

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 672 699**

51 Int. Cl.:

<b>F28F 9/02</b>	(2006.01)
<b>F28F 19/00</b>	(2006.01)
<b>F28F 9/16</b>	(2006.01)
<b>F28D 7/16</b>	(2006.01)
<b>F02C 7/141</b>	(2006.01)
<b>F28D 21/00</b>	(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.11.2014** E **14003968 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **11.04.2018** EP **2881692**

54 Título: **Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, central de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor, así como procedimiento para refrigerar aire de refrigeración**

30 Prioridad:

**09.12.2013 EP 13005713**

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

**15.06.2018**

73 Titular/es:

**BALCKE-DÜRR GMBH (100.0%)**  
**Theodorstrasse 180**  
**40472 Düsseldorf, DE**

72 Inventor/es:

**TELGEN, THOMAS;**  
**STAGGENBORG, TIM;**  
**BLOSSEY, JENS;**  
**BAND, DIRK;**  
**FIorenzano DE ALBUQUERQUE, RICARDO;**  
**IVANOV, IGOR y**  
**HEGNER, WOLFGANG**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

ES 2 672 699 T3

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

## DESCRIPCIÓN

Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, central de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor, así como procedimiento para refrigerar aire de refrigeración

5 La invención se refiere a un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, una central de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor, así como a un procedimiento para refrigerar aire de refrigeración con un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con las reivindicaciones independientes.

10 Los intercambiadores de calor en sí son conocidos y sirven para intercambiar calor entre un medio que desprende calor, que se debe enfriar (en el presente caso, denominado fluido primario) y un medio que absorbe calor, que se debe calentar (en el presente caso, denominado fluido secundario o también "fluido de refrigeración"), estando  
15 ambos medios separados espacialmente uno de otro en el caso de los intercambiadores de calor relevantes en el presente caso y, especialmente, no mezclándose. Tales intercambiadores de calor se emplean en diversas aplicaciones industriales, por ejemplo en un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas para la refrigeración de aire de refrigeración para una turbina de gas, especialmente de una central de turbinas de gas o de una central de turbinas de gas y de vapor para refrigerar aire calentado, en este caso, por compresión (fluido primario) y mejorar con ello un efecto refrigerante en la turbina de gas. Otra aplicación son los refrigeradores de gas de proceso en la industria química, por ejemplo, refrigeradores de gas de síntesis en centrales de amoníaco. Junto con el aire de refrigeración que se debe refrigerar, que se sitúa, no pocas veces, en el lado de entrada respecto al refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, en intervalos de temperatura de más de 400°C y parcialmente, incluso, de más de 450°C, en el caso del fluido secundario se trata frecuentemente de agua.

20 Los intercambiadores de calor empleados en este caso pueden clasificarse en distintos grupos desde un punto de vista constructivo. Un grupo son los denominados intercambiadores de calor de coraza y tubos, cuya estructura básica principal también se conoce ya por el estado de la técnica. Los intercambiadores de calor de coraza y tubos se caracterizan porque comprenden al mismo tiempo un gran número de tubos, conducidos de forma típica unos al lado de otros, en los que, según el caso de aplicación, el fluido primario (por ejemplo, aire) fluye en la dirección de corriente. Al mismo tiempo el fluido secundario fluye rodeando el lado exterior de los tubos, de forma que se puede  
25 efectuar un intercambio de calor entre ambos fluidos.

Intercambiadores de calor de coraza y tubos de este tipo comprenden frecuentemente, además, un recipiente a presión, especialmente, por ejemplo, en forma de cilindro hueco. El recipiente a presión presenta, por ejemplo, un revestimiento exterior en esencia con forma de cilindro hueco que está delimitado respecto a sus lados frontales con una placa tubular de entrada y una placa tubular de salida que pueden estar soldadas, especialmente con un revestimiento exterior. Una placa tubular es habitualmente un componente a modo de placa que aloja los tubos del haz de tubos. La placa tubular de entrada indica la placa tubular que es atravesada por el fluido primario al entrar este, por el lado de tubo, en el recipiente a presión. La placa tubular de salida indica la placa tubular ubicada corriente abajo en relación con la dirección de corriente del fluido primario, placa de tubo que es atravesada por el fluido primario al salir este del recipiente a presión. El revestimiento exterior, la placa tubular de entrada y la de salida rodean así conjuntamente un espacio interior del recipiente a presión. El espacio interior es atravesado por los tubos del haz de tubos. Los tubos están alojados, con sus secciones finales o iniciales, así, respectivamente, en huecos de las placas tubulares. Si los tubos están configurados de forma que se extienden longitudinalmente en línea recta, de forma que, típicamente, el eje longitudinal del recipiente a presión se extiende paralelamente respecto al eje longitudinal de los tubos, existe un intercambiador de calor de coraza y tubos con configuración de tubos rectos. Característica de este tipo de intercambiadores de calor de coraza y tubos es especialmente la conducción completamente rectilínea de los tubos individuales a través del recipiente a presión. Estos no están doblados, así, por ejemplo, con forma de U. Correspondientemente la placa tubular de entrada y la placa tubular de salida configuradas separadas una de otra se encuentran opuestas una a otra. Durante el funcionamiento del intercambiador de calor de coraza y tubos, el fluido secundario (especialmente, agua de refrigeración) fluye a través del cilindro hueco o del recipiente a presión en el lado exterior de los tubos y el fluido primario (especialmente, aire) fluye dentro de los tubos a través del recipiente a presión. A este respecto, el fluido más caliente de los dos se enfría, mientras que el fluido más frío se calienta mediante del intercambio de calor. Para la evacuación del calor desde, por ejemplo, aire para la refrigeración de una turbina de gas, así, de forma típica, los tubos dentro del recipiente a presión son irrigados con agua por el lado de revestimiento, es decir, en el lado exterior de los tubos. Esto puede tener lugar sin cambio de fases. A este respecto, sin embargo, frecuentemente el agua se evapora y con ello aumenta la absorción de energía por la elevada entalpía de evaporación. El flujo de masa en el lado de revestimiento se mantiene, así, bajo. El vapor generado puede evacuarse a una caldera de calentamiento o emplearse también como vapor de proceso. El recipiente a presión puede presentar también así, de forma complementaria, junto a la entrada de fluido de refrigeración, de forma complementaria o como alternativa a la salida de fluido de refrigeración (salida para fluido de refrigeración en estado líquido), una salida de vapor (salida para fluido de refrigeración evaporado), especialmente cuando el fluido de refrigeración es agua. El fluido primario es suministrado a los tubos, habitualmente, por de una cámara de aire con una tubuladura de entrada de aire por medio de la placa tubular de entrada. Hacia la cámara de aire está abierto un gran número de tubos, y especialmente todos los tubos, del intercambiador de calor de coraza y tubos. Después de que el aire que se debe enfriar haya atravesado los tubos del intercambiador de calor de coraza y tubos, este sale por medio de la placa tubular de salida hacia una cámara ubicada corriente abajo desde los tubos individuales, se acumula en esta y a continuación se  
50  
55  
60

evacúa por medio de una tubuladura de salida de aire. Tales intercambiadores de calor de coraza y tubos genéricos se conocen, por ejemplo, por los documentos de patente EP 11995543 A1, US 2005/040023 A1, EP 1065467 A2, DE 19548688 A1, DE 3022480 A1, WO 2009/066260 A1, US 3707186 A, US 4897908 A y JP H08-291996 A.

5 En el caso de los intercambiadores de calor conocidos por el estado de la técnica es problemático que en las placas tubulares, en las que los tubos o sus secciones finales o iniciales están habitualmente laminados fijamente, se  
 10 originen elevadas tensiones térmicas durante el funcionamiento. Especialmente por el hecho de que las placas tubulares están fijadas habitualmente al revestimiento del cilindro hueco y en muchas aplicaciones, por ejemplo, en calentadores de agua, con cogeneración, etc., se produce un gradiente de temperatura elevado entre el lado frío y el  
 15 lado caliente del intercambiador de calor, las placas tubulares, especialmente en el lado de temperatura elevada o en lados de la placa tubular de entrada y, con ello, el lado de suministro del fluido primario a los tubos rectos son sometidos a grandes esfuerzos por elevadas tensiones térmicas. A este respecto es especialmente problemática una distribución irregular de calor en la dirección radial de la placa tubular de entrada entre los tubos y la placa  
 20 tubular. En consecuencia el material de la placa tubular se puede deteriorar y el intercambiador de calor de coraza y tubos pierde entonces su capacidad de funcionamiento. Además, en la construcción de un intercambiador de calor de coraza y tubos genérico, especialmente para el empleo en un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, se debe tener en cuenta que, a causa de los exigentes requisitos de higiene en la turbina, para el lado de tubo, es decir, el lado interior de los tubos, son imprescindibles materiales inoxidables. Sin embargo, al mismo  
 25 tiempo, se debe tener suficientemente en cuenta la elevada carga térmica por el fluido primario que se debe refrigerar, que, especialmente durante la refrigeración de aire de refrigeración en un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, puede presentar una temperatura de, parcialmente, más de 450°C. Correspondientemente la zona de entrada hacia la placa tubular de entrada, así como los tubos en esta zona deberían presentar una resistencia térmica de aproximadamente 500°C hasta 550°C. El recipiente a presión está  
 30 realizado habitualmente, por motivos económicos, de un acero sin alear para recipientes a presión, como están indicados más en detalle especialmente en la familia de normas DIN [*Deutsches Institut für Normung*] (Instituto Alemán de Normalización) EN [*Europäische Norm*] (Norma europea) 10028. Durante el funcionamiento el aire de refrigeración que se debe refrigerar calienta considerablemente los componentes en la zona de entrada del intercambiador de calor de coraza y tubos, como, por ejemplo, la cámara alojada antes de la placa tubular de  
 35 entrada, así como la propia placa tubular de entrada, en relación con el revestimiento del recipiente a presión. En este punto se pueden producir diferencias de temperatura de hasta 200 K. Estas dan como resultado tensiones y deformaciones proporcionalmente elevadas. Por lo tanto, especialmente para aparatos de tubos rectos con temperaturas marcadamente diferentes en lado de tubo y de revestimiento y/o combinaciones de materiales con tubos austeníticos de intercambiador de calor y un revestimiento ferrítico con coeficientes de dilatación que difieren  
 40 unos de otros, es necesario el empleo de un denominado compensador de revestimiento para compensar las modificaciones de longitud condicionadas por la temperatura. Tal compensador de revestimiento, comparativamente, requiere muchos costes y mantenimiento y es, por lo tanto, desventajoso. Entre otras cosas el compensador de revestimiento es frecuentemente, a causa de las juntas de soldadura presentes en él y de sus partes móviles, un punto débil adicional y desencadenante de fugas. Además, las fuerzas de fricción que se deben determinar con  
 45 dificultad desde los asientos de cojinete libre, así como las fuerzas de tuberías, no pueden ser transmitidas por el revestimiento, sino solo por los tubos de intercambiador de calor. La unión entre tubo y placa de tubo está, a este respecto, fuertemente cargada. Además, los clientes ponen frecuentemente la condición de proporcionar una instalación, por ejemplo, un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, exento de compensadores de revestimiento de este tipo.

En medios que contienen cloruro en el lado de revestimiento, además, algunos materiales de tubo tienden a la denominada corrosión por tensofisuración (SCC). Este fenómeno se produce especialmente en la unión de los tubos  
 45 respecto a la placa tubular, ya que en la fisura se pueden acumular cloruros. Las tensiones necesarias son resultado de dilataciones y deformaciones térmicas del aparato. La SCC puede dar como resultado daños en muy poco tiempo, en cuestión de días. El material austenítico de tubo empleado habitualmente, que se emplea frecuentemente para los tubos rectos en intercambiadores de calor de tubos rectos genéricos (especialmente, 1.4301 o 1.4306 de acuerdo con la norma DIN EN 10088-1:2005 o TP304 o TP304L de acuerdo con la ASTM [*American Society for  
 50 Testing and Materials*] (Asociación Estadounidense para el Ensayo y los Materiales) o la ASME [*American Society of Mechanical Engineers*] (Asociación Estadounidense de Ingerieros Mecánicos)), no presenta habitualmente, sin embargo, una buena resistencia a la SCC. En el espacio de revestimiento el agua se evapora, por lo que simultáneamente se concentran cloruros en esa zona de forma indeseada. En la fisura entre tubo y placa tubular se alojan así los correspondientes cloruros. La avería de un refrigerador de aire de refrigeración puede, a este respecto,  
 55 dejar completamente fuera de servicio toda una central de gas hasta su reparación.

Por lo tanto, el objetivo de la presente invención es facilitar una posibilidad para la configuración de un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas con un intercambiador de calor de coraza y tubos mediante la cual se  
 60 puedan evitar o al menos reducir considerablemente elevadas tensiones térmicas en la placa tubular, de forma que ya no sea necesario un compensador de revestimiento. Al mismo tiempo se debería evitar o al menos retrasar la aparición de la SCC.

Este objetivo se resuelve mediante un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas con un intercambiador de calor de coraza y tubos en la configuración de tubos rectos, así como mediante un procedimiento para refrigerar aire de refrigeración con tal refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con

las reivindicaciones independientes. Formas de realización ventajosas están indicadas en las reivindicaciones dependientes respectivas.

Una idea básica fundamental de la invención consiste ahora en que los tubos rectos del intercambiador de calor de coraza y tubos consten de un acero inoxidable ferrítico, mientras que el revestimiento exterior del recipiente a presión consta de un acero no aleado. Los aceros inoxidables ferríticos presentan, entre otras, la ventaja de que son considerablemente más resistentes a la SCC. Siempre que en lo sucesivo se haga referencia a denominaciones de acero y características determinadas de los aceros empleados, el empleo de estas denominaciones se ajustará primeramente a las definiciones y los conceptos documentados en las normas DIN EN 10088-1:2005, DIN EN 10020:2000, DIN EN 10027-1:2005 y DIN EN 10027-2:1992. Dentro de los "aceros inoxidables" se engloban así tipos de acero con un porcentaje de masa de cromo de al menos un 10,5% y como máximo un 1,2% de carbono. Complementariamente, a continuación se hace referencia, además, a denominaciones de aceros establecidas de acuerdo con normas ASME. ASME significa *American Society of Mechanical Engineers* (Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos). Del grupo de nivel superior de aceros inoxidables ferríticos conocidos, han resultado especialmente preferidos, a este respecto, especialmente los siguientes aceros: 1.4509 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4510 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4511 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4512 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4513 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4520 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4521 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4607 (prEN 10088-2011), TP409 (ASME), TP439 (ASME) y TP444 (ASME), siendo muy especialmente preferido en este caso el acero con la denominación de material 1.4510. Otra ventaja fundamental de estos aceros inoxidables ferríticos estriba en que presentan un coeficiente de dilatación térmica [ $K^{-1}$ ] que es inferior al coeficiente de dilatación térmica [ $K^{-1}$ ] del revestimiento de recipiente a presión, que consta preferentemente de un acero no aleado. Los "aceros no aleados" o "aceros sin alear" están definidos y establecidos en la norma DIN EN 10020:2000, en el punto 3.2.1. Con ello, esta definición se aplica en el marco de la presente divulgación. Tipos de acero especialmente preferidos para la fabricación del revestimiento exterior del recipiente a presión son especialmente P355NH (DIN EN 10028-3), 15NiCuMoNb5-6-4 (DIN EN 10028-2), 20MnMoNi4-5 (DIN EN 10028-2), 13CrMo4-5 (DIN EN 10028-2), 10CrMo9-10 (DIN EN 10028-2), SA-516-Gr.71 (ASME), SA-302-Gr. B (ASME) o SA-533-Gr. B (ASME). Esta combinación de materiales determinada de aceros "inoxidables ferríticos" para los tubos rectos y "aceros no aleados" para el revestimiento de recipiente a presión presenta la ventaja de que las dilataciones de longitud condicionadas por la temperatura se compensan convenientemente durante el funcionamiento. Por todo ello, con un diseño y una elección de materiales de este tipo se puede prescindir incluso completamente de un compensador de revestimiento.

En este contexto es importante, no obstante, que los materiales de tubo ferríticos se puedan emplear habitualmente solo con temperaturas de hasta 430°C. La temperatura del fluido primario que entra en los tubos en la zona de la placa tubular de entrada es, sin embargo, superior en un gran número de situaciones de empleo y, correspondientemente, en las especificaciones para el cliente exigidas respecto a la tolerancia térmica del intercambiador de calor de coraza y tubos del refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la invención, se exigen frecuentemente temperaturas posibles de entrada más elevadas del fluido primario. Esto se aplica, por ejemplo, a aire de refrigeración que se debe refrigerar en un circuito de aire de refrigeración para una turbina de gas. El aire (fluido primario) que se debe refrigerar conducido en este caso hacia el refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas presenta frecuentemente, en la zona de la placa tubular de entrada, una temperatura de entrada de más de 470°C. Habitualmente todo el lado de tubo (tubos, placas tubulares, cámaras) se diseña hasta la máxima temperatura de funcionamiento posible (temperatura autorizada). Como, no obstante, los tubos rectos, de acuerdo con la invención, de acero inoxidable ferrítico ya no están permitidos en este intervalo de temperaturas, con ello solo es posible su empleo cuando la temperatura autorizada de los tubos desciende. De acuerdo con conjuntos de regulaciones internacionales, como, por ejemplo, en la norma EN 13445 y la ASME Div. 8 Sec. 1&2, un descenso de la temperatura autorizada del tubo solo es posible cuando está garantizada una refrigeración ininterrumpida del tubo durante el funcionamiento. Esto no es problemático para las partes de los tubos rectos que se sitúan en el interior del recipiente a presión, ya que estas están irrigadas constantemente con medio refrigerante, preferentemente, agua. Especialmente para el caso en el que el fluido que se debe enfriar sea aire calentado y el fluido de refrigeración, agua, la temperatura de pared de tubo se sitúa, a causa de las proporciones de las transmisiones térmicas, cerca de la temperatura del medio líquido. Con ello, en este caso solo debe estar garantizado, en cuanto a la tecnología de sistema, que los tubos estén siempre cubiertos por agua por el lado de revestimiento durante el funcionamiento. Para ello se puede recurrir, por ejemplo, a sistemas conocidos de sensor y control. En este contexto son críticas las partes de los tubos rectos que no están en contacto directo con el fluido de refrigeración (fluido secundario). Esto se refiere especialmente a las partes de los tubos rectos que se sitúan en la placa tubular de entrada. Estas ya no son irrigadas por fuera con medio refrigerante. De acuerdo con la invención, por lo tanto, para la solución de este objetivo está previsto también que, adicionalmente a la elección de materiales precedente, especialmente en cuanto a los tubos rectos, en al menos un tubo recto, y especialmente en todos los tubos rectos, del intercambiador de calor de coraza y tubos del número de tubos rectos de acero inoxidable ferrítico, esté dispuesto respectivamente un dispositivo de aislamiento térmico a la altura de la placa tubular de entrada. De este modo es posible refrigerar, también con los aceros "inoxidables ferríticos" empleados de acuerdo con la invención, especialmente temperaturas de fluido de más de 470°C hasta, preferentemente, como máximo, 500°C con el intercambiador de calor de coraza y tubos de acuerdo con la invención, aunque la carga térmica máxima de los tubos rectos que constan de acero "inoxidable ferrítico" sea en un caso normal solo de hasta 430°C como máximo. Así, otro aspecto de la invención estriba ahora, desde el punto de vista constructivo, en que, a la vez que la combinación de materiales precedente, en al menos un tubo recto y muy especialmente en todos los tubos rectos

del número de tubos rectos de acero inoxidable ferrítico del intercambiador de calor de coraza y tubos, esté dispuesto respectivamente un dispositivo de aislamiento térmico al menos a la altura de la placa tubular de entrada. El objetivo principal del dispositivo de aislamiento térmico estriba en reducir la transmisión térmica desde el fluido primario que se debe enfriar en la zona de entrada especialmente también a los tubos rectos. Con ello, también las zonas del tubo recto alrededor de las cuales no fluye directamente fluido de refrigeración son protegidas de una carga térmica indeseadamente elevada. El dispositivo de aislamiento está así configurado, de acuerdo con la invención, de forma que aísla térmicamente hacia fuera en dirección radial los tubos rectos en la zona de la placa tubular de entrada, es decir, especialmente en aquellas secciones en las que la placa tubular de entrada se sitúa en la dirección radial del eje longitudinal del tubo recto respectivo junto al tubo recto, y con ello reduce en gran medida en esta zona la transmisión térmica radial entre el fluido primario que entra en los tubos rectos y el tubo y, así, también entre el tubo y la placa tubular. Así es fundamental que el dispositivo de aislamiento térmico proteja térmicamente el lado interior del tubo recto al menos en la zona de la placa tubular de entrada respecto al fluido primario que entra. Correspondientemente el dispositivo de aislamiento térmico está dispuesto especialmente, también en esta zona, dentro del tubo recto e impide, con ello, especialmente completamente, un contacto físico directo entre el fluido que se debe refrigerar que entra y la pared interior del tubo recto. Con ello no solo los tubos son protegidos de un sobrecalentamiento por el fluido primario que se debe enfriar que entra en los tubos rectos, sino que también la distribución de temperatura dentro de la placa tubular resulta considerablemente más homogénea y en el nivel medio de temperatura total, más baja.

La configuración estructural y constructiva concreta del dispositivo de aislamiento térmico puede variar siempre que los efectos mencionados anteriormente, especialmente el efecto de aislamiento térmico entre el fluido primario que entra en los tubos rectos y el tubo recto en sí, estén asegurados por el dispositivo de aislamiento térmico al menos en la zona a la altura de la placa tubular de entrada respecto a la descarga térmica del tubo recto en la zona alojada en la placa tubular de entrada. Ha resultado especialmente ventajosa la configuración del dispositivo de aislamiento térmico que comprende un manguito que está dispuesto al menos en la zona a la altura de la placa tubular de entrada y está introducido en el tubo recto desde el lado de entrada del fluido primario. El manguito dispuesto, de acuerdo con la invención, en al menos un tubo recto, y, preferentemente, en todos los tubos rectos, constituye o propiamente un aislante térmico que tiene su efecto en dirección radial o un soporte para un aislante en esta zona para así impedir o al menos reducir considerablemente una transmisión térmica radial entre el fluido que entra en los tubos y los tubos, y sucesivamente entre los tubos y la placa tubular. De esta manera se evitan o al menos se reducen considerablemente tensiones térmicas en la placa tubular eficazmente y de forma sencilla, de forma que no se producen deterioros en la placa tubular de entrada y el intercambiador de calor de coraza y tubos conserva su plena funcionalidad especialmente también cuando la diferencia de temperatura entre el fluido primario y el fluido secundario, especialmente en la zona de entrada de la placa tubular, resulta proporcionalmente drástica (por ejemplo, superior a 200 K). La disposición del manguito se efectúa así de forma que este se introduce dentro del al menos un tubo recto, al menos en aquella sección del tubo recto que tiene su recorrido por la placa tubular, pudiendo sobresalir el manguito lógicamente en dirección hacia uno o los dos lados de la placa tubular de entrada dentro del tubo también por la zona de la placa tubular en la dirección longitudinal del tubo. En esta zona el fluido conducido en los tubos no fluye así directamente a lo largo de la pared interior de tubo, sino a través del manguito dispuesto en el interior del tubo y/o a través del aislante sostenido por el manguito. El fluido es conducido en esta zona, así, hacia la pared interior de tubo por el manguito y/o por el aislante sostenido por el manguito separado en dirección radial, de forma que una transmisión térmica en dirección radial desde el interior del tubo hacia la placa tubular se reduce o incluso se impide en esencia. Con ello la carga térmica de la placa tubular se reduce eficazmente y de forma comparativamente sencilla desde el punto de vista constructivo. Además la invención sirve de forma sobresaliente para el reequipamiento de sistemas existentes, debiendo proporcionarse los manguitos correspondientemente de forma que, partiendo de los extremos de tubo respectivos, puedan insertarse hasta la altura de la placa tubular en esta y fijarse a continuación. La dirección radial se refiere, a este respecto, a la dirección transversal respecto al eje medio longitudinal del tubo recto respectivo.

De acuerdo con una forma de realización preferida, el manguito está configurado aplanado hacia al menos un borde exterior en la dirección axial del manguito y presenta un diámetro interior que aumenta. Las modificaciones de sección transversal que se producen por el manguito que se introduce en el tubo tienen su recorrido, así, uniformemente y a modo de rampa, de forma que se reducen subidas y bajadas de presión que se producen, por ejemplo, por modificaciones bruscas de sección transversal, y es posible un comportamiento de corriente más armónico dentro de los tubos a pesar del manguito introducido. La magnitud de la modificación de sección transversal de la pared interior del manguito tiene su recorrido, a este respecto, de forma ideal, desde un diámetro interior más pequeño, preferentemente con una subida uniforme hasta, mientras sea posible en cuanto a la estabilidad de componente, casi un diámetro interior idéntico al diámetro interior de la pared interior del tubo recto. Un aplanamiento de este tipo que se extiende hacia el borde de manguito presenta el manguito de forma especialmente preferente hacia su borde exterior ubicado corriente abajo.

De acuerdo con otra forma de realización preferida, el manguito presenta, hacia al menos un borde exterior, un cuello de tope que sobresale en dirección radial, cuyo diámetro de tope es superior al diámetro interior del al menos un tubo y es especialmente también superior al diámetro interior de una abertura de alojamiento para el tubo recto en la placa tubular de entrada. Con esta configuración el manguito no cabe, así, en el interior de tubo en la zona de su collar de tope. De esta manera el manguito y el tubo pueden colocarse y fijarse correctamente uno respecto a

otro y, mediante el ajuste constructivo de la longitud del manguito y del tamaño del collar de tope, se puede garantizar que el manguito en su posición de tope está colocado realmente en la zona de la placa tubular de entrada. Además el collar de tope que sobresale radialmente por la entrada de tubo representa un buen punto de partida para más medidas de fijación, por ejemplo, soldaduras, etc. en caso de que se deseen o se necesiten. El collar de tope puede también estar configurado con varios niveles y, por ejemplo, escalonado y, con ello, presentar varias secciones con diferente perímetro exterior. A este respecto, los niveles tienen su recorrido preferentemente en la dirección de paso de corriente del manguito con un perímetro exterior que se reduce comparando unos con otros.

En principio es posible fabricar el propio manguito ya de un material que presente malas propiedades de conducción térmica y tenga su efecto así de forma que aisle térmicamente. Una mala conductividad térmica conforme a la presente invención existe en el presente caso en general, especialmente cuando la conductividad térmica a 600°C se sitúa entre 0,05 y 0,2 W/mK, debiendo entenderse esta indicación de intervalo especialmente solo de forma explicativa y no de forma limitante. Lógicamente están comprendidas también con esta, por ejemplo, conductividades térmicas aún más bajas. En esta forma de realización el manguito tiene así su efecto ya él mismo como aislante térmico. Sin embargo, los materiales que se pueden considerar para ello en el empleo práctico, como, por ejemplo, cerámicas adecuadas, son muy caros y/o complejos en su manipulación práctica. Preferentemente el manguito se emplea, por lo tanto, combinado con material aislante adicional. El manguito sirve así complementariamente o como alternativa, primariamente, como medio de fijación de un material aislante en el interior de tubo. Para ello el manguito presenta, por ejemplo, en la zona entre sus bordes exteriores en dirección longitudinal o axial, una cavidad anular, que tiene su recorrido en dirección axial, en el revestimiento interior o, de forma especialmente preferente, en el revestimiento exterior, cavidad anular en la que está configurado un espacio hueco de alojamiento entre, especialmente, la superficie de revestimiento exterior del manguito y la pared interior del al menos un tubo recto. El espacio hueco de alojamiento presenta así, por ejemplo, una forma anular de cilindro hueco y se forma entre la pared exterior del manguito y la pared interior del tubo, y está delimitado en la dirección longitudinal del manguito preferentemente por paredes de borde correspondientes del manguito. Este espacio lleno de aire puede tener su efecto ya de por sí como aislante térmico. Este espacio hueco de alojamiento se extiende en dirección axial preferentemente al menos por todo el grosor de la placa tubular o, en otras palabras, por toda la zona entre el lado delantero, que se sitúa en la dirección de corriente del fluido en el tubo recto, y el lado trasero de la placa tubular de entrada.

Preferentemente el manguito presenta adicionalmente, como parte del dispositivo de aislamiento térmico, entre su pared de revestimiento exterior y la pared interior del al menos un tubo, un aislante o cuerpo aislante, especialmente en la zona del espacio hueco de alojamiento. En esta forma de realización está previsto así un medio adicional, el cual es sostenido por el propio manguito dentro del tubo en la posición a la altura de la placa tubular de entrada. Este medio debería presentar en principio una mala conductividad térmica. Por aislante se entiende así, en el presente caso, un dispositivo que presenta buenas propiedades de aislamiento térmico o una mala conductividad térmica y evita o al menos reduce considerablemente, así, una transmisión térmica desde el interior de tubo hasta el tubo recto y hasta la placa tubular en dirección radial. El aislante puede, a este respecto, ser de una pieza pero también de varias piezas. Además, en este caso, en principio se toman en consideración, junto a aislantes compuestos por un solo material, también aislantes que comprenden diferentes materiales. Fundamentalmente, mediante el manguito debe poder mantenerse en la zona de la placa tubular la aptitud del aislante y su propiedad de reducir o incluso impedir lo más posible una transmisión térmica.

El aislante puede, a este respecto, ser especialmente un cuerpo aislante, el cual está fijado en el al menos un tubo mediante el manguito por arrastre de forma y/o por arrastre de fuerza. El manguito adopta, así, a este respecto, en esencia una función de colocación y garantiza que el aislante se mantiene durante el funcionamiento en el punto previsto a la altura de la placa tubular de entrada en el interior del tubo recto. Para ello el manguito está configurado, por ejemplo, de forma que se mantiene en su posición por adherencia por fricción respecto a la pared interior del tubo. El aislante puede estar configurado además, por ejemplo, él mismo como manguito o al menos como conjunto a modo de manguito que está localizado, especialmente en el espacio libre de alojamiento descrito anteriormente, por ejemplo, la cavidad anular, entre el lado exterior de manguito y la pared interior de tubo.

El cuerpo aislante consta preferentemente de un material con baja conductividad térmica. En este caso, en el empleo práctico, la utilización de papel aislante de una o varias capas, especialmente, de cerámica, ha resultado especialmente adecuada. Tal papel aislante es, por un lado, plano, y puede así incorporarse correctamente en la zona entre manguito y tubo. Además, por otro lado, presenta buenas propiedades de aislamiento térmico. En el caso de un papel aislante se trata especialmente de un papel de fibra de cerámica, que comprende fibras de cerámica refractarias, de forma especialmente preferente con un análisis de referencia del 45 al 60% de SiO<sub>2</sub> y del 40 al 55% de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Los datos porcentuales se deben entender, a este respecto, especialmente como % [m/m].

Preferentemente el cuerpo aislante está configurado adaptado al manguito en su naturaleza espacial, por ejemplo, de modo que se ajuste a la pared interior del al menos un tubo y/o a la pared exterior del manguito, al menos parcialmente, también por arrastre de forma y/o por arrastre de fuerza. Se prefiere que el cuerpo aislante ocupe especialmente el espacio libre entre el lado exterior del manguito y la pared interior del tubo de la forma más completa posible para conseguir un efecto aislante máximo en dirección radial hacia la placa tubular.

Ventajosamente el cuerpo aislante cubre la pared interior del al menos un tubo al menos en la zona de la zona de

tubo, dispuesta en la placa tubular de entrada, del tubo recto respectivo para bloquear ahora en este punto una conducción térmica en dirección radial y evitar eficazmente que se produzcan tensiones térmicas. El cuerpo aislante cubre la pared interior del al menos un tubo recto, así, preferentemente al menos en la zona a la altura de la placa tubular de entrada. El manguito y el cuerpo aislante están así configurados uno respecto a otro de forma que al menos el cuerpo aislante se extiende por todo el grosor de la placa tubular en la dirección radial del tubo. A este respecto también es posible que el cuerpo aislante y, correspondientemente, también el manguito estén configurados considerablemente más largos de lo necesario para asegurar que, a la altura de la placa tubular de entrada, en el interior del tubo recto respectivo está dispuesto en todo caso un cuerpo aislante. No obstante, al mismo tiempo se prefiere diseñar el tamaño y la dimensión del conjunto de manguito y cuerpo aislante lo más pequeños posible para mantener lo más baja posible la resistencia de corriente causada por el manguito.

Preferentemente el dispositivo de aislamiento térmico sobresale además del tubo recto en la dirección de la zona de entrada antes de la placa tubular de entrada. Así, en esta forma de realización está previsto que el dispositivo de aislamiento térmico sobresalga parcialmente del tubo recto y en esta zona reduzca una transmisión térmica directamente a la placa tubular en dirección radial. Además el dispositivo de aislamiento térmico puede presentar en su zona de entrada también un collar aislante que se extienda circulando en dirección radial respecto al eje longitudinal de los tubos rectos y se apoye superficialmente en el lado de entrada de la placa tubular de entrada o de un escudo térmico descrito más en detalle a continuación. Con ello se reduce también una transmisión térmica desde el fluido primario que fluye frontalmente hacia la placa tubular de entrada.

Para reducir ahora más la carga térmica, especialmente de la placa tubular de entrada, el intercambiador de calor de coraza y tubos comprende, de acuerdo con la invención, un escudo térmico alojado antes que la placa tubular de entrada en la dirección de corriente del fluido primario (especialmente aire de refrigeración para turbinas de gas que se debe refrigerar). El objetivo fundamental de este escudo térmico consiste en proteger el lado frontal de la placa tubular de entrada y, con ello, la placa tubular de entrada en sí de una transmisión térmica indeseada por una corriente de entrada directa del fluido primario. El escudo térmico está alojado, a este respecto, en relación con la dirección de corriente del fluido que se debe refrigerar, corriente arriba de la placa tubular de entrada. Con ello la placa tubular de entrada adquiere durante el funcionamiento una temperatura media considerablemente más baja, ya que el escudo térmico casi bloquea el aporte térmico desde el lado de flujo de entrada o al menos lo reduce drásticamente y al mismo tiempo se efectúa una refrigeración de la placa tubular de entrada desde su lado interior dirigido al interior de recipiente a presión. El el la placa tubular de entrada está en contacto directo con el fluido secundario, especialmente agua para fines de refrigeración. Tensiones, deformaciones y daños, resultantes de estas, de la placa tubular de entrada pueden reducirse considerablemente de este modo.

Preferentemente el intercambiador de calor de coraza y tubos de acuerdo con la invención está configurado ya de tal forma que los extremos de tubo de los tubos rectos del intercambiador de calor de coraza y tubos, partiendo de la placa tubular de entrada, no se extiendan hasta el lado exterior del escudo térmico (el lado exterior indica, a este respecto, el lado del escudo térmico opuesto a la placa tubular de entrada), sino que terminen antes, idealmente dentro del grosor de la placa tubular de entrada. Un dispositivo de aislamiento térmico configurado como manguito, tenga su efecto él mismo como aislante térmico y/o tenga su efecto como medio de fijación para un aislante térmico, puede ahora, a este respecto, estar configurado preferentemente de forma que se extienda desde la zona de entrada del escudo térmico hasta la zona que se sitúa corriente arriba detrás de la placa tubular. En esta forma de realización el manguito sobresale así del tubo recto en la dirección del escudo térmico. Con ello el tubo recto puede separarse también espacialmente de la zona que se sitúa antes del escudo térmico en la dirección de corriente del fluido primario y que en parte se calienta mucho comparativamente, de forma que también se reduce, consecuentemente, una transmisión térmica.

La configuración concreta del escudo térmico en sí puede variar también. Habitualmente el escudo térmico en su conjunto presentará una configuración en forma de placa. Preferentemente el escudo térmico comprende una placa de fibra de cerámica, muy especialmente, formada por vacío. Por fibras de cerámica se entienden, en el presente caso, fibras de material inorgánico no metálico. En el presente caso son especialmente preferidos, a este respecto, los tipos de fibra de óxido de aluminio o carburo de silicio, especialmente también las fibras mixtas con estos tipos de fibra. Preferentemente, la placa de fibra de cerámica presenta un análisis de referencia del 45 al 60% de SiO<sub>2</sub> y del 40 al 55% de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Los datos porcentuales se deben entender, a este respecto, especialmente como % [m/m]. Una placa de fibra de cerámica indica así, concretamente, un conjunto de fibras de cerámica configurado totalmente a modo de placa, conjunto que puede ser de una pieza pero también de varias piezas. A modo de placa significa que la placa de fibra de cerámica presenta en un plano una extensión considerablemente superior a la que presenta perpendicularmente respecto a este plano. A este respecto, la placa de fibra de cerámica está dispuesta idealmente de forma que se ajusta superficialmente a la placa tubular de entrada.

El escudo térmico presenta preferentemente aberturas pasantes que se corresponden con los tubos rectos. Esto significa que a cada tubo recto del intercambiador de calor de coraza y tubos le está asignada una abertura pasante individual en el escudo térmico. Las aberturas pasantes establecen una unión de corriente entre la zona que se sitúa antes del escudo térmico en la dirección de corriente del fluido primario y el espacio interior de los tubos rectos. El dispositivo de aislamiento térmico está configurado así, de forma correspondientemente preferente, de tal modo que se extiende desde el lado opuesto a la placa tubular de entrada hasta la altura de la placa tubular de entrada dentro del tubo recto respectivo.

Idealmente el escudo térmico está fijado directamente a la placa tubular de entrada. Para la fijación del escudo térmico está previsto un dispositivo de retención que une directamente el escudo térmico con la placa tubular de entrada. Con ello se puede realizar una configuración comparativamente compacta y al mismo tiempo una supresión eficaz de la transmisión térmica. Para ello el dispositivo de retención está configurado de tal forma que fija la placa de fibra de cerámica antes de la placa tubular de entrada, especialmente comprendiendo un gran número de uniones roscadas, abrazaderas de retención y/o chapas de retención.

En concreto el dispositivo de retención puede estar configurado de tal forma que está dispuesto en su conjunto, con forma anular, a lo largo del borde exterior de la placa tubular de entrada. Complementariamente o como alternativa pueden estar dispuestos también en la superficie de la placa tubular de entrada, de forma distribuida, elementos del dispositivo de retención. Es fundamental que el dispositivo de retención haga posible una fijación estable y fiable del escudo térmico en el lado exterior de la placa tubular de entrada y que, al mismo tiempo, no dificulte la unión de corriente hacia el interior de los tubos rectos.

Para la fijación se puede recurrir, por ejemplo, a uniones roscadas correspondientes, estando presentes, en el lado del escudo térmico opuesto a la placa tubular de entrada, de forma preferentemente complementaria, chapas de retención adecuadas, también de varias piezas, que eviten de forma comparable a una arandela un deslizamiento del escudo térmico. Las uniones roscadas comprenden preferentemente, además, espárragos, de forma que una chapa de retención se puede atornillar con la placa tubular por medio de estos espárragos. En este contexto es fundamental, además, que los manguitos mencionados anteriormente y las chapas de retención estén instalados de la forma más estanca posible para impedir la entrada de fibras sueltas de los elementos de fibra de cerámica en los tubos y/o en la cámara.

En su conjunto constructivo el intercambiador de calor de coraza y tubos está concebido para la refrigeración de aire de refrigeración para turbinas de gas, en centrales de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor, especialmente para aire de refrigeración que se debe refrigerar con temperaturas de flujo de entrada de al menos 470°C hasta 550°C. Especialmente en estas centrales las placas tubulares están expuestas habitualmente a cargas térmicas extremas, de forma que especialmente en este caso se hacen notar especialmente los efectos ventajosos.

Un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la invención es adecuado especialmente para la refrigeración de aire de refrigeración caliente de una turbina de gas en una central de turbinas de gas o en una central de turbinas de gas y de vapor.

Otro aspecto de la invención estriba así, también, en una central de turbinas de gas o en una central de turbinas de gas y de vapor con un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con las realizaciones anteriores.

Por último la invención se refiere también a un procedimiento para refrigerar aire de refrigeración caliente empleando un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la invención, especialmente en una central de turbinas de gas o en una central de turbinas de gas y de vapor de acuerdo con la invención.

A continuación se explica más en detalle la invención mediante los ejemplos de realización representados en las figuras. Muestran esquemáticamente:

- La figura 1, una vista cortada a través de un intercambiador de calor de coraza y tubos.
- La figura 2, una vista en planta sobre la zona B de la figura 1.
- La figura 3, una vista lateral sobre un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas.
- La figura 4, una sección longitudinal a través de la zona B de la figura 1 y la figura 3.
- La figura 5, una sección aumentada de la zona A de la figura 4.
- La figura 6, una vista en planta sobre el manguito de la figura 5.
- La figura 7, una vista de sección transversal a lo largo de la línea A-A a través del manguito representado en la figura 6.
- La figura 8, un aislante, configurado en la forma de un manguito, de un papel aislante.

Las partes iguales y las que tienen la misma función están indicadas en las figuras, también en diferentes formas de realización, con las mismas referencias.

La figura 1 muestra una vista de sección transversal de un intercambiador de calor de coraza y tubos 1 de acuerdo con la invención. Sus elementos básicos son un espacio interior 4, rodeado por una pared de un revestimiento exterior 3, de un recipiente a presión 26; tubos rectos 5, que tienen su recorrido desde un lado de entrada ES1 de un fluido primario y que se debe refrigerar hasta un lado de salida AS1 del fluido primario, tubos rectos que en la zona inicial y final están alojados respectivamente en una placa tubular 2; así como un lado de entrada ES2 y un lado de salida AS2 de un fluido secundario (especialmente agua de refrigeración) que fluye dentro del espacio interior 4 a lo largo del lado exterior de los tubos rectos 5. Los tubos rectos constan de un acero inoxidable ferrítico, en el presente ejemplo de realización, concretamente, de un acero con el número de material 1.4510 (de acuerdo con la norma DIN EN 10088-1:2005) o TP439 (ASME). El revestimiento exterior 3 consta, en el presente ejemplo de realización, del acero no aleado P355NH (DIN EN 10028-3). El fluido primario (tratándose, en este sentido, especialmente de aire que se debe refrigerar) fluye en la dirección de la flecha a desde el lado de entrada ES1 antes de la placa tubular 2

(esta zona se denomina también antecámara 25 o cámara de aire; esta placa tubular se denomina también placa tubular de entrada 2a) entrando distribuido en los tubos rectos 5, es conducido dentro de estos tubos rectos 5 por el espacio interior 4 del recipiente a presión 26 y sale por medio de la otra placa tubular 2 (placa tubular de salida 2b), ubicada corriente abajo, por la zona de salida AS1. El fluido secundario (especialmente, agua) fluye, por el contrario, en la dirección de flecha b, a través del espacio interior 4 del recipiente a presión 26 del intercambiador de calor de coraza y tubos 1, a través del segundo lado de entrada ES2 al interior del espacio interior 4, fluye rodeando el lado exterior de los tubos rectos 5 (también denominado lado de revestimiento) y sale del espacio interior 4 por el segundo lado de corriente de salida AS2. En el espacio interior 4 se transmite calor entre ambos fluidos, concretamente el fluido primario se enfría y el fluido secundario se calienta.

La figura 2 es una vista en planta sobre la zona b, encuadrada con línea discontinua, de la figura 1 vista en la dirección de corriente a del fluido primario. La figura 4 es una ampliación de la vista de sección transversal de esta zona. La figura 2 aclara la estructura de un escudo térmico, descrito más en detalle a continuación, que está alojado antes de la placa tubular de entrada 2a corriente arriba en la dirección de corriente del fluido primario.

La figura 3 ilustra esquemáticamente la estructura de un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas 27 de dos niveles (o también de un refrigerador de gas de proceso) con dos intercambiadores de calor de coraza y tubos dispuestos en fila. El aire que se debe refrigerar entra por el ES1 en el refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas 27, atraviesa la antecámara 25 del primer intercambiador de calor de coraza y tubos 1, fluye hacia la placa tubular de entrada 2a del primer intercambiador de calor de coraza y tubos 1 y se distribuye al gran número de tubos rectos 5, atraviesa el primer recipiente a presión 26 y fluye por la placa tubular de salida 2b, esbozado solo esquemáticamente, a una segunda antecámara 25 del segundo intercambiador de calor de coraza y tubos 1. En la vista en planta, en la dirección de corriente del fluido primario (el aire de refrigeración que se debe refrigerar), la placa tubular 2a se corresponde con la disposición señalada en la figura 2. Desde la segunda antecámara 25 se efectúa una nueva distribución del aire de refrigeración por la placa tubular de entrada 2a (representada solo esquemáticamente) del segundo intercambiador de calor de coraza y tubos 1 con, en esencia, los mismos elementos que el intercambiador de calor de coraza y tubos 1. Sin embargo, en este caso las medidas constructivas, descritas más en detalle a continuación, respecto al escudo térmico de los tubos rectos 5 no son estrictamente necesarias. El aire refrigerado que sale por la placa tubular de salida 2b se acumula en la cámara de aire 28 y sale a continuación en la dirección AS1 por una tubuladura de salida no señalada más en detalle y a continuación se emplea para la refrigeración de una turbina de gas como parte de una central de turbinas de gas (no representada en las figuras). Para la presente invención es especialmente relevante, a este respecto, la configuración de la zona de la primera placa tubular de entrada 2a del primer intercambiador de calor de coraza y tubos 1 vista en la dirección de corriente del fluido primario. Además el refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas 27 comprende respectivamente una entrada de agua de refrigeración ES2 y una salida de agua de refrigeración AS2. El agua de refrigeración es el fluido secundario. Si el intercambiador de calor de coraza y tubos 1 se emplea preferentemente como evaporador, el intercambiador de calor de coraza y tubos comprende en ambos recipientes a presión 26 respectivamente una salida de vapor ST por la que puede o evacuarse aire generado, por ejemplo, a calderas de recuperación o también suministrarse como vapor de proceso para otras aplicaciones. Así las salidas AS2 no son necesarias y se suprimen, ya que el agua de refrigeración se evapora completamente. En la figura 3 están representadas al mismo tiempo, solo para servir de aclaración, tanto las salidas AS2 como las salidas de vapor ST.

Las placas tubulares 2a y 2b y la pared exterior 3 definen juntas respectivamente un espacio interior 4 que es atravesado por un gran número de tubos rectos 5, los cuales se extienden por el extremo respectivamente hacia el interior de ambas placas tubulares 2a y 2b. Los tubos rectos 5 tienen su recorrido, a este respecto, respectivamente en línea recta a lo largo de un eje longitudinal L (figura 5). Los tubos rectos 5 son atravesados, durante el funcionamiento, por el fluido primario (especialmente aire de refrigeración para turbinas de gas que se debe enfriar) en la dirección desde la placa tubular de entrada 2a hasta la placa tubular de salida 2b. El espacio interior 4 rodeado por la pared exterior 3 configurada como cilindro hueco es atravesado por el segundo fluido (especialmente, agua). Al ser atravesado el intercambiador de calor de coraza y tubos 1 por los dos fluidos a diferente temperatura, el fluido más caliente de los dos (habitualmente el fluido primario) se enfría y el más frío de los dos fluidos (habitualmente el fluido secundario) se calienta. Para evitar o al menos reducir, a este respecto, tensiones térmicas tanto en los tubos rectos 5 como en las placas tubulares 2, especialmente en la placa tubular de entrada 2a y todo el refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas, entre otros, en los extremos de tubo recto, están dispuestos en la zona de la placa tubular de entrada 2a dispositivos de aislamiento térmico, concretamente en la forma de manguitos, los cuales se describen más en detalle a continuación en relación con la figura 5.

La figura 4 aclara ahora la estructura de la zona de entrada B del intercambiador de calor de coraza y tubos 1, especialmente a la altura de la placa tubular de entrada 2a a partir de las figuras 1 y 3. La altura de la placa tubular de entrada 2a señala, a este respecto, la zona dentro del grosor d2 (figura 5) de la placa tubular de entrada 2a en la dirección de corriente a. En la dirección de corriente a del fluido primario (por ejemplo, el aire de refrigeración que se debe refrigerar del refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas 27 señalado en la figura 3) antes de la placa tubular 2a está alojado primero, corriente arriba, en su lado delantero 7, un escudo térmico 19. Este elemento configurado a modo de disco presenta un grosor d1. Elementos fundamentales del escudo térmico 19 son una placa de fibra de cerámica 19 y un dispositivo de retención 30 por medio del cual la placa de fibra de cerámica 29 está fijada al lado de entrada de la placa tubular de entrada 2a. El dispositivo de retención 30 comprende pernos de

retención 20 y placas de retención 31. Las placas de retención 31 se apoyan en la superficie exterior de la placa de fibra de cerámica 29 y son atravesadas junto con la placa de fibra de cerámica 29 por los pernos de retención 20 que están fijados en la placa tubular de entrada 2a. La placa de fibra de cerámica se ajusta directamente a la superficie exterior de la placa tubular de entrada 2a. El escudo térmico 19 representa así, en conjunto, un dispositivo de protección térmica para especialmente el lado delantero 7 de la placa tubular 2. De este modo, el fluido primario no fluye directamente sobre la superficie exterior de la placa tubular de entrada 2a. El escudo térmico 19 se extiende completamente con el diámetro D1 por toda la zona de la placa tubular de entrada 2a que se sitúa en la dirección de corriente a.

Están presentes aberturas de alojamiento 6 dispuestas de forma distribuida por la superficie del escudo térmico 19, aberturas de alojamiento por las cuales sobresalen manguitos 8 introducidos en los tubos rectos 5, manguitos que funcionan como dispositivos de aislamiento térmico, partiendo de la placa tubular 2 hasta la superficie exterior del escudo térmico 19. La estructura y el modo de funcionamiento de estos dispositivos de aislamiento térmico se explican más en detalle a continuación.

En la dirección de corriente del primer fluido, corriente abajo respecto al escudo térmico 19, está dispuesta la placa tubular de entrada 2a y delimita el espacio interior 4 del intercambiador de calor de coraza y tubos 1. También la placa tubular de entrada 2a se extiende por todo el espacio interior 4 del intercambiador de calor de coraza y tubos 1. Las placas tubulares 2 son un elemento de soporte fundamental para el gran número de los tubo rectos 5 en su zona inicial (placa tubular de entrada 2a) y final (placa tubular de salida 2b). En las placas tubulares 2 está presente un gran número de perforaciones pasantes 21 correspondiente al número de los tubos rectos 5, perforaciones pasantes que se extienden, en la dirección de corriente a del primer fluido, perpendicularmente respecto a las superficies frontales de la placa tubular 2, a lo largo del eje longitudinal L. A cada una de las perforaciones pasantes 21 de la vista en planta de la figura 2 sobre la placa tubular de entrada 2a le está asignado así, respectivamente, un tubo recto 5 del intercambiador de calor de coraza y tubos 1.

Para reducir la transmisión de temperatura dentro del grosor d2 de la placa tubular 2, es decir, una transmisión térmica desde el interior de tubo 22 del tubo recto 5 en dirección radial respecto al eje longitudinal L de la perforación pasante 21, en el interior de tubo está dispuesto ahora el dispositivo de aislamiento térmico en la forma de un manguito 8 que se extiende en el interior de tubo 22 en la dirección de corriente a desde el escudo térmico 19 hasta el grosor d2 de la placa tubular 2 y más allá. Por el grosor d1 (escudo térmico 19) y también por el grosor d2 (placa tubular de entrada 2a) el primer fluido es conducido así por los manguitos 8 y no en contacto directo con los tubos rectos 5. Los tubos rectos 5 sobresalen, a este respecto, preferentemente ahora no hasta la antecámara 25, sino, en el presente caso, solo hasta aproximadamente la superficie exterior de la placa tubular de entrada 2a cubierta por el escudo térmico.

La estructura concreta del manguito 8 en sí se deduce especialmente de las figuras 6 y 7. En su forma de conjunto el manguito 8 está estructurado en esencia también como un cuerpo con forma de cilindro hueco. A este respecto el manguito 8 comprende en la dirección de corriente de paso a, de forma que se siguen una a otra, la zona de apoyo 10 configurada, en el presente caso, con varios niveles, la zona aislante 11 y la zona de apoyo 12. La zona aislante 11 está prevista para el alojamiento de un aislante térmico 13, en cuyo caso se trata, en el presente ejemplo de realización, de acuerdo con la figura 8, de un papel aislante enrollado respecto al manguito. El aislante térmico 13 es apretado y mantenido por el manguito 8 en el tubo 5 de la forma descrita más en detalle a continuación.

En la zona de apoyo 10 el manguito 8 presenta un cuello de apoyo 14 que sobresale hacia fuera en dirección radial. En esta zona el manguito 8 presenta un diámetro D2 que es superior al diámetro interior D3 de los tubos rectos 5. Cuando el manguito es insertado así por el lado frontal en el tubo recto 5, choca en la dirección de inserción con el collarín de soporte 14 hacia la placa de retención 31 y con ello se le impide por arrastre de forma deslizarse otra vez hacia el interior del tubo recto 5 (figura 5). De este modo se puede asegurar una colocación exacta del manguito respecto a la placa tubular de entrada 2a en el tubo recto 5.

La zona aislante 11 se caracteriza, en el presente ejemplo de realización del manguito 8, en esencia por una cavidad anular 15 que tiene su recorrido en el perímetro exterior del manguito 8. La cavidad rodea el manguito 8, a este respecto, entre las zonas de apoyo 10 y 12. El manguito está configurado, en otras palabras, respecto a su revestimiento exterior, con un diámetro exterior D4 inferior al diámetro interior D3 del tubo 5. Con ello se consigue un espacio hueco 17 definido entre el lado exterior del manguito 8 y la pared interior 16 del tubo 5, espacio hueco que presenta la forma de un cilindro hueco. El aislante 13 es alojado por este espacio, de forma que en la zona de la placa tubular 2 desde el eje longitudinal L del tubo 5 hacia fuera en dirección radial se mantiene la siguiente estructura: fluido primario - manguito 8 - aislante 13 - tubo recto 5 - placa tubular de entrada 2a. Esto aclara que la transmisión térmica desde el primer fluido en la dirección de la placa tubular 2 disminuya por el aislante 13 en la zona del grosor d2 de la placa tubular de entrada 2a, de forma que la carga térmica de la placa tubular 2 en este punto resulta considerablemente más baja que en el caso de disposiciones presentes hasta ahora en el estado de la técnica.

En la dirección de corriente a, a la zona aislante 11 se conecta finalmente la otra zona de apoyo 12. En esta zona el manguito presenta un diámetro D3 correspondiente con el diámetro interior de tubo del tubo 5, de forma que el manguito se apoya en este punto en la pared interior de tubo del tubo 5 por arrastre de forma y, de acuerdo con la

forma de realización, por arrastre de fuerza. El espacio hueco 17 es delimitado así corriente arriba y corriente abajo por estas zonas de apoyo 10 y 12, estando presentes en este caso respectivamente paredes de borde 18 correspondientes.

5 En su conjunto el manguito 8 está configurado, así, de forma que se puede insertar por un lado en el interior del tubo 5 partiendo del lado de abertura. El manguito 8 puede así deslizarse hacia el interior del tubo. Por otro lado, mediante el collar de apoyo 14 se garantiza al mismo tiempo que el manguito 8 solo se pueda insertar en cierta medida en el tubo 5. Un aspecto fundamental de la invención estriba así, especialmente, también en el ajuste de ambas zonas de apoyo 10 y 12 de la forma descrita anteriormente y aclarada más en detalle en las figuras.

10 Además, en la configuración del manguito en la zona 12 es fundamental que esté configurado aplanado corriente abajo con su superficie de revestimiento interior en la dirección de la superficie de revestimiento exterior hacia el borde exterior 23 o terminando en punta hacia la superficie de revestimiento exterior. En la sección transversal la superficie de revestimiento interior del manguito tiene su recorrido, así, en un ángulo agudo  $\beta$  hacia la superficie de revestimiento exterior del manguito 8. Con ello la transición del diámetro interior D5 del manguito al diámetro interior D3 del tubo en la dirección de corriente no se efectúa bruscamente, sino de forma uniforme por la superficie del aplanamiento.

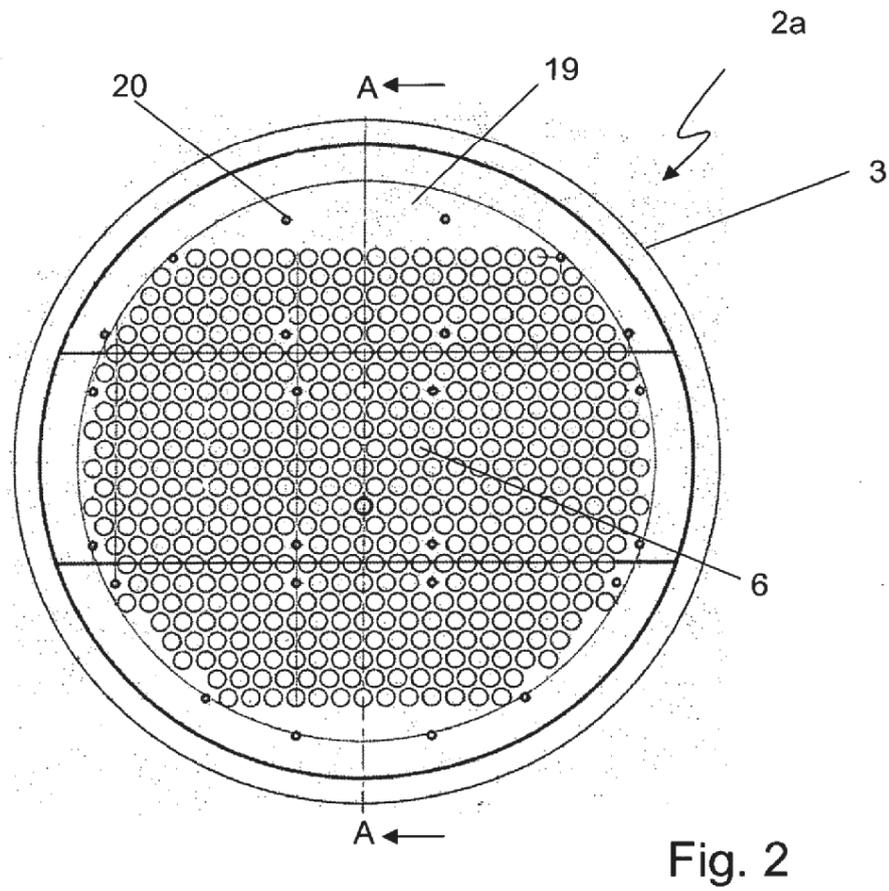
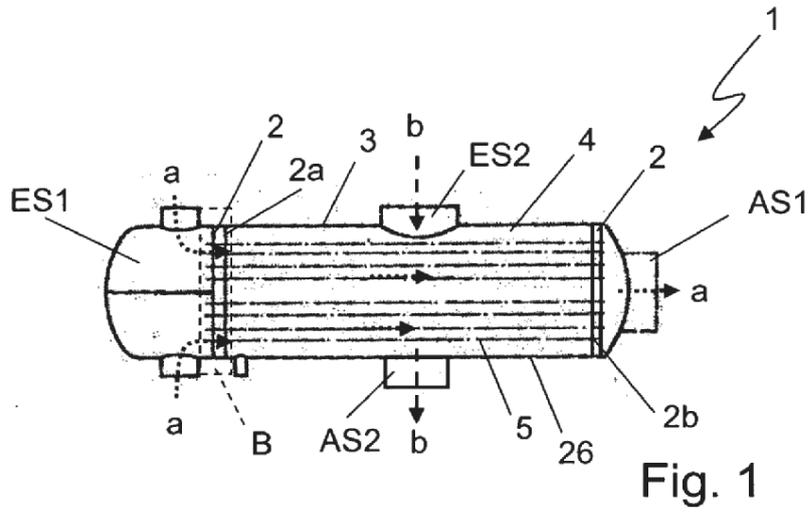
15 La vista cortada en la figura 5 se refiere, así, al manguito 8, introducido en el tubo, con el aislante 13 en una forma de realización con el escudo térmico 19. Como se ilustra en la figura 5, el manguito 8 se extiende a lo largo del eje longitudinal L del tubo recto 5 de forma que, en el estado insertado en el tubo recto 5, se extiende desde el lado frontal, que se sitúa corriente arriba, del escudo térmico 19 hasta el lado trasero 9 de la placa tubular de entrada.

20 Mediante el escudo térmico 19 se elimina casi completamente la transferencia térmica directa desde el primer fluido por el primer fluido que fluye hacia el lado delantero 7 de la placa tubular 2. Mediante el dispositivo de aislamiento térmico 8 que se encuentra en los tubos rectos a la altura de la placa tubular de entrada 2a, por el contrario, se reduce considerablemente o incluso se elimina también prácticamente en esta zona una transmisión térmica directa desde el fluido que se encuentra en el tubo recto 5 al tubo recto 5. Esto tiene como consecuencia que la carga térmica del tubo recto 5 en la zona de corriente de entrada del fluido que se debe refrigerar y en la zona del grosor de la placa tubular de entrada 2a disminuye considerablemente. Con ello es posible bajar la temperatura autorizada de los tubos rectos 5, de forma que, también para temperaturas del fluido que se debe refrigerar (especialmente aire de refrigeración caliente de un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas) de más de 450°C hasta 550°C como máximo, se puede recurrir a tubos rectos de acero inoxidable ferrítico, especialmente de un acero, como resultó especialmente preferido en la parte anterior de la descripción, especialmente 1.4510 (DIN EN) o TP439 (ASME). Estos aceros se caracterizan por coeficientes de dilatación térmica mejores (es decir, más bajos) respecto a aceros austeníticos empleados hasta ahora en este contexto, como, por ejemplo, el 1.4301 (DIN ES), y son al mismo tiempo considerablemente más resistentes respecto a la SCC. En el resultado final esto tiene como consecuencia que en el refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas mostrado en la figura 3 se prescindan completamente de los denominados compensadores de revestimiento. Estos compensadores de revestimiento, que estaban dispuestos hasta ahora, de forma típica, en la zona entre ambos intercambiadores de calor de coraza y tubos 1 y en la zona de la cámara de aire de salida 28, servían para compensar tensiones longitudinales dentro del refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas que se debían atribuir generalmente a coeficientes de dilatación térmica considerablemente diferentes de los materiales empleados, especialmente para el recipiente a presión y los tubos rectos. La presente elección de materiales para los tubos rectos 5 y el recipiente a presión 26 reduce estas tensiones longitudinales de tal forma que ya no son necesarios compensadores de revestimiento correspondientes. Al mismo tiempo, mediante esta configuración especial del dispositivo de aislamiento térmico y de la configuración del escudo térmico se consigue una descarga térmica de los tubos rectos 5 y de la placa tubular de entrada 2a, de forma que también se pueden refrigerar con éxito y de forma duradera fluidos primarios con 45 temperaturas de entrada en el intervalo de >470°C hasta 550°C como máximo.

## REIVINDICACIONES

- 5 1. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas para la refrigeración de aire de refrigeración con temperaturas de flujo de entrada a partir de 470 °C en una turbina de gas en una central de turbinas de gas o en una central de turbinas de gas y de vapor, que comprende un intercambiador de calor de coraza y tubos (1) con una configuración de tubos rectos, comprendiendo el intercambiador de calor de coraza y tubos (1)
- un recipiente a presión (26) con un revestimiento exterior (3), especialmente en esencia con forma de cilindro hueco, una placa tubular de entrada (2a) y una placa tubular de salida (2b) que definen conjuntamente un espacio interior (4) del recipiente a presión (26),
  - 10 - un haz de tubos rectos con un número de tubos rectos (5) que están dispuestos de forma que desembocan en la placa tubular de entrada (2a) y en la placa tubular de salida (2b) y tienen su recorrido por el espacio interior (4) del recipiente a presión (26),
  - una entrada (ES1) por la que un fluido primario que se debe refrigerar es conducido hasta la placa tubular de entrada (2a) y, desde esta, a los tubos rectos (5), y una salida (AS1), por la que el fluido primario refrigerado que parte de los tubos rectos (5) es evacuado a través de la placa tubular de salida (2b),
  - 15 - una entrada (ES2) por la que un fluido secundario es introducido en el espacio interior (4) con fines de refrigeración, y una salida (AS2) por la que el fluido secundario es evacuado desde el espacio interior (4), estando presente un escudo térmico (19) alojado antes de la placa tubular de entrada (2a) en la dirección de corriente del fluido primario, estando formados los tubos rectos (5) del intercambiador de calor de coraza y tubos (1) de un acero inoxidable ferrítico, estando dispuesto en cada tubo recto (5) del número de tubos rectos (5) un dispositivo de aislamiento térmico a la altura de la placa tubular de entrada (2a), y estando formado el revestimiento exterior (3) del recipiente a presión (26) de un acero no aleado.
  - 20
2. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la reivindicación 1,  
**caracterizado porque**
- 25 los tubos rectos (5) constan de uno de los siguientes aceros inoxidables ferríticos: 1.4509 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4510 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4511 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4512 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4513 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4520 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4521 (DIN EN 10088-1:2005), 1.4607 (prEN 10088-2011), TP409 (ASME), TP439 (ASME) o TP444 (ASME).
3. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 o 2,  
**caracterizado porque**
- 30 el revestimiento exterior (3) consta de uno de los siguientes aceros no aleados: P355NH (DIN EN 10028-3), 15NiCuMoNb5-6-4 (DIN EN 10028-2), 20MnMoNi4-5 (DIN EN 10028-2), 13CrMo4-5 (DIN EN 10028-2), 10CrMo9-10 (DIN EN 10028-2), SA- 516-Gr.71 (ASME), SA-302-Gr. B (ASME) o SA-533-Gr. B (ASME).
4. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores,  
**caracterizado porque**
- 35 el dispositivo de aislamiento térmico comprende un manguito (8).
5. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la reivindicación 4,  
**caracterizado porque**
- el manguito (8) está configurado aplanado hacia al menos un borde exterior (23) en la dirección axial del manguito (8) y presenta un diámetro interior que aumenta en la dirección de corriente.
- 40 6. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones 4 o 5,  
**caracterizado porque**
- el manguito (8) presenta un cuello de tope (17) que sobresale hacia al menos un borde exterior (24) en dirección radial, cuello de tope cuyo diámetro de tope es mayor que el diámetro interior del al menos un tubo recto (5).
- 45 7. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones 4 a 6,  
**caracterizado porque**
- el manguito (8) presenta en la zona entre sus bordes exteriores (23, 24) una cavidad anular que tiene su recorrido en dirección axial, mediante la cual está configurado un espacio hueco de alojamiento (17) entre una superficie de revestimiento exterior del manguito (8) y la pared interior del al menos un tubo recto (5).
- 50 8. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones 4 a 7,  
**caracterizado porque**
- entre el manguito (8) y una pared interior del al menos un tubo recto (5) está dispuesto un aislante (13), especialmente en la zona del espacio hueco de alojamiento (17).
9. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la reivindicación 8,  
**caracterizado porque**
- 55 el aislante (13) es un cuerpo aislante, el cual está fijado en el al menos un tubo recto (5) mediante el manguito (8) por arrastre de forma y/o por arrastre de fuerza, estando formado el cuerpo aislante especialmente de un papel aislante.

10. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones 8 o 9, **caracterizado porque** el cuerpo aislante cubre al menos parcialmente la pared interior del al menos un tubo recto (5), especialmente al menos en la zona a la altura de la placa tubular de entrada (2a).
- 5 11. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** el escudo térmico (19) presenta aberturas pasantes (6) que se corresponden con los tubos rectos (5) y porque el dispositivo de aislamiento térmico está configurado de tal modo que se extiende desde el lado opuesto a la placa tubular de entrada (2a) hasta la altura de la placa tubular de entrada (2a).
- 10 12. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la reivindicación 11, **caracterizado porque** el escudo térmico (19) presenta una placa de fibra de cerámica (29).
13. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la reivindicación 12, **caracterizado porque**
- 15 está presente un dispositivo de retención (30) que está configurado de tal forma que fija la placa de fibra de cerámica (29) antes de la placa tubular de entrada (2a), especialmente comprendiendo un gran número de abrazaderas de retención y/o chapas de retención.
14. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con la reivindicación 13, **caracterizado porque**
- 20 las abrazaderas de retención y/o las chapas de retención están dispuestas en forma anular a lo largo de la superficie de revestimiento interior del revestimiento exterior (3).
15. Refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**
- 25 está concebido para la refrigeración de aire de refrigeración para turbinas de gas, en centrales de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor, especialmente para aire de refrigeración que se debe refrigerar con temperaturas de flujo de entrada de hasta 550 °C como máximo.
16. Central de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor con un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores.
- 30 17. Procedimiento para refrigerar aire de refrigeración con un refrigerador de aire de refrigeración para turbinas de gas de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 15 en una central de turbinas de gas o de turbinas de gas y de vapor de acuerdo con la reivindicación 16.



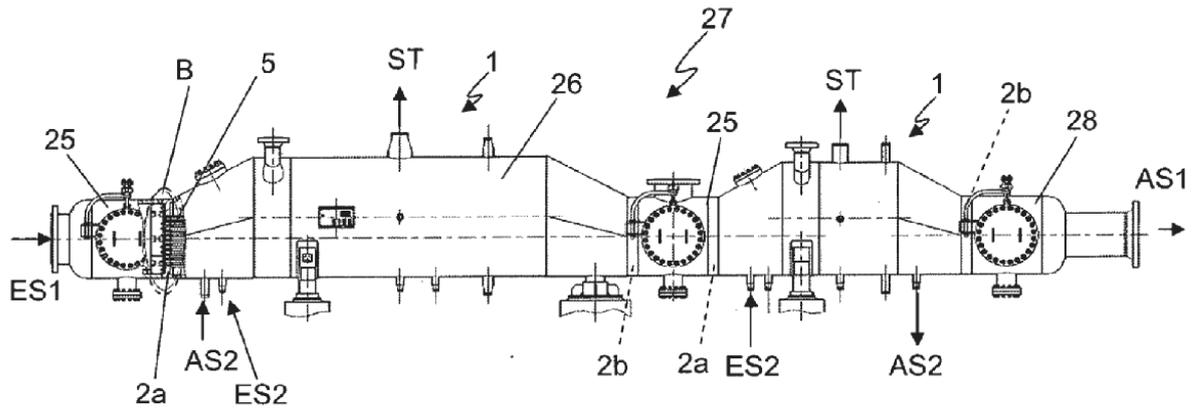


Fig. 3

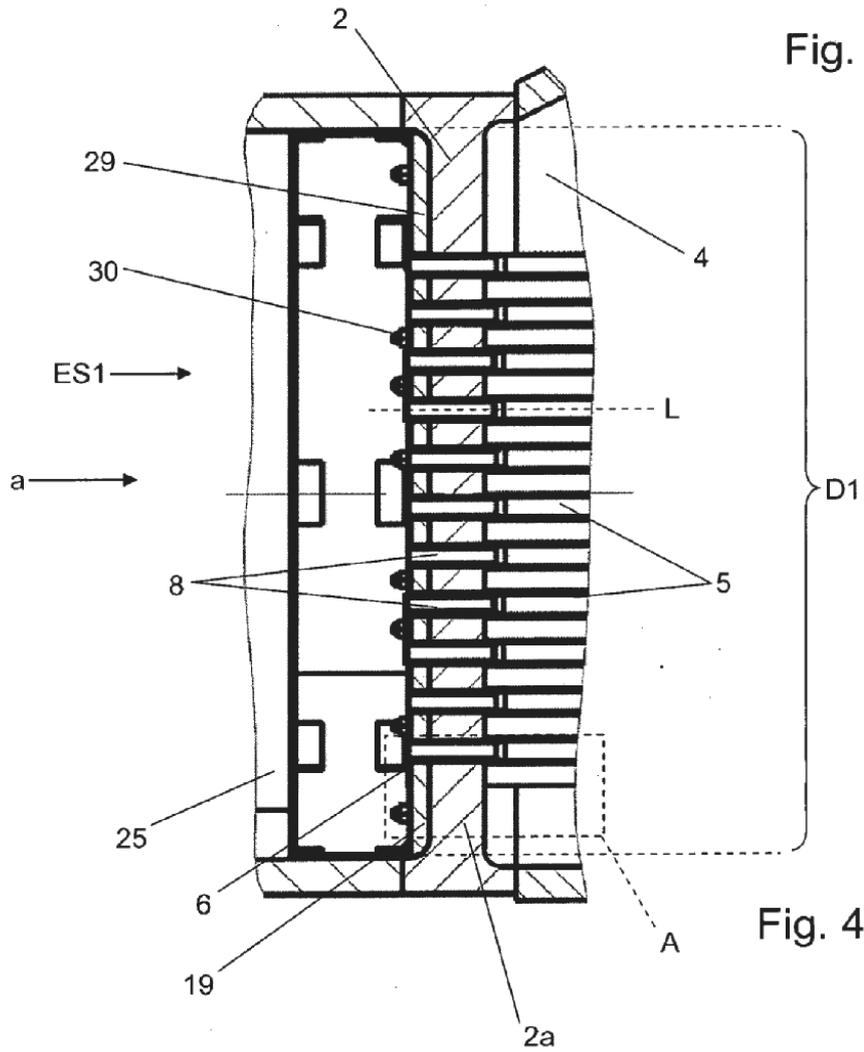


Fig. 4

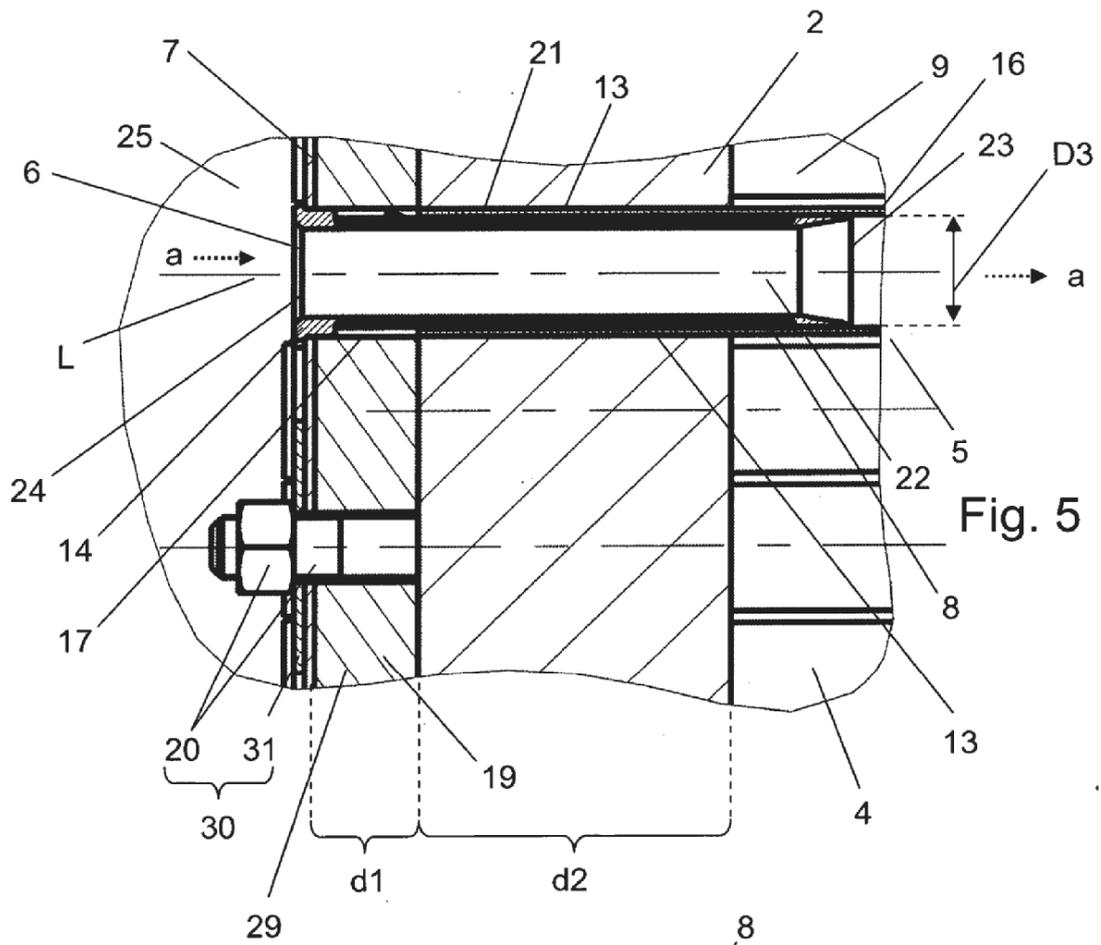


Fig. 5

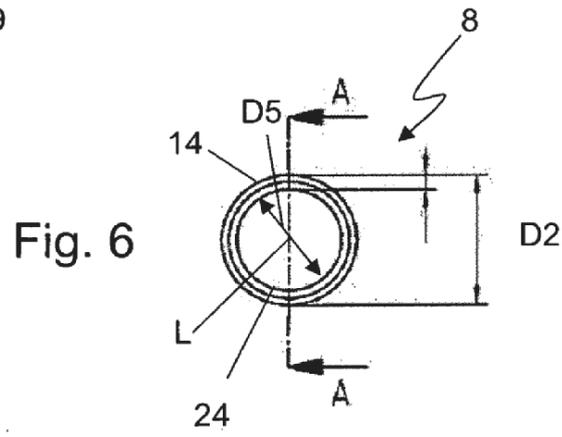


Fig. 6

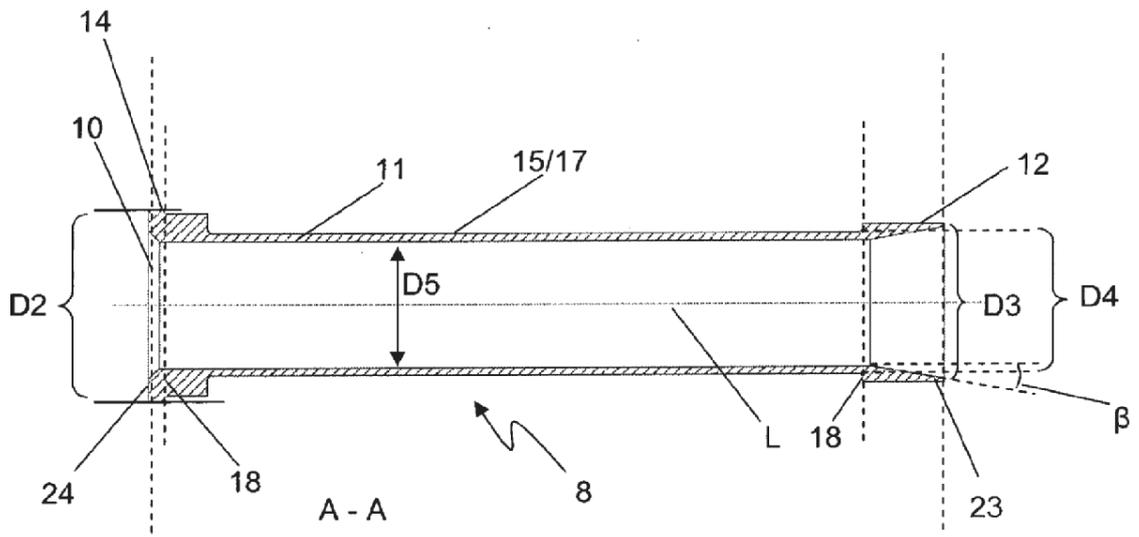


Fig. 7

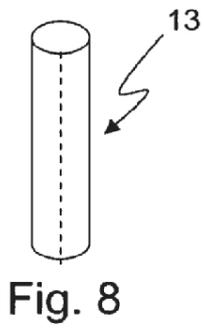


Fig. 8