

①② **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
30.07.86

⑤① Int. Cl.⁴ : **F 28 D 7/00, F 22 B 1/18,**
F 22 B 21/22

②① Anmeldenummer : **83100230.8**

②② Anmeldetag : **13.01.83**

⑤④ **Wärmeübertragungssystem, vorzugsweise für ein Prozessgas.**

③① Priorität : **24.11.82 CH 6846/82**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
27.06.84 Patentblatt 84/26

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **30.07.86 Patentblatt 86/31**

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
BE DE FR GB IT NL

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
CH-A- 174 774
CH-A- 375 030
CH-A- 482 982
FR-A- 2 293 663
FR-A- 2 435 667
US-A- 3 884 297

⑦③ Patentinhaber : **GEBRÜDER SULZER AKTIENGESELLSCHAFT**
Zürcherstrasse 9
CH-8401 Winterthur (CH)

⑦② Erfinder : **Ruzek, Wolfgang**
Seuzachstrasse 17
CH-8413 Neftenbach (CH)

⑦④ Vertreter : **Dipl.-Ing. H. Marsch Dipl.-Ing. K. Spring**
Dipl.-Phys. Dr. W.H. Röhl Patentanwälte
Rethelstrasse 123
D-4000 Düsseldorf (DE)

EP 0 111 615 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Wärmeübertragungssystem nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Aus der CH-PS-375 030 ist ein solches System bekannt, bei dem die Kanäle Ringräume sind, die durch konzentrisch ineinander gestülpte Trennwände begrenzt sind und vom heissen, aus einem Kernreaktor kommenden Gas in Serie durchströmt werden. Dieses System ist jedoch für Gase, die stark verschmutzt sein können, wie z. B. Prozessgas aus Kohlevergasungsanlagen, wenig geeignet, da die Wärmeübertragerflächen häufig gereinigt werden müssen und diese beim bekannten System nicht gut zugänglich sind. Die Häufigkeit solcher Reinigungen nimmt mit steigender Temperatur der heissen Gase zu, weil sich die Verschlechterung der Wärmeabfuhr infolge Ablagerungen auf den Heizflächen um so stärker auswirkt, je höher die Gastemperatur ist.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, das Wärmeübertragungssystem der eingangs genannten Art so zu verbessern, dass es auch im Falle stark verschmutzter Gase von sehr hoher Temperatur die fühlbare Wärme auf wirtschaftliche und betriebsichere Weise abführen kann, und es sich ausserdem gut reinigen lässt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäss durch die Merkmale des Kennzeichens des Anspruchs 1 gelöst. Dabei wird der besondere Vorteil erzielt, dass bei einer Veränderung des Wärmeübergangs infolge Ablagerungen an den Wärmeübertragerflächen, durch Verstellen des Drosselorgans die anteilige Wärmeübertragung an den verschiedenen Wärmeübertragerflächen variiert werden kann. Durch Einstellen der Zufuhr des Sekundärmediums lassen sich dann dessen Temperaturen unterschiedlich beeinflussen. Beim erfindungsgemässen System ergibt sich ferner eine gute Zugänglichkeit der Wärmeübertragerflächen bei Reinigungs- sowie ggfs. Reparaturarbeiten.

Die Merkmale nach Anspruch 2 führen zu einer Lösung mit einem Minimum an nicht genutztem Raum. Das Druckgefäss wird daher klein und verhältnismässig leicht, was in einem günstigen Preis, in leichterer Transportierbarkeit und in einfacherer und schnellerer Montage sich ausdrückt.

Die Merkmale nach Anspruch 3 führen zu einer Lösung, die wegen der leichten Ausbaubarkeit der höchstbeanspruchten Heizflächen besonders betriebsgünstig ist.

Anspruch 4 macht die Erfindung preislich vorteilhaft, da die Schlangenrohre sich sehr einfach herstellen lassen und die Aufhängung der Rohre keine besonderen Tragmittel erfordert.

Die Ausgestaltung nach Anspruch 5 ermöglicht die im anderen Zweigkanal untergebrachte Wärmeübertragerfläche im Gleich- und/oder im Gegenstrom anzuordnen. Es ergibt sich ein besonders hoher Wärmeübergang und im Falle einer Leckage lassen sich betroffene

Rohre leicht abblinden, ohne dass dies zu heissen Strahlen im Primärmedium führen würde.

Anspruch 6 führt zu einem einfachen, relativ kleinen Drosselorgan, das in einem Bereich mässiger Temperatur liegt und mit einem sehr einfachen Antrieb betätigt werden kann.

Die Merkmale nach Anspruch 7 ergeben konstruktive und betriebliche Vorteile, da sich die Einbauten des Druckgefässes konstruktiv günstig anordnen und im Bedarfsfall leicht ausbauen lassen.

Durch Anspruch 8 wird die Wand des Druckgefässes auf einfache Weise vor zu hohen Temperaturen geschützt.

Anspruch 9 zeigt Mittel, die gestatten, die Endtemperatur des primären Gases zu beeinflussen.

Die Lösung nach Anspruch 10 bringt die Vorteile, dass im höchsten Temperaturbereich der primärseitige Wärmeübergang wegen erniedrigter Gasgeschwindigkeit verkleinert und, umgekehrt, der sekundärseitige Wärmeübergang durch höhere Mediumgeschwindigkeit erhöht wird, was beides zu einer Reduktion der Rohrwandtemperatur führt. Ueberdies gestattet diese Lösung eine Querströmung im Verzweigungsbereich, ohne dass ein hoher Druckabfall auftreten würde.

Die Merkmale nach Anspruch 11 gestatten, eine Beeinträchtigung des Wärmeübergangs durch Ablagerungen auf der Verdampferheizfläche auf einfache Weise zu korrigieren.

Durch die Distanzierung mittels Nocken gemäss Anspruch 12 lassen sich die Schlangenrohre zu einem kompakten Ringbündel zusammenpacken, das sich leicht an den äussersten Rohren aufhängen lässt, wie dies in Anspruch 13 beansprucht wird.

Die Erfindung wird nun an Hand der Zeichnung an einem Ausführungsbeispiel näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 einen fragmentarischen, leicht schematisierten Vertikalschnitt durch ein Druckgefäss mit einem Wärmeübertragungssystem nach der Erfindung,

Figur 2 einen Sektor eines Horizontalschnittes nach der Ebene II-II in Figur 1,

Figur 3 einen Sektor eines stufenförmig abgesetzten Horizontalschnittes im Bereich der Ebene III-III in Fig. 1 und

Figur 4 die Abwicklung einer Rohrtafel aus Schlangenrohren.

In Figur 1 ist von einem zylindrischen Druckbehälter 1 ein rohrartiger Unterteil 2 mit Prätzen 3 auf einem Fundament 4 abgestellt. Das Unterteil 2 ist an seinem unteren Ende an eine nicht gezeichnete Gaseintrittsleitung angeschlossen. Wenig oberhalb seines unteren Endes ist seitlich ein Gasaustrittstutzen 5 angeordnet. An seinem oberen Ende weist das Unterteil 2 einen Flansch 6 auf, auf dem ein Deckel 7 sitzt, der das Oberteil des Druckgefässes 1 bildet.

Ueber einen mittleren, ausgedehnten Höhenbereich des Unterteils 2 erstreckt sich mit geringem Abstand von der Innenwand des Unterteils 2, einen Ringraum 9 bildend, ein Futter 10, das unten an der Peripherie eines Ringbleches 12 endet und mit diesem dicht verbunden ist. An der inneren Kante des Ringbleches 12 ist eine zylindrische Trennwand 14 dicht angeschlossen, die an ihrem unteren Ende über eine dichte, aber leicht lösbare Verbindung 16 an der Wand des Unterteils 2 angeschlossen ist. Innerhalb des vom Futter 10 gebildeten Kreiszyinders erstreckt sich mit geringem radialem Abstand vom Futter 10 eine äussere Kanalwand 20, die einen Rohrabchnitt bildet und unten oberhalb des Ringbleches 12 endet. Innerhalb der von der äusseren Kanalwand 20 gebildeten Zylinderfläche ist eine mittlere Kanalwand 22 angeordnet, die unten etwa auf gleicher Höhe endet wie die äussere Kanalwand 20. Oben trägt die mittlere Kanalwand 22 einen Blechkonus 23 mit einem Ventil Sitz 24. Mit dem Ventil Sitz 24 wirkt ein Drosselorgan 25 in Form eines Tellerventils zusammen, das von einem Servomotor 26 aus betätigt wird.

Innerhalb der mittleren Kanalwand 22 ist eine innere Kanalwand 28 vorgesehen, die ebenfalls kreiszylindrisch ausgebildet ist und oben mit einem hohlen Elechkegel 27 verschlossen ist. Die Kanalwand 28 erstreckt sich nach unten über die mittlere Kanalwand 22 hinaus bis weit in den Bereich der Trennwand 14 hinein.

Der Ringbereich zwischen der Trennwand 14 und der inneren Kanalwand 28 bildet einen Kanalabschnitt 30. Oberhalb des Ringbleches 12 gebildet sich dieser Kanalabschnitt in zwei Zweigkanäle 32 und 34, von denen der innere Kanal 32 als « der eine Zweigkanal 32 » und der äussere Kanal 32 als « der andere Zweigkanal 34 » bezeichnet werden und die durch die mittlere Kanalwand 22 voneinander getrennt sind.

Ueber die ganze Höhe des vom Kanalabschnitt 30 und des vom einen Zweigkanal 32 gebildeten Ringraums erstreckt sich eine einzige Schlangenheizfläche 36, die als Verdampfer geschaltet ist. Die Schlangenheizfläche 36 besteht aus sechsunddreissig evolventenförmig gekrümmten Rohrtafeln 38, die aus je einem Rohr mit vertikal gerichteten Schenkeln gebildet sind. Eine solche Rohrtafel 38 ist in Fig. 2 und 3 besonders hervorgehoben und in Fig. 4 abgewickelt gezeichnet. Ein auf einem äussersten Rohr zylinder 50 (Fig. 3) liegender vertikaler Schenkel 51 ist über einen Schrägabschnitt 52 mit einem auf einem innersten Rohr zylinder 53 liegenden Schenkel 54 verbunden. Der Schenkel 54 ist oben über einen Krümmer mit einem Schenkel 55 verbunden, der unten über einen Krümmer an einem weiteren Schenkel 56 angeschlossen ist. Nach mehrmaligem Hin- und Herführen des Rohres führt schliesslich ein Schenkel 57 vertikal nach oben, wo er zusammen mit dem Schenkel 51 über eine nicht näher dargestellte Dichtpartie den Blechkonus 23 durchdringt und zum Druckgefässdeckel 7 führt, den die Rohrschenkel 51 und 57 über bekannte

Dichthülsen durchstossen. Zusammen mit den entsprechenden Schenkeln der übrigen fünfunddreissig Rohrtafeln 38 sind die Schenkel 51 und 57 sodann an einen Verteiler 58 bzw. einen Sammler 59 angeschlossen.

Etwa auf der Höhe des unteren Endes der mittleren Kanalwand 22 sind alle Schenkel der Rohrtafeln 38 im Durchmesser abgesetzt, indem sie unterhalb dieser Stelle einen kleineren Durchmesser d (Fig. 3) und oberhalb dieser Stelle einen grösseren Durchmesser D (Fig. 2) aufweisen. Hierdurch wird die Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Kanalabschnitt 30 herabgesetzt und gleichzeitig die Strömungsgeschwindigkeit des zu verdampfenden Mediums erhöht. Es wird daher der Wärmeübergang auf der Aussenseite der Rohre herabgesetzt und auf der Innenseite der Rohre erhöht, was beides zu einer tieferen Temperatur des Rohrmaterials führt. Darüberhinaus wird durch den kleineren Rohrdurchmesser der Strömungsquerschnitt für den aus dem Kanalabschnitt 30 in den anderen Zweigkanal 34 übertretenden Teilstrom des Gases vergrössert.

Innerhalb der Rohrtafeln 38 und zwischen ihnen sind die Rohrschenkel durch auf den Schenkeln angebrachte, in der Zeichnung nicht dargestellte Nocken oder durch auf verschiedenen Höhen angeordnete, rundum laufende Rippen voneinander distanziert. Zwecks Herstellung der Schlangenheizfläche 36 werden die Rohrtafeln 38 an die innere Kanalwand 28 geschichtet, nach Evolventenflächen gebogen und mit nicht gezeichneten, über den Umfang der Schlangenheizfläche 36 sich erstreckende Spanngürtel radial zusammengepresst. Das so gebildete Heizflächenbündel wird im Bereich des einen Zweigkanals 32 mit einem Drahtgeflecht und anschliessend mit der aus zwei Halbschalen zusammengeschnittenen, mittleren Kanalwand 22 dicht umhüllt. Im Bereich des Kanalabschnittes 30 liegen die äussersten Rohrschenkel 51 an der Trennwand 14 an, die dadurch im Betrieb gekühlt wird. Es kann aber auch hier, gegebenenfalls in mehreren Schichten, ein Drahtgeflecht aus hochhitzebeständigem Material oder eine Isolation vorgesehen sein, die den Wärmeübergang an die Trennwand 14 herabsetzt. Auf der Aussenseite der Trennwand 14 können Mittel zur Verbesserung des Wärmeübergangs vorgesehen sein.

Gemäss Fig. 2 hat die Wärmeübertragerfläche im anderen Zweigkanal 34 die Form einer Helissenheizfläche 62, die aus zweiundneunzig schraubenförmig gewundenen Rohren 64 besteht, die fünf Rohr zylinder bilden. An ihren oberen Enden sind die Rohre 64 über Verbindungsrohre 72, die die Wand des Unterteils 2 durchdringen, mit Verteilern 75, 75' verbunden. An seinem unteren Ende ist jedes Rohr 64 über einen Rohrkrümmer 65 mit einem von zweiundneunzig Steigrohren 66 verbunden, die in dem zwischen dem Futter 10 und der äusseren Kanalwand 20 gebildeten Ringkanal vertikal verlaufen. Ueber eine nicht näher dargestellte,

praktisch gasdichte Durchtrittsstelle verlassen die Steigrohre den genannten Ringkanal und treten seitlich über Temperatenausgleichstutzen — die unter dem Namen « Thermosleeves » bekannt sind — durch die Wand des Unterteils 2 aus dem Druckgefäss 1 aus. Die Steigrohre sind an zwei Sammlern 70, 70' angeschlossen.

Die Rohre 64 der Helissenheizfläche werden in gelochten Tragblechen 61 gehalten, die innerhalb des Zweigkanals 34 in drei um 120° gegeneinander versetzten, durch die vertikale Achse des Druckgefässes 1 verlaufenden Ebenen angeordnet sind. Die oberen Enden der Tragbleche sind seitlich an der Wand des Unterteils 2 befestigt und weisen über den Höhenbereich der Helissenheizfläche 62 Bohrungen 63 auf. In diese Bohrungen sind die Rohre 64 eingewunden.

Gemäss Fig. 3 sind im Ringblech 12 zwei diametral gegeneinander versetzte, kreisförmige Oeffnungen 80 vorgesehen, unterhalb denen jeweils coaxial zur zugehörigen Oeffnung 80 auf je einer Ventilstange 81 ein Ventilkegel 82 angeordnet ist. Jede Ventilstange 81 ist in an der Trennwand 14 befestigten Armen 83 geführt und über einen in der Zeichnung nicht sichtbaren Verbindungsstift mit einem Gabelhebel 84 mit Langloch gekuppelt. Der Gabelhebel 84 sitzt auf einer Welle 85, die in einer Hülse 86 drehbar gelagert ist. Die Hülse 86 ist demontierbar an einem passend angeordneten Druckgefässstutzen 87 befestigt. Die Welle 85 durchdringt einen Flachdeckel 88 mit Stopfbüchse 89. Sie kann zum Einstellen der Höhenlage des Ventilkegels 82 von aussen gedreht werden.

Der Gasaustrittsstutzen 5 ist mit einem eine Eintrittsdüse bildenden Futterblech 92 ausgekleidet, das in einen statischen Mischer 93 führt.

Im Höhenbereich unterhalb der Schlangenheizfläche 36 sind die Trennwand 14, die Verbindung 16 und der unterste Abschnitt des Unterteils 2 durch eine Ausmauerung 46, die nicht gezeichnete Kühlrohre enthalten kann, vor zu hohen Temperaturen geschützt.

Der Sammler 59 ist über eine Sattdampfleitung 45 mit einem Abscheider 46 verbunden, dessen Dampfaustrittsleitung 47 zu den Verteilern 75 und 75' führt, während abgeschiedenes Wasser über einen am Grund des Abscheiders 46 angebrachten Ablassstutzen 48 abgegeben wird. An die Verteiler 75, 75' ist zusätzlich zur Sattdampfleitung 47 eine weitere Dampfzufuhrleitung 49 angeschlossen, die zum Beispiel von Kühleinrichtungen oder einer Kesselanlage herkommt.

Das Wärmeübertragungssystem nach den Fig. 1 bis 4 funktioniert wie folgt: Dem Druckbehälter 1 wird an seinem unteren Ende ein Prozessgas von beispielsweise 1 000 °C und 20 bis 40 bar zugeführt. Dieses Gas strömt durch den Kanalabschnitt 30, worauf es sich nach Kühlung auf etwa 800 °C im Höhenbereich der seitlichen Oeffnung zwischen dem Ringblech 12 und der Unterkante der mittleren Kanalwand 22 auf den einen Zweigkanal 32 und den anderen Zweigkanal 34 verteilt. In diesen Zweigkanälen gibt es weiter Wärme ab, wobei der Teilstrom im Zweigkanal 32

auf beispielsweise 320 °C und der im anderen Zweigkanal auf beispielsweise 380 °C abgekühlt werden.

Stromunterhalb des Drosselorgans 25 vereinigen sich die beiden Gasströme, wobei sich eine Mischtemperatur von beispielsweise 350 °C ergibt. Der vereinigte Gasstrom gelangt sodann durch den Ringraum 9, die Wand des Druckgefässes temperierend, in den Ringraum unterhalb des Ringbleches 12 und von dort durch den Gasaustrittsstutzen 5 zur weiteren Verwendung.

Ist die Temperatur des Gases am Austritt des Druckbehälters 1 zu tief, so wird diesem Gas durch die Oeffnungen 80 heisses Gas vom Ende des Kanalabschnitts 30 zugeführt. Das Dosieren dieser Gaszumischung geschieht durch Verdrehen der Welle 85, wodurch der Ventilkegel 82 mehr oder weniger hoch angehoben wird.

Damit die von den Oeffnungen 80 ausgehenden heissen Gasschlieren weder an der Wand des Unterteils 2 noch am Gasaustrittsstutzen 5 heisse Stellen hervorrufen, hält das Futterblech 92, gegebenenfalls unterstützt durch zusätzliche Leitbleche, solche Schlieren von der drucktragenden Wand fern. Anschliessend wird durch den statischen Mischer 93 die Gastemperatur vergleichmässigt.

Als Sekundärmedium wird dem Wärmeübertragungssystem über den Verteiler 58 vorgewärmtes Wasser zugeführt, das über die als Tragrohre dienenden Schenkel 51 in die Schlangenheizfläche 36 eingespeist wird. Diese Schlangenheizfläche dient, wie schon erwähnt, als Verdampfer; es strömt deshalb über die Schenkel 57 ein Dampfwassergemisch in den Sammler 59. Das Dampfwassergemisch wird sodann im Abscheider 46 getrennt; das Wasser wird über den Stutzen 48 ausgeschieden und der Sattdampf über die Leitung 47 in die Verteiler 75, 75' eingespeist.

In diese Verteiler 75, 75' kann über die Leitung 49 weiterer Sattdampf aus der im übrigen nicht dargestellten Anlage zugeführt werden. Der Sattdampf gelangt nun über die Verbindungsrohre 72, 72' in das Helissenrohrbündel 62, wo er im Kreuz-Gegenstrom zum heizenden Gas überhitzt wird. Der überhitzte Dampf verlässt über die Steigrohre 66 und die Kollektoren 70, 70' das Wärmeübertragungssystem.

Die Heizflächen im Kanalabschnitt 30 und den beiden Zweigkanälen 32 und 34 sind im Hinblick auf eine etwaige Heizflächenverschmutzung so gross ausgelegt, dass zunächst mit wenig geöffnetem Drosselorgan 25 und weit offenen Oeffnungen 80 gefahren werden kann. Im Kanalabschnitt 30 wird viel Wärme abgegeben, sodass der Zweigkanal 32 entsprechend gedrosselt werden kann. Da die Eintrittstemperatur im andern Zweigkanal 34 verhältnismässig tief liegt, besteht keine Gefahr, dass die Ueberhitzung des Dampfes zu hoch steigt. Dagegen ergibt sich eine verhältnismässig tiefe Mischtemperatur des Gasgemisches stromunterhalb der beiden Zweigkanäle. Durch Zumischen einer verhältnismässig grossen Menge heissen Gases über die

Oeffnungen 80 wird die Temperatur des aus dem Druckbehälter 1 austretenden Gases wieder auf die gewünschte Höhe angehoben.

Sollten die Heizflächen verschmutzt werden, so geschieht dies in erster Linie im Kanalabschnitt 30. Damit nimmt die Schlangenheizfläche 36 in ihrem unteren Teil zu wenig Wärme auf, was durch ein weiteres Oeffnen des Drosselorgans 25 korrigiert werden kann. Da das Helissenbündel 62 stark überdimensioniert ist, besteht dabei wenig Gefahr, dass die gewünschte Ueberhitzungs-temperatur nicht erreicht wird.

Da im eben behandelten Falle verschmutzter Heizflächen die Mischtemperatur des Gases im Ringraum 9 höher liegt als im Fall sauberer Heizflächen, wird durch Anheben der Ventilkegel 82 die durch die Oeffnungen 80 strömende Gasmenge vermindert.

Schreitet die Verschmutzung der Heizflächen so stark fort, dass das Drosselorgan 25 voll geöffnet werden muss und die verlangten Temperaturen nicht mehr eingehalten werden können, so wird zur Reinigung der Heizflächen der Deckel 7 abgehoben, wobei die an den tragenden Schenkeln 51 hängende mittlere Kanalwand 22, die Schlangenheizfläche 36 und die innere Kanalwand 28 mit herausgezogen werden. Die mittlere Kanalwand 22 lässt sich dann verhältnismässig leicht vom Konus 23 lösen und in zwei Schalen auftrennen, so dass diese seitwärts entfernt werden können.

Nach Entfernen der die Schlangenheizfläche 36 umgebenden Spannungsgürtel lassen sich nun, insbesondere im mittleren und unteren Teil der Schlangenheizfläche, die Rohrtafeln 38 leicht nach aussen biegen, sodass sie gereinigt werden können. Das Helissenbündel 62 lässt sich von innen inspizieren und auch von dort aus reinigen.

Sollte sich zeigen, dass bei der Auslegung des Systems die Verzweigungsstelle zu tief oder zu hoch gelegt wurde, so lässt sich leicht die Trennwand 14 über das Ringblech 12 hinaus erhöhen oder die mittlere Kanalwand 22 verkürzen oder nach unten verlängern.

Es ist auch denkbar, die Abzweigstelle einstellbar zu gestalten, beispielsweise durch einen oder zwei Ringschieber oder durch einen in der mittleren Kanalwand 22 vorgesehenen Bypass.

Die Erfindung beschränkt sich nicht auf das dargestellte Ausführungsbeispiel. So kann es beispielsweise auch vorteilhaft sein, die Kanäle 30, 32 und 34 mindestens teilweise als Membranwände, das heisst aus zu Wänden verschweissten Rohren, auszubilden.

Im Ausführungsbeispiel sind die Wärmeübertragerflächen in einfachster Form dargestellt. Selbstverständlich lassen sie sich auch unterteilen und ganz oder partiell die Strömungsrichtungen umkehren.

Schliesslich kann auch mehr als ein Sekundärmedium an der Wärmeübertragung beteiligt sein. Sollen Drosselorgane im Druckbehälter vermieden werden, so können diese auch in Verbindungsleitungen gelegt werden, die der Gasführung ausserhalb des Druckbehälters die-

nen.

Zur Verteilung der Wärmeübertragung auf verschiedene Heizflächen kann unter Umständen auch die Mengenverteilung des Sekundärmediums oder der Sekundärmedien verändert werden. Auch bezüglich der Art der Wärmeübertragerflächen ist die Erfindung durchaus nicht an das gezeichnete Ausführungsbeispiel gebunden; so können beispielsweise auch Sackrohre oder Wärmerohre eingesetzt werden.

Die Verzweigung auf die Zweigkanäle kann bei verschiedenen Temperaturen oder Temperaturbereichen gestaffelt erfolgen. Auch das Zusammenführen der Zweigströme lässt sich staffeln.

Die Oeffnungen 80 können eintrittsseitig mit Stellen tieferer Temperatur, sei es des einen oder des anderen Zweigkanals, verbunden sein. Je nach den gestellten Randbedingungen kann es auch zweckmässig sein, die Anordnung der Kanäle im Druckgefäss zu vertauschen oder sonstwie anders anzuordnen. Um das Abblinden einzelner Rohre, insbesondere im Ueberhitzerrohrbündel, wo höhere Temperaturen auftreten, zu erleichtern, kann es zweckmässig sein, etwa die Verbindungsrohre 72 nach der CH-PS-384 602 an Rohrplatten anzuschliessen.

Um ein Ausbauen des Helissenbündels 62 zu erleichtern, kann es vorteilhaft sein, den Unterteil 2 des Druckgefässes unterhalb der Befestigungsstelle der Tragplatten 61 durch Zwischenflanschen zu unterteilen.

Patentansprüche

1. Wärmeübertragersystem zum Abführen fühlbarer Wärme eines heissen Gases, vorzugsweise eines Prozessgases, an mehrere, in Kanälen angeordnete Wärmeübertragerflächen (36, 62), von denen eine eine Verdampferheizfläche (36) und eine andere eine Wärmeübertragerheizfläche (62) ist, in der ein Medium erhitzt wird, wobei alle genannten Wärmeübertragerflächen (36, 62) in einem einzigen, im wesentlichen zylindrischen Druckgefäss (1) untergebracht sind, dadurch gekennzeichnet, dass der vom heissen Gas zuerst durchströmte Kanal (30) einen die Verdampferheizfläche (36) enthaltenden Abschnitt bildet, der sich in zwei parallele Zweigkanäle (32, 34) gabelt, die in einen gemeinsamen Mischraum münden und von denen der eine (32) mit dem Kanalabschnitt (30) fluchtet, dass in einem der beiden Zweigkanäle (32, 34) eine weitere Wärmeübertragerheizfläche (38) angeordnet ist, in der Wärme an das aus der Verdampferheizfläche (36) kommende Medium übertragen wird, dass im anderen Zweigkanal die andere Wärmeübertragerheizfläche (62) angeordnet ist, und dass mindestens einer der beiden Zweigkanäle (32, 34) ein verstellbares Drosselorgan (25) aufweist.

2. Wärmeübertragersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanalabschnitt (30) und die beiden Zweigkanäle (32, 34) als zum Druckgefäss (1) koaxiale Ringkanäle ausgebildet sind.

3. Wärmeübertragersystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanalabschnitt (30) und der mit ihm fluchtende Zweigkanal (32) einen innersten Ringkanal bilden.

4. Wärmeübertragersystem nach Anspruch 3, mit vertikaler Achse des Druckgefässes (1), dadurch gekennzeichnet, dass die Verdampferheizfläche (36) und die weitere Wärmeübertragerfläche als eine einzige, sowohl über den Kanalabschnitt (30) als auch über den mit ihm fluchtenden Zweigkanal (32) sich erstreckende Schlangenrohrheizfläche ausgebildet ist und dass deren Schlangenrohre mit zur Druckgefässachse parallelen Schenkeln in evolventenförmig gebogenen Rohrtafeln (38) verlaufen.

5. Wärmeübertragersystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die andere Wärmeübertragerfläche (62) im anderen Zweigkanal (34) als Helissenheizfläche ausgebildet ist.

6. Wärmeübertragersystem nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Drosselorgan (25) als zentrales Tellerventil ausgebildet und gasseitig stromunterhalb der im mit dem Abschnitt (30) fluchtenden Zweigkanal (32) angeordneten Wärmeübertragerfläche (36) angeordnet ist und gleichzeitig einen abgeblenden zylindrischen Zentralkanal überspannt.

7. Wärmeübertragersystem nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Druckgefäss (1) unten einen koaxialen Gaseintrittsstutzen sowie, ebenfalls im unteren Druckgefässbereich, mindestens einen seitlichen Gasaustrittsstutzen (5) aufweist.

8. Wärmeübertragersystem nach den Ansprüchen 1 und 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Mischraum über einen zwischen dem anderen Zweigkanal (34) und der Innenwand des Druckgefässes (1) vorgesehenen Ringraum (9) mit dem Gasaustrittsstutzen (5) des Druckgefässes verbunden ist.

9. Wärmeübertragersystem nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich der Verzweigungsstelle des Kanalabschnittes (30) mindestens eine Oeffnung (80) vorgesehen ist, die aus dem Endbereich des Kanalabschnittes (30) in den Ringraum (9) führt, und dass dieser Oeffnung (80) ein verstellbares Verschlussorgan (82) zugeordnet ist.

10. Wärmeübertragersystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Schlangenrohre im Kanalabschnitt (30) und im Bereich der Verzweigungsstelle gegenüber der übrigen Rohrlänge einen erheblich kleineren Durchmesser aufweisen.

11. Wärmeübertragersystem nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass das Ende der äusseren Wand (14) des Kanalabschnittes (30) und/oder der Anfang der die beiden Zweigkanäle (32, 34) trennenden Wand (22) in axialer Richtung verstellbar ausgebildet sind.

12. Wärmeübertragersystem nach den Ansprüchen 4 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Schlangenrohre durch an ihnen be-

festigte Nocken voneinander distanziert sind.

13. Wärmeübertragersystem nach den Ansprüchen 4, 10 und 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Rohrtafeln (38) an Rohrschenkeln (51, 57) aufgehängt sind, über die das Medium den Rohrtafeln zugeführt oder aus diesen abgeführt wird.

10 Claims

1. A heat exchanger system for removing sensible heat from a hot gas, preferably a process gas, by way of a number of heat exchanger surfaces (36, 62) arranged in channels, one such surface being an evaporator heating surface (36) and another such surface being a heat exchanger heating surface (62) in which a medium is heated, all the heat-exchanger surfaces (36, 62) being received in a single substantially cylindrical pressure vessel (1), characterised in that the channel (30) flowed through first by the hot gas is a part receiving the evaporator heating surface (36) and forks into two parallel branch channels (32, 34) which extend to a common mixing chamber and one (32) of which is in alignment with the channel part (30); a further heat-exchanger heating surface (38) is disposed in one or two branch channels (32, 34) and transfers heat to the medium coming from the evaporator heating surface (36); the other heat-exchange heating surface (62) is disposed in the other branch channel; and at least one of the two branch channels (32, 34) has an adjustable restrictor (25).

2. A heat exchanger system according to claim 1, characterised in that the channel part (30) and the two branch channels (32, 34) are ring channels coaxial of the pressure vessel (1).

3. A heat exchanger system according to claim 2, characterised in that the channel part (30) and the branch channel (32) in alignment therewith form an innermost ring channel.

4. A heat exchanger system according to claim 3 with a vertical-axis pressure vessel (1), characterised in that the evaporator heating surface (36) and the other heat-exchanger surface are in the form of a single coiled-tube heating surface extending over both the channel part (30) and also over the branch channel (32) in alignment therewith; and the coiled tubes extend in the form of arms parallel to the pressure-vessel axis in involute tube banks (38).

5. A heat exchanger system according to claim 4, characterised in that the other heat exchange surface (62) in the other branch channel (34) is a helical heating surface.

6. A heat exchanger system according to any of claims 2-5, characterised in that restrictor (25) is a central mushroom valve and on the gas side is disposed downstream of the heat exchanger surface (36) in the branch channel (32) in alignment with the part (30) and also spans a screened cylindrical central channel.

7. A heat exchanger system according to any of claims 4-6, characterised in that the pressure

vessel (1) has at the bottom a coaxial gas entry connection and, also in the bottom part of the pressure vessel, at least one lateral gas exit connection (5).

8. A heat exchanger system according to claims 1 and 7, characterised in that the mixing chamber communicates with the pressure vessel gas exit connection (5) by way of an annular chamber (9) disposed between the other branch channel (34) and the pressure vessel inner wall.

9. A heat exchanger system according to claim 8, characterised in that there is at least one aperture (80) near the junction of the channel part (30) and such aperture extends from the terminal zone of such part (30) into the annular chamber (9), and an adjustable closure member (82) is associated with such aperture (80).

10. A heat exchanger system according to claim 4, characterised in that the coiled tubes in the channel part (30) and near the junction are of considerably less diameter than the remaining length of the tubes.

11. A heat exchanger system according to any of claims 1-10, characterised in that the end of the outer wall (14) of the channel part (40) and/or the beginning of the wall (22) separating the two branch channels (32, 34) are axially adjustable.

12. A heat exchanger system according to claims 4 and 10, characterised in that the coiled tubes are spaced apart from one another by protuberances secured on them.

13. A heat exchanger system according to claims 4, 10 and 12, characterised in that the tube banks (38) are suspended by way of tube arms (51, 57) through which the medium is supplied to or removed from the tube banks.

Revendications

1. Système de transfert thermique pour dissiper de la chaleur sensible d'un gaz chaud, de préférence d'un gaz industriel, vers plusieurs surfaces de transfert thermique (36, 62) qui sont disposées dans des canaux et dont l'une consiste en une surface chauffante (36) d'évaporation et une autre consiste en une surface chauffante (62) de transfert thermique dans laquelle un fluide est chauffé, toutes les surfaces de transfert thermique (36, 62) précitées étant renfermées par un seul et unique réservoir de pression (1) sensiblement cylindrique, caractérisé par le fait que le canal (30) qui est tout d'abord parcouru par le gaz chaud forme un tronçon renfermant la surface chauffante (36) d'évaporation et se scindant en deux canaux parallèles de dérivation (32, 34), qui débouchent dans une chambre commune de mélange et dont l'un (32) est aligné avec le tronçon de canal (30); par le fait que l'un des deux canaux de dérivation (32, 34) loge une autre surface chauffante (38) de transfert thermique dans laquelle de la chaleur est transmise au fluide provenant de la surface chauffante (36) d'évaporation; par le fait que l'autre surface chauffante

(62) de transfert thermique se trouve dans l'autre canal de dérivation; et par le fait qu'au moins l'un des deux canaux de dérivation (32, 34) présente un organe réglable d'étranglement (25).

2. Système de transfert thermique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que le tronçon de canal (30) et les deux canaux de dérivation (32, 34) sont réalisés sous la forme de canaux annulaires coaxiaux au réservoir de pression (1).

3. Système de transfert thermique selon la revendication 2, caractérisé par le fait que le tronçon de canal (30) et le canal de dérivation (32) qui est aligné avec lui forment un canal annulaire situé le plus à l'intérieur.

4. Système de transfert thermique selon la revendication 3, dont le réservoir de pression (1) présente un axe vertical, caractérisé par le fait que la surface chauffante (36) d'évaporation et l'autre surface de transfert thermique sont réalisées sous la forme d'une unique surface chauffante tubulaire en serpentin, s'étendant tant sur le tronçon de canal (30) que sur le canal de dérivation (32) qui est aligné avec lui; et par le fait que les canalisations en serpentin de cette surface chauffante s'étendent selon les faisceaux tubulaires (38) cintrés en développante, avec des branches parallèles à l'axe du réservoir de pression.

5. Système de transfert thermique selon la revendication 4, caractérisé par le fait que l'autre surface de transfert thermique (62) située dans l'autre canal de dérivation (34) est réalisée sous la forme d'une surface chauffante hélicoïdale.

6. Système de transfert thermique selon l'une des revendications 2 à 5, caractérisé par le fait que l'organe d'étranglement (25) est réalisé en tant que soupape centrale à disque et se trouve, côté gaz, en aval de la surface de transfert thermique (36) située dans le canal de dérivation (32) aligné avec le tronçon (30), en coiffant simultanément un canal central cylindrique occulté.

7. Système de transfert thermique selon l'une des revendications 4 à 6, caractérisé par le fait que le réservoir de pression (1) présente en partie basse un raccord coaxial de pénétration des gaz, ainsi que, également dans la région inférieure de ce réservoir de pression, au moins un raccord latéral (5) de sortie des gaz.

8. Système de transfert thermique selon les revendications 1 à 7, caractérisé par le fait que la chambre de mélange est reliée au raccord (5) de sortie des gaz du réservoir de pression, par l'intermédiaire d'une chambre annulaire (9) prévue entre l'autre canal de dérivation (34) et la paroi interne dudit réservoir de pression (1).

9. Système de transfert thermique selon la revendication 8, caractérisé par le fait qu'il est prévu, au voisinage de la zone de dérivation du tronçon de canal (30), au moins un orifice (80) qui gagne la chambre annulaire (9) à partir de la région extrême du tronçon de canal (30); et par le fait qu'un organe réglable d'obturation (82) est associé à cet orifice (80).

10. Système de transfert thermique selon la

revendication 4, caractérisé par le fait que, dans le tronçon de canal (30) et au voisinage de la zone de dérivation, les canalisations en serpentín ont un diamètre considérablement plus petit par rapport à la longueur restante de ces canalisations.

11. Système de transfert thermique selon l'une des revendications 1 à 10, caractérisé par le fait que l'achèvement de la paroi externe (14) du tronçon de canal (30) et/ou le début de la paroi (22) séparant les deux canaux de dérivation (32, 34) sont réalisés réglables dans le sens axial.

5

12. Système de transfert thermique selon les revendications 4 et 10, caractérisé par le fait que les canalisations en serpentín sont espacées les unes des autres par l'intermédiaire de protubérances qui y sont fixées.

10

13. Système de transfert thermique selon les revendications 4, 10 et 12, caractérisé par le fait que les faisceaux tubulaires (38) sont suspendus à des branches tubulaires (51, 57) par l'intermédiaire desquelles le fluide est délivré auxdits faisceaux tubulaires ou en est évacué.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

8

0 111 615

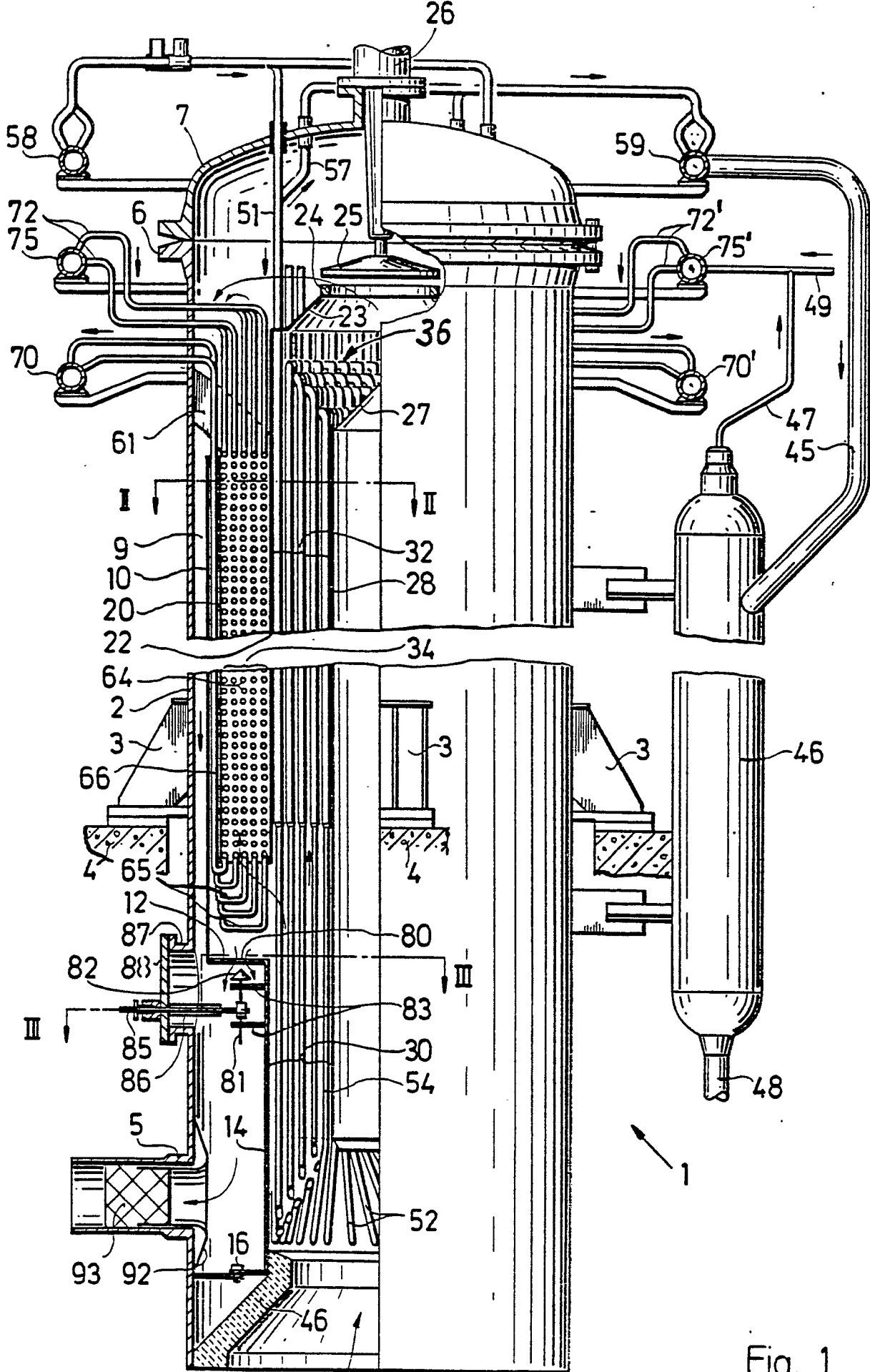


Fig. 1

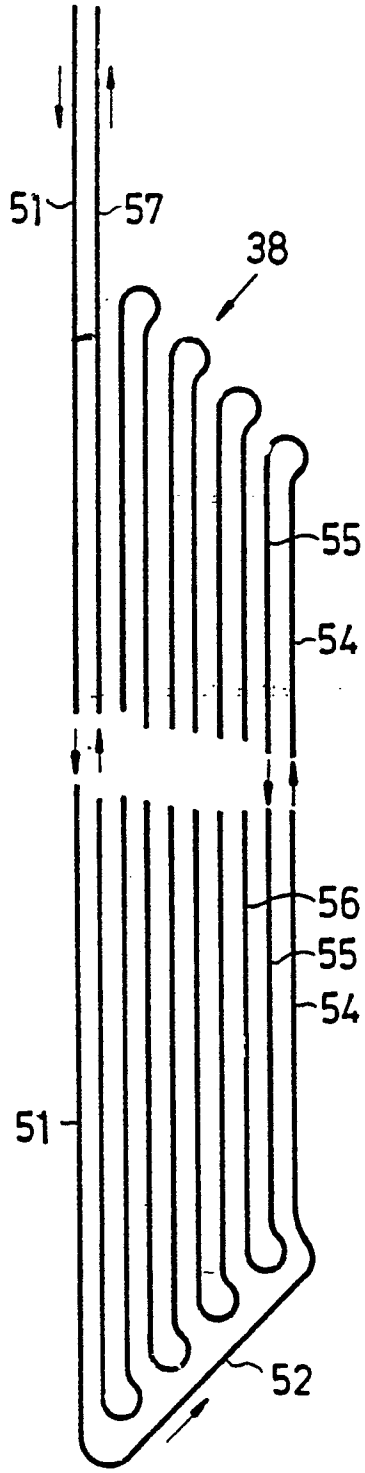


Fig. 4

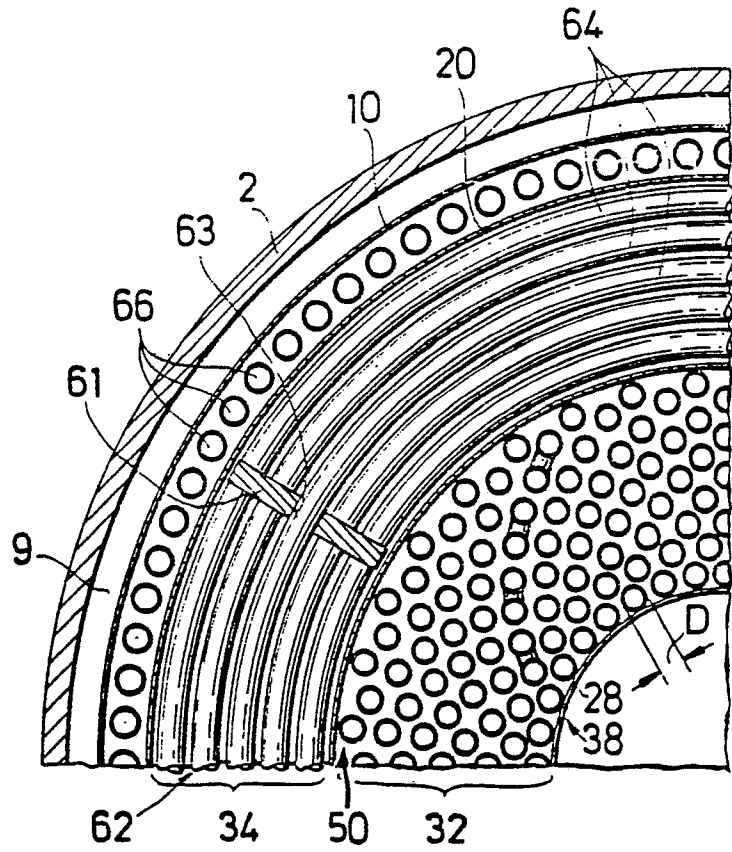


Fig. 2

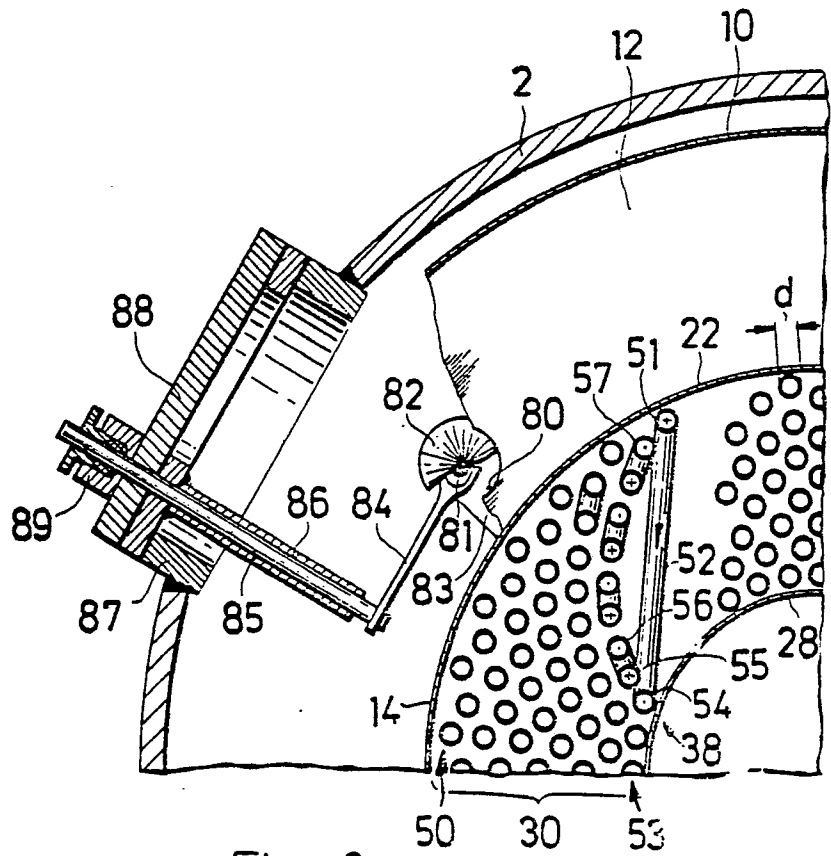


Fig. 3