



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑤ Int. Cl.³: F 28 D 1/04
F 22 G 3/00
F 01 K 7/24

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑪ 642 164

⑳ Gesuchsnummer: 4601/79

⑦③ Inhaber:
Skoda oborovy podnik, Plzen (CS)

㉒ Anmeldungsdatum: 17.05.1979

③⑦ Priorität(en): 19.05.1978 CS 3265-78

⑦② Erfinder:
Vladimir Suchy, Plzen (CS)
Zdenek Roth, Plzen (CS)
Josef Altmann, Domazlice (CS)

㉔ Patent erteilt: 30.03.1984

④⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 30.03.1984

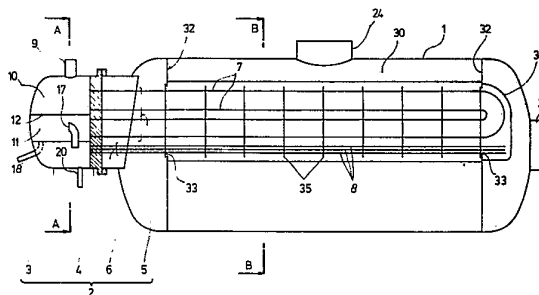
⑦④ Vertreter:
Dr. A.R. Egli & Co., Patentanwälte, Zürich

⑤④ **Oberflächen-Wärmeaustauscher mit einem horizontalen Rohrbündel.**

⑤⑦ Der Wärmeaustauscher weist ein Haupt-Rohrbündel (5), das in der Richtung der Strömung des Arbeitsdampfes angeordnet ist und ein Neben-Rohrbündel (6) auf, das in derselben Richtung angeordnet, jedoch unterhalb des Haupt-Rohrbündels (5) angebracht ist. Die einzelnen Rohre (7, 8) der beiden Bündel gehen von einer Dampfkammer (3) aus und münden wieder in dieselbe; die Eingänge der Rohre haben jedoch in der Dampfkammer (3) einen eigenen Eingangsraum (10) und die Ausgänge der Rohre eines jeden Bündels einen eigenen Ausgangsraum (11). Diese Räume sind gegenseitig durch Horizontalwände (12) unterteilt, so dass in den Eingangsraum (10) der Rohre des Haupt-Rohrbündels nur der Eingang (9) des Heizedampfes mündet, wogegen aus dem Ausgangsraum (11) der Rohre des Haupt-Rohrbündels (5) der Dampf in die Eingangskammer der Rohre des Nebenbündels (6) geführt wird und aus der Ausgangskammer des Neben-Rohrbündels (6) das Kondensat austritt.

Die Wärmeaustauschfläche des Haupt-Rohrbündels ist ausgeprägt grösser als die Wärmeaustauschfläche des Neben-Rohrbündels.

Der Wärmeaustauscher findet bei Dampfturbinen, insbesondere bei Dampf-Zwischenerhitzern mit horizontal angeordneten Rohrbündel, Anwendung.



PATENTANSPRÜCHE

1. Oberflächen-Wärmeaustauscher mit einem horizontalen Rohrbündel, mit einer Dampfkammer (3), einer Trennwand (4) und mit U-förmigen Rohren (7, 8), deren äussere Oberfläche die Gesamt-Wärmeaustauschfläche bildet, und mit einem Strömungsgleichrichterkanal (30), dadurch gekennzeichnet, dass die Gesamt-Wärmeaustauschfläche durch ein Haupt-Rohrbündel (5), dessen Rohre (7) in senkrechten Ebenen parallel zur Längsachse des Oberflächen-Wärmeaustauschers angeordnet sind, und durch mindestens ein Neben-Rohrbündel (6.), dessen Rohre (8) in waagrechten Ebenen parallel zur Längsachse des Wärmeaustauschers angeordnet sind, und deren Wärmeaustauschfläche wesentlich kleiner ist als die Wärmeaustauschfläche des Haupt-Rohrbündels (5), gebildet ist, wobei diese Fläche im Strömungsgleichrichterkanal (30) untergebracht ist, der durch Längswände (31), die entlang der Seiten des Haupt- und Neben-Rohrbündels (5, 6) angeordnet sind, und durch Querwände (32) an beiden Enden der Längswände gebildet ist, und wobei das Neben-Rohrbündel (6) unterhalb des Haupt-Rohrbündels (5) untergebracht ist, dessen Rohre (7) aus einem Eingangsraum (10) der Dampfkammer (3) ausgehen und in einen Ausgangsraum (11) der Dampfkammer (3) münden, wogegen die Rohre (8) des Neben-Rohrbündels (6) aus einer Eingangskammer (15) der Dampfkammer (3) ausgehen und in eine Ausgangskammer (16) der Dampfkammer (3) münden.

2. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Eingangsraum (10) der Dampfkammer (3) vom Ausgangsraum (11) der Dampfkammer (3) durch eine obere Horizontalwand (12) abgeteilt und mit einem Eingangsstutzen (9) für den Heizdampf versehen ist, wogegen der Ausgangsraum (11) mit der Dampfkammer (3) von der Eingangskammer (15) und von der Ausgangskammer (16) durch eine untere Horizontalwand (13) abgeteilt ist, dieser Ausgangsraum (11) mit der Eingangskammer (15) durch einen Übergangsstutzen (17) verbunden und mit einem Abflusstutzen (18) für das Kondensat und mit einem Ausgleichsstutzen (19) versehen ist, während die Ausgangskammer (16), die von der Eingangskammer (15) durch eine Vertikalwand (14) abgeteilt ist, mit einem Ablauf (20) für das Kondensat und mit einem Abflusstutzen (21) versehen ist.

Die bisherigen Oberflächen-Wärmeaustauscher dieses Typs werden bei Turboaggregaten für Satttdampf angewendet, wo sie zum Zwischenüberhitzen des Arbeitsdampfes nach einer teilweisen Expansion im Hochdruckteil der Dampfturbine und nach einer mechanischen Ausscheidung der Wassertropfen in einer vorgeschalteten Separationsvorrichtung verwendet werden. Der Arbeitsdampf umströmt die äussere Oberfläche der Rohre, meistens in einer zu den Achsen derselben senkrechten Richtung, wobei er erwärmt wird. Der Heizdampf mit einem höheren Druck als der Druck des Arbeitsdampfes wird in die Dampfkammer des Rohrbündels geleitet, aus der er in die Rohre strömt, worauf er beim Durchfluss durch diese Rohre seine Verdampfungswärme dem Arbeitsdampf abgibt. Die äussere Oberfläche der Rohre des Rohrbündels bildet auf diese Weise die Wärmeaustauschfläche. Bei der beschriebenen Wärmeaustauschtätigkeit kommt es im Innern der Rohre zu einer fortlaufenden Kondensation des Heizdampfes. Bei einer Rohranordnung als Wärmeaustauschfläche sind die Enden der Rohre mit einer Trennwand verbunden, an die von der entgegengesetzten Seite die Dampfkammer mit ihrem Eingangsteil und Ausgangsteil anschliesst.

Im Verlauf des Kondensationsprozesses nimmt im Innern der Rohre entsprechend der Wärmeabgabe des Arbeitsdampfes und fortlaufend mit der Länge des Rohrs die Menge des

entstehenden Kondensats zu, das ständig einen grösseren Teil des Durchgangsquerschnitts des Rohrs ausfüllt. Umgekehrt nimmt der Dampfanteil in dem durchfliessenden Gemisch aus Wasser und Dampf nach und nach ab, bis am Ende des Kondensationsprozesses Ansammlungen von Kondensat entstehen, die Dampfblasen einschliessen. Diese Strömung ist äusserst instabil und führt zu Druckpulsationen und Wärmepulsationen des Gemisches im Innern des Rohres, was im Betrieb zu einer gefährlichen Ermüdungsbeanspruchung der Verbindung mit der Rohrwand und zu einem raschen Verlust an Dichtigkeit führt.

Die Dampfmenge, die in die einzelnen Rohre eintritt, ist durch das Druckgefälle beeinflusst, das sich zwischen dem Eingangsteil und dem Ausgangsteil der Dampfkammer einstellt. Dabei kondensiert im Innern der Rohre, die durch den noch kalten Arbeitsdampf umströmt werden, der Heizdampf in Folge des grösseren Wärmegefälles schneller als in den Rohren, die durch den schon erwärmten Arbeitsdampf umflossen werden. Im Ausgangsteil der Dampfkammer kann es daher zu einer Rückströmung des nicht kondensierten Heizdampfes aus den durch den erwärmten Arbeitsdampf umströmten Rohren in die Ausgangsabschnitte derjenigen Rohre kommen, die durch den kalten Arbeitsdampf umflossen werden. Dieser Rückfluss bildet im Dampf die Ursache des Entstehens von weiteren Pulsationen mit ähnlichen ungünstigen Effekten, wie sie schon vorher beschrieben wurden. Ausserdem kommt es im Innern der betroffenen Rohre zur Ansammlung von nicht kondensierenden Gasen und dadurch zu einer funktionellen Ausschaltung eines Teils der Wärmeaustauschfläche.

Falls die Rohre im Rohrbündel so zusammengebaut sind, dass der zu erwärmende Arbeitsdampf senkrecht zu den Ebenen derselben fliesst, werden beide Zweige eines jeden Rohrs durch Dampf mit der gleichen Temperatur umströmt, und die Wärme (Temperatur) der Wände der Rohre ist in beiden Zweigen praktisch dieselbe, sodass eine Wärmespannung aus dem Unterschied der Temperaturen in den Zweigen ausgeschlossen ist. Eine solche Anordnung des Rohrbündels weist jedoch einen bedeutenden Unterschied in der Menge des kondensierten Heizgases in den einzelnen Reihen in Richtung der Arbeitsdampfströmung auf. Es wird jedoch auch eine Variante des Rohrbündels, in welchem die Rohre in zur Strömungsrichtung des Arbeitsdampfes parallelen Ebenen liegen, benutzt. Diese Variante bringt eine grössere Ausgeglichenheit in der Verteilung des Heizgases in den einzelnen Reihen und insgesamt eine kleinere Menge des nicht kondensierten Dampfes im Verhältnis zur Menge des zugeführten Heizdampfes. Der Unterschied der Temperaturen der Wände eines jeden Rohrs in den einzelnen Zweigen, der durch die Temperatur des zu erwärmenden Arbeitsdampfes beeinflusst wird, kann jedoch, insbesondere bei den äusseren Rohren des Rohrbündels, bedeutende Werte erreichen. Bei verhältnismässig langen geraden Abschnitten der Rohre können die Wärmespannungen, die durch die Temperaturdifferenz in den beiden Zweigen des Rohrs hervorgerufen werden, eine Deformation und schliesslich eine Beschädigung der Rohre im Rohrbündel zur Folge haben.

Die Nachteile der bisherigen Lösungen werden erfindungsgemäss durch den Oberflächen-Wärmeaustauscher der eingangs erwähnten Art vermieden, der durch die Merkmale des Anspruches 1 gekennzeichnet ist.

Eine bevorzugte Ausbildung der Erfindung besteht darin, dass der Eingangsraum der Dampfkammer von dem Ausgangsraum dieser Dampfkammer durch eine horizontale Trennwand abgeteilt ist und mit einem Eingangsstutzen für den Heizdampf versehen ist. Der Ausgangsraum der Dampfkammer ist von der Eingangskammer und von der Ausgangskammer durch eine Teilungstrennwand abgeteilt, jedoch die-

ser Ausgangsraum ist dabei mit der Eingangskammer durch einen Abflusstutzen des Kondensats und mit einem Ausgleichsstutzen versehen. Die Ausgangskammer, die von der Eingangskammer durch eine vertikale Trennwand abgeteilt ist, ist mit einer Abführung des Kondensats mit einem Abflusstutzen versehen.

Ein Vorteil des Oberflächen-Wärmeaustauschers nach der Erfindung besteht in der Möglichkeit, die Menge des zugeführten Heizdampfes und die Länge der Rohre so zu wählen, dass der Kondensationsprozess in sämtlichen Rohren des Haupt-Rohrbündels noch vor dem Auftreten der unstabilen Strömungen unterbrochen wird. Im Ausgangsraum der Dampfkammer kommt es zum Abscheiden des entstandenen Kondensats von dem nicht kondensierten Anteil des Heizdampfes. Der Kondensat wird in einen Dampfwassersammler ausserhalb des Wärmeaustauschers geleitet, der nicht kondensierte Anteil des Heizdampfes aus dem Haupt-Rohrbündel wird in die Eingangskammer und in die Eingangszweige der Rohre des Neben-Rohrbündels eingeführt. Hier verläuft der Prozess der Kondensierung analog, wie bei den Rohren des Haupt-Rohrbündels, jedoch bei einem Druck, der um den Druckverlust innerhalb der Rohre des Haupt-Rohrbündels herabgesetzt ist. Der nicht kondensierte Anteil des Heizdampfes kann aus der Ausgangskammer der Dampfkammer als Abblasdampf ausserhalb des Oberflächen-Wärmeaustauschers abgeführt werden, oder bei grösseren Mengen kann seine Kondensation im weiteren Neben-Rohrbündel fortgesetzt werden, wo die Wärmeaustauschfläche des Bündels proportional zur verkleinerten Menge des kondensierten Dampfes verkleinert wird. Der nicht kondensierte Anteil des Heizdampfes, der aus dem weiteren Neben-Rohrbündel als Abblasdampf abgeführt wird, ist im Vergleich zur Menge des Heizdampfes, der in das Haupt-Rohrbündel zugeleitet wird, geringfügig, und der so verursachte Wärmeverlust ist bedeutungslos.

Der hauptsächlichliche Beitrag des Oberflächen-Wärmeaustauschers nach der Erfindung besteht in der Sicherung seines im wesentlichen störungsfreien Betriebes dank dem genügenden Ausschuss der im Betrieb gefährlichen Formen des Doppelphasengemisches Wasser-Dampf im Inneren sämtlicher Rohre. Die Stabilisationsmenge des Abblasdampfes ist dabei vernachlässigbar.

Im Haupt-Rohrbündel, das den wesentlichen Teil der Wärmeaustauschfläche des Oberflächen-Wärmeaustauschers bildet, sind die Rohre in Ebenen angeordnet, die zur Richtung der Strömung des Arbeitsdampfes parallel sind. Dieses Bündel arbeitet daher mit einer relativ kleinen Ungleichmässigkeit in der Verteilung des Heizdampfes in den einzelnen Reihen der Rohre und daher auch mit einer relativ kleinen Menge des nicht kondensierten Dampfes; dies auch trotz einer möglichen Vergrösserung um den Stabilisierungsanteil. Zur Kondensation des Dampfes, der aus dem Haupt-Rohrbündel abgeleitet wird, genügt daher eine kleine, unwesentliche Wärmeaustauschfläche, die zum Beispiel durch ein Neben-Rohrbündel repräsentiert werden kann.

Die Neben-Rohrbündel, die in der Strömungsrichtung des erhitzten Arbeitsdampfes dem Haupt-Rohrbündel vorgeschaltet sind, arbeiten mit einem grossen Wärmeunterschied zwischen dem Heizdampf und dem Arbeitsdampf. In diesem Teil des Oberflächen-Wärmeaustauschers wird deshalb der Arbeitsdampf in einigen wenigen Reihen von Rohren schnell erhitzt, wodurch seine Erhitzung im Haupt-Rohrbündel wesentlich herabgesetzt wird.

Der Unterschied der Temperatur der Wände in den einzelnen Zweigen der Rohre des Haupt-Rohrbündels, insbesondere der Randrohre desselben, wird durch diese Anordnung auf ein vom Gesichtspunkt der Wärmespannungen in den Rohren annehmbares Mass herabgesetzt. Der Kondensa-

tionsdruck des Heizdampfes in den Neben-Rohrbündeln wird um den Druckverlust im Haupt-Rohrbündel herabgesetzt. Da sich jedoch die Neben-Rohrbündel mit dem noch nicht erhitzten Arbeitsdampf in Kontakt befinden, verliert diese Herabsetzung ihre praktische Bedeutung mit Rücksicht auf den grossen Wärmeunterschied zwischen Heiz- und Arbeitsdampf. Im Gegenteil kommt hier der Saugeffekt auf den nicht kondensierten Anteil des Heizdampfes, der aus dem Haupt-Rohrbündel austritt, günstig zur Wirkung. In den Neben-Rohrbündeln sind die Rohre reihenweise in Ebenen angeordnet, die zur Richtung der Strömung des Arbeitsdampfes senkrecht stehen. Da es sich vorzugsweise um eine sehr kleine Anzahl von Reihen handelt, die meistens nicht 1/7 bis 1/6 der Anzahl der Rohrreihen des Haupt-Rohrbündels übersteigen, ist auch die Menge des nicht kondensierten Dampfes in denselben, einschliesslich des Abblasdampfes, klein im Vergleich mit der Menge des Heizdampfes, der dem Haupt-Rohrbündel zugeleitet wird.

Einen Vorteil der beschriebenen Anordnung der Rohre bilden in diesem Fall die kleinen Beanspruchungen auf die Fläche der Rohrwand, was insbesondere in einer Zweistufenüberhitzung wichtig ist.

Ein Ausführungsbeispiel des Oberflächen-Wärmeaustauschers nach der Erfindung ist in einer vereinfachten Form mit einer Überhitzungsstufe und mit einem Neben-Rohrbündel in den beiliegenden Zeichnungen dargestellt; es zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch den Oberflächen-Wärmeaustauscher,

Fig. 2 einen Querschnitt durch die Dampfkammer des Rohrbündels des Oberflächen-Wärmeaustauschers nach der Linie A-A in Fig. 1, und

Fig. 3 einen Querschnitt durch den Körper des Oberflächen-Wärmeaustauschers nach der Linie B-B in Fig. 1.

Nach Fig. 1 ist im Körper 1 des Oberflächen-Wärmeaustauschers einesteils eine Rohranordnung 2, die aus einem Haupt-Rohrbündel 5, aus einem Neben-Rohrbündel 6, aus einer Trennwand 4 und aus einer Dampfkammer 3 besteht, und andernteils ein Gleichrichterkanal 30, der auch aus Fig. 3 ersichtlich ist und der durch Längswände 31 und Querwände 32 abgegrenzt ist, gelagert. In den Raum des Gleichrichterkanals 30 greifen das Haupt-Rohrbündel 5 und das Neben-Rohrbündel 6 ein. Das Haupt-Rohrbündel wird durch Rohre 7, die in senkrechten Ebenen angeordnet sind, gebildet und das Neben-Rohrbündel 6 aus Rohren 8, die in waagrechten Ebenen angeordnet sind. Die äussere Oberfläche der Rohre 7, 8 bildet die Wärmeaustauschfläche des Oberflächen-Wärmeaustauschers. Die offenen Enden der Rohre 7, 8 sind an die entsprechenden Öffnungen in der Trennwand 4 angeschlossen und münden so in den inneren Raum der Dampfkammer 3, die mit dem Körper 1 verbunden ist. Dieser Körper 1 ist mit einem Stutzen 24 für den Austritt für den Arbeitsdampf und mit einem Eingangsstutzen 23, ebenfalls für den Arbeitsdampf, versehen.

Die Querwände 32 des Gleichrichterkanals 30 sind mit Ausschnitten 33 für das Einschleiben des Rohrteils der Rohranordnung 2 in den Gleichrichterkanal 30 versehen. Der Ausschnitt 33 in der Querwand 32 unmittelbar hinter dem Eingangsstutzen 23 ist durch ein Gehäuse 34 gegen das Eindringen des eintretenden Dampfes in den Gleichrichterkanal 30 geschützt. Die gegenseitige Lage der Rohre 7 und 8 wird durch querverlaufende Stützwände 35 gesichert.

Nach Fig. 2 ist der innere Raum der Dampfkammer 3 in vier Teile eingeteilt. Der obere Teil, der vom übrigen Raum durch eine horizontale Trennwand 12 abgeteilt ist, bildet einen Eingangsraum 10, der mit einem Eingangsstutzen 9 versehen ist. Aus diesem Eingangsraum 10 treten Eingangszweige der Rohre 7 des Haupt-Rohrbündels aus. Der mittlere Teil der Dampfkammer 3 ist vom unteren Teil der Arbeitskammer

3 durch eine Trennwand 13 abgeteilt, die ebenfalls horizontal angeordnet ist und einen Ausgangsraum 11 bildet, in den die Ausgangsweige der Rohre 7 des Haupt-Rohrbündels 5 münden. Der untere Teil der Dampfkammer 3 unterhalb einer vertikal angeordneten Trennwand 14 ist in zwei identische Teile eingeteilt. Ein derselben bildet eine Eingangskammer 15, aus der die Eingangsweige der Rohre 8 des Neben-Rohrbündels 6 austreten und der andere bildet eine Ausgangskammer 16, in die Ausgangsweige der Rohre 8 des Neben-Rohrbündels 6 münden. Der Ausgangsraum 11 der Dampfkammer 3 und die Eingangskammer 15 dieser Dampfkammer sind miteinander durch einen Übergangsstutzen 17 verbunden. Der Ausgangsraum 11 der Dampfkammer 3 ist im weiteren mit einem Abflusstutzen 18 zur Ableitung des Kondensats und mit einem Druckausgleichsstutzen 19, der im weiteren an einen nicht eingezeichneten Dampfraum des Dampfwassersammlers angeschlossen ist, versehen. Die Ausgangskammer 16 der Dampfkammer 3 ist mit einem Ablass 20 für das Kondensat und mit einem Abblasventilstutzen oder Abblasstutzen 21 zur Ableitung des Abblasdampfes versehen.

In Fig. 3 ist in einem Querschnitt durch den Wärmeaustauscher die Unterbringung des Haupt-Rohrbündels 5 und des Neben-Rohrbündels 6 im Gleichrichterkanal 30 dargestellt, der durch Längswände und durch Querwände 31, 32 gebildet ist. Der freie Raum im mittleren Teil des Neben-Rohrbündels 6 ist durch einen Einbau 36 ausgefüllt. Im Raum, der durch den Körper 1 entlang der Längswände 31 abgeschlossen ist, ist noch ein Separationsmechanismus (nicht dargestellt), untergebracht.

Der Arbeits-Nassdampf, der aus dem Hochdruckteil der Turbine austritt, wird durch den Eingangsstutzen 23 in den Körper 1 des Oberflächen-Wärmeaustauschers eingeführt

und beim Durchgang durch den Separationsmechanismus mechanisch entfeuchtet. Die Strömung des getrockneten Arbeitsdampfes wird nachher durch die Längswände und Querwände 31, 32 des Gleichrichterkanals 30 so gerichtet, dass er senkrecht zu den Rohren 7, 8 der Rohranordnung 2, d.h. in der Richtung von unten nach oben, verläuft. Beim Durchfluss durch die Rohranordnung 2 wird der Arbeitsdampf fortlaufend erhitzt und verlässt dann den Körper 1 durch den Stutzen 24. Der Heizdampf wird durch den Eingangsstutzen 9 in den Eingangsraum 10 der Dampfkammer 3 eingeleitet, von wo er in die Eingangsweige der Rohre 7 des Haupt-Rohrbündels 5 und durch diese Rohre 7 hindurchströmt, wobei er teilweise kondensiert und dabei einen Teil seiner Verdampfungswärme dem Arbeitsdampf überträgt, der die Rohre 7 von aussen umströmt. Im Ausgangsraum 11 des Haupt-Rohrbündels 5 kommt es zur Separation der beiden Phasen des Dampfleitungsgemisches, das in diesem Raum durch die Rohre 7 zugeleitet wird. Das entstandene Kondensat wird durch den Abflusstutzen 18 in den Dampfwassersammler abgeleitet, der ausserhalb des Geräts untergebracht ist, was den Anschluss seines Dampfraumes mit dem Ausgangsraum 11 des Haupt-Rohrbündels 5 durch eine Rohrleitung, die an den Ausgleichsstutzen 19 angeschlossen ist, ermöglicht. Ein Teil der zugeführten Menge des Heizdampfes, der in den Rohren 7 des Haupt-Rohrbündels 5 nicht kondensiert wurde, wird durch den Übergangsstutzen 17 in die Eingangskammer 15 des Neben-Rohrbündels 6 abgeleitet, von wo er in die Eingangsweige der Rohre 8 des Neben-Rohrbündels 6 eintritt. Nach einer teilweisen Kondensation in den Rohren 8 tritt das Dampfleitungsgemisch in die Ausgangskammer 16 des Neben-Rohrbündels 6 aus, von wo das Kondensat durch den Ablass 20 und eine kleine Menge des nichtkondensierten Dampfes durch den Abblasstutzen 21 abgeleitet wird.

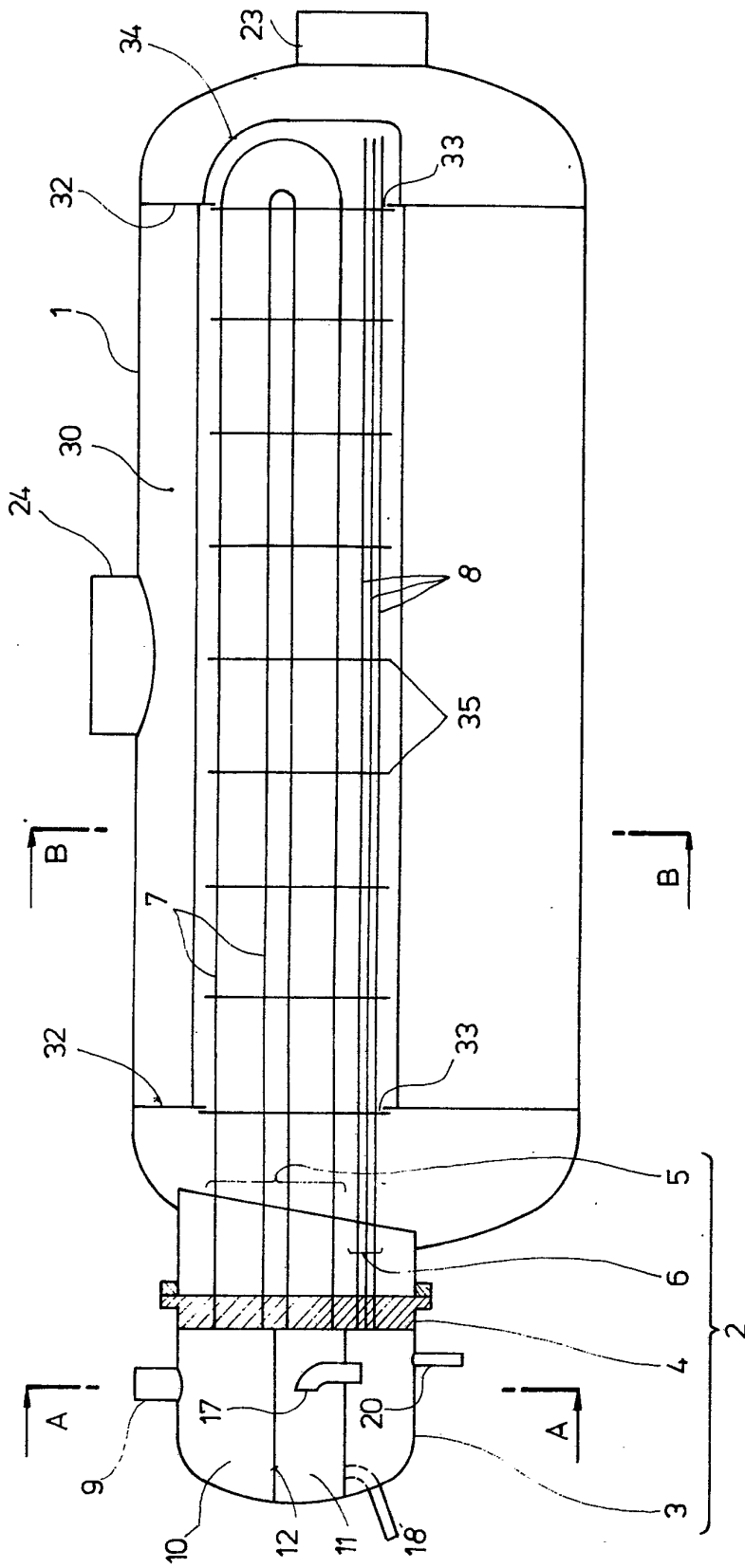


FIG. 1

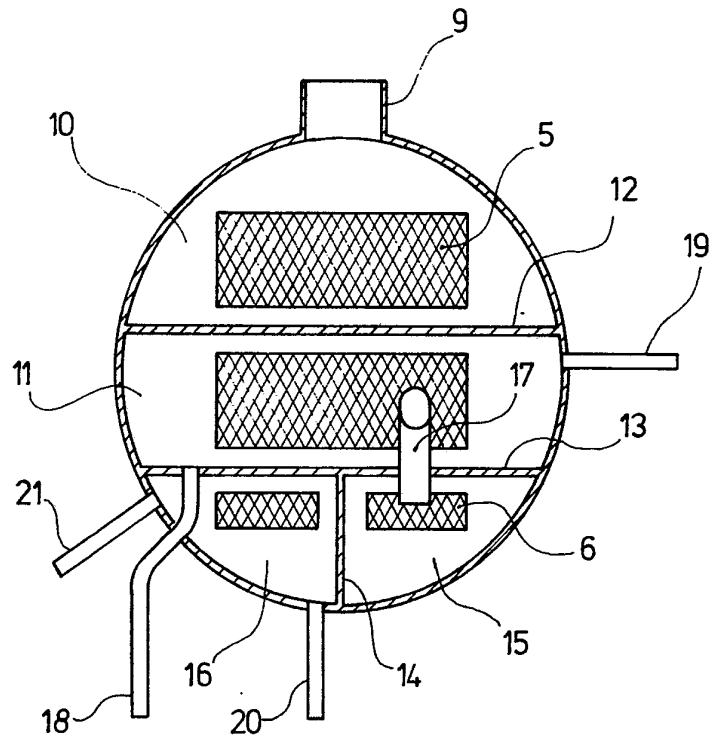


FIG. 2

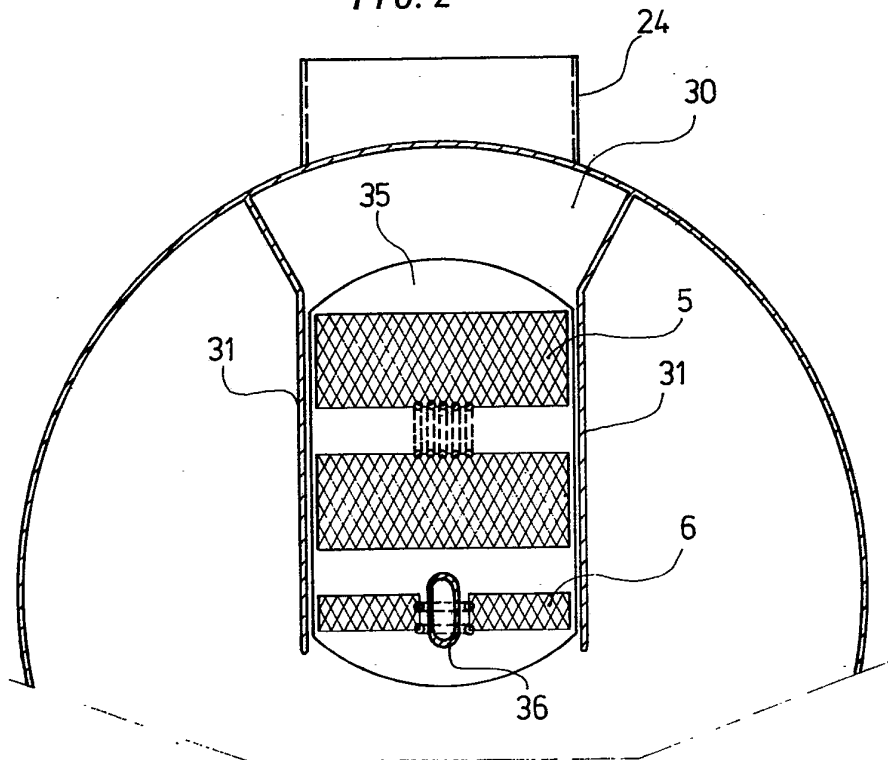


FIG. 3