

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 973 326**

51 Int. Cl.:

F22B 13/00 (2006.01)
F22D 1/04 (2006.01)
F23L 15/04 (2006.01)
F24F 6/18 (2006.01)
F22B 31/08 (2006.01)
F22B 37/06 (2006.01)
F24F 6/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **18.01.2019** **PCT/US2019/014258**
87 Fecha y número de publicación internacional: **25.07.2019** **WO19143983**
96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **18.01.2019** **E 19741306 (5)**
97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **20.12.2023** **EP 3740715**

54 Título: **Humidificador de condensación alimentado por gas con niveles ultrabajos de NOx**

30 Prioridad:

19.01.2018 US 201862619701 P

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la
traducción de la patente:
19.06.2024

73 Titular/es:

DRI-STEEM CORPORATION (100.0%)
14949 Technology Drive
Eden Prairie, MN 55344, US

72 Inventor/es:

LUNDGREEN, JAMES M.;
FARLEY, COLE K.;
KLISCH, ALVIN J.;
PFLUM, DAVID y
CELOTTA, DANIEL W.

74 Agente/Representante:

LINAGE GONZÁLEZ, Rafael

ES 2 973 326 T3

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

DESCRIPCIÓN

Humidificador de condensación alimentado por gas con niveles ultrabajos de NOx

5 **Antecedentes**

La invención se refiere a humidificadores alimentados por gas.

10 El vapor se utiliza a menudo para humidificar edificios para aplicaciones de procesos y de comodidad. Si un edificio no tiene una caldera de vapor o tiene una capacidad de vapor insuficiente, se puede utilizar un humidificador de generación de vapor para suministrar vapor con fines de humidificación. Los generadores de vapor de humidificación suelen utilizar electricidad o gas (gas natural o propano) para calentar y hervir agua a presión atmosférica.

15 Los humidificadores alimentados por gas tienen un coste mucho menor en cuanto a su operación en comparación con los humidificadores eléctricos, pero son más costosos de comprar e instalar. La eficiencia térmica típica de los humidificadores de combustión alimentados por gas de categoría I y III es de aproximadamente 80-84% suponiendo valores brutos de calentamiento de combustible. El intercambiador de calor primario está sumergido en un tanque de agua hirviendo a 100 grados Celsius (°C) (212 grados Fahrenheit (°F)), lo que limita las temperaturas de combustión de salida a algo superior a 100 °C (212 °F), típicamente 176,667 °C - 204,444 °C (350 °F - 400 °F) para aparatos de combustión de categoría I y III. El 16-20% restante de la energía del combustible está contenida en los gases de combustión y a menudo se denomina pérdida en chimenea. Por lo tanto, la eficiencia térmica es la eficiencia de los intercambiadores de calor para transferir la energía de los gases de combustión a los fluidos de proceso que están siendo calentados. Otra forma de medir la eficiencia es la eficiencia neta o la eficiencia de combustible a vapor. Además de las pérdidas en chimenea, la eficiencia neta tiene en cuenta las pérdidas de energía al ambiente y, por lo tanto, está influenciada por el tamaño y el aislamiento de los tanques. La eficiencia neta es siempre menor que la eficiencia térmica y puede variar significativamente no solo con el tamaño y el aislamiento del tanque, sino también con la tasa de entrada de BTUH, el agua de suministro, el aire de combustión y las temperaturas del aire ambiente. Los humidificadores alimentados por gas, que no están presurizados y operan a presión atmosférica, son una llegada reciente en comparación con otros aparatos alimentados por gas, ya que se introdujeron a mediados de los años 1990. Con ventas que representan solo una pequeña fracción de otros aparatos alimentados por gas, tales como hornos, calderas de vapor, calderas hidrónicas y calentadores de agua, los humidificadores alimentados por gas son un producto de nicho único. Se desean mejoras en la tecnología de humidificadores alimentados por gas. El documento de patente EP3258180A2 divulga un humidificador de doble etapa.

Sumario

40 Las altas temperaturas de combustión de salida de los típicos humidificadores alimentados por gas eliminan la opción de ventilación de gases de combustión de plástico de bajo costo, como el PVC. En el mercado, la eficiencia típica del 80-84% de los humidificadores alimentados por gas generalmente se percibe como inaceptable para algunos clientes, ya que muchos otros aparatos alimentados por gas se condensan. El vapor de agua en los gases de combustión comienza a condensarse con aproximadamente un 90% de eficiencia térmica con gas natural, o a una temperatura de gases de combustión de aproximadamente 57,2222 °C (135 °F), lo que usualmente puede permitir la ventilación de gases de combustión de PVC ya que la temperatura de los gases de combustión es significativamente menor que 65 °C (149 °F). Además, algunas áreas requieren que los aparatos alimentados por gas tengan emisiones de NOx(3) ultrabajas (es decir, ppm de NOx corregidas al 3% de O₂ en los gases de combustión) (<20 ppm). En general, NOx se refiere a los óxidos de nitrógeno asociados con la contaminación del aire, por ejemplo, el óxido nítrico (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO₂). Sin embargo, la reducción de las emisiones de NOx reduce la eficiencia en aproximadamente un 2%, lo que puede llevar un electrodoméstico a un 90% de eficiencia con condensación a un 88% de eficiencia sin condensación y aumentar las temperaturas de combustión. La invención se define en la reivindicación 1. En particular, un humidificador alimentado por gas de este tipo proporciona una operación de condensación y alta eficiencia (>90%, categoría de gases de combustión IV) al tiempo que logra niveles de NOx(3) ultrabajos de <20 ppm y es adecuado para ventilación de gases de combustión de PVC manteniendo las temperaturas de combustión por debajo de 65 °C (149 °F).

La eficiencia mejorada no debería comprometer la confiabilidad ni requerir mantenimiento adicional.

60 A continuación, se describirán ejemplos de la invención. En un ejemplo de la invención, se describe un humidificador alimentado por gas con eficiencia mejorada y emisiones reducidas. El humidificador incluye las características de la reivindicación 1, en particular un tanque de almacenamiento a presión atmosférica para contener un volumen de agua, teniendo el tanque de almacenamiento una entrada de agua de reposición y una salida de vapor, un conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión, y un intercambiador de calor primario conectado al conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión, estando ubicado el intercambiador de calor primario dentro del tanque de almacenamiento a presión atmosférica y

configurado para calentar el volumen de agua para generar vapor. En un aspecto, el humidificador alimentado por gas puede tener una eficiencia térmica superior al 90 por ciento y una producción de NOx(3) inferior a 20 partes por millón (ppm). El humidificador también incluye un intercambiador de calor secundario que tiene una primera sección de intercambio de calor para calentar una primera corriente de fluido y una segunda sección de intercambio de calor separada para calentar una segunda corriente de fluido, estando la primera y segunda secciones de intercambio de calor en comunicación de transferencia de calor con los gases de escape generados por el conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión.

De acuerdo con la invención, la primera corriente de fluido es una corriente de aire de combustión en comunicación fluida con la entrada del ventilador de aire de combustión del conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión.

De acuerdo con la invención, la segunda corriente de fluido es una corriente de agua de entrada en comunicación fluida con la entrada de agua de reposición del tanque de almacenamiento.

En algunos ejemplos de la invención, la primera sección de intercambio de calor está aguas arriba de la segunda sección de intercambio de calor con respecto a los gases de escape generados por el conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión.

En algunos ejemplos de la invención, la primera y segunda secciones del intercambiador de calor son intercambiadores de calor de envuelta y tubos.

En algunos ejemplos de la invención, el intercambiador de calor de envuelta y tubos incluye una pluralidad de tubos en comunicación fluida con los gases de escape.

En algunos ejemplos de la invención, al menos uno de los tubos o una placa de tubos inferior incluye al menos un orificio que se abre hacia la primera sección de intercambio de calor del intercambiador de calor secundario.

De acuerdo con la invención, la primera sección de intercambio de calor y la segunda sección de intercambio de calor están dispuestas dentro de una carcasa exterior común y están separadas entre sí por una placa divisoria.

La reivindicación 1 se refiere a un intercambiador de calor secundario. El intercambiador de calor puede incluir una carcasa exterior y una pluralidad de tubos que se extienden dentro de la carcasa exterior, definiendo los tubos una entrada de aire de combustión en un extremo de los tubos y una salida de aire de combustión en un extremo opuesto de los tubos. El intercambiador de calor incluye una placa divisoria que divide el intercambiador de calor en una primera sección de intercambio de calor y una segunda sección de intercambio de calor. El intercambiador de calor incluye una entrada de aire de combustión y una salida de aire de combustión que se extiende a través de la carcasa exterior en la ubicación de la primera sección de intercambio de calor. El intercambiador de calor incluye una entrada de agua de reposición y una salida de agua de reposición que se extiende a través de la cubierta exterior en la ubicación de la segunda sección de intercambio de calor.

En algunos ejemplos de la invención, al menos uno de los tubos incluye al menos un orificio que se abre hacia la primera sección de intercambio de calor del intercambiador de calor.

En algunos ejemplos de la invención, la pluralidad de tubos incluye entre 15 y 40 tubos.

La invención será descrita a través de los ejemplos de la invención a continuación.

Breve descripción de los dibujos

Los dibujos adjuntos, que se incorporan y constituyen parte de la descripción, ilustran varios ejemplos de la presente invención. A continuación, se muestra una breve descripción de los dibujos.

La Figura 1 es una vista en perspectiva de un humidificador alimentado por gas a modo de ejemplo de acuerdo con la presente invención.

La Figura 2 es una vista en perspectiva del humidificador alimentado por gas que se muestra en la Figura 1, con una porción de carcasa exterior retirada de modo que se puedan ver las partes internas del humidificador alimentado por gas.

La Figura 3 es una vista en perspectiva de un conjunto de intercambiador de calor del humidificador alimentado por gas que se muestra en la Figura 1.

La Figura 4 es una vista en perspectiva del conjunto de intercambiador de calor mostrado en la Figura 3, mostrándose una carcasa exterior del conjunto de intercambiador de calor transparente de manera que se puedan ver las partes internas del conjunto de intercambiador de calor.

La Figura 5 es una vista lateral del intercambiador de calor mostrado en la Figura 3.

La Figura 5A es una vista ampliada de una parte del intercambiador de calor mostrado en la Figura 3, como se indica en la Figura 5.

La Figura 6 es una representación esquemática del humidificador alimentado por gas mostrado en la Figura 1.

La Figura 7 es una vista en perspectiva esquemática de una sección de intercambiador de calor alternativa que se puede utilizar como primera o segunda sección de intercambio de calor en el humidificador que se muestra en la Figura 1.

Descripción detallada

Se describirán en detalle varios ejemplos de la invención con referencia a los dibujos, en los que los números de referencia similares representan partes y conjuntos similares en las distintas vistas. La referencia a diversos ejemplos no limita el alcance de las reivindicaciones adjuntas a la presente. Además, los ejemplos establecidos en esta memoria descriptiva no pretenden ser limitantes y simplemente exponen algunos de los muchos ejemplos posibles para las reivindicaciones adjuntas. Haciendo referencia a los dibujos en los que números de referencia similares corresponden a componentes similares en las distintas figuras.

Con referencia a las Figuras 1 y 2, se muestra un humidificador alimentado por gas 100. Tal como se presenta, el humidificador alimentado por gas 100 incluye un chasis o base 102 y una cubierta o carcasa exterior 104. El humidificador alimentado por gas 100 está provisto de una entrada de aire de combustión 106, una salida de gases de combustión 108 y una salida de vapor 110. La entrada y salida de aire de combustión 106, 108 se pueden conectar al exterior mediante conductos o tuberías, por ejemplo, tuberías de PVC. La salida de vapor 110 se puede conectar a dispositivos de uso final, tales como elementos de dispersión de vapor con fines de humidificación. Aunque no se muestra, el humidificador alimentado por gas 100 también está provisto de una entrada de agua de reposición y una entrada de gas natural.

Como se aprecia más fácilmente en la Figura 2, el humidificador alimentado por gas 100 se muestra además incluyendo un intercambiador de calor primario 112 y un intercambiador de calor secundario 114. El intercambiador de calor primario 112 está ubicado dentro de un tanque o contenedor 116 y convierte el agua almacenada dentro del tanque a vapor, que posteriormente sale por la salida de vapor 110. El intercambiador de calor primario 112, que se muestra como un intercambiador de calor de tipo tubo múltiple, está conectado en un extremo de entrada 112a a un conjunto/ventilador de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión 118. El intercambiador de calor primario 112 está conectado al intercambiador de calor secundario 114 en un extremo de salida 112b a través de un conducto 120.

Continuando con referencia a la Figura 2, se puede apreciar que el intercambiador de calor secundario 114 incluye una entrada de aire de combustión 122, una salida de aire de combustión 124, una entrada de aire de escape 126, una salida de aire de escape 128, una entrada de agua de suministro 130 y una salida de agua de suministro 132. La entrada de aire de combustión 122 del intercambiador de calor secundario 114 se extiende hasta la entrada de aire de combustión 106 a través del conducto 135 mientras que la salida de aire de combustión 124 está conectada a una entrada del conjunto/ventilador de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión 118 a través de un conducto 134. La entrada de aire de escape 126 está conectada al conducto 120 mientras que la salida de aire de escape 128 del intercambiador de calor secundario 114 se extiende hasta la salida de gases de combustión 108. La entrada de agua de suministro 130 del intercambiador de calor secundario 114 se extiende hasta la entrada de agua de suministro (no mostrada) mientras que la salida de agua de suministro 132 está conectada al tanque 116 a través de un conducto 136.

En un aspecto, se puede usar un orificio de compensación de presión 131 en la línea de agua de suministro que va hacia la entrada de agua 130 del intercambiador de calor secundario 114. El orificio 131 proporciona un caudal generalmente constante a presiones variables. El caudal del orificio se dimensiona de acuerdo con la salida de vapor y una válvula solenoide 133 tiene una modulación de ancho de pulso para controlar el agua de suministro que ingresa al intercambiador de calor secundario 114 de manera que los caudales de salida de vapor y de suministro de agua permanezcan iguales. Esto también garantiza temperaturas de salida de gases de combustión, salida de vapor y eficiencia constantes. El orificio 131 puede ubicarse directamente en la entrada de agua 130 al intercambiador de calor secundario 114 para explotar la energía cinética de la corriente de agua de alta velocidad producida por la caída de presión a través del orificio 131. La corriente de agua de alta velocidad incide en los tubos de intercambiador de calor 148 justo antes de que salgan del intercambiador de calor para mejorar la transferencia de calor en este diseño de contraflujo.

Los detalles del intercambiador de calor secundario 114 se muestran con mayor detalle en las Figuras 3 a 5A. Como se aprecia con mayor facilidad en la Figura 4, el intercambiador de calor secundario 114 incluye un alojamiento, cubierta o carcasa exterior 140 y está dividido internamente en una primera sección 142 y una segunda sección 144 mediante una placa divisoria 146. La cubierta o carcasa exterior 140 se muestra como siendo transparente en la Figura 4 de modo que la placa divisoria 146 y otros componentes internos puedan visualizarse con mayor facilidad. Como se muestra, el intercambiador de calor secundario 114 está provisto de una pluralidad de tubos de intercambio de calor 148 que se extienden a través de ambas secciones 142, 144 y están dispuestos de tal manera que los gases de escape que entran en la entrada de aire de escape 126 pasan a través de los tubos y se entregan a la salida de gases de escape 128. En el ejemplo mostrado, se muestran 19

tubos que tienen un diámetro interno nominal de 1,905 cm (3/4 de pulgada) y una longitud de aproximadamente 68,58 cm (27 pulgadas). Sin embargo, el número y tamaño de los tubos 148 se pueden seleccionar para satisfacer cualquier aplicación particular. Por ejemplo, se pueden proporcionar entre 15 y 40 tubos 148 con un diámetro de entre 1,27 cm (1/2 pulgada) y 1,905 cm (3/4 de pulgada) y una longitud de entre 63,5 y 88,9 cm (25 y 35 pulgadas).

En un aspecto, el intercambiador de calor secundario 114 mostrado en las Figuras 2 a 6 puede caracterizarse como un intercambiador de calor de envuelta y tubos. Sin embargo, la invención no se limita a este tipo específico de intercambiador de calor, aunque se trata de una realización preferente. Por ejemplo, la Figura 7 muestra un intercambiador de calor de tipo tubular 214 que tiene una carcasa exterior 240 y una carcasa interior 241. Los gases de combustión pueden pasar a través de la carcasa interior 241 y el aire o el agua de combustión pueden pasar desde una entrada 222, 230 hasta una salida 224, 232 por la cual el fluido se dirige a través del espacio intersticial entre las carcasas interior y exterior 240, 241. También se pueden usar otros tipos de intercambiadores de calor, tales como intercambiadores de calor de tipo placa, intercambiadores de calor de placa y envuelta, intercambiadores de calor de tubos helicoidales, intercambiadores de calor de agua a aire, tales como serpentines hidrónicos.

En un aspecto, la entrada de aire de combustión 122 y la salida de aire de combustión 124 del intercambiador de calor 114 mostrado en las Figuras 2 a 6 están ambas abiertas a la primera sección 142, mientras que la entrada de agua de suministro 130 y la salida de agua de suministro 132 están ambas abiertas a la segunda sección 144. La placa divisoria 146 garantiza que el agua de suministro y el aire de combustión permanezcan separados entre sí.

Con referencia a la Figura 6, se muestran aspectos adicionales del sistema de humidificación alimentado por gas 100. Por ejemplo, se puede proporcionar una línea de compensación de presión 154 entre el agua en la segunda sección 144 (que se analiza más adelante) y la sección de vapor en el tanque 116. Como se muestra, la ubicación de entrada de agua está por encima del puerto de desbordamiento del tanque 116. Esta configuración permite evitar el reflujo de agua en caso de que se aplique un vacío al sistema de entrada de agua. La línea de compensación de presión 154 entre la sección de agua secundaria 144 y el tanque 116 mantiene los mismos niveles de agua entre la sección de agua secundaria 144 y el tanque 116 y permite que entre aire en la sección de agua secundaria 144. La línea de compensación de presión 154 incorpora una trampa p para bloquear el vapor del tanque para que no entre en la sección de agua secundaria. También se muestra una salida de condensado 150 en el intercambiador de calor secundario 114 y un conducto conectado 152 para permitir que se elimine el condensado de la primera sección 142.

La operación del sistema de humidificación alimentado por gas 100 se puede apreciar más fácilmente en la Figura 6. Como se describió anteriormente, el conjunto/ventilador de quemador y ventilador de combustión 118 proporciona calor al intercambiador de calor primario 112 quemando gas natural y aire y entregando los gases de escape al intercambiador de calor primario 112. El intercambiador de calor primario 112 está sumergido en agua dentro del tanque 116 y calienta el agua hasta la temperatura de ebullición del agua (por ejemplo, 100 °C (212 °F)). El vapor generado sale del tanque 116 por la salida 110, lo que hace que descienda el nivel del agua en el tanque. En respuesta, se añade agua de suministro al tanque 116 para mantener el agua al nivel deseado. El agua de suministro puede estar provista de una válvula y el tanque 116 puede estar provisto de un sensor de nivel de manera que se agregue la cantidad deseada de agua cuando sea necesario.

Desde el intercambiador de calor primario 112, los gases de escape (a aproximadamente 115,556 °C (240 °F)) se entregan al intercambiador de calor secundario 114. En la primera sección 142 del intercambiador de calor secundario 114, se recibe aire de combustión desde el exterior en la entrada 122 donde los gases de escape que viajan a través de los tubos 148 operan para calentar el aire de combustión antes de que el aire de combustión salga del intercambiador de calor secundario 114 a través de la salida 124. Simultáneamente, el aire de combustión que viaja a través de la primera sección 142 enfría los gases de escape que viajan a través de los tubos 148. Desde la salida 124 del intercambiador de calor secundario 114, el aire de combustión precalentado se entrega al conjunto de quemador y ventilador de combustión a través del conducto 134. En un aspecto, la primera sección 142 está conectada al conjunto/ventilador de quemador y ventilador de combustión 118 y el intercambiador de calor primario 112 de manera que se proporciona una disposición de contraflujo, en la que los gases de escape viajan a través de la primera sección 142 en una dirección opuesta a la que fluye el aire de combustión a través de la primera sección 142. Esto aumenta la eficiencia de la primera sección de intercambiador de calor secundario 142.

Continuando con referencia a la Figura 6, se puede apreciar que el agua de suministro ingresa a la segunda sección 144 por la entrada 130 y sale por la salida 132. La segunda sección 144 está ubicada aguas abajo de la primera sección 142 de manera que el aire de escape que viaja a través de los tubos 148 ingresa en la segunda sección 144 a una temperatura más baja en relación con la temperatura de entrada en la entrada 126. Aunque a una temperatura reducida, queda energía en los gases de escape para calentar el agua de suministro dentro de la segunda sección 144 de modo que el agua precalentada sea entregada al tanque 116 a una temperatura elevada, proporcionando así un ahorro de energía. De manera simultánea, la temperatura de los gases de

escape se reduce lo suficiente mediante el agua de suministro para permitir que los gases de escape se envíen al exterior a través de tuberías de PVC. En un aspecto, el agua de suministro reduce la temperatura de los gases de escape lo suficiente (por ejemplo, 51,6667 - 65 °C (125-149 °F), o menos) de manera que se produce la condensación de los gases de escape, lo que resulta en mayores ganancias de eficiencia.

Al colocar la primera sección 142, que precalienta el aire de combustión, aguas arriba de la segunda sección 144, que precalienta el agua de suministro, con respecto al flujo de los gases de escape a través de los tubos 148, se logran ciertas ventajas. Por ejemplo, porque el coeficiente de transferencia de calor para transferir calor al aire es mucho menor que para el agua, se mejora el rendimiento de transferencia de calor. Al utilizar el delta T máximo (diferencia de temperatura entre los gases de combustión y el aire de combustión) al colocar el intercambiador de calor de aire aguas arriba del intercambiador de calor de agua, se mejora la transferencia de calor. Otra ventaja es que se logra una caída de presión del flujo de aire reducida a través del intercambiador de calor porque calentar primero el aire de combustión permite un diseño de flujo de aire de combustión menos restrictivo dentro del intercambiador de calor y al mismo tiempo lograr una transferencia de calor aceptable. Otra ventaja adicional es que se reduce el mantenimiento al minimizar la formación de sarro en el agua dentro del intercambiador de calor de agua de suministro. La temperatura de los gases de combustión se reduce pasando a través del intercambiador de calor del aire de combustión antes de ingresar al intercambiador de calor del agua de suministro. El excelente coeficiente de transferencia de calor del agua permite una transferencia de calor aceptable con un delta T reducido (diferencia de temperatura entre los gases de combustión y el agua). Esto reduce la temperatura máxima de salida del agua de suministro del intercambiador de calor, lo que minimiza la precipitación de minerales o dureza temporal del agua dura. Al minimizar la precipitación mineral, el intercambiador de calor del agua de suministro permanece limpio y eficiente para reducir el mantenimiento. Además, el diseño de envuelta y tubos del intercambiador de calor 114 proporciona más área húmeda por agua en un paquete más pequeño que un diseño de serpentín de tubos, donde el agua está en el diámetro interior del tubo y los gases de combustión están en el diámetro exterior del tubo. El aumento del área húmeda por agua aumenta el tiempo entre los intervalos de mantenimiento. Aunque el diseño preferido, con sus numerosos beneficios descritos anteriormente, ubica la sección de aire aguas arriba de la sección de agua, las pruebas han demostrado que con las secciones invertidas (sección de agua aguas arriba de la sección de aire) la eficiencia sólo se reduce ligeramente. Por consiguiente, una configuración de este tipo también es posible sin apartarse de los conceptos presentados en la presente memoria descriptiva.

En el ejemplo presentado, algunos de la pluralidad de tubos (por ejemplo, tres tubos) están provistos de aberturas u orificios 149 en la primera sección 142 de manera que algunos de los gases de escape que viajan a través de los tubos son arrastrados hacia la corriente de flujo de aire de combustión. Además, un orificio 147a en la placa tubular inferior 147 también admite gases de combustión en la sección de aire mientras también funciona como drenaje de agua. Dado que estas unidades a menudo extraen aire de combustión del exterior del edificio (combustión sellada), hay situaciones en las que es posible acumular agua en el fondo de la sección de aire, como por ejemplo por condensación mientras la unidad está apagada o por aspiración de humedad, tal como nieve, con el aire de combustión. En el caso de que la humedad se acumule en la sección de aire, el orificio 147a en la placa tubular inferior 147 funciona para drenar el agua hacia el fondo del intercambiador de calor 114 donde sale a través de la salida de condensado de gases de combustión 150 y la línea de condensado 152. Esta configuración permite la recirculación de gases de combustión (FGR) para mejorar la eficiencia y al mismo tiempo mantener niveles de NOx ultrabajos. El NOx se forma cuando las temperaturas de combustión superan un cierto umbral, lo que obliga a parte del nitrógeno, usualmente inerte, a combinarse con el oxígeno para formar NO y NO₂, o NOx, lo que contribuye al smog y a la lluvia ácida. Una forma típica de reducir el NOx sin utilizar FGR, que se puede utilizar en humidificadores alimentados por gas convencionales, es aumentar los niveles de exceso de aire del 10%-20% (2-3% de O₂) en los gases de combustión al 30%-45% (5-7% de O₂). El exceso de aire adicional absorbe energía durante el proceso de combustión y reduce la temperatura de combustión. Aunque se reduce el NOx, también se reduce la eficiencia. El exceso de aire adicional diluye los gases de combustión, reduciendo así la temperatura del punto de rocío y minimizando o eliminando la condensación del vapor de agua de los gases de combustión, donde reside el 10% de la energía de los gases de combustión cuando se quema gas natural. El exceso de aire adicional también contiene energía térmica que sale con los gases de combustión. El FGR reduce el NOx con un impacto insignificante en la eficiencia. En lugar de aumentar los niveles de exceso de aire al 30%-45% e incurrir en una penalización de eficiencia, aproximadamente del 5 al 25% de los gases de combustión se mezclan con el aire de combustión mientras se mantiene el exceso de aire en un 10%-20% eficiente. Esto reduce la cantidad de oxígeno en el aire de combustión, un componente necesario del NOx, y también mezcla el gas CO₂ y el vapor de H₂O de los gases de combustión con el aire de combustión. El gas CO₂ y el vapor de agua H₂O tienen capacidades caloríficas específicas más altas que el O₂ y el N₂, por lo que absorben energía y reducen las temperaturas de combustión de manera más efectiva que el exceso de aire. Por lo tanto, el enfoque FGR divulgado permite una operación eficiente con un exceso de aire del 10 al 20% y al mismo tiempo logra niveles de NOx ultrabajos. Incluso sin FGR, el diseño del intercambiador de calor divulgado proporciona un rendimiento suficiente cuando se utiliza un exceso de aire del 30 al 45% para lograr simultáneamente una eficiencia de condensación, >90% y NOx(3) ultrabajo, <20 ppm. La adición de FGR aumenta aún más la eficiencia y al mismo tiempo mantiene niveles de NOx ultrabajos.

En vista de la descripción anterior del intercambiador de calor secundario 114 y su operación, se obtienen varias

características y ventajas únicas del diseño. Por ejemplo, aunque el intercambio de calor se produce con diferentes medios (por ejemplo, aire y agua) y con tres corrientes de flujo diferentes (por ejemplo, aire de combustión, agua de suministro, gases de combustión), se proporciona la misma configuración de diseño de intercambiador de calor en un solo paquete o unidad. Aunque el caudal volumétrico del aire de combustión es 1.000 veces mayor que el caudal volumétrico del agua de suministro, el diseño del intercambiador de calor de envuelta y tubos se adapta a las dramáticas diferencias en los caudales volumétricos del aire de combustión y el agua de suministro en un solo diseño. Una configuración de este tipo también reduce el coste, el espacio y las conexiones de gases de combustión en comparación con la unión de dos intercambiadores de calor separados. Los diseños de contraflujo de las secciones 142, 144 de aire y agua (aire/agua y gases de combustión que se mueven en direcciones opuestas) también mejoran la transferencia de calor. Debido a la flexibilidad de esta configuración, un diseño de intercambiador de calor único 114 también funciona en múltiples modelos con hasta un 300% de diferencia en las tasas de entrada de BTUH (por ejemplo, cambiando los turbuladores dentro de los tubos para que coincidan con las tasas de flujo de gases de combustión, la contrapresión y la transferencia de calor pueden estar equilibradas).

El intercambiador de calor secundario 114 divulgado y el diseño relacionado también permiten una operación más silenciosa. Una fuente importante de ruido proviene de la inducción de aire en el ventilador de combustión. En el diseño divulgado, el aire de combustión se conduce primero a través del intercambiador de calor secundario 114. Por lo tanto, el intercambiador de calor secundario actúa como un silenciador eficaz para reducir el ruido de inducción del aire.

El intercambiador de calor secundario 114 divulgado y el diseño relacionado también minimizan los problemas acústicos térmicos. Un fenómeno problemático en muchos aparatos alimentados por gas son los problemas termoacústicos o las oscilaciones provocadas por la combustión. Esto a menudo se manifiesta como un aullido con una combustión inestable y un rendimiento de arranque y/u operación deficiente. Sin embargo, dirigir el aire de combustión a través del intercambiador de calor secundario 114 permite que el intercambiador de calor secundario funcione como un amortiguador en el sistema para minimizar los problemas acústicos térmicos.

El intercambiador de calor secundario 114 divulgado y el diseño relacionado también permiten un rendimiento más consistente con temperaturas variables del aire de combustión. Las temperaturas del aire de combustión pueden variar drásticamente cuando se utiliza aire exterior. El conjunto de ventilador de combustión y válvula de gas miden el combustible proporcionalmente al flujo volumétrico de aire. Dado que la densidad del aire cambia con la temperatura, la relación de aire-combustible o el porcentaje de exceso de aire en los gases de combustión cambia con la temperatura del aire. Por ejemplo, el aire a $-17,7778^{\circ}\text{C}$ (0°F) es un 22% más denso que el aire a $37,7778^{\circ}\text{C}$ (100°F). Un aparato con niveles ultrabajos de NOx correctamente sintonizado que funciona con aire a $-17,7778^{\circ}\text{C}$ (0°F) puede tener un exceso de NOx e incluso de CO usando aire a $37,7778^{\circ}\text{C}$ (100°F), ya que hay un 22% menos de masa de aire con aproximadamente el mismo combustible. Sin embargo, con el intercambiador de calor secundario 114 descrito que precalienta el aire de combustión, el aire frío se calienta mucho más que el aire caliente, estabilizando así la temperatura del aire que entra al ventilador de combustión. Las pruebas han demostrado que la temperatura del aire que ingresa al ventilador de combustión varía aproximadamente 1/3 del cambio total de temperatura del aire que ingresa al intercambiador de calor. Por ejemplo, las pruebas han demostrado que el aire a $33,8889^{\circ}\text{C}$ (93°F) que entró en el intercambiador de calor salió del intercambiador de calor a $52,2222^{\circ}\text{C}$ (126°F), un aumento de $18,3333^{\circ}\text{C}$ (33°F). Con aire a $6,1111^{\circ}\text{C}$ (43°F) entrando, la temperatura de salida fue de $42,2222^{\circ}\text{C}$ (108°F), un aumento de $36,1111^{\circ}\text{C}$ (65°F). Por lo tanto, aunque la temperatura varió $27,7777^{\circ}\text{C}$ (50°F) al entrar al intercambiador de calor ($33,8889^{\circ}\text{C}$ - $6,1111^{\circ}\text{C}$ (93°F - 43°F)), la temperatura que entró al ventilador de combustión solo varió 10°C (18°F) ($52,2222^{\circ}\text{C}$ - $42,2222^{\circ}\text{C}$ (126°F - 108°F)). Esta disposición de la invención proporciona relaciones de aire-combustible más estabilizadas y, por lo tanto, un rendimiento y emisiones más consistentes.

Al aplicar los conceptos divulgados en la presente memoria descriptiva, se han construido prototipos de varios tamaños, desde 62 millones de BTUH hasta 186 millones de BTUH, que funcionan con temperaturas de combustión en el intervalo de 115 a 135 °F, NOX <20 ppm y eficiencia >90% a pleno fuego. Los modelos adicionales de hasta aproximadamente 800 M BTUH también pueden utilizar los mismos conceptos de diseño.

A medida que las temperaturas del aire de combustión y del agua de suministro disminuyen, la eficiencia neta disminuye porque un mayor porcentaje de la energía del combustible se destina a calentar el aire de combustión y el agua de suministro en lugar de agua en ebullición. Cuando se utiliza este diseño de intercambiador de calor secundario, la eficiencia térmica aumenta a medida que disminuyen las temperaturas del aire de combustión y del agua de suministro que ingresa al intercambiador de calor secundario (aumento delta T), compensando así en gran medida la reducción en la eficiencia neta. Esto estabiliza la eficiencia neta de modo que la producción de vapor solo disminuye aproximadamente un 1,3% al pasar de 70 °F ($21,11^{\circ}\text{C}$) de aire y agua de combustión a 40 °F ($4,44^{\circ}\text{C}$). Sin embargo, con un humidificador alimentado por gas de eficiencia estándar no hay eficiencia térmica adicional con aire de combustión y agua de suministro más fríos. Dado el ejemplo anterior, una unidad de eficiencia estándar tendrá una reducción de la producción de vapor de aproximadamente un 3,4%.

La operación descrita anteriormente del humidificador se puede implementar mediante el uso de un controlador

electrónico 500, como se ilustra esquemáticamente en la Figura 6. Se muestra esquemáticamente que el controlador electrónico 500 incluye un procesador 500A y un medio de almacenamiento no transitorio o memoria 500B, tal como una RAM, una unidad flash o un disco duro. La memoria 500B sirve para almacenar código ejecutable, los parámetros operativos y la entrada desde la interfaz de usuario de operador 502, mientras que el procesador 500A sirve para ejecutar el código. También se muestra que el controlador electrónico incluye un puerto de transmisión/recepción 500C, tal como un puerto Ethernet para comunicación bidireccional con una WAN/LAN relacionada con un sistema de automatización. Se puede proporcionar una interfaz de usuario 502 para activar y desactivar el sistema, permitir que un usuario manipule ciertas configuraciones o entradas al controlador 500 y ver información sobre la operación del sistema.

El controlador electrónico 500 usualmente incluye al menos alguna forma de memoria 500B. Ejemplos de memoria 500B incluyen medios legibles por ordenador. Los medios legibles por ordenador incluyen cualquier medio disponible al que pueda acceder el procesador 500A. A modo de ejemplo, los medios legibles por ordenador incluyen medios de almacenamiento legibles por ordenador y medios de comunicación legibles por ordenador.

Los medios de almacenamiento legibles por ordenador incluyen medios volátiles y no volátiles, extraíbles y no extraíbles implementados en cualquier dispositivo configurado para almacenar información tal como instrucciones legibles por ordenador, estructuras de datos, módulos de programa u otros datos. Los medios de almacenamiento legibles por ordenador incluyen, entre otros, memoria de acceso aleatorio, memoria de solo lectura, memoria de solo lectura programable y borrrable eléctricamente, memoria flash u otra tecnología de memoria, memoria de disco compacto de solo lectura, discos versátiles digitales u otro almacenamiento óptico, casetes magnéticos, cinta magnética, almacenamiento en disco magnético u otros dispositivos de almacenamiento magnético, o cualquier otro medio que pueda usarse para almacenar la información deseada y al que pueda acceder el procesador 500A.

Los medios de comunicación legibles por ordenador usualmente incorporan instrucciones, estructuras de datos, módulos de programa u otros datos legibles por ordenador en una señal de datos modulada tal como una onda portadora u otro mecanismo de transporte e incluyen cualquier medio de entrega de información. El término "señal de datos modulada" se refiere a una señal que tiene una o más de sus características configuradas o cambiadas de tal manera que codifica información en la señal. A modo de ejemplo, los medios de comunicación legibles por ordenador incluyen medios cableados tales como una red cableada o una conexión cableada directa, y medios inalámbricos tales como medios acústicos, de radiofrecuencia, infrarrojos y otros medios inalámbricos. Las combinaciones de cualquiera de los anteriores también se incluyen dentro del alcance de los medios legibles por ordenador.

También se muestra que el controlador electrónico 500 tiene varias entradas/salidas que pueden usarse para implementar la operación descrita anteriormente del humidificador 100. Por ejemplo, el controlador 500 puede proporcionar salidas para energizar el ventilador del quemador, la válvula de llenado de agua, conjunto de válvula de gas y cualquier otro componente (por ejemplo, válvula de drenaje, actuadores de amortiguamiento, etc.) utilizados en la operación del humidificador 100. También se pueden proporcionar entradas de estado para cada uno de los componentes de control antes mencionados. Además, el controlador 500 puede proporcionar entradas para varios sensores para permitir la operación y monitoreo del sistema. Por ejemplo, las entradas del controlador 500 pueden proporcionarse para recibir señales de varios sensores que miden la temperatura del agua del tanque, el nivel de agua del tanque, la temperatura del aire de combustión, la temperatura de los gases de combustión, la entrada de agua y otras temperaturas, temperaturas y presiones intermedias, presión de vapor, temperatura de gases de combustión y condiciones de gases de combustión (por ejemplo, sensores de O₂ y/o CO_e). El controlador 500 también puede incluir entradas y salidas adicionales para la operación deseable del humidificador 100 y sistemas relacionados.

A partir de la descripción detallada anterior, será evidente que se pueden realizar modificaciones y variaciones en los aspectos de la invención sin apartarse del alcance de protección definido por las reivindicaciones adjuntas. Si bien se han descrito en detalle los mejores modos para llevar a cabo los muchos aspectos de las presentes enseñanzas, aquellos familiarizados con la técnica a la que se relacionan estas enseñanzas reconocerán varios aspectos alternativos para practicar las presentes enseñanzas que están dentro del alcance de las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1 . Un humidificador alimentado por gas que comprende:

5 un tanque de almacenamiento a presión atmosférica (116) para contener un volumen de agua, teniendo el tanque de almacenamiento una entrada de agua de reposición y una salida de vapor;
un conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión (118);
un intercambiador de calor primario (112) conectado al conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión (118), estando ubicado el intercambiador de calor primario dentro del tanque
10 de almacenamiento a presión atmosférica (116) y configurado para calentar el volumen de agua para generar vapor;
un intercambiador de calor secundario (114) que incluye una primera sección de intercambio de calor (142) para calentar una corriente de aire de combustión, estando configurado el humidificador para suministrar dicha corriente de aire de combustión a una entrada del conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión (118); e incluyendo
15 una segunda sección de intercambio de calor (144) para calentar una corriente de agua de reposición, estando configurado el humidificador para suministrar dicha corriente de aire de combustión a la entrada de agua de reposición;
en el que la primera y segunda secciones de intercambio de calor están en comunicación de transferencia de calor con los gases de escape generados por el conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión (118), **caracterizado porque:**

25 la primera sección de intercambio de calor (142) y la segunda sección de intercambio de calor (144) están dispuestas dentro de una carcasa exterior común (140) y están separadas entre sí por una placa divisoria (146).

2 . El humidificador alimentado por gas según la reivindicación 1, en el que la primera sección de intercambio de calor (142) está aguas arriba de la segunda sección de intercambio de calor (144) con respecto a los gases de escape que serán generados por el conjunto de quemador alimentado por gas y ventilador de combustión (118).
30

3. El humidificador alimentado por gas según la reivindicación 1, en el que la primera (142) y segunda (144) secciones de intercambio de calor son intercambiadores de calor de envuelta y tubos.

35 4. El humidificador alimentado por gas según la reivindicación 3, en el que el intercambiador de calor de envuelta y tubos incluye una pluralidad de tubos en comunicación fluida con los gases de escape.

5. El humidificador alimentado por gas según la reivindicación 4, en el que al menos uno de los tubos o una placa de tubos inferior incluye al menos un orificio que se abre hacia la primera sección de intercambio de calor (142) del intercambiador de calor secundario (114).
40

45

FIG. 1

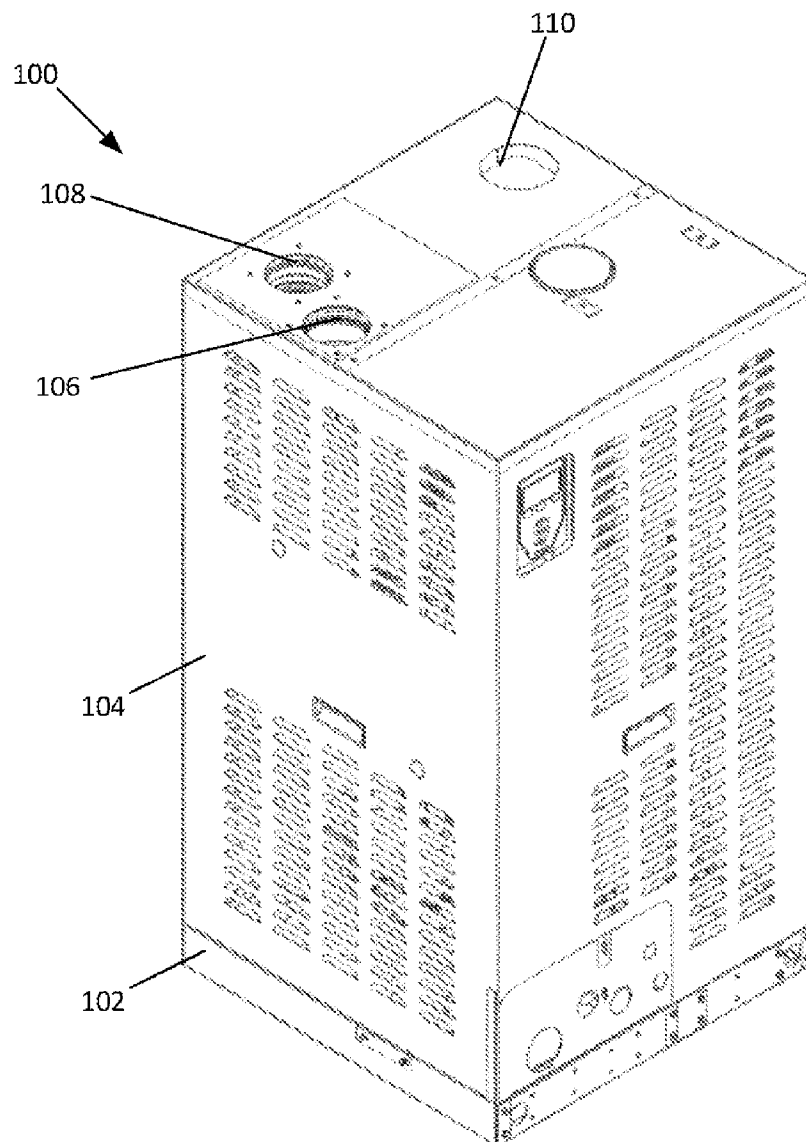


FIG. 2

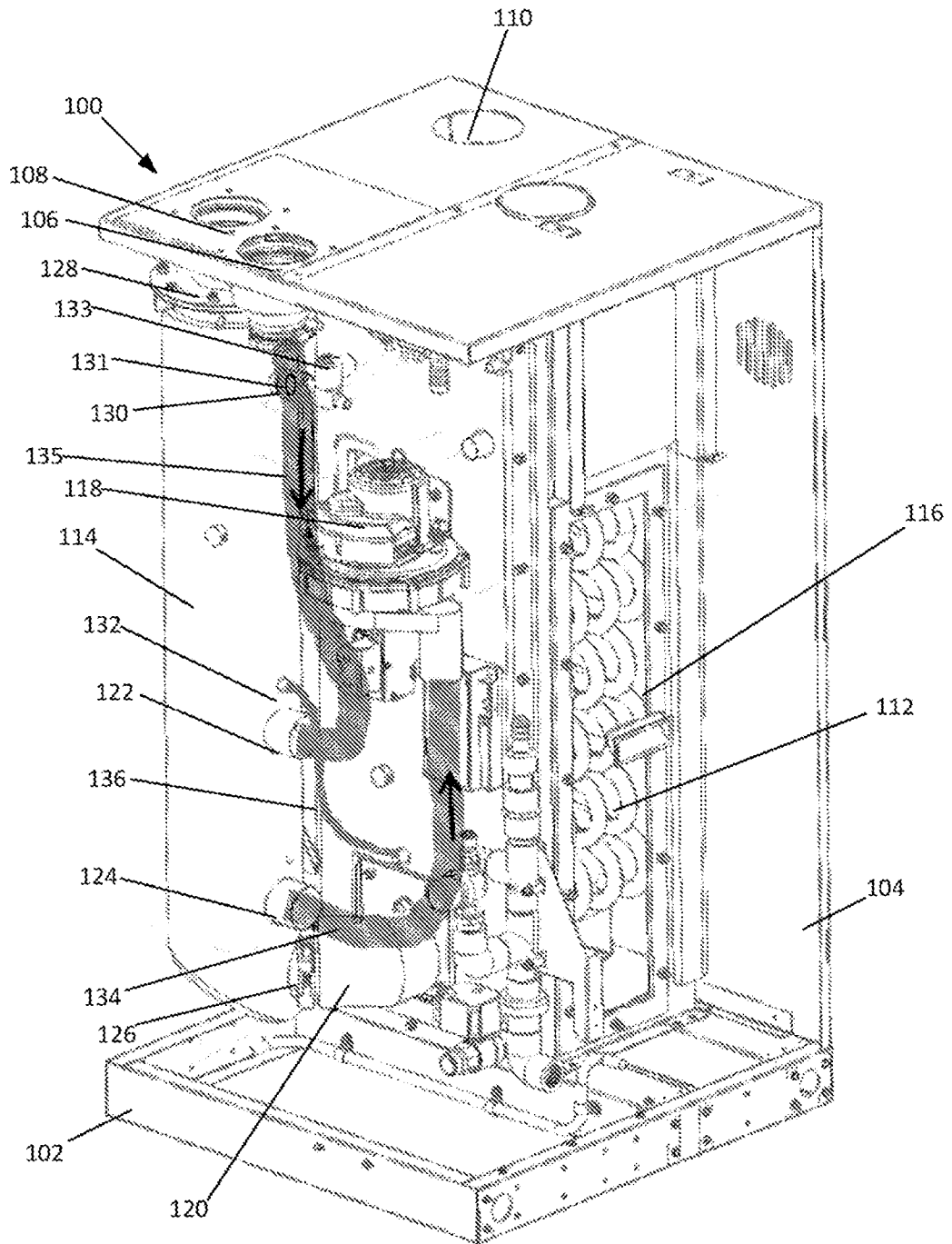


FIG. 3

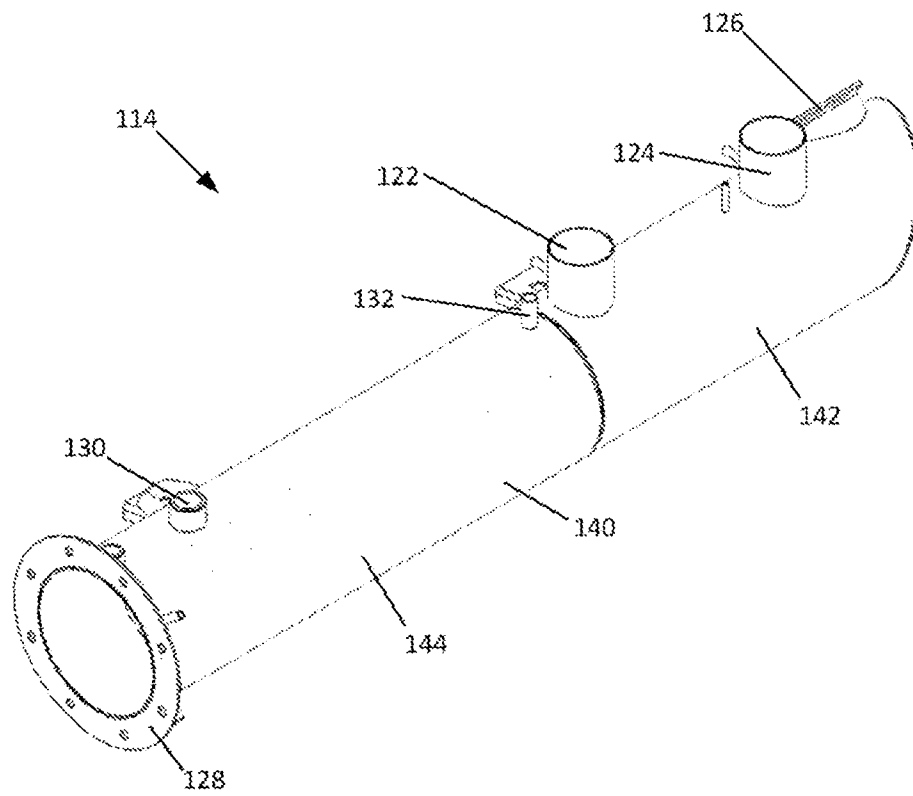


FIG. 4

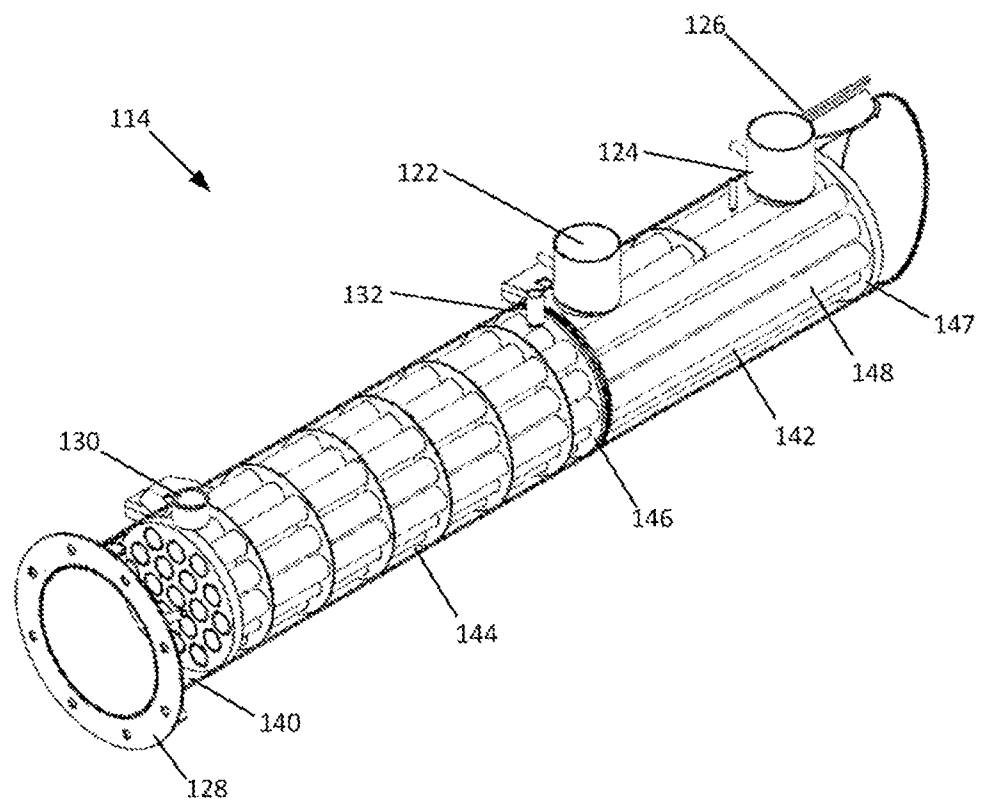


FIG. 5

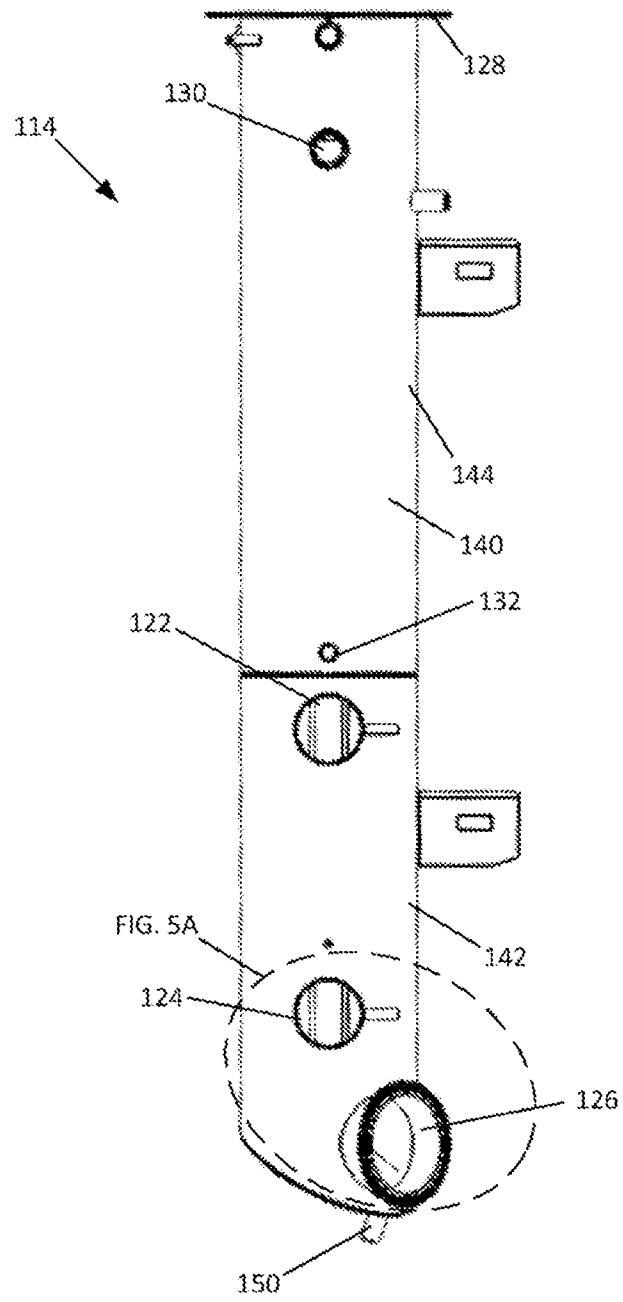


FIG. 5A

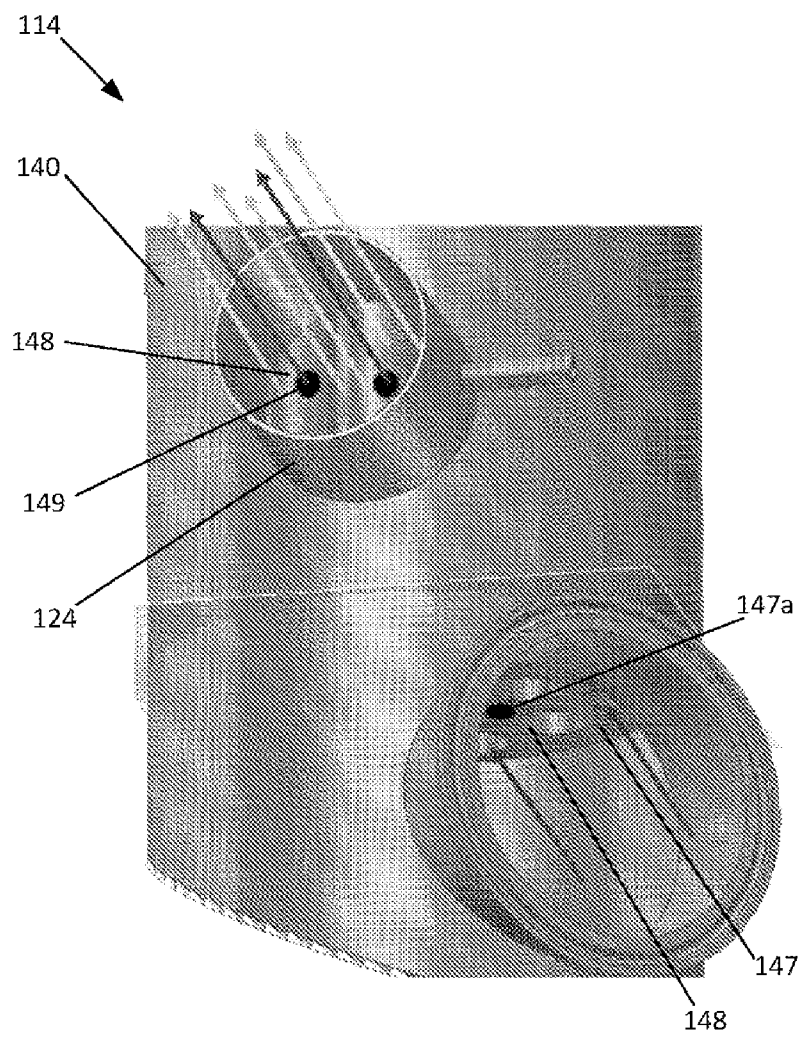


FIG. 6

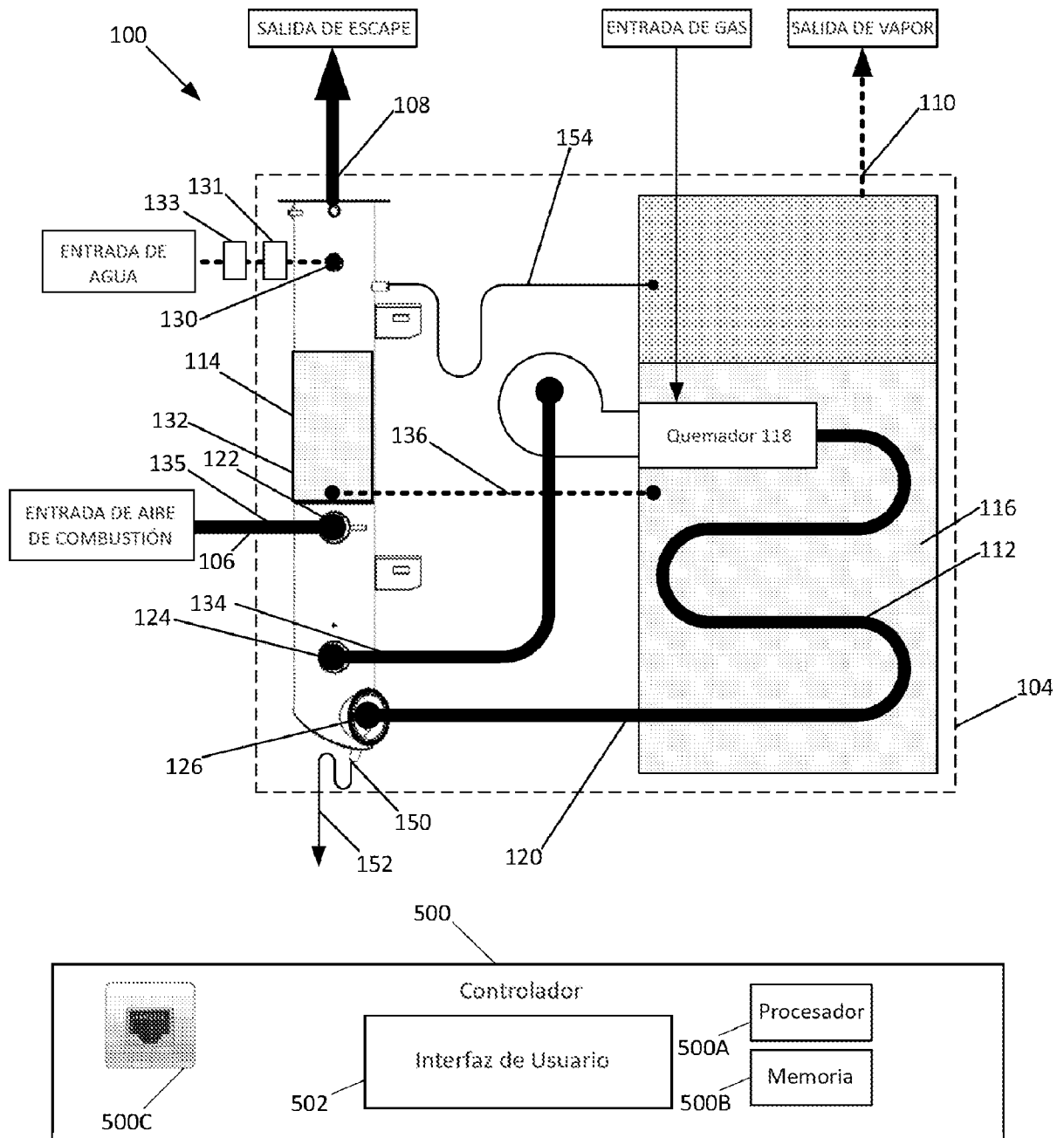


FIG. 7

