundario vaporizado y acumulando una cantidad transitoriamente confinada de reserva del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito; y

c. Durante los períodos de déficit de fluido vaporizado secundario dirigido para el proceso en sentido descendente, se reduce el caudal del fluido de proceso, así aumentar la salida del fluido secundario vaporizado y agotar la cantidad transitoriamente confinada de reserva del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito por vaporización continua.

20. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según cualquiera de las reivindicaciones 18 a 19, en las cuales un medio para entregar el condensado primario retirado como el flujo de agua de alimentación para la generación de vapor.

21. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según cualquiera de las reivindicaciones 18 a 19, en donde un medio para la transferencia de calor regenerativo entre el condensado primario y el fluido de proceso es excluido.

22. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según cualquiera de las reivindicaciones 18 a 19, en donde el recipiente (7) incluye un medio para un proceso de evaporación de película delgada para la vaporización del fluido secundario.

23. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 22, en donde los medios para el proceso de evaporación de película delgada incluye una pluralidad de tubos, cuyos tubos del vapor primario son fluidos, donde el fluido secundario es introducible sobre la superficie externa de los tubos.

24. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según

cualquiera de las reivindicaciones 18 a 19, incluye al menos un calentador de agua de alimentación (8) acoplado en comunicación fluida con espacio secundario (11) de por lo menos un recipiente (7) para precalentar el fluido de proceso usando el fluido vaporizado secundario y posteriormente descargar el fluido de proceso secundario precalentado en el espacio secundario (11).

25. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 24, en donde por lo menos un calentador de agua de alimentación (8) está acoplado al espacio secundario (11) de por lo menos un recipiente (7) para recibir el fluido vaporizado secundario para su funcionamiento y descargar el fluido de proceso precalentado en el espacio secundario (11).

26. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 24, en donde por lo menos un calentador de agua de alimentación (8) se configura para precalentar fluido de proceso introducible en el espacio secundario (11) a una temperatura substancialmente igual a la temperatura del fluido secundario vaporizado con un caudal máximo no menos de 1,3 veces el caudal de fluido de proceso requerido de la capacidad de evaporación nominal continua máxima del recipiente(7).

27. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según

la reivindicación 24, en donde al menos un calentador de agua alimentadora (8) se configura para quitar los gases no condensables del fluido de proceso y posteriormente descargar el fluido de proceso tratado en el espacio secundario (11).

28. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según cualquiera de las reivindicaciones 18 a 19, incluye además un medio para retirar al menos una parte del fluido secundario vaporizado en al menos un condensador de vapor auxiliar (9) configurado para precipitar el fluido secundario vaporizado como un condensado secundario y un medio para la descarga del condensado secundario en el espacio secundario (11), en donde la energía térmica en el espacio secundario se dispersa al exterior.

29. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 28, incluye además un medio para retirar un condensado secundario del condensador de vapor auxiliar (9) y un medio para entregar el condensado secundario como un condensado de repuesto para el generador de vapor (120).

30. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según cualquiera de las reivindicaciones 18 a 19, incluye además un medio para extraer fluido secundario caliente en fase líquida desde el espacio secundario (11) del recipiente (7) a un centro de almacenamiento de energía térmica externa; y un

medio para sustituir la misma cantidad de fluido secundario, que se retira de esta manera con fluido de proceso en el espacio secundario durante los períodos de exceso de fluido secundario vaporizado dirigido para el proceso en sentido descendente, y un medio para introducir líquido de repuesto caliente en el espacio secundario de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante períodos de déficit de fluido secundario vaporizado dirigido para el proceso en sentido descendente.

31. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 19, incluye además:

a. Un sistema de control que comprende al menos un sensor para la detección de la presión del fluido secundario vaporizado comunicativamente acoplado a un medio de flujo controlable situado en circuito introducible de fluido de proceso y operable para selectivamente aumentar o disminuir la introducción de líquido de repuesto en el espacio secundario en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada de la presión del punto fijo respectivamente del fluido secundario vaporizado, con el fin de regular la presión del fluido secundario vaporizado para mantenerlo substancialmente en el punto de ajuste de presión; y

b. Un sistema de control que comprende además al menos un sensor para la detección del nivel del líquido fluido secundario superficial y operable para selectivamente disminuir o aumentar la entrada de vapor principal en el

espacio primario (10) del recipiente (7), en respuesta a una aumento o disminución de nivel superficial del líquido en el espacio secundario (11) de un nivel predeterminado de superficie (13) respectivamente para regular el nivel dela superficie líquida en el espacio secundario, en donde poco a poco está restringido el aumento o disminución del nivel líquido superficial de un nivel predeterminado de superficie (13).

32. Un arreglo en una planta de generación combinada termoeléctrica para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 19, incluye además:

Un microprocesador en el cual se muestra una señal que denota el caudal (R1) de la salida del fluido secundario vaporizado del espacio secundario (11) es mostrado como salida en una señal que denota el caudal (R2) del flujo de vapor principal en el espacio primario (10) y una señal que denota el caudal (R3) del fluido de proceso que fluye en el espacio secundario (11) cuyas señales se introducen en el microprocesador,

En donde R1 es computado a partir de la fórmula, R1 = un. R2 - b. R3

Donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

hg_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

hf_o= entalpia del condensado primario descargado en el espacio primario;

hg_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

hf_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

hf_2 = entalpia del agua de repuesto

33. Un recipiente (7) para la separación de líquido y la proporción de capacidad de buffer de energía térmica, el mencionado recipiente incluye un espacio primario (10) y un espacio secundario (11) en comunicación de calor pero con separación de un líquido del otro, dicho espacio secundario contiene una cantidad de un fluido secundario en fase líquida, el recipiente (7) configurado para recibir un flujo de vapor en el espacio primario (10) como un vapor primario que imparte una energía térmica al espacio secundario (11), resultando en la precipitación del vapor primario como un condensado primario y el recipiente (7) incluye además un medio de introducción de un fluido secundario en fase líquida como fluido de proceso en el espacio secundario (11), en donde el fluido secundario es evaporable usando la mencionada energía térmica impartida en el espacio secundario (11) y los medios de salida y direccionamiento de cualquier líquido vaporizado secundario a un proceso en sentido descendente y un medio para retirar el condensado primario.

34. Un recipiente (7) según la reivindicación 33, en donde el espacio secundario (11) incluye

a. Un espacio de depósito para mantener una cantidad de fluido secundario en fase líquida;

b. Un medio para variar el caudal de agua de repuesto en el espacio secundario (11) es dado, en donde durante los períodos de exceso fluido secundario vaporizado dirigido para

el proceso en sentido descendente, el caudal del agua de repuesto aumenta, lo que reduce la salida del fluido secundario vaporizado y acumulando una cantidad de reserva transitoriamente confinada del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito; y durante los períodos de déficit de fluido secundario vaporizado dirigido a el proceso en sentido descendente, se reduce el caudal del fluido de proceso, así aumentando la salida del fluido secundario vaporizado y agotándola cantidad de reserva transitoriamente confinada del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de reserva por vaporización continua.

35. Un recipiente (7) según cualquiera de las reivindicaciones 33 a 34, en donde un medio para la transferencia de calor regenerativo entre el condensado primario y el fluido de proceso es excluido.

36. Un recipiente (7) según cualquiera de las reivindicaciones 33 a 34, en donde el recipiente (7) incluye un medio para un proceso de evaporación de película delgada para la vaporización del fluido secundario mencionado.

37. Un recipiente (7) según la reivindicación 36, en donde los medios para el proceso de evaporación de películas delgadas incluye una pluralidad de tubos a través del cual el vapor primario es fluido, donde el fluido secundario es introducible sobre la superficie externa de los tubos.

38. Un recipiente (7) según cualquiera de las reivindicaciones 33 a 34, incluye además al menos un calentador de agua de alimentación (8) acoplado en comunicación fluida con espacio secundario (11) del recipiente (7) para precalentar el fluido de proceso usando el fluido secundario vaporizado y posteriormente descargar el fluido de proceso secundario precalentado en el espacio secundario (11).

39. Un recipiente (7) según la reivindicació36, en donde al menos un calentador de agua de alimentación (8) está acoplado al espacio secundario (11) del recipiente (7) para recibir el fluido secundario vaporizado para su funcionamiento y descargar el fluido de proceso precalentado en el espacio secundario (11).

40. Un recipiente (7) según la reivindicación 36, en donde por lo menos un calentador de agua de alimentación (8) está configurado para precalentar fluido de proceso introducible en el espacio secundario (11) a una temperatura substancialmente igual a la temperatura del fluido secundario vaporizado con un caudal máximo de no menos de 1,3 veces el caudal de fluido de proceso necesario para la capacidad de evaporación continua máxima nominal del recipiente (7).

41. Un recipiente (7) según la reivindicación 36, en donde al menos un calentador de agua de alimentación (8) se configura para quitar los gases no condensables del fluido de proceso y

posteriormente descargar el fluido de proceso tratado en el espacio secundario (11).

42. Un recipiente (7) según cualquiera de las reivindicaciones 33 a 34, incluye además un medio para retirar al menos una parte del fluido secundario vaporizado en al menos un condensador de vapor auxiliar (9) configurado para precipitar el fluido secundario vaporizado como un condensado secundario y un medio de descarga del condensado secundario en el espacio secundario (11), en donde la energía térmica en el espacio secundario se dispersa al exterior.

43. Un recipiente (7) según cualquiera de las reivindicaciones 33 a 34, incluye además un medio para extraer el fluido secundario caliente en fase líquida desde el espacio secundario (11) del recipiente (7) a un centro de almacenamiento de energía térmica externa; y un medio para sustituir la misma cantidad de fluido secundario, que se retira de esta manera con fluido de proceso en el espacio secundario durante los períodos de exceso del fluido secundario vaporizado dirigido para el proceso en sentido descendente, y un medio para introducir el fluido de proceso caliente en el espacio secundario de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante los períodos de déficit del fluido secundario vaporizado dirigido para el proceso en sentido descendiente.

44. Un recipiente (7) según la reivindicación 34, incluye además:

a. Un sistema control de que comprende al menos un sensor para la detección de la presión del fluido secundario vaporizado comunicativamente acoplado a un medio controlable de flujo situado en circuito introducible de fluido de proceso y operable para selectivamente aumentar o disminuir la introducción de fluido de proceso en el espacio secundario (11) en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del punto fijo respectivamente del fluido secundario vaporizado, con el fin de regular la presión del fluido secundario vaporizado para mantenerlo substancialmente en el punto de ajuste de presión; y

b. Un sistema de control que comprende al menos un sensor para la detección del nivel del líquido fluido secundario superficial y operable para selectivamente disminuir o aumentar la entrada de vapor principal en el espacio principal (10) del recipiente (7), en respuesta a una aumento o disminución de nivel superficial del líquido en el espacio secundario (11) de un nivel predeterminado superficial (13) respectivamente para regular el nivel del líquido superficial en el espacio secundario, en donde el aumento o disminución del nivel del líquido superficial de un nivel predeterminado superficial (13)está restringido gradualmente.

45. Un recipiente (7) según la reivindicación 34, incluye además:

Un microprocesador en el cual se muestra una señal que denota el caudal (R1) de la salida del fluido secundario vaporizado del espacio secundario (11) es mostrado como salida en una

señal que denota el caudal (R2) del flujo de vapor principal en el espacio primario (10) y una señal que denota el caudal (R3) del fluido de proceso que fluye en el espacio secundario (11) cuyas señales se introducen en el microprocesador,

En donde R1 es computado a partir de la fórmula, R1 = un. R2 - b. R3

Donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

hg_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

hf_o = entalpia del condensado primario descargado en el espacio primario;

hg_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

hf_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

hf_2 = entalpia del agua de repuesto

46. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, incluyendo los pasos de:

a. Generación de un flujo de vapor en un generador de vapor (120) de un flujo de agua de alimentación;

b. Dirección del flujo del vapor del generador de vapor (120) en un motor de vapor para producir energía mecánica y descargar de vapor de escape del motor de vapor;

c. Dirección de o un flujo de vapor de escape de los motores de vapor o un flujo compuesto por una combinación de vapor de escape desde el motor de vapor y el vapor complementario de

un generador de vapor como vapor de proceso para un proceso en sentido descendente;

d. Dirección de una porción del escape de vapor a una presión no inferior a la presión del vapor de proceso como calefacción de vapor para calentar un agua de repuesto introducible en por lo menos un recipiente de almacenamiento (60), confinando el agua de repuesto climatizada transitoriamente en por lo menos un recipiente de almacenamiento (60), quitando el agua caliente confinada en el recipiente de almacenamiento (60) y aplicando el agua caliente para un uso beneficioso; y en donde la temperatura del agua de repuesto introducida en el recipiente de almacenamiento (60) es inferior a la temperatura de saturación del vapor de escape utilizado para calentar el agua de repuesto

Caracterizado en que el método adicional incluye los pasos de:

e. Durante los períodos de flujo en exceso del vapor de proceso en el paso (c), aumentando la introducción de agua de repuesto para la calefacción, reduciendo el flujo excedente del vapor de proceso en el paso (c) y acumulando una cantidad de reserva transitoriamente confinada del agua caliente en el recipiente de almacenamiento (60) y durante los períodos de déficit del flujo de vapor de proceso en el paso (c), reduciendo la introducción de agua de repuesto para la calefacción, reduciendo el flujo de vapor de proceso en el paso (c) y agotando la cantidad de reserva transitoriamente confinada del agua caliente en el recipiente de

almacenamiento (60) continuando con el suministro de un flujo de agua caliente para su uso beneficioso.

47. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma según la reivindicación 46 en donde el agua caliente se calienta y se mantiene a una presión y temperatura sustancialmente constantes.

48. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de palma según la reivindicación 46 en donde el agua caliente se calienta a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura de saturación del vapor de escape utilizado para calentar el agua de repuesto.

49. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de palma según la reivindicación 46 en donde el vapor de proceso se utiliza para calentar el agua de repuesto.

50. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicación 46 en donde el uso beneficioso comprende el flujo de agua de alimentación al generador de vapor (120)

51. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicación de 46, un caudal máximo de agua de repuesto

durante la introducción del agua de repuesto en el recipiente de almacenamiento (60) es no menos de 1,3 veces la tasa de flujo de flujo requerido de agua de repuesto para el suministro continuo máximo nominal de agua caliente para el uso beneficioso.

52. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicación de 46, incluyendo el paso de: precalentamiento el fluido de proceso en al menos un calentador de agua de alimentación (70) junto con una comunicación fluida con por lo menos un recipiente de almacenamiento (60) usando el vapor de calefacción y posteriormente descargando el agua de repuesto precalentada en el recipiente de almacenamiento.

53. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicación 52, en donde al menos un calentador de agua de alimentación (70) está configurado para eliminar los gases no condensables del agua de repuesto y posteriormente descargar el agua de repuesto tratada en el recipiente de almacenamiento (60).

54. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicació46, incluyendo el paso de:
durante los períodos de exceso flujo de vapor de proceso, retirar el agua caliente del recipiente de almacenamiento (60) a un centro de almacenamiento de energía térmica

externa; y reemplazando la misma cantidad de agua, que se retira en esta forma con agua de repuesto en el calentador de agua de alimentación (70), reduciendo así el flujo excedente del vapor de proceso, y durante los períodos de déficit de flujo del vapor de proceso, introducir agua de repuesto caliente en el calentador de agua de alimentación (70) de la instalación de almacenamiento de energía térmica exterior, reduciendo así el déficit de flujo del vapor de proceso.

55. Un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicación 46, incluyendo el paso de:

a. Aumentar o disminuir selectivamente la introducción de agua de repuesto para la calefacción en el recipiente de almacenamiento (60) en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del punto fijo respectivamente de vapor de proceso, con el fin de regular la presión de vapor de proceso, en donde se mantiene la presión del vapor proceso substancialmente en la presión del punto fijo; y

b. Aumentar o disminuir selectivamente la salida de vapor de proceso en el paso (c) para el proceso en sentido descendente en respuesta a un aumento o disminución del nivel superficial del líquido en el recipiente de almacenamiento (60) de un nivel predeterminado superficial (61) respectivamente, para regular el nivel superficial del líquido, en el cual el aumento o disminución del nivel superficial del líquido en el recipiente de un nivel predeterminado superficial (13) es restringido gradualmente

56. Un método de producción y más utilizando la energía térmica en un molino de aceite de Palma, según la reivindicación 46, incluyendo el paso de:

a. Determinar el caudal (R1) de vapor de proceso a un proceso en sentido descendente midiendo el caudal (R2) de flujo de vapor de escape y el caudal (R3) de medición de caudal de agua de repuesto en el recipiente de almacenamiento (60),

En donde R1 = R2 - una. R3

Donde $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia de un flujo de vapor de escape;

HF_1 = entalpia del agua calentada en el recipiente (60);

HF_2 = entalpia del agua de repuesto

57. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica incluye

Un medio para producir un flujo de vapor en un generador de vapor (120) de un flujo de agua de alimentación;

Un medio para recibir un flujo de vapor en un motor de vapor (102) para producir energía mecánica y descargar el vapor de escape del motor de vapor;

Un medio para dirigir un flujo de vapor de escape del motor de vapor o un flujo compuesto por una combinación del vapor de escape del motor de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para un proceso en sentido descendente

Un medio para dirigir una porción del vapor de escape a una presión no inferior a la presión del vapor de proceso como calefacción de vapor para calentar un agua de repuesto

introducible en por lo menos un recipiente de almacenamiento (60), para limitar el agua de repuesto climatizada transitoriamente en por lo menos un recipiente de almacenamiento (60), para eliminar el agua caliente confinada en el recipiente de almacenamiento (60) y aplicar el agua caliente para un uso beneficioso; y en donde la temperatura del agua de repuesto introducida en el recipiente de almacenamiento (60) es menor que la temperatura de saturación del vapor de calefacción utilizado para calentar el agua de repuesto

Caracterizado que incluye la disposición adicional

Un medio para variar el caudal de agua de repuesto en el recipiente de almacenamiento (60) es dado, en donde durante períodos de exceso de vapor de proceso dirigido al proceso en sentido descendente, el caudal del agua de repuesto aumenta, lo que reduce la salida del vapor de proceso y acumulando una cantidad de reserva transitoriamente confinada del agua caliente en el recipiente de almacenamiento; y durante los períodos de déficit de vapor de proceso dirigido al proceso en sentido descendente, se reduce el caudal del fluido de proceso, así aumentando la salida del vapor de proceso y agotando la cantidad de reserva transitoriamente confinada del agua caliente en el recipiente (60) continuando a suministrar un flujo de agua caliente para el uso benéfico.

58. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 57, en donde el agua caliente se calienta y se mantiene en una presión y temperatura sustancialmente constante.

59. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 57, en donde el vapor de proceso suministra el vapor caliente.

60. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 57, en donde el agua caliente se calienta a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura de saturación del vapor caliente.

61. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 57, en donde el uso beneficioso comprende el flujo de agua de alimentación al generador de vapor (120)

62. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 57, incluye además al menos un calentador de agua de alimentación (70) junto con una comunicación fluida con al menos un recipiente (60) para precalentar el agua de repuesto usando el vapor de calefacción y posteriormente descargar el agua de repuesto precalentada en el recipiente de almacenamiento (60).

63. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 62, en donde al menos un calentador de agua de alimentación (60)

descarga el agua de repuesto precalentada en el recipiente de almacenamiento (60).

64. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicació62, en donde se configura por lo menos un calentador de agua de alimentación (70) para precalentar el agua de repuesto a una temperatura substancialmente igual a la temperatura de saturación de la calefacción de vapor a una velocidad de flujo máxima no menos de 1,3 veces el caudal de flujo del agua de repuesto necesaria para el suministro nominal continuo máximo de agua caliente para el uso beneficioso.

65. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 62, en donde al menos un calentador de agua de alimentación (70) está configurado para eliminar los gases no condensables del agua de repuesto y posteriormente descargar el agua de repuesto tratada en el recipiente de almacenamiento (60).

66. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicació57, incluye además un medio para retirar el agua caliente del recipiente de almacenamiento (60) a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante los períodos de exceso de flujo del vapor de proceso para el proceso en sentido descendente; y un medio para sustituir la misma cantidad de agua que se extrae de esta forma con agua de repuesto en el calentador de agua de alimentación (70)y un medio para

introducir agua de repuesto caliente en el calentador de agua de alimentación (70) de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante los períodos de déficit del flujo de vapor de proceso.

67. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicació57, además incluye

a. Un sistema de control compuesto por al menos un sensor para la detección de la presión del vapor de proceso, cuyo sensor está comunicativamente acoplado a un medio de flujo controlable situado en un circuito de repuesto y operable para selectivamente aumentar o disminuir la introducción de agua de repuesto para la calefacción en el recipiente de almacenamiento (60) en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del punto fijo respectivamente del vapor de proceso, con el fin de regular la presión del vapor de proceso, en donde la presión del vapor de proceso es mantenida sustancialmente en la presión del punto fijo; y

b. El sistema de control adicional incluye al menos un sensor para la detección del nivel de agua caliente en el depósito de almacenamiento (60) y es operable para selectivamente disminuir o aumentar la salida de vapor de proceso para el proceso en sentido descendente en respuesta a un aumento o disminución del nivel superficial de agua caliente en el recipiente de almacenamiento (60) de la superficie de un determinado nivel respectivamente, con el fin de regular el nivel superficial de agua caliente, en

donde el aumento o disminución del nivel superficial de agua caliente en el recipiente de almacenamiento de un nivel predeterminado de superficie es restringido gradualmente.

68. Un arreglo en un molino de aceite de Palma para producir y utilizar energía térmica según la reivindicación 57, además incluye:

Un microprocesador en el cual se muestra una señal que denota el caudal (R1) de la salida del fluido secundario vaporizado del espacio secundario (11) es mostrado como salida en una señal que denota el caudal (R2) del flujo de vapor principal en el espacio primario (10) y una señal que denota el caudal (R3) del fluido de proceso que fluye en el espacio secundario (11) cuyas señales se introducen en el microprocesador,

En donde R1 es computado a partir de la fórmula, R1 = un. R2 - b. R3

Donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

hg_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

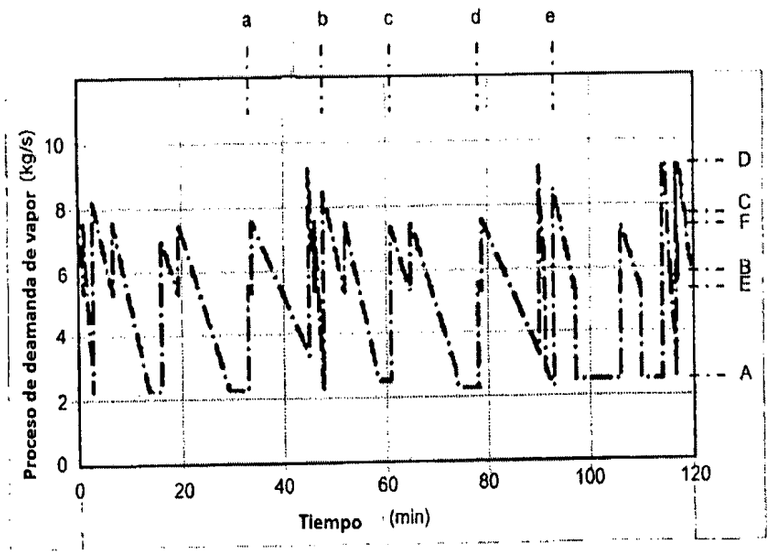
hf_o = entalpia del condensado primario descargado en el espacio primario;

hg_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

hf_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

hf_2 = entalpia del agua de repuesto.

Dibujos



Figur 1 – Apoyo cíclico de desequilibrio térmico

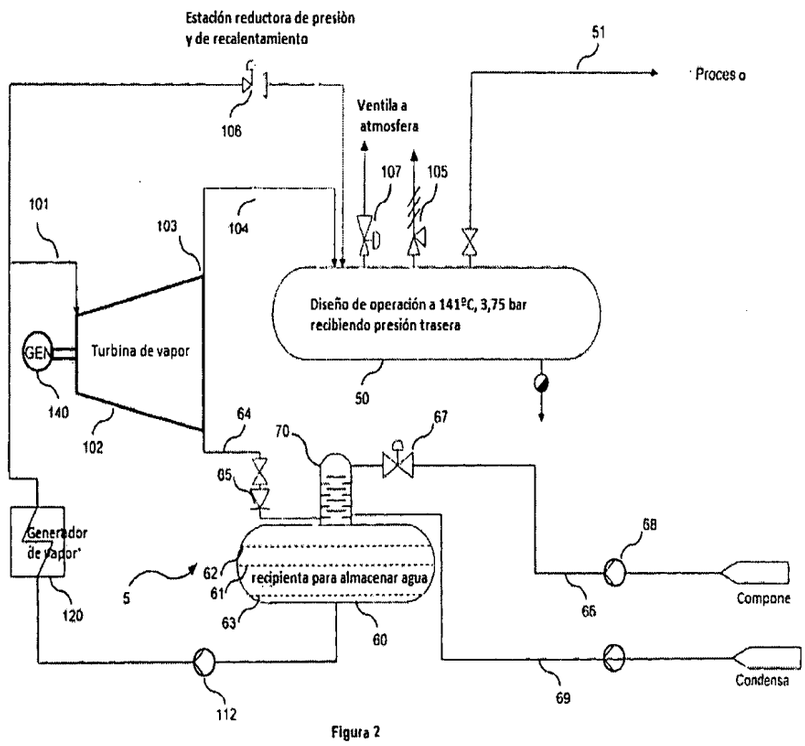


Figura 2

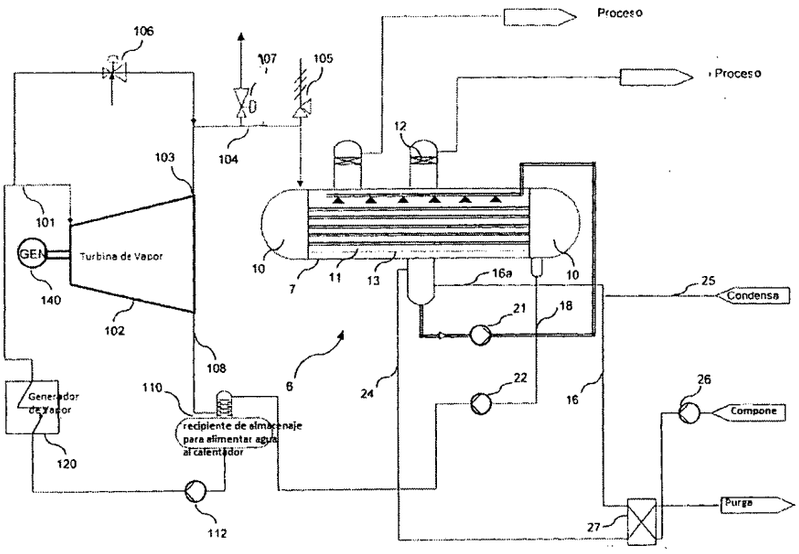


Figura 3

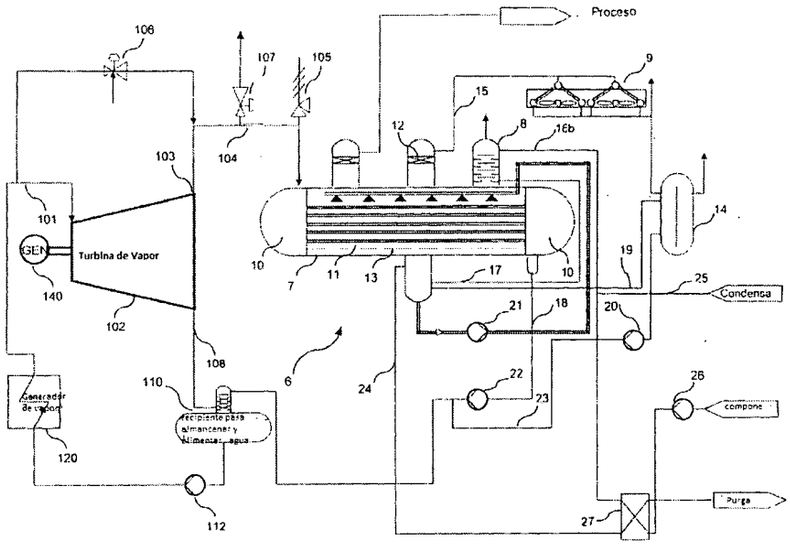


Figura 4

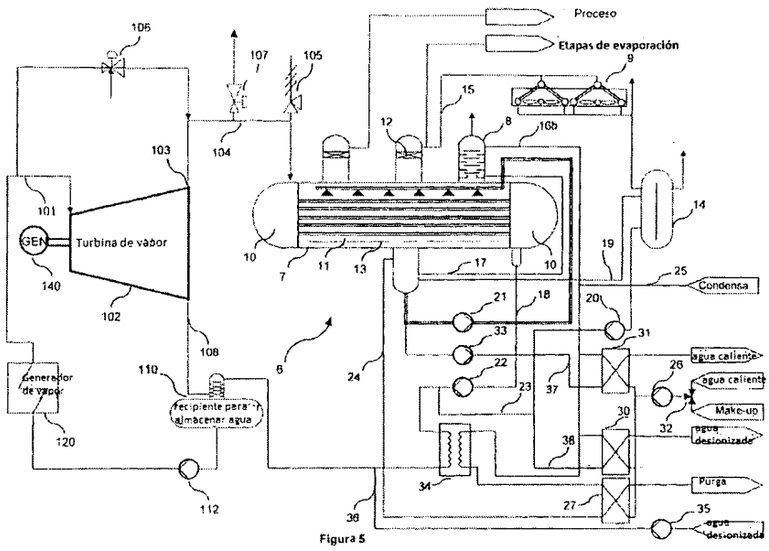


Figura 5

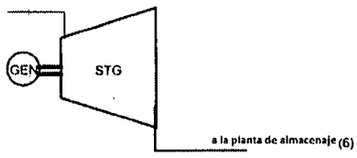


Figura 6.1.-Turbina recta de presión trasera

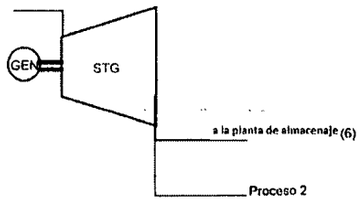


Figura 62 .-Turbina recta de presión trasera

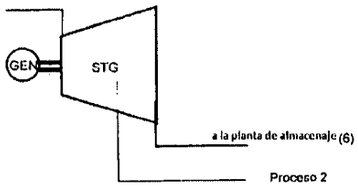


Figura 6.3. - Extracción de Turbina de presión trasera

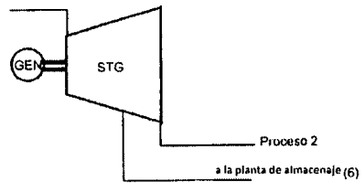


Figura 6.4. - Extracción de Turbina de presión trasera

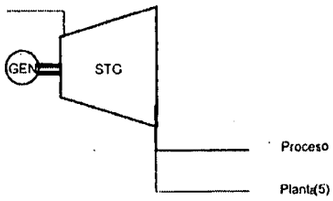


Figura 6.5. Turbina Directa de Presión trasera

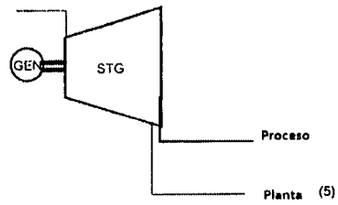


Figura 6.6. Turbina directa de presión trasera con purga LP para alimentar calor

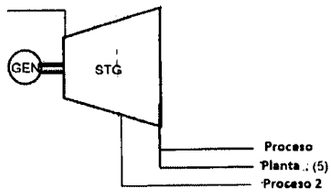


Figura 6.7 - Extracciòn turbina de presión trasera

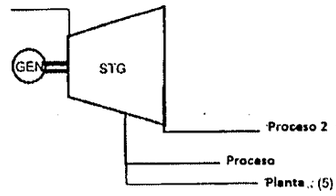


Figura 6.8 - Extracciòn turbina de presión trasera

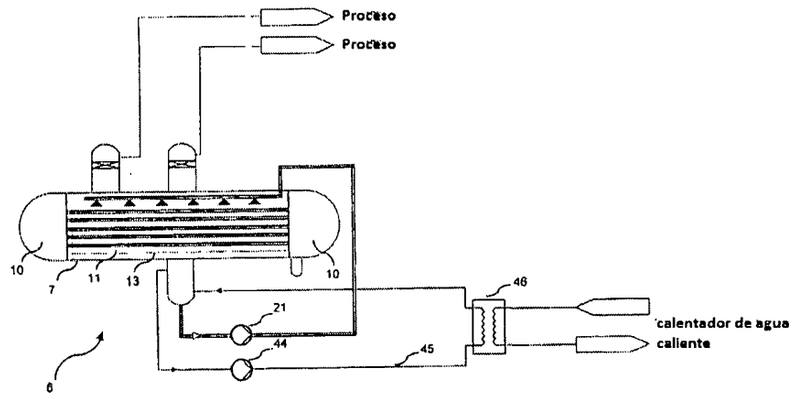


Figura 7a - servicio de calentamiento de agua

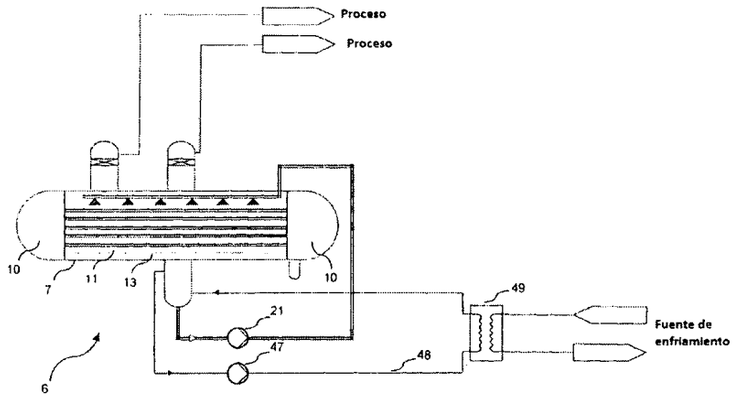


Figura 7b - Disipador térmico externo (agua de rio, torre de enfriamiento, etc)

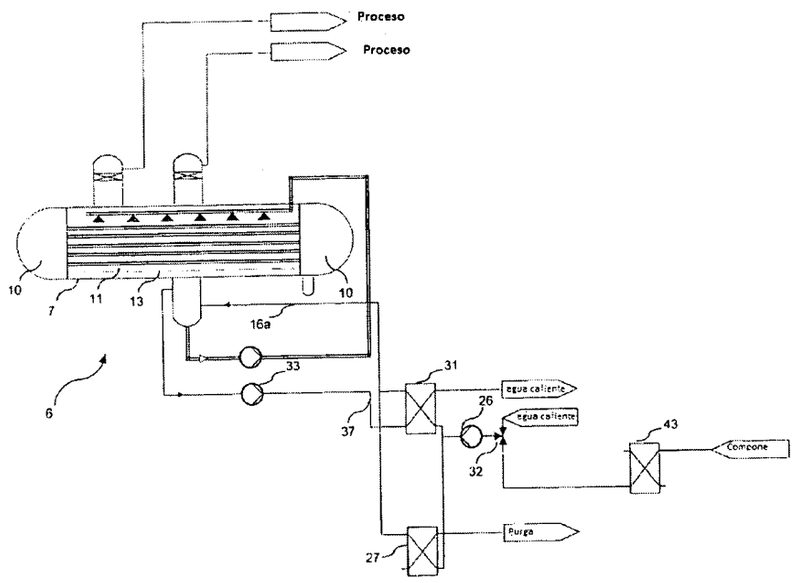


Figura 7c - Recuperador de calor perdido de bajo grado

BREVE DESCRIPCION DE LOS GRÁFICOS

Los atributos mencionados anteriormente y otras características y componentes de esta invención y la forma de obtenerlos, serán más y más visibles y la invención misma será mejor entendida por referencia a la siguiente descripción de la construcción del invento junto con los gráficos que lo acompañan, en los que:

La figura 1 muestra un ejemplo de un perfil de carga de vapor como proceso río abajo, en una planta de extracción de aceite de palma típica que muestra una carga cíclica sostenida.

La figura 2 muestra un arreglo para un sistema de electricidad y calor combinado usado en una planta molinera de aceite de palma en una primera versión de este invento.

La figura 3 muestra un arreglo para un sistema de electricidad y calor combinado usado en una planta molinera de aceite de palma en una segunda versión de este invento.

La figura 4 muestra un arreglo para un sistema de electricidad y calor combinado usado en una planta molinera de aceite de palma en una tercera versión de este invento.

La figura 5 muestra un arreglo para un sistema de electricidad y calor combinado usado en una planta molinera de aceite de palma en una cuarta versión de este invento.

Las figuras 6.1 y 6.2 muestran secciones de arreglos para un sistema de electricidad y calor combinado usado en una planta molinera de aceite de palma relacionado con la planta contenedora (6) en la cuarta y quinta versión de este invento respectivamente.

Las figuras 6.3 y 6.4 muestran secciones de un arreglo entre la electricidad del sistema y calor combinado usado en la planta del molino de aceite de palma relacionado con la planta de vasija (6) en la sexta y séptima construcción, respectivamente, de este invento.

Las figuras 6.5 y 6.6 muestran secciones de un arreglo entre la electricidad del sistema y calor combinado usado en la planta del molino de aceite de palma relacionado con la planta de vasija (5) en la construcción primera y octava, respectivamente, de este invento.

Las figuras 6.7 y 6.8 muestran secciones de un arreglo entre la electricidad del sistema y calor combinado usado en la planta del molino de aceite de palma relacionado con la planta de vasija (5) en la novena y décima construcción, respectivamente, de este invento.

La figura 7a muestra un diagrama esquemático de este invento indicando una opción adicional para proporcionar servicio de calefacción de agua caliente para procesos externos en cualquier otra construcción de esta invención como se muestra en las figuras 1 a la 6.4.

La figura 7b muestra un diagrama esquemático de este invento indicando una opción adicional para incorporar un disipador de calor externo que remueva el exceso de calor de la vasija por medio de agua de rio o una torre de enfriamiento en cualquier otra construcción de esta invención como se muestra en las figuras 1 a la 6.4.

La figura 7c muestra un diagrama esquemático de este invento indicando una opción adicional para incorporar un desperdicio mínimo de recuperación de calor en cualquier otra construcción de esta invención como se muestra en las figuras 1 a la 6.4.

Una construcción preferida de esta invención es descrita en detalle con referencia a los gráficos que la acompañan. Se pretende, sin embargo, que a menos que se especifique una particularidad, las dimensiones, el material, posiciones relativas y demás elementos de las partes constituyentes en la construcción, deberán ser interpretadas solo de forma ilustrativa y no como un limitante del alcance de la presente invención.

RESUMEN DE LA INVENCIÓN

En uno de los aspectos esta invención relaciona a un método de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y planta de energía, incluyendo los pasos de:

a. generar un flujo de vapor en un generador de vapor de un flujo de agua de alimentación;

b. dirigir un flujo generado de vapor de un generador de vapor en un motor de vapor para producir energía mecánica y descarga un flujo de escape de vapor de la locomotora;

c. dirigir o un flujo de vapor de escape de los motores de vapor o un flujo compuesto por una combinación de un escape de vapor de la locomotora de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para proporcionar energía térmica para un proceso en sentido descendiente; caracterizado en que el método adicional incluye los pasos de:

d. en al menos un vaso, en donde el buque incluye un espacio primario y una secundaria en comunicación de calor pero con separación líquido del otro, dicho espacio secundario contiene una cantidad de un fluido secundario en fase líquida, introducir el flujo de vapor de proceso en el paso (c) en el espacio primario como vapor primario para vaporizar

al mismo tiempo introducir el fluido secundario en fase líquida como fluido de proceso en el espacio secundario resultante en la precipitación del vapor primario como un condensado primario dirigir el fluido secundario vaporizado de paso (c) para impartir energía térmica para el proceso en sentido descendiente mientras dando el condensado primario del espacio principal.

e. durante los períodos de exceso fluido secundario vaporizado dirigida para el proceso en sentido descendiente, aumentando el caudal de la introducción del líquido en el espacio secundario, proceso reduciendo la salida del fluido secundario vaporizado en el paso (d) y acumulando una cantidad de reserva transitorio confinados del fluido secundario en líquido de fase en estado caliente en un espacio de depósito del espacio secundario y durante los períodos de déficit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente, disminuyendo la tasa de flujo de introducción del líquido en el espacio secundario, así aumentando la salida del fluido secundario vaporizado en el paso (d) y agotamiento de la cantidad de reserva transitorio confinados del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio del embalse del espacio secundario por vaporización continua; proceso

f. entrega el condensado primario de paso (d) volver al generador de vapor como un flujo de agua de alimentación.

La temperatura del fluido de proceso es menor que la temperatura del fluido secundario vaporizado. El fluido de proceso introducido en el espacio secundario no comprenden la energía térmica obtenida del condensado primario. Un caudal máximo del fluido durante la introducción de proceso líquido en el espacio secundario de proceso no es inferior a 1,3 veces el caudal de fluidos necesarios para la continua máxima nominal capacidad evaporativa de la nave. Una presión en el espacio primario y una presión en el espacio secundario son mayores que la presión atmosférica. El fluido secundario en el espacio secundario se mantiene a temperatura y presión sustancialmente constante. La generación del fluido secundario vaporizado incluye un proceso de evaporación de película delgada. El proceso de evaporación de película fina incluye circula el fluido secundario en el espacio secundario dibujando el fluido secundario en fase líquida y lo descarga en una superficie calentada por la corriente del primaria.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: precalentamiento el fluido de proceso en al menos un calentador de agua de alimentación usando el fluido secundario vaporizado y posteriormente descarga el fluido de proceso precalentado en el espacio secundario.

Calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para quitar los gases no condensables del proceso líquido y vierten posteriormente el líquido tratado de proceso en el espacio secundario.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: retirar al menos una parte del fluido secundario vaporizado en un condensador de vapor auxiliar al menos uno configurado para precipitar el fluido secundario vaporizado como un condensado de secundario y descarga del condensado secundario en el espacio secundario, en el cual se dispersa una energía térmica en el espacio secundario a campo abierto.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: dibujo del condensado secundario del condensador de vapor auxiliar y entregar el condensado secundario como un condensado de proceso para el generador de vapor.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: durante los períodos de superávit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente, retirar el fluido secundario caliente en fase líquida desde el espacio secundario del buque a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa; y reemplazando la misma cantidad de fluido secundario, que se retira de esta manera con el fluido de proceso en el espacio secundario, reduciendo así la salida de excedentes de energía térmica desde el espacio secundario y durante los períodos de déficit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente, introducir líquido caliente proceso en el espacio secundario de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa, reduciendo así la salida de energía térmica del déficit desde el espacio secundario.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: selectivamente aumentando o disminuyendo la introducción del líquido de proceso en el espacio secundario del buque en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del set-point respectivamente del fluido secundario vaporizado, con el fin de regular la presión del fluido secundario Vaporícesed , en donde la presión del fluido secundario vaporizado se mantiene substancialmente en la presión del set-point; y gradualmente se refrena selectivamente disminuyendo o aumentando la entrada de vapor principal en el espacio principal en respuesta a un nivel superficial líquido ascendente o descendente en el espacio secundario de un nivel predeterminado de superficie respectivamente con el fin de regular el nivel superficial del líquido en el espacio de la secundario, en donde la subida o caída de la superficie líquida nivel de un nivel predeterminado de superficie.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: determinar el caudal (R1) de salida de líquido vaporizado secundario el espacio secundario midiendo la velocidad de flujo (R2) del vapor primario que fluye en el espacio primario y medir el caudal (R3) de líquido de proceso que fluye en el espacio de la secundario, en donde R1 = un. R2 - b. R3

donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

HF_o = entalpia del condensado primario descargado espacio primario;

HG_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

HF_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

HF_2 = entalpia del agua de proceso

En otro aspecto aún más esta invención se refiere a un arreglo en una producción combinada de calor y planta de energía en un molino de aceite de palma para producir y utilizar energía térmica incluyendo en particular: un medio para producir un flujo de vapor generado por un flujo de agua de alimentación, un medio para recibir un flujo del vapor generado en un motor de vapor para producir energía mecánica y un flujo de vapor de escape del motor de vapor de la descarga; un medio para dirigir un flujo de vapor de escape del motor de vapor o un flujo compuesto por una combinación de un escape de vapor de la locomotora de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para proporcionar energía térmica a un proceso en sentido descendiente, caracterizado en que incluye el arreglo más, por lo menos un recipiente en donde dicho buque incluye un espacio primario y una secundaria en comunicación de calor pero con separación líquido del otro, dijo espacio secundario que contiene una cantidad de un fluido secundario en fase líquida y el buque configurada para recibir el vapor en el espacio primario como un vapor primaria que imparte una energía térmica al espacio secundario resultando en la

precipitación del vapor primario como un condensado primario, y el buque más incluye un medio de la introducción de un fluido secundario en fase líquida como fluido de proceso en el espacio secundario, en donde dicho fluido secundario es evaporables usando la dicha energía térmica impartida en el espacio de la secundario, y un medio de salida y dirigir cualquier vaporizado fluido secundario en el proceso aguas abajo y un medio para retirar el condensado primario. Tél secundaria espacio incluye un espacio de depósito para mantener una cantidad de fluido secundario en fase líquida, se proporciona un medio para variar el caudal de agua de proceso en el espacio de la secundario, en donde durante los períodos de exceso fluido secundario vaporizado dirigida para el proceso en sentido descendiente, el caudal del agua proceso se incrementa, lo que reduce la salida del fluido secundario vaporizado y acumulando una cantidad de reserva transitorio confinados del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito; y durante los períodos de déficit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente, se reduce el caudal del fluido de proceso, así aumentando la salida del fluido secundario vaporizado y agotar la cantidad de reserva transitorio confinados del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito por vaporización continua. Se proporciona un medio para entregar el condensado primario retirado como el flujo de agua de alimentación para la generación de vapor. Un medio para el traspaso térmico regenerativo entre el condensado primario y el fluido de proceso está excluido. El barco incluye un medio

para un proceso evaporativo película delgada para la vaporización del fluido secundario. Los medios para que el proceso de evaporación de película fina incluyen una pluralidad de tubos a través de la cuales los tubos del vapor primario es fluido, donde el fluido secundario es introducible sobre la superficie externa de los tubos. En otro embodiment, el método más incluye al menos un calentador de agua de alimentación juntado en comunicación fluida con espacio secundario del buque por lo menos un precalentar el fluido de proceso usando el fluido secundario vaporizado y posteriormente a la descarga del fluido secundario precalentado proceso en el espacio secundario. El calentador de agua de alimentación se acopla al espacio de la nave por lo menos uno para recibir el líquido vaporizado secundario para su funcionamiento y descarga el fluido de proceso precalentado en el espacio secundario secundario. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para precalentar fluido proceso introducible en el espacio secundario a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura del fluido secundario vaporizado con un caudal máximo de no menos de 1,3 veces el caudal de fluido de proceso requiere de la capacidad de evaporación nominal continua máxima del buque. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para quitar los gases no condensables del proceso líquido y posteriormente a la descarga del líquido tratado proceso en el espacio secundario. En otro embodiment, el arreglo más incluye un medio para retirar al menos una parte del fluido secundario vaporizado en un condensador de vapor auxiliar al menos uno

configurado para precipitar el fluido secundario vaporizado como un condensado de secundario y los medios de descarga del condensado secundario en el espacio secundario, en el cual se dispersa una energía térmica en el espacio secundario a la abierta.

En otro embodiment, el arreglo más incluye un medio para retirar un condensado secundario del condensador de vapor auxiliar y un medio para entregar el condensado secundario como un condensado de proceso para el generador de vapor. En otro embodiment, el arreglo más incluye un medio para extraer fluido secundario caliente en fase líquida desde el espacio secundario del buque a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa; un medio para sustituir la misma cantidad de fluido secundario, que se retira de esta manera con fluido de proceso en el espacio secundario durante los períodos de superávit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente y un medio para introducir líquido caliente proceso en el espacio secundario de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante períodos de déficit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente. En otro embodiment, el arreglo adicional incluye: un sistema de control compuesto por al menos un sensor para la detección de la presión del fluido secundario vaporizado comunicativamente acoplado a un medio de flujo controlable situado en circuito introducible proceso fluido y operable para selectivamente aumentar o disminuir la introducción de líquido en el espacio secundario en respuesta a una

desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del set-point respectivamente del fluido secundario vaporizado de proceso, con el fin de regular la presión del fluido secundario vaporizado para mantenerlo substancialmente en el punto de ajuste de presión; y el sistema de control más que comprende al menos un sensor para la detección del nivel del líquido fluido secundario superficial y más operable a selectivamente disminuir o aumentar la entrada de vapor principal en el espacio principal del buque en respuesta a una subida o caída de nivel superficial del líquido en el espacio secundario de un nivel predeterminado de superficie respectivamente para regular la superficie líquida nivel en el espacio secundario, en donde la subida o bajada del nivel líquido superficial de un nivel predeterminado de superficie está restringido gradualmente.

En otro embodiment, incluye el arreglo más: un microprocesador en el cual una señal que denota el caudal (R1) del fluido secundario vaporizado salida de flujo desde el espacio secundario se muestra como salida en una señal que denota el caudal (R2) del flujo de vapor principal en el espacio primario y una señal que denota el caudal (R3) del fluido proceso fluyen en el espacio secundario que las señales se introducen en el microprocesador, en donde R1 es computado a partir de la fórmula, R1 = un. R2 - b. R3

donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

HF_o = entalpia del condensado primario descargado espacio primario;

HG_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

HF_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

HF_2 = entalpia del agua de proceso

Esta invención más relaciona a un buque para la separación de líquido y proporcionando capacidad tampón de energía térmica, dijo barco incluye un espacio primario y una secundaria en la comunicación de calor con pero con separación de líquido de cada otro, dijo espacio secundario que contiene una cantidad de un fluido secundario en fase líquida, la nave configurado para recibir un flujo de vapor en el espacio primario como un vapor primaria que imparte una energía térmica para el espacio secundario resultante de la precipitación de el vapor primario como un condensado primario y el buque más incluye un medio de introducir un fluido secundario en fase líquida como fluido de proceso en el espacio de la secundario, en donde el fluido secundario es usando la dicha energía térmica impartida en el espacio de la secundario y un medio de salida y dirigir cualquier líquido vaporizado secundario a un proceso en sentido descendiente y un medio para retirar el condensado primario evaporables. El espacio secundario incluye un espacio de depósito para mantener una cantidad de fluido secundario en fase líquida; un medio para variar el caudal de agua de proceso en el espacio secundario es siempre, en donde durante los períodos de exceso fluido secundario vaporizado dirigida para el proceso en sentido

descendiente, el caudal del agua proceso aumenta, lo que reduce la salida del fluido secundario vaporizado y acumulando una cantidad de reserva transitorio confinados del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito; y durante los períodos de déficit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente, se reduce el caudal del fluido de proceso, así aumentando la salida del fluido secundario vaporizado y agotar la cantidad de reserva transitorio confinados del fluido secundario en fase líquida en un estado climatizado en el espacio de depósito por vaporización continua. Un medio para el traspaso térmico regenerativo entre el condensado primario y el fluido de proceso está excluido. El barco incluye un medio para un proceso evaporativo película delgada para la vaporización de dicho fluido secundario. Los medios para que el proceso de evaporación de película delgada incluyen una pluralidad de tubos a través de la cuales los tubos del vapor primario es fluido, donde el fluido secundario es introducible sobre la superficie externa de los tubos.

En otro embodiment, el buque más incluye al menos un calentador de agua de alimentación juntado en comunicación fluida con espacio secundario del vaso para precalentar el fluido de proceso usando el líquido vaporizado secundario y posteriormente a la descarga del fluido secundario precalentado proceso en el espacio secundario. El calentador de agua de alimentación se acopla al espacio de la nave para recibir el líquido vaporizado secundario para su

funcionamiento y descarga el fluido de proceso precalentado en el espacio secundario secundario. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para precalentar fluido proceso introducible en el espacio secundario a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura del fluido secundario vaporizado con un caudal máximo de no menos de 1,3 veces el caudal de fluido de proceso requiere de la capacidad de evaporación nominal continua máxima del buque. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para quitar los gases no condensables del proceso líquido y posteriormente a la descarga del líquido tratado proceso en el espacio secundario.

En otro embodiment, el buque más incluye un medio para retirar al menos una parte del fluido secundario vaporizado en un condensador de vapor auxiliar al menos uno configurado para precipitar el fluido secundario vaporizado como un condensado de secundario y los medios de descarga del condensado secundario en el espacio secundario, en el cual se dispersa una energía térmica en el espacio secundario a la abierta.

En otro embodiment, el buque más incluye un medio para extraer fluido secundario caliente en fase líquida desde el espacio secundario del buque a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa; un medio para sustituir la misma cantidad de fluido secundario, que se retira de esta manera con fluido de proceso en el espacio secundario durante los períodos de superávit vaporizado

fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente y un medio para introducir líquido caliente proceso en el espacio secundario de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante períodos de déficit vaporizado fluido secundario dirigida para el proceso en sentido descendiente.

En otro embodiment, el buque más incluye: un sistema de control compuesto por al menos un sensor para la detección de la presión del fluido secundario vaporizada comunicativamente acoplado a un medio de flujo controlable situado en circuito introducible proceso fluido y operable para selectivamente aumentar o disminuir la introducción de líquido en el espacio secundario en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del set-point respectivamente del fluido secundario vaporizado de proceso, con el fin de regular la presión del fluido secundario vaporizado para mantenerlo substancialmente en el punto de ajuste de presión; y el sistema de control más que comprende al menos un sensor para la detección del nivel del líquido fluido secundario superficial y más operable a selectivamente disminuir o aumentar la entrada de vapor principal en el espacio principal del buque en respuesta a una subida o caída de nivel superficial del líquido en el espacio secundario de un nivel predeterminado de superficie respectivamente para regular la superficie líquida nivel en el espacio secundario, en donde la subida o bajada del nivel líquido superficial de un nivel predeterminado de superficie está restringido gradualmente.

En otro embodiment, el buque más incluye: un microprocesador en el cual una señal que denota el caudal (R1) del fluido secundario vaporizado salida de flujo desde el espacio secundario se muestra como salida en una señal que denota el caudal (R2) del flujo de vapor principal en el espacio primario y una señal que denota el caudal (R3) del fluido proceso fluyen en el espacio secundario que las señales se introducen en el microprocesador, en donde R1 es computado a partir de la fórmula, R1 = un. R2 - b. R3

donde $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia de vapor principal dibujado en el espacio primario;

HF_o = entalpia del condensado primario descargado espacio primario;

HG_1 = entalpia del fluido secundario en estado de vapor;

HF_1 = entalpia del fluido secundario en estado líquido;

HF_2 = entalpia del agua de proceso

En otro aspecto aún más esta invención relaciona a un método de producción y utilización de la energía térmica en un molino de aceite de Palma, incluyendo los pasos de:

a. generar un flujo de vapor en un generador de vapor de un flujo de agua de alimentación;

b. dirigir el flujo de vapor del generador de vapor en un motor de vapor para producir energía mecánica y la descarga de vapor de escape del motor de vapor;

c. dirigir o un flujo de vapor de escape de los motores de vapor o un flujo compuesto por una combinación de vapor de

escape desde el motor de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para un proceso en sentido descendiente;

d. dirigir una porción del escape de vapor a una presión no inferior a la presión del vapor de proceso como calefacción de vapor para calentar un agua de proceso introducible en por lo menos un recipiente, confinar el agua climatizada proceso transitorio en el recipiente al menos una, quitar el agua caliente confinado desde el depósito de almacenamiento y aplicación el agua caliente para un uso beneficioso; y en donde es más baja la temperatura del agua proceso introducido en el recipiente de almacenamiento que la temperatura de saturación del vapor de escape utilizado para calentar el agua de proceso caracterizado en que el método adicional incluye los pasos de:

e. durante los períodos de flujo exceso de vapor de proceso en el paso (c), aumentando la introducción de proceso de agua para la calefacción, reduciendo el flujo de excedente de vapor de proceso en el paso (c) y acumulando una cantidad de reserva transitorio confinados de la agua caliente en el depósito de almacenamiento y durante los períodos de flujo déficit de vapor de proceso en el paso (c), reduciendo la introducción de la composición del agua para la calefacción, reduciendo el flujo de vapor de proceso en el paso (c) de déficit y agotar la cantidad de reserva transitorio confinados de la agua caliente en el depósito de

almacenamiento siguiendo a suministrar un flujo de agua caliente para el uso beneficioso.

El agua caliente se calienta y se mantiene a temperatura y presión sustancialmente constante. El agua caliente se calienta a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura de saturación del vapor de calefacción utilizado para calentar el agua de proceso. El vapor de proceso se utiliza para calentar el agua de proceso. El uso beneficioso comprende el flujo de agua de alimentación al generador de vapor. Un caudal máximo de agua proceso durante la introducción de proceso de agua en el recipiente de almacenamiento no es inferior a 1,3 veces el caudal de flujo de agua de proceso necesarios para la continua máxima nominal de suministro de agua caliente para el uso beneficioso.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: precalentamiento el fluido de proceso en el calentador de agua de alimentación por lo menos un acoplado en comunicación fluida con el por lo menos un depósito de almacenamiento utilizando la calefacción de vapor y posteriormente descargando el agua de proceso precalentado en el recipiente de almacenamiento. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para eliminar los gases no condensables del agua proceso y posteriormente descarga el agua tratada de proceso en el recipiente de almacenamiento.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: durante los períodos de exceso flujo de vapor de proceso, retirar el

agua caliente del recipiente de almacenamiento a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa; y reemplazando la misma cantidad de agua que se extrae de esta forma con agua de proceso en el calentador de agua de alimentación, reduciendo así el flujo de excedente del proceso de vapor, y durante los períodos de flujo déficit de vapor de proceso, introduciendo agua caliente proceso en el calentador de agua de alimentación de la instalación de almacenamiento de energía térmica exterior, reduciendo así el flujo de déficit del proceso de vapor.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: selectivamente aumentando o disminuyendo la introducción de proceso de agua para la calefacción en el recipiente de almacenamiento de información en respuesta a una desviación de la presión positiva o negativa de una presión predeterminada del set-point respectivamente de vapor de proceso, con el fin de regular la presión de vapor de proceso, en donde la presión del vapor de proceso es mantenida sustancialmente en la presión del set-point; y gradualmente se refrena selectivamente disminuyendo o aumentando la salida del proceso de vapor en el paso (c) para el proceso en sentido descendiente en respuesta a un levantamiento o caer líquido superficial el nivel en el depósito de almacenamiento de un nivel predeterminado de superficie respectivamente, para regular el nivel superficial del líquido, en donde la subida o caída de nivel superficial del líquido en el recipiente de almacenamiento desde la superficie de una determinado nivel.

En otro embodiment, el método más incluye el paso de: determinar el caudal (R1) de vapor de proceso a un proceso en sentido descendiente el caudal (R2) de medición de flujo de vapor de escape y midiendo el caudal (R3) del caudal de agua de proceso en el recipiente de almacenamiento, en donde R1 = R2 - una. R3

donde a = $(hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia de un flujo de vapor de escape;

HF_1 = entalpia del agua calentada en el recipiente;

HF_2 = entalpia del agua de proceso

Aún más esta invención relaciona a un arreglo en un molino de aceite de palma para producir y utilizar energía térmica como un medio para producir un flujo de vapor en un generador de vapor de un flujo de agua de alimentación; un medio para recibir un flujo de vapor en un motor de vapor para producir energía mecánica y a la descarga del vapor de escape del motor de vapor; un medio para dirigir un flujo de vapor de escape del motor de vapor o un flujo compuesto por una combinación de un vapor de escape del motor de vapor y el vapor complementario de un generador de vapor como vapor de proceso para un proceso en sentido descendiente, un medio para dirigir una porción del vapor de escape a una presión no inferior a la presión del vapor de proceso como calefacción de vapor para calentar un agua de proceso introducible en por lo menos un vaso de almacenamiento, para confinar el agua climatizada proceso transitorio en el por lo menos un depósito de almacenamiento, retire el recipiente el agua

caliente confinado y aplicar el agua caliente para un uso beneficioso; y en donde la temperatura del agua proceso introducido en el recipiente de almacenamiento es menor que la temperatura de saturación del vapor de calefacción utilizado para calentar el agua de proceso, caracterizado en que la disposición adicional incluye un medio para variar el caudal de agua de proceso en el recipiente de almacenamiento, en donde durante períodos de vapor excedente proceso dirigido al proceso en sentido descendiente, aumenta el caudal de las aguas de proceso, lo que reduce la salida del vapor de proceso y acumulando una cantidad de reserva transitorio confinados de agua caliente en el depósito de almacenamiento; y durante los períodos de déficit vapor de proceso dirigido al proceso en sentido descendiente, se reduce el caudal de las aguas de proceso, así aumentando la salida del vapor de proceso y agotar la cantidad de reserva transitorio confinados de la agua caliente en el depósito de almacenamiento siguiendo a suministrar un flujo de agua caliente para el uso benéfico. El agua caliente se calienta y se mantiene a temperatura y presión sustancialmente constante. El vapor de proceso suministra el vapor de calefacción. El agua caliente se calienta a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura de saturación del vapor de la calefacción. El uso beneficioso comprende el flujo de agua de alimentación al generador de vapor.

En otro embodimeno, el arreglo adicional incluye al menos un calentador de agua de alimentación juntado en comunicación fluida con el por lo menos un depósito de almacenamiento para

precalentar el agua de proceso usando el vapor de calefacción y posteriormente a la descarga del agua precalentada proceso en el recipiente de almacenamiento. El calentador de agua de alimentación al menos uno está acoplado a la nave de almacenamiento que descargan el agua de proceso precalentado en el recipiente de almacenamiento. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para precalentar el agua de proceso a una temperatura substancialmente igual a la temperatura de saturación del vapor de calefacción con un caudal máximo de no menos de 1,3 veces el caudal de flujo de agua requerido proceso para la continua máxima nominal de suministro de agua caliente para el uso beneficioso. El calentador de agua de alimentación al menos uno está configurado para eliminar los gases no condensables del agua proceso y posteriormente descarga el agua tratada de proceso en el recipiente de almacenamiento.

En otro embodiment, el arreglo más incluye un medio para retirar el agua caliente del recipiente de almacenamiento a una instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante los períodos de flujo excedente del proceso vapor para el proceso en sentido descendiente; y un medio para sustituir la misma cantidad de agua que se extrae de esta forma con agua de proceso en el calentador de agua de alimentación, y un medio para introducir agua caliente proceso en el calentador de agua de alimentación de la instalación de almacenamiento de energía térmica externa durante los períodos de flujo déficit del vapor de proceso.

En otra encarnación, el arreglo más incluye un sistema de control compuesto por al menos un sensor para la detección de la presión del vapor de proceso que sensor es comunicativamente acoplada a un flujo medio controlable situado en un circuito de proceso y operable para selectivamente aumentar o disminuir la introducción de proceso de agua para la calefacción en el recipiente de almacenamiento de información en respuesta a un positivo o negativo desviación de una presión predeterminada de set-point respectivamente del vapor proceso de presión, con el fin de regular la presión del vapor de proceso, en donde la presión del vapor de proceso es mantenida sustancialmente en la presión del set-point; y el sistema de control incluye al menos un sensor para la detección del nivel de agua caliente en el depósito de almacenamiento adicional y es operable selectivamente disminuir o aumentar la salida de vapor de proceso para el proceso en sentido descendiente en respuesta a una subida o caída del nivel superficial de agua caliente en el recipiente de una determinada superficie nivel respectivamente, para regular el nivel de superficie de agua caliente, en donde la subida o bajada del nivel superficial de agua caliente en el depósito de almacenamiento de un nivel predeterminado de superficie está restringido gradualmente.

En otro embodiment, incluye el arreglo más: un microprocesador en el cual una señal indica el caudal (R1) del proceso a un proceso en sentido descendiente se muestra como salida en una señal que denota el caudal (R2) del flujo de vapor de escape descargada por el motor de vapor y una

señal que denota el caudal (R3) del flujo de tasa de proceso en el recipiente de almacenamiento que las señales se introducen en el microprocesador, en donde R1 es computado a partir de la fórmula, R1 = R2 - a. R3

donde $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

y,

HG_o = entalpia del flujo de vapor de escape;

HF_1 = entalpia del agua calentada en el recipiente;

HF_2 = entalpia del agua de proceso

RESUMEN

Método y aparato de producción y utilización de la energía térmica en una producción combinada de calor y planta de energía

Método y aparato para operar una producción combinada de calor y una planta de energía con una mayor flexibilidad, confiabilidad, control y estabilidad, para proporcionar la eficiencia operativa de la flexibilidad y la energía en la operación de una producción combinada de calor y una planta de energía que incluye un motor de vapor de contrapresión que se expande a una fuente de calor de alta temperatura de un fluido termodinámico para generar energía mecánica y para un uso beneficioso del calor gastado, incluye un subsistema de recipiente para el calor gastado, dicho subsistema de recipiente incluye: al menos un dispositivo de intercambio de calor indirecto primario o recipiente (7) en intercambio de calor de comunicación entre su espacio primario (10) y sus secundarios (11). La presente invención también revela el uso de un método y aparato para operar una producción combinada de calor y una planta de energía.

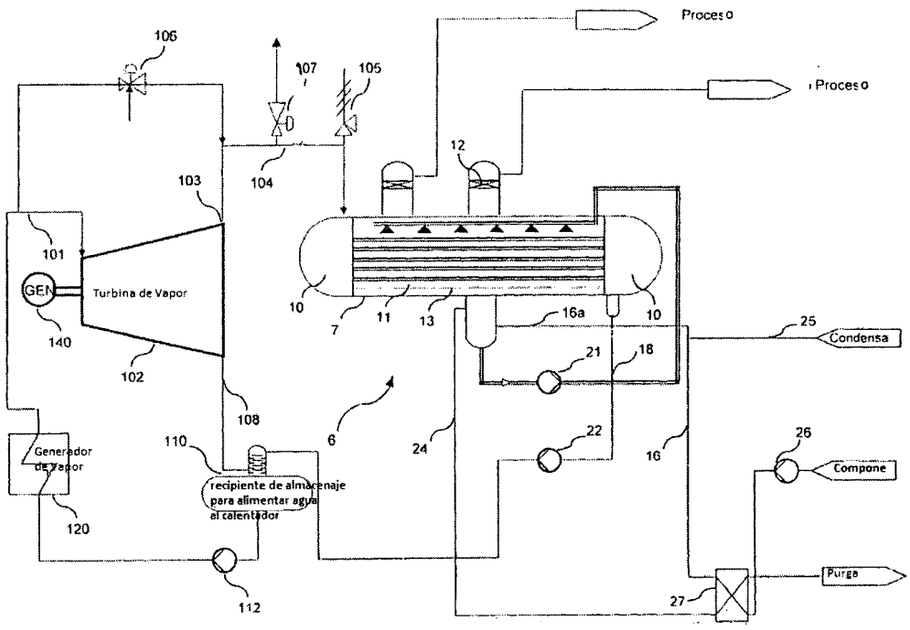

Proceso
Proceso
106
107
105
104
103
12
101
GEN
Turbina de Vapor
140
102
10
7
11
13
16a
10
25
Condensa
21
18
108
6
24
22
16
26
Compone
110
Generador de Vapor
recipiente de almacenaje para alimentar agua al calentador
120
112
Purga
27

Figura 3

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau

(43) International Publication Date
16 August 2012 (16.08.2012)

WIPO | PCT

(10) International Publication Number
WO 2012/108757 A2

(51) International Patent Classification: Not classified

(21) International Application Number:
PCT/MY2012/000022

(22) International Filing Date:
3 February 2012 (03.02.2012)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data:
PI 2011000551 7 February 2011 (07.02.2011) MY
PI 2011001755 19 April 2011 (19.04.2011) MY

(72) Inventor; and
(71) Applicant : PALANISAMY, Krishna Moorthy [MY/MY]; No. 1, Jalan Setia Nusantara U13/19A, Eco Park, Setia Alam, Shah Alam 40170, Selangor (MY).

(74) Agent: NANJAPPAN, Puvaneswari; KASS International Sdn. Bhd., Suite 8-7-2, Menara Mutiara Bangsar, Jalan Liku Off Jalan Riong, Bangsar, Kuala Lumpur 59100 (MY).

(81) Designated States *(unless otherwise indicated, for every kind of national protection available)*: AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Designated States *(unless otherwise indicated, for every kind of regional protection available)*: ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Published:

— *without international search report and to be republished upon receipt of that report (Rule 48.2(g))*

WO 2012/108757 A2

(54) Title: METHOD AND APPARATUS OF PRODUCING AND UTILIZING THERMAL ENERGY IN A COMBINED HEAT AND POWER PLANT

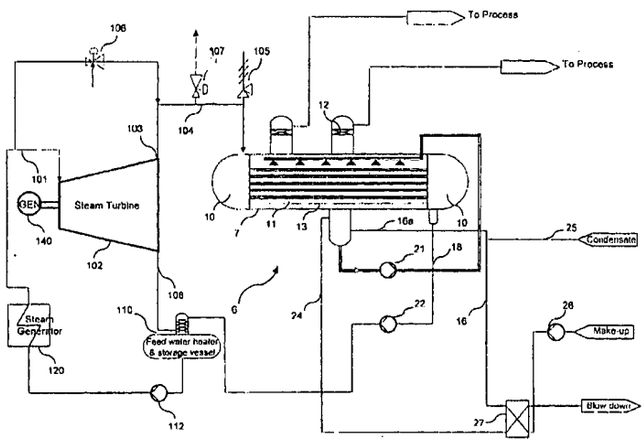


Figure 3

(57) Abstract: Method and apparatus for operating a combined heat and power system with greater flexibility, reliability, control and stability, for providing operational flexibility and energy efficiency in operating a combined heat and power plant which includes a backpressure steam engine that expands a high temperature heat source of a thermodynamic fluid to generate mechanical power and discharge its spent heat for a beneficial use comprises a vessel subsystem for the spent heat, said vessel subsystem including: at least one main indirect heat exchange device or vessel (7) in heat exchange communication between its primary space (10) and its secondary space (11). The present invention also discloses the use of a method and apparatus to operate a combined heat and power system.

Method and Apparatus of Producing and Utilizing Thermal Energy in a Combined Heat and Power Plant

FIELD OF THE INVENTION

The present invention relates to method and apparatus of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant.

BACKGROUND

Many Combined Heat and Power (CHP) systems also known as cogeneration are installed and operating in different process industries to provide electrical power and thermal energy. One of the most common versions uses a steam turbine to output mechanical shaft power that drives an electrical generator to produce electricity. Concurrently, during this mechanical power generation, the spent heat from the steam turbine exhaust is supplied as thermal energy either directly in the form of steam or hot water or hot air for a beneficial use. The thermal energy can be used for a myriad of applications, including process heating and for cooling applications using an absorption chiller.

Tied to the above, there are two typical scenarios of operation which can lead to operational inflexibility, wastage of energy and reduction of system efficiency, and therefore need to be addressed, viz:

a. Where the electrical generator is operated standalone and not paralleled with the utility grid, the primary control will be to maintain voltage and frequency where the electrical power output is matched with the electric load. This then determines the fluctuations in the quantity of thermal output as well as any excess or deficiency in thermal output to be compensated for. Conversely, vastly fluctuating thermal loads could occur, for example, when the thermal output is used for batch heating process

systems or when the process is shutdown unscheduled. In the presence of the said such fluctuating thermal loads, a need then arises to regulate the heat supply to the thermal system and this is taken care of by installing a secondary control. If a deficiency in the process steam supply occurs, this is tackled by installing a steam bypass-reducing de-superheating system with high pressure steam source. If there is any surplus steam produced by the system, this is vented to the atmosphere or bypassed to a dump condenser and the condensate returned to the power circuit. Herein is where energy wastage occurs and system efficiency is reduced.

b. In contrast to (a) above, there may be cases where the electrical generator is not operated standalone, i.e. the electrical generator is operated connected to a grid. Here the primary control will be to control the exhaust steam pressure. The process steam demand dictates the electrical power of the turbine generator and any surplus or deficiency in exhaust steam supply is made up by adjusting the power flow to the grid. This necessitates the turbine drifting away from the design operation point of maximum efficiency. Sometimes the process steam demand may drop drastically for short periods in which event excess steam will be vented to the atmosphere or bypassed to a dump condenser to keep the electrical power system stable or to maintain a minimum supply to the grid, but this again wastes energy reducing system efficiency.

To overcome the above shortcomings and to attain and maintain maximum efficiency in a CHP system all of the mechanical and thermal energies will need to be harnessed optimally.

The challenge in practice is to achieve efficient and economic operation irrespective of rapid and substantial changes in electrical and thermal loads. Variations in electric loads take place as various plant equipments are run up or shutdown. Simultaneously

precipitous changes in thermal loads may take place as process heating plants are run up or shutdown and especially if batch processes are involved. These are common concerns among CHP plant operators that need to be addressed, necessitating the systems to be operated with precision controls, starting mechanisms, steam accumulators, and steam makeup bypasses systems to ensure the whole system functions at an optimum level. Venting off steam to the atmosphere to maintain stability is a common viability but this is a cause for a reduction in system efficiency and loss of pure water from the system. Similarly, throttling high-pressure steam to make-up for a lower pressure steam used in low-temperature heating is also an inefficient use of thermal energy.

On the demand side, heat and power demanded in a process industry varies rapidly and sporadically over a large range. Good concurrence between electric and thermal loads is desired in practice.

Efficient cogeneration systems are prized because they ensure high thermal efficiency for complete electric power and thermal load requirements, ensuring healthy bottom-lines. At design time, a CHP system is custom-tailored to strive for a balance between mechanical and thermal energy production to suit the needs of the end user plant. The system is usually configured with optimum design to cater for all operating conditions at the best economic point based on historical or predicted power and heat demand profile over a cycle.

It is imperative that cogeneration systems are operated at or near design operation point in order to ensure that overall thermal efficiency of the integrated system can be maintained at design high level. An adverse impact on the efficiency of the cogeneration system occurs when there is a change in the power-to-heat ratio which

will then require an immediate response by way of either supplementary steam supply or power supply accordingly. Good concurrence between electric and thermal loads helps to limit energy losses. Operational flexibility in terms of the ability to adjust the system operation in quick response to changes in power or thermal energy demand without significantly sacrificing overall efficiency is much desired.

Where there is rapid and erratic variation of the process heat demand and this is left uncontrolled this could lead to consequential effects that ripple through to the boiler operation. Erratic load on the boiler causes undue stress that may reduce its useful life span. A steady state operation of the CHP plant is desired to not only extend life span of the boiler but also to help to maintain high combustion efficiencies and reduce air pollutant emission wherever a boiler supplies the primary heat to the system. Commonly boilers having an excess capacity are installed to ensure peak demand is met well within the capacity of the fired boiler. By reducing steam demand fluctuations on the boiler, the boiler steam drum size can be reduced for a given production capacity. This is an important factor to consider as the boiler operating pressures increase, because the cost of constructing and installing steam drums increases more than proportionally with boiler operating pressure increase.

In prior art, in order to maintain the required power or heat during these load changes (power-to-heat ratio balancing), either high pressure steam from the boiler is used to make up any deficiency in the process steam requirement or surplus steam is vented to the atmosphere or bypassed to a dump condenser and the condensate is returned to the power circuit. These are causes of potential thermal energy loss and corresponding fluid loses from the system. Further, dump condensers need a cooling source which can be a once-through circulating water or chilled water from a cooling tower, both of

which require additional water source(s) and auxiliary power to keep them in standby operation.

It is therefore desired to seek an alternative solution that is both energy-efficient and water-saving and yet at the same time offers greater operational reliability and flexibility.

SUMMARY OF THE INVENTION

In one aspect this invention relates to a method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:

a. generating a flow of steam in a steam generator from a flow of feed water;

b. directing a generated flow of steam from a steam generator into a steam engine to produce mechanical power and discharging a flow of exhaust steam from the steam engine;

c. directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy for a downstream process;

characterised in that the method further includes the steps of:

d. in at least a vessel, wherein the vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space contains a quantity of a secondary fluid in liquid phase,

introducing the flow of process steam in step (c) into the primary space as primary steam to vaporize

simultaneously introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate

directing the vaporized secondary fluid from step (c) to impart thermal energy for the downstream process

whilst delivering the primary condensate from the primary space.

e. during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, increasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid in step (d) and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space of the secondary space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, decreasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid in step (d) and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space of the secondary space by continued vaporization;

f. delivering the primary condensate of step (d) back to the steam generator as a flow of feed water.

The temperature of the make-up fluid is lower than the temperature of the vaporized secondary fluid. The make-up fluid introduced into the secondary space does not comprise thermal energy gained from the primary condensate. A maximum flow rate of the make-up fluid during introduction of make up fluid into the secondary space is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel. A pressure in the primary space and a pressure in the secondary space are greater than atmospheric pressure. The secondary fluid in the secondary space is maintained at substantially constant pressure and temperature. The generation of the vaporized secondary fluid includes a thin-film evaporation process. The thin film evaporation process includes circulating the secondary fluid in the secondary space by drawing the secondary fluid in liquid phase and discharging it on a surface heated by the primary stream.

In another embodiment, the method further includes the step of: preheating the make-up fluid in at least one feed water heater using the vaporized secondary fluid and subsequently discharging the preheated make-up fluid into the secondary space.

At least one feed water heater is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently discharge the treated make-up fluid into the secondary space.

In another embodiment, the method further includes the step of: withdrawing at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and discharging the secondary condensate into the secondary space, wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

In another embodiment, the method further includes the step of: drawing the secondary condensate from the auxiliary steam condenser, and delivering the secondary condensate as a make-up condensate for the steam generator.

In another embodiment, the method further includes the step of: during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, withdrawing hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space of vessel to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with the make-up fluid into the secondary space, thus reducing the surplus thermal energy output from the secondary space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, introducing hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal

energy storage facility, thus reducing the deficit thermal energy output from the secondary space.

In another embodiment, the method further includes the step of: selectively increasing or decreasing the introduction of make-up fluid into the secondary space of vessel in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid, wherein the pressure of the vaporized secondary fluid is maintained substantially at the set-point pressure; and selectively decreasing or increasing the input of primary steam into the primary space in response to a rising or falling liquid surface level in the secondary space from a predetermined surface level respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level is gradually restrained.

In another embodiment, the method further includes the step of: determining the flow rate (R1) of vaporized secondary fluid output from the secondary space by measuring the flow rate (R2) of the primary steam flowing into the primary space and measuring the flow rate (R3) of make-up fluid flowing into the secondary space, wherein $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

In another aspect this invention further relates to an arrangement in a combined heat and power plant more particularly in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy including: a means to produce a flow of generated steam from a flow of feed water; a means to receive a flow of the generated steam into a steam engine to produce mechanical power and to discharge a flow of exhaust steam from the steam engine; a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy to a downstream process, characterized in that the arrangement further includes, at least a vessel wherein the said vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space containing a quantity of a secondary fluid in liquid phase, and the vessel configured to receive the process steam into the primary space as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel further includes a means of introducing a secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space, wherein said secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space, and a means to output and direct any vaporized secondary fluid to the downstream process, and a means to withdraw the primary condensate. The secondary space includes a reservoir space to hold a quantity of the secondary fluid in liquid phase; a means to vary the flow rate of make-up water into the secondary space is provided, wherein during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space; and during periods of deficit vaporized secondary

fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization. A means to deliver the withdrawn primary condensate as the flow of feed water for steam generation is provided. A means for regenerative heat transfer between the primary condensate and the make-up fluid is excluded. The vessel includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of the secondary fluid. The means for the thin film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid is introducible over the external surface of the tubes. In another embodiment, the method further includes at least one feed water heater coupled in fluid communication with secondary space of the at least one vessel to preheat the make-up fluid using the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space. The feed water heater is coupled to the secondary space of the at least one vessel to receive the vaporized secondary fluid for its operation and to discharge the preheated make-up fluid into the secondary space. The at least one feed water heater is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel. The at least one feed water heater is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space. In another embodiment, the arrangement further includes a means to withdraw at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and

a means to discharge the secondary condensate into the secondary space, wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

In another embodiment, the arrangement further includes a means to withdraw a secondary condensate from the auxiliary steam condenser, and a means to deliver the secondary condensate as a make-up condensate for the steam generator. In another embodiment, the arrangement further includes a means to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space of vessel to an external thermal energy storage facility; and a means to replace the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, and a means to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process. In another embodiment, the arrangement further includes: a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporized secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space of vessel in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space from a predetermined surface level respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level is gradually restrained.

In another embodiment, the arrangement further includes: A microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

This invention further relates to a vessel for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, said vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space containing a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel configured to receive a flow of steam into the primary space as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel further includes a means of introducing a secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space, wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space, and a means to output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and a means to withdraw the primary condensate. The

secondary space includes a reservoir space to hold a quantity of the secondary fluid in liquid phase; a means to vary the flow rate of make-up water into the secondary space is provided, wherein during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space; and during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization. A means for regenerative heat transfer between the primary condensate and the make-up fluid is excluded. The vessel includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of said secondary fluid. The means for the thin-film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid is introducible over the external surface of the tubes.

In another embodiment, the vessel further includes at least one feed water heater coupled in fluid communication with secondary space of the vessel to preheat the make-up fluid using the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space. The feed water heater is coupled to the secondary space of the vessel to receive the vaporized secondary fluid for its operation and to discharge the preheated make-up fluid into the secondary space. The at least one feed water heater is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated

evaporative capacity of the vessel. The at least one feed water heater is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space.

In another embodiment, the vessel further includes a means to withdraw at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and a means to discharge the secondary condensate into the secondary space, wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

In another embodiment, the vessel further includes a means to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space of vessel to an external thermal energy storage facility; and a means to replace the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, and a means to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process.

In another embodiment, the vessel further includes: a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporised secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and the control system further comprising

at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space of vessel in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space from a predetermined surface level respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level is gradually restrained.

In another embodiment, the vessel further includes: a microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

In another aspect this invention further relates to a method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill including the steps of:

a. generating a flow of steam in a steam generator from a flow of feed water;

b. directing the flow of steam from the steam generator into a steam engine to produce mechanical power and discharging exhaust steam from the steam engine;

c. directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process;

d. directing a portion of the exhaust steam at a pressure not lower than the pressure of the process steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel, confining the heated make-up water transitionally in the at least one storage vessel, removing the confined hot water from the storage vessel and applying the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel is lower than the saturation temperature of the exhaust steam used for heating the make-up water characterised in that the method further includes the steps of:

e. during periods of surplus flow of process steam in step (c), increasing the introduction of make-up water for heating, thus reducing the surplus flow of process steam in step (c) and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water in the storage vessel, and during periods of deficit flow of process steam in step (c), reducing the introduction of the make-up water for heating, thus reducing the deficit flow of process steam in step (c) and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water in the storage vessel by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

The hot water is heated and maintained at substantially constant pressure and temperature. The hot water is heated to a temperature substantially equal to the saturation temperature of the heating steam used for heating the make-up water. The process steam is used for heating the make-up water. The beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator. A maximum flow rate of the make-up water during introduction of make up water into the storage vessel is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

In another embodiment, the method further includes the step of: preheating the make-up fluid in at least one feed water heater coupled in fluid communication with the at least one storage vessel using the heating steam and subsequently discharging the preheated make-up water into the storage vessel. The at least one feed water heater is configured to remove non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharge the treated make-up water into the storage vessel.

In another embodiment, the method further includes the step of: during periods of surplus flow of process steam, withdrawing hot water from the storage vessel to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of water, which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater, thus reducing the surplus flow of process steam, and during periods of deficit flow of process steam, introducing hot make-up water into the feed water heater from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit flow of process steam.

In another embodiment, the method further includes the step of: selectively increasing or decreasing the introduction of make-up water for heating into the storage vessel in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point

pressure respectively of process steam, in order to regulate the pressure of process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and selectively decreasing or increasing the output of process steam in step (c) to the downstream process in response to a rising or falling liquid surface level in the storage vessel from a predetermined surface level respectively, in order to regulate the liquid surface level, wherein the rise or fall of liquid surface level in the storage vessel from a predetermined surface level is gradually restrained.

In another embodiment, the method further includes the step of: determining the flow rate (R1) of process steam to a downstream process by measuring the flow rate (R2) of flow of exhaust steam and measuring the flow rate (R3) of flow rate of make-up water into the storage vessel, wherein $R1 = R2 - a \,.\, R3$

where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of a flow of exhaust steam;

hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel;

hf_2 = enthalpy of make-up water

This invention further relates to an arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy including a means to produce a flow of steam in a steam generator from a flow of feed water; a means to receive a flow of steam into a steam engine to produce mechanical power and to discharge the exhaust steam from the steam engine; a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process, a means to direct a portion of the exhaust steam at a pressure not lower than the pressure of the process steam as heating steam for heating a make-up water

introducible into at least one storage vessel, to confine the heated make-up water transitionally in the at least one storage vessel, to remove the confined hot water from the storage vessel and to apply the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel is lower than the saturation temperature of the heating steam used for heating the make-up water, characterized in that the arrangement further includes a means to vary the flow rate of make-up water into the storage vessel, wherein during periods of surplus process steam directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the process steam and accumulating a transitionally confined reserve quantity of hot water in the storage vessel; and

during periods of deficit process steam directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is reduced, thus increasing the output of the process steam and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water in the storage vessel by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use. The hot water is heated and maintained at substantially constant pressure and temperature. The process steam supplies the heating steam. The hot water is heated to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam. The beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator

In another embodiment, the arrangement further includes at least one feed water heater coupled in fluid communication with the at least one storage vessel to preheat the make-up water using the heating steam and subsequently to discharge the preheated make-up water into the storage vessel. The at least one feed water heater is coupled to the storage vessel to discharge the preheated make-up water into the storage vessel. The at least one feed water heater is configured to preheat the make-up water to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up

water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use. The at least one feed water heater is configured to remove non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharge the treated make-up water into the storage vessel.

In another embodiment, the arrangement further includes a means to withdraw hot water from the storage vessel to an external thermal energy storage facility during periods of surplus flow of the process steam to the downstream process; and a means to replace the same quantity of water, which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater, and a means to introduce hot make-up water into the feed water heater from the external thermal energy storage facility during periods of deficit flow of the process steam.

In yet another embodiment, the arrangement further includes a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the process steam which sensor is communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up water for heating into the storage vessel in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the process steam, in order to regulate the pressure of the process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and the control system further includes at least a sensor for sensing the level of hot water in the storage vessel and is operable to selectively decrease or increase the output of process steam to the downstream process in response to a rise or fall of hot water surface level in the storage vessel from a predetermined surface level respectively, in order to regulate the hot water surface level, wherein the rise or fall of hot water surface level in the storage vessel from a predetermined surface level is gradually restrained.

In another embodiment, the arrangement further includes: a microprocessor in which a signal denotes the flow rate (R1) of the process to a downstream process is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the flow of exhaust steam discharged by the steam engine and a signal denoting the flow rate (R3) of flow of make-up rate into the storage vessel which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, R1 = R2 – a. R3

where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of the flow of exhaust steam ;

hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel;

hf_2 = enthalpy of make-up water

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

The above mentioned attributes and other features and advantages of this invention and the manner of attaining them, will become more apparent and the invention itself will be better understood by reference to the following description of embodiments of the invention taken in conjunction with the accompanying drawings, wherein:

Figure 1 shows an example of a downstream process steam load profile in a typical palm oil extraction plant that exhibits a sustained cyclic load.

Figure 2 shows an arrangement of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant in a first embodiment of the present invention.

Figure 3 shows an arrangement of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant in a second embodiment of the present invention.

Figure 4 shows an arrangement of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant in a third embodiment of the present invention.

Figure 5 shows an arrangement of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant in a fourth embodiment of the present invention.

Figures 6.1 and 6.2 show sections of arrangements of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant relating to vessel plant (6) in fourth and fifth embodiments, respectively, of the present invention.

Figures 6.3 and 6.4 show sections of arrangements of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant relating to vessel plant (6) in sixth and seventh embodiments, respectively, of the present invention.

Figures 6.5 and 6.6 show sections of arrangements of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant relating to plant (5) in first and eight embodiments, respectively, of the present invention.

Figures 6.7 and 6.8 show sections of arrangements of a combined heat and power system used in a palm oil mill extraction plant relating to plant (5) in ninth and tenth embodiments, respectively, of the present invention.

Figure 7a shows a schematic diagram of the present invention indicating an additional option for providing hot water heating service for external process in any of the embodiment of the present invention as shown in Figures 1 to 6.4.

Figure 7b shows a schematic diagram of the present invention indicating an additional option for incorporating external heat sink to remove excess heat from the vessel by means like river water or cooling tower in any of the embodiment of the present invention as shown in Figures 1 to 6.4.

Figure 7c shows a schematic diagram of the present invention indicating an option for incorporating low grade waste heat recovery in any of the embodiment of the present invention as shown in Figures 1 to 6.4.

A preferred embodiment of the present invention is described in detail with reference to the accompanying drawings. It is intended, however, that unless particularly specified, dimensions, material, relative positions and so forth of the constituent parts in the embodiments shall be interpreted as illustrative only and not as limitative of the scope of the present invention.

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

The invention is directed towards offering a solution to produce and utilize thermal energy in a combined heat and power (CHP) plant, more particularly in a palm oil extraction plant (or palm oil mill) with improved operational reliability, flexibility and energy efficiency.

Certain terminology will be used this description for convenience in reference only and will not be limiting.

In this description the term "surplus steam" or "surplus vaporized secondary fluid" refers a situation where the mass flow of the fluid at the supply source to a downstream process is in excess of the mass flow of fluid at admission into the downstream process with a tendency of pressure rise in the fluid supply conduit, and the term "deficit steam" or "deficit vaporized secondary fluid" refers to a situation where the mass flow of the fluid at the supply source to a downstream process is in shortage of the mass flow of fluid at admission into the downstream process with a tendency of pressure fall in the fluid supply conduit. The term "thermal imbalance" refers to either of the above non-steady state situations.

In this description the term "vessel" refers to an indirect heat exchange device in which live steam or steam withdrawn from a steam engine exhaust (primary steam) precipitates as condensate within its primary space while the thermal energy dissipated by such condensation heats a secondary fluid such as water to generate secondary vapour, at a lower temperature within the secondary space of the heat exchange device. The secondary fluid is then supplied to an external process or processes, while

the pure condensate from the primary steam remains in the power circuit of the steam power plant.

In this description the term "thin-film evaporation process" refers to a process for evaporating a liquid by distributing the liquid evenly over heating surfaces that are heated by a heating medium through indirect heat exchange. The liquid disposed on the heating surfaces forms a thin film over the heating surfaces and partially evaporates to maintain vapour at pressure. A thin film of liquid occupies a portion of space and fills the remainder of the space with evaporated vapour at a pressure. The process is known as falling-film evaporation when the liquid film flows downwards by gravity over a heated surface. Falling film evaporators are also sometimes referred to as spray-film evaporators. In practical implementation a recycle pump could provide a recirculation of the liquid undergoing partial evaporation. Advantages of this process lies in the high overall heat transfer coefficient and low power to induce circulation compared to other evaporation technologies and offers cost and installation space savings. The heat exchange surface elements can be tubular or lamellar.

In this description the term "steam engine" refers to a machine that performs mechanical work using steam as its working fluid through the agency of heat. It comprises steam turbines, reciprocating steam engines and rotary steam engines.

In this description the term "auxiliary steam condenser" refers to an auxiliary heat exchange device of induced draft direct air-cooled design. The terms induced or forced drafts used interchangeably refer to a mechanically assisted draft as opposed to a natural convective draft.

In this description the term "exhaust steam" will also designate "extraction steam" emitted after partial expansion from an intermediate stage of a multi-stage steam turbine.

In this description the term "direct contact" water heating refers to a process in which water is heated by directly mixing it with the heating steam i.e the heating steam and water comes into direct contact with one another. A "direct contact" feed water heater is a heat exchanger in which heating steam is allowed to mix with the water.

In this description the term "regenerative feed heating" refers to a way of raising the temperature of the make-up water before it reaches the vessel and it does this by using the useful heat from the power circuit through internal heat transfer within the system. A "regenerative heat exchanger" is a closed feed water heater where the fluid streams are maintained separated allowing only heat exchange to take place for regenerative feed heating.

In this description steam pressure at the inlet to the reaction stages of the steam turbine is referred to as "first-stage pressure" although in impulse turbines having an impulse chamber, it is alternatively referred to as impulse chamber pressure. However, to avoid confusion, the term first-stage will be used henceforth to indicate the designated condition of the steam prior to its entry into the reaction stages of the turbine however derived. A first stage pressure versus steam flow curve is a good indicator of inlet steam flow of a steam turbine. This curve is usually supplied by the turbine manufacturer and is normally accurate to within 2.0% when the machine is in new condition. The turbine end gland leakage flow values will also be supplied by manufacturer to make adjustments to the exhaust steam flow.

The pressure value is described in units of kilo pascals (kPa) in the present description and refers to absolute pressure, where the atmospheric pressure is approximately 101.325 kPa.

Elements which are not necessary to understand the invention, such as, for example, the high pressure feed water heaters on the power circuit, external thermal energy storage facility, demineralised water storage tank, surge tank on process condensate return system, thermal insulation and make-up water pre-treatment are not shown. The direction of flow of the working medium is marked by arrows.

An embodiment of the present invention is depicted in Figure 2 as a schematic diagram where the figure shows part of a combined heat and power system that involves the present invention as used in a palm oil extraction plant. The means or apparatus of the embodiment is generally denoted by reference numeral (5). This embodiment provides internal thermal energy buffer capacity for a downstream process steam by accumulating and releasing a confined reserve quantity of heated water during a period of sustained cyclic thermal energy imbalance operating at substantially constant pressure and temperature. A steam turbine (102) receives a flow of steam from a steam source through conduit (101) and expands it to generate mechanical power, which is converted by electric generator (140) into electrical power. The expanded steam is exhausted via exit port (103) and is conveyed through conduit (104) to a back pressure receiver (50) from which it is distributed via conduit (51) as process steam at about 375 kPa and 141 ºC to a palm oil extraction plant. A portion of the exhaust steam is drawn as heating steam into a feed water heater (70) via conduit (64) to preheat incoming make-up water supplied via conduit (66) to generate heated feed water for supply to the steam generator (120). The make-up water supply is substantially fresh treated water at ambient temperature because only a little condensate from the palm oil

extraction process returns via conduit (69). The feed water heater (70) is in fluid communication with a feed water storage vessel (60) and the heated feed water is transitionally stored in the storage vessel (60) from where it is supplied for steam generation by pump (112). During periods of surplus process steam, a larger quantity of heating steam is drawn into the feed water heater (70) via conduit (64) to generate additional hot feed water by preheating a larger quantity of incoming make-up water supplied via conduit (66). The additional feed water is confined in the storage vessel (60) at substantially constant pressure and temperature as internal thermal energy buffer capacity. During periods of deficit process steam, the hot water generation is slowed or stopped by throttling the incoming make-up water by a flow control device (67) thereby curtailing the heating steam that is drawn into the feed water heater used in preheating the make-up water and such untapped heating steam being allowed instead to make up for the deficit process steam, and the steam generation receiving at all times a constant supply of the preheated feed water stored transitionally in the storage vessel (60). The heating steam drawn into the feed water heater is regulated to even out the process steam imbalances and maintain a stable process steam pressure by way of regulating the incoming make-up water flow rate by a flow controllable means on the make-up water circuit (66). The flow controllable means of regulating the make-up water flow rate includes a variable frequency drive for the make-up pump (68) on the make-up water circuit (66). Beneficially, the pressure loss in the steam conduit (64) is kept low in order to maintain a feed water heater operating pressure close to the heating steam pressure, heating steam pressure being substantially at steam turbine exhaust steam pressure, to ensure a high feed water temperature. The reserve quantity of hot feed water in the storage vessel (60) varying between high level (62) and low level (63) provides the useful thermal energy buffer capacity. The reserve quantity of water remaining at low level (63) provides the necessary surge capacity for safe plant operation. The heated feed water transitionally stored in the storage vessel (60) is

withdrawn out of the storage vessel for any use where its thermal energy is beneficially utilized. Such alternative or additional beneficial use of the stored thermal buffer energy provides reserve thermal capacity in terms of buffer flow rate during thermal imbalance. Conveniently, the required space for the reserve quantity of hot feed water in the storage vessel (60) can be reduced and supplanted with an external thermal storage system, the internal thermal buffer capacity providing the rapid response for transient imbalances and reaction time for the activation of the external thermal energy storage system. However, an external thermal storage system operating at a lower temperature may provide lower thermal buffer capabilities. Conveniently, feed water heating can be carried out by injecting heating steam through steam spargers directly into the water in the storage vessel (60) where the thermal energy from the heating steam is transferred to the water and the heating steam is condensed. However, such a method may not be efficient to impart the rapid heating required to provide the necessary response time to deal with transient load changes.

The aforementioned feature of the thermal energy buffer capacity is advantageously used for levelling the process steam load in a sustained cyclic thermal energy imbalance, the incoming make-up water being at a lower temperature than the saturation temperature of the heating steam, heating steam being substantially at steam turbine exhaust steam pressure, used for preheating the make-up water. The feed water heater (70) preheats incoming make-up fluid advantageously to or near saturation temperature of the heating steam. A direct contact heat exchanger (70) imparts rapid heating of make-up water to provide the necessary response time for fast transient load changes with an economic plant. The reserve capacity in terms of steam flow rate available is a function of the enthalpy difference between the incoming make-up water and the feed water in the heated state. Therefore a higher temperature of heated water temperature provides a correspondingly higher reserve capacity in terms

of steam flow rate, saturation temperature of the heating steam being the highest practical temperature attainable. Advantageously, hot water is generated and beneficially used at the saturation temperature of the heating steam, which is 141 ºC as shown in the diagram. Conveniently, heating steam can be drawn at a pressure higher than the process steam pressure from a multi stage steam turbine to provide the thermal buffer capacity. However, in such an instance steam flows within the steam turbine will deviate from the steady state flow rates during the operation of the thermal buffer capacity. Hot water generation and storage above boiling point temperature of ambient atmospheric pressure requires the feed water heater (70) and the storage vessel (60) to operate at or higher than ambient atmospheric pressure.

Figure 1 shows an example of downstream process steam load profile in a typical palm oil extraction plant that exhibits a sustained cyclic load. Sustained cyclic demand is observed between the periods (a)-(b), (b)-(c), (c)-(d), and (d)-(e), with an average sustained cycle time of about 14 minutes. By way of example we use Figure 1 to elaborate working of an exemplary embodiment as shown in Figure 2. The average process steam flow over a cycle of successive process steam load is 5.9 kg/s (B), dip process steam flow 2.2 kg/s (A), regular peak process steam flow 7.7 kg/s (C) and sporadic peak process steam flow 9.3 kg/s (D). The make-up water temperature is at 30 ºC, and the exhaust steam discharged is dry saturated at 141 ºC. Considering the average process steam demand of 5.9 kg/s (B) and taking a steam generator blowdown rate of 0.6 kg/s, heat and mass balance shows the average make-up water flow as 6.5 kg/s and the exhaust steam drawn as heating steam for heating the make-up water to the saturation temperature of 141 ºC as about 1.4 kg/s, assuming that the heated make-up water is supplied exclusively as feed water for the steam generation and the blowdown in the steam generator (120). The heating steam flow rate, 1.4 kg/s can be curtailed to meet process steam load during periods of process steam deficit, by

throttling the make-up water flow and the steam generation continuing to receive feed water from the reserve capacity of hot water confined in the storage vessel (60) at substantially constant pressure and temperature. In this example, the maximum reserve capacity available in terms of steam flow rate is 1.4 kg/s, which is about 24% of an average process steam load (E).

A steady state operation of the CHP is set to output a constant supply of process steam that meets a highest possible average process steam demand (E) that is below a peak process steam demand (F) that is limited to not more than 24% above the highest possible average process steam demand (E), while heating a designated flow rate of make-up water, in the profile depicted in Figure 1. Under these conditions of CHP operation the varying thermal imbalance below the identified peak process steam demand (F) is expected to be met over the period of sustained cyclic steam demand aided by the reserve thermal buffer capacity. Therefore, in this example, a steam turbine set to operate at a steady state discharging its exhaust steam at 7.2 kg/s to supply the downstream process at a rate of 5.8 kg/s (E) will be able to meet the varying process steam demands below an upper limit of the 7.2 kg/s over the sustained cyclic duration aided by the reserve thermal buffer capacity. The steady state exhaust steam rate of 7.2 kg/s provides the highest possible average process steam demand of 5.8 kg/s (E) and the heating steam of 1.4 kg/s required to heat the designated flow rate of make-up water at 6.5 kg/s. The highest possible average process steam demand of 5.8 kg/s (E) is the average value of the process steam demand below an upper limit steam flow rate of 7.2 kg/s (F) in the profile depicted in Figure 1, the upper limit steam flow rate of 7.2 kg/s (F) being the rate that can be met when the maximum reserve capacity of the thermal buffer is operational. During the steady state operation feed water for the steam generator (120) is supplied at a rate of 5.8 kg/s and an additional feed water for the steam generator blowdown rate of 0.6 kg/s leaving an excess heated make-up

water of 0.1 kg/s to accumulate in the storage vessel (60), which begins to get consumed during periods when the process steam demand increases to a flow rate marginally above steady state steam supply 5.8 kg/s (E) and depleted at the end of the cyclic load duration.

The CHP will need to adopt a means to meet peak process steam demand in excess of the 7.2 kg/s (F) being the rate that can be met when the maximum reserve capacity of the thermal buffer is operational, for example, during the regular peak transient deficit of 0.5 kg/s (C – F) and the sporadic peak transient deficit of 2.1 kg/s (D – F). The steam turbine output, where possible, can be raised above the steady state output to discharge additional exhaust steam or a live steam pressure reducing and desuperheating station (106) can be operated to discharge additional steam for process steam during these times. However, more importantly with the thermal buffer capacity the CHP is able to avoid a sudden change from the minimum process steam demand (A) to the maximum process steam demand (F), which is almost a step change, only to cope with a smaller transient deficit of (C-F).

During periods of highest surplus process steam there is an excess steam of 3.6 kg/s (E - A) over the mean value (E) that needs to be harnessed. This requires a heating of about an additional 16.5 kg/s of make-up water and combined with the heating steam condensate of 3.6 kg/s generates about 20.1 kg/s of hot water at saturation temperature, which hot feed water is confined as reserve thermal capacity with the steady state accumulation at a rate of 20.2 kg/s after allowing for the steady state consumption for steam generation. Thus, the feed water heater will have a maximum capacity to cope with 3.5 times the steady state heating capacity. In the worst case of a single step change from minimum (A) to maximum (C) process steam flows within the sustained cyclic duration, the reserve capacity of hot water acquired during surplus

period is about 4,800 kg, however, there is more than one peak and dip within the cycle time that allows a smaller reserve space.

This example did not consider the heated feed water supplied to any additional beneficial use, which can provide further reserve thermal capacity to improve upon the maximum flow rate (F). This example has made an assumption that the steam turbine can be set to operate at a steady state discharging its exhaust steam at 7.2 kg/s. In cases where steam turbine mechanical load is limited by its connected load and therefore unable to be set to discharge the required steady state exhaust steam, an amount of live steam make-up will be required to supplement for the shortfall. Sporadic peak transient process demands like (D) are best avoided by better management of the process steam usage or by way of steam flow restriction.

In a palm oil extraction plant the steam demand profile is particularly onerous on the CHP system, especially on the steam generator because the peak demand is almost a step change following a dip demand, which means in this example a step surge of 5.5 kg/s (C – A) or 93% of average steam load (B) on the steam generator. The present invention is able to reduce this surge to 0.5 kg/s (C – F), which is about 8% of average steam load (B) on the steam generator in the event of regular peak process steam demand. The invention is particularly advantageous in such an onerous process steam demand profile because of its almost immediate response limited only by the rate at which the make-up water flow can be regulated, and it does not involve any flashing of hot water because of its constant pressure operation. The surge in process load in this case is substantially prevented from being transmitted to the upstream steam turbine and steam generator.

The inventive arrangement is particularly suited for a CHP plant using a steam engine where the process steam thermal energy imbalance is of a sustained cyclic profile of short duration with steeply rising peaks and steeply descending dips, and the process steam peak deficit not exceeding about 24 % above the average process steam supplied in a typical operating temperature parameters as shown in the example. However, the peak surplus process steam during imbalance can be high. The thermal buffer capacity operates substantially at constant pressure and temperature serving to provide rapid response to thermal imbalance without the impediment of steam flashing.

With the aid of the above described invention, steam at sufficiently constant pressure is available for the downstream process at all times, this being a requirement in view of providing stable processing temperatures. In other words, only the sporadic peak loads of the downstream process need be equalized by external means with the present invention herein.

Conveniently, steam flows conveyed to a downstream process can be determined without providing a flow meter on the steam supply conduit. The wide variations in steam flows conveyed to the downstream process make it difficult to correctly measure and record the instantaneous steam flow rate with an ordinary flow meter. However, there is often a need to determine the steam flows, with its variations from maximum to minimum values, to provide monitoring, recording and automation control services. In the configuration of Figure 2, the flow rate of steam conveyed to the downstream process is determined from a measurement of the flow rate of the exhaust steam discharged from the steam turbine and a measurement of the flow rate of make-up fluid into the feed water heater (70) for storage in vessel (60) when the heated feed water in the storage vessel (60) is maintained at substantially constant pressure and temperature.

The mass flow rate of steam which flows to the downstream process through the supply conduit R1, is calculated from R2, the mass flow rate of exhaust steam discharged from steam turbine and R3, the mass flow rate of make-up water introduced into the storage vessel (60) when feed water in the storage vessel (60) is operating at substantially constant pressure and temperature, according to the following heat balance equation.

$R1 = R2 - a.\ R3$ where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of steam from steam engine to downstream process;

hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);

hf_2 = enthalpy of make-up water;

The enthalpy hg_o is evaluated from the steam conditions (pressure, assuming saturated) of the exhaust steam, while hf_1 is evaluated from the pressure or temperature in the storage vessel (60), and hf_2 is evaluated from the make-up water temperature. The enthalpy values are in units of kJ/kg and mass flow rates are in units of kg/s. The formula applies where the steam to downstream process and the steam for make-up water heating are from the same source.

The mass flow rate R2, is determined from a signal of steam flow from a convenient means like a flow meter for detecting steam flow rate to the steam turbine inlet or a power meter detecting electrical load on the steam turbine generator or the steam turbine first stage pressure. The mass flow rate R3, is determined from a signal of make-up water flow from a flow meter on the make-up water conduit (66). Liquid flow meters for measurement with a large turndown ratio are readily available. A programmed microprocessor receives inputs of the two signals that denote R2 and R3 and output a signal that denotes R3, which is conveniently displayed in a visual screen. The steam flow to the downstream process is determined accurately even when the

flow rate is very small or very large, without requiring provision of a flow meter in the steam supply conduit.

Advantageously, an automatic controller can be configured to continually set the steam turbine steady state load on runtime to output exhaust steam to the process, such that a thermal balance is maintained between the surplus and deficit over a determined cyclic time on a running average taking into consideration the thermal buffer capacity of the disclosed invention for the plant. A CHP plant that has the flexibility to adjust its power output, for example running in parallel with the grid can take advantage of such an automation control continually sensing the process steam demand profile on runtime, and setting the steam turbine steady state load as shown in the present example. Within operating limits, the reserve quantity of hot feed water in the storage vessel (60) increase and decreases in response to the steam turbine exhaust to the downstream process increasing or decreasing respectively when the thermal buffer capacity is in operation maintaining constant exhaust pressure for a particular downstream process load. This feature is advantageously used regulate the steam turbine load to maintain the thermal buffer capacity available through the sustained cyclic load with adequate reserve quantity of secondary fluid in liquid phase.

The objects of the disclosure can be harnessed in embodiments where without an intermediate steam turbine, a steam generator (120) supplies a downstream process steam that exhibits sustained cyclic demand and a portion of the process steam is drawn for feed heating to provide internal thermal buffer capacity.

The design of the feed water heater (70) provides for preheating the incoming make-up water to or near saturation temperature of the heating steam drawn to cater for varying flow conditions and remain independent of incoming make-up water temperatures. The operating pressure of the feed water heater is advantageously maintained at all times at the heating steam pressure, which being substantially at the steam turbine exhaust steam pressure. The make-up water flow rate during operation of the internal thermal buffer capacity accumulation or a future external thermal energy storage system is several times higher than the steady state operation of the feed water heater. Make-up water temperatures can range from cold make-up to hot make-up from an external thermal energy storage if included. A two-stage tray type feed water heater design would be one of the options that cater for these variations. Direct contact make-up water preheating imparts rapid heating to provide the necessary response time for transient load changes with an economical configuration. The feed water heater (70), heating steam supply circuit (64) and the make-up water circuit (66) including control equipment will have a capacity to meet requirements of thermal buffer capacity operation. Advantageously, the feed water heater (70) is coupled to the storage vessel (60). In practical implementation a feed water heating system is configured to preheat make-up water introduced for heating and confined in the storage vessel (60) at a maximum flow rate not less than 1.3 times the make-up water flow catering for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use under normal operating conditions.

The feed water heater (70) may advantageously incorporate features for simultaneous deaeration to remove non-condensable gases from the incoming make-up water thereby serving both the functions of preheating and removing air and non-condensable gases. The flow non-return device (65) on the conduit (64) prevents rapid depressurisation of the feed water heater (70) and storage vessel (60) that could cause

flashing and swell in the storage vessel (60) in the event of pressure loss in the back pressure receiver (50) due to a cause like steam turbine trip.

The feed water heater and storage vessel can be advantageously coupled with an external thermal energy storage system to extend the thermal energy storage capacity. During periods of surplus process steam hot water from the storage vessel (60) is withdrawn to an external thermal energy storage facility; and the same quantity of water, which is withdrawn in this way is replaced with make-up water introduced into the feed water heater (70), thus reducing the surplus process steam, and during periods of deficit process steam, hot make-up water is introduced into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit process steam.

It is advantageously the case that a control system communicatively coupled to a flow controllable means located on the make-up circuit (66) regulates the flow of make-up water into the storage vessel (60) to operate its internal thermal buffer capacity in response to thermal energy imbalance. A pressure deviation from a predetermined set-point pressure value in the exhaust steam directed to the downstream process is a convenient measure of the thermal imbalance. A pressure deviation signal from a sensor sensing the steam pressure can be used as an input to the control system operable to selectively increase or decrease the flow rate of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure value respectively of the exhaust steam, in order to regulate the pressure of the exhaust steam to maintain the steam pressure substantially at the set-point value. A "positive pressure deviation" denotes pressure greater than the predetermined set-point value.

The control system further comprising sensor for sensing the level of liquid surface in the storage vessel (60) includes a master level control operable to impress a signal upon the steam turbine (102) governor or the make-up steam pressure reducing and desuperheating station (106) to selectively decrease or increase the output of exhaust steam to the downstream process in response to a rising or falling liquid surface level in the storage vessel (60) from a predetermined level value (61) respectively. The master level control can be tuned loosely allowing the level to rise and fall in response to any short term imbalances. A non-linear control algorithm can be used to loose control the level in the storage vessel, where the control responds to small errors with a small gain; it responds to large errors with a large gain. This means that in the vicinity of the set-point, the control allows the level to drift freely. The predetermined level set-point (61) is based on the operator's estimate of the nature of the downstream process load variations and whether the most probable thermal imbalance will require additional accumulation or depletion capacity of the confined reserve quantity of hot water.

An embodiment of the present invention is depicted in Figure 3 as a schematic diagram where the figure shows part of a combined heat and power plant. The means or apparatus of the embodiment is generally denoted by reference numeral (6). This embodiment provides fluid separation between the power generation process and the technological process. A steam turbine (102) receives a flow of steam from a steam generator (120) through conduit (101) and expands it to generate mechanical power, which is converted by electric generator (140) into electrical power. The expanded steam is exhausted via an exit port (103) and is conveyed through conduit (104) to a vessel plant (6), which operates as an intermediate device between the power circuit and the external process heat circuit. The exhaust steam after dissipating its thermal energy and precipitating as primary condensate in a primary space (10) of the vessel plant (6) is withdrawn from the primary space and returned to the steam generator

(120) via conduit (18) and condensate pump (22) retained in the power circuit. A make up water introduced into a secondary space (11) of the vessel plant (6) evaporates by means of the dissipated thermal energy conducted across to the secondary space and the generated steam is supplied to an external process, the secondary space forming part of the external process heat circuit. Any condensate from the external process heat circuit is returned to the secondary space (11) of the vessel plant (6) via conduit (25). The make-up fluid circuit supplies make-up water via make-up water pump (26) through conduit (16). The primary condensate withdrawn from the primary space (10) can be utilized for any use where its thermal energy is beneficially harnessed although commonly its thermal energy is retained in the power circuit. The embodiment as shown operates with the whole of the steam turbine exhaust steam directed to the vessel plant (6).

In prior art configurations, the steam turbine exhaust pressure is established at design time by external process temperature. With an intermediate vessel plant (6) however, the secondary steam pressure instead is established by the external process temperature. The vessel plant (6) being an indirect heat transfer device requires a temperature differential across the primary and the secondary spaces to induce heat flow. A greater temperature differential helps in indirect heat exchange but the accrued higher primary side steam turbine exhaust temperatures and pressures translate into higher lost power potential of the steam turbine. Therefore, a smaller temperature differential is preferred in order to minimise the lost power potential of the steam turbine. In addition, a smaller design operating temperature differential is advantageous in keeping the ensuing widening of temperature differential small in the event of an increased thermal energy discharge to the vessel. An object of the present invention is therefore to keep the design operating temperature differential across the indirect heat transfer device small, but this will invariably increase heat exchange surface areas and

costs. Thus an economic balance between the two is established at design time to fix the optimum temperature differential.

As an example, the vessel is configured to operate at a secondary steam pressure of 170 kPa and the steam turbine exhaust pressure (primary steam pressure) set at 220 kPa, thus providing a temperature differential across the indirect heat transfer device of about 8 °C. In this configuration the heat exchange surface area required is considered economical with a lost power potential of about eight percent (8%) due to the higher exhaust pressure, considering that the plant operational reliability, flexibility and improvement in overall efficiency of the CHP system is enhanced. The heat exchange surface area contributes to a major proportion of the cost of the inventive plant arrangement.

It is understood that CHP applications using back pressure steam turbines operate with an exhaust pressure greater than ambient atmospheric pressure, but rarely near 680 kPa. It is therefore contemplated that in practical implementation the vessel is operated at a secondary steam pressure greater than ambient atmospheric pressure and not greater than about 680 kPa. However, while the higher pressure of 680 kPa is not a physical limitation, it may not be considered as economic due to high turbine lost power potential.

The heart of this embodiment is the vessel plant (6) which comprises a vessel (7) and subsystems for condensate removal from the primary space and make-up water supply to the secondary space. Exhaust steam from the steam turbine (102) and/or live steam make-up from a pressure reducing and de-superheating station (106) bypassing the steam turbine are withdrawn into a primary space (10) of the vessel as primary steam where it precipitates as condensate by dissipating its thermal energy to a secondary

space (11) of the vessel (7). The secondary space (11) of the vessel receives make-up water via conduit (16a) and generates a secondary steam using the received dissipated thermal energy for use in an external process, the secondary space forming part of the external process heat circuit. A flow controllable means located on the make-up circuit regulates the make-up flow into the secondary space to maintain a stable liquid surface level at predetermined set-point operating liquid surface level (13) in the secondary space. A flow controllable means of regulating the make-up water flow rate includes a variable frequency drive for the make-up pump (26) on the make-up water circuit (16). A controller communicatively coupled to the flow controllable means comprising sensor for sensing the level of liquid surface in the secondary space and a control means operable to regulate the flow of make-up water in response to a level deviation from the predetermined level value (13) can be advantageously applied. The make-up water admitted into the secondary space is preheated by direct contact with the existing hot fluid in the secondary space.

The embodiment shows a vessel (7) utilising thin-film evaporation process with assisted circulation design that imparts high heat transfer coefficient. In practical implementation, the overall heat transfer coefficient for such a design can be about 3 kW/K-m^2, offering cost and installation space savings.

The embodiment showing a vessel plant (6) includes a vessel (7), a recycle pump (21), a condensate pump (22), instrumentation and control, and associated piping. The vessel plant (6) can conveniently consist of more than one vessel (7) and supporting equipment. The vessel (7) contains a plurality of horizontal tubes. The primary steam flowing from the steam turbine flows through the tubes dissipating its heat to the tube wall and precipitates as condensate inside the tubes at its saturation temperature, the inside of the tubes forming part of the primary space (10). The dissipated heat is

conducted across the tube walls and absorbed by evaporation boiling in thin water films flowing over the outside of the tubes in the secondary space (11). A recycle pump (21) provides the necessary assisted circulation with a spray or tray means of distributing the circulated water uniformly over the tube bundle overhead to establish thin-film evaporation process where partial evaporation takes place as the circulated water cascades down the tube bundle in the secondary space. The operating liquid surface level in the secondary space of the vessel (7) is maintained below the horizontal heat exchanger tubes. The condensate of the primary steam inside the tubes drains to a collection pot from which it is withdrawn by the condensate pump (22). The evaporated steam in the secondary space (11) is supplied to an external process.

Advantageously, an internal thermal buffer capability is incorporated into the vessel plant (6, 7) as described herein. A predetermined reservoir space to hold a reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase is provided in the secondary space (11). The hot water reserve quantity is allowed to vary with the liquid surface level fluctuating about a predetermined set-point operating liquid surface level (13) in the secondary space of the vessel (7) providing an internal thermal buffer / inertia capability to make up for process steam thermal imbalance using a suitable control system. Any deficit in process thermal energy that makes a demand on the vessel (7) is met rapidly by temporarily throttling the incoming make-up water into the vessel by a flow controllable means on make-up conduit (16) and the confined reserve hot water continuing to evaporate at substantially constant pressure and temperature to produce steam; temporarily throttling to slow or stop the incoming make-up water curtails the drawing of thermal energy in the secondary space for preheating the incoming make-up water to the saturation temperature in the secondary space and such untapped thermal energy being allowed instead to meet the increased process load. Direct contact make-up water preheating provides the necessary response time to cope with fast transient load

changes. This feature of the invention allows the steam turbine to be operated at steady load conditions while the thermal load can fluctuate, depending on the thermal design parameters of the system, providing temporarily up to about 25% above the average heat supply, which should suffice to meet the needs of a normal CHP plant.

The working of the internal thermal buffer feature is brought about by the temperature difference between incoming make-up water and the saturated temperature of the hot water reserve in the secondary space. Surge steam demand is provided by the resultant saving in heat required to raise the temperature of the incoming make-up water to the saturation temperature of the secondary space (11) thus producing more steam for the external process. The confined reserve hot water continues to evaporate when the incoming make-up water flow is restricted. The confined reserve water is principally accumulated during periods of low thermal consumption and said reserve water continuing to be evaporated off principally during periods of high thermal consumption. This feature is advantageously used in leveling the process steam load in a sustained cyclic thermal energy imbalance.

The water quantity in the secondary space of the vessel (7) varying between a high water level and a low water level, the water surface level fluctuating about a predetermined set-point operating liquid surface level (13) forms the reserve quantity of hot water that provides the internal thermal buffer capacity. The low water level provides minimum suction head required for safe operation of recycle pump (21). The reserve water quantity in the secondary space is predetermined to meet the thermal buffer capacity of user requirement depending on the profile of sustained cyclic thermal imbalance. In practical implementation the quantity of reserve water is predetermined to provide a buffer capacity to cater for the duration of a sustained cyclic thermal imbalance. Conveniently, the required space for the internal thermal buffer reserve

capacity can be reduced and supplanted with an external thermal storage system, the internal buffer capacity providing the rapid response for transient imbalance and reaction time for the activation of the external thermal energy storage system. However, an external thermal storage system operating at a lower temperature may provide lower thermal buffer capabilities.

Figure 1 shows an example of downstream process steam load profile that exhibits a sustained cyclic load. Sustained cyclic demand is observed between the periods (a)-(b), (b)-(c), (c)-(d), and (d)-(e), with an average sustained cycle time of about 14 minutes. By way of example we use Figure 1 to elaborate the working of an exemplary embodiment as shown in Figure 3 where a steam turbine discharges its exhaust steam into the primary space (10) and steam from the secondary space (11) supplies the downstream process steam. An internal thermal buffer capacity is provided by varying the flow rate of incoming make-up water into the secondary space. The average process steam flow over a cycle of successive process steam load is 5.9 kg/s (B), dip process steam flow 2.2 kg/s (A), regular peak process steam flow 7.7 kg/s (C) and sporadic peak process steam flow 9.3 kg/s (D). The make-up water temperature is at 30 ºC, and the secondary steam is dry saturated at 115 ºC. Considering the average process steam demand of 5.9 kg/s (B) and taking a blowdown rate from the secondary space of 0.3 kg/s, heat and mass balance shows the average make-up water flow as 6.2 kg/s and the secondary steam drawn for heating the make-up water to the saturation temperature of 115 ºC as about 1.0 kg/s. The heating steam flow rate, 1.0 kg/s can be curtailed to meet process steam load during periods of process steam deficit, by throttling the make-up water flow and the secondary steam generation continuing to evaporate feed water from the reserve capacity of heated water confined in the secondary space at substantially constant pressure and temperature. In this

example, the maximum reserve capacity available in terms of steam flow rate is 1.0 kg/s, which is about 18% of an average process steam supply (E).

A steady state operation of the CHP is set to input a constant supply of primary steam into the primary space (10) of the vessel (7) such that the secondary steam output meets a highest possible average process steam demand (E) that is below a peak process steam demand (F) that is limited to not more than 18% above the highest possible average process steam demand (E), while heating a designated flow rate of make-up water, in the profile depicted in Figure 1. Under these conditions of CHP operation the varying thermal imbalance below the identified peak process steam demand (F) is expected to be met over the period of sustained cyclic steam demand aided by the reserve thermal buffer capacity. Therefore, in this example, a steam turbine set to operate at a steady state discharging its exhaust heat to the vessel (7) to evaporate secondary steam at about 6.6 kg/s and discharge its output to the downstream process at a rate of 5.6 kg/s (E) will be able to meet the varying process steam demands below an upper limit of the 6.6 kg/s over the sustained cyclic duration aided by the reserve thermal buffer capacity. The steady state secondary steam evaporation rate of 6.6 kg/s provides the highest possible average process steam demand of 5.6 kg/s (E) and the heating steam of 1.0 kg/s required to heat the designated flow rate of make-up water at 6.2 kg/s. The highest possible average process steam demand of 5.6 kg/s (E) is the average value of the process steam demand below an upper limit steam flow rate of 6.6 kg/s (F) in the profile depicted in Figure 1, the upper limit steam flow rate of 6.6 kg/s (F) being the rate that can be met when the maximum reserve thermal buffer capacity is operational. During the steady state operation feed water for the secondary steam generation is consumed at a rate of 5.6 kg/s and an additional feed water is blowdown from the secondary space at a rate of 0.3 kg/s leaving an excess heated

make-up water of 0.3 kg/s to accumulate in the secondary space (11), which begins to get consumed during periods when process steam demand increases to a flow rate marginally above steady state steam supply 5.6 kg/s (E) and depleted at the end of the cyclic load duration.

The CHP will need to adopt a means to meet peak process steam demand in excess of the 6.6 kg/s (F) being the rate that can be met when the maximum reserve thermal buffer capacity is operational, for example, during the regular peak transient deficit of 1.1 kg/s (C – F) and the sporadic peak transient deficit of 2.7 kg/s (D – F). The steam turbine output, where possible, can be raised above the steady state output to discharge additional exhaust heat or a live steam pressure reducing and desuperheating station (106) can be operated to discharge additional heat for secondary steam generation during these times. The vessel (7) will have the evaporative capacity to meet a peak steam demand, which in case of the regular peak steam demand (C) is an evaporative capacity of 7.7 kg/s from and at 115 ºC. However, more importantly with the thermal buffer capacity the CHP is able to avoid a sudden change from the minimum process steam demand (A) to the maximum process steam demand (F), which is almost a step change, only to cope with a smaller transient deficit of (C-F).

During periods of highest surplus process steam there is an excess steam of 3.4 kg/s (E - A) over the mean value (E) that needs to be harnessed. This requires heating of about an additional 21.2 kg/s of make-up water and combined with the heating steam condensate of 3.4 kg/s generates about 24.6 kg/s of hot water at saturation temperature, which hot feed water is confined as reserve thermal capacity with the steady state accumulation at a rate of 24.9 kg/s after allowing for the steady state evaporation for steam generation. Thus, the feed water heater will have a maximum

capacity to cope with 4.4 times the steady state heating capacity. In the worst case of a single step change from minimum (A) to maximum (C) process steam flows within a the sustained cyclic duration, the reserve capacity of hot fluid acquired during surplus period is about 4,700 kg, however, there ~~are~~ is more than one peak and dip within the cycle time that allows a smaller reserve space.

This example has made an assumption that the steam turbine can be set to operate at a steady state discharging its exhaust heat to generate secondary steam at about 6.6 kg/s. In cases where the steam turbine mechanical load is limited by its connected load and therefore unable to be set to discharge the required steady state exhaust heat, an amount of live steam make-up will be required to supplement for the shortfall. Sporadic peak transient process demands like (D) are best avoided by better management of the process steam usage or by way of steam flow restriction.

In a palm oil extraction plant the steam demand profile is particularly onerous on the CHP system, especially on the steam generator because the peak demand is almost a step change following a dip demand, which means in this example a step surge of 5.5 kg/s (C – A) or 93% of average steam load (B) on the steam generator. The present invention is able to reduce this surge to 1.1 kg/s (C – F), which is about 18% of average steam load (B) on the steam generator in the event of regular peak process steam demand. The invention is particularly advantageous in such an onerous process steam demand profile because of its almost immediate response limited only by the rate at which the make-up water flow can be regulated, and it does not involve any flashing of hot water because of its constant pressure operation. The surge in process load in this case is substantially prevented from being transmitted to the upstream steam turbine and steam generator.

The inventive arrangement is particularly suited for a CHP plant using a steam engine where the process steam thermal energy imbalance is of a sustained cyclic profile of short duration with steeply rising peak and steeply descending dip, and the process steam peak deficit not exceeding about 18 % above the average process steam supplied in a typical operating temperature parameters as shown in the example. However, the peak surplus steam during imbalance can be high. The thermal buffer capacity operating substantially at constant pressure and temperature provides rapid response to thermal imbalance without the impediment of steam flashing.

With the aid of the vessel plant (6) of the present invention, steam at sufficiently constant pressure is available for the downstream process at all times, this being a requirement in view of providing stable processing temperatures. In other words, only the sporadic peak loads of the downstream process need be equalized by external means with the present invention herein.

Conveniently, vaporized secondary fluid flows discharged from the secondary space (11) and conveyed to the downstream process is determined without providing a flow meter on the vaporized secondary fluid discharge outlet conduit. The wide variations in fluid flows discharged from the secondary space make it difficult to correctly measure and record the instantaneous fluid flow rate with an ordinary flow meter. However, there is often a need to determine the discharged secondary fluid flows, with its variations from maximum to minimum values, to provide monitoring, recording and automation control services. In the configuration of Figure 3, the flow rate of vaporized secondary fluid discharged from the secondary space (11) is determined from a measurement of the flow rate of the primary steam flow into the primary space (10) and a measurement of the flow rate of flow of make-up fluid into the secondary space (11) when the vessel (7) is operating at substantially constant pressure and temperature.

The mass flow rate of vaporized secondary fluid which flows through the discharge conduit R1, is calculated from R2, the mass flow rate of exhaust steam discharged from steam turbine into the primary space (10) as primary steam and R3, the mass flow rate of make-up fluid introduced into the secondary space (11) when the vessel (7) is operating at substantially constant pressure and temperature, according to the following heat balance equation.

$R1 * (hg_1 - hf_1) = R2 * (hg_o - hf_o) - R3 * (hf_1 - hf_2)$

where,

hg_o = enthalpy of primary steam;

hf_o = enthalpy of primary condensate;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water;

The enthalpy hg_o and hf_o are evaluated from the steam conditions (pressure, assuming saturated) in the primary space (10), while hg_1 and hf_1 are evaluated from the fluid conditions (pressure or temperature) in the secondary space (11), and hf_2 is evaluated from the make-up fluid temperature. The enthalpy values are in units of kJ/kg and mass flow rates are in units of kg/s.

The mass flow rate R2, is determined from a signal of steam flow from a convenient means like a flow meter for detecting steam flow rate to the steam turbine inlet or a power meter detecting electrical load on the steam turbine generator or a measure of pressure or temperature in the primary space when the secondary space (11) is under constant pressure and temperature operation or the steam turbine first stage pressure. The mass flow rate R3, is determined from a signal of make-up fluid flow from a flow meter on the make-up water conduit (16). Liquid flow meters for measurement with a

large turndown ratio are readily available. A programmed microprocessor receives inputs of the two signals that denote R2 and R3 and output a signal that denotes R3, which is conveniently displayed in a visual screen. The vaporized secondary fluid flow is determined accurately even when the flow rate is very small or very large, without requiring provision of a flow meter in the vaporized secondary fluid discharge conduit.

Advantageously, an automatic controller can be configured to continually set the steam turbine steady state load on runtime to output exhaust steam to the process, such that a thermal balance is maintained between the surplus and deficit over a determined cyclic time on a running average taking into consideration the thermal buffer capacity of the disclosed invention for the plant. A CHP plant that has the flexibility to adjust its power output, for example running in parallel with the grid can take advantage of such an automation control continually sensing the process steam demand profile on run time, and setting the steam turbine steady state load as shown in the present example. Within operating limits, the reserve quantity of secondary fluid in liquid phase in the secondary space (11) increase and decreases in response to the primary steam withdrawn into the primary space (10) increasing or decreasing respectively when the thermal buffer capacity is in operation maintaining constant pressure in the secondary space (11) for a particular downstream process load. This feature is advantageously used regulate the steam turbine load to maintain the thermal buffer capacity available through the sustained cyclic load with adequate reserve quantity of secondary fluid in liquid phase.

Referring to Figure 4, advantageously a feedwater heater (8) is coupled with the said vessel (7) to preheat the make-up water by means of the vapour generated in the

secondary space (11) prior to its entry into the secondary space (11) of the vessel (7). The make-up water circuit supplies make-up water via make-up water pump (26) via conduit (16b) to the feedwater heater (8). The preheated water is discharged from the feedwater heater (8) via conduit (17). A flow controllable means located on the make-up circuit regulates the make-up flow to maintain level of the liquid surface in the secondary space (11).

The feedwater heater (8) is coupled with the vessel (7) in fluid communication with secondary space to receive vapour for its operation and discharge the preheated make-up water at or below the operating liquid surface level (13) into the secondary space avoiding any adverse interference of the make-up water with the thermal fluid dynamics of the thin-film evaporation process. Advantageously, close coupling the feedwater heater (8) to the vessel (7) provides an advantage in reducing pressure losses in the feed water heater steam supply and water discharge paths, and allows gravity discharge of the heated fluid from the feedwater heater (8) via conduit (17) to the secondary space of the vessel, without a separate transitional storage and transfer pump for delivering the preheated make-up water to the vessel (7).

The design of the feedwater heater (8) provides for preheating the incoming make-up water to or near saturation temperature to cater for varying flow conditions and remain independent of incoming make-up water temperatures. The feedwater heater (8) is configured to cater for efficiently preheating large quantity of water, several times the steady state make-up flow during operation of the internal thermal buffer capacity accumulation or a future external thermal energy storage system, and make-up fluid temperatures can vary from cold make-up to hot make-up from external thermal energy storage. Direct contact heat exchanger provides rapid heating with an economical plant and rapid preheating provides the necessary response time for transient load changes

expected of the plant. A two-stage tray type feed water heater design would be one of the options that meet these requirements. The preheating of cold make-up water in the feedwater heater (8) and to near saturation temperature avoids any adverse interference of the make-up water with the thermal fluid dynamics of the thin-film evaporation process and potential thermal stress in the vessel (7) particularly during such large cold water flows. The feedwater heater (8) and the make-up fluid circuit (16) including control equipment will have a capacity to meet requirements of thermal buffer capacity operation. Advantageously, the feed water heater (8) is coupled to the secondary space (11). In practical implementation a feed water heating system is configured to preheat make-up fluid introduced into the secondary space (11) at a maximum flow rate not less than 1.3 times the make-up fluid flow rate catering for the maximum continuous rated evaporative capacity of the Vessel (7) under normal operating conditions.

The feedwater heater (8) may advantageously incorporate features for simultaneous deaeration of the incoming make-up water in the feedwater heater (8) thereby serving both the functions of preheating and removing air and non-condensable gases from make-up fluid. Deaerated feed water avoids non-condensable gases interfering with thin film evaporation. Deaerated feed water inhibits scale formation that hinders heat transfer and further prevents corrosion of the internals and this allows the use of low cost construction material to fabricate the vessel (7). Deaeration of make-up water can be done separately and externally before it is introduced into the vessel (7).

A blow down circuit (24) facilitates blow down to control the amount of total dissolved solids (TDS) in the secondary space liquid of the vessel (7). The blowdown is drawn upstream from a location where the concentration of the total dissolved solids is

highest. Heat in the blowdown water may be recovered through an indirect heat exchanger (27) by incoming make-up water.

Advantageously, a demister (12) is disposed in the secondary space interior at the steam outlet for delivery of steam to the downstream process to prevent liquid entrainment in the steam.

As shown in Figure 4, advantageously an auxiliary steam condenser (9) is coupled with the said vessel (7). The auxiliary steam condenser (9) in fluid communication with the secondary space of the vessel (7) through conduit (15) condenses excess steam from the secondary space to regulate pressure in the secondary space to a set value during periods of excessive surplus process steam. The condensate from the auxiliary steam condenser (9) is returned to the secondary space of the vessel. The operating pressure of the auxiliary condenser which corresponds to the secondary steam pressure is contemplated at greater than ambient atmospheric pressure and not greater than about 680 kPa. The auxiliary steam condenser (9) is expected to come into operation when the internal thermal buffer capacity is unable to fully meet the requirement of the system to maintain stable process steam pressure. However, the auxiliary condenser should only be used sparingly to avoid wasting thermal energy. Accordingly, it is desirable to provide an induced direct air-cooled condensing plant that can accommodate the various operating criteria for power plant start-up or restart during a period of peak mechanical load or drastic reduction in thermal demand while achieving a reduction in the operating cost of the overall air-cooled auxiliary condensing plant. The capacity and performance of the auxiliary condenser depends on the configuration to meet user requirement.

The auxiliary steam condenser (9) which is of induced draft direct air-cooled design is constantly charged with steam from the secondary space of the vessel (7) to avoid atmospheric air ingress during standby and water hammer effects on start-up for providing reliable fast action when it is called upon to act. When the condenser fans are idle, conduction and natural draft convection heat dissipation from the auxiliary steam condenser (9) produces trickle condensation, which may be beneficially used to provide make-up water for the power circuit. The inherent natural draft and the induced air flow during standby duty of the auxiliary steam condenser (9) can be varied to produce variable quantity of condensate to meet the power circuit make-up service or any other use. An auxiliary steam condenser (9) of induced air flow direct air-cooled design offers advantage over water-cooled designs. Induced air-cooled design is configured for fast start-up without consuming electric power while on standby duty. Heat dispersion can be varied by varying induced air flow by means of variable speed drive fans, thus eliminating the need for flow control valve in the auxiliary condenser steam circuit.

The air-cooled auxiliary steam condenser (9) has at least one fan coupled to a variable-speed drive to regulate air flow which in turn regulates the steam pressure in the secondary space. The air-cooled auxiliary steam condenser (9) may be controlled by a combination of number of fans running and variable-speed drive fan. Air-cooled condensers having appropriate thermal characteristics relative to overall heat capacities enable the plant to meet discrepancies during periods of peak thermal loads.

A demister (12) is disposed in the secondary space interior at the steam outlet for delivery of steam to the auxiliary steam condenser (9) to prevent liquid entrainment in the steam to improve purity of its condensate when used as a source of make-up fluid for the power circuit or any other use.

Condensate from the auxiliary steam condenser (9) drains into a condensate collection vessel (14) from which any excess condensate overflows into the secondary space of the vessel (7) via conduit (19). The condensate collection vessel (14) provides a measure of buffer storage facility as well as minimum suction head for pumps. A level transmitter provides level signal for control purposes.

Referring to Figure 5, advantageously, condensate pump (20) conveys condensate from the condensate collection vessel (14) to the power circuit through conduit (23) for use as make-up fluid. Surplus condensate is conveyed via conduit (38) to a demineralised water storage tank for later use after it is cooled in an indirect heat exchanger (30) by incoming make-up water to recover heat. When in need, the stored demineralised water is admitted to the power circuit via pump (35) and conduit (36).

Referring to Figure 5, advantageously regenerative feed heating can be provided to preheat the make-up water stream to recover heat from the power circuit condensate stream before the make-up water enters into the secondary space (11) of the vessel (7). The heat recovered in the make-up water allows for a reduction in the design internal evaporative thermal capacity required of the vessel (7) to meet a particular secondary steam output duty and thereby reducing costs. A regenerative heat exchanger (34) can be conveniently incorporated to exchange heat between the two fluid streams. The regenerative heat exchanger (34) operating at a higher mean temperature difference between the hot and cold fluid streams could provide an economical configuration in reducing the otherwise required evaporative capacity of the internal indirect heat exchanger of the vessel (7) that operates at a smaller constant temperature difference. However, it is to be recognised that such regenerative feed heating will have a negative impact on the design thermal buffer capacity of the vessel (7) to deal with rapid increase in thermal demand in terms of flow rate which depends

on the temperature difference between the reserve hot water in vessel (7) and the incoming make-up water as the make-up water at steady state operation is now at a higher temperature. The effect of curtailing the flow of make-up water during deficit process steam periods will be to increase the temperature of the condensate in the power circuit exiting the regenerative heat exchanger (34). The consequence of this is a reduction in the heating steam drawn to the feed water heater (110) of the power circuit from the steam turbine (102) via conduit (108), which in turn discharges an additional flow of exhaust steam to the vessel (7). This will increase the differential temperature across the vessel heat exchanger (7), causing an undesirable pressure rise in the steam turbine exhaust steam. The net effect is delivering an additional steam to meet the deficit in process steam indirectly through heat exchange via the vessel (7) with undesirable results. The regenerative heat exchanger (34) will also affect the operation of external thermal energy storage in the event of an increase in thermal demand as it depends on the temperature difference between the externally stored hot water and the steady state make-up water. The reaction is similar to the negative impact on the design thermal buffer capacity of the vessel (7) causing an undesirable pressure rise in the steam turbine exhaust steam. The net effect is delivering the heat in the stored hot water to meet the deficit in process steam indirectly through heat exchange via the vessel (7) with undesirable results. For the above reasons, it is recommended that incorporating regenerative feed heating between the make-up water stream and the power circuit condensate stream is only considered as a possible retrofit to meet with future unplanned demand for additional process steam or to reconcile any design deficit, sacrificing the design thermal buffer capabilities. An approximately 15% increase in steaming capacity of the vessel (7) is achievable by such remedial regenerative feed heating based on typical CHP design operating thermal parameters.

Referring to Figure 5, the embodiment advantageously incorporates an external thermal energy storage system. Surplus thermal energy is retrieved by withdrawing hot water from the vessel (7) via pump means or pump (33) through a hot water transfer conduit (37) and an indirect heat exchanger (31) to an external thermal energy storage facility and the same quantity of water, which is withdrawn in this way from the vessel replaced with cold make-up water through the make-up service via modulating flow diversion valve (32), make-up water pump (26), the indirect heat exchanger (31), and through conduit (16b) to the vessel (7). The hot water is withdrawn upstream from a location where the temperature is the highest corresponding to the saturation temperature. Where a feedwater heater (8) is provided, the heat exchange to the make-up water occurs in the feedwater heater (8) and the heated water is discharged at or below the water surface level in the secondary space, thus ensuring that the thin-film evaporation process is not affected by the temperatures or flow of incoming make-up water. Depending on the rate of thermal energy retrieved from the vessel (7) in terms of fraction of the evaporative capacity of the vessel (7), the make-up water flow rates and the corresponding capacity of feedwater heater (8), where provided, can be several times the normal duty. However, direct contact feedwater heating provides an economical means to achieve the heating. The indirect heat exchanger (31) cools the hot water to below boiling point before it is transferred to the storage reservoir facility to save energy that would otherwise be lost through flashing. Where a high temperature storage facility is employed, the indirect heat exchanger (31) may not be required. During periods of deficiency of thermal energy supply at peak thermal demands, hot water withdrawal via hot water transfer conduit (37) is stopped and instead hot water from the thermal energy storage facility in place of cold make-up water is supplied to the vessel (7) via modulating flow diverting valve (32).

Advantageously an external thermal energy storage system can be incorporated into the vessel plant (6, 7) with or without the internal thermal buffer capacity operational. However, the operation of external thermal energy storage requires the temperature of make-up water be lower than the externally stored hot water. Advantageously, where an internal thermal buffer capability is incorporated into the vessel plant (6, 7), the internal buffer capacity provides the rapid response for transient imbalance and reaction time for the activation of the external thermal energy storage system. The dead volume path that hot water from the external thermal energy storage passes through the make-up circuit before it enters the vessel (7) is a determining factor of the required reaction time.

Where it is advantageous, surplus thermal energy from the vessel (7) is withdrawn from the secondary space to vapour charge the external thermal energy storage facility. Where thermal energy load is cyclical diurnally or weekly on weekend turndowns, surplus heat can be stored and retrieved from the optionally coupled external thermal energy storage facility of an economic and not too large a storage capacity. However, external thermal energy storage that depends on hot water storage is only viable where the make-up fluid quantity is of considerable quantity and at low temperature, which is common in industrial heat and power plants. An example of a thermal energy storage facility is an insulated hot water storage tank. The tanks are well insulated and can store energy for up to a week. High-temperature storage like external phase-change material (PCM) based thermal energy storage can be readily incorporated in the future.

Figures 6.1, 6.2, 6.3 and 6.4 depict embodiments of the present invention in different configurations of combined heat and power plant incorporating a steam turbine where at least a portion of the exiting steam from the steam turbine is conveyed through the vessel arrangement to a downstream process. A straight backpressure steam turbine is

shown in Figures 6.1 and 6.2. An extraction backpressure steam turbine is shown in Figures 6.3 and 6.4. It is uncommon that an extraction condensing steam turbine is used in an energy efficient combined heat and power plant, nevertheless the present invention can be beneficially incorporated on the extraction steam line. The objects of the disclosure can be harnessed in embodiments where without an intermediate steam turbine (102), a steam generator (120) supplies at least a portion of a downstream process steam that exhibits sustained cyclic demand through the vessel plant (7).

Figures 6.5, 6.6, 6.7 and 6.8 depict embodiments of the present invention in different configurations of combined heat and power plant incorporating a steam turbine where at least a portion of the exiting steam from the steam turbine is conveyed to a downstream process and a portion of it is diverted to a plant (5) to maintain stable pressure for the downstream process. A straight backpressure steam turbine is shown in Figures 6.5 and 6.6. An extraction backpressure steam turbine is shown in Figures 6.7 and 6.8. It is uncommon that an extraction condensing steam turbine is used in an energy efficient combined heat and power plant, nevertheless the present invention can be beneficially incorporated on the extraction steam line. The objects of the disclosure can be harnessed in embodiments where without an intermediate steam turbine (102), a steam generator (120) supplies a downstream process steam that exhibits sustained cyclic demand with plant (5) maintaining stable pressure for the downstream process.

Referring to Figure 7a, there is indicated the possibility to circulate hot water from the secondary space (11) for high temperature hot water heating services. The hot water is withdrawn upstream from a location where the temperature is the highest corresponding to the saturation temperature by a pump means or pump (44) via conduit (45). After heat delivery, the water is returned to the secondary space. Such

use of heat inevitably reduces the internal thermal buffer capacity to meet deficit thermal energy in terms of flow rates. An indirect heat exchanger (46) is optional.

Referring to Figure 7b, there is indicated the possibility to incorporate an external heat sink to remove excess heat from the vessel by means like river water or cooling tower. The hot water is withdrawn upstream from a location where the temperature is the highest corresponding to the saturation temperature by a pump means or pump (47) via conduit (48). After heat delivery, the water is returned to the secondary space. An indirect heat exchanger (49) keeps the vessel circuit free of pollutants from the cooling source water. The removal of heat from the system should be used sparingly to avoid wasting thermal energy.

Referring to Figure 7c, there is indicated the possibility to incorporate low grade waste heat recovery. Low grade waste heat is recovered in one or more heat exchangers (43) by the cold make-up water stream. Inevitably any heat recovery by the incoming make-up water before its admission into the secondary space reduces the thermal buffer capacity to meet deficit thermal energy in terms of flow rates unless such heat recovered is continuously removed from the system for storage in an external thermal storage system for a later beneficial use.

The incorporation of an external thermal energy storage system in the arrangement facilitates the recovery and upgrading of low-grade waste heat of temperatures higher than the make-up water stream from sources like process effluent cooling streams through heating the cold make-up water stream. The recovered heat is stored at higher temperature in the external thermal energy storage for later use when demand arises.

Advantageously, the make-up water quality for the secondary fluid should meet the requirement of a boiler make-up quality corresponding to the pressure in the secondary space. The minimum requirement will be to provide softened water after removing hardness causing substances like calcium and magnesium ions. The preferred water will be demineralised water from a single pass Reverse Osmosis plant. The chemical treatment regime for the secondary fluid will depend on the make-up water influent. Where a deaerating feedwater heater is not provided as part of the plant installation an external degassing facility like a mechanical deaerator or Membrane Contactors is used to remove non-condensable gases in the make-up water before it is introduced into the vessel (7).

The return of condensate from process heat circuits in industrial combined heat and power plants is usually low and therefore requires considerable quantities of cold make-up water for the purpose of replacing the losses, which in turn renders the temperature of the make-up water introduced into the vessel (7) low. Similar conditions arise in process plants where return of condensate is large but temperature of the return condensate low.

Advantageously, a surge tank in the process condensate return system will accumulate the process condensate when the inflow into vessel (7) is throttled.

A steam engine bypass pressure reducing and de-superheating station (106) may operate to:

- Provide process heat during periods when the thermal energy buffer capacity is not able to meet the process heat deficit. The maximum bypass flow rate can be predetermined;
- Allow safe boiler turndown in the event of steam engine trip; and

- Allow warming up steam flow conduits during plant start-up.

A quick acting pressure relief control valve (107) venting to the atmosphere through a noise attenuator advantageously provides rapid response to pressure rise during periods of excessive surplus process steam. The safety pressure relief device (105) opens when the steam pressure in the steam turbine exhaust rises above safe working pressure.

It is advantageously the case that a control system communicatively coupled to a flow controllable means located on the make-up circuit (16) regulates the flow of make-up fluid into the vessel (7) to operate its internal thermal buffer capacity in response to thermal energy imbalance. A pressure deviation from a predetermined set-point value of the vaporized secondary fluid can be a convenient measure of the thermal imbalance. A pressure deviation signal from a sensor sensing the vaporized secondary fluid pressure can be used as an input to the control system operable to selectively increase or decrease the flow of make-up fluid into the secondary space (11) of the vessel (7) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure value respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporize secondary fluid, to maintain the pressure of the vaporized secondary fluid substantially at the set-point value. A "positive pressure deviation" denotes pressure greater than the predetermined set-point value.

The control system further comprising sensor for sensing the level of liquid surface in the secondary space of the vessel (7) includes a master level control operable to impress a signal on the steam turbine (102) governor or the make-up steam pressure reducing and desuperheating station (106) to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rising or falling liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined level value

(13) respectively, in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined level value (13) is gradually restrained. The master level control can be tuned loosely allowing the level to rise and fall in response to any short term imbalances. A non-linear control algorithm can be used to loose control the level in the secondary space, where the control responds to small errors with a small gain; it responds to large errors with a large gain. This means that in the vicinity of the set-point, the control allows the level to drift freely. The predetermined level set-point (13) is based on the operator's estimate of the nature of the downstream process load variations and whether the most probable thermal imbalance will require additional accumulation or depletion capacity of the confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the secondary space (11).

Advantageously, where external thermal energy storage is incorporated into the system in conjunction with the internal thermal buffer capacity, a control system maintains process steam pressure by activating the external thermal energy storage system to maintain process steam pressure and the liquid surface level in the secondary space (11) within the range defined by the high level and low level operating limits. Thus, during activation of the external thermal energy storage system, the control system increases the process steam flow by proportioning the make-up water flow with hot water from the external thermal energy storage by a modulating flow diversion valve when sensing a process steam deficit. Conversely the control system decreases the process steam flow by withdrawing hot water to the external thermal energy storage and replacing with an equal amount of cold make-up water when sensing a process steam surplus.

Where the vessel (7) operates on constant level control without activation of the internal thermal buffer capacity, a control system through a flow controllable means located on the make-up circuit (16) regulates the flow of make-up water into the vessel (7) to maintain a stable liquid surface level of the fluid in the secondary space (11) of the vessel.

Advantageously, where the vessel (7) operates on constant level control without activation of the internal thermal buffer capacity but coupled with an external thermal energy storage, a control system operates such that heat balance in the secondary space of the vessel (7) is regulated by means of varying the hot water flow in or out of the vessel (7) into the external storage system at a controllable rate. Surplus heat is retrieved and stored in the external thermal energy storage facility by withdrawing hot water from the secondary space (11) via hot water transfer conduit (37) and the level control replenishing the withdrawn water with cold make-up. Deficit heat is restored by proportioning the make-up water flow with hot water from the external thermal energy storage by modulating flow diversion valve (32). The regulation of hot water withdrawal can either be controlled by actuation of a combination of an ON-OFF valve on hot water transfer conduit (37) acting with a variable speed drive for the hot water transfer pump means or pump (33), or a combination of an ON-OFF valve acting with a flow controllable valve on the hot water conduits (37) to regulate the flow without the pump means or pump (33) where the vessel pressure is sufficient by itself to discharge the water to the external thermal energy storage.

The depiction of the steam turbine (102) is highly simplified and would in some cases comprise more than one inlet and outlet ports operating at different inlet and outlet steam pressures and temperatures. The steam turbine in some cases comprises more

than one cylinder coupled together. The steam turbine in some cases may be single stage or multi-stage. The steam engine in some cases is a reciprocating steam engine.

While the present invention has been described as having a preferred design, it can be further modified within the spirit and the scope of this disclosure. This application is therefore intended to cover any variations, uses or adaptations of the invention using its general principles. Further, this application is intended to cover such departures from the present disclosure as come with a known or customer practice in the art to which this invention pertains.

While the preferred embodiments of the present invention have been shown and described herein, it will be obvious that such embodiments are provided by way of examples only. Numerous variations, changes and substitutions will occur to those of skill in the art without departing from the invention herein. Accordingly it is intended that the invention be limited only by the spirit and scope of the appended claims.

CLAIMS

1. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:

a. generating a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

b. directing a generated flow of steam from a steam generator (120) into a steam engine to produce mechanical power and discharging a flow of exhaust steam from the steam engine;

c. directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy for a downstream process;

characterised in that the method further includes the steps of:

d. in at least a vessel (7), wherein the vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space contains a quantity of a secondary fluid in liquid phase,

introducing the flow of process steam in step (c) into the primary space as primary steam to vaporize

simultaneously introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate

directing the vaporized secondary fluid from step (c) to impart thermal energy for the downstream process

whilst delivering the primary condensate from the primary space.

2. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 1 wherein the temperature of the make-up fluid is lower than the temperature of the vaporized secondary fluid.

3. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 2 further including the step of:

a. during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, increasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space (11), thus reducing the output of the vaporized secondary fluid in step (d) and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space of the secondary space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, decreasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid in step (d) and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space of the secondary space by continued vaporization.

204. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3 further including the step of delivering the primary condensate of step (d) back to the steam generator (120) as a flow of feed water.

255. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3 wherein the make-up fluid introduced into the

secondary space does not comprise thermal energy gained from the primary condensate.

6. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 3 wherein a maximum flow rate of the make-up fluid during introduction of make up fluid into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the Vessel (7).

107. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3 wherein a pressure in the primary space (10) and a pressure in the secondary space (11) are greater than atmospheric pressure.

8. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 3 wherein the secondary fluid in the secondary space (11) is maintained at substantially constant pressure and temperature.

9. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3 wherein the generation of the vaporized secondary fluid includes a thin-film evaporation process.

10. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 9, wherein the thin film evaporation process includes circulating the secondary fluid in the secondary space (11) by drawing the secondary fluid in liquid phase and discharging it on a surface heated by the primary stream.

11. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3, further including the step of: preheating the make-up fluid in at least one feed water heater (8) using the vaporized secondary fluid and subsequently discharging the preheated make-up fluid into the secondary space.

12. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to Claim 11, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

13. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3, further including the step of: withdrawing at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and discharging the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

14. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 13, further including the step of: drawing the secondary condensate from the auxiliary steam condenser, and delivering the secondary condensate as a make-up condensate for the steam generator (120).

15. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 2 to 3, further including the step of:
during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, withdrawing hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with the make-up fluid into

the secondary space (11), thus reducing the surplus thermal energy output from the secondary space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, introducing hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit thermal energy output from the secondary space.

16. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to Claim 3, further including the step of:

a. selectively increasing or decreasing the introduction of make-up fluid into the secondary space (11) of vessel (7) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure ~~value~~ respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporize secondary fluid, wherein the pressure of the vaporized secondary fluid is maintained substantially at the set-point pressure; and

b. selectively decreasing or increasing the input of primary steam into the primary space in response to a rising or falling liquid surface level in the secondary space from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

17. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 3, further including the step of:

a. determining the flow rate (R1) of vaporized secondary fluid output from the secondary space (11) by measuring the flow rate (R2) of the primary steam flowing into the primary space (10) and measuring the flow rate (R3) of make-up fluid flowing into the secondary space (11), wherein $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

18. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy including

a. a means to produce a flow of generated steam from a flow of feed water; and

b. a means to receive a flow of the generated steam into a steam engine to produce mechanical power and to discharge a flow of exhaust steam from the steam;

c. a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy to a downstream process

characterized in that the arrangement further includes

at least a vessel (7) wherein the said vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space containing a quantity of a secondary fluid in liquid phase, and the vessel (7) configured to receive the process steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel (7) further includes a means of introducing a secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein said secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), and a means to

output and direct any vaporized secondary fluid to the downstream process, and a means to withdraw the primary condensate.

19. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 18, wherein the secondary space (11) includes

a. a reservoir space to hold a quantity of the secondary fluid in liquid phase;

b. a means to vary the flow rate of make-up water into the secondary space (11) is provided, wherein during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space; and

c. during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization.

20. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 19, wherein a means to deliver the withdrawn primary condensate as the flow of feed water for steam generation.

21. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 19, wherein a means for regenerative heat transfer between the primary condensate and the make-up fluid is excluded.

22. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 19, wherein the vessel (7) includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of the secondary fluid.

23. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 22, wherein the means for the thin film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid is introducible over the external surface of the tubes.

24. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 19, further includes at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with secondary space (11) of the at least one vessel (7) to preheat the make-up fluid using the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11).

25. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 24, wherein the at least one feed water heater (8) is coupled to the secondary space (11) of the at least one vessel (7) to receive the vaporized secondary fluid for its operation and to discharge the preheated make-up fluid into the secondary space (11).

26. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 24, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a

maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the Vessel (7).

27. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 24, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

28. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 19, further includes a means to withdraw at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and a means to discharge the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

29. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 28, further includes a means to withdraw a secondary condensate from the auxiliary steam condenser (9), and a means to deliver the secondary condensate as a make-up condensate for the steam generator (120).

30. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 19, further includes a means to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and a means to replace the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, and a means to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the

external thermal energy storage facility during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process.

31. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 19, further includes:

a. a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporized secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and

b. the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

32. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 19, further includes:

A microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space (11) is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space (10) and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the

secondary space (11) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

33. A vessel (7) for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, said vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space containing a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel (7) configured to receive a flow of steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel (7) further includes a means of introducing a secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), and a means to output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and a means to withdraw the primary condensate.

2534. A vessel (7) according to claim 33, wherein the secondary space (11) includes

a. a reservoir space to hold a quantity of the secondary fluid in liquid phase;

b. a means to vary the flow rate of make-up water into the secondary space (11) is provided, wherein during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space; and during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization.

35. A vessel (7) according to any of claims 33 to 34, wherein a means for regenerative heat transfer between the primary condensate and the make-up fluid is excluded.

36. A vessel (7) according to any of claims 33 to 34, wherein the vessel (7) includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of said secondary fluid.

37. A vessel (7) according to claim 36, wherein the means for the thin-film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid is introducible over the external surface of the tubes.

38. A vessel (7) according to any of claims 33 to 34, further includes at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with secondary space (11) of the vessel (7) to preheat the make-up fluid using the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11).

39. A vessel (7) according to claim 36, wherein the at least one feed water heater (8) is coupled to the secondary space (11) of the vessel (7) to receive the vaporized secondary fluid for its operation and to discharge the preheated make-up fluid into the secondary space (11).

40. A vessel (7) according to claim 36, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the Vessel (7).

41. A vessel (7) according to claim 36, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

42. A vessel (7) according to any of claims 33 to 34, further includes a means to withdraw at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and a means to discharge the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

43. A vessel (7) according to any of claim 33 to 34, further includes a means to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and a means to replace the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of surplus vaporized secondary fluid directed to the downstream

process, and a means to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of deficit vaporized secondary fluid directed to the downstream process.

~~34~~. A vessel (7) according to claim 34, further includes:

a. a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporised secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space (11) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and

b. the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

45. A vessel (7) according to claim 34, further includes:

a microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space (11) is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space (10) and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space (11) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

1046. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill including the steps of:

a. generating a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

b. directing the flow of steam from the steam generator (120) into a steam engine to produce mechanical power and discharging exhaust steam from the steam engine;

c. directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process;

d. directing a portion of the exhaust steam at a pressure not lower than the pressure of the process steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel (60), confining the heated make-up water transitionally in the at least one storage vessel (60), removing the confined hot water from the storage vessel (60) and applying the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel (60) is lower than the saturation temperature of the exhaust steam used for heating the make-up water

characterised in that the method further includes the steps of:

e. during periods of surplus flow of process steam in step (c), increasing the introduction of make-up water for heating, thus reducing the surplus flow of process steam in step (c) and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water in the storage vessel (60), and during periods of deficit flow of process steam in step (c), reducing the introduction of the make-up water for heating, thus reducing the deficit flow of process steam in step (c) and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water in the storage vessel (60) by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

47. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claim 46 wherein the hot water is heated and maintained at substantially constant pressure and temperature.

48. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claim 46 wherein the hot water is heated to a temperature substantially equal to the saturation temperature of the exhaust steam used for heating the make-up water.

2049. .A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claim 46 wherein the process steam is used for heating the make-up water.

50. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claim 46 wherein the beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator (120)

51. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claim 46 a maximum flow rate of the make-up water during introduction of make up water into the storage vessel (60) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

52. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claim 46, further including the step of: preheating the make-up fluid in at least one feed water heater (70) coupled in fluid communication with the at least one storage vessel (60) using the heating steam and subsequently discharging the preheated make-up water into the storage vessel.

53. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to Claim 52, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to remove non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharge the treated make-up water into the storage vessel (60).

54. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to Claim 46, further including the step of:

during periods of surplus flow of process steam, withdrawing hot water from the storage vessel (60) to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of water, which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater (70), thus reducing the surplus flow of process steam, and during periods of deficit flow of process steam, introducing hot make-up water into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit flow of process steam.

55. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to Claim 46, further including the step of:

a. selectively increasing or decreasing the introduction of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of process steam, in order to regulate the pressure of process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and

b. selectively decreasing or increasing the output of process steam in step (c) to the downstream process in response to a rising or falling liquid surface level in the storage vessel (60) from a predetermined surface level (61) respectively, in order to regulate the liquid surface level, wherein the rise or fall of liquid surface level in the storage vessel from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

56. A method of producing and utilizing thermal energy in a palm oil mill according to claims 46, further including the step of:

a. determining the flow rate (R1) of process steam to a downstream process by measuring the flow rate (R2) of flow of exhaust steam and measuring the flow rate (R3) of flow rate of make-up water into the storage vessel (60), wherein R1 = R2 – a . R3

where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of a flow of exhaust steam;

hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);

hf_2 = enthalpy of make-up water

57. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy including

a means to produce a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

a means to receive a flow of steam into a steam engine (102) to produce mechanical power and to discharge the exhaust steam from the steam engine;

a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process

a means to direct a portion of the exhaust steam at a pressure not lower than the pressure of the process steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel (60), to confine the heated make-up water transitionally in the at least one storage vessel (60), to remove the confined hot water from the storage vessel (60) and to apply the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel (60) is lower than the saturation temperature of the heating steam used for heating the make-up water

characterized in that the arrangement further includes

a means to vary the flow rate of make-up water into the storage vessel (60) is provided, wherein during periods of surplus process steam directed to the downstream process, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the process steam and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water in the storage vessel; and during periods of deficit process steam directed to the downstream process, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the process steam and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water in storage vessel (60) by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

58. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, wherein the hot water is heated and maintained at substantially constant pressure and temperature.

59. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, wherein the process steam supplies the heating steam.

60. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, wherein the hot water is heated to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam.

61. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, wherein the beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator (120)

62. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, further includes at least one feed water heater (70) coupled in fluid communication with the at least one storage vessel (60) to preheat the make-up water using the heating steam and subsequently to discharge the preheated make-up water into the storage vessel (60).

63. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 62, wherein the at least one feed water heater (70) is coupled to the storage vessel (60) to discharge the preheated make-up water into the storage vessel (60).

64. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 62, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to preheat the make-up water to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

65. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 62, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to remove non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharge the treated make-up water into the storage vessel (60).

66. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, further includes a means to withdraw hot water from the storage vessel (60) to an external thermal energy storage facility during periods of surplus flow of the process steam to the downstream process; and a means to replace the same quantity of water, which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater (70), and a means to introduce hot make-up water into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility during periods of deficit flow of the process steam.

67. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, further includes

a. a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the process steam which sensor is communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response

to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the process steam, in order to regulate the pressure of the process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and

5b. the control system further includes at least a sensor for sensing the level of hot water in the storage vessel (60) and is operable to selectively decrease or increase the output of process steam to the downstream process in response to a rise or fall of hot water surface level in the storage vessel (60) from a predetermined surface level respectively, in order to regulate the hot water surface level, wherein the rise or fall of hot water surface level in the storage vessel from a predetermined surface level is gradually restrained.

68. An arrangement in a palm oil mill to produce and utilize thermal energy according to claim 57, further includes:

a microprocessor in which a signal denotes the flow rate (R1) of the process to a downstream process is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the flow of exhaust steam discharged by the steam engine and a signal denoting the flow rate (R3) of flow of make-up rate into the storage vessel (60) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, R1 = R2 – a. R3

where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of the flow of exhaust steam ;

hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);

hf_2 = enthalpy of make-up water

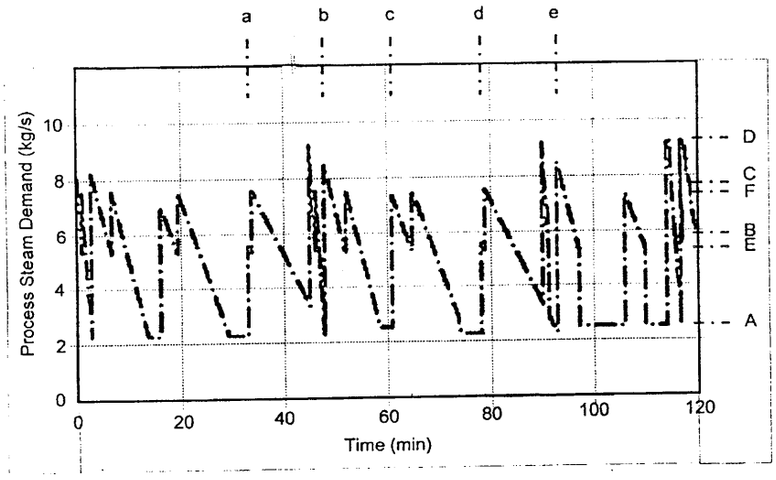


Figure 1 – Sustained Cyclic Thermal Imbalance

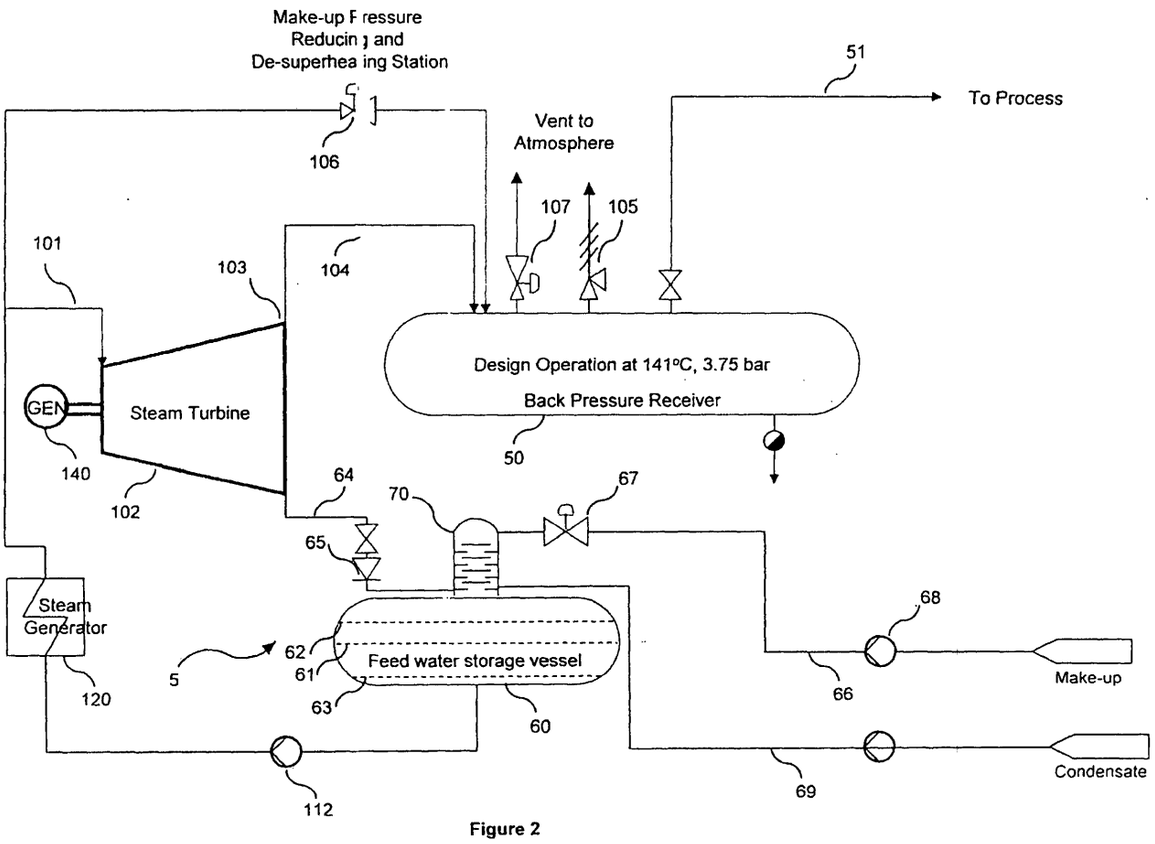

Make-up Pressure Reducing and De-superheating Station
106
Vent to Atmosphere
107
105
51
To Process
101
103
104
Design Operation at 141°C, 3.75 bar
Back Pressure Receiver
50
GEN
Steam Turbine
140
102
64
70
67
65
Steam Generator
120
5
62
61
63
Feed water storage vessel
60
68
66
Make-up
Condensate
69
112

Figure 2

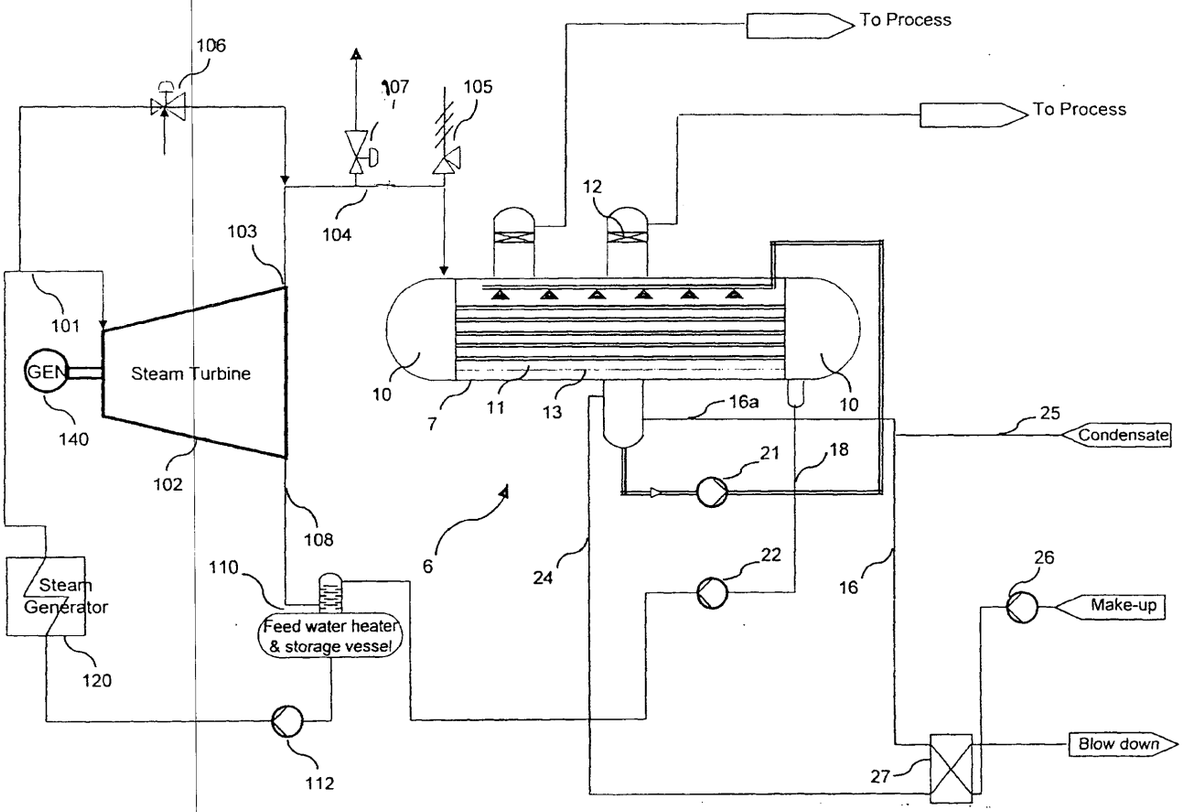

To Process
To Process
106
107
105
104
12
103
101
GEN
Steam Turbine
140
102
10
7
11
13
16a
10
25
Condensate
21
18
108
6
24
22
16
26
Make-up
110
Steam Generator
Feed water heater & storage vessel
120
112
Blow down
27

Figure 3

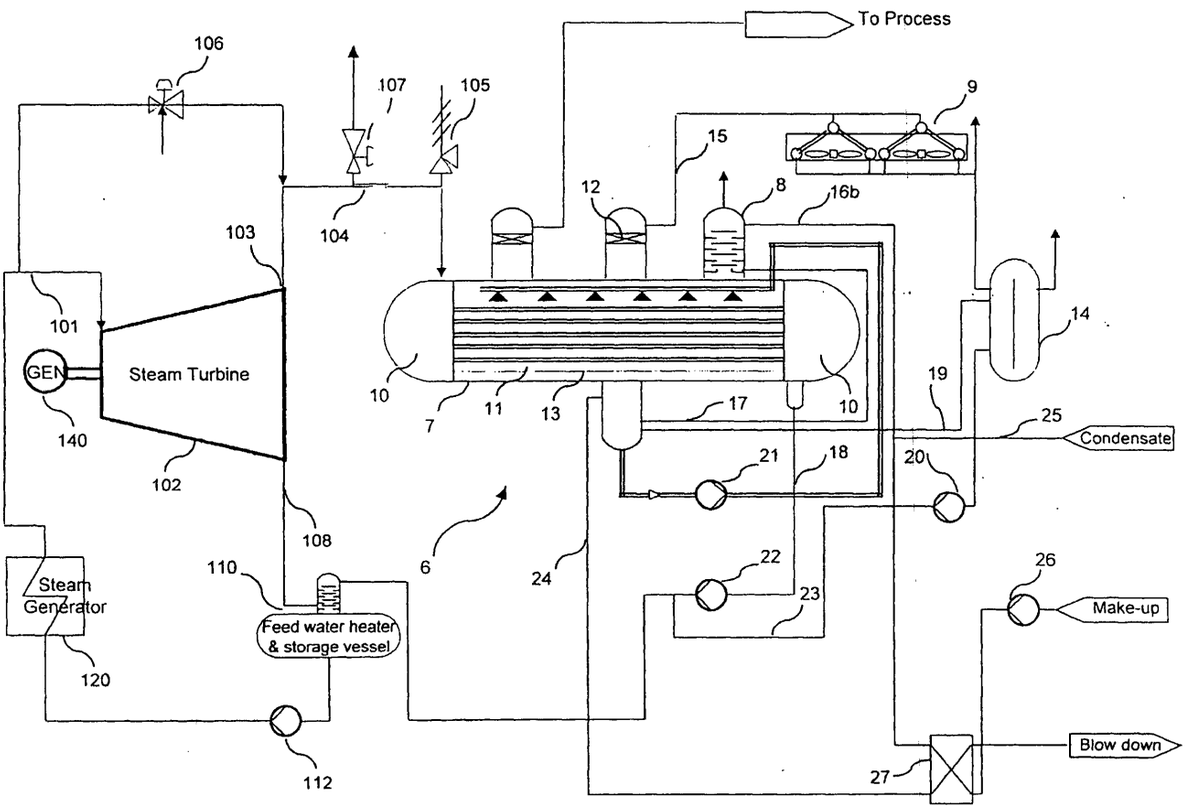

To Process
106
107
105
104
9
15
12
8
16b
103
101
GEN
Steam Turbine
140
102
10
7
11
13
17
10
14
19
25
Condensate
21
18
20
6
24
22
23
26
Make-up
110
Feed water heater
& storage vessel
Steam
Generator
120
112
Blow down
27

Figure 4

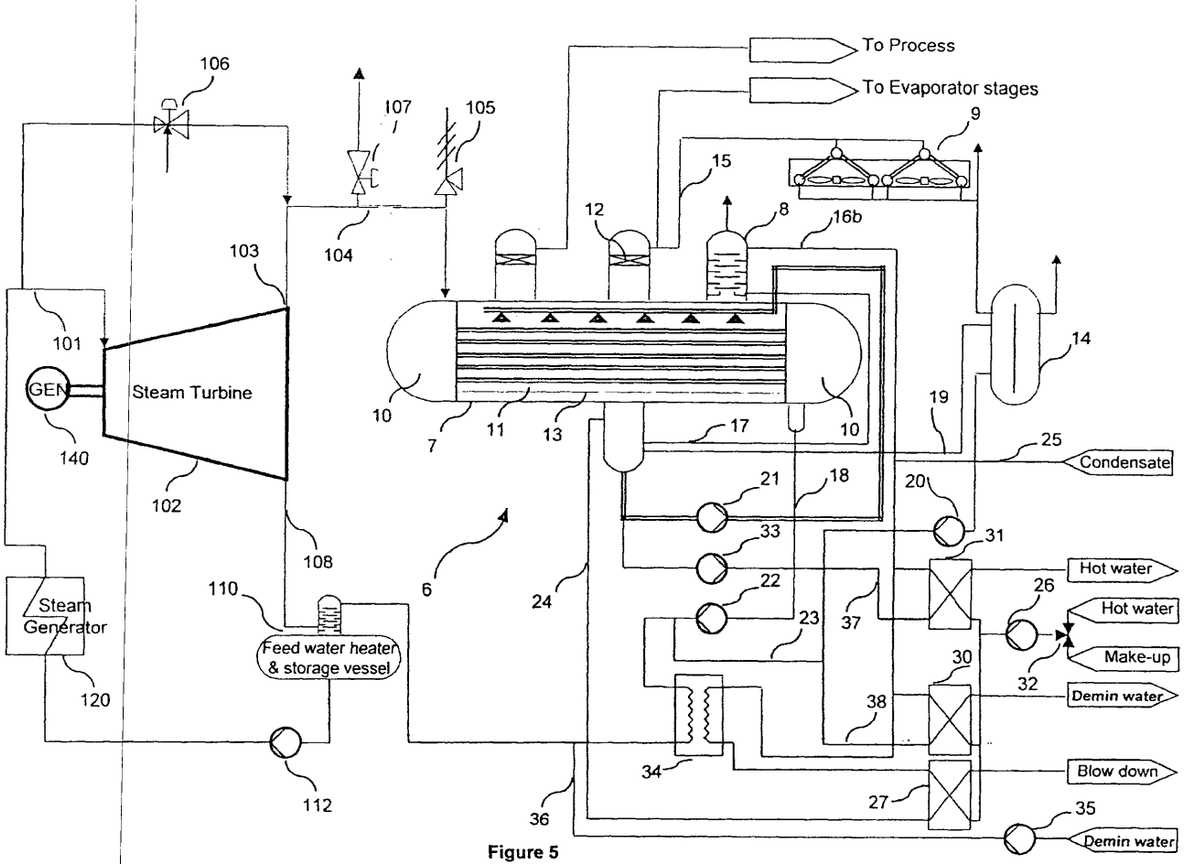

To Process
To Evaporator stages
106
107
105
104
103
101
GEN
Steam Turbine
140
102
108
Steam Generator
120
110
Feed water heater & storage vessel
112
6
24
12
15
9
8
16b
14
10
7
11
13
17
19
25
Condensate
21
18
20
33
31
22
23
37
26
Hot water
Hot water
Make-up
32
30
Demin water
38
34
Blow down
27
35
36
Demin water

Figure 5

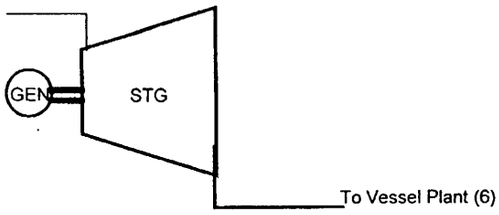


Figure 6.1 – Straight Backpressure Turbine

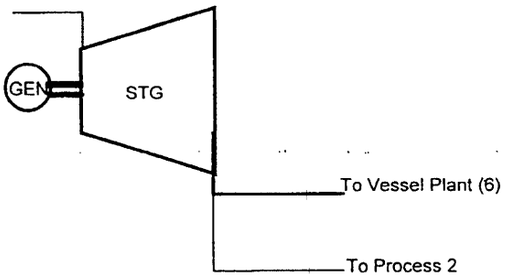


Figure 6.2 – Straight Backpressure Turbine

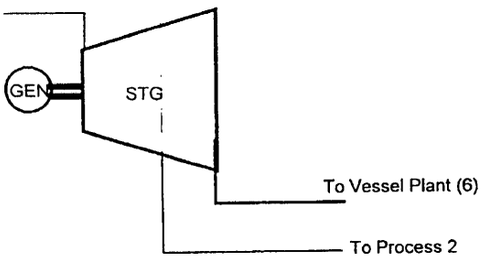


Figure 6.3 – Extraction Backpressure Turbine

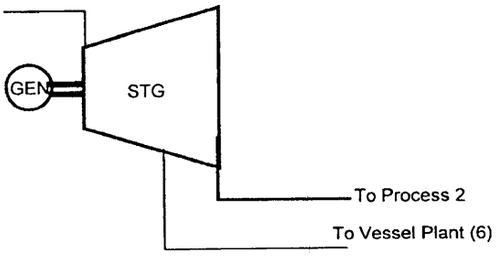


Figure 6.4 – Extraction backpressure Turbine

112

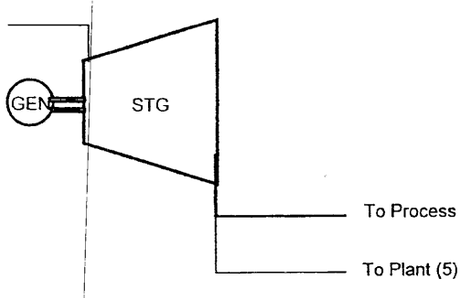


Figure 6.5 – Straight Backpressure Turbine

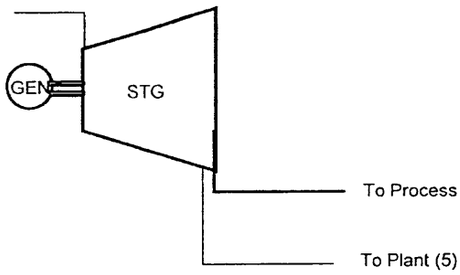


Figure 6.6 – Straight Backpressure Turbine with bleed off for LP feed heating

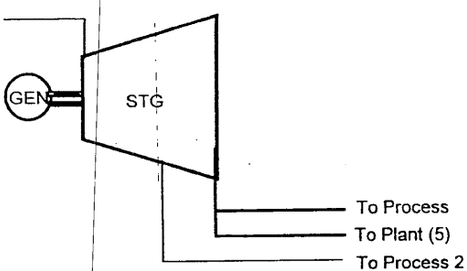


Figure 6.7 – Extraction Backpressure Turbine

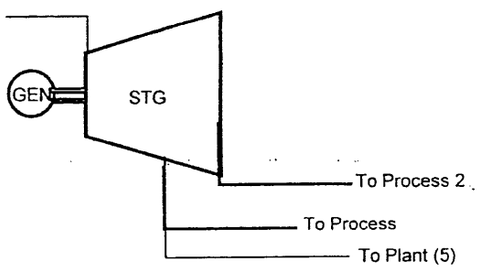


Figure 6.8 – Extraction Backpressure Turbine

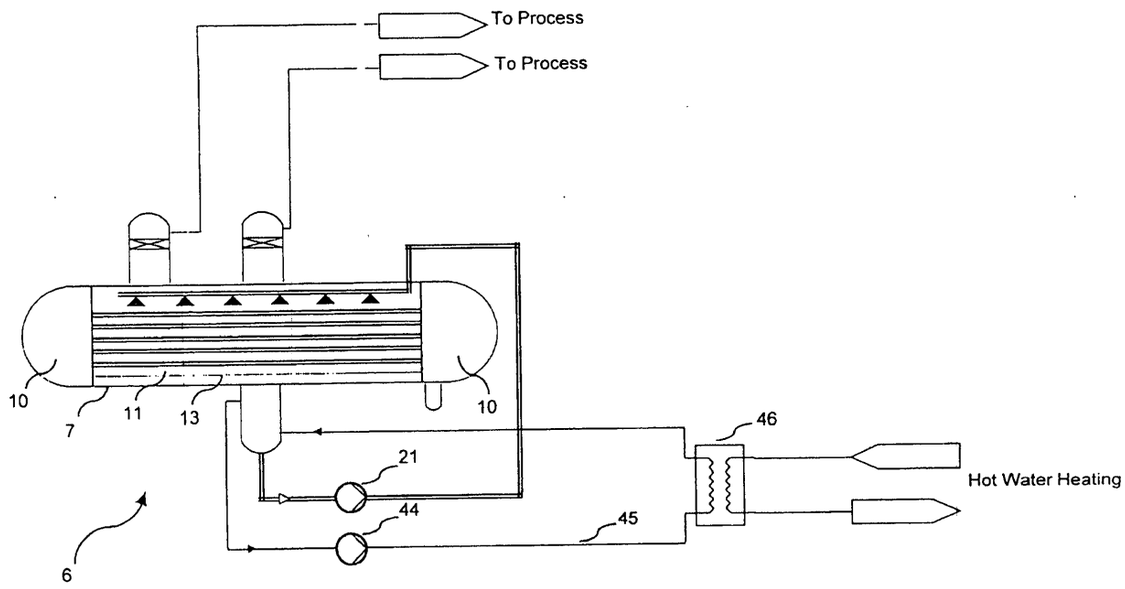


Figure 7a – Hot Water Heating Service

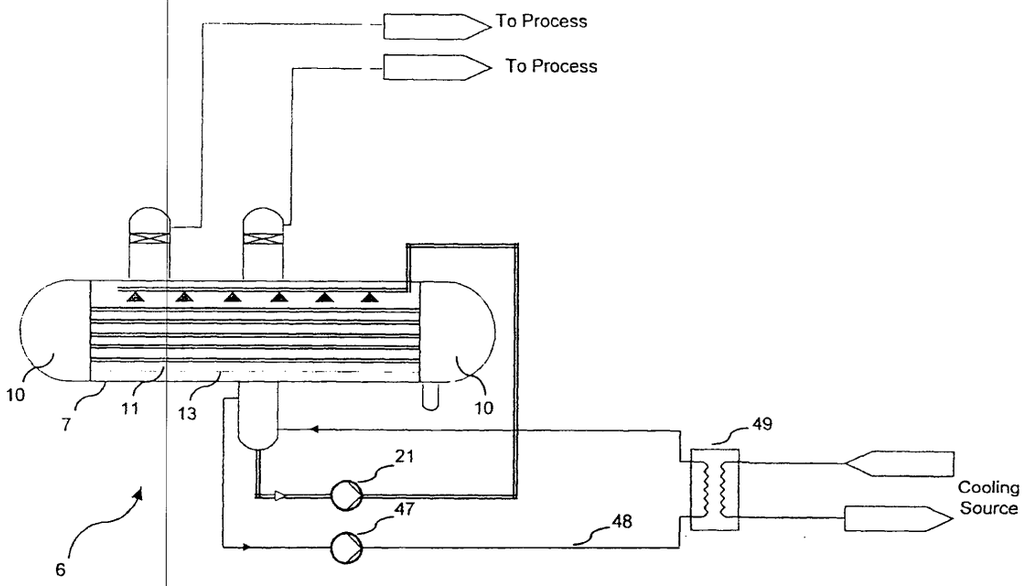


Figure 7b – External Heat Sink (river water, cooling tower, etc)

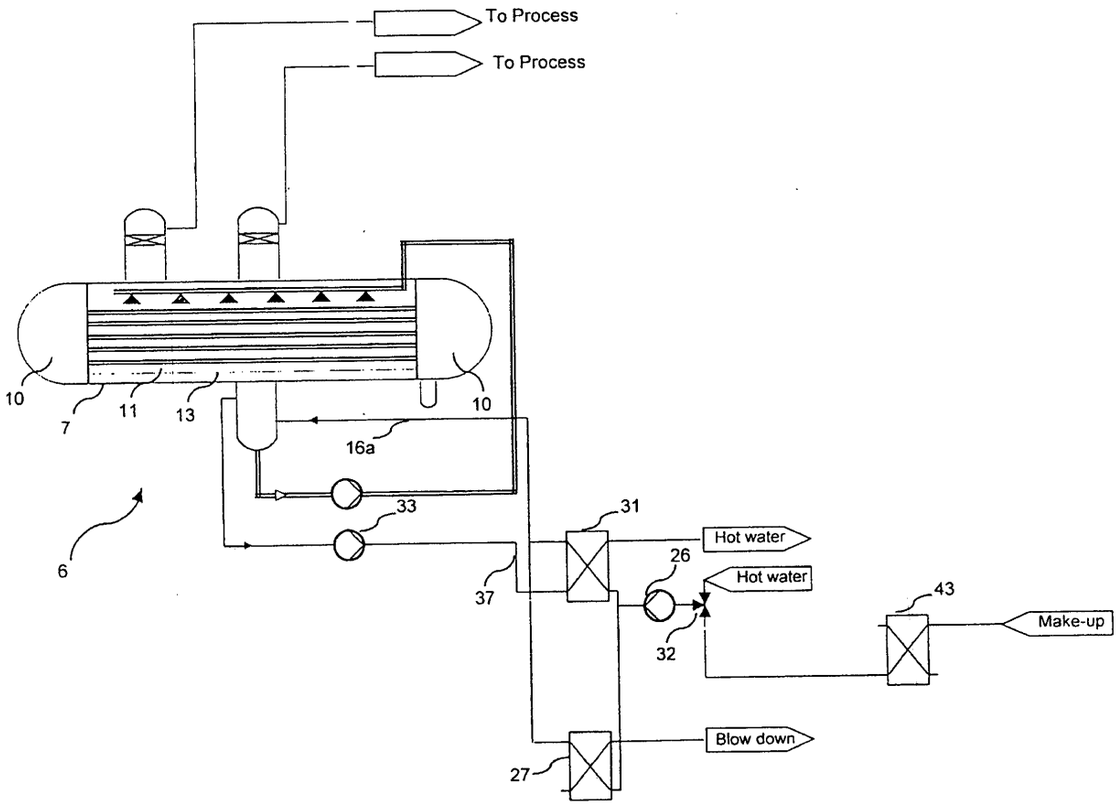


Figure 7c – Low Grade Waste Heat Recovery

PATENT COOPERATION TREATY

From the
INTERNATIONAL PRELIMINARY EXAMINING AUTHORITY

To:

The International Bureau of WIPO
34, chemin des Colombettes
CH - 1211 Geneva 20
Switzerland

PCT

NOTIFICATION CONCERNING
DOCUMENTS TRANSMITTED

Date of mailing
(day/month/year) 04.06.2013

International application No: PCT/MY2012/000022

This International Preliminary Examining Authority transmits herewith the following documents:

1. ☐ demand (Rule 61.1(a)).

2. ☒ copy of the international preliminary examination report and its annexes (Rule 71.1).

3. ☐ _____ other documents *(specify)*:

Name and mailing address of the international preliminary examining authority:

European Patent Office
D-80298 Munich
Tel. +49 89 2399 - 0
Fax: +49 89 2399 - 4465

Authorized Officer

Kermani, Nathalie

Tel. +49 89 2399-7740

Form PCT/IPEA/415 (January 2004)

PATENT COOPERATION TREATY

PCT

INTERNATIONAL PRELIMINARY REPORT ON PATENTABILITY

(Chapter II of the Patent Cooperation Treaty)

(PCT Article 36 and Rule 70)

Applicant's or agent's file reference P3344-KM	**FOR FURTHER ACTION** See Form PCT/IPEA/416	
International application No. PCT/MY2012/000022	International filing date *(day/month/year)* 03.02.2012	Priority date *(day/month/year)* 07.02.2011
International Patent Classification (IPC) or national classification and IPC INV. F01K3/00		
Applicant Palanisamy, Krishna Moorthy		

1. This report is the international preliminary examination report, established by this International Preliminary Examining Authority under Article 35 and transmitted to the applicant according to Article 36.
2. This REPORT consists of a total of 8 sheets, including this cover sheet.
3. This report is also accompanied by ANNEXES, comprising:
   a. ☒ *(sent to the applicant and to the International Bureau)* a total of 24 sheets, as follows:
      ☒ sheets of the description, claims and/or drawings which have been amended and/or sheets containing rectifications authorized by this Authority, unless those sheets were superseded or cancelled, and any accompanying letters (see Rules 46.5, 66.8, 70.16, 91.2, and Section 607 of the Administrative Instructions).
      ☐ sheets containing rectifications, where the decision was made by this Authority not to take them into account because they were not authorized by or notified to this Authority at the time when this Authority began to draw up this report, and any accompanying letters (Rules 66.4bis, 70.2(e), 70.16 and 91.2).
      ☐ superseded sheets and any accompanying letters, where this Authority either considers that the superseding sheets contain an amendment that goes beyond the disclosure in the international application as filed, or the superseding sheets were not accompanied by a letter indicating the basis for the amendments in the application as filed, as indicated in item 4 of Box No. I and the Supplemental Box (see Rule 70.16(b)).
   b. ☐ *(sent to the International Bureau only)* a total of (indicate type and number of electronic carrier(s)) , containing a sequence listing, in electronic form only, as indicated in the Supplemental Box Relating to Sequence Listing (see paragraph 3*bis* of Annex C of the Administrative Instructions).

4. This report contains indications relating to the following items:
   - ☒ Box No. I Basis of the report
   - ☐ Box No. II Priority
   - ☐ Box No. III Non-establishment of opinion with regard to novelty, inventive step and industrial applicability
   - ☐ Box No. IV Lack of unity of invention
   - ☒ Box No. V Reasoned statement under Article 35(2) with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement
   - ☐ Box No. VI Certain documents cited
   - ☐ Box No. VII Certain defects in the international application
   - ☐ Box No. VIII Certain observations on the international application

Date of submission of the demand	Date of completion of this report
04.02.2013	04.06.2013
Name and mailing address of the international preliminary examining authority: European Patent Office D-80298 Munich Tel. +49 89 2399 - 0 Fax: +49 89 2399 - 4465	Authorized officer Röberg, Andreas Telephone No. +49 89 2399-4779

INTERNATIONAL PRELIMINARY REPORT ON PATENTABILITY

International application No.
PCT/MY2012/000022

Box No. I Basis of the report

1. With regard to the **language**, this report is based on

   ☒ the international application in the language in which it was filed

   ☐ a translation of the international application into , which is the language of a translation furnished for the purposes of:
   - ☐ international search (under Rules 12.3(a) and 23.1(b))
   - ☐ publication of the international application (under Rule 12.4(a))
   - ☐ international preliminary examination (under Rules 55.2(a) and/or 55.3(a) and (b))

2. With regard to the **elements*** of the international application, this report is based on *(replacement sheets which have been furnished to the receiving Office in response to an invitation under Article 14 are referred to in this report as "originally filed" and are not annexed to this report)*:

Description, Pages

1-68 as originally filed

Claims, Numbers

1-67 filed with the letter of 19-04-2013

Drawings, Sheets

1/10-10/10 as originally filed

☐ a sequence listing - see Supplemental Box Relating to Sequence Listing.

3. ☐ The amendments have resulted in the cancellation of:
   - ☐ the description, pages
   - ☐ the claims, Nos.
   - ☐ the drawings, sheets/figs
   - ☐ the sequence listing *(specify)*:
   - ☐ any table(s) related to sequence listing *(specify)*:

4. ☐ This report has been established as if (some of) the amendments annexed to this report and listed below had not been made, since either they are considered to go beyond the disclosure as filed, or they were not accompanied by a letter indicating the basis for the amendments in the application as filed, as indicated in the Supplemental Box (Rules 70.2(c) and (c-bis)):
   - ☐ the description, pages
   - ☐ the claims, Nos.
   - ☐ the drawings, sheets/figs
   - ☐ the sequence listing *(specify)*:

5. ☐ This report has been established:
   - ☐ taking into account the rectification of an obvious mistake authorized by or notified to this Authority under Rule 91 (Rules 66.1(d-bis) and 70.2(e)).
   - ☐ without taking into account the rectification of an obvious mistake authorized by or notified to this Authority under Rule 91(Rules 66.4bis and 70.2(e)).

6. ☐ Supplementary international search report(s) from Authority(ies) has/have been received and taken into account in establishing this report (Rule 45bis.8(b) and (c)).

Box No. V Reasoned statement under Article 35(2) with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement

1. Statement

Novelty (N)	Yes:	Claims	1-67
	No:	Claims	
Inventive step (IS)	Yes:	Claims	1-67
	No:	Claims	
Industrial applicability (IA)	Yes:	Claims	1-67
	No:	Claims	

2. Citations and explanations (Rule 70.7):

see separate sheet

Re Item V

Reasoned statement with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement

1 Reference is made to the following documents:

D1 US 2010/313565 A1 (KAPLAN URI [IL] ET AL) 16 December 2010 (2010-12-16)

D2 WO 2010/022184 A2 (RAM POWER INC [US]; LEIBOWITZ HERMAN [US] WASTE HEAT SOLUTIONS LLC [US) 25 February 2010 (2010-02-25)

D3 US 2010/319346 A1 (AST GABOR [DE] ET AL) 23 December 2010 (2010-12-23)

D4 US 6 055 945 A (SIMONI LEONARD P [US]) 2 May 2000 (2000-05-02)

D5 US 4 662 390 A (HAWKINS MICHAEL R [GB]) 5 May 1987 (1987-05-05)

2 **Independent claims 1, 18, 42 and 55 in combination with any dependent claims**

2.1 The claims 1, 18, 42 and 55 will be treated in batch since they relate to the same/corresponding subject-matter and seem to depart from the available prior art in the same manner.

2.2 D1 is considered to be the closest prior art and discloses the following features of claim 1:

A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:
a. generating a flow of steam in a steam generator from a flow of feed water;
b. directing a generated flow of steam from a steam generator into a steam engine to produce mechanical power and discharging a flow of exhaust steam from the steam engine;
c. directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam

engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy for a downstream process;
d. in at least a vessel, wherein the vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space contains a quantity of a secondary fluid in liquid phase,
introducing the flow of process steam in step (c) into the primary space as primary steam to vaporize the secondary fluid in liquid phase as a vaporized secondary fluid and resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate
simultaneously introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space
directing the vaporized secondary fluid to impart thermal energy for the downstream process whilst delivering the primary condensate from the primary space

2.3 Claim 1 differs from this disclosure in that:

e. during periods of surplus vaporized secondary fluid, increasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus reducing the surplus vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid, decreasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in the heated state in the reservoir space by continued vaporization, wherein the temperature of the make-up fluid introduced into the secondary space is lower than the temperature of the vaporized secondary fluid.

2.4 The subject-matter of claim 1 is therefore new (Article 33(2) PCT).

2.5 The technical effect of this difference is a combined heat/power plant comprising a heat exchanger with a heat accumulator which can be controlled such that the responsiveness can be varied depending on the required thermal out-take of the plant.

2.6 The corresponding problem can be formulated as controlling the responsiveness of a combined heat/power plant.

2.7 Claim 1 proposes a solution to this problem which is considered comprising an inventive step (Article 33(3) PCT) for the following reasons: Controlling an evaporator by varying the flow of feed water is known in the art, both D4 and D5 disclose boilers wherein the level of feed water is controlled with the flow rate of feed water to the boiler. Even in the unlikely event that the skilled person would combine the teachings of any these documents with the teachings of D1 and opt for adapting the condenser/evaporator (35) to the method of D4 or D5 this would still not lead to the disclosure of the method of claim 1 since the information about increasing the make-up water flow at times of surplus heat output to accumulate heat and decreasing the flow of make-up water in times of insufficient heat output to lower the heat accumulation would still be missing. The subject-matter of claim 1 is therefore inventive.

2.8 The applicant has harmonized the subject-matter of independent claims 1, 18, 42 and 55. Therefore is the subject-matter of claims 18, 42 and 55 also considered to be new and to comprise an inventive step.

2.9 Dependent claims 2 - 17, 19 - 32, 43 - 54 and 56 - 67 are all dependent on the above mentioned independent claims and as such also fulfill the requirements of the PCT concerning novelty and inventive step.

2.10 The applicant has made some clarifications to some dependent claims and thereby overcome the clarity objections raised in the written procedure.

3 **Claim 33**

3.1 D1 is regarded as being the prior art closest to the subject-matter of claim 33, and discloses (inherent in figure 4 but also from the application as a whole)

> A vessel for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, wherein said vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space configured to contain a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel configured to receive a flow of steam into the primary space as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel is further configured to receive a flow of the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space, wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space, output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and withdraw the primary condensate.

Taking the heat exchanger (35) of D1 it is clear that it contains two chambers one functions as a condenser while the other functions as an evaporator. It is also clear that there is no fluid communication between the chambers but that thermal energy can pass from the fluid being condensed to the fluid being evaporated. The first chamber being the one of the fluid being condensed and the second chamber being the one of the fluid being evaporated. It is clear that the second chamber also is a reservoir.

3.2 The subject-matter of claim 1 therefore differs from this known vessel in that

the vessel further includes at least one feed water heater coupled in fluid communication with secondary space of the vessel and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space,

and in that the at least one feed water heater is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel.

and is therefore new (Article 33(2) PCT).

3.3 The technical effect of this difference is that the feed water heater increases the temperature of the secondary fluid in the heat exchanger to a temperature close to the evaporation temperature. This implies that the evaporation of the secondary fluid can be increased within a short notice. The responsiveness of the heat exchange in the vessel can therefore be increased/controlled.

3.4 The problem to be solved by the present invention may be regarded as improving the responsiveness of the heat exchange of the

3.5 The solution to this problem proposed in claim 33 of the present application is considered as involving an inventive step (Article 33(3) PCT) for the following reasons: There is no indication in the available prior art of a vessel according to the preamble of claim 33 including a feed water heater configured to preheat the feed water using the evaporated secondary fluid and even less wherein the capacity is set in relation to the required make-up fluid flow for maintaining the maximum evaporative capacity of the vessel. The skilled person would therefore not arrive at the solution as presented in claim 33 without inventive skill.

3.6 Claims 34 - 42 are dependent on claim 33 and as such also meet the requirements of the PCT with respect to novelty and inventive step.

4 **Industrial applicability**

4.1 The industrial applicability of the present application is obvious (Article 33(4) PCT)

GRÜNECKER
PATENT- UND RECHTSANWÄLTE

Grünecker Leopoldstr. 4 80802 München Germany

EPO - Munich
81
19. April 2013

European Patent Office

Erhardtstraße 27
80298 München

Ihr Zeichen / Your Ref.	Unser Zeichen / Our Ref.	Datum / Date
	PCT87756JK192dol	April 19, 2013

International Patent Application PCT/MY2012/000022
Applicant: Krishna Moorthy Palanisamy

Response to a Written Opinion of the International Preliminary Examining Authority (IPEA)

In accordance with Article 34(2)(b) PCT, a new set of amended claims, 1 to 67, is respectfully submitted herewith in order to replace, at least for the time being, the previously filed set of claims, 1 to 66. The International Preliminary Examining Authority is respectfully requested to base further preliminary examination on this new set of amended claims whilst taking the following comments into account.

I. Amendments

New claims 1 to 32 comprise the features of previously filed claims 1 to 32, respectively, wherein:

- new dependent claims 5, 11 and 12 have been amended so as to clarify the method steps; and
- new dependent claims 22 and 25 have been amended so as to clarify the configuration of the arrangement.

New independent claim 33 is based upon previously filed independent claim 33, wherein the preamble of said new claim 33 corresponds to the preamble of previously filed independent claim 33, characterized by a combination of the features disclosed within previously filed dependent claims 38 and 39.

MÜNCHEN
Patentanwälte
European Patent Attorneys
Hans Hilgers
Thomas Schuster
Dr. Klara Goldbach
Martin Aufenanger, LL.M.
Gottfried Klitzsch
Dr. Heike Vogelsang-Wenke
Reinhard Knauer
Dietmar Kuhl
Dr. Franz-Josef Zimmer
Bettina K. Reichelt
Dr. Anton K. Pfau
Dr. Udo Weigelt
Rainer Bertram
Jens C. Koch, M.S. (U of PA)
Bernd Rothaemel
Thomas W. Laubenthal
Dr. Andreas Kayser
Dr. Jens Hammer
Dr. Thomas Eickelkamp
Dr. Peter Mitényi [1]
Dr. Moritz Höfle
Gero Maatz-Jansen
Michael Heise
Christian Meisinger
Dr. Martin Ahr
Dr. Wolfgang Neubeck
Steven M. Zeman, Ph. D.
André Nickel, LL.M.
Felix Kehr
Dr. Alexander Stumvoll
Dr. Stefano Marchini [2]
Dr. Stefano Cerrito [2]
Edoardo Feira [2]

Rechtsanwälte
Attorneys-at-Law
Dr. Helmut Eichmann
Gerhard Barth
Dr. Ulrich Blumenröder, LL.M.
Christa Rohnke
Prof. Dr. Maximilian Kinkeldey, LL.M.
Dr. Karsten Brandt
Anja Franke, LL.M.
Ute Stephani
Dr. Bernd Allekotte, LL.M. [4]
Dr. Elvira Bertram, LL.M.
Karin Lochner
Babett Ertle
Christine Neuhierl
Sabine Brandstätter
Cornelia Schmitt
Petra Lübbe
Dr. Holger Gauss
Dr. Nicolás Schmitz
Marina Schlumberger
Kirsten Dröge
Andreas Wagner
Sebastian Ciotten, LL.M.
Jennifer Springer, LL.M.
Ina Schwerter-Strumpf
Mark Peters

BERLIN
Patentanwälte
European Patent Attorneys
Dr. Patrick P. Erk, M.S. (MIT)
Dr. Svenja Sethmann
Tino Rumpold

KÖLN
Patentanwälte
European Patent Attorneys
Dr. Martin Dropmann

Rechtsanwälte
Attorneys-at-Law
Ilka Bittner, LL.M.

PARIS [5]
Conseil en Propriété Industrielle
European Patent Attorney
Dr. Wolfgang Neubeck

Grünecker Kinkeldey Stockmair & Schwanhäusser
Leopoldstr. 4
80802 München
Germany

Tel. +49 (0) 89 21 23 50
Fax +49 (0) 89 22 02 87
info@grunecker.de
www.grunecker.de

Deutsche Bank München
Konto / Account: 175 1734 00
BLZ / Bank code: 700 700 10
SWIFT / BIC-code: DEUT DE MM
IBAN: DE47 7007 0010 0175 173400

[1] auch/also: Agente de la Propiedad Industrial (España)
[2] European Patent Attorney, Mandatario Italiano in Brevetti
[3] Professor an der Fachhochschule für [illegible] Management
[4] auch/also: Attorney-at-Law, New Y
[5] in Kooperation/in cooperation

19-04-2013

Accordingly, the feature which characterized previously filed independent claim 33 is now no longer present within new independent claim 33, and has been reinstated in new dependent claim 34. Said new claim 34 has been amended further so as to replace the unclear features of *"surplus vaporized secondary fluid"* and *"deficit vaporized secondary fluid"*, with the specifications *"increasing pressure in the secondary space"* and *"decreasing pressure in the secondary space"*, respectively. These amendments do not introduce additional subject matter into the new set of amended claims, because the newly introduced terms merely describe the same situation as the terms that have been replaced, but with respect to what occurs within the vessel itself rather than what occurs downstream. In other words, the feature of the pressure in the secondary space increasing or decreasing is immediately and unambiguously derivable for the person skilled in the art from the feature of surplus or deficit vaporized secondary fluid.

New dependent claims 35 to 37 comprise the features of previously filed dependent claims 35 to 37, respectively, wherein new dependent claim 35 has been amended to clarify the configuration of the vessel.

New dependent claims 38 and 39 comprise the features of previously filed dependent claims 40 and 41, respectively, wherein new dependent claim 39 has been amended in the same manner as new dependent claim 34.

New dependent claims 40 and 41 correspond to originally filed dependent claims 43 and 44, respectively.

New claims 42 to 49 comprise the features of previously filed claims 42 to 49, respectively, wherein new dependent claim 48 has been amended so as to clarify the method steps.

New dependent claim 50 is equivalent to new dependent claim 11, and new dependent claim 51 corresponds to previously filed dependent claim 50, wherein said new claim 51 has been amended so as to clarify the method steps.

New claims 52 to 67 comprise the features of previously filed claims 51 to 66, respectively, wherein new dependent claim 57 has been amended so as to clarify the configuration of the arrangement.

II. Subject of the Invention

As can be taken from the discussion above, previously filed independent claims 1, 18, 42 and 54 have not been amended and are present within the new set of amended claims as new independent claims 1, 18, 42 and 55, respectively. Accordingly, as these independent claims have already been identified within the previous Written Submission of the International Preliminary Examining Authority as being novel and inventive, a substantive discussion on the subject matter of said claims will not be included within this Written Submission. Nevertheless, the invention now also refers to a vessel for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, wherein said vessel includes:

> *"a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space configured to contain a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel (7) configured to receive a flow of steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel (7) is further configured to receive a flow of the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and withdraw the primary condensate."*

Such a vessel is known from prior art document D1.

It is an object of the present invention to provide such a vessel that is capable of exhibiting greater responsiveness in both an energy efficient and water saving manner, yet at the same time offers greater operational reliability and flexibility.

Such an object is achieved by a vessel according to the preamble of new independent claim 33, characterized in that:

> *"the vessel (7) further includes at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with the secondary space (11) of the vessel (7) and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the*

vaporized secondary fluid and to subsequently discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11),

wherein the at least one feed water heater (8) is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7)."

III. Clarity and Conciseness

The International Preliminary Examining Authority is respectfully requested to reconsider its opinion on the clarity of new claims 5, 11, 22, 26, 33, 35, 48, 50, 57 and 63. In this regard, it is acknowledged that these claims could be considered as defining the claimed subject matter by a result to be achieved, however it is respectfully submitted that this definition does not merely amount to claiming the underlying technical problem, but is rather the only definition which can be used without unduly restricting the scope of the claims. In any case, the claimed result is one which can be directly and positively verified by the person skilled in the art without the requirement of undue experimentation.

New dependent claim 5 further defines the novel and inventive method of new independent claim 1 by specifying that *"the flow rate of the make-up fluid introduced into the secondary space is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel"*. The maximum continuous rated evaporative capacity of any particular heat exchange vessel is a known constant that can be easily determined, and thus the flow rate of required make-up fluid flow for such a situation can also be easily determined by the person skilled in the art for that particular heat exchange vessel. Accordingly, in order to further enhance the responsiveness (the underlying technical problem) of the method claimed within new independent claim 1, new dependent claim 5 specifies a method step wherein the flow rate into the secondary space is greater than or equal to 1.3 times this predetermined flow rate. With such a method step, even if the heat exchange vessel is operating at its maximum continuous rated evaporative capacity, the flow rate of make-up fluid into the secondary space is greater than the rate of evaporation, and thus a transitionally confined

reserve quantity of secondary fluid in liquid phase in a heated state can be accumulated in the secondary space. This further enables the enhanced responsiveness that occurs as a result of the method of claim 1. Hence, it can be seen that the method of new dependent claim 5 does not merely amount to claiming the underlying technical problem, and that the subject matter can be directly and positively verified by the person skilled in the art without requiring undue experimentation. Accordingly, the subject matter of said new claim 5 should be considered as satisfying the clarity requirements of Article 6 PCT.

It is respectfully submitted that the arguments discussed above with respect to the clarity of the method of new dependent claim 5 apply *mutatis mutandis* to the methods of new dependent claims 11, 48 and 50. In addition, it is respectfully submitted that said arguments also apply *mutatis mutandis* to the arrangements claimed within new dependent claims 22, 26, 57 and 63, as well as to the vessels claimed within new independent claim 33 and new dependent claim 35. In this regard, it is further submitted that the person skilled in the art would be able to directly and positively verify that the arrangements and vessels defined within these claims are configured for a flow rate *"not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow"*, because:

- the make-up pump would have a maximum possible flow rate greater than or equal to 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow;
- the make-up fluid circuit including the inlet port to receive the make-up fluid would be dimensioned so as to allow such a flow rate;
- flow controllable means or a variable frequency drive on the pump would be provided;
- any feed water heater would be designed and configured to be able to efficiently process such a large flow rate.

Accordingly, for the reasons discussed above, it is respectfully submitted that new claims 5, 11, 22, 26, 33, 35, 48, 50, 57 and 63 should be considered as satisfying the clarity requirements of Article 6 PCT.

Furthermore, with regard to the presence of multiple independent claims within a single category, it is respectfully submitted that these claims are justified under Article 6 PCT. In this regard, new independent claims 18 and 55 define alternative arrangements that solve

the problem of enhancing control over the responsiveness of a combined heat/power plant. As new independent claim 18 relates to a heat transfer vessel that incorporates fluid separation, whereas new independent 55 relates to a heat transfer vessel without fluid separation, it is respectfully submitted that it would be inappropriate to cover these two alternative solutions within a single claim. Accordingly, it can be seen that these two independent apparatus type claims provide alternative solutions to solve a particular problem, where it is inappropriate to cover these alternatives by a single claim, and thus the presence of both these independent apparatus claims should be considered as justified under Article 6 PCT. It is respectfully submitted that such a line of argument also applies *mutatis mutandis* to the subject matter defined within new claims 1 and 42.

In addition, with respect to the vessel defined within new independent claim 33, it can be seen that said new independent claim can be utilized within the arrangement defined within new independent claim 18. Accordingly, it is respectfully submitted that new claim 18 and new claim 33 define subject matter that involves a plurality of interrelated products, and thus their presence should be considered as justified under Article 6 PCT.

III. Patentability

As discussed above, as the novelty and inventiveness of new independent claims 1, 18, 42 and 55 have already been acknowledged within the previous Written Opinion, only the patentability of new independent claim 33 will be discussed within the following.

In this regard, as also discussed above, it is acknowledged that prior art document D1 can be considered as disclosing a vessel similar to that as defined within the preamble of new independent claim 33. Nevertheless, although D1 also discloses a preheater in fluid communication with the secondary space of the vessel, said preheater is not configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid. Rather said organic working fluid preheater (42) is configured to preheat the make-up fluid using jacket water from the internal combustion engine (5). In any case, there is no disclosure within D1 as to the maximum flow rate at which the fluid preheater is configured to preheat make-up fluid, nor can it be implicitly derived from D1 that such a flow rate is greater than or equal to 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (35). Accordingly, it can be seen that D1 should not be considered as disclosing the features which characterize new

independent claim 33, and thus it can be concluded that the subject matter of said claim satisfies the novelty requirements of Article 33(2) PCT.

Furthermore, it is respectfully submitted that the subject matter of said new independent claim 33 would not be obvious to the person skilled in the art, because:

- there is no teaching within closest prior art document D1 that would lead the skilled person to consider the problem of configuring the vessel so that its enhanced responsiveness can be controlled in both an energy efficient and water saving manner, yet at the same time offers greater operational reliability and flexibility,
- even if said skilled person were to consider such an objective technical problem, there is nothing within D1 that would cause him to consider the teachings of the other cited prior art documents; and
- even if said skilled person were to consider combining the teachings of any of the other cited prior art documents D2 to D5 with the vessel of D1, such a combination would not result in a vessel that fully anticipates the subject matter of new independent claim 33, because none of said cited prior art documents disclose the combination of the feed water heater included in the vessel being configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporized secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel.

Accordingly, as the subject matter of new independent claim 33 should not be considered as obvious to the person skilled in the art, it can thus be concluded that said subject matter also satisfies the inventive step requirements of Article 33(3) PCT.

The International Preliminary Examining Authority is respectfully requested to acknowledge the novelty and inventiveness of the application as now amended. In case the International Preliminary Examining Authority has further reservations, it is respectfully requested to issue a further preliminary Written Opinion under Rule 66.2 PCT.

J. Koch

Encls.: New set of amended claims 1 to 67 (both clean and working copies)

CLEAN COPY

PCT Application No.: PCT/MY2012/000022
Applicant: Krishna Moorthy Palanisamy
Our Ref.: PCT87756JK192
Date: April 19, 2013

NEW CLAIMS 1 TO 67

1. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:

a) generating a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

b) directing a generated flow of steam from a steam generator (120) into a steam engine to produce mechanical power and discharging a flow of exhaust steam from the steam engine;

c) directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy for a downstream process;

d) in at least a vessel (7), wherein the vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space contains a quantity of a secondary fluid in liquid phase,
introducing the flow of process steam in step (c) into the primary space as primary steam to vaporize the secondary fluid in liquid phase as a vaporized secondary fluid and resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate
simultaneously introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space
directing the vaporized secondary fluid to impart thermal energy for the downstream process
whilst delivering the primary condensate from the primary space
characterized in that the method further includes the steps of:

e) during periods of surplus vaporized secondary fluid, increasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space (11), thus reducing the surplus vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid, decreasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in the heated state in the reservoir space by continued vaporization, wherein the temperature of the make-up fluid introduced into the secondary space is lower than the temperature of the vaporized secondary fluid.

2. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 1 wherein the step of accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space occurs in a reservoir space provided in the secondary space (11).

3. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 1 or 2 further including the step of delivering the primary condensate of step (d) back to the steam generator (120) as a flow of feed water.

4. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3, wherein the make-up fluid introduced into the secondary space does not comprise thermal energy gained from the primary condensate.

5. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 4, wherein the flow rate of the make-up fluid introduced into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

6. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 5, wherein a pressure in the primary space (10) and a pressure in the secondary space (11) are greater than atmospheric pressure.

7. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 6, wherein the secondary fluid in the secondary space (11) is maintained at substantially constant pressure and temperature.

8. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 7, wherein the generation of the vaporized secondary fluid includes a thin-film evaporation process.

9. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 8, wherein the thin film evaporation process includes circulating the secondary fluid in the secondary space (11) by drawing the secondary fluid in liquid phase and discharging it on a surface heated by the primary stream.

10. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 9 further including the step of: preheating the make-up fluid in at least one feed water heater (8) using the vaporized secondary fluid and subsequently discharging the preheated make-up fluid into the secondary space.

11. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to Claim 10, wherein the at least one feed water heater (8) preheats the make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

12. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to Claim 10 or 11, wherein the at least one feed water heater (8) removes non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently discharges the treated make-up fluid into the secondary space (11).

13. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 12 further including the step of: withdrawing at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and discharging the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

14. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 13 further including the step of: drawing at least a portion of the secondary condensate from the auxiliary steam condenser, and delivering the secondary condensate as a flow of feed water for the steam generator (120).

15. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 14 further including the step of:
during periods of surplus vaporized secondary fluid, withdrawing hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with the make-up fluid into the secondary space (11), thus reducing the surplus

thermal energy output from the secondary space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid, introducing hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit thermal energy output from the secondary space.

16. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 2 to 15 further including the step of:

a) selectively increasing or decreasing the introduction of make-up fluid into the secondary space (11) of vessel (7) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporize secondary fluid, wherein the pressure of the vaporized secondary fluid is maintained substantially at the set-point pressure; and

b) selectively decreasing or increasing the input of primary steam into the primary space in response to a rising or falling liquid surface level in the secondary space from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

17. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 16 further including the step of:

a) determining the flow rate (R1) of vaporized secondary fluid output from the secondary space (11) by measuring the flow rate (R2) of the primary steam flowing into the primary space (10) and measuring the flow rate (R3) of make-up fluid flowing into the secondary space (11), wherein $R1 = a \,.\, R2 - b \,.\, R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

18. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy including

a. a means to produce a flow of generated steam from a flow of feed water;

b. a means to receive a flow of the generated steam into a steam engine to produce mechanical power and to discharge a flow of exhaust steam from the steam engine;

c. a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy to a downstream process;

d. at least a vessel (7) including a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space containing a quantity of a secondary fluid in liquid phase,
the vessel (7) configured to receive the process steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) to vaporize the secondary fluid in liquid phase as a vaporized secondary fluid and resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and
the vessel (7) further includes a means of introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein said secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), a means to output and direct any vaporized secondary fluid to the downstream process, and a means to withdraw the primary condensate, and a means to vary the flow rate of make-up fluid into the secondary space (11),
characterized in that
said means to vary the flow rate of make-up fluid into the secondary space (11) is configured such that during periods of surplus vaporized secondary fluid, the flow rate of the make-up fluid is increased, thus reducing the surplus vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space; and such that during periods of deficit vaporized secondary fluid, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization.

19. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 18, wherein the secondary space (11) includes the reservoir space to accumulate the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase.

20. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claims 18 or 19, wherein said arrangement further includes a means to deliver the withdrawn primary condensate as a flow of feed water for steam generation.

21. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 20, wherein the arrangement does not comprise a means configured to transfer thermal energy from the primary condensate to the make-up fluid prior to the make-up fluid being introduced into the secondary space.

22. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 21, wherein the arrangement is configured such that the maximum possible flow rate of the make-up fluid into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

23. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 22, wherein the vessel (7) includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of the secondary fluid.

24. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 23, wherein the means for the thin film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid in liquid phase is introducible over the external surface of the tubes.

25. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 24 further including at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with the secondary space (11) of the at least one vessel (7) and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11).

26. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 25, wherein the at least one feed water heater (8) is configured

to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

27. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 25 or 26, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

28. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 27 further including a means configured to withdraw at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxillary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and a means configured to discharge the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

29. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 28 further including a means configured to withdraw at least a portion of the secondary condensate from the auxiliary steam condenser (9), and a means configured to deliver the secondary condensate as a flow of feed water for the steam generator (120).

30. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 29 further including a means configured to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and a means configured to replace the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of surplus vaporized secondary fluid, and a means configured to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of deficit vaporized secondary fluid.

31. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 19 to 30, further including:

a) a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporized secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and

b) the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

32. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 31, further including:
a microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space (11) is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space (10) and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space (11) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$
where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;
$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;
hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;
hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;
hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;
hf_2 = enthalpy of make-up water.

33. A vessel (7) for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, wherein said vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space

configured to contain a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel (7) configured to receive a flow of steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel (7) is further configured to receive a flow of the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and withdraw the primary condensate,

characterized in that

the vessel (7) further includes at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with the secondary space (11) of the vessel (7) and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid and to subsequently discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11),

wherein the at least one feed water heater (8) is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

34. A vessel (7) according to claim 33, wherein:

a) the secondary space (11) includes a reservoir space to accumulate a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase; and

b) a means to introduce and vary the flow rate of make-up fluid into the secondary space (11) is provided, wherein said means is configured such that, during periods of increasing pressure in the secondary space, the flow rate of the make-up fluid is increased, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space; and during periods of decreasing pressure in the secondary space, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization.

35. A vessel (7) according to claim 33 or 34, wherein the vessel is configured such that the maximum possible make-up flow rate of the make-up fluid into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

36. A vessel (7) according to any of claims 33 to 35, wherein the vessel (7) includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of said secondary fluid.

37. A vessel (7) according to claim 36, wherein the means for the thin-film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid in liquid phase is introducible over the external surface of the tubes.

38. A vessel (7) according to any of claims 33 to 37, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

39. A vessel (7) according to any of claims 33 to 38, wherein the vessel (7) further includes a means configured to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and a means configured to replace the same quantity of secondary fluid which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of increasing pressure in the secondary space, and a means configured to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of decreasing pressure in the secondary space.

40. A vessel (7) according to any of claims 34 to 39, wherein the vessel (7) further includes:

a) a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporised secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space (11) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and

b) the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

41. A vessel (7) according to any of claims 33 to 40, wherein the vessel (7) further includes: a microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space (11) is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space (10) and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space (11) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \,.\, R2 - b \,.\, R3$
where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;
$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;
hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;
hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;
hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;
hf_2 = enthalpy of make-up water

42. A method of producing and utillzing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:

a) generating a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

b) directing at least a portion of the flow of steam from the steam generator (120) into a steam engine to produce mechanical power and discharging exhaust steam from the steam engine;

c) directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process;

d) directing a portion of the exhaust steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel (60), confining the heated make-up water

transitionally in the at least one storage vessel (60), removing the confined hot water from the storage vessel (60) and applying the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel (60) is lower than the saturation temperature of the exhaust steam used for heating the make-up water **characterised in that** the method further includes the steps of:

e) during periods of surplus process steam in step (c), increasing the introduction of make-up water for heating, thus reducing the surplus process steam and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water, and during periods of deficit process steam in step (c), reducing the introduction of the make-up water for heating, thus reducing the deficit process steam and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

43. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 42, wherein the transitionally confined reserve quantity of the hot water is accumulated within the storage vessel (60).

44. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 42 or 43, wherein the hot water is heated and maintained at substantially constant pressure and temperature.

45. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 44, wherein the hot water is heated to a temperature substantially equal to the saturation temperature of the exhaust steam directed for heating the make-up water.

46. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 45, wherein the process steam is used for heating the make-up water.

47. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 46, wherein the beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator (120)

48. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 47, wherein the flow rate of the make-up water into the

storage vessel (60) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

49. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 48 further including the step of: preheating the make-up water in at least one feed water heater (70) coupled in fluid communication with the at least one storage vessel (60) using the heating steam and subsequently discharging the preheated make-up water into the storage vessel (60).

50. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 49, wherein the at least one feed water heater (70) preheats the make-up water to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam at a flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

51. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 49 or 50, wherein the at least one feed water heater (70) removes non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharges the treated make-up water into the storage vessel (60).

52. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 51 further including the step of:
during periods of surplus process steam, withdrawing hot water from the storage vessel (60) to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of water which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater (70), thus reducing the surplus process steam, and during periods of deficit process steam, introducing hot make-up water into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit process steam.

53. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 43 to 52 further including the step of:

a) selectively increasing or decreasing the introduction of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of process steam, in order to regulate the

pressure of process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and

b) selectively decreasing or increasing the output of process steam in step (c) to the downstream process in response to a rising or falling liquid surface level in the storage vessel (60) from a predetermined surface level (61) respectively, in order to regulate the liquid surface level, wherein the rise or fall of liquid surface level in the storage vessel from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

54. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 53 further including the step of:

a) determining the flow rate (R1) of process steam to a downstream process by measuring the flow rate (R2) of flow of exhaust steam and measuring the flow rate (R3) of flow rate of make-up water into the storage vessel (60), wherein R1 = R2 – a . R3
where a = $(hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of a flow of exhaust steam;
hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);
hf_2 = enthalpy of make-up water

55. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy including
a means to produce a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;
a means to receive a flow of steam into a steam engine (102) to produce mechanical power and to discharge the exhaust steam from the steam engine;
a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process
a means to direct a portion of the exhaust steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel (60), to confine the heated make-up water transitionally in the at least one storage vessel (60), to remove the confined hot water from the storage vessel (60) and to apply the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel (60) is lower than the saturation temperature of the heating steam used for heating the make-up water, and

a means to vary the flow rate of make-up water into the storage vessel (60) is provided, **characterized in that**

said means to vary the flow rate of make-up water into the storage vessel (60) is configured such that, during periods of surplus process steam, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the process steam and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water; and during periods of deficit process steam, the flow rate of the make-up water is reduced, thus increasing the output of the process steam and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

56. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 55, wherein the storage vessel (60) is configured to accumulate the transitionally confined reserve quantity of the hot water.

57. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 55 or 56, wherein said arrangement is configured such that the maximum possible flow rate of the make-up water is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous supply of hot water for the beneficial use.

58. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 57, wherein said arrangement is configured to heat and maintain the hot water at substantially constant pressure and temperature.

59. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 58, wherein said arrangement is configured such that the heating steam is supplied from the process steam.

60. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 59, wherein said arrangement is configured such that the hot water is heated to a temperature substantially equal to saturation temperature of the exhaust steam directed as heating steam.

61. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 60, wherein said arrangement is configured such that the beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator (120).

62. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 61, wherein said arrangement further includes at least one feed water heater (70) coupled in fluid communication with the at least one storage vessel (60) and configured to preheat the make-up water using heating steam and subsequently discharge the preheated make-up water into the storage vessel (60).

63. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 62, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to preheat the make-up water to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

64. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 62 or 63, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to remove non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharge the treated make-up water into the storage vessel (60).

65. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 64, wherein said arrangement further includes a means configured to withdraw hot water from the storage vessel (60) to an external thermal energy storage facility; and a means configured to replace the same quantity of water, which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater (70) during periods of surplus process steam, and a means configured to introduce hot make-up water into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility during periods of deficit process steam.

66. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 56 to 65, wherein said arrangement further includes

a) a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the process steam which sensor is communicatively coupled to a flow controllable means located on

a make-up circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the process steam, in order to regulate the pressure of the process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and

b) the control system further includes at least a sensor for sensing the level of hot water in the storage vessel (60) and is operable to selectively decrease or increase the output of process steam to the downstream process in response to a rise or fall of hot water surface level in the storage vessel (60) from a predetermined surface level respectively, in order to regulate the hot water surface level, wherein the rise or fall of hot water surface level in the storage vessel from a predetermined surface level is gradually restrained.

67. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 66, wherein said arrangement further includes:
a microprocessor in which a signal denotes the flow rate (R1) of the process to a downstream process is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the flow of exhaust steam discharged by the steam engine and a signal denoting the flow rate (R3) of flow of make-up rate into the storage vessel (60) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, R1 = R2 – a. R3
where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of the flow of exhaust steam ;
hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);
hf_2 = enthalpy of make-up water.

PATENT COOPERATION TREATY

From the
INTERNATIONAL PRELIMINARY EXAMINING AUTHORITY

To:

The International Bureau of WIPO
34, chemin des Colombettes
CH - 1211 Geneva 20
Switzerland

PCT

NOTIFICATION CONCERNING
DOCUMENTS TRANSMITTED

Date of mailing
(day/month/year) 04.06.2013

International application No: PCT/MY2012/000022

This International Preliminary Examining Authority transmits herewith the following documents:

1. ☐ demand (Rule 61.1(a)).

2. ☒ copy of the international preliminary examination report and its annexes (Rule 71.1).

3. ☐ _____ other documents *(specify)*:

Name and mailing address of the international preliminary examining authority:

European Patent Office
D-80298 Munich
Tel. +49 89 2399 - 0
Fax: +49 89 2399 - 4465

Authorized Officer

Kermani, Nathalie

Tel. +49 89 2399-7740

Form PCT/IPEA/415 (January 2004)

PATENT COOPERATION TREATY

PCT

INTERNATIONAL PRELIMINARY REPORT ON PATENTABILITY

(Chapter II of the Patent Cooperation Treaty)

(PCT Article 36 and Rule 70)

Applicant's or agent's file reference P3344-KM	**FOR FURTHER ACTION** See Form PCT/IPEA/416	
International application No. PCT/MY2012/000022	International filing date *(day/month/year)* 03.02.2012	Priority date *(day/month/year)* 07.02.2011
International Patent Classification (IPC) or national classification and IPC INV. F01K3/00		
Applicant Palanisamy, Krishna Moorthy		

1. This report is the international preliminary examination report, established by this International Preliminary Examining Authority under Article 35 and transmitted to the applicant according to Article 36.
2. This REPORT consists of a total of 8 sheets, including this cover sheet.
3. This report is also accompanied by ANNEXES, comprising:
   a. ☒ *(sent to the applicant and to the International Bureau)* a total of 24 sheets, as follows:
      ☒ sheets of the description, claims and/or drawings which have been amended and/or sheets containing rectifications authorized by this Authority, unless those sheets were superseded or cancelled, and any accompanying letters (see Rules 46.5, 66.8, 70.16, 91.2, and Section 607 of the Administrative Instructions).
      ☐ sheets containing rectifications, where the decision was made by this Authority not to take them into account because they were not authorized by or notified to this Authority at the time when this Authority began to draw up this report, and any accompanying letters (Rules 66.4bis, 70.2(e), 70.16 and 91.2).
      ☐ superseded sheets and any accompanying letters, where this Authority either considers that the superseding sheets contain an amendment that goes beyond the disclosure in the international application as filed, or the superseding sheets were not accompanied by a letter indicating the basis for the amendments in the application as filed, as indicated in item 4 of Box No. I and the Supplemental Box (see Rule 70.16(b)).
   b. ☐ *(sent to the International Bureau only)* a total of (indicate type and number of electronic carrier(s)) , containing a sequence listing, in electronic form only, as indicated in the Supplemental Box Relating to Sequence Listing (see paragraph 3*bis* of Annex C of the Administrative Instructions).

4. This report contains indications relating to the following items:
   - ☒ Box No. I Basis of the report
   - ☐ Box No. II Priority
   - ☐ Box No. III Non-establishment of opinion with regard to novelty, inventive step and industrial applicability
   - ☐ Box No. IV Lack of unity of invention
   - ☒ Box No. V Reasoned statement under Article 35(2) with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement
   - ☐ Box No. VI Certain documents cited
   - ☐ Box No. VII Certain defects in the international application
   - ☐ Box No. VIII Certain observations on the international application

Date of submission of the demand	Date of completion of this report
04.02.2013	04.06.2013
Name and mailing address of the international preliminary examining authority: European Patent Office D-80298 Munich Tel. +49 89 2399 - 0 Fax: +49 89 2399 - 4465	Authorized officer Röberg, Andreas Telephone No. +49 89 2399-4779

INTERNATIONAL PRELIMINARY REPORT ON PATENTABILITY

International application No.
PCT/MY2012/000022

Box No. I Basis of the report

1. With regard to the **language**, this report is based on

   ☒ the international application in the language in which it was filed

   ☐ a translation of the international application into , which is the language of a translation furnished for the purposes of:
   - ☐ international search (under Rules 12.3(a) and 23.1(b))
   - ☐ publication of the international application (under Rule 12.4(a))
   - ☐ international preliminary examination (under Rules 55.2(a) and/or 55.3(a) and (b))

2. With regard to the **elements*** of the international application, this report is based on *(replacement sheets which have been furnished to the receiving Office in response to an invitation under Article 14 are referred to in this report as "originally filed" and are not annexed to this report)*:

   Description, Pages

   1-68 as originally filed

   Claims, Numbers

   1-67 filed with the letter of 19-04-2013

   Drawings, Sheets

   1/10-10/10 as originally filed

   ☐ a sequence listing - see Supplemental Box Relating to Sequence Listing.

3. ☐ The amendments have resulted in the cancellation of:
   - ☐ the description, pages
   - ☐ the claims, Nos.
   - ☐ the drawings, sheets/figs
   - ☐ the sequence listing *(specify)*:
   - ☐ any table(s) related to sequence listing *(specify)*:

4. ☐ This report has been established as if (some of) the amendments annexed to this report and listed below had not been made, since either they are considered to go beyond the disclosure as filed, or they were not accompanied by a letter indicating the basis for the amendments in the application as filed, as indicated in the Supplemental Box (Rules 70.2(c) and (c-bis)):
   - ☐ the description, pages
   - ☐ the claims, Nos.
   - ☐ the drawings, sheets/figs
   - ☐ the sequence listing *(specify)*:

5. ☐ This report has been established:
   - ☐ taking into account the rectification of an obvious mistake authorized by or notified to this Authority under Rule 91 (Rules 66.1(d-bis) and 70.2(e)).
   - ☐ without taking into account the rectification of an obvious mistake authorized by or notified to this Authority under Rule 91(Rules 66.4bis and 70.2(e)).

6. ☐ Supplementary international search report(s) from Authority(ies) has/have been received and taken into account in establishing this report (Rule 45bis.8(b) and (c)).

Box No. V Reasoned statement under Article 35(2) with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement

1. Statement

Novelty (N)	Yes:	Claims	1-67
	No:	Claims	
Inventive step (IS)	Yes:	Claims	1-67
	No:	Claims	
Industrial applicability (IA)	Yes:	Claims	1-67
	No:	Claims	

2. Citations and explanations (Rule 70.7):

see separate sheet

Re Item V

Reasoned statement with regard to novelty, inventive step or industrial applicability; citations and explanations supporting such statement

1 Reference is made to the following documents:

D1 US 2010/313565 A1 (KAPLAN URI [IL] ET AL) 16 December 2010 (2010-12-16)

D2 WO 2010/022184 A2 (RAM POWER INC [US]; LEIBOWITZ HERMAN [US] WASTE HEAT SOLUTIONS LLC [US) 25 February 2010 (2010-02-25)

D3 US 2010/319346 A1 (AST GABOR [DE] ET AL) 23 December 2010 (2010-12-23)

D4 US 6 055 945 A (SIMONI LEONARD P [US]) 2 May 2000 (2000-05-02)

D5 US 4 662 390 A (HAWKINS MICHAEL R [GB]) 5 May 1987 (1987-05-05)

2 **Independent claims 1, 18, 42 and 55 in combination with any dependent claims**

2.1 The claims 1, 18, 42 and 55 will be treated in batch since they relate to the same/corresponding subject-matter and seem to depart from the available prior art in the same manner.

2.2 D1 is considered to be the closest prior art and discloses the following features of claim 1:

A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:
a. generating a flow of steam in a steam generator from a flow of feed water;
b. directing a generated flow of steam from a steam generator into a steam engine to produce mechanical power and discharging a flow of exhaust steam from the steam engine;
c. directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam

engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy for a downstream process;
d. in at least a vessel, wherein the vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space contains a quantity of a secondary fluid in liquid phase,
introducing the flow of process steam in step (c) into the primary space as primary steam to vaporize the secondary fluid in liquid phase as a vaporized secondary fluid and resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate
simultaneously introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space
directing the vaporized secondary fluid to impart thermal energy for the downstream process whilst delivering the primary condensate from the primary space

2.3 Claim 1 differs from this disclosure in that:

e. during periods of surplus vaporized secondary fluid, increasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus reducing the surplus vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid, decreasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in the heated state in the reservoir space by continued vaporization, wherein the temperature of the make-up fluid introduced into the secondary space is lower than the temperature of the vaporized secondary fluid.

2.4 The subject-matter of claim 1 is therefore new (Article 33(2) PCT).

2.5 The technical effect of this difference is a combined heat/power plant comprising a heat exchanger with a heat accumulator which can be controlled such that the responsiveness can be varied depending on the required thermal out-take of the plant.

2.6 The corresponding problem can be formulated as controlling the responsiveness of a combined heat/power plant.

2.7 Claim 1 proposes a solution to this problem which is considered comprising an inventive step (Article 33(3) PCT) for the following reasons: Controlling an evaporator by varying the flow of feed water is known in the art, both D4 and D5 disclose boilers wherein the level of feed water is controlled with the flow rate of feed water to the boiler. Even in the unlikely event that the skilled person would combine the teachings of any these documents with the teachings of D1 and opt for adapting the condenser/evaporator (35) to the method of D4 or D5 this would still not lead to the disclosure of the method of claim 1 since the information about increasing the make-up water flow at times of surplus heat output to accumulate heat and decreasing the flow of make-up water in times of insufficient heat output to lower the heat accumulation would still be missing. The subject-matter of claim 1 is therefore inventive.

2.8 The applicant has harmonized the subject-matter of independent claims 1, 18, 42 and 55. Therefore is the subject-matter of claims 18, 42 and 55 also considered to be new and to comprise an inventive step.

2.9 Dependent claims 2 - 17, 19 - 32, 43 - 54 and 56 - 67 are all dependent on the above mentioned independent claims and as such also fulfill the requirements of the PCT concerning novelty and inventive step.

2.10 The applicant has made some clarifications to some dependent claims and thereby overcome the clarity objections raised in the written procedure.

3 **Claim 33**

3.1 D1 is regarded as being the prior art closest to the subject-matter of claim 33, and discloses (inherent in figure 4 but also from the application as a whole)

> A vessel for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, wherein said vessel includes a primary space and a secondary space in heat communication with but with fluid separation from each other, said secondary space configured to contain a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel configured to receive a flow of steam into the primary space as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel is further configured to receive a flow of the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space, wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space, output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and withdraw the primary condensate.

Taking the heat exchanger (35) of D1 it is clear that it contains two chambers one functions as a condenser while the other functions as an evaporator. It is also clear that there is no fluid communication between the chambers but that thermal energy can pass from the fluid being condensed to the fluid being evaporated. The first chamber being the one of the fluid being condensed and the second chamber being the one of the fluid being evaporated. It is clear that the second chamber also is a reservoir.

3.2 The subject-matter of claim 1 therefore differs from this known vessel in that

the vessel further includes at least one feed water heater coupled in fluid communication with secondary space of the vessel and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space,

and in that the at least one feed water heater is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel.

and is therefore new (Article 33(2) PCT).

3.3 The technical effect of this difference is that the feed water heater increases the temperature of the secondary fluid in the heat exchanger to a temperature close to the evaporation temperature. This implies that the evaporation of the secondary fluid can be increased within a short notice. The responsiveness of the heat exchange in the vessel can therefore be increased/controlled.

3.4 The problem to be solved by the present invention may be regarded as improving the responsiveness of the heat exchange of the

3.5 The solution to this problem proposed in claim 33 of the present application is considered as involving an inventive step (Article 33(3) PCT) for the following reasons: There is no indication in the available prior art of a vessel according to the preamble of claim 33 including a feed water heater configured to preheat the feed water using the evaporated secondary fluid and even less wherein the capacity is set in relation to the required make-up fluid flow for maintaining the maximum evaporative capacity of the vessel. The skilled person would therefore not arrive at the solution as presented in claim 33 without inventive skill.

3.6 Claims 34 - 42 are dependent on claim 33 and as such also meet the requirements of the PCT with respect to novelty and inventive step.

4 **Industrial applicability**

4.1 The industrial applicability of the present application is obvious (Article 33(4) PCT)

GRÜNECKER
PATENT- UND RECHTSANWÄLTE

Grünecker Leopoldstr. 4 80802 München Germany

EPO - Munich
81
19. April 2013

European Patent Office

Erhardtstraße 27
80298 München

Ihr Zeichen / Your Ref.	Unser Zeichen / Our Ref.	Datum / Date
	PCT87756JK192dol	April 19, 2013

International Patent Application PCT/MY2012/000022
Applicant: Krishna Moorthy Palanisamy

Response to a Written Opinion of the International Preliminary Examining Authority (IPEA)

In accordance with Article 34(2)(b) PCT, a new set of amended claims, 1 to 67, is respectfully submitted herewith in order to replace, at least for the time being, the previously filed set of claims, 1 to 66. The International Preliminary Examining Authority is respectfully requested to base further preliminary examination on this new set of amended claims whilst taking the following comments into account.

I. Amendments

New claims 1 to 32 comprise the features of previously filed claims 1 to 32, respectively, wherein:

- new dependent claims 5, 11 and 12 have been amended so as to clarify the method steps; and
- new dependent claims 22 and 25 have been amended so as to clarify the configuration of the arrangement.

New independent claim 33 is based upon previously filed independent claim 33, wherein the preamble of said new claim 33 corresponds to the preamble of previously filed independent claim 33, characterized by a combination of the features disclosed within previously filed dependent claims 38 and 39.

MÜNCHEN
Patentanwälte
European Patent Attorneys
Hans Hilgers
Thomas Schuster
Dr. Klara Goldbach
Martin Aufenanger, LL.M.
Gottfried Klitzsch
Dr. Heike Vogelsang-Wenke
Reinhard Knauer
Dietmar Kuhl
Dr. Franz-Josef Zimmer
Bettina K. Reichelt
Dr. Anton K. Pfau
Dr. Udo Weigelt
Rainer Bertram
Jens C. Koch, M.S. (U of PA)
Bernd Rothaemel
Thomas W. Laubenthal
Dr. Andreas Kayser
Dr. Jens Hammer
Dr. Thomas Eickelkamp
Dr. Peter Mitényi [1]
Dr. Moritz Höffe
Gero Maatz-Jansen
Michael Heise
Christian Melsinger
Dr. Martin Ahr
Dr. Wolfgang Neubeck
Steven M. Zeman, Ph. D.
André Nickel, LL.M.
Felix Kehr
Dr. Alexander Stumvoll
Dr. Stefano Marchini [2]
Dr. Stefano Cerrito [2]
Edoardo Feira [2]

Rechtsanwälte
Attorneys-at-Law
Dr. Helmut Eichmann
Gerhard Barth
Dr. Ulrich Blumenröder, LL.M.
Christa Rohnke
Prof. Dr. Maximilian Kinkeldey, LL.M.
Dr. Karsten Brandt
Anja Franke, LL.M.
Ute Stephani
Dr. Bernd Allekotte, LL.M. [4]
Dr. Elvira Bertram, LL.M.
Karin Lochner
Babett Ertle
Christine Neuhierl
Sabine Brandstätter
Cornelia Schmitt
Petra Lübbe
Dr. Holger Gauss
Dr. Nicolás Schmitz
Marina Schlumberger
Kirsten Dröge
Andreas Wagner
Sebastian Clotten, LL.M.
Jennifer Springer, LL.M.
Ina Schwerter-Strumpf
Mark Peters

BERLIN
Patentanwälte
European Patent Attorneys
Dr. Patrick P. Erk, M.S. (MIT)
Dr. Svenja Sethmann
Tino Rumpold

KÖLN
Patentanwälte
European Patent Attorneys
Dr. Martin Dropmann

Rechtsanwälte
Attorneys-at-Law
Ilka Bittner, LL.M.

PARIS [5]
Conseil en Propriété Industrielle
European Patent Attorney
Dr. Wolfgang Neubeck

Grünecker Kinkeldey Stockmair & Schwanhäusser
Leopoldstr. 4
80802 München
Germany

Tel. +49 (0) 89 21 23 50
Fax +49 (0) 89 22 02 87
info@grunecker.de
www.grunecker.de

Deutsche Bank München
Konto / Account: 175 1734 00
BLZ / Bank code: 700 700 10
SWIFT / BIC-code: DEUT DE MM
IBAN: DE47 7007 0010 0175 173400

[1] auch/also: Agente de la Propiedad Industrial (España)
[2] European Patent Attorney, Mandatario Italiano in Brevetti
[3] Professor an der Fachhochschule für [illegible] Management
[4] auch/also: Attorney-at-Law, New Y
[5] in Kooperation/in cooperation

19-04-2013

Accordingly, the feature which characterized previously filed independent claim 33 is now no longer present within new independent claim 33, and has been reinstated in new dependent claim 34. Said new claim 34 has been amended further so as to replace the unclear features of *"surplus vaporized secondary fluid"* and *"deficit vaporized secondary fluid"*, with the specifications *"increasing pressure in the secondary space"* and *"decreasing pressure in the secondary space"*, respectively. These amendments do not introduce additional subject matter into the new set of amended claims, because the newly introduced terms merely describe the same situation as the terms that have been replaced, but with respect to what occurs within the vessel itself rather than what occurs downstream. In other words, the feature of the pressure in the secondary space increasing or decreasing is immediately and unambiguously derivable for the person skilled in the art from the feature of surplus or deficit vaporized secondary fluid.

New dependent claims 35 to 37 comprise the features of previously filed dependent claims 35 to 37, respectively, wherein new dependent claim 35 has been amended to clarify the configuration of the vessel.

New dependent claims 38 and 39 comprise the features of previously filed dependent claims 40 and 41, respectively, wherein new dependent claim 39 has been amended in the same manner as new dependent claim 34.

New dependent claims 40 and 41 correspond to originally filed dependent claims 43 and 44, respectively.

New claims 42 to 49 comprise the features of previously filed claims 42 to 49, respectively, wherein new dependent claim 48 has been amended so as to clarify the method steps.

New dependent claim 50 is equivalent to new dependent claim 11, and new dependent claim 51 corresponds to previously filed dependent claim 50, wherein said new claim 51 has been amended so as to clarify the method steps.

New claims 52 to 67 comprise the features of previously filed claims 51 to 66, respectively, wherein new dependent claim 57 has been amended so as to clarify the configuration of the arrangement.

II. Subject of the Invention

As can be taken from the discussion above, previously filed independent claims 1, 18, 42 and 54 have not been amended and are present within the new set of amended claims as new independent claims 1, 18, 42 and 55, respectively. Accordingly, as these independent claims have already been identified within the previous Written Submission of the International Preliminary Examining Authority as being novel and inventive, a substantive discussion on the subject matter of said claims will not be included within this Written Submission. Nevertheless, the invention now also refers to a vessel for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, wherein said vessel includes:

> *"a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space configured to contain a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel (7) configured to receive a flow of steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel (7) is further configured to receive a flow of the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and withdraw the primary condensate."*

Such a vessel is known from prior art document D1.

It is an object of the present invention to provide such a vessel that is capable of exhibiting greater responsiveness in both an energy efficient and water saving manner, yet at the same time offers greater operational reliability and flexibility.

Such an object is achieved by a vessel according to the preamble of new independent claim 33, characterized in that:

> *"the vessel (7) further includes at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with the secondary space (11) of the vessel (7) and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the*

vaporized secondary fluid and to subsequently discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11),

wherein the at least one feed water heater (8) is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7)."

III. Clarity and Conciseness

The International Preliminary Examining Authority is respectfully requested to reconsider its opinion on the clarity of new claims 5, 11, 22, 26, 33, 35, 48, 50, 57 and 63. In this regard, it is acknowledged that these claims could be considered as defining the claimed subject matter by a result to be achieved, however it is respectfully submitted that this definition does not merely amount to claiming the underlying technical problem, but is rather the only definition which can be used without unduly restricting the scope of the claims. In any case, the claimed result is one which can be directly and positively verified by the person skilled in the art without the requirement of undue experimentation.

New dependent claim 5 further defines the novel and inventive method of new independent claim 1 by specifying that *"the flow rate of the make-up fluid introduced into the secondary space is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel"*. The maximum continuous rated evaporative capacity of any particular heat exchange vessel is a known constant that can be easily determined, and thus the flow rate of required make-up fluid flow for such a situation can also be easily determined by the person skilled in the art for that particular heat exchange vessel. Accordingly, in order to further enhance the responsiveness (the underlying technical problem) of the method claimed within new independent claim 1, new dependent claim 5 specifies a method step wherein the flow rate into the secondary space is greater than or equal to 1.3 times this predetermined flow rate. With such a method step, even if the heat exchange vessel is operating at its maximum continuous rated evaporative capacity, the flow rate of make-up fluid into the secondary space is greater than the rate of evaporation, and thus a transitionally confined

reserve quantity of secondary fluid in liquid phase in a heated state can be accumulated in the secondary space. This further enables the enhanced responsiveness that occurs as a result of the method of claim 1. Hence, it can be seen that the method of new dependent claim 5 does not merely amount to claiming the underlying technical problem, and that the subject matter can be directly and positively verified by the person skilled in the art without requiring undue experimentation. Accordingly, the subject matter of said new claim 5 should be considered as satisfying the clarity requirements of Article 6 PCT.

It is respectfully submitted that the arguments discussed above with respect to the clarity of the method of new dependent claim 5 apply *mutatis mutandis* to the methods of new dependent claims 11, 48 and 50. In addition, it is respectfully submitted that said arguments also apply *mutatis mutandis* to the arrangements claimed within new dependent claims 22, 26, 57 and 63, as well as to the vessels claimed within new independent claim 33 and new dependent claim 35. In this regard, it is further submitted that the person skilled in the art would be able to directly and positively verify that the arrangements and vessels defined within these claims are configured for a flow rate *"not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow"*, because:

- the make-up pump would have a maximum possible flow rate greater than or equal to 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow;
- the make-up fluid circuit including the inlet port to receive the make-up fluid would be dimensioned so as to allow such a flow rate;
- flow controllable means or a variable frequency drive on the pump would be provided;
- any feed water heater would be designed and configured to be able to efficiently process such a large flow rate.

Accordingly, for the reasons discussed above, it is respectfully submitted that new claims 5, 11, 22, 26, 33, 35, 48, 50, 57 and 63 should be considered as satisfying the clarity requirements of Article 6 PCT.

Furthermore, with regard to the presence of multiple independent claims within a single category, it is respectfully submitted that these claims are justified under Article 6 PCT. In this regard, new independent claims 18 and 55 define alternative arrangements that solve

the problem of enhancing control over the responsiveness of a combined heat/power plant. As new independent claim 18 relates to a heat transfer vessel that incorporates fluid separation, whereas new independent 55 relates to a heat transfer vessel without fluid separation, it is respectfully submitted that it would be inappropriate to cover these two alternative solutions within a single claim. Accordingly, it can be seen that these two independent apparatus type claims provide alternative solutions to solve a particular problem, where it is inappropriate to cover these alternatives by a single claim, and thus the presence of both these independent apparatus claims should be considered as justified under Article 6 PCT. It is respectfully submitted that such a line of argument also applies *mutatis mutandis* to the subject matter defined within new claims 1 and 42.

In addition, with respect to the vessel defined within new independent claim 33, it can be seen that said new independent claim can be utilized within the arrangement defined within new independent claim 18. Accordingly, it is respectfully submitted that new claim 18 and new claim 33 define subject matter that involves a plurality of interrelated products, and thus their presence should be considered as justified under Article 6 PCT.

III. Patentability

As discussed above, as the novelty and inventiveness of new independent claims 1, 18, 42 and 55 have already been acknowledged within the previous Written Opinion, only the patentability of new independent claim 33 will be discussed within the following.

In this regard, as also discussed above, it is acknowledged that prior art document D1 can be considered as disclosing a vessel similar to that as defined within the preamble of new independent claim 33. Nevertheless, although D1 also discloses a preheater in fluid communication with the secondary space of the vessel, said preheater is not configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid. Rather said organic working fluid preheater (42) is configured to preheat the make-up fluid using jacket water from the internal combustion engine (5). In any case, there is no disclosure within D1 as to the maximum flow rate at which the fluid preheater is configured to preheat make-up fluid, nor can it be implicitly derived from D1 that such a flow rate is greater than or equal to 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (35). Accordingly, it can be seen that D1 should not be considered as disclosing the features which characterize new

independent claim 33, and thus it can be concluded that the subject matter of said claim satisfies the novelty requirements of Article 33(2) PCT.

Furthermore, it is respectfully submitted that the subject matter of said new independent claim 33 would not be obvious to the person skilled in the art, because:

- there is no teaching within closest prior art document D1 that would lead the skilled person to consider the problem of configuring the vessel so that its enhanced responsiveness can be controlled in both an energy efficient and water saving manner, yet at the same time offers greater operational reliability and flexibility,
- even if said skilled person were to consider such an objective technical problem, there is nothing within D1 that would cause him to consider the teachings of the other cited prior art documents; and
- even if said skilled person were to consider combining the teachings of any of the other cited prior art documents D2 to D5 with the vessel of D1, such a combination would not result in a vessel that fully anticipates the subject matter of new independent claim 33, because none of said cited prior art documents disclose the combination of the feed water heater included in the vessel being configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporized secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel.

Accordingly, as the subject matter of new independent claim 33 should not be considered as obvious to the person skilled in the art, it can thus be concluded that said subject matter also satisfies the inventive step requirements of Article 33(3) PCT.

The International Preliminary Examining Authority is respectfully requested to acknowledge the novelty and inventiveness of the application as now amended. In case the International Preliminary Examining Authority has further reservations, it is respectfully requested to issue a further preliminary Written Opinion under Rule 66.2 PCT.

J. Koch

Encls.: New set of amended claims 1 to 67 (both clean and working copies)

CLEAN COPY

PCT Application No.: PCT/MY2012/000022
Applicant: Krishna Moorthy Palanisamy
Our Ref.: PCT87756JK192
Date: April 19, 2013

NEW CLAIMS 1 TO 67

1. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:

a) generating a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

b) directing a generated flow of steam from a steam generator (120) into a steam engine to produce mechanical power and discharging a flow of exhaust steam from the steam engine;

c) directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy for a downstream process;

d) in at least a vessel (7), wherein the vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space contains a quantity of a secondary fluid in liquid phase,
introducing the flow of process steam in step (c) into the primary space as primary steam to vaporize the secondary fluid in liquid phase as a vaporized secondary fluid and resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate
simultaneously introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space
directing the vaporized secondary fluid to impart thermal energy for the downstream process
whilst delivering the primary condensate from the primary space
characterized in that the method further includes the steps of:

e) during periods of surplus vaporized secondary fluid, increasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space (11), thus reducing the surplus vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid, decreasing flow rate of introduction of the make-up fluid into the secondary space, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in the heated state in the reservoir space by continued vaporization, wherein the temperature of the make-up fluid introduced into the secondary space is lower than the temperature of the vaporized secondary fluid.

2. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 1 wherein the step of accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space occurs in a reservoir space provided in the secondary space (11).

3. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 1 or 2 further including the step of delivering the primary condensate of step (d) back to the steam generator (120) as a flow of feed water.

4. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 3, wherein the make-up fluid introduced into the secondary space does not comprise thermal energy gained from the primary condensate.

5. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 4, wherein the flow rate of the make-up fluid introduced into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

6. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 5, wherein a pressure in the primary space (10) and a pressure in the secondary space (11) are greater than atmospheric pressure.

7. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 6, wherein the secondary fluid in the secondary space (11) is maintained at substantially constant pressure and temperature.

8. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 7, wherein the generation of the vaporized secondary fluid includes a thin-film evaporation process.

9. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 8, wherein the thin film evaporation process includes circulating the secondary fluid in the secondary space (11) by drawing the secondary fluid in liquid phase and discharging it on a surface heated by the primary stream.

10. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 9 further including the step of: preheating the make-up fluid in at least one feed water heater (8) using the vaporized secondary fluid and subsequently discharging the preheated make-up fluid into the secondary space.

11. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to Claim 10, wherein the at least one feed water heater (8) preheats the make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

12. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to Claim 10 or 11, wherein the at least one feed water heater (8) removes non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently discharges the treated make-up fluid into the secondary space (11).

13. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 12 further including the step of: withdrawing at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxiliary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and discharging the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

14. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 13 further including the step of: drawing at least a portion of the secondary condensate from the auxiliary steam condenser, and delivering the secondary condensate as a flow of feed water for the steam generator (120).

15. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 14 further including the step of:
during periods of surplus vaporized secondary fluid, withdrawing hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with the make-up fluid into the secondary space (11), thus reducing the surplus

thermal energy output from the secondary space, and during periods of deficit vaporized secondary fluid, introducing hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit thermal energy output from the secondary space.

16. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 2 to 15 further including the step of:

a) selectively increasing or decreasing the introduction of make-up fluid into the secondary space (11) of vessel (7) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporize secondary fluid, wherein the pressure of the vaporized secondary fluid is maintained substantially at the set-point pressure; and

b) selectively decreasing or increasing the input of primary steam into the primary space in response to a rising or falling liquid surface level in the secondary space from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

17. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 1 to 16 further including the step of:

a) determining the flow rate (R1) of vaporized secondary fluid output from the secondary space (11) by measuring the flow rate (R2) of the primary steam flowing into the primary space (10) and measuring the flow rate (R3) of make-up fluid flowing into the secondary space (11), wherein $R1 = a \,.\, R2 - b \,.\, R3$

where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;

$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;

and,

hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;

hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;

hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;

hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;

hf_2 = enthalpy of make-up water

18. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy including

a. a means to produce a flow of generated steam from a flow of feed water;

b. a means to receive a flow of the generated steam into a steam engine to produce mechanical power and to discharge a flow of exhaust steam from the steam engine;

c. a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam to provide thermal energy to a downstream process;

d. at least a vessel (7) including a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space containing a quantity of a secondary fluid in liquid phase,
the vessel (7) configured to receive the process steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) to vaporize the secondary fluid in liquid phase as a vaporized secondary fluid and resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and
the vessel (7) further includes a means of introducing the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein said secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), a means to output and direct any vaporized secondary fluid to the downstream process, and a means to withdraw the primary condensate, and a means to vary the flow rate of make-up fluid into the secondary space (11),
characterized in that
said means to vary the flow rate of make-up fluid into the secondary space (11) is configured such that during periods of surplus vaporized secondary fluid, the flow rate of the make-up fluid is increased, thus reducing the surplus vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in a reservoir space; and such that during periods of deficit vaporized secondary fluid, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization.

19. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 18, wherein the secondary space (11) includes the reservoir space to accumulate the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase.

20. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claims 18 or 19, wherein said arrangement further includes a means to deliver the withdrawn primary condensate as a flow of feed water for steam generation.

21. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 20, wherein the arrangement does not comprise a means configured to transfer thermal energy from the primary condensate to the make-up fluid prior to the make-up fluid being introduced into the secondary space.

22. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 21, wherein the arrangement is configured such that the maximum possible flow rate of the make-up fluid into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

23. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 22, wherein the vessel (7) includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of the secondary fluid.

24. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 23, wherein the means for the thin film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid in liquid phase is introducible over the external surface of the tubes.

25. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 24 further including at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with the secondary space (11) of the at least one vessel (7) and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid and subsequently to discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11).

26. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 25, wherein the at least one feed water heater (8) is configured

to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

27. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 25 or 26, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

28. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 27 further including a means configured to withdraw at least a portion of the vaporized secondary fluid into an at least one auxillary steam condenser (9) configured to precipitate the vaporized secondary fluid as a secondary condensate and a means configured to discharge the secondary condensate into the secondary space (11), wherein a thermal energy in the secondary space is dispersed to the open.

29. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 28 further including a means configured to withdraw at least a portion of the secondary condensate from the auxiliary steam condenser (9), and a means configured to deliver the secondary condensate as a flow of feed water for the steam generator (120).

30. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 29 further including a means configured to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and a means configured to replace the same quantity of secondary fluid, which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of surplus vaporized secondary fluid, and a means configured to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of deficit vaporized secondary fluid.

31. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 19 to 30, further including:

a) a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporized secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and

b) the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

32. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 18 to 31, further including:
a microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space (11) is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space (10) and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space (11) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$
where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;
$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;
hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;
hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;
hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;
hf_2 = enthalpy of make-up water.

33. A vessel (7) for fluid separation and providing thermal energy buffer capacity, wherein said vessel includes a primary space (10) and a secondary space (11) in heat communication with, but with fluid separation from, each other, said secondary space

configured to contain a quantity of a secondary fluid in liquid phase, the vessel (7) configured to receive a flow of steam into the primary space (10) as a primary steam which imparts a thermal energy to the secondary space (11) resulting in precipitation of the primary steam as a primary condensate, and the vessel (7) is further configured to receive a flow of the secondary fluid in liquid phase as make-up fluid into the secondary space (11), wherein the secondary fluid is vaporizable using the said imparted thermal energy in the secondary space (11), output and direct any vaporized secondary fluid to a downstream process, and withdraw the primary condensate,

characterized in that

the vessel (7) further includes at least one feed water heater (8) coupled in fluid communication with the secondary space (11) of the vessel (7) and configured to preheat the make-up fluid using at least a portion of the vaporized secondary fluid and to subsequently discharge the preheated make-up secondary fluid into the secondary space (11),

wherein the at least one feed water heater (8) is configured to preheat make-up fluid introducible into the secondary space (11) to a temperature substantially equal to the temperature of the vaporised secondary fluid at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

34. A vessel (7) according to claim 33, wherein:

a) the secondary space (11) includes a reservoir space to accumulate a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase; and

b) a means to introduce and vary the flow rate of make-up fluid into the secondary space (11) is provided, wherein said means is configured such that, during periods of increasing pressure in the secondary space, the flow rate of the make-up fluid is increased, thus reducing the output of the vaporized secondary fluid and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space; and during periods of decreasing pressure in the secondary space, the flow rate of the make-up fluid is reduced, thus increasing the output of the vaporized secondary fluid and depleting the transitionally confined reserve quantity of the secondary fluid in liquid phase in a heated state in the reservoir space by continued vaporization.

35. A vessel (7) according to claim 33 or 34, wherein the vessel is configured such that the maximum possible make-up flow rate of the make-up fluid into the secondary space (11) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid for the maximum continuous rated evaporative capacity of the vessel (7).

36. A vessel (7) according to any of claims 33 to 35, wherein the vessel (7) includes a means for a thin-film evaporative process for vaporization of said secondary fluid.

37. A vessel (7) according to claim 36, wherein the means for the thin-film evaporative process includes a plurality of tubes through which tubes the primary steam is flowable, wherein secondary fluid in liquid phase is introducible over the external surface of the tubes.

38. A vessel (7) according to any of claims 33 to 37, wherein the at least one feed water heater (8) is configured to remove non-condensable gases from the make-up fluid and subsequently to discharge the treated make-up fluid into the secondary space (11).

39. A vessel (7) according to any of claims 33 to 38, wherein the vessel (7) further includes a means configured to draw hot secondary fluid in liquid phase from the secondary space (11) of vessel (7) to an external thermal energy storage facility; and a means configured to replace the same quantity of secondary fluid which is withdrawn in this way with make-up fluid into the secondary space during periods of increasing pressure in the secondary space, and a means configured to introduce hot make-up fluid into the secondary space from the external thermal energy storage facility during periods of decreasing pressure in the secondary space.

40. A vessel (7) according to any of claims 34 to 39, wherein the vessel (7) further includes:

a) a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the vaporised secondary fluid communicatively coupled to a flow controllable means located on a make-up fluid introducible circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up fluid into the secondary space (11) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the vaporized secondary fluid, in order to regulate the pressure of the vaporized secondary fluid to maintain it substantially at set-point pressure; and

b) the control system further comprising at least a sensor for sensing the level of secondary fluid liquid surface and further operable to selectively decrease or increase the input of primary steam into the primary space (10) of vessel (7) in response to a rise or fall of liquid surface level in the secondary space (11) from a predetermined surface level (13) respectively in order to regulate the liquid surface level in the secondary space, wherein the rise or fall of liquid surface level from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

41. A vessel (7) according to any of claims 33 to 40, wherein the vessel (7) further includes:
a microprocessor in which a signal denoting the flow rate (R1) of the vaporized secondary fluid output flow from the secondary space (11) is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the primary steam flow into the primary space (10) and a signal denoting the flow rate (R3) of the make-up fluid flow into the secondary space (11) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, $R1 = a \cdot R2 - b \cdot R3$
where $a = (hg_o - hf_o) / (hg_1 - hf_1)$;
$b = (hf_1 - hf_2) / (hg_1 - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of primary steam drawn into primary space;
hf_o = enthalpy of primary condensate discharged from primary space;
hg_1 =enthalpy of secondary fluid in vapour state;
hf_1 = enthalpy of secondary fluid in liquid state;
hf_2 = enthalpy of make-up water

42. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant including the steps of:

a) generating a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;

b) directing at least a portion of the flow of steam from the steam generator (120) into a steam engine to produce mechanical power and discharging exhaust steam from the steam engine;

c) directing either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process;

d) directing a portion of the exhaust steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel (60), confining the heated make-up water

transitionally in the at least one storage vessel (60), removing the confined hot water from the storage vessel (60) and applying the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel (60) is lower than the saturation temperature of the exhaust steam used for heating the make-up water **characterised in that** the method further includes the steps of:

e) during periods of surplus process steam in step (c), increasing the introduction of make-up water for heating, thus reducing the surplus process steam and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water, and during periods of deficit process steam in step (c), reducing the introduction of the make-up water for heating, thus reducing the deficit process steam and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

43. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 42, wherein the transitionally confined reserve quantity of the hot water is accumulated within the storage vessel (60).

44. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 42 or 43, wherein the hot water is heated and maintained at substantially constant pressure and temperature.

45. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 44, wherein the hot water is heated to a temperature substantially equal to the saturation temperature of the exhaust steam directed for heating the make-up water.

46. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 45, wherein the process steam is used for heating the make-up water.

47. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 46, wherein the beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator (120)

48. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 47, wherein the flow rate of the make-up water into the

storage vessel (60) is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

49. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 48 further including the step of: preheating the make-up water in at least one feed water heater (70) coupled in fluid communication with the at least one storage vessel (60) using the heating steam and subsequently discharging the preheated make-up water into the storage vessel (60).

50. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 49, wherein the at least one feed water heater (70) preheats the make-up water to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam at a flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

51. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to claim 49 or 50, wherein the at least one feed water heater (70) removes non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharges the treated make-up water into the storage vessel (60).

52. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 51 further including the step of:
during periods of surplus process steam, withdrawing hot water from the storage vessel (60) to an external thermal energy storage facility; and replacing the same quantity of water which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater (70), thus reducing the surplus process steam, and during periods of deficit process steam, introducing hot make-up water into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility, thus reducing the deficit process steam.

53. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 43 to 52 further including the step of:

a) selectively increasing or decreasing the introduction of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of process steam, in order to regulate the

pressure of process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and

b) selectively decreasing or increasing the output of process steam in step (c) to the downstream process in response to a rising or falling liquid surface level in the storage vessel (60) from a predetermined surface level (61) respectively, in order to regulate the liquid surface level, wherein the rise or fall of liquid surface level in the storage vessel from a predetermined surface level (13) is gradually restrained.

54. A method of producing and utilizing thermal energy in a combined heat and power plant according to any of claims 42 to 53 further including the step of:

a) determining the flow rate (R1) of process steam to a downstream process by measuring the flow rate (R2) of flow of exhaust steam and measuring the flow rate (R3) of flow rate of make-up water into the storage vessel (60), wherein R1 = R2 – a . R3
where a = $(hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of a flow of exhaust steam;
hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);
hf_2 = enthalpy of make-up water

55. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy including
a means to produce a flow of steam in a steam generator (120) from a flow of feed water;
a means to receive a flow of steam into a steam engine (102) to produce mechanical power and to discharge the exhaust steam from the steam engine;
a means to direct either a flow of exhaust steam from the steam engine or a flow comprising a combination of an exhaust steam from the steam engine and supplementary steam from a steam generator as process steam for a downstream process
a means to direct a portion of the exhaust steam as heating steam for heating a make-up water introducible into at least one storage vessel (60), to confine the heated make-up water transitionally in the at least one storage vessel (60), to remove the confined hot water from the storage vessel (60) and to apply the hot water for a beneficial use; and wherein the temperature of the make-up water introduced into the storage vessel (60) is lower than the saturation temperature of the heating steam used for heating the make-up water, and

a means to vary the flow rate of make-up water into the storage vessel (60) is provided, **characterized in that**

said means to vary the flow rate of make-up water into the storage vessel (60) is configured such that, during periods of surplus process steam, the flow rate of the make-up water is increased, thus reducing the output of the process steam and accumulating a transitionally confined reserve quantity of the hot water; and during periods of deficit process steam, the flow rate of the make-up water is reduced, thus increasing the output of the process steam and depleting the transitionally confined reserve quantity of the hot water by continuing to supply a flow of hot water for the beneficial use.

56. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 55, wherein the storage vessel (60) is configured to accumulate the transitionally confined reserve quantity of the hot water.

57. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 55 or 56, wherein said arrangement is configured such that the maximum possible flow rate of the make-up water is not less than 1.3 times the flow rate of required make-up fluid flow for the maximum continuous supply of hot water for the beneficial use.

58. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 57, wherein said arrangement is configured to heat and maintain the hot water at substantially constant pressure and temperature.

59. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 58, wherein said arrangement is configured such that the heating steam is supplied from the process steam.

60. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 59, wherein said arrangement is configured such that the hot water is heated to a temperature substantially equal to saturation temperature of the exhaust steam directed as heating steam.

61. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 60, wherein said arrangement is configured such that the beneficial use comprises flow of feed water to the steam generator (120).

62. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 61, wherein said arrangement further includes at least one feed water heater (70) coupled in fluid communication with the at least one storage vessel (60) and configured to preheat the make-up water using heating steam and subsequently discharge the preheated make-up water into the storage vessel (60).

63. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 62, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to preheat the make-up water to a temperature substantially equal to saturation temperature of the heating steam at a maximum flow rate not less than 1.3 times the flow rate of required make-up water flow for the maximum continuous rated supply of hot water for the beneficial use.

64. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to claim 62 or 63, wherein the at least one feed water heater (70) is configured to remove non-condensable gases from the make-up water and subsequently discharge the treated make-up water into the storage vessel (60).

65. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 64, wherein said arrangement further includes a means configured to withdraw hot water from the storage vessel (60) to an external thermal energy storage facility; and a means configured to replace the same quantity of water, which is withdrawn in this way with make-up water into the feed water heater (70) during periods of surplus process steam, and a means configured to introduce hot make-up water into the feed water heater (70) from the external thermal energy storage facility during periods of deficit process steam.

66. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 56 to 65, wherein said arrangement further includes

a) a control system comprising at least a sensor for sensing the pressure of the process steam which sensor is communicatively coupled to a flow controllable means located on

a make-up circuit and operable to selectively increase or decrease the introduction of make-up water for heating into the storage vessel (60) in response to a positive or negative pressure deviation from a predetermined set-point pressure respectively of the process steam, in order to regulate the pressure of the process steam, wherein the pressure of the process steam is maintained substantially at the set-point pressure; and

b) the control system further includes at least a sensor for sensing the level of hot water in the storage vessel (60) and is operable to selectively decrease or increase the output of process steam to the downstream process in response to a rise or fall of hot water surface level in the storage vessel (60) from a predetermined surface level respectively, in order to regulate the hot water surface level, wherein the rise or fall of hot water surface level in the storage vessel from a predetermined surface level is gradually restrained.

67. An arrangement in a combined heat and power plant to produce and utilize thermal energy according to any of claims 55 to 66, wherein said arrangement further includes:
a microprocessor in which a signal denotes the flow rate (R1) of the process to a downstream process is shown as output wherein a signal denoting the flow rate (R2) of the flow of exhaust steam discharged by the steam engine and a signal denoting the flow rate (R3) of flow of make-up rate into the storage vessel (60) which signals are input into the microprocessor, wherein R1 is computed from the formula, R1 = R2 – a. R3
where $a = (hf_1 - hf_2) / (hg_o - hf_1)$;
and,
hg_o = enthalpy of the flow of exhaust steam ;
hf_1 = enthalpy of heated water in storage vessel (60);
hf_2 = enthalpy of make-up water.

TRATADO DE COOPERACIÓN EN MATERIA DE PATENTES

TCP

INFORME PRELIMINAR INTERNACIONAL SOBRE LA PATENTABILIDAD

(Capítulo II del Tratado de Cooperación en Materia de Patentes)

(TCP: Artículo 36 y Regla 70)

Referencia del Archivo del Solicitante o Representante

P3343-KM

PARA ACCIÓN POSTERIOR Ver Formato PCT/IPEA/416

Solicitud Internacional Nº

PCT/MY2012/000022

Fecha de Radicación Internacional (día/mes/año)

03.02.2012

Fecha de Prioridad (día/mes/año)

07.02.2011

Clasificación Internacional de Patentes (CIP) o clasificación nacional y CIP

INV.F01K3/00

Solicitante

Palanisamy, Krishna Moorthy

1. El presente informe es el informe de examen preliminar internacional, establecido por esta Autoridad Internacional de Examen Preliminar

conforme al Artículo 35 y transmitido al solicitante de acuerdo con el Artículo 36.

2. El presente INFORME consta de un total de **8** hojas, incluyendo esta hoja de portada

3. El presente informe también viene acompañado de ANEXOS, que contienen:

   a. [X] (Enviado al solicitante y a la Oficina Internacional) un total de **24** hojas, así:

      [X] hojas de la descripción, reivindicaciones y/o planos las cuales han sido modificadas y/o hojas que contienen rectificaciones autorizadas por esta Autoridad, a menos que esas hojas hayan sido sustituidas o canceladas, y cualesquiera cartas acompañantes (ver Reglas 46.5, 66.8, 70.16, 91.2, y la Sección 607 de las Instrucciones Administrativas).

      [ ] hojas que contienen rectificaciones donde la decisión fue tomada por esta Autoridad y que no se toman en cuenta porque no fueron autorizadas por o notificadas a esta Autoridad cuando esta Autoridad comenzó a elaborar este informe, y cualesquiera cartas acompañantes (Reglas 66.4bis, 70.2 (e), 70.16 y 91.2).

[ ] hojas sustituidas y cualesquiera cartas acompañantes, en donde esta Autoridad o bien considera que las hojas sustituidas contienen una modificación que sobrepasa la declaración en la solicitud internacional tal como fue radicada, o que las hojas sustituidas no estaban acompañadas de un carta que indicara la base para las modificaciones en la solicitud tal como fue radicada, según se indica en el punto 4 de la Casilla Nº I y la Casilla Suplementaria (ver Regla 70.16(b)).

b. [ ] (Enviado únicamente a la Oficina Internacional) un total de (indique el tipo y número de portadores electrónicos) que contienen un listado de secuencia, en formato electrónico únicamente, tal como se indica en la Casilla Suplementaria Relacionada con el Listado de Secuencia (ver parágrafo 3bis del Anexo C de las Instrucciones Administrativas).

4. El presente informe contiene indicaciones relacionadas con los siguientes puntos:

[X] Casilla Nº I Base del Informe

[ ] Casilla Nº II Prioridad

[ ] Casilla Nº III No se establece opinión con relación a la novedad, la actividad inventiva y la aplicabilidad industrial

[ ] Casilla Nº IV Falta de Unicidad del Invento

[X] Casilla Nº V Declaración razonada conforme al Artículo 35(2) con relación a la novedad, la actividad inventiva o la aplicabilidad industrial; citas y explicaciones que apoyan tal declaración

[ ] Casilla Nº VI Ciertos documentos citados

[ ] Casilla Nº VII Ciertos defectos en la solicitud internacional

[ ] Casilla Nº VIII Ciertas observaciones sobre la solicitud internacional

Fecha de presentación de la solicitud

04.02.2013

Fecha de culminación de este informe

04.06.2013

Nombre y dirección de correo de la Autoridad Internacional de Examen Preliminar

Oficina Europea de Patentes

D-80298 Munich

Teléfono: + 49 89 2399 – 0

Fax: + 49 89 2399 - 4465

Funcionario Autorizado

Röberg, Andreas

Teléfono Nº: + 49 89 2399 - 4779

[Sello]

INFORME PRELIMINAR INTERNACIONAL Solicitud Internacional Nº

SOBRE LA PATENTABILIDAD PCT/MY2012/000022

Casilla Nº I Base del Informe

1. Con respecto al **idioma**, este informe se basa en

[X] la solicitud internacional en el idioma en el cual fue radicado

[ ] una traducción de la solicitud internacional a , el cual es el idioma de la traducción suministrada para propósitos de:

[] búsqueda internacional (bajo las Reglas 12.3(a) y 23.1(b))

[] publicación de la solicitud internacional (bajo la Regla 12.4(a))

[] examen preliminar internacional (bajo las Reglas 55.2(a) y/o 55.3(a) y (b))

2. Con respecto a los **elementos** de la solicitud internacional, este informe se basa en (las hojas de reemplazo que han sido suministradas a la Oficina receptora en respuesta a una invitación conforme al Artículo 14 son denominadas en este informe como "radicadas originalmente" y no se encuentran anexas a este informe):

Descripción, Páginas

1-68 como fueron radicadas originalmente

Reivindicaciones, Números

1-67 radicadas con la carta de fecha 19-04-2013

Planos, Hojas

1/10-10/10 como fueron radicadas originalmente

[ ] un Listado de Secuencia – ver Casilla Suplementaria Relacionada con el Listado de Secuencia

3. [] Las modificaciones han dado lugar a la cancelación de:

   [] la Descripción, Páginas

   [] las Reivindicaciones, Números

   [] los Planos, Hojas

   [] el Listado de Secuencia (especifique):

   [] cualquier tabla relacionada con el listado de secuencia(especifique):

4. [] el presente informe ha sido establecido como si (algunas de) las modificaciones anexas a este informe y relacionadas a continuación no se hubieran realizado, ya que cualquiera de éstas sobrepasa la declaración tal como fue radicada, o no estaban acompañadas de un carta que indicara la base para las modificaciones en la solicitud tal como fue radicada, según se indica en la Casilla Suplementaria (Reglas 70.2(c) y (c-bis)).

   [] la Descripción, Páginas

   [] las Reivindicaciones, Números

   [] los Planos, Hojas

   [] el Listado de Secuencia (especifique):

5. [] El presente informe ha sido establecido:

   [] tomando en cuenta la rectificación de un error obvio autorizada por o notificada a esta Autoridad según la Regla 91 (Reglas 66.1 (d-bis) y 70.2(e))

[] sin tomar en cuenta la rectificación de un error obvio autorizada por o notificada a esta Autoridad según la Regla 91 (Reglas 66.4bis y 70.2(e)).

INFORME PRELIMINAR INTERNACIONAL SOBRE LA PATENTABILIDAD

Solicitud Internacional Nº PCT/MY2012/000022

6. [ ] el (los) informe (s) de búsqueda internacional suplementaria de la(s) Autoridad(es) ha(n) sido recibido(s) y tomado(s) en cuenta para establecer este Informe (Regla 45bis.8(b) y(c)).

Casilla Nº V Declaración razonada conforme al Artículo 35(2) con relación a la novedad, la actividad inventiva y la aplicabilidad industrial; citas y explicaciones que apoyan tal declaración

1. Declaración

Novedad (N)		Si:	Reivindicaciones 1-67
		No:	Reivindicaciones
Actividad Inventiva (IS)	Si:		Reivindicaciones 1-67
		No:	Reivindicaciones
Aplicabilidad Industrial (IA)		Si:	Reivindicaciones 1-67
		No:	Reivindicaciones

2. Citas y Explicaciones (Regla 70.7):

Ver hoja aparte

INFORME PRELIMINAR INTERNACIONAL SOBRE LA PATENTABILIDAD

Solicitud Internacional Nº PCT/MY2012/000022

(HOJA APARTE)

En Referencia a la Casilla Nº V

Declaración razonada con relación a la novedad, la actividad inventiva y la aplicabilidad industrial; citas y explicaciones que apoyan tal declaración

1. Se hace referencia a los siguientes documentos:

D1 US 2010/313565 A1 (KAPLAN URI [IL] ET AL) 16 de Diciembre de 2010 (2010-12-16)

D2 WO 2010/022184 A2 (RAM POWER INC [US] ; LEIBOWITZ HERMAN [US] WASTE HEAT SOLUTIONS LLC [US) 25 de Febrero de 2010 (2010-02-25)

D3 US 2010/319346 A1 (AST GABOR [DE] ET AL) 23 de Diciembre de 2010 (2010-12-23)

D4 US 6 055 945 A (SIMONI LEONARD P [US]) 2 de Mayo de 2000 (2000-05-02)

D5 US 4 662 390 A (HAWKINS MICHAEL R [GB]) 5 de Mayo de 1987 (1987-05-05)

2. las reivindicaciones independientes 1, 18, 42 y 55 en combinación con cualquier reivindicación dependiente

2.1 las reivindicaciones 1, 18, 42 y 55 serán tratadas en conjunto siempre que ellas se relacionen con el mismo/correspondiente asunto objeto y parezcan partir del estado anterior de la técnica disponible en la misma manera.

2.2 Se considera que D1 es el estado anterior de la técnica más cercano y muestra las siguientes características de la reivindicación 1:

A. Un método de producción y utilización de energía térmica en una planta de potencia y calor combinados incluyendo los pasos de:

a. Generación de un flujo de vapor en un generador de vapor desde un flujo de suministro de agua;

b. Dirigir el flujo de vapor generado de un generador de vapor a una máquina de vapor para producir potencia mecánica y descargar un flujo de vapor de escape de la máquina de vapor.

c. Dirigir ya sea un flujo de vapor de escape de la máquina de vapor o un flujo que comprende la combinación del vapor de escape de la máquina de

vapor y vapor suplementario de un generador de vapor como vapor de proceso para proporcionar energía térmica para un proceso descendiente.

d. En al menos un recipiente, donde el recipiente incluya un espacio primario y un espacio secundario en comunicación térmica, pero con separación de los fluidos, el uno del otro, dicho espacio secundario contiene una cantidad de fluido secundario en fase liquida,
introduciendo el flujo de vapor de proceso en el paso (c) dentro del espacio primario como un vapor primario para vaporizar el fluido secundario en fase liquida como un fluido secundario vaporizado y obtener como resultado la precipitación del vapor primario como condensado primario
simultáneamente introduciendo el fluido secundario en fase liquida como fluido de reposición dentro del espacio secundario
dirigiendo el fluido vaporizado secundario para impartir energía térmica para el proceso descendiente mientras se entrega el condensado primario del espacio primario

2.3la reivindicación 1 difiere de esta declaración en que:

e. durante los periodos que se encuentra fluido secundario vaporizado en exceso, se incrementa la tasa de flujo de introducción de fluido de reposición dentro del espacio secundario, reduciendo así el fluido secundario vaporizado en exceso y acumulando una cantidad de reserva

confinada transitoria del fluido secundario en fase liquida en un estado caliente en un espacio de reserva, y durante los periodos de déficit de fluido secundario vaporizado, se disminuye la tasa de flujo de introducción de fluido de reposición dentro del espacio secundario, incrementando así la salida del fluido secundario vaporizado y agotando la cantidad de reserva confinada transitoria del fluido secundario en fase liquida en estado caliente en el espacio de reserva por vaporización continuada, en donde la temperatura del fluido de reposición introducido en el espacio secundario es menor que la temperatura del fluido secundario vaporizado.

2.4 por lo tanto, el asunto objeto de la reivindicación 1 es nueva (Articulo 33(2) TCP)

2.5 El efecto técnico de esta diferencia es una planta de calor/potencia combinada que comprende un intercambiador de calor con un acumulador de calor el cual puede ser controlado de tal forma que la capacidad de respuesta puede variar dependiendo de la emisión térmica que se requiera de la planta.

2.6 El problema correspondiente puede ser formulado como "la forma de controlar la capacidad de respuesta de una planta calor/potencia combinada".

2.7 La reivindicación 1 propone una solución a este problema la cual se considera comprende una actividad inventiva (Articulo 33(3) TCP) por las siguientes

razones: controlar un evaporador por medio de la variación del flujo de suministro de agua ya era conocido por el estado de la técnica, tanto D4 y D5 estipulan calderas en donde el nivel de suministro de agua es controlado por medio de la tasa de flujo del suministro de agua a la caldera. Aun en el improbable evento de que la persona entrenada combinara las enseñanzas de cualquiera de estos documentos con las enseñanzas de D1 y optara por adaptar el condensador/evaporador (35) al método estipulado en D4 o D5, esto no conduciría a la obtención del método que se estipula en la reivindicación 1 ya que faltaría la información relacionada con el incremento del flujo de agua de reposición en los momentos de la salida de calor en exceso para acumular calor y disminuir el flujo de agua de reposición en momentos de salida de calor insuficiente para bajar la acumulación de calor. Por lo tanto, el asunto objeto de la reivindicación 1 es una actividad inventiva.

2.8 El solicitante ha hecho concordar el asunto objeto de las reivindicaciones independientes 1, 18, 42 y 55. Por lo tanto el asunto objeto de las reivindicaciones 18, 42 y 55 también son considerados como nuevos y comprenden una actividad inventiva.

2.9 Las reivindicaciones dependientes 2 – 17, 19- 32, 43-54 y 56-67 son todas dependientes de las reivindicaciones independientes arriba mencionadas y como tal también satisfacen los requerimientos del TCP relacionados con novedad y actividad inventiva.

2.10 El solicitante ha realizado algunas aclaraciones para algunas reivindicaciones dependientes y de esta forma satisface y responde a las objeciones de claridad que se encuentran en el procedimiento escrito.

3. **Reivindicación 33**

3.1 Se considera que D1 es el estado anterior de la técnica más cercano al asunto-objeto de la reivindicación 33, y declara (inherente a la figura 4 y también a la solicitud en conjunto).

Un recipiente para la separación de fluidos y que proporciona capacidad de retención de energía térmica, en donde dicho recipiente incluye un espacio primario y un espacio secundario en comunicación térmica pero con separación de fluidos, dicho espacio secundario está configurado para contener una cantidad de un fluido secundario en fase liquida, el recipiente configurado para recibir un flujo de vapor dentro del espacio primario como un vapor primario el cual imparte energía térmica al espacio secundario y da como resultado la precipitación del vapor primario como un condensado primario, y el recipiente esta además configurado para recibir un flujo del fluido secundario en fase liquida en calidad de fluido de reposición dentro del espacio secundario, en donde el fluido secundario es vaporizable utilizando dicha energía térmica impartida en el espacio secundario,

expulsando y dirigiendo cualquier fluido secundario vaporizado a un proceso descendiente, y reteniendo el condensado primario.

Tomando el intercambiador de calor (35) de D1 es claro que este contiene dos cámaras, una hace la función de condensador mientras la otra funciona como un evaporador. También es claro que allí no hay comunicación de fluidos entre las cámaras pero la energía térmica puede pasar del fluido que está siendo condensado al fluido que está siendo evaporado. La primera cámara es la del fluido que está siendo condensado y la segunda cámara es la del fluido que está siendo evaporado. Es claro que la segunda cámara también es un reservorio.

3.2. Por lo tanto, el asunto objeto de la reivindicación 1 difiere de este recipiente conocido en que:

El recipiente incluye además al menos un calentador de agua de alimentación unido a la comunicación del fluido con el espacio secundario del recipiente y configurado para precalentar el fluido de reposición utilizando al menos una porción del fluido secundario vaporizado y subsecuentemente descargar el fluido secundario de reposición precalentado dentro del espacio secundario.

y en que dicho calentador de agua de alimentación está configurado para precalentar el fluido de reposición introducible dentro del espacio secundario a una temperatura sustancialmente igual a la temperatura del fluido secundario evaporado a una máxima tasa de flujo de no menos de 1.3 veces la tasa de flujo del fluido de reposición requerido para obtener la máxima capacidad de evaporación tasada continua del recipiente.

Y lo tanto es un invento nuevo (Articulo 33 (2) TCP)

3.3 El efecto técnico de esta diferencia es que el calentador de agua de alimentación incrementa la temperatura del fluido secundario en el intercambiador de calor a una temperatura cercana a la temperatura de evaporación. Esto implica que la evaporación del fluido secundario puede ser incrementada rápidamente. La capacidad de respuesta del intercambio de calor en el recipiente por lo tanto puede ser incrementada y controlada.

3.4 El problema a resolver por el presente invento puede ser considerado como el mejoramiento de la capacidad de respuesta del intercambio de calor de...

3.5 Se considera que la solución a este problema propuesto en la reivindicación 33 de la presente solicitud involucra una actividad inventiva (Articulo 33(3) TCP) por las siguientes razones: no hay ningún indicio en el estado anterior de la técnica disponible de un recipiente de acuerdo al preámbulo de la reivindicación 33 que incluya un calentador de agua de alimentación

configurado para precalentar el agua de alimentación utilizando el fluido secundario evaporado y aun menos en donde la capacidad es ajustada con relación al flujo de fluido de reposición requerido para mantener la capacidad evaporativa máxima del recipiente. La persona entrenada no llegaría por lo tanto a la solución que se presenta en la reivindicación 33 sin tener una habilidad inventiva.

3.6 Las reivindicaciones de la 34 a la 42 son dependientes de la reivindicación 33 y como tal, también reúnen los requerimientos del TCP con respecto a la novedad y actividad inventiva.

4. **Aplicabilidad Industrial**

4.1 La aplicabilidad industrial de la presente solicitud es obvia (Articulo 33(4) TCP)

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
NIT : 800.176.089-2
- / -

Industria y Comercio
SUPERINTENDENCIA

RECIBO DE CAJA

No. 13 - 0083523

Bogotá D.C., Agosto 22 de 2013 - 14:22:14

RECIBIDO DE : CUESTA Y ASOCIADOS LTDA NI 800.075.616 R

*** Soporte del Pago ***

TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PAGO	VR.PAGO
RECIBO DE CA	999999999	73587	24/07/2013		2.370.000.00
RECIBO DE CA	999999999	73589	24/07/2013		505.000.00
CONSIGNACION	BANCO DE BOGOTA	062754387	577153124	22/08/2013	815.000.00

*** Conceptos Pagados ***

CANT.	RENTISTICO	CONCEPTO	Vr.UNDITARIO	Vr.CONCEPTO
1	50005-01-01 SOLICITUDES	1 TRAMITES DE SOL. DE PATENTE DE INVENCION	500.000.00	500.000.00
				$500.000.00

SON: **QUINIENTOS MIL PESOS MONEDA CORRIENTE***

Responsable: _____
-*-
Recibo de Caja Aplicado al Expediente No. _____

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
No. 13-189101- -00000-0000
Fecha: 2013-08-22 14:28:36 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 11 PATENTEIYII Eve: 379 FASENACIONALII
Act. 411 PRESENTACION Folios: 171

171

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
NIT : 800.176.089-2
- / -

Industria y Comercio
SUPERINTENDENCIA

RECIBO DE CAJA

No. 13 - 0083526

Bogotá D.C., Agosto 22 de 2013 - 14:22:14

RECIBIDO DE : CUESTA Y ASOCIADOS LTDA NI 800.075.616 R

*** Soporte del Pago ***

TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PAGO	VR.PAGO
RECIBO DE CA	999999999	73587	24/07/2013		2.370.000.00
RECIBO DE CA	999999999	73589	24/07/2013		505.000.00
CONSIGNACION	BANCO DE BOGOTA	062754387	577153124	22/08/2013	815.000.00

*** Conceptos Pagados ***

CANT.	RENTISTICO	CONCEPTO	Vr.UNDITARIO	Vr.CONCEPTO
58	50005-01-01 SOLICITUDES	1607 REIVINDICACION PATENTE UNITARIA ADICIONAL A LAS 10 INIC	30.000.00	1.740.000.00
				$1.740.000.00

SON: **UN MILL&OACUTE;N SETECIENTOS CUARENTA MIL PESOS MONEDA CORRIENTE*

Responsable: _____
-****-

Recibo de Caja Aplicado al Expediente No. _____

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
No. 13-199101- -00000-0000
Fecha: 2013-08-22 14:28:36 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 11 PATENTEIYII Eve: 379 FASENACIONALII
Act. 411 PRESENTACION Folios: 171

Industria y Comercio
SUPERINTENDENCIA

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO

No. 13-189101- -00000-0000

Fecha: 2013-08-22 14:28:36 Dep. 2020 DIR.NUEVASCR
Tra. 11 PATENTEIYII Eve: 379 FASENACIONALII
Act. 411 PRESENTACION Folios: 171

PATENTE DE INVENCIÓN ☐ MODEL

- ☐ Indicación que se solicita una patente.
- ☐ Datos de identificación del solicitante o de la persona que presenta la solicitud
- ☐ Descripción de la invención
- ☐ Dibujos de ser estos pertinentes
- ☐ Comprobante de pago de las tasas establecidas (De ser el caso formato de descuento)

Completa ☐ Incompleta ☐

PATENTE DE INVENCIÓN PCT ☐ MODELO DE UTILIDAD PCT ☐ Art.33 Decisión 486/00, Circular Única

- ☐ Indicación que se solicita una PCT
- ☐ Copia de la solicitud en español, tal como fue presentada Inicialmente (capítulo descriptivo, reivindicatorio, resumen)
- ☐ Dibujos de ser estos pertinentes
- ☐ Comprobante de pago de las tasas establecidas (de ser el caso formato de descuento)

Completa ☐ Incompleta ☐

DISEÑO INDUSTRIAL ☐ (Art. 119 Decisión 486/00)

- ☐ Indicación que se solicita Diseño industrial
- ☐ Datos de identificación del solicitante o de la persona que presenta la solicitud
- ☐ Representación gráfica y fotográfica del Diseño industrial o muestra del material que incorpora el diseño
- ☐ Comprobante de pago de las tasas establecidas

Completa ☐ Incompleta ☐

ESQUEMA DE TRAZADO ☐ (Art. 92 Decisión 486/00)

- ☐ Indicación que se solicita un esquema de trazado
- ☐ Datos de identificación del solicitante o de la persona que presenta la solicitud
- ☐ Representación gráfica de un esquema de trazado
- ☐ Comprobante de pago de las tasas establecidas

Completa ☐ Incompleta ☐