

①



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets

⑪

Veröffentlichungsnummer: **0 017 101 B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
21.04.82

⑤

Int. Cl.³: **F 28 D 7/02, F 25 B 39/00**

②

Anmeldenummer: **80101493.7**

②

Anmeldetag: **21.03.80**

⑤

Wärmeaustauscher, insbesondere für Wärmepumpenanlagen.

③

Priorität: **28.03.79 DE 2912132**

④

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.10.80 Patentblatt 80/21

⑤

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
21.04.82 Patentblatt 82/16

⑧

Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH FR IT SE

⑥

Entgegenhaltungen:
FR-A-1 095 966
US-A-2 924 203
US-A-3 163 210

⑦

Patentinhaber: **John & Co., Industriegebiet,
D-7590 Achern (DE)**

⑦

Erfinder: **Fordsmand, Marc, Skovsjoedvej 38,
DK-2920 Charlottenlund (DK)**

⑦

Vertreter: **Lichti, Hans, Dr. Ing. et al, Durlacher
Strasse 31 Postfach 410760,
D-7500 Karlsruhe 41 (Grötzingen) (DE)**

EP 0 017 101 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).

Wärmetauscher, insbesondere für Wärmepumpenanlagen

Die Erfindung betrifft einen Wärmetauscher, insbesondere für Wärmepumpenanlagen, bestehend aus einem Sekundärteil, das aus wenigstens einem das Kühlmittel führenden, schraubenförmig gewendelten Rohr besteht, und aus einem Primärteil mit einem den Wärmeträger führenden, die Rohrwendel des Sekundärteils umgebenden, gleichfalls schraubenförmigen, Mantelrohr.

Bei Wärmepumpenanlagen werden im wesentlichen zwei Wärmetauscher eingesetzt, und zwar ein Verdampfer, in welchem der Wärmeträger des Primärkreislaufs seine Wärme an einen Sekundärkreislauf, der zugleich zentraler Kühlmittelkreislauf ist, abgibt, und ein Kondensator, in welchem der zentrale Kühlmittelkreislauf wiederum seine Wärme an einen wärmeabgebenden Kreislauf überträgt. Dabei ist in beiden Wärmetauschern ein größtmöglicher Wärmeübergang und ein geringstmöglicher Druckverlust angestrebt.

Die Möglichkeiten zur Erhöhung der Wärmeübertragung ergeben sich aus der Formel

$$Q = k \times F \times \Delta t$$

Alle Methoden zur Verbesserung zielen darauf ab, einen oder alle diese Einflußfaktoren zu optimieren. Bei Wärmepumpenanlagen sind allerdings hinsichtlich der Änderung der Temperaturdifferenz Δt Grenzen gesetzt, da diese nur auf Kosten der Leistung des Kompressors vergrößert werden kann, wodurch wiederum die Gesamtleistung der Wärmepumpenanlage reduziert wird. Verbesserungen in der Wärmeübergangszahl k lassen sich durch Beeinflussung der Strömungsverhältnisse und durch die Werkstoffauswahl erreichen. Ferner ist es hinlänglich bekannt, die Wärmetauscherfläche F durch entsprechende konstruktive Maßnahmen so groß als möglich zu gestalten, beispielsweise durch Anbringen von Rippen od. dgl. Auch die schraubenförmige Wendelung von Rohren zählt hierzu. Dabei ist allerdings häufig eine Grenze durch den Raumbedarf des Wärmetauschers gegeben.

Bei dem eingangs geschilderten bekannten Wärmetauscher (US-A-3 163 210) wird die Austauschfläche unter anderem dadurch vergrößert bzw. die Baugröße — bei gleicher Austauschfläche — dadurch verringert, daß ein das Sekundärteil bildendes Bündel paralleler Rohre, deren Enden in Verteilerkappen sitzen, durch Verdrehen der Verteilerkappen gegeneinander zunächst um eine zentrale Achse verdreht und daraufhin in ein das Primärteil bildendes Mantelrohr eingesetzt wird. Anschließend wird das Mantelrohr zu einer Schraube miteinander anliegenden Gängen umgeformt. Sowohl das verdrehte Rohrbündel des Sekundärteils, als auch das Mantelrohr des Primärteils bilden also eine gleichachsige Schraube, so daß eine kleine

Baugröße bei großer Wärmeaustauschfläche erhalten wird.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei gleicher Baugröße eine weitere Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche und zugleich eine Erhöhung der Wärmeübergangszahl zu erreichen, um insbesondere bei Einsatz des Wärmetauschers in Wärmepumpenanlagen einen hohen Wirkungsgrad zu erhalten.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß das schraubenförmig gewendelte Rohr des Sekundärteils mit etwa horizontaler Schraubenachse in dem Mantelrohr des Primärteils angeordnet ist und seine etwa horizontale Schraubenachse beibehält, und daß das Rohr des Sekundärteils nahe dem Wärmeträgerablauf des Primärteils in ein Kernrohr einmündet, welches in der Schraubenachse des Rohrs des Sekundärteils angeordnet ist und dessen Ablauf sich nahe dem Zulauf des Primärteils befindet, so daß das Kühlmittel im Sekundärteil zunächst im Gleichstrom und dann im Gegenstrom fließt.

Bei einer Rohrströmung wirken auf die Flüssigkeit Zentrifugal- und Gravitationskräfte. Ist das die Flüssigkeit führende schraubenförmig gewendelte Rohr mit seiner Schraubenachse senkrecht angeordnet, so ergibt sich aus Gravitations- und Zentrifugalkraft eine Resultierende, die dazu führt, daß die Flüssigkeit an die untere Rohrwandung gedrängt wird, wobei sich der Flüssigkeitsspiegel schräg mit einem Anstieg von innen nach außen einstellt. Der obere Teil des Rohrquerschnitts ist hingegen mit Gas bzw. der Dampfphase gefüllt, insbesondere wenn es sich um Wärmeträger handelt, die zumindest im Einlaufbereich des Wärmetauschers eine Temperatur nahe dem Siedepunkt aufweisen. Bekanntermaßen ist nun aber der Wärmeübergang zwischen Gas- bzw. Dampfphase und Rohrwandung schlechter als zwischen der Flüssigkeitsphase und der Rohrwandung. Während bei einer Schraubenwendel mit senkrechter Schraubenachse die aus Gravitations- und Zentrifugalkraft resultierende Kraft über die gesamte Höhe des Wärmetauschers die gleiche Richtung hat, ändert sich bei einer horizontalen Anordnung der Schraubenwendel diese Richtung ständig, da beispielsweise im unteren Scheitelpunkt der Schraubenwendel Gravitations- und Zentrifugalkraft sich addieren, während sie im oberen Scheitel der Schraubenwendel einander entgegenwirken. Dies führt also dazu, daß auf die Rohrströmung ständig wechselnde Kräfte zur Wirkung kommen, wodurch die Wahrscheinlichkeit, daß das Rohr auf seinem gesamten Umfang mit Flüssigkeit belegt ist, erheblich steigt. Diese Wahrscheinlichkeit wird bei Flüssigkeiten, die zum Stoßsieden neigen, noch vergrößert. Dadurch wird die Wärmeübergangszahl erhöht.

Durch die weitere Maßnahme, daß das schraubenförmig gewendelte Rohr des Sekun-

därteils umgebende Mantelrohr zusammen mit diesem schraubenförmig gewandelt ist, wobei dessen Schraubenachse im wesentlichen senkrecht angeordnet ist mit der Folge, daß die horizontale Schraubenachse des Rohrs im Sekundärteil etwa erhalten bleibt, ergibt sich eine nennenswerte Vergrößerung der Austauschfläche bei gleicher Baugröße.

Durch die vorgenannten Maßnahmen wird also einerseits die Wärmeübergangszahl k , andererseits die Wärmeaustauschfläche bei geringer Bauhöhe optimiert. Praktische Untersuchungen haben ferner gezeigt, daß bei einem solchen Aufbau des Wärmetauschers, insbesondere bei Verwendung als Verdampfer, der Druckverlust im Primärkreislauf gegenüber herkömmlichen Wärmetauschern um ca. 50% und im Sekundärkreislauf um ca. 90% vermindert werden kann. Dies bedeutet umgekehrt, daß trotz geringem Druckabfall im Kühlmittel-Kreislauf eine gute Wärmeübertragung möglich ist.

Mit der weiteren Ausbildung, daß das schraubenförmig gewandelte Rohr des Sekundärteils nahe dem Wärmeträgerablauf des Primärteils in ein Kernrohr einmündet, welches in der Schraubenachse des Rohrs des Sekundärteils angeordnet ist und dessen Ablauf sich nahe dem Zulauf des Primärteils befindet, wird erreicht, daß der Wärmeträger im Primärteil zunächst im Gleichstrom mit dem Kühlmittel im Sekundärteil geführt wird. Am Ende der Austauschcke des Primärteils wird die Strömungsrichtung im Sekundärteil an der Einmündung des schraubenförmigen Rohrs in das Kernrohr umgekehrt, so daß das Kühlmittel im Gegenstrom zurückgeführt wird. Auch hierdurch ergibt sich eine Verbesserung der Wärmeübertragungsverhältnisse durch Anpassung der Strömungsrichtung an das axiale Temperaturprofil.

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform sind im Sekundärteil drei parallel schraubenförmig gewandelte Rohre für das Kühlmittel vorgesehen, die nahe dem Wärmeträgerablauf des Primärteils jeweils in das Kernrohr einmünden. Die Schraubenwendeln aller drei Rohre können in axialer oder in radialer Richtung nebeneinander liegen.

Findet bei dem Wärmeaustausch im Kühlmittel eine Phasenänderung von flüssig zu dampfförmig statt, so ist vorgesehen, daß das Kernrohr einen größeren Querschnitt aufweist als die Summe der Querschnitte der schraubenförmig gewandelten Rohre des Sekundärteils, wobei der Wärmetauscher vorzugsweise so gesteuert wird, daß die Dampfphase erst am Übergang zwischen schraubenförmig gewandelten Rohren und Kernrohr stattfindet.

Eine ähnliche konstruktive Ausbildung ist bekannt (FR-A-1 095 966), wobei die Querschnittsvergrößerung von den einzelnen Rohren zum Kernrohr allerdings nur unwesentlich ist und der Volumenänderung bei einer Phasenumwandlung keinesfalls Rechnung trägt.

Nachstehend ist die Erfindung anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbei-

spiels gezeigt. In der Zeichnung zeigt

Fig. 1 einen schematischen Längsschnitt eines herkömmlichen Wärmetauschers (Verdampfer) mit senkrecht angeordnetem Schraubenrohr im Sekundärteil,

Fig. 2 einen schematischen Längsschnitt eines Wärmetauschers mit horizontal angeordnetem Schraubenrohr im Sekundärteil,

Fig. 3 einen Schnitt III-III gemäß Fig. 2,

Fig. 4 einen schematischen Längsschnitt durch einen erfindungsgemäß ausgebildeten Wärmetauscher, wobei das Mantelrohr geradlinig dargestellt ist, und

Fig. 5 eine Seitenansicht des Wärmetauschers mit Kompressor.

Fig. 1 zeigt einen Verdampfer, dessen Primärteil aus einem zylindrischen Behälter 1 gebildet ist. Der Behälter 1 weist oben einen Zulauf 3 für den Wärmeträger, z. B. Wasser, und unten einen Ablauf 4 auf. Der Sekundärteil wird von einem in dem Behälter 1 schraubenförmig verlaufenden Rohr 6 gebildet, dessen Schraubenachse 2 senkrecht angeordnet ist und das oben einen Zulauf 5 für ein Kühlmittel, z. B. Freon, und unten einen Ablauf 7 aufweist.

Bei annähernd gleichbleibender Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels im Rohr 6 stellt sich der Spiegel der flüssigen Phase — bei vorhandener gasförmiger Phase — in einer Schräglage ein, wie sie in Fig. 1 angedeutet ist, und die sich aufgrund der vektoriellen Addition der Schwerkraft t und der sich aus der Strömungsgeschwindigkeit ergebenden Zentrifugalkraft c einstellt. Der Flüssigkeitsspiegel stellt sich normal zur Resultierenden R ein.

Es ist ersichtlich, daß in dem Fall der Fig. 1, bei welchem die Achse 2 des Behälters 1 senkrecht verläuft, die Zentrifugalkraft c immer in einer waagerechten Ebene liegt, so daß, da die Schwerkraft t immer senkrecht nach unten verläuft, der Winkel zwischen den Kräften c und t sich nicht ändert. Demgemäß ist die auf das Kühlmittel wirkende Resultierende für alle Rohrquerschnitte gleich, so daß die flüssige Phase des Kühlmittels nur im Bereich des unteren Scheitels des Rohres 6 fließt, während das Rohr 6 im Bereich des oberen Scheitels mit der flüssigen Phase des Kühlmittels nicht in Berührung kommt.

Anders stellt es sich dar, wenn die Schraubenachse 2 des Rohrs 6 des Sekundärteils nicht senkrecht verläuft, sondern waagerecht, wie dies in Fig. 2 für denselben Behälter 1 dargestellt ist. Bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels durch das Rohr 6 ist auch die Zentrifugalkraft c konstant und stets radial gerichtet, jedoch oberhalb der Schraubenachse nach oben, unterhalb der Schraubenachse nach unten, während die Schwerkraft t stets radial nach unten gerichtet ist. Fig. 3 zeigt die Kräfte c und t an verschiedenen Stellen des Umfangs des Rohres 6. Es ist ersichtlich, daß die sich aus Schwerkraft t und Zentrifugalkraft c ergebende resultierende Kraft R ihre Größe und Richtung dauernd ändert, so daß auch der Flüssigkeits-

spiegel seine Lage ständig ändert. Wird zusätzlich berücksichtigt, daß in der Praxis eine konstante Strömungsgeschwindigkeit und damit eine konstante Zentrifugalkraft c nicht erzielt werden kann, solange das Rohr 6 nicht vollständig mit flüssiger Phase gefüllt ist, und daß das Sieden oft als Stoßsieden eintritt, so zeigt sich, daß eine große Wahrscheinlichkeit dafür besteht, daß die gesamte Innenwand des Rohres mit der flüssigen Phase des Kühlmittels in Berührung kommt. In jedem Fall ist diese Wahrscheinlichkeit wesentlich größer als bei dem in Fig. 1 gezeigten Beispiel, selbst wenn man Störungen der Strömung beim Sieden unterstellt.

In Fig. 4 ist ein Wärmetauscher gemäß der Erfindung in Funktion als Verdampfer dargestellt zur Verwendung bei einer Wasser/Wasser Wärmepumpenanlage. Der Wärmetauscher weist als Primärteil ein Mantelrohr 8 auf, welches in Fig. 4 aus Gründen der Übersichtlichkeit geradlinig dargestellt ist, in Wirklichkeit aber schraubenlinienförmig verläuft, wie mit Bezug auf Fig. 5 noch erläutert werden wird. An dem einen Ende des Mantelrohres 8 befindet sich ein Einlauf 9 für den Wärmeträger, hier Wasser, und am anderen Ende ein Auslauf 10 für das Wasser. Das Mantelrohr 8 ist ein Teil eines an sich bekannten geschlossenen Wasserkreislaufs, zu welchem auch ein nicht dargestelltes Rohrsystem gehört, daß z. B. in der Erde angeordnet ist um die Erdwärme aufzunehmen.

Demgemäß ist das durch den Einlauf 9 in das Mantelrohr 8 einströmende Wasser wärmer als das am Ablauf 10 abströmende Wasser.

Im Mantelrohr 8 ist als Teil des Sekundärkreislaufs ein zentral verlaufendes Kernrohr 11 angeordnet. Um dieses Kernrohr 11 sind in Schraubenlinienform drei parallel zueinander verlaufende Kupferrohre 12, 13 und 14 angeordnet. Die Kupferrohre 12, 13 und 14 sind durch das Mantelrohr 8 hindurchgeführt und mit einem Einlaufkasten 15 für das Kühlmittel, z. B. Freon, verbunden, welches dem Einlaufkasten 15 durch eine Leitung 16 zuströmt, wobei die Zufuhr von einem Thermoventil 17 gesteuert wird.

Dem Ende des Mantelrohres 8 benachbart, an welchem der Auslauf 10 angeordnet ist, ist das Kernrohr 11 durch eine Stirnscheibe 18 geschlossen, und die Enden der Kupferrohre 12, 13 und 14 sind über je einen Anschluß 19, 20 bzw. 21, die auf dem Umfang des Kernrohres 11 um 120° versetzt sind, mit dem Kernrohr 11 nahe dessen geschlossenem Ende verbunden. An seinem gegenüberliegenden Ende ist das Kernrohr 11 an dem entsprechenden Ende des Mantelrohres 8, d. h. nahe dem Einlauf 9, durch das Mantelrohr 8 hindurch nach außen geführt, um einen Auslaufstutzen für das Kühlmittel zu bilden, wie dies aus Fig. 4 ersichtlich ist.

Die Darstellung der Fig. 4 zeigt, daß die Rohre 12, 13 und 14 weder mit dem Kernrohr 11 noch mit dem Mantelrohr 8 in Berührung stehen. In der Praxis werden die Rohre 12, 13 und 14 jedoch an einigen Stellen am Kernrohr 11 abgestützt sein.

Es könnten aber auch Stützteile, beispielsweise an der Innenwand des Mantelrohres 8 und/oder an der Außenwand des Kernrohres 11 vorgesehen sein, welche die Rohre 12, 13 und 14 auf Abstand von dem Mantelrohr 8 und dem Kernrohr 11 halten. Das Mantelrohr 8 besteht aus einem isolierenden Material, beispielsweise aus Kunststoff oder Gummi. Auch die übrigen außerhalb des Mantelrohres 8 befindlichen Bauteile des Rohrsystems können wärmeisoliert sein.

Fig. 5 zeigt eine in der Praxis angewandte Ausführungsform des Wärmetauschers (Verdampfer oder Kondensator) gemäß der Erfindung. Dem in Fig. 4 geradlinig dargestellten Mantelrohr 8 entspricht in Fig. 5 das Mantelrohr 22, während das schraubenförmig gewundene Rohr(e) 12, 13, 14 des Sekundärteils gemäß Fig. 4 in der Fig. 5 an der aufgebrochenen Stelle des Mantelrohres 22 erkennbar und mit 25 bezeichnet ist. Der Wärmetauscher gemäß Fig. 5 wird also aus dem linearen Gebilde gemäß Fig. 4 dadurch erhalten, daß das Mantelrohr des Primärteils mit der eingebauten Rohrschlange des Sekundärteils um eine senkrechte Achse schraubenförmig verformt wird. Dabei bleibt die horizontale Schraubenachse der inneren Rohrschlange weitgehend erhalten. Beim gezeigten Ausführungsbeispiel ist in der Schraubenachse des Mantelrohres 22 der Kompressor 26 angeordnet, der also von dem Mantelrohr 22 umhüllt wird. Der Wärmeträger gelangt über den Zulauf 24 in das Mantelrohr und verläßt dieses über den Ablauf 23 (entsprechend 9 und 10 in Fig. 4). Der Einlaufkasten 15 und Thermoventil 17 sowie der Ablauf des Kernrohres 11 des Sekundärteils (Fig. 4) sind in Fig. 5 nicht gezeigt. Sie befinden sich an der unteren Windung der Schraube des Mantelrohres 22 nahe dem Zulauf 24 des Primärteils.

Die Arbeitsweise des Wärmetauschers als Verdampfer ist wie folgt:

Das Thermoventil 17 wird in an sich bekannter Weise von dem Druck vor einem nicht dargestellten Kompressor in dem geschlossenen Sekundärkreislauf gesteuert. Das Thermoventil 17 läßt entsprechend Kühlmittel in den Verteilerkasten 15 einströmen, von welchem aus sich die flüssige Phase des Kühlmittels in den Rohren 12, 13 und 14 (25 in Fig. 5) verteilen wird. Es erfolgt dann zunächst eine Wärmeübertragung von dem durch den Einlauf 9 (24) einströmenden Wärmeträger, z. B. Wasser, auf das in den Rohren 12, 13 und 14 strömende Kühlmittel, und zwar im Gleichstrom. Das Kühlmittel verdampft und strömt in Dampfform am anderen Ende des Mantelrohres 8 (22), d. h. nahe dem Ablauf 10 (23) in das Kernrohr 11, in welchem es im Gegenstrom zu dem Wasser strömt und dabei weiter erwärmt wird.

Im Rahmen der Erfindung sind verschiedene Abwandlungen möglich. Beispielsweise können die drei schraubenlinienförmig verlaufenden Rohre 12, 13 und 14 des Sekundärteils jeweils für sich zum Einlauf zurückgeführt werden, wobei

dann das Kernrohr 11 durch die Rücklaufrohre ersetzt wird. Statt einer steigenden Schraubenwendel, wie sie Fig. 5 zeigt, kann das Mantelrohr 8 (22) auch in einer horizontalen Ebene nach Art einer Spirale gewandelt sein.

Patentansprüche

1. Wärmetauscher, insbesondere für Wärmepumpenanlagen, bestehend aus einem Sekundärteil, der aus wenigstens einem das Kühlmittel führenden, schraubenförmig gewendelten Rohr (12, 13, 14, 25) und aus einem Primärteil mit einem den Wärmeträger führenden, die Rohrwendel des Sekundärteils umgebenden, gleichfalls schraubenförmigen Mantelrohr (8, 22) besteht, dadurch gekennzeichnet, daß das schraubenförmig gewendelte Rohr (12, 13, 14; 25) des Sekundärteils mit etwa horizontaler Schraubenachse in dem Mantelrohr (8, 22) des Primärteils angeordnet ist und seine etwa horizontale Schraubenachse beibehält, und daß das Rohr (12, 13, 14; 25) des Sekundärteils nahe dem Wärmeträgerablauf (10, 23) des Primärteils in ein Kernrohr (11) einmündet, welches in der Schraubenachse des Rohrs des Sekundärteils angeordnet ist und dessen Ablauf sich nahe dem Zulauf (9, 24) des Primärteils befindet, so daß das Kühlmittel im Sekundärteil zunächst im Gleichstrom und dann im Gegenstrom fließt.

2. Wärmetauscher nach Anspruch 1, insbesondere für Kühlmittel mit einer beim Wärmeaustausch erfolgenden Phasenänderung flüssig-dampfförmig, dadurch gekennzeichnet, daß das Kernrohr (11) einen größeren Querschnitt aufweist als die Summe der Querschnitte der schraubenförmig gewendelten Rohre (12, 13, 14) des Sekundärteils.

3. Wärmetauscher nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Sekundärteil drei parallel schraubenförmig gewendelte Rohre (12, 13, 14, 25) für das Kühlmittel vorgesehen sind, die nahe dem Wärmeträgerablauf (10, 23) des Primärteils jeweils in das Kernrohr (11) einmünden.

Claims

1. A heat exchanger, more specially for heat pump systems made up of a secondary part, which for its part is made up of at least one helically coiled tube (12, 13, 14, 25) for the coolant, and of a primary part with a casing tube (8, 22), for the fluid which is to give up heat, which is placed round the tube helix of the secondary part and itself is helical as well, characterized in that the helically coiled tube (12, 13, 14; 25) of the secondary part is placed with a generally horizontal helix axis in the casing tube (8, 22) and keeps to its generally horizontal helical axis, and in that the tube (12, 13, 14; 25) of the secondary part is designed opening, at a point near the downward current (10, 23) of the

fluid which is to give up heat, into a core tube (11), which is placed in the helix axis of the tube of the secondary part and whose downwardly running part is near the inlet (9, 24) of the primary part so that the coolant makes its way in the secondary part firstly with a cocurrent and then with a counter-current motion.

2. A heat exchanger as claimed in claim 1 more specially for coolants with a liquid-vapor change in phase taking place on heat exchange, characterized in that the core tube (11) has a greater cross-section than the sum of the cross-sections of the helically coiled tubes (12, 13, 14) of the secondary part.

3. A heat exchanger as claimed in claim 1 or claim 2, characterized in that in the secondary part there are three tubes (12, 13, 14, 25), coiled helically so as to be parallel to each other, for the coolant, these tubes opening, near to the downwardly running part (10, 23) for the fluid which is to give up heat, of the primary part, into the core tube (11).

Revendications

1. Echangeur de chaleur, destiné en particulier à l'équipement d'installations à pompe à chaleur et se composant, d'une part, d'une partie secondaire comportant au moins un tube hélicoïdal ou serpentin (12, 13, 14, 25), traversé par l'agent frigorifique, et, d'autre part, d'une partie primaire comportant une enveloppe tubulaire également de forme hélicoïdale (8, 22) en guise de serpentin, traversée par le véhicule de chaleur et enveloppant ledit serpentin de la partie secondaire, caractérisé en ce que le tube hélicoïdal (12, 13, 14, 25) de la partie secondaire est monté, à axe d'enroulement hélicoïdal pratiquement horizontal, à l'intérieur de ladite enveloppe tubulaire (8, 22) de la partie primaire tout en maintenant la position pratiquement horizontale de son axe d'enroulement hélicoïdal, et en ce que le tube (12, 13, 14, 25) de la partie secondaire débouche, à proximité de la sortie du véhicule de chaleur (10, 23) de la partie primaire, dans un tube central (11), qui est disposé selon l'axe d'enroulement hélicoïdal de la partie secondaire et dont la sortie se trouve près de l'entrée (9, 24) de la partie primaire, de manière que l'agent frigorifique, qui traverse la partie secondaire, s'écoule d'abord dans le même sens que le fluide à refroidir et puis en contre-courant.

2. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, destiné, en particulier, à la mise en oeuvre d'un agent frigorifique, qui, lors de l'échange de chaleur, subit une transformation de phase (passage de l'état liquide à l'état de vapeur), caractérisé en ce que la section transversale dudit tube central (11) est plus grande que la somme des sections transversales des tubes hélicoïdaux (12, 13, 14) de la partie secondaire.

3. Echangeur de chaleur selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que sa partie secondaire

comporte trois tubes hélicoïdaux ou serpentins (12, 13, 14, 25) pour l'agent frigorifique, qui débouchent chacun dans ledit tube central (11) à proximité de la sortie du véhicule de chaleur (10, 23) de la partie primaire.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

6

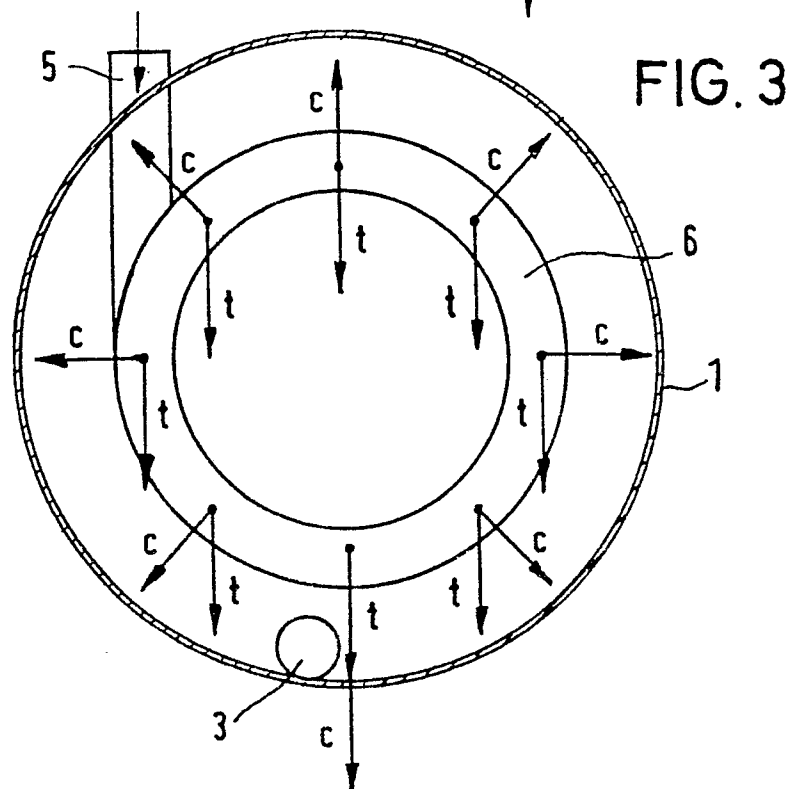
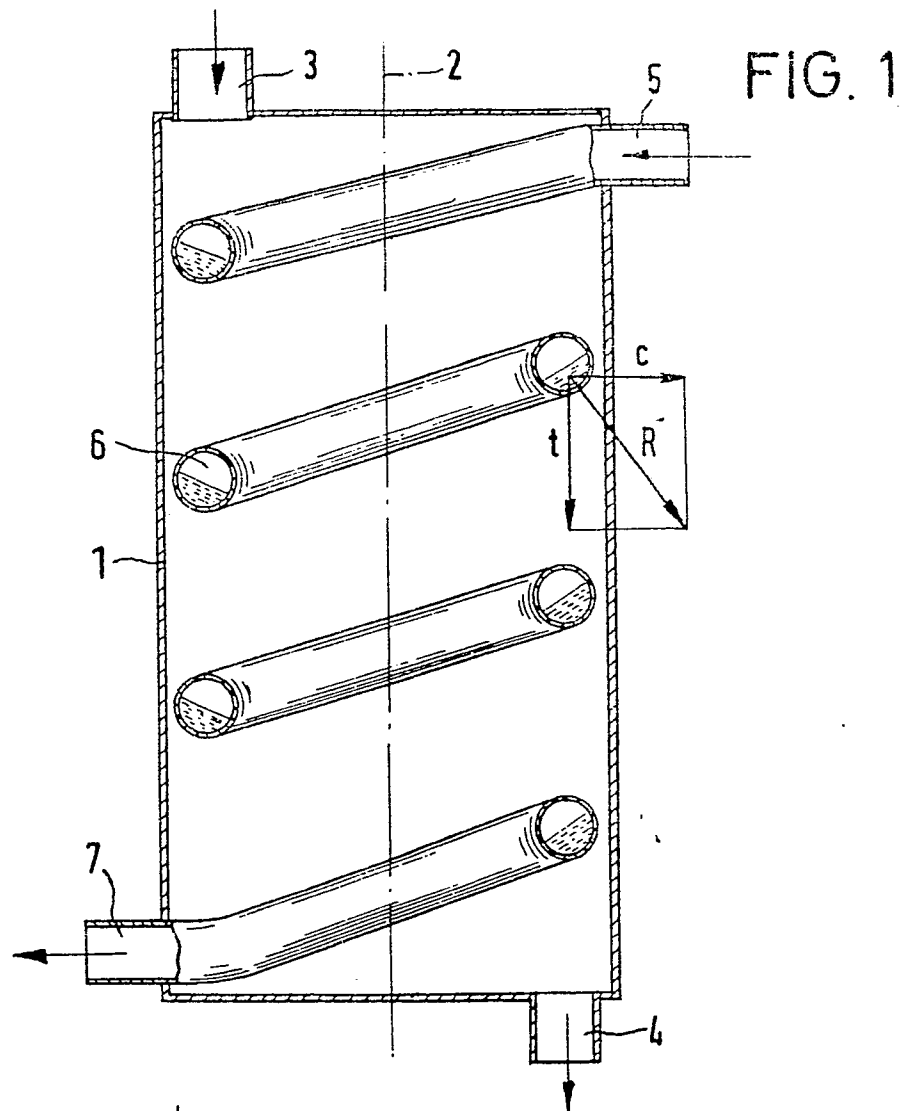


FIG. 2

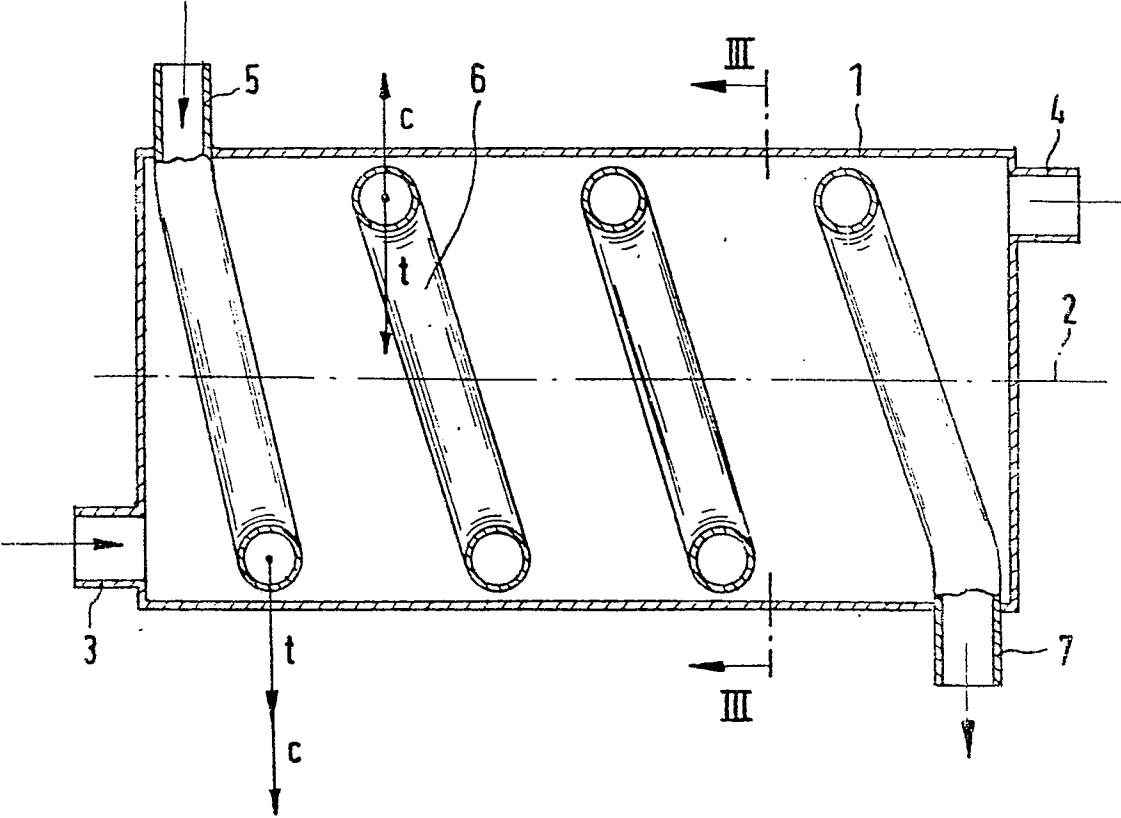


FIG. 4

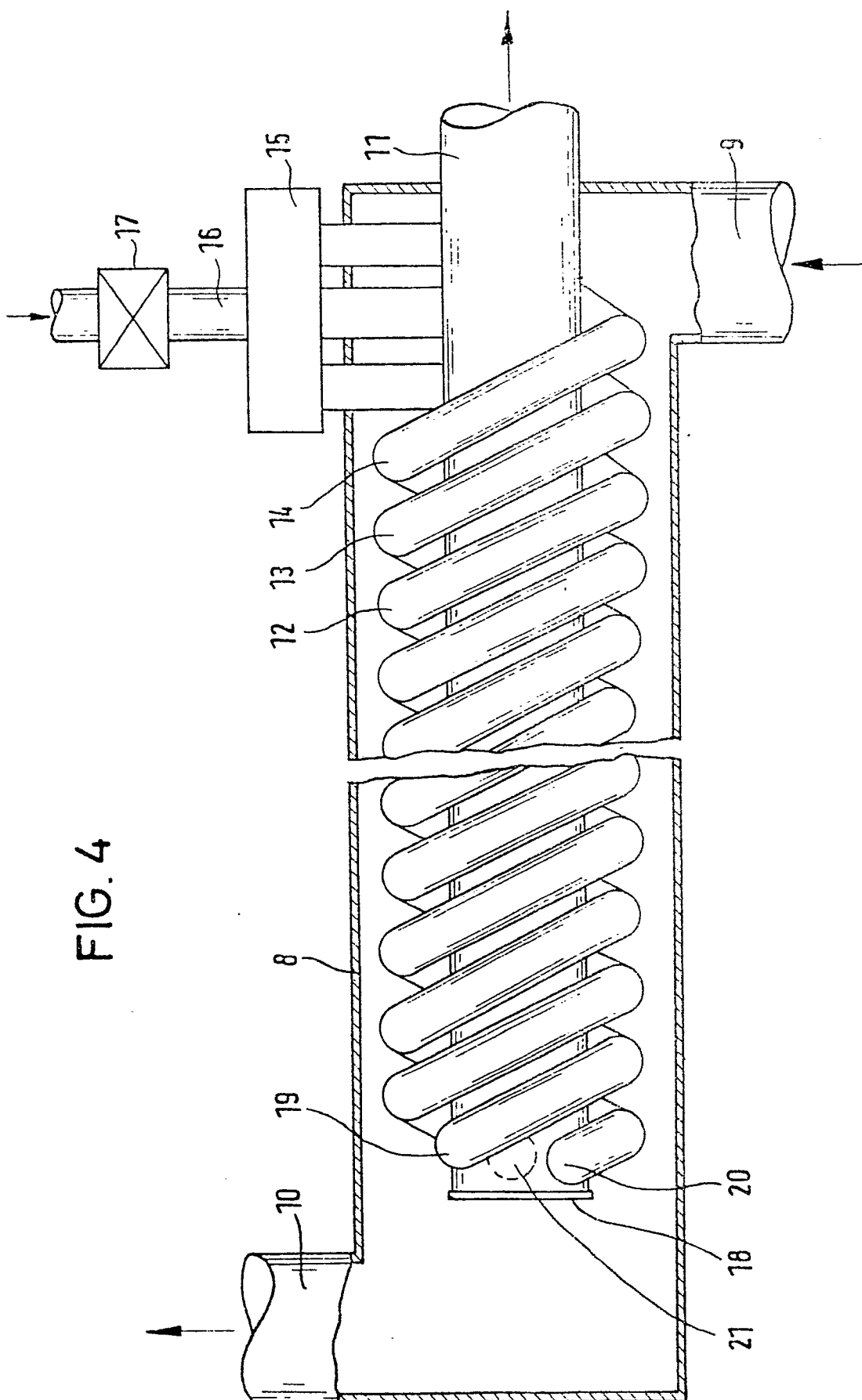


FIG. 5

