

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 906 149**

51 Int. Cl.:

F23L 15/04 (2006.01)

F23D 14/66 (2006.01)

F23C 3/00 (2006.01)

F23D 14/12 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA MODIFICADA
TRAS OPOSICIÓN

T5

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **05.02.2019** **PCT/IB2019/050909**

87 Fecha y número de publicación internacional: **15.08.2019** **WO19155357**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.02.2019** **E 19708166 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea modificada tras oposición: **08.05.2024** **EP 3749896**

54 Título: **Quemador recuperativo industrial para hornos industriales**

30 Prioridad:

07.02.2018 IT 201800002472

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la
traducción de la patente modificada:
30.09.2024

73 Titular/es:

TENOVA S.P.A. (100.0%)
Via Monte Rosa 93
20149 Milano, IT

72 Inventor/es:

ASTESIANO, DAVIDE y
DELLA ROCCA, ALESSANDRO

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

DESCRIPCIÓN

Quemador recuperativo industrial para hornos industriales

5 La presente invención se refiere a un quemador recuperativo industrial que está equipado con su propio recuperador de calor y, por ello, también denominado "autorrecuperativo".

10 El quemador recuperativo ("autorrecuperativo") de acuerdo con la presente invención se puede utilizar en todos los procesos industriales y, en particular, en todos los procesos siderúrgicos tales como, por ejemplo, en hornos de acero para calentamiento o material de tratamiento térmico.

15 La presente invención se refiere, en particular, a un quemador recuperativo (autorrecuperativo), que permite precalentar el fluido comburente y/o fluido combustible mediante el calor de los humos de combustión generados por la combustión del fluido comburente con el propio fluido combustible.

Con referencia particular a los quemadores industriales utilizados en hornos siderúrgicos (ya sea para calentamiento o tratamiento), se sabe desde hace tiempo que el calor de los humos de combustión se utiliza para reducir los consumos de combustible y aumentar la eficiencia del sistema de calentamiento.

20 Para este propósito, se conocen diferentes sistemas de recuperación del calor de los humos de combustión para calentar el fluido comburente y/o el fluido combustible antes de la combustión del mismo.

Los sistemas de recuperación conocidos se dividen en:

- 25 - sistemas de recuperación centralizados y
- sistemas de recuperación localizados.

30 Los sistemas de recuperación centralizados proporcionan el uso de un intercambiador de calor dispuesto en el conducto de extracción principal para la extracción de los humos de combustión del horno, es decir, el conducto que conecta la cámara del horno, dentro del cual está contenido el material que se va a calentar y/o tratar, con la salida de los humos de combustión (chimenea de escape).

35 Los sistemas de recuperación localizada proporcionan el uso de un intercambiador de calor a bordo de cada quemador instalado en el horno.

40 El uso de un sistema, en lugar de otro, es el resultado de la elección de dimensionar el conducto principal de extracción de humos y la chimenea de escape del mismo en función del caudal máximo de todos los humos que se generan en el horno (sistemas de recuperación centralizados) o equipar los quemadores individuales con sus propios conductos de salida de humos de combustión y sus correspondientes sistemas de aspiración (sistemas de recuperación localizada).

45 En los sistemas de recuperación centralizados, el intercambiador de calor comprende un intercambiador de calor basado en haz tubular o basado en radiación, en el que el intercambio de calor entre los flujos de los dos fluidos que circulan en el intercambiador tiene lugar a través de una pared de separación de los dos flujos en sí mismos, mediante convección (entre fluidos y la pared de separación) y conducción (de la pared de separación). Generalmente, el intercambiador de calor se alimenta con todo o parte del flujo de humos generados en el horno, que se utilizan como "fluido de calentamiento", y con todo o parte del flujo de fluido comburente, que constituye el "fluido a que se va a calentar" o calentado y que, una vez precalentado, alimenta los quemadores que equipan el horno.

50 Los sistemas de recuperación localizada, en cambio, pueden distinguirse en dos tipos:

- 55 - sistemas en los que la recuperación del calor de los humos tiene lugar a través de un intercambiador de calor y
- sistemas en los que la recuperación del calor de los humos tiene lugar a través de un regenerador.

Ambos sistemas de recuperación localizada se combinan e instalan a bordo de quemadores individuales, los humos se succionan a través de ellos con el uso de sistemas de tiro forzado (ventiladores) pertinentes.

60 Los sistemas de recuperación localizada tienen algunas ventajas respecto a los centralizados, pero también tienen algunas restricciones de uso.

65 Los sistemas de recuperación localizada que equipan quemadores individuales ("autorrecuperativos") proporcionan el uso de un intercambiador de calor que está, generalmente, compuesto por dos cámaras anulares y concéntricas que se separan entre sí por una pared común y en las que una corriente de fluido que se va a calentar o el fluido calentado (fluido comburente) y una corriente de fluido de calentamiento (humos), respectivamente, fluyen en la misma dirección y con orientaciones iguales u opuestas. Por lo tanto, estos intercambiadores de calor se pueden

definir como intercambiadores de "dos canales", cada uno de los cuales comprende una cámara anular respectiva.

También se conocen sistemas de recuperación localizada en los que cada quemador está equipado con un intercambiador de calor del tipo haz tubular, como se describe, por ejemplo, en los documentos US2017067634, US2014262174 y US8622736.

En ese caso, el fluido que se va a calentar (fluido comburente) fluye en una pluralidad de tubos que están contenidos en una sola cámara, definiendo esta última un solo canal en el que fluye el fluido de calentamiento (humos).

Los sistemas de recuperación localizada que proporcionan la instalación de un intercambiador de calor a bordo de cada quemador tienen un rendimiento similar a aquel de los sistemas de recuperación centralizados y pueden precalentar el fluido que se va a calentar (fluido comburente) utilizando (recuperando) el calor del calentamiento fluido (humos) que se toma directamente de la cámara de combustión y, por tanto, a alta temperatura.

Sin embargo, por un lado, para obtener altas eficiencias de intercambio de calor, es necesario tener una buena relación entre la superficie de intercambio de calor y el caudal de fluido que se va a calentar: cuanto mayor sea dicha relación, mayor será la eficiencia de intercambio de calor. y por tanto el precalentamiento del fluido que se va a calentar.

Por otro lado, las dimensiones del intercambiador de calor vienen dictadas por los límites impuestos por los espacios disponibles para su instalación a bordo del quemador.

Dichas consideraciones tienen un efecto sobre la restricción del caudal del fluido que se va a calentar (fluido comburente) y, por tanto, sobre la potencia del quemador.

Cuanto menor sea la potencia del quemador, más fácil será alcanzar altas eficiencias de intercambio de calor, es alta la relación entre la superficie de intercambio de calor y el caudal del fluido que se va a calentar.

En otras palabras, con la misma área de superficie de intercambio de calor, cuanto mayor sea la potencia y, por tanto, el caudal de fluido que se va a calentar (fluido comburente), menor será la eficiencia del intercambio de calor.

Por este motivo, por encima de un umbral de potencia definido del quemador es preferible utilizar sistemas de recuperación regenerativos localizados.

De hecho, dichos sistemas utilizan un denominado regenerador que está compuesto por una matriz, generalmente elaborado de material cerámico, que se atraviesa alternativamente en tiempos diferidos por el fluido de calentamiento (humos) y por el fluido que se va a calentar (fluido comburente). En una primera etapa se atraviesa por el fluido de calentamiento del que se detrae calor y lo almacena; en una segunda etapa se atraviesa por el fluido que se va a calentar al que se transfiere el calor previamente almacenado.

El uso de materiales cerámicos permite utilizar fluidos de calentamiento (humos) a altas temperaturas; esto conduce a una alta eficiencia de calentamiento y altas temperaturas de precalentamiento del fluido que se va a calentar.

Mientras que en los sistemas de recuperación que utilizan intercambiadores de calor, ya sea del tipo localizado o centralizado, tiene lugar el intercambio de calor entre los dos fluidos de forma "continua"; en los sistemas regenerativos tiene lugar el intercambio de calor de forma alterna y diferida en el tiempo.

Por tanto, para garantizar la continuidad del proceso de precalentamiento es necesario instalar un par de regeneradores que operen en paralelo y un sistema de regulación de flujo de fluido para invertir la orientación de los fluidos que circulan en los dos regeneradores. Cuando está en plena operación, en una primera etapa el fluido de calentamiento fluye a través de uno de los dos regeneradores del par que proporciona energía al mismo en forma de calor al calentarlo, mientras que el fluido que se va a calentar fluye a través de otro de los dos regeneradores del par del cual se detrae el calor previamente acumulado en él mismo, enfriándolo. En una segunda etapa, se invierten los flujos de los fluidos que atraviesan los dos regeneradores del par.

Los sistemas de recuperación regenerativa localizada tienen, por tanto, algunas restricciones de uso. En primer lugar, requieren la instalación de dos regeneradores, cada uno de los cuales se debe dimensionar en función de los caudales nominales máximos de los dos fluidos que los atraviesan de forma alterna. En segundo lugar, requieren la instalación de sistemas de regulación, que generalmente se proporcionan con una pluralidad de válvulas de conmutación configuradas y dispuestas para desviar e invertir el flujo de los dos fluidos que atraviesan alternativamente los dos regeneradores.

La elección de un sistema de recuperación en lugar de otro está dictada por numerosos factores, que incluyen la potencia de los quemadores, los espacios disponibles, la eficiencia de intercambio de calor del recuperador y similares. En la figura 8 anexa se proporciona una tabla en la que se indican algunos parámetros que caracterizan los diferentes sistemas de recuperación: recuperador centralizado, recuperador localizado a bordo del quemador y

regenerador localizado a bordo del quemador. En particular, la eficiencia del quemador autorrecuperable con la siguiente fórmula que relaciona la energía proporcionada por el combustible con la energía que sale del quemador a través de los humos de la combustión:

$$\mu = (1 - ((Q_{WG} * H_{WG}) / (PCI * Q_{combustión}))) * 100$$

en el que:

PCI: Potencia calorífica del combustible [kcal/Nm³]

Q_{combustión}: Caudal de combustible [Nm³/h]

H_{WG}: Entalpía de los humos después del intercambio de calor [kcal/Nm³]

Q_{wG}: Caudal de humos [Nm³/h]

La eficiencia del intercambiador de calor, o recuperador, se puede expresar como:

$$\varepsilon = q/q_{máx}$$

es decir, como la relación entre el calor (q) efectivamente intercambiado entre los dos fluidos y el calor máximo (q_{máx}) teóricamente intercambiable entre ellos.

Una mayor eficiencia de intercambio de calor en el recuperador implica una menor entalpía de los humos de combustión tras el intercambio de calor (H_{WG}) y, por tanto, una mayor eficiencia (μ) del quemador.

En otras palabras, cuanto mayor sea la eficiencia de intercambio de calor del recuperador, mayor será el precalentamiento del fluido que se va a calentar (fluido comburente) y menores los consumos de combustible, este último es el principal objetivo del proceso de recuperación.

Como se indica en la tabla mencionada, los sistemas de recuperación de tipo centralizado permiten alcanzar rendimientos elevados y temperaturas de precalentamiento muy elevadas del fluido que se va a calentar (fluido comburente). Sin embargo, dichos valores de temperatura conducen a dificultades del sistema y del proceso que no deben subestimarse. Por ejemplo, por encima de 550 °C, se deben utilizar tuberías de acero inoxidable y/o aisladas y/o revestidas internamente con material refractario. Al mismo tiempo, cuanto menor sea la temperatura de los humos (fluido de calentamiento) mayor será la probabilidad de tener que proporcionar un sistema de evacuación forzada de humos, ya que el tiro natural a través de una chimenea podría ser insuficiente.

Precisamente por estas razones, los sistemas de recuperación centralizados se dimensionan generalmente al limitar la eficiencia y limitar la temperatura de precalentamiento del aire a un máximo de 550 °C.

Los sistemas de recuperación de regeneradores localizados son mejores, en términos de eficiencia, con respecto a los sistemas de recuperación de intercambiadores de calor, ya sean de tipo centralizado o localizado; tampoco imponen límites particulares a la potencia de los quemadores, o mejor: un aumento de la potencia de los quemadores - y, por tanto, de los caudales de fluidos - no conduce a una reducción excesiva de la eficiencia.

Los sistemas de recuperación de regeneradores localizados, sin embargo, requieren la instalación y gestión de sistemas de ajuste que los penaliza desde el punto de vista económico.

En general, en el caso de que los quemadores individuales instalados tengan potencias relativamente bajas (< 500 kW) se generaliza el uso de sistemas de recuperación de tipo localizado con un intercambiador instalado a bordo de cada quemador que, por este motivo, se conoce como el tipo "autorrecuperativo".

Los quemadores "autorrecuperativo" son muy utilizados en hornos industriales de calentamiento indirecto, es decir, en los que se utilizan quemadores de tubo radiante.

De hecho, en este caso, la potencia de los quemadores se limita adicionalmente (< 200 kW) y, por lo tanto, es posible alcanzar altas eficiencias de precalentamiento del fluido comburente con dimensiones contenidas.

Los quemadores recuperativos se conocen a partir de los documentos US4877396, DE1551761 y JPS61280309.

Sin embargo, con referencia particular a los quemadores "autorrecuperativos" se percibe el siguiente requisito:

- aumentar la eficiencia de intercambio de calor del recuperador sin cambiar las dimensiones del mismo (intercambiador de calor) y, por lo tanto, sin cambiar las dimensiones del quemador "autorrecuperativo" y sin cambiar la potencia del mismo o, en otras palabras,
- aumentar la potencia máxima del quemador "autorrecuperativo" sin cambiar las dimensiones del recuperador

(intercambiador de calor) y, por tanto, sin cambiar las dimensiones del quemador "autorrecuperativo" y sin cambiar la eficiencia de intercambio de calor del recuperador.

Los documentos WO2017052798A1, US20160131441A1, WO2017008108A1, US20170082371A1, US5725051, US2013264031, US2005217837 y WO2014152239 describe describen intercambiadores de calor.

El objeto de la presente invención es, por lo tanto, proporcionar un quemador industrial recuperativo, es decir, "autorrecuperativo", para hornos industriales que permita obtener una alta eficiencia de intercambio de calor y un rendimiento mejorado sin cambiar las dimensiones con respecto a los quemadores recuperativos "autorrecuperativos") del tipo conocido.

Otro objeto de la presente invención es el de proporcionar un quemador industrial, recuperativo es decir "autorrecuperativo" para hornos industriales que permita maximizar el coeficiente de transferencia de calor sin cambiar las dimensiones con respecto quemadores recuperativos ("autorrecuperativo") del tipo conocido.

El coeficiente de transferencia de calor (NTU, Número de Unidad de Transferencia) significa el siguiente valor:

$$NTU = A * \bar{U} / C_{\min}$$

Capacidad de flujo de calor: $C = m * c_p$
A: área de superficie de intercambio de calor

$$\bar{U} = \dot{m} * c_p / A = \text{Capacidad de calor de flujo} / \text{Área} = C/A$$

$$AU = \text{resistencia de calor}$$

$$\varepsilon = \varepsilon (NTU, C_{\min}/C_{\max})$$

$$\varepsilon = q / q_{\max}$$

$$\dot{m} = \text{caudal másico}$$

$$c_p = \text{calor específico del fluido}$$

$$A = \text{Área}$$

Otro objeto de la presente invención es proporcionar un quemador industrial recuperativo, es decir "autorrecuperativo" para hornos industriales que permita minimizar las pérdidas de presión del recuperador (intercambiador de calor) que lo equipa con respecto a los quemadores recuperativos ("autorrecuperativo") del tipo conocido. Las caídas de presión generalmente se indican mediante la siguiente fórmula:

$$f = C_1 * Re^f \text{ con } f = \rho T/G^2/2g$$

$$\dot{m} * \Delta p / \rho = 1/2g$$

$$\Delta P = C_1 * \text{densidad} * (\text{velocidad})^2 / (\text{diámetro hidráulico})^2$$

Otro propósito de la presente invención es el de realizar un quemador industrial recuperativo (autorrecuperativo) para hornos industriales que se pueda utilizar tanto con operación de llama desnuda como con operación con tubo radiante.

Otro objeto de la presente invención es el de realizar un quemador industrial recuperativo (autorrecuperativo) para hornos industriales que sea particularmente simple y funcional, con costes contenidos.

Estos objetos de acuerdo con la presente invención se obtienen mediante la realización de un quemador industrial recuperativo (autorrecuperativo) para hornos industriales como se indica en la reivindicación 1. La forma en dos partes de la reivindicación 1 se basa en el estado de la técnica US 4 877 396 A.

Se contemplan características adicionales en las reivindicaciones dependientes.

Las características y ventajas de un quemador industrial recuperativo para hornos industriales de acuerdo con la presente invención serán más evidentes a partir de la siguiente descripción, la cual se debe entender como que ejemplifica y no limita, con referencia a los dibujos esquemáticos adjuntos, en los que:

La Figura 1 es una vista axonométrica esquemática de un quemador autorrecuperativo de acuerdo con una posible realización de la presente invención;

La Figura 2 es una vista esquemática en sección longitudinal de un quemador autorrecuperativo de acuerdo con una posible realización de la presente invención;

Las Figuras 3a y 3b son secciones esquemáticas de acuerdo con el plano III-III de la figura 2 de dos posibles configuraciones diferentes de los primeros canales y de los segundos canales del recuperador del quemador de acuerdo con la presente invención;

La Figura 4 es una vista axonométrica esquemática de una porción del cuerpo intercambiador que forma el recuperador del quemador de acuerdo con la presente invención, sin los primeros conductos de distribución y los segundos conductos de distribución;

La Figura 5 es una vista axonométrica esquemática del cuerpo intercambiador que forma el recuperador del quemador de acuerdo con la presente invención, completo con los primeros conductos de distribución y los segundos conductos de distribución;

La Figura 6 es una sección longitudinal esquemática del cuerpo intercambiador que forma el recuperador del quemador de acuerdo con la presente invención completo con el colector de distribución del fluido calentado y con el tubo de llama que equipa al quemador;

La Figura 7 es una representación esquemática de una posible configuración de la matriz de primeros canales y segundos canales de sección transversal cuadrada;

La Figura 8 muestra una tabla que representa los datos que comparan quemadores del tipo conocido con recuperación de calor centralizada o quemador a bordo o con regeneración;

La Figura 9 muestra esquemáticamente y en sección transversal una porción de una matriz de primeros canales y segundos canales alternativamente entre sí a lo largo de una corona cilíndrica.

Con referencia a las figuras acompañantes, se muestra un quemador industrial recuperativo, es decir, autorrecuperativo, para hornos industriales, indicado en conjunto con el número de referencia 10.

Se especifica que en la presente descripción, adjetivos como "primero" y "segundo" sólo se utilizan con el propósito de una mejor claridad descriptiva y no se deben considerar en sentido limitativo, adjetivos como "frente" y "posterior" se refieren a la disposición habitual del quemador 10 en condiciones de operación, mientras que adjetivos tales como "caliente" y "frío" se deben considerar en sentido relativo.

"Fluido que se va a calentar" o "calentado" significa el fluido que después del intercambio de calor experimenta un aumento de temperatura.

Adicionalmente, los elementos correspondientes se indican con el mismo número de referencia.

El quemador 10 es del tipo denominado recuperativo o autorrecuperativo, que recupera el calor de los humos de combustión para calentar (precalentar) el fluido comburente y/o el fluido combustible. Los humos de combustión son precisamente los del mismo quemador o están compuestos por los humos de combustión tomados de la cámara de combustión en la que está instalado el quemador junto con otros quemadores.

Generalmente, el fluido comburente consiste en aire y el fluido combustible en gas.

En la siguiente descripción, se hará referencia al caso en el que el fluido que se va a calentar o el fluido calentado comprende el fluido comburente (es decir, aire) y el fluido de calentamiento comprende los humos de combustión.

Sin embargo, no se excluyen realizaciones alternativas del quemador 10, en las que el recuperador se utiliza para calentar el fluido combustible (gas) o tanto el fluido comburente como el fluido combustible.

En particular, en el caso de combustibles con potencia calorífica baja o media, tal como por ejemplo para gases de alto horno (BFG con potencia calorífica $< 900 \text{ kcal/Nm}^3$) o gases de acería (BOF con potencia calorífica $< 2000 \text{ kcal/Nm}^3$), es posible utilizar el quemador 10 para precalentar el combustible, en lugar del fluido comburente. De hecho, al tratarse de combustibles de baja calidad, sus caudales son superiores a los del combustible relacionado, por lo que es más eficiente precalentar el combustible que el fluido comburente.

El quemador 10 se puede configurar tanto para operación con llama desnuda como para operación con tubo radiante.

El quemador 10 se configura para montarse en una pared 100 de un horno industrial de modo que se extienda al menos parcialmente a través de una abertura 101 formada en la pared 100. La pared 100 delimita una cámara 102

del horno.

El horno, en particular, es un horno de fabricación de acero y puede ser un horno para calentar o tratar material.

- 5 El horno per se no se describe ni representa adicionalmente, es del tipo conocido por aquellos expertos en la técnica.

10 El quemador 10 comprende un recuperador (es decir, un recuperador de calor o intercambiador de calor) configurado para calentar (es decir, precalentar antes de la reacción de combustión) al menos un fluido seleccionado entre el fluido combustible y el fluido comburente por medio del calor de los humos de combustión generados por la combustión del fluido combustible y el fluido comburente.

15 El recuperador comprende un cuerpo 11 intercambiador para el intercambio de calor entre el fluido que se va a calentar o el fluido calentado y el fluido de calentamiento, que está constituido por los humos de combustión; el cuerpo 11 intercambiador se extiende longitudinalmente a lo largo de un eje longitudinal A-A entre un primer extremo 11a y un segundo extremo 11b, que son axialmente opuestos entre sí.

20 Con referencia a las realizaciones mostradas en las figuras adjuntas, el segundo extremo 11b del cuerpo 11 intercambiador está vuelto hacia la cámara 102 del horno y, ventajosamente, alojado en ella; por tanto, está en el extremo anterior del quemador 10. El primer extremo 11a del cuerpo 11 intercambiador en cambio está girado en sentido contrario con respecto a la cámara 102 del horno y, ventajosamente, alojado fuera de ella más allá de la pared 100; por lo tanto, se define en el extremo posterior del quemador 10.

25 El primer extremo 11a del cuerpo 11 intercambiador define por tanto el "lado frío" del recuperador o del quemador 10, mientras que el segundo extremo 11b del cuerpo 11 intercambiador define el "lado caliente" del recuperador o del quemador 10.

30 En el cuerpo 11 intercambiador se forma una matriz que consiste en una pluralidad de primeros canales 12, que se atraviesan por dicho fluido que se va a calentar o el fluido calentado, y de una pluralidad de segundos canales 13, que se atraviesan por humos de combustión o fluido de calentamiento.

Los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se extienden a lo largo de la extensión longitudinal del cuerpo 11 intercambiador entre el primer extremo 11a y el segundo extremo 11b del mismo.

- 35 De acuerdo con una característica de la presente invención, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se disponen alternativamente entre sí y se separan entre sí por paredes 14 de separación.

40 Cada pared 14 de separación que separa primeros canales 12 y segundos canales 13 mutuamente adyacentes limita, por un lado, al menos uno de los primeros canales 12 y, por el otro lado, al menos uno de los segundos canales 13. De esta manera, se maximiza la superficie de intercambio de calor entre el fluido que se va a calentar y los humos de combustión. De hecho, los primeros canales 12, en los que fluye el fluido que se va a calentar, están siempre adyacentes a los segundos canales 13, en los que fluyen los humos de combustión y viceversa. Los primeros canales 12 nunca están directamente adyacentes entre sí; asimismo, los segundos canales 13 nunca están directamente adyacentes entre sí.

45 Es decir, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen alternativamente entre sí formando una matriz de "tablero de ajedrez" y se separan solo por las paredes 14 de separación. Los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen alternativamente entre sí a lo largo de una pluralidad de líneas y a lo largo de una pluralidad de columnas que forman dicha matriz "tablero de ajedrez" vista en planos transversales al eje longitudinal A-A. Los primeros canales 12 de cada par de líneas adyacentes y de cada par de columnas adyacentes se alternan entre sí y se intercalan con los segundos canales 13 y viceversa. Las paredes 14 de separación separan los primeros canales 12 de los segundos canales adyacentes 13 tanto a lo largo de las líneas como a lo largo de las columnas de la matriz a lo largo de la cual se alternan.

50 El quemador 10 comprende adicionalmente al menos un conducto 15 de alimentación para alimentar el otro fluido seleccionado entre el fluido comburente y el fluido combustible, en las realizaciones mostradas el fluido combustible. El conducto 15 de alimentación tiene un extremo 15a de entrada que se puede asociar a una fuente de dicho otro fluido y un extremo 15b de salida que finaliza en una cabeza de combustión, que está en comunicación fluida con una cámara de combustión CC.

60 En el caso de que el quemador 10 sea del tipo de llama desnuda, la cámara de combustión CC está compuesta por la misma cámara 102 que el horno.

65 En el caso de que el quemador 10 sea del tipo de tubo radiante, la cámara de combustión CC está compuesta por el volumen contenido por el tubo radiante que equipa el quemador 10 y que no se muestra ya que es del tipo conocido por el experto en la técnica

El quemador 10 comprende adicionalmente dispositivos de encendido o de activación de la combustión y dispositivos de detección de la llama, que tampoco están representados ni descritos en detalle, ya que son del tipo conocido por el experto en la técnica.

- 5 Más detalladamente, cada uno de los primeros canales 12 tiene:
- un extremo 12a de entrada para la entrada del fluido que se va a calentar y que está en comunicación fluida con un colector 16 de alimentación del fluido que se va a calentar y
 - 10 - un extremo 12b de salida para la salida del mismo del fluido calentado y que está, directa o indirectamente, en comunicación fluida con la cámara de combustión CC.

Cada uno de los segundos canales 13 tiene:

- 15 - un extremo 13a de entrada para la entrada en el mismo de los humos de combustión y que está, directa o indirectamente, en comunicación fluida con la cámara de combustión CC y
- un extremo 13b de salida para la salida del mismo de los humos de combustión y que está en comunicación fluida con un colector 17 de escape de los humos de combustión.

- 20 En la realización representada en las figuras adjuntas, el quemador 10 comprende además un colector 18 de distribución del fluido calentado que está en comunicación fluida con los extremos 12b de salida de los primeros canales 12 y, directa o indirectamente, con la cámara de combustión CC.

- 25 Es evidente que los humos de combustión que salen por el extremo 13b de salida de los segundos canales 13 tienen una temperatura inferior a la temperatura que tienen a la entrada de los segundos canales 13; los humos de combustión que salen por el extremo 13b de salida de los segundos canales 13 se conocen por tanto como "humos de combustión fríos" y los que entran en los segundos canales 13 a través de los respectivos extremos 13a de entrada se conocen como "humos de combustión calientes".

- 30 Asimismo, el fluido que se va a calentar que ingresa a los primeros canales 12 a través de los respectivos extremos 12a de entrada tiene una temperatura inferior a la temperatura que tiene a la salida del extremo 12b de salida de los primeros canales 12; por tanto, el fluido que se va a calentar que entra por los primeros canales 12 se denomina "fluido que se va a calentar" o "fluido frío" (específicamente, fluido comburente o aire frío) y, por tanto, el que sale desde los primeros canales 12 se denomina "fluido calentado" o "fluido caliente" (específicamente fluido comburente o aire caliente).

Por tanto, el primer extremo 11a del cuerpo intercambiador se dispone en el "lado frío" del quemador 10, mientras que el segundo extremo 11b del mismo se dispone en el "lado caliente" del quemador 10.

- 40 Para permitir la división de los dos fluidos de intercambio de calor (es decir, el fluido que se va a calentar y los humos de combustión) entre los primeros canales 12 y los segundos canales 13 en la entrada y/o salida de los mismos para que dichos dos fluidos no sean mezclados entre sí, se prevé que:

- 45 - los primeros canales 12 se extienden más allá del extremo 13a de entrada y/o del extremo 13b de salida de los segundos canales 13 en respectivos primeros conductos 19 de distribución que finalizan en el extremo 12a de entrada o en el extremo 12b de salida de los primeros canales 12, y/o que
- los segundos canales 13 se extienden más allá del extremo 12a de entrada y/o el extremo 12b de salida de los primeros canales 12 en respectivos segundos conductos 20 de distribución que finalizan en el extremo 13a de entrada o en el extremo 13b de salida de los segundos canales 13.

- 50 La diferente configuración de los primeros canales 12, con cualquier respectivos primeros conductos 19 de distribución, y los segundos canales 13, con cualesquier segundos conductos 20 de distribución, depende de la configuración del quemador 10 (por ejemplo, de la configuración y de la disposición relativa del colector 16 de alimentación, del colector 17 de escape y de cualquier colector 18 de distribución) y del recuperador que lo equipa (que por ejemplo podría ser del tipo que opera en con la corriente o en contracorriente).

Con mayor detalle, el cuerpo 11 intercambiador tiene:

- 60 - en el primer extremo 11a del mismo, una primera base 21 sustancialmente transversal al eje longitudinal A-A y en la que se abren los extremos 12a de entrada o los extremos 12b de salida de los primeros canales 12 y más allá de los cuales se extienden los segundos canales 13, que se extienden más allá en respectivos segundos conductos 20 de distribución, que finalizan en el extremo 13a de entrada o en el extremo 13b de salida de los segundos canales 13 en si mismos, o viceversa (es decir, el extremo 13a de entrada o el extremo 13b de salida de los segundos canales 13 se abren en la primera base 21 y los primeros canales 12 que se extienden más allá de estos finalizan más allá de la primera base 21 en los respectivos primeros conductos 19 de distribución, que finalizan en el extremo 12a de entrada o en el extremo 13b de salida de los primeros canales 12 en si mismos), y

- en el segundo extremo 11b de los mismos, una segunda base 22 sustancialmente transversal al eje longitudinal A-A y en la que se abren los extremos 13a de entrada o los extremos 13b de salida de los segundos canales 13 y más allá de los cuales se extienden los primeros canales 12, que se extienden más allá en respectivos primeros conductos 19 de distribución, que finalizan en el extremo 12a de entrada o en el extremo 12b de salida de los primeros canales 12 en si mismos, o viceversa (es decir, se abren el extremo 12a de entrada o el extremo 12b de salida de los primeros canales 12 en la segunda base 22 y los segundos canales 13 que se extienden más allá de ella se abren más allá de la segunda base 22 en si misma en respectivos segundos conductos 20 de distribución, que finalizan en el extremo 13a de entrada o en el extremo 13b de salida de los segundos canales 13 en si mismos).

Con referencia a la realización mostrada en las figuras adjuntas, el recuperador es del tipo que opera en contracorriente; el flujo del fluido que se va a calentar que atraviesa los primeros canales 12 y el flujo de los humos de combustión que atraviesa los segundos canales 13 tienen así la misma dirección, pero orientaciones opuestas. Dicha configuración de uso (contracorriente) es ventajosa en términos de eficiencia de intercambio de calor.

En ese caso, el extremo 12a de entrada de los primeros canales 12 y el extremo 13b de salida de los segundos canales 13 están formados en el primer extremo 11a del cuerpo 11 intercambiador, mientras que el extremo 13a de entrada de los segundos canales 13 y el extremo 12b de salida de los primeros canales 12 se forman en el segundo extremo 11b del cuerpo 11 intercambiador.

En el "lado frío" o parte posterior del quemador 10, el colector 16 de alimentación del fluido que se va a calentar se dispone en dirección ascendente (en la orientación del flujo de los humos de combustión) del colector 17 de escape de los humos combustión fríos. Para mantener separado el flujo de fluido que se va a calentar a la entrada de los primeros canales 12 desde el flujo de humos de combustión fríos a la salida desde los segundos canales 13, los segundos canales 13 se extienden al menos un segmento de su longitud en respectivos segundos conductos 20 de distribución que se extienden más allá del extremo 12a de entrada de los primeros canales 12 y que finalizan en el extremo 13b de salida de los segundos canales 13.

Los extremos 12a de entrada de los primeros canales 12 se alojan en el volumen interno del colector 16 de alimentación; los segundos conductos 20 de distribución se extienden a través del colector 16 de alimentación y se abren con los respectivos extremos 13b de salida de los segundos canales 13 en el colector 17 de escape.

Ventajosamente, los segundos conductos 20 de distribución se abren con los respectivos extremos 13b de salida de los segundos canales 13 en un primer deflector 23 que separa el colector 16 de alimentación del colector 17 de escape.

En el "lado caliente" o frente del quemador 10, el colector 18 de distribución del fluido calentado se dispone en dirección descendente (en la orientación del flujo del fluido calentado) de los extremos 13a de entrada de los segundos conductos 13. Para mantener separado el flujo de fluido calentado en la salida de los primeros canales 12 desde el flujo de humos de combustión calientes en la entrada a los segundos canales 13, los primeros canales 12 se extienden al menos un segmento de su longitud en respectivamente primeros conductos 19 de distribución que se extienden más allá del extremo 13a de entrada de los segundos canales 13 y que finalizan en el extremo 12b de salida de los primeros canales 12. Los extremos 13a de entrada de los segundos canales 13 se alojan en un volumen de alimentación VF de los humos de combustión calientes que se componen de la misma cámara de combustión CC o, sin embargo, están en comunicación fluida con la misma.

Los primeros conductos 19 de distribución se extienden a través del volumen de alimentación VF y se abren con los respectivos extremos 12b de salida de los segundos canales 12 en el volumen interno del colector 18 de distribución.

Ventajosamente, los primeros conductos de distribución 12 se abren con los respectivos extremos 12b de salida de los primeros canales 12 en un segundo deflector 24 que separa el colector 18 de distribución del volumen de alimentación VF. Como se verá más claramente a continuación, dicho segundo deflector 24 constituye una pared de base del cuerpo tubular que forma el colector 18 de distribución.

Sin embargo, no se excluyen realizaciones alternativas en las que, por ejemplo, en función de la operación con la corriente o en contracorriente del recuperador y/o de la diferente disposición del colector 16 de alimentación, del colector 17 de escape y del colector 18 de distribución, solo los primeros canales 12 se extienden en uno o ambos extremos opuestos en los respectivos primeros conductos 19 de distribución o solo los segundos canales 13 se extienden en uno o ambos extremos opuestos en los respectivos segundos conductos 20 de distribución.

El cuerpo 11 intercambiador comprende entonces una pared 25 lateral exterior, que lo delimita lateral y exteriormente, y una cavidad tubular central, que es coaxial al eje longitudinal A-A y que define una pared 26 lateral interior del cuerpo 11 intercambiador.

La matriz formada por los primeros canales 12 y por los segundos canales 13 se forma entre la pared 25 lateral

exterior y la pared 26 lateral interior del cuerpo 11 intercambiador.

En la realización mostrada en las figuras adjuntas, la pared 25 lateral exterior y la pared 26 lateral interior son coaxiales entre sí y cilíndricas; por tanto la matriz se forma en la corona cilíndrica delimitada por las mismas.

En ese caso, como se desprende de las figuras adjuntas, considerando las secciones transversales del cuerpo 11 intercambiador comprendidas entre la primera base 21 y la segunda base 22 del mismo, es decir intermedia entre el primer y el segundo extremos del mismo, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen, alternativamente, a lo largo de una pluralidad de coronas circulares concéntricas al eje longitudinal A-A. A lo largo de cada una de dichas coronas circulares, los primeros canales 12 se alternan con los segundos canales 13. Los primeros canales 12 de una corona circular en cambio se escalonan con respecto a los primeros canales 12 de las coronas circulares adyacentes y se alinean con los segundos canales 13 de las mismas; por lo tanto, a lo largo de direcciones radiales, hay filas de primeros canales 12 y segundos canales 13 alternativamente entre sí. De esta manera, cada primer canal 12 sólo está rodeado y bordeando los segundos canales 13 y viceversa. En este caso, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen mutuamente de forma alternante a lo largo de una pluralidad de líneas circunferenciales y una larga pluralidad de columnas radiales que forman la matriz de "tablero de ajedrez".

Sin embargo, no se excluyen realizaciones alternativas en las que, por ejemplo, la forma de la pared 25 lateral exterior y de la pared 26 lateral interior del cuerpo 11 intercambiador sea diferente de la representada. Pueden ser, por ejemplo, cilíndricas con una sección elíptica o prismáticas con una sección cuadrada o triangular; también podrían tener una forma diferente entre sí. La configuración elegida depende, por ejemplo, del espacio disponible para la instalación del quemador 10. En una posible realización alternativa mostrada en la figura 7, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen mutuamente de forma alternante a lo largo de una pluralidad de líneas rectas (es decir, filas) paralelas entre sí y a lo largo de una pluralidad de columnas mutuamente paralelas y ortogonales a las filas, formando la matriz de "tablero de ajedrez".

Adicionalmente, en la realización mostrada en las figuras adjuntas, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 son rectilíneos y paralelos al eje longitudinal A-A.

Sin embargo, no se excluyen realizaciones alternativas en las que los primeros canales 12 y los segundos canales 13, aunque se puedan extender paralelos entre sí, tengan un desarrollo no rectilíneo, por ejemplo curvo o en forma de espiral.

En cualquier caso, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen alternativamente entre sí en una matriz, de modo que los primeros canales 12 están únicamente rodeados y limitan con los segundos canales 13 y viceversa. El intercambio de calor entre el fluido que se va a calentar que fluye en los primeros canales 12 y los humos de combustión que fluyen en los segundos canales 13 tiene lugar por convección y conducción: los humos de combustión que atraviesan los segundos canales 13 transfieren calor por convección hacia el lado de las paredes 14 de separación que las bordean directamente, las paredes 14 de separación se calientan por conducción y, en el lado de ellas que limita los primeros canales 12, transfieren calor por convección al fluido que se va a calentar que atraviesa los primeros canales 12 en sí mismos.

Adicionalmente, en la realización mostrada en las figuras adjuntas, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 tienen una sección transversal sustancialmente constante a lo largo de toda su extensión excepto a lo largo de los respectivos primeros conductos 19 de distribución y segundos conductos 20 de distribución. Sin embargo, no se excluyen realizaciones alternativas en las que los primeros canales 12 y/o los segundos canales 13 pueden tener una sección transversal que varía, en forma y/o tamaño, a lo largo de la extensión longitudinal del mismo en función, por ejemplo, de los diferentes volúmenes ocupados por el fluido que se va a calentar y/o por los humos de combustión al variar su temperatura.

Como comprenderá inmediatamente el experto en la técnica, la extensión longitudinal de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13 se dimensiona en función de la eficiencia de intercambio de calor que se va a obtener, las pérdidas de presión de los dos fluidos que los atraviesan y el espacio disponible para la instalación del quemador 10. En términos generales, cuanto más largos sean los primeros canales 12 y los segundos canales 13, mayor será la superficie de intercambio entre los fluidos que fluyen por ellos y mayor será la eficiencia del intercambio de calor entre ellos, sin embargo, a medida que aumenta la longitud de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13, aumentan también las pérdidas de presión de los fluidos que los atraviesan. La elección de la longitud de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13 está, por tanto, influenciada por los diferentes parámetros en función del resultado que se va a obtener.

La forma y el tamaño de las secciones transversales de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13, así como las respectivas paredes 14 de separación, adicionalmente se pueden determinar en función de la optimización del intercambio de calor entre el fluido a ser calentado y los humos de combustión. En particular, la forma de las secciones transversales de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13 es tal que maximiza la sección de paso de los fluidos que los atraviesan y reduce al mínimo el grosor de las paredes 14 de separación. El grosor de las

paredes 14 de separación es particularmente importante en las etapas de operación transitorias del quemador 10, durante las cuales la inercia térmica de las paredes 14 de separación debe ser ventajosamente mínima. Dichas etapas transitorias suelen ocurrir cuando el quemador 10 se controla con la función de encendido/apagado y los dos fluidos (el fluido que se va a calentar y los humos de combustión) fluyen respectivamente en los primeros canales 12 y en los segundos canales 13 del cuerpo 11 intercambiador de forma simultánea e intermitente.

Con referencia a las figuras 3a y 3b se observa lo siguiente.

Como se sabe, la fórmula para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección (el coeficiente es proporcional al número de Nusselt) es la siguiente:

$$h \propto Nu = C2 * Re^n * Pr^m$$

En donde:

h: coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²K]

Nu: número de Nusselt

C2: constante "empírica"

Re: Número de Reynolds (= $V * Dh / \nu$)

Pr: Número de Prandtl

V: Velocidad de fluido [m/s]

Dh: Diámetro hidráulico (= $4 * \text{Área} / \text{perímetro}$)

ν: Viscosidad cinemática

de la que se puede deducir que para obtener un mismo coeficiente de transferencia de calor entre los diferentes canales, aunque con diferente sección, se necesita el mismo número de Reynolds. Para ello, considerando que la viscosidad y el número de Prandtl sólo dependen del fluido, se debe modificar la geometría de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13, y por tanto el diámetro hidráulico *Dh*, y la velocidad de flujo del fluido en los primeros canales 12 y en los segundos canales 13 apropiadamente.

Considerando la figura 3a es posible, a modo de ejemplo, identificar en ella la matriz que comprende los primeros canales 12 y los segundos canales 13 alternados entre sí. En esta configuración, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 están dimensionados para que sus secciones transversales tengan todas la misma área a lo largo de toda la matriz. De ello se deduce que, si las pérdidas de presión dentro de cada primer canal 12 y cada segundo canal 13 son iguales, dentro de ellos no sólo habrá el mismo número de Reynolds, sino también la misma velocidad de flujo del fluido respectivo y el mismo diámetro hidráulico.

Dicha configuración es óptima, pero se limita en términos de grosor de las paredes 14 de separación.

En la configuración mostrada en la Figura 3b, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 están configurados para que sus secciones transversales no sean constantes a lo largo de toda la matriz. De esta manera, es posible minimizar el grosor de las paredes 14 de separación que separan los primeros canales 12 de los segundos canales 13 con la consiguiente reducción de la inercia térmica para calentar las paredes 14 de separación en sí mismas y, al mismo tiempo, una reducción de la conducción de calor longitudinal de las paredes laterales 25 exterior y 26 interior del cuerpo 11 intercambiador.

En este caso, si no se optimizara la división del flujo entre los primeros canales 12 y los segundos canales 13, se obtendría un número de Reynolds diferente entre los diferentes primeros canales 12 y los segundos canales 13 con la consiguiente falta de uniformidad del coeficiente de transferencia de calor *h*.

Para superar este inconveniente es posible conformar y dimensionar los primeros conductos 19 de distribución y los segundos conductos 20 de distribución de forma adecuada para introducir un control de las pérdidas concentradas que generan los mismos.

La forma y las dimensiones exteriores de los primeros conductos 19 de distribución y de los segundos conductos 20 de distribución son importantes para la distribución del fluido que los toca exteriormente. La forma y las dimensiones exteriores de los primeros conductos 19 de distribución son importantes para la distribución de los humos de combustión que los golpean externamente antes de entrar en los segundos canales 13, la forma y las dimensiones exteriores de los segundos conductos 20 de distribución son importantes para la distribución de los fluidos que se van a calentar (aire) que los toca externamente antes de entrar en los primeros canales 12.

La forma y las dimensiones internas de los primeros conductos 19 de distribución y de los segundos conductos 20 de distribución son importantes para la distribución del fluido que los atraviesa internamente. La forma y dimensiones internas de los primeros conductos 19 de distribución son importantes para la distribución del fluido calentado que sale desde los primeros canales 12, la forma y dimensiones internas de los segundos conductos 20 de distribución son importantes para la distribución de los humos de combustión fríos que sale desde los segundos canales 13.

Considerando la realización mostrada en las figuras adjuntas, en la que la matriz de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13 se extiende en la corona cilíndrica delimitada por la pared 25 lateral exterior y por la pared 26 lateral interior con una configuración de "tablero de ajedrez" como se describió anteriormente, los primeros conductos 19 de distribución y los segundos conductos 20 de distribución se configuran y dimensionan externamente de modo que las pérdidas de presión del fluido respectivo que los toca externamente (es decir, los humos de combustión calientes y el fluido frío que se va a calentar, respectivamente) se calculan para optimizar la división de su flujo en la entrada de los segundos canales 13 y en los primeros canales 12, respectivamente, que se alternan a lo largo de las filas que se extienden a lo largo de las direcciones radiales R. Dicho dimensionamiento también considera las pérdidas de presión distribuidas que se generan a lo largo de los primeros canales 12 y los segundos canales 13.

Todavía con referencia a la matriz de primeros canales 12 y segundos canales 13 como se describe anteriormente y como se representa en las figuras adjuntas, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 que se alternan a lo largo de las coronas circulares con el mayor diámetro (más externo) facilitan el paso del fluido que los atraviesa en lugar de los primeros canales 12 y los segundos canales 13 que se alternan a lo largo de las coronas circulares de menor diámetro (más internas). Los primeros canales 12 y los segundos canales 13 que se alternan a lo largo de coronas circulares de menor diámetro se ven así penalizados por las mayores pérdidas de presión que experimenta el respectivo fluido cuando atraviesa los espacios libres entre los segundos conductos 20 de distribución y los primeros conductos 19 de distribución, respectivamente, antes de llegar a ellos.

Por esta razón, para optimizar el intercambio de calor entre los dos fluidos, es necesario introducir recursos y/o dispositivos a través de los cuales se generen pérdidas de presión deseadas, calculadas para uniformar los caudales de los dos fluidos a lo largo de los respectivos primeros canales 12 y segundos canales 13 de toda la matriz. Dichos recursos y/o dispositivos pueden consistir en una configuración deseada y/o un tamaño exterior deseado de los primeros conductos 19 de distribución y de los segundos conductos 20 de distribución que dificultan y obstruyen, en particular en la dirección radial, el paso a través de ellos de los humos de combustión calientes a la entrada de los segundos canales 13 y del fluido frío que se va a calentar a la entrada de los primeros canales 12, respectivamente.

Asimismo, se describe la conformación y dimensionamiento de la sección transversal interior de los primeros conductos 19 de distribución y de los segundos conductos 20 de distribución para que las pérdidas de presión generadas en su interior compensen, en su caso, las pérdidas de presión inducidas por el dimensionamiento descrito hasta ahora.

Sustancialmente, la forma y las dimensiones interior y exterior de los primeros conductos 19 de distribución y de los segundos conductos 20 de distribución se determinan en función de la distribución, en términos de flujo, de los dos fluidos (fluido que se va a calentar y humos de combustión) a lo largo de los primeros canales 12 y los segundos canales 13, respectivamente.

Ahora se ilustra un posible método para el dimensionamiento de los primeros canales 12 y los segundos canales 13 para igualar los flujos de calor q_i a través de las paredes 14 de separación de los primeros canales 12 y los segundos canales 13 en una sección transversal de la matriz respectiva. Evidentemente, diferentes secciones transversales, es decir, tomadas a diferente altura a lo largo del eje longitudinal A, tendrán diferentes flujos de calor, ya que la diferencia de temperatura entre los humos de combustión y el fluido que se va a calentar es diferente.

La igualación de los flujos de calor entre los primeros canales 12 y los segundos canales 13 en cada sección transversal de la matriz permite obtener una buena eficiencia de intercambio de calor, evitando que se generen los denominados "flujos de calor pasivos" entre los primeros canales 12 y segundos canales 13, asegurando que la mayor parte de la energía térmica de los humos de combustión se transfiera al fluido que se va a calentar. Si, por el contrario, los flujos de calor entre los primeros canales 12 y los segundos canales 13 no fueran uniformes, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 son los que intercambian más calor con respecto a los demás, la diferencia de temperatura entre los humos de combustión y los del fluido que se va a calentar no sería uniforme. Dicha falta de uniformidad de temperatura conduciría a una pérdida de eficiencia del intercambiador, en particular en las áreas donde la diferencia de temperatura entre los dos fluidos es mayor.

Por lo tanto, al maximizar el área de intercambio de calor, se obtiene una sección de intercambio de alta eficiencia.

Por razones de simplicidad, se hará referencia a continuación a una matriz en la que los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen alternativamente entre sí en una corona cilíndrica de la que la Figura 9 muestra una sección transversal parcial.

Se supone que las paredes de separación entre los distintos canales tienen un grosor despreciable como se verá más claramente a continuación, suponiendo que es igual a cero.

Se observa que los primeros canales 12 y los segundos canales 13 tienen una conformación y distribución como la

descrita anteriormente con referencia a la Figura 3a o la Figura 3b.

A lo largo de cada dirección radial R los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se alinean alternativamente entre sí dentro de la corona circular (en sección) delimitada interiormente por la circunferencia del diámetro más pequeña igual al diámetro interior del intercambiador (pared 26 lateral interior), y exteriormente por la circunferencia del diámetro más grande igual al diámetro exterior del intercambiador (pared 25 lateral exterior). Todavía con referencia a una sección transversal del cuerpo 11 intercambiador, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 que se alternan junto con una misma dirección radial R están delimitados lateralmente (es decir, a lo largo de los lados radiales de los mismos) por respectivas líneas rectas que delimitan un sector circular cuyo ángulo en el centro se indica como α , donde α es igual a $2\pi/N$, N es un número par.

Por motivos de simplicidad, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se indicarán como "canales" de la matriz indexada con los índices ij , donde i varía de 1 a M ($i=1...M$), M es el número de canales que alternan a lo largo de cada dirección radial R de la matriz, y j varía de 1 a N ($j=1...N$), N es el número de canales que alternan a lo largo de cada corona circular de la matriz. El canal ij -ésimo está por lo tanto delimitado en dirección radial por los diámetros D_i y D_{i+1} , donde i varía de 1 a M y donde D_1 es el diámetro más pequeño del intercambiador (valor conocido) y D_{M+1} es el diámetro más grande igual al diámetro exterior del intercambiador (valor conocido).

Asimismo, las paredes 14 de separación se indicarán como "paredes".

Se considera además una porción de la matriz que paralela al eje longitudinal A tiene una longitud L_A , es decir, se considera un tronco del intercambiador de calor de longitud L_A .

Las fórmulas fundamentales para el método de dimensionamiento considerando el coeficiente de transferencia de calor h_{ij} a través de la pared del canal ij -ésimo

$$h_{ij} = \frac{q_{ij}}{A_{ij} \Delta T_{h,c}} \quad (1)$$

En donde:

q_{ij} es el flujo de calor total a través de las paredes del canal ij -ésimo, expresado por ejemplo en [W],
 A_{ij} es el área de intercambio efectivo de la pared considerada (superficie bañada por el fluido que intercambia calor) y $\Delta T_{h,c} = T_h - T_c$ representa la diferencia de temperatura relativa a los humos de combustión a temperatura T_h y al fluido que se va a calentar a temperatura T_c separadas por la pared considerada.

El vínculo entre el coeficiente de transferencia de calor h_{ij} y los parámetros geométricos y fluidodinámicos del intercambiador de calor se puede expresar a través de relaciones funcionales tales como:

$$h_{ij} \sim Nu_{ij} = C Re_{ij}^n Pr_{ij}^m \quad (2)$$

Donde:

C, n y m representan diferentes constantes de regresión de los datos empíricos en la forma expresado por la relación (2),

$$Re_{ij} = \frac{u_{ij} D_{c,ij}}{\mu}$$

es el número de Reynolds para la pared del canal ij -ésimo, obtenido a partir de la velocidad promedio u_{ij} del fluido en el canal ij -ésimo,

$$D_{c,ij} \sim \sqrt{A_{t,ij}}$$

es el diámetro característico promedio del canal ij -ésimo, que se conecta al área de la sección transversal (sección de paso) del flujo libre $A_{t,ij}$,

μ indica la viscosidad dinámica del fluido en sí mismo,

Pr_{ij} es el número de Prandtl promedio, una función de las propiedades termofísicas únicas del fluido.

Al introducir el caudal másico \dot{m}_{ij} para el canal ij -ésimo con la pared respectiva, la velocidad promedio del fluido también se puede expresar como

$$u_{ij} = \frac{\dot{m}_{ij}}{\rho A_{t,ij}}$$

Otra relación fundamental es la que expresa las caídas de presión dentro del canal ij -ésimo, que asume la forma

$$\Delta p_{ij} = K_{ij} \frac{u_{ij}^3}{2\rho} \quad (3)$$

donde K_{ij} (coeficiente de pérdida de presión del canal ij -ésimo) todavía representa una constante empírica, resultante únicamente de los parámetros geométricos del canal y no de las propiedades termofísicas del fluido en sí mismo.

Se pueden seguir diferentes métodos de dimensionamiento, de acuerdo con los parámetros de diseño de interés.

A continuación se hace referencia a modo de ejemplo a una matriz cuyos canales se distribuyen en una corona cilíndrica que en la sección transversal se muestra como se representa esquemática y parcialmente en la Figura 9 adjunta, sin embargo el proceso de dimensionado puede extenderse a diferentes distribuciones de canales

El proceso de dimensionamiento considera como datos de entrada:

- el tamaño del ángulo α de los canales como se muestra en la Figura 9,
- el caudal total de los humos de combustión (fluido caliente) m_h ,
- el caudal total del fluido que se va a calentar (fluido frío), es decir aire, m_c y
- las temperaturas de entrada de los humos de combustión y del fluido que se va a calentar (aire),
- los saltos de presión disponibles para los humos de combustión y el fluido que se va a calentar (aire) respectivamente Δp_h y Δp_c .

El método de dimensionamiento genera como datos de salida los diámetros D_i de las paredes de separación de los distintos canales. Considerando la forma geométrica de los canales mostrados en la Figura 9, las fórmulas para calcular el área de intercambio de calor y el área de la sección transversal (sección de paso) para el canal ij -th son, respectivamente,

$$A_{t,ij} = LA \left(\frac{\alpha}{2} (D_{i+1} + D_i) + (D_{i+1} - D_i) \right) \quad (4)$$

$$A_{c,ij} = \frac{\alpha}{8} (D_{i+1}^2 - D_i^2) \quad (5)$$

donde los grosores de las paredes se ignoran por motivos de simplicidad y $A_{t,ij}$ y $A_{c,ij}$ dependen únicamente del diámetro interior D_i y del diámetro exterior D_{i+1} de la corona circular a lo largo de la cual se encuentra el canal ij -ésimo. Para maximizar la eficiencia del intercambio de calor, se pueden adoptar dos métodos de dimensionamiento diferentes.

De acuerdo con un primer dimensionamiento, se supone que no interesa regular las pérdidas de presión localizadas a la entrada y/o a la salida desde el canal a través de estrechamientos apropiados del diámetro calibrado. Esta configuración es la más sencilla posible, donde las pérdidas de presión son iguales en todos los canales.

De acuerdo con un segundo método, gracias a la introducción de estrechamientos calibrados de la sección de paso de cada canal, es posible diferenciar las pérdidas de presión entre ellos. Al agregar este parámetro de diseño adicional, es de hecho posible realizar canales con el mismo flujo de calor y caudales diferenciados que no siguen directamente la relación de las áreas de paso.

El primer método de dimensionamiento se ilustra ahora (con pérdidas de presión uniformes) con particular referencia a la geometría del tipo ilustrado en la Figura 9, el método es fácilmente adaptable a casos con diferentes geometrías. D_i es la incógnita a determinar, considerando en particular los canales ij e $i+1,j'$ colocados en dos dimensiones adyacentes $D_i < D_{i+1}$ atravesadas por el mismo fluido (humos de combustión o fluido que se va a calentar) y, por lo tanto, dispuestas en distintos sectores circulares y adyacentes entre sí, en este tipo de dimensionamiento se impone que

$$\Delta p_{ij} = \Delta p_{i+1,j'} \quad (6)$$

de lo cual, como $\rho_{ij} = \rho_{i+1,j'}$, y también de $K_{ij} = K_{i+1,j'}$ debido al hecho de que los canales tienen formas similares, se sigue que

$$\frac{m_{ij}}{A_{t,ij}} = \frac{m_{i+1,j'}}{A_{t,i+1,j'}} \quad (7)$$

la fórmula (7) expresa el hecho de que, habiendo establecido la misma pérdida de presión en los distintos canales, el caudal se divide en proporción a la relación de las áreas de flujo libre.

La segunda relación que se impone es la denominada de "buen diseño" como se expresó anteriormente (es decir, que el flujo de calor neto sea igual para todos los canales), de modo que el calor fluya de canales adyacentes, es decir, en coronas circulares adyacentes, son iguales, es decir, que la sección del intercambiador se utiliza en su máxima eficiencia. Por tanto dicha relación de diseño se expresa como

$$q_{ij} = q_{i+1,j} \quad (8)$$

que, después de sustituir (1) y (2), considerando la igualdad de los números de Prandtl y las propiedades termofísicas, implica que:

$$Re_{ij}^n A_{ij} = Re_{i+1,j}^n A_{i+1,j}$$

A partir de la definición de número de Reynolds y recordando que $D_{c,ij} \sim \sqrt{A_{c,ij}}$, se puede deducir que:

$$u_{ij}^n A_{c,ij}^{n/2} A_{ij} = u_{i+1,j}^n A_{c,i+1,j}^{n/2} A_{i+1,j}$$

lo cual, para la definición de velocidad de fluido promedio, implica que

$$\dot{m}_{ij}^n A_{c,ij}^{-n/2} A_{ij} = \dot{m}_{i+1,j}^n A_{c,i+1,j}^{-n/2} A_{i+1,j} \quad (9)$$

por tanto, utilizando la fórmula (7) se llega a la relación geométrica que relaciona las secciones de paso e intercambio de calor

$$A_{c,ij}^{n/2} A_{ij} = A_{c,i+1,j}^{n/2} A_{i+1,j}$$

En el caso de la geometría de la Figura 9, la sustitución de las relaciones (4) y (5) permite llegar a la siguiente relación de diseño:

$$\left(\frac{a}{2} (D_{i+1} + D_i) + (D_{i+1} - D_i) \right) (D_{i+1}^2 - D_i^2)^{\frac{n}{2}} = \left(\frac{a}{2} (D_{i+2} + D_{i+1}) + (D_{i+2} - D_{i+1}) \right) (D_{i+2}^2 - D_{i+1}^2)^{n/2} \quad (10)$$

Donde D_i no varía al variar el índice j de los canales ij -ésimo.

M es el número de canales que se suceden a lo largo de cada dirección radial R de la matriz que forma el intercambiador de calor, es posible escribir dicha ecuación para cada entero de i comprendido entre 1 y $M-1$ ($i = 1 \dots M-1$), obteniendo de esta manera un sistema de ecuaciones $M-1$ en incógnitas $M-1$ (considerando que D_1 corresponde al diámetro interior del intercambiador, coincidiendo con el diámetro de la pared 26 lateral interior, y que D_{M+1} corresponde al diámetro exterior del intercambiador coincidiendo con el diámetro de la pared 25 lateral exterior, por tanto D_1 y D_{M+1} son parámetros de entrada del cálculo).

Ahora se describe el segundo método de dimensionamiento (es decir, con pérdidas de presión diferenciadas). Las pérdidas de presión se pueden diferenciar por ejemplo al introducir estrechamientos a la entrada y/o salida de cada conducto, estrechamientos que también pueden ser diferenciados para cada conducto en función de su posición respecto al correspondiente colector de alimentación o recolección. Adicional o alternativamente, las pérdidas de presión se pueden diferenciar al modificar el acabado superficial de los conductos individuales.

El caso con pérdidas de presión calibradas en la entrada y/o salida de los canales individuales se analiza de manera similar al caso con pérdidas de presión uniformes (es decir, el primer método descrito anteriormente). La única variación por considerar es que la fórmula (6) en este caso se convierte en

$$\Delta p_{ij} + \Delta p_{entrada,ij} + \Delta p_{salida,ij} = \Delta p_{i'j'} + \Delta p_{entrada,i'j'} + \Delta p_{salida,i'j'} \quad (11)$$

Considerando pares de canales ij-énésimo e i'j'-énésimo, donde $\Delta p_{entrada,ij}$, $\Delta p_{salida,ij}$ son parámetros de diseño, que se pueden calibrar para obtener una subdivisión deseada de los caudales. Dichos parámetros de diseño introducen un grado adicional de libertad, que junto con la relación de "buen diseño" expresada por la fórmula (8), permite obtener una libertad adicional en la definición de la forma geométrica de las secciones de los canales. La relación proporcionada por la fórmula (11) asume una forma similar a aquella de la fórmula (7) que es de hecho

$$\Delta p_{entrada,ij} + \frac{K_{ij}}{2 \rho_{ij}^3} \left(\frac{\dot{m}_{ij}}{A_{t,ij}} \right)^2 + \Delta p_{salida,ij} = \Delta p_{entrada,i'j'} + \frac{K_{i'j'}}{2 \rho_{i'j'}^3} \left(\frac{\dot{m}_{i'j'}}{A_{t,i'j'}} \right)^2 + \Delta p_{salida,i'j'} \quad (12)$$

donde K_{ij} y $K_{i'j'}$ son coeficientes de pérdida de presión para los canales ij-ésimo e i'j'-ésimo, que en ese caso asumen valores diferentes, pudiendo los canales ij-ésimo e i'j'-ésimo tener una conformación diferente.

La fórmula (12), al igual que la fórmula (7), expresa nuevamente el vínculo entre los caudales en los dos canales, donde en ese caso las pérdidas de presión calibradas en la entrada y/o salida del canal individual también tienen un efecto. Al combinar la fórmula (12) y la fórmula (9) es posible llegar a un sistema de ecuaciones donde los parámetros de diseño adicionales también están representados por las pérdidas de presión calibradas. Dichas pérdidas de presión calibradas se pueden seleccionar para garantizar la condición de "buen diseño" (es decir, uniformidad de los flujos de calor entre los canales de la misma sección) también para casos geométricos en los que las secciones de paso de los canales inducirían una división insuficiente de flujos entre los distintos canales para garantizar la condición de diseño deseada.

Dicho sistema de ecuaciones es:

$$\begin{cases} \Delta p_{entrada,ij} + \frac{K_{ij}}{2 \rho_{ij}^3} \left(\frac{\dot{m}_{ij}}{A_{t,ij}} \right)^2 + \Delta p_{salida,ij} = H \\ \dot{m}_{ij}^n A_{t,ij}^{-n/2} A_{ij} = Z \end{cases}$$

Donde

- $\Delta p_{entrada,ij}$, $\Delta p_{salida,ij}$ son las pérdidas de presión concentradas a la entrada ya la salida del canal ij-ésimo;
- K_{ij} es el coeficiente de pérdida de presión distribuido a lo largo del canal ij-ésimo;
- \dot{m}_{ij} el caudal másico de fluido que fluye a través del canal ij-ésimo;
- ρ_{ij} la densidad del fluido que fluye a través del canal ij-ésimo;
- $A_{t,ij}$ la sección transversal libre de paso del fluido del canal ij-ésimo;
- A_{ij} la superficie total de intercambio de calor por convección del canal ij-énésimo;
- H y Z valores constantes e iguales para todos los canales del cuerpo 11 intercambiador.

Con referencia a las figuras adjuntas, los primeros conductos 19 de distribución y los segundos conductos 20 de distribución tienen forma de tronco de pirámide con base recta o tronco de cono cuya base mayor se define en la segunda base 22 y en la primera base 21 del intercambiador-cuerpo 11, respectivamente.

Ventajosamente, con referencia a la realización mostrada en las figuras adjuntas, cada primer canal 12 se extiende en un respectivo primer conducto 19 de distribución que define el respectivo extremo 12b de salida del mismo y cada segundo canal 13 se extiende en un respectivo segundo conducto 20 de distribución que define el respectivo extremo 13b de salida del mismo.

En cualquier caso, los primeros conductos 19 de distribución y los segundos conductos 20 de distribución se disponen de tal manera que los primeros canales 12 y los segundos canales 13 adyacentes nunca se atraviesan por el mismo fluido.

En este punto, cabe señalar que en la realización representada en las figuras adjuntas, todos los primeros canales

12 y todos los segundos canales 13 están atravesados por el fluido que se va a calentar y los humos de combustión, respectivamente. Sin embargo, no se excluyen realizaciones alternativas en las que sólo una parte de los primeros canales 12 y de los segundos canales 13 que forman la matriz se utiliza para el intercambio de calor y, por tanto, es atravesada por el fluido que se va a calentar y los humos de combustión, respectivamente. En cualquier caso, los primeros canales 12 y los segundos canales 13 adyacentes están atravesados respectivamente por el fluido que se va a calentar y por los humos de combustión y nunca por el mismo fluido.

En una realización preferida, el conducto 15 de alimentación del otro fluido (es decir, fluido comburente o gas) se aloja en al menos un segmento de su longitud en la cavidad tubular central del cuerpo 11 intercambiador y se dispone sustancialmente coaxialmente para el eje longitudinal A-A.

El extremo 15b de salida (cabeza de combustión) del conducto 15 de alimentación se extiende más allá del segundo deflector 24.

El extremo 15a de entrada del conducto 15 de alimentación se extiende más allá del colector 17 de escape de los humos de combustión fríos.

La pared 26 lateral interior del cuerpo 11 intercambiador se extiende, ventajosamente, más allá del primer deflector 23 extendiéndose a lo largo de todo el colector 17 de escape.

Entre el conducto 15 de alimentación y la pared 26 lateral interior queda definido un espacio 27 por el que no circulan fluidos y que es atravesado por el conducto 15 de alimentación y por dispositivos de encendido o desencadenador de la combustión y de detección de llama, no representados. o descrito en detalle, ya que es del tipo conocido por un experto en la técnica.

El colector 16 de alimentación del fluido que se va a calentar (aire) comprende una caja 28 tubular, coaxial al eje longitudinal A-A y que se dispone por fuera del primer extremo 11a del cuerpo 11 intercambiador. Las bases opuestas de la caja 28 tubular está compuesta por paredes 29 y 30 que se conectan herméticamente a la pared 25 lateral exterior del cuerpo 11 intercambiador en dirección ascendente de la primera base 21 del mismo y al primer deflector 23, respectivamente. La caja 28 tubular se conecta entonces a una tubería 31 de alimentación del fluido que se va a calentar. Dicha tubería 31 de alimentación se puede conectar al suministro de ventiladores que alimentan el fluido que se va a calentar (aire) al colector 16 de alimentación.

El volumen VA interno al colector 16 de alimentación - volumen VA que, en la realización mostrada, está delimitado por la caja 28 tubular, por la pared 29 y por la pared 30 unida al primer deflector 23 – se aloja dentro de la primera base 21 del cuerpo 11 intercambiador, en la que se abren los extremos 12a de entrada de los primeros canales 12.

Los segundos conductos 20 de distribución se extienden dentro de dicho volumen VA extendiéndose más allá de él para abrirse con los respectivos extremos 13b de salida en el colector 17 de escape.

El colector 17 de escape de los humos de combustión fríos está compuesto por un cuerpo de caja anular que está delimitado interiormente por la pared 26 lateral interior, es decir por una prolongación de la misma, exteriormente por una porción 32 tubular y en bases opuestas al primer deflector 23 y una pared 33 de extremo atravesada por el conducto 15 de alimentación, respectivamente. La pared 33 de extremo cierra el espacio 27 anular en un extremo.

El colector 17 de escape luego se proporciona con una tubería 34 de escape de los humos de combustión fríos que pueden conducir a la atmósfera o se pueden conectar a la succión de ventiladores de succión.

El volumen VS interno al colector 17 de escape - volumen VS que, en la realización mostrada, está delimitado por la porción 32 tubular, por el primer deflector 23 y por la pared 33 de extremo – se aloja dentro de los segundos conductos 20 de distribución o mejor los extremos terminales respectivos que definen los extremos 13b de salida de los segundos canales 13. En particular, los extremos 13b de salida de los segundos canales 13 se abren en el volumen VS en el primer deflector 23.

El colector 18 de distribución del fluido calentado comprende un cuerpo 34 tubular que es coaxial al eje longitudinal A-A y que se extiende desde el segundo extremo 11b del cuerpo 11 intercambiador, en el que tiene una primera pared en la que se abren los extremos 12b de salida de los primeros canales 12. En la realización mostrada en las figuras adjuntas, dicha primera pared está compuesta por el segundo deflector 24.

El extremo del cuerpo 34 tubular opuesto a dicha primera pared (segundo deflector 24) tiene una base anular que se atraviesa por al menos una abertura 35 central coaxial al eje longitudinal A-A y en comunicación fluida con la cámara de combustión C-C.

El cuerpo 34 tubular tiene forma de tronco de cono con conicidad convergente hacia su base anular.

El volumen VD interno al colector 18 de distribución

- volumen VD que, en la realización mostrada en las figuras adjuntas, está delimitado por la porción tubular 34, por el segundo deflector 24 y por la base anular del cuerpo 34 tubular – se aloja dentro de los primeros conductos 19 de distribución o mejor los extremos terminales de los mismos que definen los extremos 12b de salida de los primeros canales 12. En particular, los extremos 12b de salida de los primeros canales 12 se abren en el volumen VD en el segundo deflector 24.

En una realización preferida, el quemador 10 comprende adicionalmente un tubo 36 de llama que es coaxial al eje longitudinal A-A y que está en comunicación fluida con el colector 18 de distribución del fluido calentado, con el extremo 15b de salida (cabeza de combustión) del conducto 15 de alimentación del otro fluido y con la cámara de combustión C-C.

Con referencia a la realización mostrada en las figuras adjuntas, el tubo 36 de llama se aloja en el colector 18 de distribución y tiene extremos abiertos axialmente opuestos: un primer extremo se conecta a la abertura 35 central, un segundo extremo se aloja dentro del extremo 15b de salida (cabeza de combustión) del conducto 15 de alimentación. Entre el tubo 36 de llama y el extremo 15b de salida del conducto 15 de alimentación queda definido un espacio 37 libre de paso para el paso a través del mismo de al menos una parte del fluido calentado que llena el volumen VD.

En una posible realización, la base anular del cuerpo 34 tubular se atraviesa por una pluralidad de aberturas secundarias 38 formadas en posiciones radialmente externas con respecto a la abertura 35 central y también en comunicación fluida con la cámara de combustión CC.

El quemador 10 puede comprender adicionalmente una carcasa 39 tubular coaxial al eje longitudinal A-A y en la que se aloja al menos un segmento del cuerpo 11 intercambiador. En particular, la carcasa 39 tubular aloja en su interior al menos el tramo del cuerpo 11 intercambiador que finaliza en el segundo extremo 11b del mismo.

La carcasa 39 tubular tiene un extremo abierto en comunicación fluida con la cámara de combustión CC y el extremo opuesto cerrado por una pared atravesada por dicho cuerpo intercambiador. En la realización mostrada en las figuras adjuntas, dicha pared coincide con la pared 29 que delimita el colector 16 de alimentación y que, ventajosamente, se extiende en una brida de unión.

Entre la carcasa 39 tubular y el cuerpo 11 intercambiador se define un espacio para guiar los humos de combustión en la entrada a los segundos canales 13. Los extremos 13a de entrada de los segundos canales 13 se abren en el volumen VF de este espacio de guía. En cambio, los primeros conductos 19 de distribución se alojan en dicho volumen VF sin estar, sin embargo, en comunicación directa con el mismo. De hecho, los primeros conductos 19 de distribución se abren en el volumen VD interior al colector 18 de distribución.

La realización mostrada en las figuras adjuntas se refiere a un quemador de llama desnuda; en el caso de que el quemador sea del tipo de tubo radiante, la carcasa 39 tubular está compuesta por el mismo tubo radiante.

Ventajosamente, el quemador 10 o al menos partes del mismo se obtienen de una sola pieza con técnicas de fabricación aditiva (impresión 3D), fundición a presión o eliminación de virutas.

En particular, el cuerpo 11 intercambiador completo con cualesquier primeros conductos 19 de distribución y/o cualesquier segundos conductos 20 de distribución se obtiene de una sola pieza en un solo cuerpo mediante técnicas de fabricación aditiva, fundición a presión o eliminación de virutas.

Si el quemador 10 comprende además el colector 18 de distribución del fluido calentado y/o el tubo de llama, el cuerpo 11 intercambiador (completo con cualesquier primeros conductos 19 de distribución y/o cualesquier segundos conductos 20 de distribución) el colector 18 de distribución y/o el tubo de llama se elaboran como una sola pieza en un solo cuerpo mediante una de las técnicas indicadas anteriormente.

El quemador 10 puede ser del tipo de operación con llama desnuda, en cuyo caso la cámara de combustión CC está compuesta por la cámara 102 del horno.

El quemador 10 puede ser del tipo de operación por tubo radiante, en cuyo caso un tubo radiante forma la carcasa 39 tubular y delimita dentro de un volumen cerrado que constituye la cámara de combustión CC.

La operación del quemador 10 de acuerdo con la presente invención es inmediatamente comprensible para un experto en la técnica a la luz de la descripción proporcionada anteriormente y de las figuras adjuntas. En resumen, con particular referencia al modo de realización representado en las figuras adjuntas y en el caso de que el fluido que se va a calentar y el fluido calentado sea el fluido comburente y este esté compuesto por aire, el fluido alimentado por el conducto 15 de alimentación es el fluido combustible y este está compuesto por gas y el fluido de calentamiento está compuesto por humos de combustión, a continuación se describe la operación del quemador 10.

Ventajosamente, los dos fluidos transitan por el quemador en el mismo sentido pero con orientaciones opuestas:

- el fluido que se va a calentar y el fluido calentado (fluido comburente, aire) entran en el quemador 10 por la parte posterior del mismo (es decir, por la parte externa a la cámara 102 del horno), a través del recuperador (intercambiador de calor) y sale por la parte frontal del quemador 10 (es decir, la parte del quemador que mira hacia la cámara 102);
- el fluido de calentamiento (humos de combustión), viceversa, entra en el quemador 10 por la parte delantera del quemador 10, atraviesa el recuperador (intercambiador de calor) y sale por la parte posterior del quemador 10.

El hecho de que el quemador 10 esté equipado con un recuperador (intercambiador de calor) en contracorriente es ventajoso en términos de eficiencia de precalentamiento.

En el "lado frío" o lado posterior del quemador 10, se alimenta el aire que se va a calentar, a través de ventiladores, la tubería 31 de alimentación y de allí al volumen VA interno al colector 16 de alimentación.

El aire frío que llena el volumen VA baña el exterior de los segundos conductos 20 de distribución (que se atraviesan por los humos de combustión fríos en la salida) y se distribuye de manera sustancialmente uniforme dentro del volumen VA para entrar en los primeros canales 12 a través de los respectivos extremos 12a de entrada del mismo.

Los humos de combustión fríos se transportan, a través de los segundos conductos 20 de distribución, al volumen VS interno al colector 17 de escape. Los humos de combustión fríos que llenan el volumen VS se extraen a través de la tubería 34 de escape a través de sistemas de extracción relevantes tales como, por ejemplo, ventiladores de succión o similares.

La depresión generada por dichos sistemas de extracción permite succionar la totalidad o una fracción de los humos de combustión calientes contenidos en la cámara de combustión CC desde la cámara de combustión CC al volumen VF definido por el espacio delimitado, por un lado, por la carcasa 39 tubular, y por otro lado el cuerpo 11 intercambiador completo con el colector 18 de distribución.

El volumen VF aloja los primeros conductos 19 de distribución, dentro de los cuales fluye el aire caliente a la salida desde los primeros canales 12, sin embargo, sin estar directamente en comunicación fluida con el mismo. Los humos de combustión calientes succionados en el volumen VF bañan el exterior de los primeros conductos 19 de distribución sin entrar en contacto con el aire caliente que fluye por ellos.

El aire frío que llena el volumen VA entra en los primeros canales 12.

Los humos calientes de combustión que llenan el volumen VF entran en los segundos canales 13.

El volumen VA interno al colector 16 de alimentación y el volumen VF interno al espacio definido entre la carcasa 39 tubular y al menos un segmento del cuerpo 11 intercambiador se separan entre sí por la pared 29. De esta manera, el aire frío y los humos de combustión calientes se separan sin entrar en contacto entre sí.

El número de primeros canales 12 atravesados por el aire, así como el número de segundos canales 13 atravesados por los humos, está determinado por la forma del recuperador y por la cantidad de humos de combustión calientes succionados. Por ejemplo, en el caso de operación con llama desnuda, la cantidad de humos de combustión calientes succionados por la cámara de combustión CC puede ser inferior al total.

La división de los canales del cuerpo 11 intercambiador en primeros canales 12 y segundos canales 13 dedicados respectivamente al flujo de fluido que se va a calentar (aire) y al flujo de fluido de calentamiento (humos de combustión) se decide durante el diseño del quemador 10 en base al número y distribución de los primeros conductos 19 de distribución y de los segundos conductos 20 de distribución.

Dicho parámetro puede cambiar en función de los requisitos del proceso, por lo que se utiliza el quemador 10 y se fija y determina durante la fase de diseño por la cantidad de humos de combustión que se va a succionar.

En cualquier caso, la división se realiza de manera que los primeros canales 12 y los segundos canales 13 se distribuyen alternativamente entre sí de acuerdo con una matriz como se ha descrito anteriormente.

El aire frío fluye a lo largo de los primeros canales 12 desde el extremo 12a de entrada hasta el extremo 12b de salida del mismo, intercambiando calor con los humos de combustión calientes que fluyen, en orientación opuesta, en los segundos canales 13 desde el extremo 13a de entrada hasta el extremo 13b de salida del mismo.

El aire caliente sale desde los primeros canales 12 a través de los respectivos primeros conductos 19 de distribución que se abren, con los respectivos extremos 12b de salida, en el volumen VD interno al colector 18 de distribución.

Los humos fríos de combustión salen de los segundos canales 13 a través de los respectivos segundos conductos

20 de distribución que se abren, con los respectivos extremos 13b de salida, en el volumen VS interior al colector 17 de escape.

Los humos de combustión fríos llenan el volumen VF interno al colector 17 de escape, del que son evacuados a través de los sistemas de extracción adecuados.

El aire caliente que llena el volumen VD interno al colector 18 de distribución se divide en una o más zonas o fracciones antes de ponerse en contacto con el combustible para el desarrollo de la reacción de combustión.

El combustible se alimenta a través del conducto 15 de alimentación y sale del cabezal de combustión definido en el extremo 15b de salida de este último.

Parte del aire caliente que llena el volumen VD pasa a través del espacio 37 libre de paso y entra en el volumen interno del tubo 36 de llama donde se mezcla con el combustible que inicia la reacción de combustión.

El volumen interno del tubo 36 de llama define por lo tanto un volumen de combustión.

De acuerdo con si las aberturas 38 secundarias están previstas o no, son posibles los siguientes modos de operación:

- Si las aberturas secundarias 38 están previstas, el aire caliente en el volumen VD se divide en dos flujos: un flujo pasa a través del espacio 37 libre de paso que se crea entre la cabeza de combustión y el tubo 36 de llama. La cantidad de aire que pasa en este espacio 37 libre de paso se define como primario y llena el volumen interno del tubo 36 de llama. Simultáneamente, el combustible alimentado por el conducto 15 de alimentación y que sale desde el extremo 15b de salida del mismo llena el volumen interno del tubo 36 de llama. Para desencadenar la combustión entre el combustible y el aire contenido en dicho volumen es necesario un desencadenador. Dicho desencadenador se representa por un sistema desencadenador (no mostrado en las figuras) o simplemente por la temperatura dentro del tubo 36 de llama, si es mayor que la temperatura de autoignición del combustible. La llama que se genera se crea con el flujo primario de aire y combustible; dicha combustión (conocida como combustión primaria) tiene lugar en condiciones subestequiométricas, con exceso de combustible. Simultáneamente a esta combustión primaria, el flujo de aire que no está definido por el espacio 37 libre de paso pasa a través de las aberturas 38 secundarias. Dicho flujo de aire se define como secundario. La llama subestequiométrica que sale del tubo 36 de llama y de aquí por la abertura 35 central del colector 18 de distribución se expande en la cámara de combustión CC donde se encuentra y se mezcla con el flujo de aire secundario. De ello se deduce que el balance total de la reacción es una combustión estequiométrica o con una relación tal que todo el aire quema completamente el combustible inyectado en el quemador.
- Si no se proporcionan las aberturas 38 secundarias, el aire contenido en el volumen VD pasa completamente a través del espacio 37 libre de paso llenando el volumen interno del tubo 36 de llama. Simultáneamente, el combustible alimentado por el conducto 15 de alimentación y que sale desde el extremo 15b de salida del mismo llena el volumen interno del tubo 36 de llama. Para desencadenar la combustión entre el combustible y el aire contenido en dicho volumen es necesario un desencadenador. Dicho desencadenador se representa por un sistema desencadenador (no mostrado en las figuras) o simplemente por la temperatura dentro del tubo 36 de llama, si es mayor que la temperatura de autoignición del combustible. De ello se deduce que la reacción es una combustión estequiométrica o con una relación tal que todo el aire quema completamente el combustible inyectado en el quemador.

Los humos de combustión generados por la reacción de combustión se ubican en la cámara de combustión CC que, en función de la aplicación del quemador 10, puede estar delimitada por un tubo radiante o definido por una fracción del volumen de la cámara 102 del horno

En el primer caso (calentamiento indirecto de la cámara 102 a través del radiador de tubo radiante 10), los humos de combustión que son succionados en el recuperador que equipa el quemador 10 son la totalidad de los generados por el propio quemador 10.

En el segundo caso (calentamiento directo de la cámara 102 a través del radiador 10 de llama abierta), los humos de combustión que son succionados al interior del recuperador que equipa el quemador 10 pueden ser una fracción de la totalidad de aquellos generados por el quemador 10 mismo o, en presencia de otros quemadores, los humos succionados pueden ser generados por otros quemadores.

El horno en el que están instalados uno o más quemadores 10 está equipado con un sistema de regulación de calor que, para alcanzar o mantener una determinada temperatura (salida), controla el sistema de regulación (entrada) para que se module la potencia dispensada por el quemador o por los diferentes quemadores.

Ventajosamente, el quemador es capaz de ser controlado en dos modos diferentes: el primero es de regulación proporcional o modulada mientras que el segundo es de regulación de encendido/apagado o por pulsos. En el primer caso, la regulación de potencia se realiza al cambiar el caudal de combustible inyectado en el quemador; por

lo tanto, para mantener la correcta relación de combustión, también se cambia el caudal de aire comburente y, en consecuencia, el flujo de humos de combustión generado (y el succionado).

En el segundo caso, el quemador trabaja únicamente a una potencia fija (normalmente la máxima potencia) en una fase de encendido, que se alterna con un periodo de apagado del quemador, la fase de apagado. El flujo promedio ponderado de combustible durante la fase de encendido y la fase de apagado con respecto al tiempo en que el quemador está encendido o apagado corresponde al caudal de combustible requerido por el regulador de calor.

El flujo de los humos de combustión succionados es siempre proporcional al flujo de aire comburente alimentado.

El quemador recuperativo industrial, es decir "autorrecuperativo", para hornos industriales de acuerdo con la presente invención tiene la ventaja de maximizar el área de superficie de intercambio de calor y, por lo tanto, obtener una alta eficiencia de intercambio de calor y un rendimiento mejorado, sin cambiar las dimensiones con respecto a los quemadores recuperativos ("autorrecuperativos") del tipo conocido.

En particular, el quemador de acuerdo con la presente invención está integrado con un intercambiador de calor con canales alternos que comprende una pluralidad de primeros canales atravesados por el fluido que se va a calentar y una pluralidad de segundos canales atravesados por el fluido de calentamiento, en el que los primeros canales y los segundos canales se alternan entre sí constituyendo una matriz en la que cada primer canal limita siempre con los segundos canales y viceversa.

Con respecto a los quemadores recuperativos del tipo conocido

- que están equipados con un intercambiador de calor con dos cámaras anulares o un haz de tubos, en el que el fluido que se va a calentar fluye en un solo canal (cámara anular) o en una pluralidad de canales (tubos), mientras que el fluido de calentamiento fluye siempre y únicamente por un único canal que rodea el o los canales por los que fluye el fluido que se va a calentar - el quemador de acuerdo con la presente invención está equipado con un intercambiador de calor provisto de una pluralidad de primeros canales atravesados por fluido que se va a calentar y una pluralidad de segundos canales atravesados por fluido de calentamiento, en el que los primeros canales siempre bordean y están rodeados por los segundos canales y viceversa.

A modo de ejemplo no limitativo, considerando la figura 7, y haciendo referencia a un intercambiador de calor ideal de sección transversal cuadrada, unidad de longitud, dividido en una pluralidad de primeros canales y en una pluralidad de segundos canales de igual sección transversal cuadrada y separados entre sí por paredes de separación de grosor nulo, es posible calcular los siguientes valores:

$$A = l * m$$

$$Secc. = l^2$$

$$l = L/n$$

$$m = 2n^2 - 2n$$

$$V = Q / secc. / n^2$$

En donde:

A: área de superficie total de intercambio de calor

m = número de lados limítrofes entre el primer y segundo canal

L = longitud total de un lado del el intercambiador, es decir, de la matriz relacionada de los primero y segundo canales

l = longitud del lado de cada primero y segundo canal

n = número de primero y segundo canales por lado de la matriz Secc. = sección de paso de cada primer y segundo canal

V = velocidad

Q = flujo de fluidos que atraviesa el primer y segundo canales Considerando la figura 7, con las mismas dimensiones y lado exterior se deduce que:

- En el caso de una matriz de 4 canales: L = 200 mm, n=2, l=L/n=100 mm, m=4; Secc.=10000 mm², A=400 mm².

- En el caso de una matriz de 64 canales: L=200 mm, n=8, l=L/n=25 mm, m=112; Secc.=625 mm², A= 2800 mm².

Es evidente que, sin cambiar las dimensiones, el intercambiador de sesenta y cuatro (64) canales tiene un área de

superficie de intercambio siete veces mayor que el de cuatro (4) canales. Es claro que estas consideraciones se hacen sin considerar el grosor de las paredes. Por la misma razón, la suma de las secciones de los dos intercambiadores es igual; se deduce que con el mismo caudal, la velocidad del fluido sigue siendo la misma.

- 5 El quemador industrial, recuperativo es decir "autorrecuperativo", para hornos industriales de acuerdo con la presente invención tiene la ventaja de maximizar el coeficiente de transferencia de calor (NTU) sin cambiar las dimensiones con respecto a los quemadores recuperativos ("autorrecuperativo") del tipo conocido.

- 10 Por ejemplo, se ha observado que es posible alcanzar valores de coeficiente de transferencia de calor (NTU) mayores e iguales a 3.5 con respecto a valores iguales a 1-1.3 típicos de los quemadores autorrecuperativos conocidos con dos cámaras anulares (con aletas sobre las superficies de intercambio de calor) y valores de 3-3.5 típicos de los quemadores autorrecuperativos de haz de tubos conocidos, por lo tanto, para alcanzar valores próximos a aquellos de los quemadores de tipo regenerativo conocidos que tienen valores de NTU mayores o iguales a 4 y que hasta la fecha representan la mejor tecnología en términos de intercambio de calor integrado a
- 15 bordo.

- El quemador industrial recuperativo es decir "autorrecuperativo", para hornos industriales de acuerdo con la presente invención tiene la ventaja de minimizar las pérdidas de presión del recuperador (intercambiador de calor) que lo equipa con respecto a los quemadores recuperativos ("autorrecuperativo") del tipo conocido.
- 20

Ventajosamente, el intercambiador de calor que equipa el quemador recuperativo industrial de acuerdo con la presente invención es parte integrante del quemador en sí mismo.

- 25 El quemador recuperativo industrial de acuerdo con la presente invención o al menos partes del mismo se pueden producir con técnicas de fabricación aditiva (impresión 3D), fundición a presión o eliminación de virutas; en particular, el recuperador que comprende el cuerpo intercambiador completo con el primer y segundo conductos de distribución y partes constitutivas del quemador tales como, en particular, el colector de distribución del fluido calentado y/o el tubo de llama se pueden obtener como una sola pieza en un cuerpo

- 30 Si el quemador y/o el recuperador que lo equipa o partes del mismo se producen con técnicas de fabricación aditiva (impresión 3D) es posible diferenciar el material que constituye el intercambiador de calor, tanto longitudinal como transversalmente con el fin de hacer coincidir el mejor material en términos de intercambio de calor a la temperatura de operación local a la que se utiliza.

- 35 La obtención del quemador y/o del recuperador que lo equipa o partes del mismo con técnicas de fabricación aditiva (impresión 3D) hace posible adicionalmente:

- hacer que las superficies internas al primer y segundo canal con rugosidades tengan tamaño y forma controlados para maximizar el intercambio de calor y la emisividad de la superficie en sí misma;
- 40 - diferenciar la forma de la sección transversal del primer y segundo canal que, por ejemplo, puede ser triangular, cuadrada, trapezoidal, redonda o generalmente poliédrica, también a lo largo de la extensión longitudinal del mismo;
- diferenciar la forma de la sección transversal de los primeros canales con respecto a la de los segundos canales;
- 45 - diferenciar la extensión longitudinal de los primeros canales y de los segundos canales que, por ejemplo, pueden ser rectilíneos, curvos, en espiral, etc.

- El quemador recuperativo industrial de acuerdo con la presente invención se puede utilizar tanto para operación con llama desnuda como para operación con tubo radiante.
- 50

El quemador recuperativo industrial de acuerdo con la presente invención se puede utilizar para precalentar aire comburente, utilizando los humos de combustión generados por la combustión del mismo aire comburente precalentado y combustible como fluido de calentamiento.

- 55 El quemador recuperativo industrial de acuerdo con la presente invención también puede ser utilizado para precalentar el fluido combustible, utilizando los humos de combustión generados por la combustión del fluido combustible precalentado y por el fluido comburente como fluido de calentamiento.

- La forma del quemador, del recuperador y por tanto de la matriz de primeros y segundos canales puede variar en función de la forma y del espacio disponible para alojar el quemador; usualmente dicha forma puede ser redonda, elíptica, rectangular, cuadrada, triangular o una corona circular.
- 60

- La forma de los primero y segundo canales del recuperador (intercambiador de calor) es tal que maximiza la sección de paso de los dos fluidos y reduce al mínimo el grosor de las paredes de separación. El grosor de las paredes tiene una importancia significativa en las etapas de operación transitorias del quemador durante las cuales la inercia térmica de las paredes debe ser mínima; dicha etapa suele ser aquella en la que el quemador funciona en modo
- 65

encendido/apagado y los dos fluidos fluyen a través del intercambiador de forma simultánea e intermitente.

5 El quemador de recuperación industrial para hornos industriales como se concibe en el presente documento es susceptible de muchas modificaciones y variaciones, todas caen dentro de la invención; adicionalmente, todos los detalles son reemplazables por elementos técnicamente equivalentes. En la práctica, los materiales utilizados, así como sus dimensiones, pueden ser de cualquier tipo de acuerdo con los requisitos técnicos.

REIVINDICACIONES

1. Quemador (10) recuperativo industrial para hornos industriales, en el que dicho quemador (10) se configura para ser montado sobre una pared (100) de un horno industrial de tal manera que dicho quemador (10) se extiende al menos parcialmente a través de una abertura (101) formada en dicha pared de dicho horno, dicha pared (100) que delimita una cámara (102) del horno, que comprende:

- un recuperador configurado para calentar un fluido seleccionado entre un fluido combustible y un fluido comburente por medio del calor de los humos de combustión generados por la combustión de dicho fluido combustible y de dicho fluido comburente, en el que dicho recuperador comprende:

- un cuerpo (11) intercambiador para el intercambio de calor entre dicho un fluido que va a ser calentado y dichos humos de combustión, dicho cuerpo (11) intercambiador que se extiende longitudinalmente a lo largo de un eje longitudinal (A-A) entre un primer extremo (11a) y un segundo extremo (11b), que están axialmente opuestos entre sí,

- una matriz que se forma en dicho cuerpo (11) intercambiador y que consiste en una pluralidad de primeros canales (12), que se atraviesan por dicho fluido que va a ser calentado, y de una pluralidad de segundos canales (13), que se atraviesan por dichos humos de combustión, en el que

- dichos primeros canales (12) y dichos segundos canales (13) se extienden a lo largo de la extensión longitudinal de dicho cuerpo intercambiador entre dicho primer extremo (11a) y dicho segundo extremo (11b) del mismo, y se separan uno del otro mediante las paredes (14) de separación, y en los que

- cada pared (14) de separación que separa mutuamente primeros canales adyacentes (12) y segundos canales (13) limita, por un lado, al menos uno de dichos primeros canales (12) y, por el otro lado, al menos uno de dichos segundos canales (13), y

- al menos un conducto (15) de alimentación para alimentar el otro fluido seleccionado de dicho fluido comburente y dicho fluido combustible, en el que dicho conducto (15) de alimentación tiene un extremo (15a) de entrada que se puede asociar con una fuente de dicho otro fluido y un extremo (15b) de salida en comunicación fluida con una cámara de combustión (CC),

caracterizado porque dichos primeros canales (12) y dichos segundos canales (13) se disponen alternativamente entre sí a lo largo de una pluralidad de líneas y a lo largo de una pluralidad de columnas que forman, en planos transversales a dicho eje longitudinal (A-A) una matriz de tablero de ajedrez.

2. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado porque:

- cada uno de dichos primeros canales (12) tiene un extremo (12a) de entrada para la entrada de dicho fluido que va a ser calentado y que está en comunicación fluida con un colector (16) de alimentación de dicho fluido que va a ser calentado y un extremo (12b) de salida para la salida del fluido calentado y que está en comunicación fluida con dicha cámara de combustión (CC),

- cada uno de dichos segundos canales (13) tiene un extremo (13a) de entrada para la entrada de dichos humos de combustión y que está en comunicación fluida con dicha cámara de combustión (CC) y un extremo (13b) de salida para la salida de dichos humos de combustión y que está en comunicación fluida con un colector (17) de escape de dichos humos de combustión.

3. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 2, caracterizado porque dichos primeros canales (12) se extienden más allá del extremo (13a) de entrada y/o el extremo (13b) de salida de dichos segundos canales (13) en respectivos primeros conductos (19) de distribución que finalizan en el extremo (12a) de entrada o en el extremo (12b) de salida de dichos primeros canales.

4. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 2 o 3, caracterizado porque dichos segundos canales (13) se extienden más allá del extremo (12a) de entrada y/o el extremo (12b) de salida de dichos primeros canales (12) en respectivos segundos conductos (20) de distribución que finalizan en el extremo (13a) de entrada o en el extremo (13b) de salida de dichos segundos canales.

5. Quemador (10) de acuerdo con reivindicaciones 3 y 4, caracterizado porque dicho cuerpo (11) intercambiador tiene:

- en dicho primer extremo (11a) del mismo, una primera base (21) que es sustancialmente transversal a dicho eje longitudinal (A-A) y en la que los extremos (12a) de entrada o los extremos (12b) de salida de dichos primeros canales (12) se abren y más allá de los cuales se extienden dichos segundos canales (13) en dichos respectivos segundos conductos (20) de distribución que finalizan en el extremo (13a) de entrada o en el extremo (13b) de salida de dichos segundos canales, o viceversa y

- en dicho segundo extremo (11b) del mismo, una segunda base (22) que es sustancialmente transversal a dicho eje longitudinal (A-A) y en la que los extremos de entrada (13a) o los extremos (13b) de salida de dichos segundos canales (13) se abren y más allá de los cuales se extienden dichos primeros canales (12) en dichos

respectivos primeros conductos (19) de distribución que finalizan en el extremo (12a) de entrada o en el extremo (12b) de salida de dichos primeros canales (12), o viceversa.

6. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 5, caracterizado porque dichos primeros canales (12) y dichos segundos canales (13) se atraviesan respectivamente por dicho fluido que va a ser calentado y por dichos humos de combustión en contracorriente, en el que

- dicho extremo (12a) de entrada de dichos primeros canales (12) y dicho extremo (13b) de salida de dichos segundos canales (13) se forman en dicho primer extremo (11a) de dicho cuerpo (11) intercambiador, dichos segundos canales (13) se extienden al menos un segmento de su longitud en respectivos dichos segundos conductos (20) de distribución que se extienden más allá del extremo (12a) de entrada de dichos primeros canales (12) y que se extienden en dichos extremos (13b) de salida de dichos segundos canales (13),
- dicho extremo (13a) de entrada de dichos segundos canales (13) y dicho extremo (12b) de salida de dichos primeros canales (12) se forman en dicho segundo extremo (11b) de dicho cuerpo (11) intercambiador, dichos primeros canales (12) se extienden al menos un segmento de su longitud en dichos respectivos primeros conductos (19) de distribución que se extienden más allá del extremo (13a) de entrada de dichos segundos canales (13) y que finalizan en dichos extremos (12b) de salida de dichos primeros canales.

7. Quemador (10) de acuerdo con una o más de las reivindicaciones previas, caracterizado porque dicho cuerpo (11) intercambiador comprende una pared (25) lateral exterior, que se delimita lateral y externamente, y una cavidad tubular central, que es coaxial a dicho eje longitudinal (A-A) y que define una pared (26) lateral interior de dicho cuerpo intercambiador, en el que se forma dicha matriz entre dicha pared (25) lateral exterior y dicha pared (26) lateral interior, dicho al menos un conducto (15) de alimentación de dicho otro fluido aloja al menos un segmento de su longitud en dicha cavidad tubular central de dicho cuerpo (11) intercambiador y se dispone sustancialmente coaxial a dicho eje longitudinal (A-A).

8. Quemador (10) de acuerdo con una o más de las reivindicaciones previas, caracterizado porque dicho cuerpo (11) intercambiador se elabora en una pieza en un solo cuerpo.

9. Quemador (10) de acuerdo con una o más de las reivindicaciones 2 a 8, caracterizado porque comprende un colector (18) de distribución de dicho fluido calentado que está en comunicación fluida con los extremos (12b) de salida de dichos primeros canales (12) y con dicha cámara de combustión (CC).

10. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 9, caracterizado porque dicho colector (18) de distribución de dicho fluido calentado comprende un cuerpo (34) tubular coaxial a dicho eje longitudinal (A-A) y que se extiende desde dicho primer extremo (11a) o desde dicho segundo extremo (11b) de dicho cuerpo intercambiador, en el que tiene una primera pared y en el que se abren los extremos (12b) de salida de dichos primeros canales (12), el extremo de dicho cuerpo (34) tubular se opone a dicha primera pared que tiene al menos una abertura (35) central coaxial a dicho eje longitudinal (A-A) y en comunicación fluida con dicha cámara de combustión (CC).

11. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 9 o 10, caracterizado porque comprende un tubo (36) de llama que es coaxial a dicho eje longitudinal (A-A) y que está en comunicación fluida con dicho colector (18) de distribución de dicho fluido calentado, con dicho extremo (15b) de salida de dicho conducto (15) de alimentación de dicho otro fluido y con dicha cámara de combustión (CC).

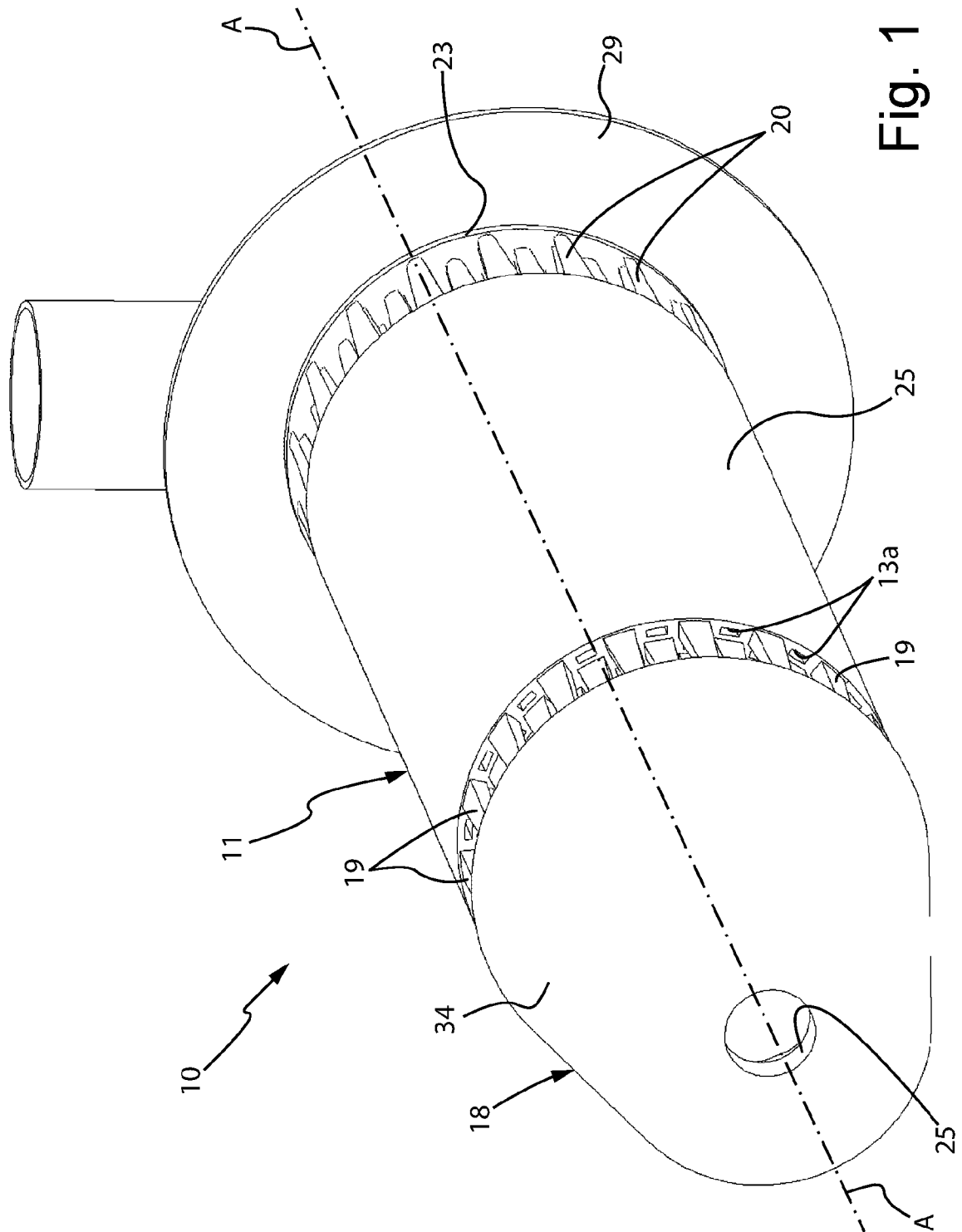
12. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 11, caracterizado porque dicho tubo (36) de llama se aloja en dicho colector (18) de distribución de dicho fluido calentado y tiene abiertos los extremos axialmente opuestos, en el que dicho conducto (15) de alimentación de dicho otro fluido tiene dicho extremo (15b) de salida del mismo dispuesto dentro de dicho tubo (36) de llama, un puerto (37) de paso para el paso a través de éste de al menos una parte de dicho fluido calentado que se define entre dicho tubo (36) de llama y dicho conducto (15) de alimentación.

13. Quemador (10) de acuerdo con la reivindicación 10 y reivindicación 11 o 12, caracterizado porque dicho cuerpo (34) tubular tiene, en dicho extremo del mismo opuesto a dicha primera pared, una pluralidad de aberturas (38) secundarias formadas en posiciones radialmente exteriores con respecto a dicha abertura (35) central.

14. Quemador (10) de acuerdo con una o más de las reivindicaciones 11 a 13, caracterizado porque dicho cuerpo (11) intercambiador, dicho colector (18) de distribución de dicho fluido calentado y dicho tubo (36) de llama se elaboran en una pieza en un solo cuerpo a través de técnicas de producción aditiva.

15. Quemador (10) de acuerdo con una o más de las reivindicaciones previas, caracterizado porque comprende una carcasa (39) tubular que es coaxial a dicho eje longitudinal (A-A) y en la que dicho cuerpo (11) intercambiador aloja al menos un segmento, en el que dicha carcasa (39) tubular tiene un extremo en comunicación fluida con dicha cámara de combustión (CC) y el extremo opuesto cerrado por una pared cruzada por dicho cuerpo intercambiador, un espacio para guiar los humos de combustión en la entrada a dichos segundos canales (13) que se define entre dicha carcasa (39) tubular y dicho cuerpo intercambiador.

16. Quemador (10) de acuerdo con una o más de las reivindicaciones previas, caracterizado porque, en cualquier tronco axial del cuerpo (11) intercambiador, la potencia térmica neta intercambiada entre cada primer canal (12) y cada segundo canal (13) es, en valor absoluto, la misma.



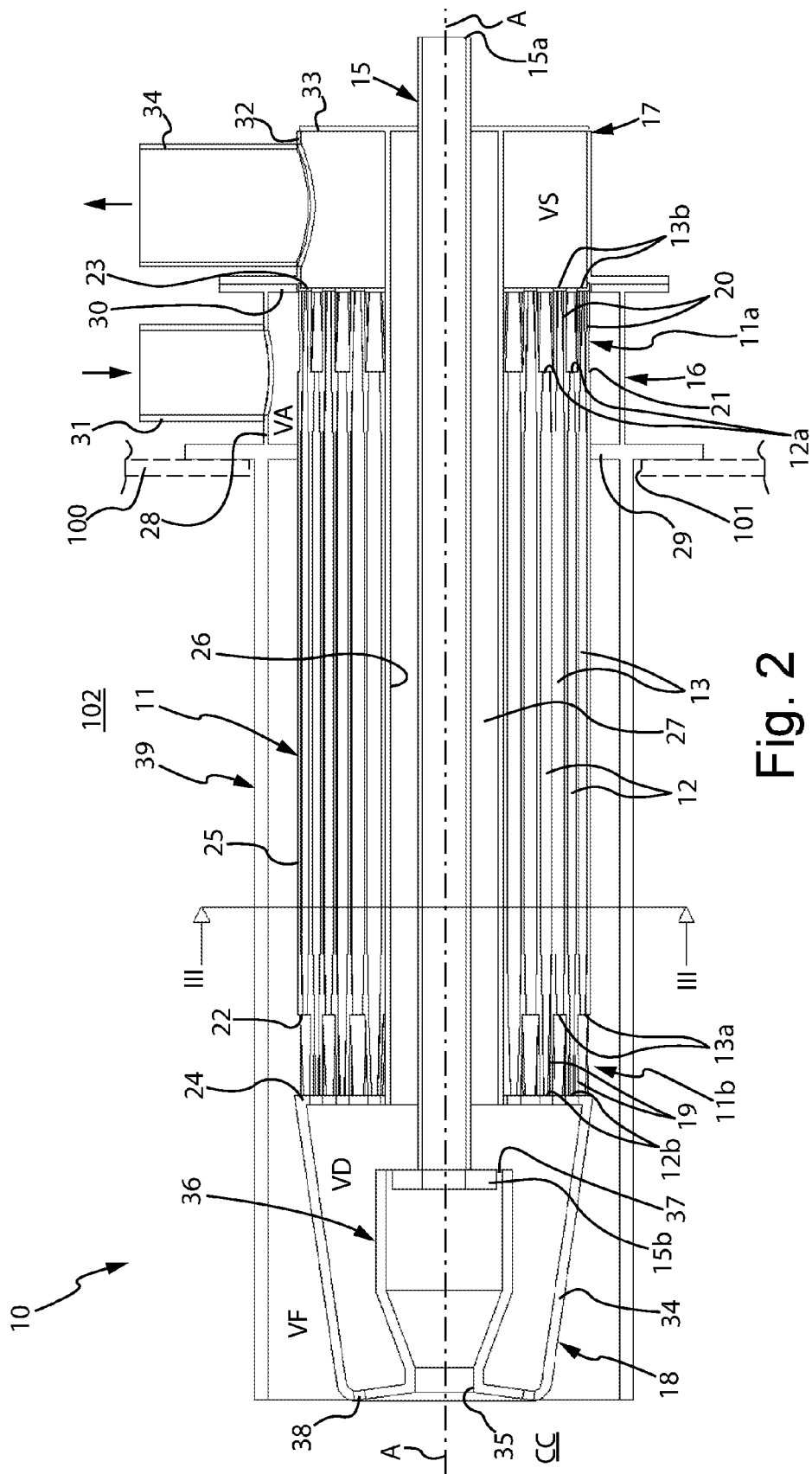


Fig. 2

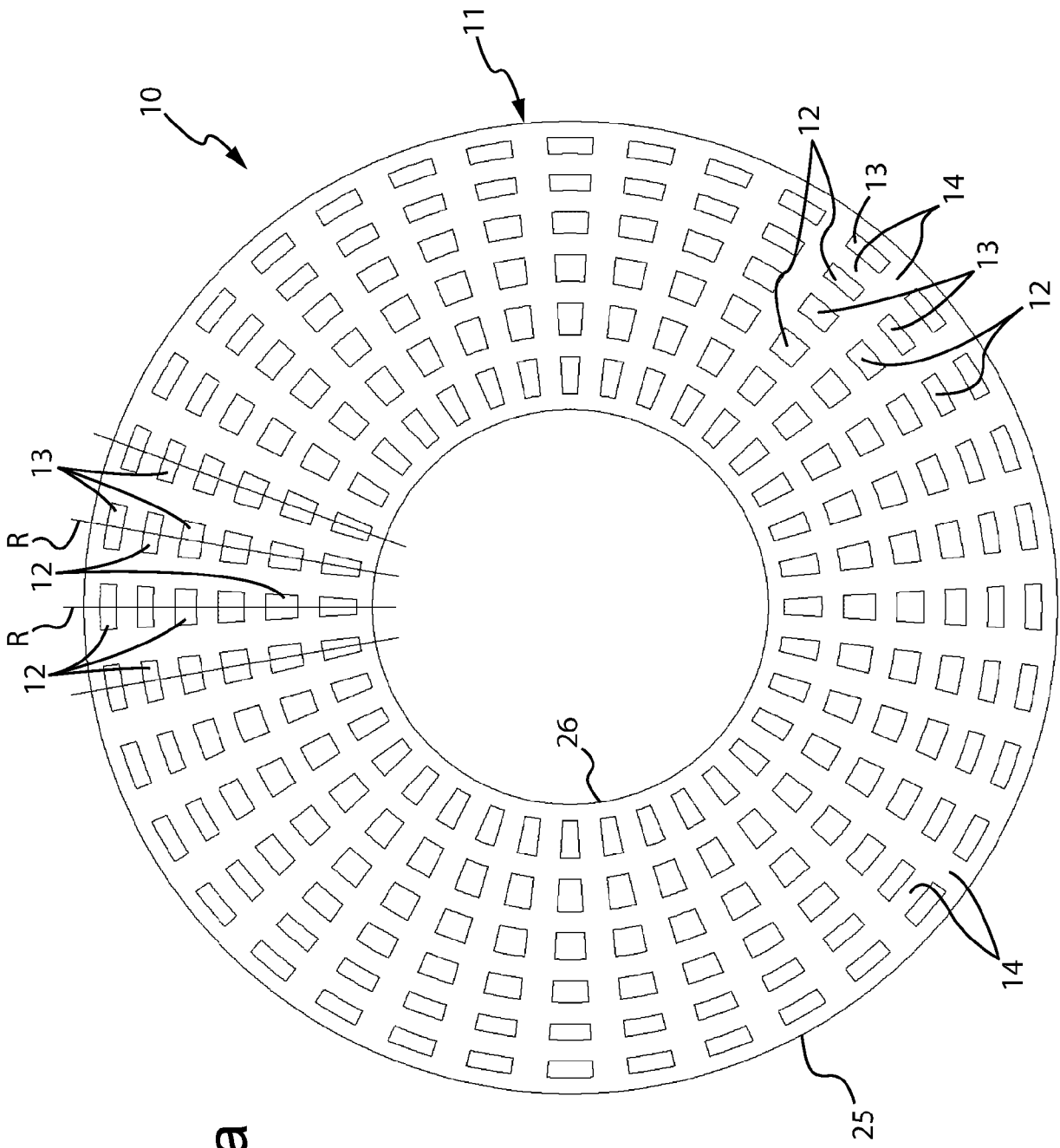


Fig. 3a

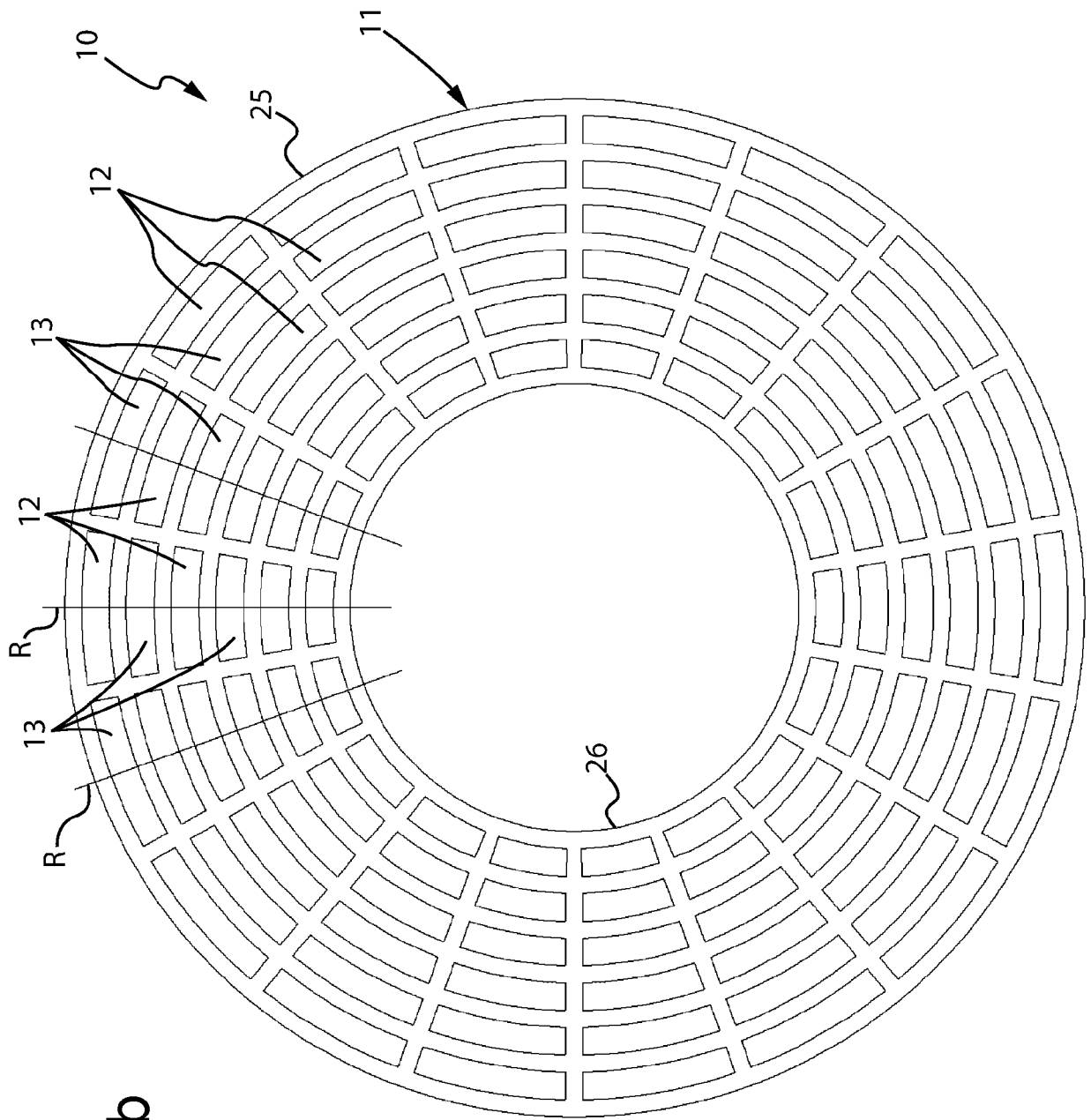
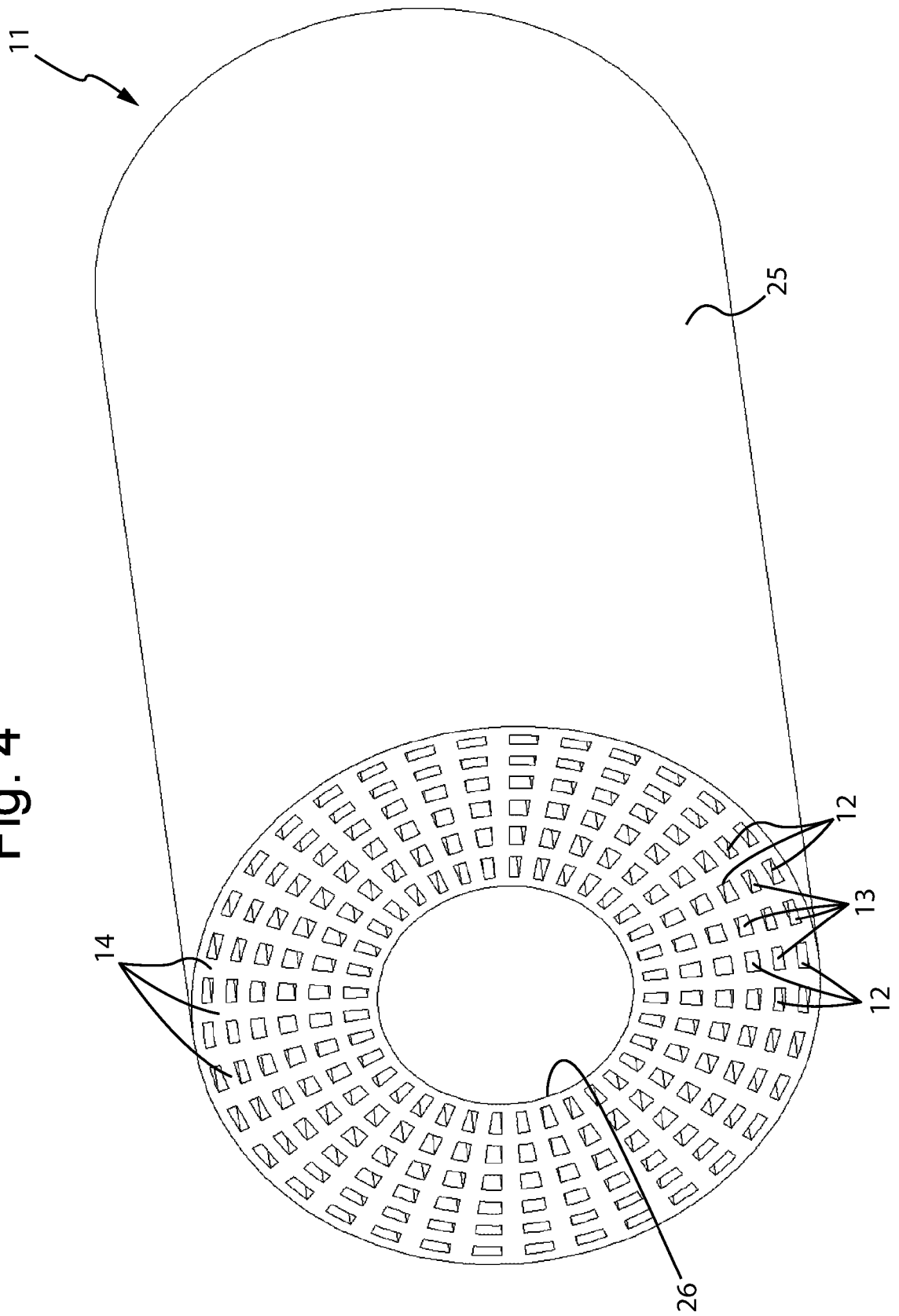


Fig. 3b

Fig. 4



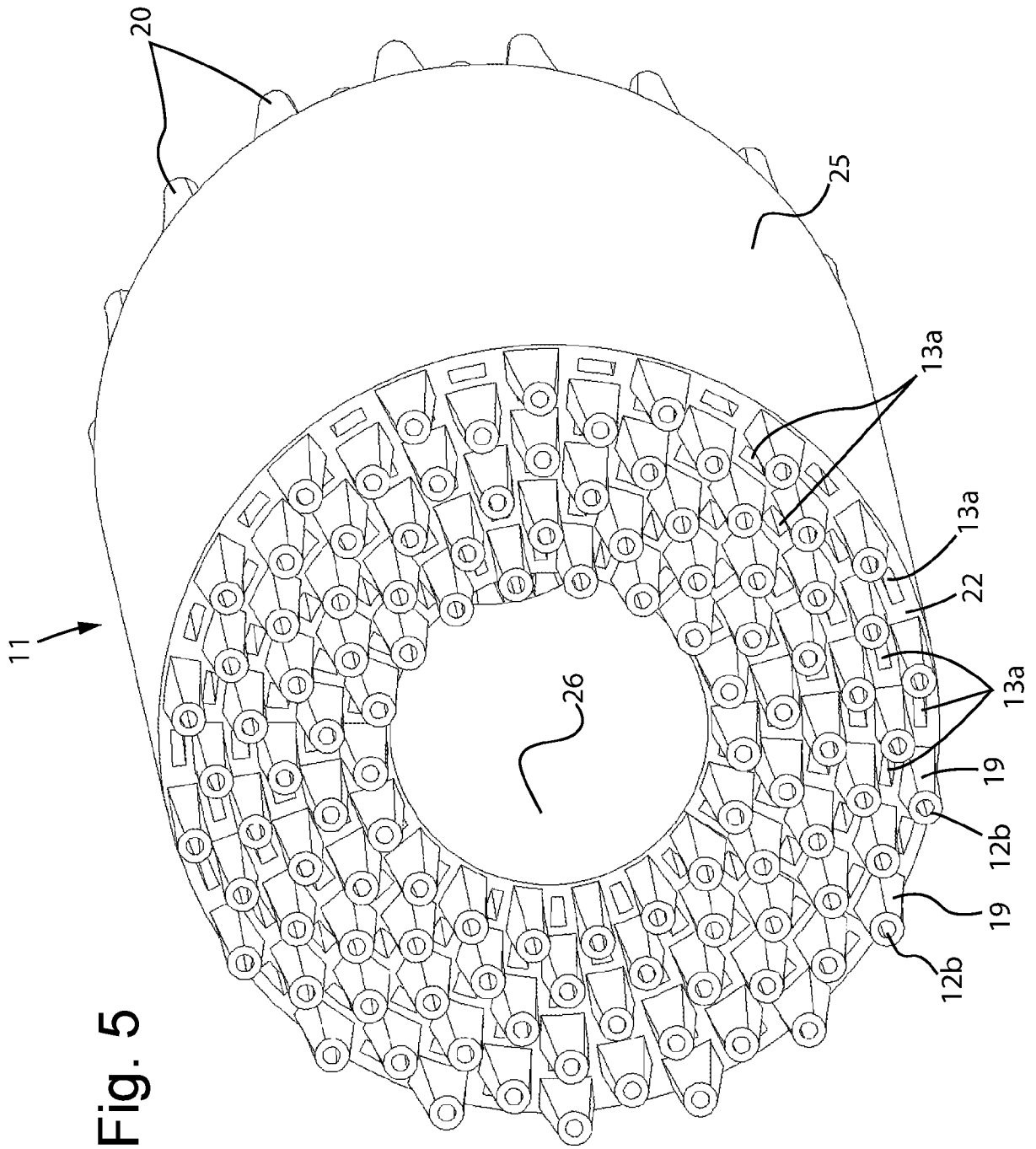
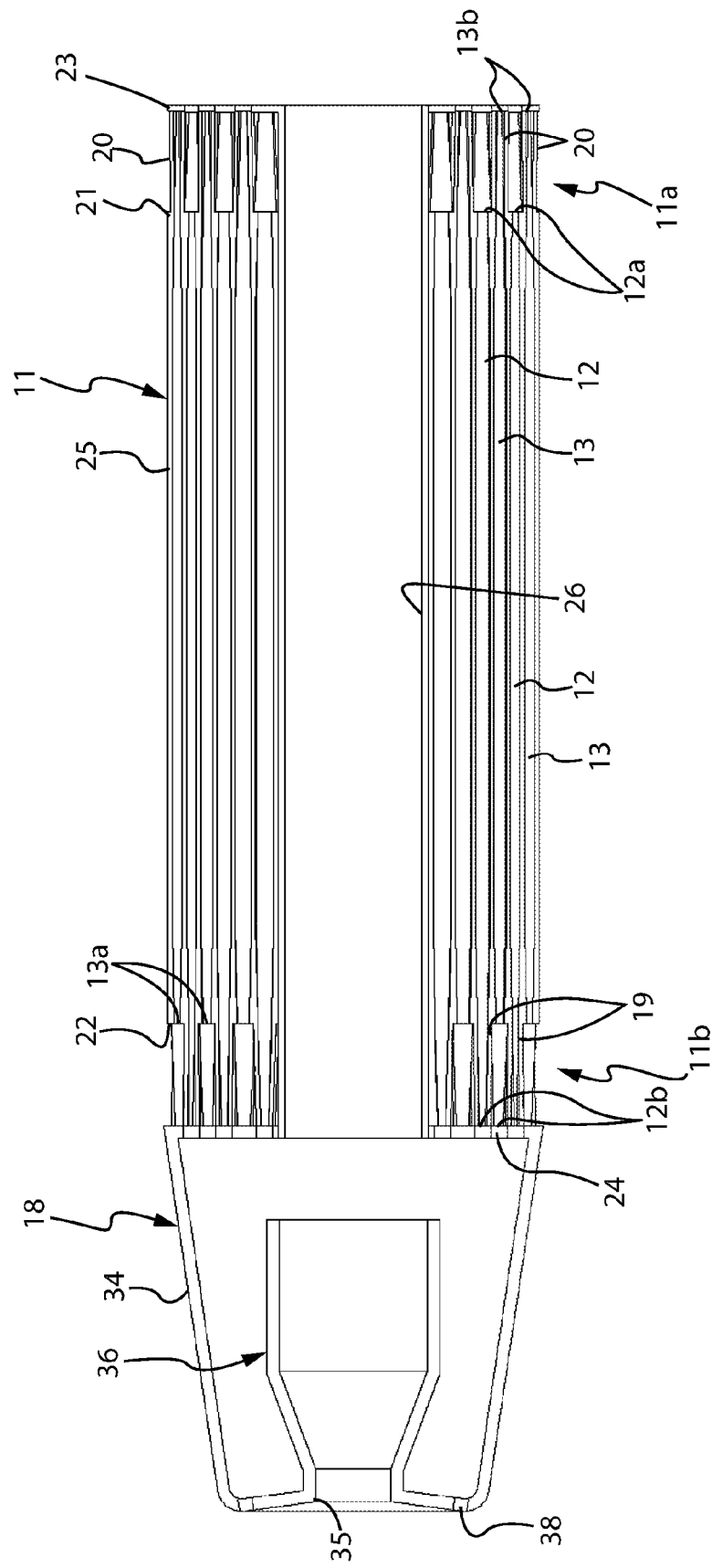


Fig. 5

Fig. 6



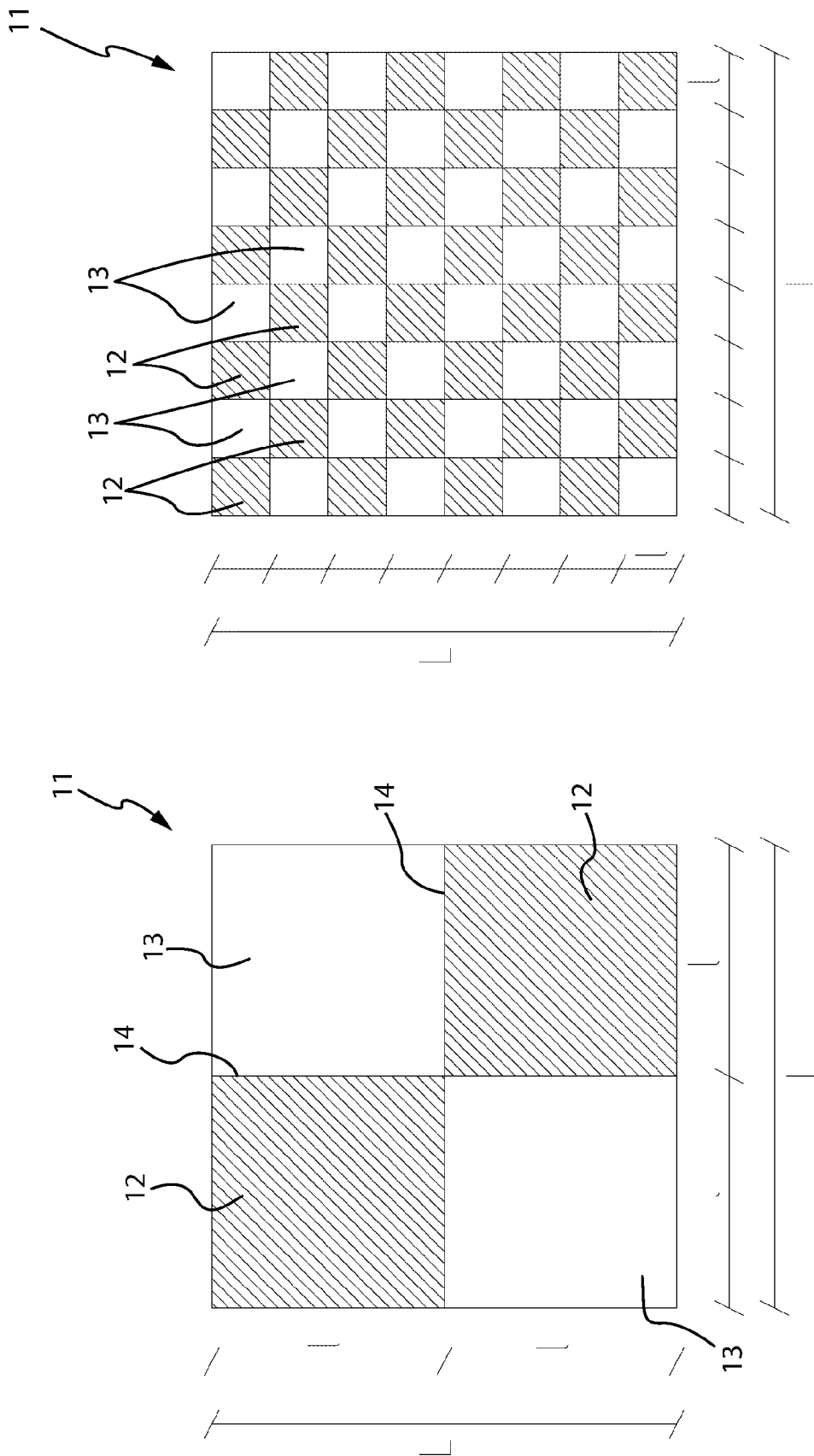


Fig. 7

	Unidad de recuperación centralizada	Unidad de recuperación a bordo del quemador	Regenerador a bordo del quemador
Temperatura de precalentamiento de fluido/temperatura de entrada de humo	Max 80-81	Max 74-75	Max 90
Eficiencia	Max 86-87	Max 85-86	Max 90-91
Límite de potencia	ninguno	500-600	Ninguno
Control de sistema	ninguno	Ninguno	Válvulas de inversión
	%		
	%		
	KW		
	/		

Fig. 8

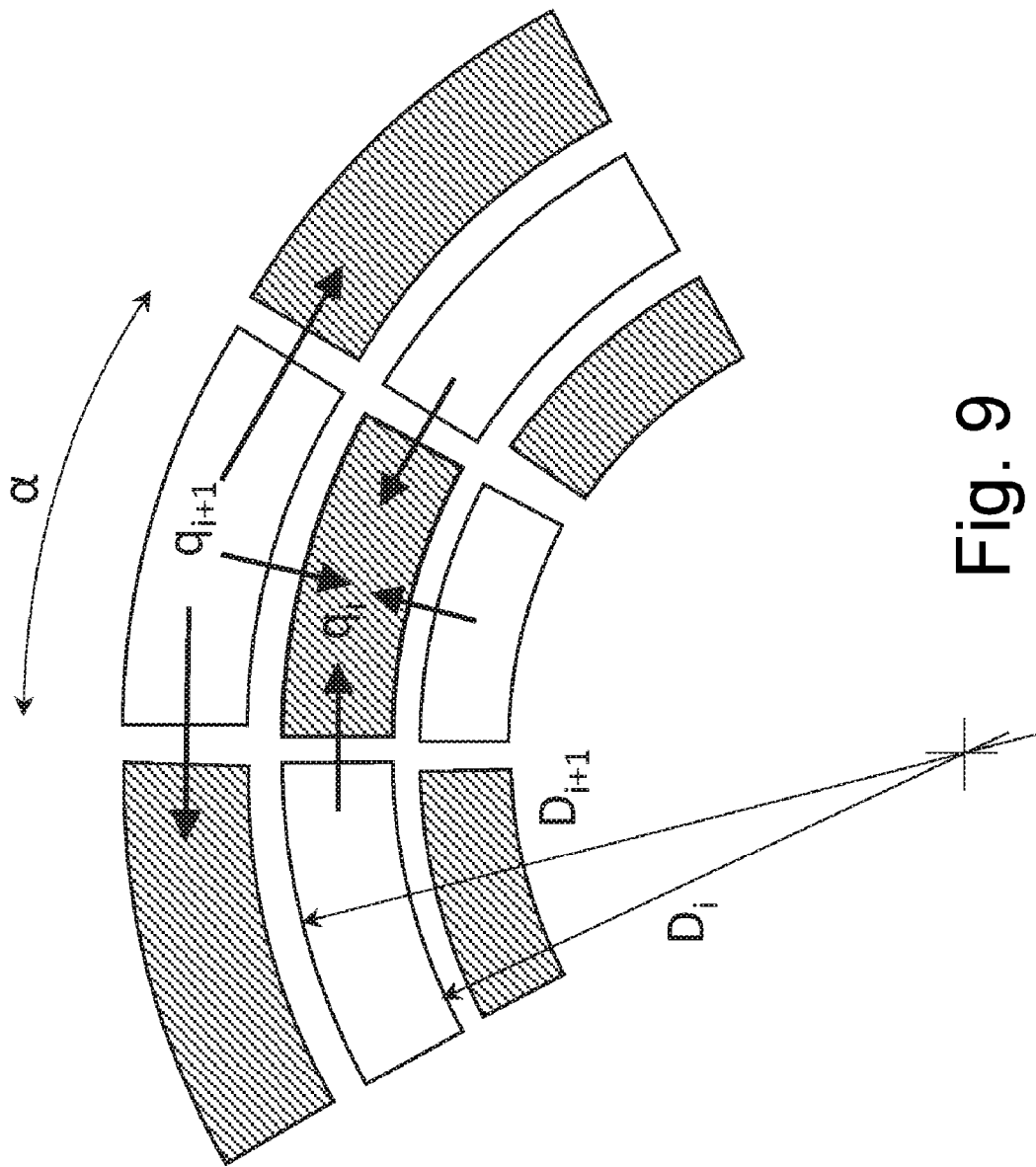


Fig. 9