(19) Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 008 210 A1** 2005.09.01

(12) # Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 008 210.3**
(22) Anmeldetag: **19.02.2004**
(43) Offenlegungstag: **01.09.2005**

(51) Int Cl.[7]: **B60H 1/32**
F25B 29/00, F25B 1/00

(71) Anmelder:
Valeo Klimasysteme GmbH, 96476 Rodach, DE

(74) Vertreter:
Patent- und Rechtsanwälte Sonnenberg & Fortmann, 80331 München

(72) Erfinder:
Haussmann, Roland, 69168 Wiesloch, DE

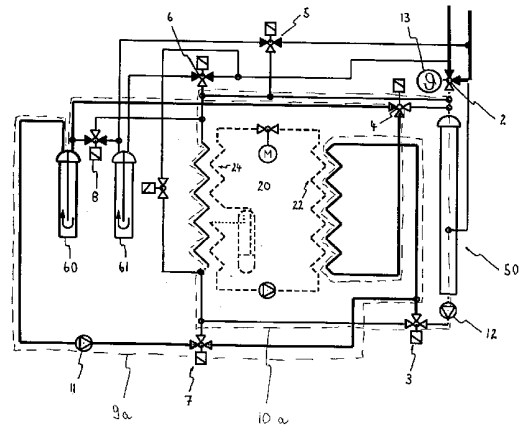
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:
DE 195 36 972 C1
DE 195 35 782 A1
DE 102 31 645 A1
DE 101 23 830 A1
DE 44 32 272 A1
DE 694 11 503 T2
DE 692 19 621 T2
DE 689 08 181 T2

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Kraftfahrzeugklimaanlage**

(57) Zusammenfassung: Kraftfahrzeugklimaanlage mit einem in sich geschlossenen Dampfkompressionskreislauf mit zumindest einem Verdampfer und zumindest einem Gaskühler, wobei dem Dampfkompressionskreislauf eine Fluidkreiseinrichtung zuordenbar ist, die mittels Schaltventilen in eine Vielzahl von Konfigurationen mit zumindest zwei voneinander strömungsentkoppelten Teilkreisen schaltbar ist, wobei jedem Teilkreis entweder der Verdampfer oder der Gaskühler zugehörig ist.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein eine Kraftfahrzeugklimaanlage mit einem in sich geschlossenen Dampfkompressionskreislauf mit zumindest einem Verdampfer und zumindest einem Gaskühler, wobei dem Dampfkompressionskreislauf eine Fluidkreiseinrichtung zuordenbar ist, die mittels Schaltventilen in eine Vielzahl von Konfigurationen mit zumindest zwei voneinander strömungsentkoppelten Teilkreisen schaltbar ist. Die vorliegende Erfindung bezieht sich ebenfalls auf einen Dampfkompressionskreislauf und einen Gaskühler, insbesondere zum Einsatz in einer erfindungsgemäß vorgeschlagenen Kraftfahrzeugklimaanlage.

[0002] In Kraftfahrzeugklimaanlagen werden vermehrt Dampfkompressionskreisläufe als zusätzliche Heiz- und/oder Kühlquelle eingesetzt. Die eingesetzten Dampfkompressionskreisläufe sollen dabei auch einen Wärmepumpenbetrieb bereitstellen, um auch bei Anfangsbedingungen, bei der der Motor als Wärmequelle noch nicht zu Verfügung steht, eine befriedigende Beschickung eines Fahrzeuginnenraumes zu ermöglichen. Daneben stehen sicherheitsrelevante Überlegungen, da beispielsweise bei niedrigen Außentemperaturen eine schnelle und zuverlässige Beschlagsfreiheit des Fahrzeugs gewährleistet werden soll.

[0003] Die DE 689 08 181 beschreibt beispielsweise einen Dampfkompressionskreislauf mit einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Kondensator und einem Expansionsventil, der insbesondere in einer Heiz-, Klimaanlage eines Fahrzeugs eingesetzt wird. Das hierbei eingesetzte Fluid wird zumindest teilweise in einem überkritischen Zustand verwendet, i.e., dass in diesem Bereich keine Verflüssigung mehr möglich ist, am Kondensator keine Phasenänderung mehr stattfindet, und somit der Wirkungsgrad am Kondensator dadurch verringert wird. Eine Leistungssteuerung erfolgt hierbei lediglich über den im Hochdruckbereich vorherrschenden Druck, wobei eine Erhöhung des Drucks mit einer Erhöhung der Fluidbeladung einhergeht, so dass eine große Menge an Fluid im Dampfkompressionskreislauf bereitgestellt werden muss. Dies erfolgt hier mit einem zusätzlichen im Dampfkompressionskreislauf vorgesehenen Fluid/Gasspeicher. Die DE 692 19 621 beschreibt beispielsweise einen Dampfkompressionskreislauf der mit einem zusätzlichen Fluidspeicher ausgestattet ist. Zudem kann mit Hilfe des Fluidspeichers der Hochdruck, und damit die Temperatur geregelt werden.

[0004] Um den Wirkungsgrad des durch die DE 689 08 181 vorgeschlagenen Dampfkompressionskreislaufs dennoch zu erhöhen, ist im Kreislauf ein zusätzlicher, sogenannter innerer Wärmetauscher vorgesehen. In diesem wird das Fluid von der Hoch- und Niederdruckseite in Gegenströmung geführt. Nachteilig ist hierbei, dass der Platzbedarf für einen zusätzlichen Wärmetauscher für kleine Klimaanlagen, die insbesondere in Klein- und Mittelklassefahrzeuge eingesetzt werden, eine schwer zu lösende Aufgabe darstellt.

[0005] Der Dampfkompressionskreislauf soll optimalerweise sowohl als Wärmequelle, als auch als Wärmesenke für die Luft, die zur Beschickung des Fahrzeuginnenraumes vorgesehen ist, dienen. Diese Funktion wird bisher hauptsächlich durch einen reversiblen Dampfkompressionskreislauf bereitgestellt, i.e., durch den Verdichter wird die Strömungsrichtung umgekehrt und Verdampfer und Kondensator tauschen ihre Funktion. Ein Nachteil ist darin zu sehen, dass durch einen reversiblen Kreislauf höhere Anforderungen an den Verdichter zu stellen sind, und dass bei der Umkehrung der Fließrichtung die Inkompressibilität des Fluids berücksichtigt werden muss. Zudem kann bei der Umkehrung der Fließrichtung ein unerwünschtes Einfließen von Öl und von flüssigem Kühlmittel in den Verdichter stattfinden.

[0006] Eine andere Möglichkeit, als die Ausgestaltung des Dampfkompressionskreislauf als reversiblen Prozeß, besteht darin, die Fließrichtung in allen Zusänden gleich zu halten und mittels Bypassleitungen, zusätzlichen Steuerventilen und zumindest eines zusätzlichen Expansionsventils, die Funktionen von Verdampfer und Kondensator zu tauschen. Aufgrund der höheren Teilezahl und des komplexeren Aufbaus ist diese Lösung jedoch ebenfalls nicht voll befriedigend.

[0007] Zudem muss bei der Konstruktion und bei der Auslegung der Beladungskapazität eines Dampfkompressionskreislaufs bedacht werden, dass in diesem meist für den Menschen bedenkliche Fluide, wie beispielsweise CO2 oder ähnliches verwendet wird, so dass einerseits eine so geringe Beladung wie möglich verwendet werden sollte, und dass diese auf keinen Fall in den Fahrzeuginnenraum gelangen sollte.

[0008] Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine Kraftfahrzeugklimaanlage mit einem in sich geschlossenen Dampfkompressionskreislauf bereitzustellen, mit einer kontinuierlichen Fließrichtung des Fluids, und dabei sollen jedoch die zusätzlichen Funktionen eines reversibel betriebenen Dampfkompressionskreislaufs zur Verfügung gestellt werden.

[0009] Zudem ist es Aufgabe der Erfindung, einen zufriedenstellenden Leistungs- und Wirkungsgrad der Kraftfahrzeugklimaanlage in jedem Betriebsmodi oder -zustand zu gewährleisten, ohne dabei jedoch zusätzlich einen inneren Wärmetauscher zu bedingen.

[0010] Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist darin zu sehen, eine Kraftfahrzeugklimaanlage anzugeben, die auch ohne den Motor als Wärmequelle eine zufriedenstellende Beschickung des Fahrzeuginnenraums mit Warmluft ermöglicht.

[0011] Ferner soll ein erfindungsgemäßer Dampfkompressionskreislauf einer Kraftfahrzeugklimaanlage mit einem Minimum an in diesem geführtem Fluid betrieben werden und darüber hinaus soll der Dampfkompressionskreislauf praktisch ohne Leckage betrieben werden können, und es soll keine Möglichkeit geben, dass das Fluid in den Fahrzeuginnenraum dringen kann.

[0012] Diese Aufgaben werden durch die Merkmale der unabhängigen Patentansprüche gelöst, wobei zweckmäßige Weiterbildungen durch die Merkmale der abhängigen Ansprüche beschrieben sind.

[0013] Insbesondere schlägt die vorliegende Erfindung eine Kraftfahrzeugklimaanlage mit einem in sich geschlossenen Dampfkompressionskreislauf mit zumindest einem Verdampfer und zumindest einem Gaskühler vor, wobei dem Dampfkompressionskreislauf eine Fluidkreiseinrichtung zuordenbar ist, die mittels Schaltventilen in eine Vielzahl von Konfigurationen mit zumindest zwei voneinander strömungsentkoppelten Teilkreisen schaltbar ist, wobei jedem Teilkreis entweder der Verdampfer oder der Gaskühler zuordenbar ist.

[0014] Zentraler Kreislauf der erfindungsgemäßen Kraftfahrzeugklimaanlage ist der Dampfkompressionskreislauf, der in sich geschlossen ist und lediglich mit jeweils indirektem Temperaturaustausch mit den zumindest zwei Teilkreisen in Verbindung steht.

[0015] Dadurch, dass unterschiedliche Fluidkreise vorgesehen sind, können diese grundsätzlich auch mit einem entsprechend auf den Einsatz optimierten Fluid beladen werden. Beispielsweise kann in den mit der Luft des Fahrzeuginnenraums in Kontakt tretenden Kreisen ein für den Menschen unbedenkliches Fluid, wie beispielsweise Wasser oder das Kühlmittel des Motor Kreislaufs, verwendet werden.

[0016] Die zwei Teilkreise verlaufen dabei in Abhängigkeit zu den Betriebsmodi variabel, so dass jeder Teilkreis, je nach Bedarf, entweder mit dem Verdampfer, oder mit dem Gaskühler in Verbindung stehen kann, ohne dass eine Veränderung im Dampfkompressionskreislauf notwendig wäre.

[0017] Dadurch wird ein an sich irreversibel ausgestalteter Dampfkompressionskreislauf, quasi reversibel betrieben, wobei die Funktion eines reversiblen Dampfkompressionskreislaufs ohne weitere Ventile oder Bypassleitungen in diesem bereitgestellt wird.

[0018] Zudem besteht nun die Möglichkeit den Dampfkompressionskreislauf ohne komplexe Bypassanordnungen und Schaltanordnungen zu optimieren.

[0019] Der Fachmann kennt verschiedene Möglichkeiten, einen Verdampfer und einen Gaskühler im Kreislauf anzuordnen. Der Verdampfer und der Gaskühler können vorliegend auch in einer kombinierten Wärmetauschereinheit vorgesehen sein, um beispielsweise die Teiledichte zu erhöhen und dadurch die Bauraumanforderung zu senken. Grundsätzlich besteht die Möglichkeit verschiedene Wärmetauscherfunktionen, wie zum Beispiel Verdampfungsfunktion oder Gaskühlfunktion in einem Gehäuse zusammenzuführen oder diese jeweils je nach Anwendung einzeln in einem Gehäuse vorzusehen.

[0020] Als Schaltventile können hierbei relativ kostengünstige und handelsübliche 3-Wege-Ventile eingesetzt werden, so dass dadurch eine eventuelle Erhöhung der Kosten und der Komplexität einer erfindungsgemäß angegebenen Klimaanlage vernachlässigbar ist, im Vergleich zu den hier angegeben Vorteilen.

[0021] In einer bevorzugten Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Klimaanlage ist ein Wärmetauscher zur Behandlung der Luft, die für einen Fahzeuginnenraum vorgesehen ist, von den zwei Teilkreisen unabhängig beschickbar.

[0022] Von Vorteil ist also, die beiden angegebenen Teilkreise, selbst wenn diese mit dem gleichen Fluid beladen sind, auch in dem Heiz-/Wärmetauscher der Klimaanlage getrennt verlaufen bzw. zirkulieren zu lassen. Einerseits können dadurch auftretende exergetische Mischungsverluste der beiden Fluide vermieden werden, wenn diese auf unterschiedlichen Temperaturniveaus vorliegen.

[0023] Andererseits besteht dadurch jedoch auch die Möglichkeit, durch eine entsprechende Schaltung der Ventile beide Teile des Heiz/Wärmetauschers von nur einem Teilkreis zu beschicken. Zudem besteht dadurch auch die Möglichkeit nur einen Teil des Heiz-/ Wärmetauschers der Klimaanlage von nur einem der Teilkreise zu beschicken. Dies erlaubt ein variableres Reagieren sowohl auf die Außentemperatur, als auch auf die Betriebsbedingungen der Klimaanlage.

[0024] Vorteilhafterweise ist einer der beiden Teilkreise mit einer zusätzlichen Wärmequelle thermodynamisch verbunden. Hierbei wird insbesondere der Motorblock des Fahrzeugs mit einem der beiden Teilkreise verbunden.

[0025] In Verbindung mit den verschiedenen Schaltungsmöglichkeiten der beiden Teilkreise mit dem

Dampfkompressionskreislauf, kann beispielsweise in der Anfangsphase, bei der der Motor noch nicht seine optimale Betriebstemperatur erreicht hat, der Fahrzeuginnenraum mittels des Dampfkomressionskreislaufs aufgeheizt werden. Dadurch wird dem Motorblock keine Wärme entzogen und dieser kann relativ schnell seine optimale Betriebstemperatur erreichen, ohne dass dabei die Heizfunktion der Klimaanlage wesentlich beeinträchtig wird.

[0026] Wenn der Motorblock seine optimale Betriebstemperatur erreicht hat, wird im Heizmodus der Klimaanlage, durch eine entsprechende Schaltung der Ventile, die Abwärme des Motorblocks für die Beschickung des Fahrzeuginnenraums verwendet, so dass die Leistung des Dampfkompressionskreislaufs verringert werden kann.

[0027] Wenn eine Abkühlung des Fahrzeuginnenraums gewünscht ist, besteht die Möglichkeit, den Teilkreis, der den Motorblock als thermische Quelle umfasst, nicht in den Heiz-, Wärmetauscher der Klimaanlage über den Radiator zu führen. Die Verdampferseite des Dampfkompressionskreislaufs wird dann zur Kühlung des durch den Heiz-/Wärmetauscher geführten Fluides genutzt.

[0028] Vorteilhafterweise ist ein Luft/Fluid Wärmetauscher, insbesondere ein Radiator, der vom ersten und/oder zweiten Teilkreis beschickbar ist, vorgesehen. Der Radiator wird dabei von der Umgebung gekühlt bzw. erwärmt und dient als zusätzliche Wärmequelle oder -senke.

[0029] Um ein unerwünschtes bzw. zu hohes Aufheizen des Teilkreises mit dem Motorblock oder des Teilkreises, der mit dem Gaskühler verbunden ist, zu verhindern, können diese mit dem Radiator bedarfsweise gekühlt werden.

[0030] Von Vorteil ist es weiterhin, wenn der erste und der zweite Teilkreis getrennt in dem Radiator geführt sind. Dadurch treten auch hier keine exergetischen Mischungsverluste auf. Durch den Radiator wird dadurch lediglich eine vorteilhafte Temperaturdifferenzfunktion angegeben. Zudem kann dadurch auch in dem Radiator die Trennung der beiden Teilkreise fortgeführt werden, so dass jeder Teilkreis einzeln bearbeitet werden kann. Der Radiator kann hierfür auch zweiteilig ausgeführt werden, beispielsweise mit einem Hauptradiator und einen untergeordneten Radiator, so dass die beiden Teilkreise mit unterschiedlichen Temperaturdifferenzen bearbeitet werden können.

[0031] Weiterhin ist es von Vorteil, wenn in jedem Schaltzustand immer zumindest ein Fluidfördermittel, insbesondere eine Wasserpumpe, jedem Teilkreis zugeorndet ist. Dadurch besteht die Möglichkeit eine leistungsabhängige Fördergeschwindigkeit des Fluids bereitzustellen, um dadurch eine weitere Optimierungsvariable zu erhalten.

[0032] Ferner ist es von Vorteil, dass das in den Teilkreisen geführte Fluid Wasser ist, da dieses relativ einfach zu handhaben ist, für den Menschen unproblematisch ist und eine optimale Wärmekapazität aufweist. Unter Wasser ist vorliegend auch eine auf Wasser basierende Mischung zu verstehen, wie beispielsweise ein glycolhaltiges Wasser oder ähnlichem, um beispielsweise eine höhere Frostbeständigkeit oder eine bessere Viskosität zu erhalten.

[0033] Vorteilhafterweise werden durch die Schaltventile folgende Teilkreise, umfassend folgende Komponenten definiert:

a) Schaltvariante 1:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Gaskühler
– Zweiter Teilkreis: Verdampfer und Radiator
b) Schaltvariante 2:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Gaskühler
– Zweiter Teilkreis: Verdampfer und Motorblock
c) Schaltvariante 3:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Gaskühler
– Zweiter Teilkreis: Wärmetauscher und Motorblock
– Dritter Teilkreis: Verdampfer und Radiator
d) Schaltvariante 4:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Verdampfer
– Zweiter Teilkreis: Wärmetauscher, Motorblock, Radiator und Gaskühler
e) Schaltvariante 5:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher, Wärmetauscher und Verdampfer
– Zweiter Teilkreis: Motorblock, Radiator und Gaskühler

[0034] Die Schaltvariante 1 der beiden Teilkreise wird insbesondere bei einer niedrigen Temperatur des Motorblocks, beispielsweise kurz nach dem Start des Kraftfahrzeugs und bei zeitgleichem Heizbedarf im Fahrzeuginnenraum eingesetzt.

[0035] Das in dem ersten Teilkreis geführte Wasser wird im ersten Wärmetauscher abgekühlt, und heizt somit die zur Beschickung des Fahrzeuginnenraums vorgesehene Luft auf, anschließend wird das Wasser durch den Gaskühler wieder aufgeheizt.

[0036] Das in dem zweiten Teilkreis geführte Wasser wird im Verdampfer abgekühlt und in dem Luft/Fluid Wärmetauscher wieder erwärmt. Der zweite Teilkreis stellt in dieser Schaltungsvariante lediglich eine Wärmequelle für den Verdampfer dar.

[0037] Dadurch wird, wie bereits oben beschrieben, einerseits dem Motorblock keine Wärmeenergie entzogen und dieser kann schnell eine optimale Betriebstemperatur erreichen, und zudem kann der Fahr-

zeuginnenraum mit Warmluft beschickt werden.

[0038] Die Schaltvariante 2 wird verwendet, wenn die Temperatur am Luft/Fluid Wärmetauscher zu gering für eine Verdampfung des Kühlmittels des Dampfkompressionskreislaufes ist, oder der Luft/Fluid Wärmetauscher vereist ist. In der zweiten Schaltungsvariante wird die Abwärme des Motors für eine Verdampfung am Verdampfer genutzt. Somit kann sich zwar der Motorblock nicht so schnell wie in der ersten Schaltungsvariante erwärmen, jedoch kann eine ausreichende Beschickung des Fahrzeuginnenraumes gewährleistet werden.

[0039] Die Schaltvariante 3 stellt einen maximalen Heizmodus dar. Zur Beschickung des Fahrzeuginnenraumes wird sowohl die Abwärme des Motorblocks, als auch die Heizleistung des Dampfkompressionskreislaufs genutzt. In dieser Schaltungsvariante ist ein zusätzlicher Teilkreis notwendig, um am Dampfkompressionskreislauf eine Wärmequelle bereitzustellen. Diese erfolgt durch Verschaltung des Radiator mit dem Verdampfer.

[0040] Die Schaltvariante 4 stellt einen sogenannte Reheatmodus dar. In diesem Modus wird in dem Wärmetauscher, der zur Behandlung der Luft der Fahrzeuginnenraums vorgesehen ist, sowohl eine Heiz-, als auch eine Kühlleistung bereitgestellt. In einem ersten Schritt wird die Luft abgekühlt, überschüssiges Wasser kondensiert, und in einem zweiten Schritt wird die gewünschte Temperatur eingestellt.

[0041] Die Schaltvariante 5 stellt einen maximalen Kühlmodus dar. Hierbei wird der Wärmetauscher ausschließlich von der Verdampferseite des Dampfkompressionskreislaufes beschickt und gekühlt.

[0042] Weiterhin schlägt die vorliegende Erfindung einen Dampfkompressionskreislauf vor, der mit einem Kühlmittel betrieben wird, das zumindest teilweise in einem überkritischen Zustand vorliegt, insbesondere für den Einsatz in einem wie oben beschriebenen Fluidkreislauf, umfassend einen Verdichter, zumindest einen Gaskühler, zumindest einen Verdampfer und zumindest ein Expansionsorgan, wobei zwischen einem Verdampfereingang und einem Verdampferausgang zumindest eine Flüssigkeitsabscheidung in den Verdampfer vorgesehen ist.

[0043] Wie bereits oben beschrieben, wird ein erfindungsgemäßer Dampfkompressionskreislauf nicht reversibel betrieben, i.e. das in allen Betriebszuständen das Kühlmittel lediglich in eine Richtung gefördert wird.

[0044] Unter einem überkritischen Kühlmittel ist ein Zustand zu verstehen, bei dem physikalisch keine Flüssigphase vorliegen kann. Dies wird vorliegend durch Arbeitsbedingungen gewährleistet, die über der kritischen Temperatur des Kühlmittels liegen.

[0045] Der hier vorgeschlage Dampfkompressionskreislauf kann dabei optional, je nach Bedarf ausschließlich hochdruckseitig in überkritischen Bedingungen gehalten werden, so dass eine Verflüssigung grundsätzlich nicht mehr möglich ist.

[0046] Grundsätzlich besteht die Gefahr, dass der Verdampfer das in diesem geführten Kühlmittel nicht vollständig verdampft, und dass dadurch, dass Flüssigkeit in den Verdichter einläuft und diesen beeinträchtigt.

[0047] Im Stand der Technik wird ein unerwünschtes Einlaufen von Flüssigkeit in den Verdichter meist mit einem dem Verdichter direkt vorgeschalteten Flüssigkeitsabscheider mit integriertem Flüssigkeitsspeicher verhindert.

[0048] Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Temperatur im Verdampfer derart zu erhöhen, dass gewährleistet werden kann, dass keine Flüssigkeit in den Verdichter eintritt. Vorgeschlagen wird auch, das Volumen des Verdampfers entsprechend zu erhöhen, um einerseits eine hohe Leistung bereitstellen zu können, anderseits um eine vollständige Verdampfung des Kühlmittels gewährleisten zu können.

[0049] Durch das Vorsehen einer Flüssigkeitsabscheidung zwischen Ein- und Ausgang des Verdampfers kann einerseits die Komponentenzahl verringert werden, als auch eine höhere Komponentendichte in einem erfindungsgemäßen Dampfkompressionskreislauf erreicht werden.

[0050] Ferner kann der optional, je nach Anwendungserfordernis, der Wirkungsgrad des Dampfkompressionskreislaufs weiter erhöht werden, indem im Kreislauf ein zusätzlicher, sogenannter innerer Wärmetauscher vorgesehen wird. In diesem wird das Fluid des Dampfkompressionskreislaufs von der Hoch- und Niederdruckseite in Gegenströmung geführt. Der innere Wärmetauscher kann dabei an verschiedenen Einbauorten, beispielsweise vor dem Verdampfer bzw. nach dem Gaskühler eingesetzt werden. Zudem kann ein innerer Wärmetauscher auch in einem kombiniertem Wärmetauscher, beispielsweise in einem Gehäuse mit dem Verdampfer und dem Gaskühler integriert werden.

[0051] In einer derzeit bevorzugten Ausführungsform weist der Verdampfer ein das bereits verdampfte Kühlmittel zusätzlich hochtemperierendes Teil auf. Dadurch kann gewährleistet werden, dass die Gasphase am Verdampferaustritt im wesentlichen eine in Abhängigkeit vom Druck jeweils konstante Temperatur aufweist, die im Vergleich ohne den zusätzlich hochtemperierenden Teil entsprechend geringer wä-

re. Dadurch kann die Leistung eines erfindungsgemäßen Dampfkompressionskreislaufes auf relativ einfache Weise zusätzlich erhöht werden, da dadurch die Enthalphiedifferenz zwischen Verdampfereingang und Verdampferausgang erhöht wird.

[0052] Optimalerweise weist das Kühlmittel am Ausgang des Verdampfers annähernd die Temperatur des Fluids auf.

[0053] Vorteilhafterweise sind die Flüssigkeitsspeicherung und die Flüssigkeitsabscheidung im aktiven Teil des Verdampfers integriert. Dies erfolgt beispielsweise durch, Führung des im Verdampfer geführten Fluids in den Bereich des Flüssigkeitsabscheiders oder in den Flüssigkeitsspeicher.

[0054] Vorliegend ist unter dem aktiven Teil des Verdampfers der Bereich zu verstehen, der mit dem gegenstromgeführten Fluid Wärmeenergie austauscht.

[0055] Im Stand der Technik wird, wie bereits oben angedeutet, ein Flüssigkeitsspeicher meist direkt vor dem Verdichter angeordnet, und zwar lediglich um diesen vor Eintritt einer Flüssigphase zu schützen.

[0056] Dadurch das die Flüssigkeitsabscheidung und die Flüssigkeitsspeicherung im aktiven Teil des Verdampfers stattfindet, kann in jedem Betriebszustand eine maximale Beladung und ein maximales Ausnutzen der Temperaturdifferenz der im Verdampfer geführten Fluide erreicht werden. Durch eine derartige Ausgestaltung des Verdampfers wird zumindest bezüglich Beladung bzw. Gassättigung nach dem Verdampfer ein sich im wesentlichen selbst regelndes System bereitgestellt. Dieses System kann bezüglich der Gesamtbeladung mit einer wesentlich geringeren Menge an Kühlmittel, im Vergleich zu bereits bekannten Dampfkompressionskreislaufen mit ähnlicher Leistung, ausgeführt werden.

[0057] Vorteilhafterweise ist das Kühlmittel im aktiven Teil des Verdampfers in unterschiedlichen Richtungen und Geschwindigkeiten geführt, wobei zumindest ein Geschwindigkeitsvektor entgegen der Gravitationsbeschleunigung vorgesehen ist.

[0058] Durch die unterschiedlichen Richtungen und Geschwindigkeiten des Kühlmittels erfolgt eine physikalische Trennung der flüssigen von der gasförmigen Phase des Kühlmittels, da die Flüssigphase träger im Vergleich zur Gasphase reagiert.

[0059] Durch den entgegen der Gravitationsbeschleunigung vorgesehenen Geschwindigkeitsvektor, der derart angepaßt ist, dass vorzugsweise die schwerere Flüssigphase nicht entgegen der Gravitation bewegt wird bzw. optimalerweise diese in einer konstanten Verteilungskurve im Strömungspfad vorliegt, kann die Funktion der Flüssigkeitsabscheidung und die der Flüssigkeitsspeicherung ohne zusätzliche Komponenten im Verdampfer, lediglich durch die Strömungspfade, bereitgestellt werden. Dadurch befindet sich die Flüssigphase, also der Flüssigkeitsspeicher innerhalb der Fluidströmung im Verdampfer, ohne zusätzliche Speichereinrichtung.

[0060] Um die Flüssigkeitsabscheidung zu optimieren, oder zu gewährleisten, kann zusätzlich eine perforierte Membran oder ähnliches auf einfache Weise in den Verdampfer integriert werden, so dass auch durch die Membran eine Flüssigkeitsabscheidung erfolgt, wobei diese jedoch eine entsprechende Perforierung aufweisen soll, da sonst der Strömungswiderstand zu sehr erhöht wird.

[0061] Ferner kann es von Vorteil sein, dass der Verdampfer zumindest einen weiteren Flüssigkeitsspeicher aufweist. Bei dem vorliegend überkritischen Dampfkompressionskreislauf ist die Temperatur im wesentlichen vom vorherrschenden Druck im Hochdruckbereich des Kreislaufes unabhängig. Eine entsprechende Druckerhöhung geht jedoch einher mit einer Erhöhung der absoluten Beladung des Dampfkompressionskreislaufes, so dass, um einen entsprechenden Druckbereich des Kreislaufes bereitstellen zu können, eine ausreichende Menge an Kühlmittel dem Kreislauf bereitgestellt werden muss. Dies kann beispielsweise durch einen zusätzlichen Boden in den Platten des Verdampfers, die mittels einer Perforierung verbunden sind, auf einfache Weise bereitgestellt werden.

[0062] Vorteilhafterweise sind die Fluide im Verdampfer in Gegenströmung und/oder in Quergegenströmung geführt. Der Wirkungsgrad eines Wärmetauschers und damit des Verdampfers, ergibt sich hauptsächlich aus der zur Verfügung stehenden Austauschfläche und aus den vorherrschenden Temperaturdifferenzen der in dem Verdampfer geführten Fluide. Durch die Führung der Fluide in Gegenströmung bzw. in Quergegenströmung kann im wesentlichen im gesamten Verlauf der Fluide im Verdampfer eine maximale Temperaturdifferenz der Fluide bereitgestellt werden.

[0063] In einer derzeit bevorzugten Ausgestaltung umfasst der Verdampfer in Anlage bringbare Platten, die in Anlage die Strömungspfade für die in diesem geführten Fluide ausbilden. Durch die hier vorgeschlagenen Platten kann auf einfache Weise ein sogenannter Platten/Platten Wärmetauscher ausgebildet werden.

[0064] Die Platten sind dabei so ausgeformt, dass diese sowohl die Strömungspfade ausbilden, als auch eine entsprechende Ein- und Austrittsöffnung des Verdampfers ausbilden.

[0065] Die Platten können dabei beispielsweise

durch eine durchgängige Schraubverbindung, von der die Druckbeständigkeit des Verdampfers abhängt, fixiert werden, oder mittels einer umlaufenden Klammer bzw. einem umlaufenden Riemen druckbeständig verbunden werden.

[0066] Durch die Ausgestaltung eines erfindungsgemäßen Verdampfers mittels der hier vorgeschlagenen Platten, kann dieser auf einfache Weise, durch Variation der Plattenanzahl, auf einen entsprechenden Einsatz angepaßt werden, ohne dass sich der Fertigungsaufwand dadurch ändern würde.

[0067] Die hier vorgeschlagenen Platten können zudem mittels eines einfachen und kostengünstigen Prägeverfahrens hergestellt werden.

[0068] Vorteilhafterweise umfassen die Platten Mittel zur definierten Beabstandung dieser. Diese Beabstandung kann beispielsweise mit über die gesamte Plattenfläche verteilten Noppen oder ähnlichen Mitteln bereitgestellt werden.

[0069] Zu beachten ist jedoch, dass eine genügend große Anzahl von Beabstandungsmitteln vorzusehen sind, so dass einerseits eine Verengung eines Strömungspfades verhindert werden kann, und zudem können dadurch die Strömungspfade, bzw. die Kanäle mit einer entsprechend kleinen Querschnittsfläche ausgestaltet werden. Grundsätzlich sind Kanäle mit kleiner Querschnittsfläche zu bevorzugen, da hier ein wirkungsvollerer Energieaustausch der einzelnen in diesen geführten Fluide möglich ist.

[0070] Die einzelnen Platten können beispielsweise durch ein Schweiß- oder ein Lötverfahren gasdicht miteinander verbunden werden, so dass die einzelnen in diesen geführten Strömungspfade sicher voneinander getrennt werden können.

[0071] Ferner kann es von Vorteil sein, dass der Gaskühler und der Verdampfer gleich ausgestaltet sind. Durch eine derartige Ausgestaltung kann sowohl am Verdampferausgang, als auch am Gaskühlerausgang ein definiertes Temperaturniveau bereitgestellt werden. Ein Vorteil der hier vorgeschlagenen Ausgestaltung ist zudem darin zu sehen, dass soweit das Kühlmittel in überkritischen Bedingungen geführt wird, der hier vorgeschlagene Verdampfer bzw. Gaskühler ohne Funktionsänderung betrieben werden kann. In diesem Fall sammelt sich im wesentlichen keine Flüssigkeit in dem Wärmetauscher an. Zu beachten ist hierbei lediglich, dass eventuell ein zusätzlicher regelbarer Flüssigkeitsspeicher vorzusehen ist.

[0072] Weiterhin ist es von Vorteil, dass das Kühlmittel ausgewählt ist aus Ethylen, Diboran, Kohlenstoffdioxid, Ethan oder Stickoxid. Diese Kühlmittel weisen eine entsprechend niedrige kritische Temperatur auf, so dass diese Fluide bzw. Gase einfach in überkritischen Bedingungen gehalten werden können. Zudem sind die kritischen Temperaturen dieser Fluide nicht allzu niedrig, so dass ein Phasenwechsel bei Bedarf noch möglich ist.

[0073] Ferner weisen die aufgeführten Kühlmittel eine vorteilhafte Beständigkeit, insbesondere eine hohe chemische Beständigkeit auf.

[0074] Ferner ist es von Vorteil, dass der Dampfkompressionskreislauf einem Druck von 360 bar widersteht. Wie bereits dargelegt, ist die Leistung eines erfindungsgemäßen Dampfkompressionskreislaufs direkt vom Druck, des in diesem geführten Fluids bzw. Gases, abhängig. Dadurch, dass der Dampfkompressionskreislauf optimalerweise einem Druck von 360 bar widerstehen kann, kann durch diesen optional eine sehr hohe Leistung bereitgestellt werden, so dass auf ein sehr breites Außentemperaturspektrum reagiert werden kann. Darüber hinaus kann durch eine derartig hohe Druckbeständigkeit auch eine entsprechend hohes Sicherheitspotential, auch bei niedrigeren Arbeitsdrücken, gewährleistet werden.

[0075] In einer bevorzugten Ausführungsform ist mittels des zumindest einen Expansionsorgans der hochdruckseitige Druck des Dampfkompressionskreislaufs regelbar. Eine Regelung des hochdruckseitigen Drucks kann durch ein Expansionsorgan, insbesondere durch eine Drossel bzw. einem Expansionsventil auf einfache Weise bereitgestellt werden. Zudem sind handelsübliche Expansionsorgane auf einfache Weise regelbar.

[0076] Vorteilhafterweise ist der Verdichter ein elektrisch betriebener Verdichter. Dadurch kann der Dampfkompressionskreislauf vollständig vorproduziert werden, bevor dieser in die Klimaanlage eingebaut wird, i.e. alle Anschlüsse und Verbindungen, in dem das Kühlmittel geführt wird, können mit einem hochdichten Verfahren, beispielsweise mittels Hartlöten oder Schweißen verbunden werden, ohne auf Muffen oder Verschraubungen zurückgreifen zu müssen, die nur mit sehr hohem Aufwand dicht, insbesondere CO2 dicht ausgeführt werden können.

[0077] Zudem kann dann das Kühlmittel bereits vor Einbau der Klimaanlage oder des Dampfkompressionskreislaufs eingefüllt werden. Dadurch findet praktisch keine Leckage mehr statt und eine sicherere Befüllung kann gewährleistet werden.

[0078] Ferner schlägt die vorliegende Erfindung einen Gaskühler vor, insbesondere für den Einsatz in einem oben beschriebenen Dampfkompressionskreislauf wobei das in dem Gaskühler geführte Kühlmittel in einem ersten Bereich des Gaskühlers Wärmeenergie mit einem ersten Kreislauf austauscht und in einem zweiten Bereich des Gaskühlers Wärmeen-

ergie mit einem zweiten Kreislauf austauscht.

[0079] Die Leistung und der Wirkungsgrad eines überkritischen Dampfkompressionskreislaufs wird direkt von den erreichbaren Temperaturdifferenzen durch die Wärmetauscher beeinflußt. Bei der Konzeption eines solchen Kreislaufs wird daher versucht, eine maximal Temperaturdifferenz, unter anderem auch durch den Gaskühler zu erreichen.

[0080] Zur Maximierung der Temperaturdifferenz wird vorliegend erfindungsgemäß vorgeschlagen, in zumindest einer der Schaltkonfigurationen den Gaskühler in einem ersten Bereich durch ein Fluid, das in einer ersten Wärmesenke, insbesondere dem Radiator geführt wird, zu beschicken. Um die Temperaturdifferenz der in dem Gaskühler geführten Fluide zu erhöhen, wird im Anschluß an den ersten Kühlschritt, ein zweiter Kühlschritt vorgesehen. Dieser kann beispielsweise mittels einer zweiten Wärmesenke, beispielsweise durch den Wärmetauscher, der zur Beschickung des Fahrzeuginnenraumes vorgesehen ist, oder durch einen zweiten Luft/Fluid Wärmetauscher, der auch als dem Hauptradiator zugeordneter Nebenradiator ausgebildet sein kann, ausgebildet sein.

[0081] Aufgrund der hohen Temperaturdifferenz der Fluide im zweiten Kühlschritt kann der Bereich des Gaskühlers, der für den zweiten Kühlschritt vorzusehen ist, entsprechend kleiner ausgestaltet werden, so dass das Volumen des Gaskühlers nur unerheblich bzw. nicht vergrößert werden muss.

[0082] Durch das Vorsehen eines zweiten Kühlschrittes kann zudem die Eingangstemperatur in den Verdampfer verringert werden, und somit, da im wesentlichen die Ausgangstemperatur des Verdampfers nicht verändert wird, auch dessen Wirkungsgrad maximiert werden.

[0083] Durch den Einsatz eines hier vorgeschlagenen zweistufigen Gaskühlers in einem oben vorgeschlagenen Dampfkompressionskreislauf kann der Wirkungsgrad eines erfindungsgemäßen Dampfkompressionskreislaufs, im Vergleich zu den im Stand der Technik bekannten Dampfkompressionskreisläufen, erheblich verbessert werden, und dass bei einem Verzicht auf einen inneren Wärmetauscher und bei einem im wesentlichen einfacherem Aufbau der Klimaanlage.

[0084] Vorteilhafterweise umfasst der Gaskühler in Anlage bringbare Platten, die in Anlage die Strömungspfade für die in diesem geführten Fluide ausbilden. Durch die in Anlage bringbaren Platten kann auf einfache Weise ein sogenannter Platten/Platten Wärmetauscher ausgebildet werden. Die Platten sind dabei derart ausgestaltet, dass diese die Strömungspfade der Fluide, als auch die Ein- und Austrittsöffnungen des Gaskühlers bilden.

[0085] Dadurch besteht die Möglichkeit, je nach benötigter Dimensionierung der Klimaanlage den Gaskühler größer oder kleiner auszugestalten, und zwar lediglich durch Variation der Anzahl der in Anlage zu bringenden Platten.

[0086] Zudem können durch den hier vorgeschlagenen Aufbau des Gaskühlers die Produktionskosten erheblich reduziert werden, da keine einzelnen Kompaktsysteme produziert werden müssen, sondern lediglich standardisierte Platten, beispielsweise mittels eines kostengünstigen Prägeverfahrens, bereitgestellt werden müssen.

[0087] Die Platten können beispielsweise einen in Anlage bringbaren Bereich aufweisen und mittels Schraubverbindungen, die einen entsprechenden Druck erlauben, fixiert werden.

[0088] Zu beachten ist wiederum, dass die Platten Stützelemente bzw. Abstandselemente, wie beispielsweise ineinander in Anlage bringbare Abstandsnoppen umfassen, so dass die Leitungsquerschnitte in jedem Betriebszustand einen konstanten Querschnitt aufweisen und keine Querschnittsverengung vorliegen kann.

[0089] Die vorliegende Erfindung schlägt weiterhin ein Schaltventil, insbesondere für den Einsatz in einer oben beschriebenen Kraftfahrzeugklimaanlage vor, wobei das Schaltventil eine Vielzahl von einzelnen Ventilen umfasst und jedes einzelne Ventil einer Schaltgruppe zuordenbar ist, wobei durch Schaltung der Schaltgruppen ein jeweiliger Betriebszustand der Kraftfahrzeugklimaanlage definierbar ist.

[0090] Die einzelnen Ventile werden einem jeweiligen Teilkreis des Kreislaufs zugeordnet und in einer Schaltgruppe verbunden, so dass beispielsweise durch lediglich einen Schaltbefehl die einzelnen Ventile einer Schaltgruppe geöffnet und/oder geschlossen werden, so dass dadurch der jeweilige Teilkreis und damit der Betriebsmodus der Kraftfahrzeugklimaanlage definiert wird.

[0091] Die einzelnen Ventile können dabei in einem Gehäuse vorgesehen werden. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit die Ventile einer jeweiligen Schaltgruppe in einem Gehäuse zusammenzufassen.

[0092] Die vorliegende Erfindung schlägt weiterhin ein Schaltventil, insbesondere für den Einsatz in einer erfindungsgemäßen Kraftfahrzeugklimaanlage vor, umfassend mehrere einlaßseitige Strömungspfade und mehrere auslaßseitige Strömungspfade, wobei die einlaßseitigen Strömungspfade mittels Betätigung eines Stellorgans mit den auslaßseitigen Strö-

mungspfaden verbindbar sind und durch die jeweilige Betätigung des Stellorgans der Schaltzustand der Kraftfahrzeugklimaanlage mit zugehörigen Strömungspfaden definierbar ist.

[0093] Die unterschiedlichen Schaltzustände des Schaltventils definieren die unterschiedlichen Strömungspfande und damit die unterschiedlichen Betriebszustände der erfindungsgemäßen Kraftfahrzeugklimaanlage.

[0094] Die unterschiedlichen Strömungspfade sind einlaßseitig und auslaßseitig durch entsprechend vorgesehene Wandungen in dem Schaltventil voneinander getrennt, so dass jeder Strömungspfad separat in dem Schaltventil geführt werden kann.

[0095] Mit jeweiliger Betätigung des Stellorgans können die einlaßseitigen und auslaßseitigen Strömungspfade je nach Modus der Kraftfahrzeugklimaanlage an den Modus angepaßt, verbunden werden, i.e. mit nur einmaliger Betätigung des Stellorgans kann der Modus der Kraftfahrzeugklimaanlage geändert werde.

[0096] Durch das hier vorgeschlagene Schaltventil kann in einem Bauteil die Funktionen der oben benannten 3-Wege-Schaltventile dargestellt und ersetzt werden. Dies führt zu einer vorteilhaften Teilereduktion in der Kraftfahrzeugklimaanlage, und senkt somit auch die Störanfälligkeit dieser.

[0097] In einer vorteilhaften Ausgestaltung ist im Bereich zwischen einer ersten Auslaßkammer und einer zweiten Auslaßkammer ein weiteres festes Stellglied, insbesondere eine Lochplatte angeordnet, die mit dem Steuerorgan die Verschaltung der Strömungspfade durch das Schaltventil definiert.

[0098] Grundsätzlich kann durch die Lochplatte die Variation der Verschaltungsmöglichkeiten erhöht werden, da diese funktionell eine zusätzliche Schaltvariable darstellt.

[0099] Dadurch können beispielsweise durch entsprechende Bohrungen in der Lochplatte bestimmte Strömungspfade einem Modus zugeordnet werden. Die Lochplatte kann direkt der Wandung einer der Auslaßkammern angeformt sein. Möglich ist auch eine separate Lochplatte vorzusehen. Diese kann entsprechend schnell ausgetauscht werden, um beispielsweise eine Anpassung des Schaltventils an unterschiedliche Kraftfahrzeugklimaanlagen mit unterschiedlichen Wärmequellen oder Wärmesenken vornehmen zu können.

[0100] Vorteilhafterweise ist das Stellorgan ein Zylinder mit mehreren Durchgangsbohrungen. Ein Zylinder kann mit einfachen Mitteln, beispielsweise mit einem Stellmotor oder ähnlichem rotativ angesteuert werden. Zudem kann ein derartiger Zylinder einfach hergestellt werden. Die Durchgangsbohrungen sind entsprechend jedes Modus und der zugehörigen Strömungspfade vorzusehen. Eine entsprechende Schaltung ergibt sich durch Zusammenwirken der Lochplatte und der Positionierungen der Durchgangsbohrungen des Zylinders.

[0101] In einer besonders bevorzugten Ausführungsform sind durch das Schaltventil zumindest die oben benannten Strömungspfade der Schaltvarianten der beiden Teilkreise darstellbar.

[0102] Vorteilhafterweise werden also durch das Schaltventile zumindest folgende Teilkreise, umfassend folgende Komponenten definiert:

a) Schaltvariante 1:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Gaskühler
– Zweiter Teilkreis: Verdampfer und Radiator
b) Schaltvariante 2:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Gaskühler
– Zweiter Teilkreis: Verdampfer und Motorblock
f) Schaltvariante 3:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Gaskühler
– Zweiter Teilkreis: Wärmetauscher und Motorblock
– Dritter Teilkreis: Verdampfer und Radiator
g) Schaltvariante 4:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher und Verdampfer
– Zweiter Teilkreis: Wärmetauscher, Motorblock, Radiator und Gaskühler
h) Schaltvariante 5:
– Erster Teilkreis: Wärmetauscher, Wärmetauscher und Verdampfer
– Zweiter Teilkreis: Motorblock, Radiator und Gasküller

[0103] Die Funktionen der Betriebsmodi der Klimaanlage, die durch die jeweilige Verschaltung des Schaltventils, die verschiedene Teilkreise ausbildet, definiert werden, wurden bereits oben ausführlich dargelegt, diese gelten jedoch auch beim Einsatz des hier vorgeschlagenen Schaltventils.

[0104] Dadurch kann eine erfindungsgemäße Fahrzeugklimaanlage mit den unterschiedlich oben gezeigten Verschaltungen der einzelnen Wärmequellen und Wärmesenken des Fluidkreislaufs auf besonders einfache Weise ausgeführt werden, ohne auf eine entsprechend hohe Anzahl von 3-Wege-Ventilen zurückgreifen zu müssen.

[0105] Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung werden deutlicher beim Lesen der folgenden, lediglich beispielhaften und nicht einschränkend angeführten Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen, welche unter Bezugnahme auf die beiliegenden Zeichnungen erfolgt. Darin zeigt:

[0106] Fig. 1 eine erfindungsgemäße Kraftfahrzeugklimaanlage in einem Heizmodus, ohne Nutzung der Motorabwärme;

[0107] Fig. 2 die Kraftfahrzeugklimaanlage aus Fig. 1 in einem Wärmepumpen Heizmodus, mit Nutzung der Motorabwärme;

[0108] Fig. 3 die Kraftfahrzeugklimaanlage aus Fig. 1 in einem kombinierten Heizmodus mit einem Wärmepumpenbetrieb und Nachheitzung mit direkter Motorabwärme;

[0109] Fig. 4 die Kraftfahrzeugklimaanlage aus Fig. 1 in einem Heizmodus mit direkter Motorabwärme und mit deaktivierten Dampfkompressionskreislauf

[0110] Fig. 5 die Kraftfahrzeugklimaanlage aus Fig. 1 in einem sogenannten Reheatmodus;

[0111] Fig. 6 die Kraftfahrzeugklimaanlage aus Fig. 1 in einem Kühlmodus;

[0112] Fig. 7 einen erfindungsgemäßen Dampfkompressionskreislauf;

[0113] Fig. 8 ein Druck-Enthalpiediagramm des Dampfkompressionskreislaufs aus Fig. 7;

[0114] Fig. 9 die Kraftfahrzeugklimaanlage **1** mit einem zusätzlichen Teilkreis, um eine zusätzliche Kühlstufe am Gaskühler auszubilden;

[0115] Fig. 10 ein Druck-Enthalpiediagramm des Dampfkompressionskreislaufs aus Fig. 9 mit zusätzlicher Kühlstufe am Gaskühler;

[0116] Fig. 11 einen Querschnitt eines Verdampfers, der in einer der Fig. 1 bis Fig. 10 gezeigten Ausführungen eingesetzt wird;

[0117] Fig. 12 einen Ausschnitt einer horizontale Schnittansicht durch den in Fig. 11 gezeigten Verdampfer;

[0118] Fig. 13 beispielhaft eine geprägte Platte, die in den in den Fig. 11 und Fig. 12 gezeigten Verdampfer vorgesehen ist;

[0119] Fig. 14 eine weitere Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdampfers **24`**;

[0120] Fig. 15 ein Schaltventil, das in der in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Kraftfahrzeugklimaanlage einsetzbar ist;

[0121] Fig. 16 einen Querschnitt des Schaltventils aus Fig. 15.

[0122] Fig. 1 zeigt eine schematisches Kreislaufschema einer erfindungsgemäßen Kraftfahrzeugklimaanlage **1**, mit einem nicht reversibel ausgestalteten Dampfkompressionskreislauf **20**, einem Radiator **50**, mit Hauptkühler und Niedertemperatur Nachkühler, einem ersten Wärmetauscher **60** und einem zweiten Wärmetauscher **61**. Die Wärmetauscher **60**, **61** dienen zur Behandlung der Luft, die zur Beschickung eines Fahrzeuginnenraums vorgesehen ist. Die Wärmetauscher **60**, **61** können als einzelne im Luftpfad vorgesehene Wärmetauscher, als auch unter physikalischer Trennung in einem Gehäuse ausgeführt sein.

[0123] Die erfindungsgemäße Kraftfahrzeugklimaanlage **1** kann im wesentlichen in zwei je nach Bedarf schaltbare mit Wasser gefüllte Teilkreise **9**, **10** untergliedert werden, die durch 3-Wege-Schaltventile **2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8** definiert werden. Die Teilkreise **9**, **10** können dabei je nach Bedarf an die in der Kraftfahrzeugklimaanlage **1** vorgesehenen Wärmesenken und Wärmequellen geführt werden.

[0124] Als Wärmequelle bzw. Wärmesenke können der Radiator **50**, die Wärmetauscher **60**, **61**, der in Fig. 1 nicht dargestellte als optionale Wärmequelle dienende Motorblock und der Dampfkompressionskreislauf **20** verwendet werden. Der Dampfkompressionskreislauf **20** weist dabei als Wärmequelle bzw. Wärmesenke einen Gaskühler **22** bzw. einen Kondensator **22** und einen Verdampfer **24** auf, wobei die Temperatur am Gaskühler **22** höher ist, als die am Verdampfer **24**.

[0125] Die in Fig. 1 gezeigte Schaltungsvariante der beiden Teilkreise **9a**, **10a** wird insbesondere bei einer niedrigen Temperatur des Motorblocks, beispielsweise kurz nach dem Start des Kraftfahrzeugs und bei zeitgleichem Heizbedarf im Fahrzeuginnenraum eingesetzt.

[0126] Der erste Teilkreis **9a** erstreckt sich ausgehend vom ersten Wärmetauscher **60** durch das Schaltventil **7**, den Gaskühler **22**, das Schaltventil **4** wieder zurück in den ersten Wärmetauscher **60**.

[0127] Das in dem ersten Teilkreis **9a** geführte Wasser wird im ersten Wärmetauscher **60** abgekühlt, und heizt somit die zur Beschickung des Fahrzeuginnenraums vorgesehene Luft auf. Anschließend wird das Wasser durch den Gaskühler **22** wieder aufgeheizt.

[0128] Der zweite Teilkreis **10a** erstreckt sich ausgehend vom Verdampfer **24**, durch den Radiator **50**, das Schaltventil **3** und wieder zurück in den Verdampfer **24**.

[0129] Das in dem zweiten Teilkreis **10a** geführte Wasser wird im Verdampfer **24** abgekühlt und im Radiator **50** wieder erwärmt. Der zweite Teilkreis **10a**

stellt in dieser Schaltungsvariante lediglich eine Wärmequelle für den Verdampfer **24** dar.

[0130] Das durch den Motorblock erwärmte Wasser wird durch das Schaltventil **2**, das einen Temperatursensor **13** umfasst, am Einströmen in die Teilkreise **9a**, **10a** gehindert, so dass dem Motorblock keine Wärmeenergie durch die erfindungsgemäße Kraftfahrzeugklimaanlage **1** entzogen wird und dieser optimal auf eine entsprechende Betriebstemperatur erhitzt wird. Gerade in dem Betrieb kurz nach dem Start, also bei kaltem Motorblock kann somit die kurze Ansprechzeit eines Dampfkompressionskreislaufs optimal genutzt werden.

[0131] In der in Fig. 1 gezeigten Schaltungsvariante wird der zweite Wärmetauscher **61** durch entsprechendes Verschalten der Ventile **5**, **6**, **8** abgekoppelt und nicht durch das Fluid beschickt.

[0132] Fig. 2 zeigt die Kraftfahrzeugklimaanlage **1** in einem Heizmodus. Im Unterschied zur Schaltung in Fig. 1, wird in dieser die Abwärme des Motors genutzt. Gleiche Komponenten sind mit gleichen Bezugszeichen versehen.

[0133] Die in Fig. 2 gezeigte Variante kann verwendet werden, wenn die Temperatur am Radiator **50** zu klein für den Verdampfungsprozess im Verdampfer **24** ist bzw. der Leistungsgrad des Dampfkompressionskreislaufs **20** zu gering ist.

[0134] Der erste Teilkreis **9b** entspricht dem ersten Teilkreis **9a** aus Fig. 1. Entsprechend wird das Fluid im ersten Wärmetauscher **60** abgekühlt und die zur Beschickung des Fahrzeuginnenraums vorgesehene Luft erwärmt. Durch den Gaskühler **22** wird das Fluid anschließend wieder erwärmt.

[0135] Der zweite Teilkreis **10b** erstreckt sich ausgehend vom Verdampfer **24** durch das Ventil **5**, den Motorblock, das Ventil **2** und zurück in den Verdampfer **24**.

[0136] Diese Schaltungsvariante kann, wie bereits erwähnt, bei einer für die Verdampfung im Verdampfer zu niedrigen Außentemperatur verwendet werden oder um den Wirkungs- bzw. Leistungsgrad des Dampfkompressionskreislaufs **20** und damit die Temperatur des Fluids im ersten Wärmetauscher **60** zu erhöhen. Dies kann beispielsweise dann der Fall sein, wenn die Scheiben des Fahrzeuginnenraumes beschlagen oder vereist sind, da die Sicherheit einer optimalen Betriebstemperatur des Motorblocks vorgeht.

[0137] In der in Fig. 2 gezeigten Schaltung wird der zweite Wärmetauscher, wie in Fig. 1, nicht beschickt. Der Radiator **50** wird in dieser Ausführung ebenfalls nicht beschickt. Dieser wird durch die Ventile **2**, **3**, **4** von den Teilkreisen **9b**, **10b** getrennt, so dass auch bei Vereisung des Radiators **50** die erfindungsgemäße Kraftfahrzeugklimaanlage **1** eine genügende Beschickung des Fahrzeuginnenraumes gewährleisten kann.

[0138] Fig. 3 zeigt die Kraftfahrzeugklimaanlage **1** in einem Heizmodus. Gleiche Komponenten sind wiederum mit gleichen Bezugszeichen versehen.

[0139] Die in Fig. 3 gezeigte Ausführung stellt eine maximale Heizleistung für den Fahrgastinnenraum bereit. Der Fahrzeuginnenraum wird sowohl durch den Dampfkompressionskreislauf **20**, als auch vom Motorblock beheizt.

[0140] Der erste Teilkreis **9c** entspricht wieder den in den Fig. 1 und Fig. 2 gezeigten ersten Teilkreisen **9a**, **9b** und erstreckt sich ausgehend vom ersten Wärmetauscher **60**, das Schaltventil **7**, den Gaskühler **22**, das Schaltventil **4** zurück in den ersten Wärmetauscher **60**.

[0141] Das Fluid des ersten Teilkreises **9c** wird wiederum durch den ersten Wärmetauscher **60** abgekühlt und heizt die zur Beschickung des Fahrzeuginnenraums dienende Luft auf und wird anschließend vom Gaskühler **22** wieder erwärmt.

[0142] Der zweite Teilkreis **10c** erstreckt sich ausgehend vom zweiten Wärmetauscher **61** durch das Schaltventil **5**, den Motorblock, in dem das Fluid erhitzt wird, das Schaltventil **6** wieder zurück in den zweiten Wärmetauscher **61**, der in dieser Schaltung ebenfalls die zur Beschickung des Fahrzeuginnenraums vorgesehene Luft erwärmt.

[0143] In der in Fig. 3 gezeigten Schaltung dient, sowohl der erste, als auch der zweite Wärmetauscher **60**, **61** zur Behandlung der Luft für den Fahrzeuginnenraum. Somit steht eine maximale Wärmetauscheroberfläche in den Wärmetauschern **60**, **61** und damit eine maximale Heizleistung zur Verfügung.

[0144] In dieser Ausführung wird der Verdampfer **24** zur Verdampfung des in dem Dampfkompressionskreislaufs **20** geführten Kältemittels, kühlwasserseitig durch eine entsprechende Schaltung der Ventile **3**, **6**, **7** mit dem Radiator **50** in einem dritten Teilkreis **11** verbunden.

[0145] Fig. 4 zeigt die Kraftfahrzeugklimaanlage **1** in einem klassischem Heizmodus. Gleiche Komponenten sind wieder mit gleichen Bezugszeichen versehen.

[0146] In der in Fig. 4 gezeigten Schaltung wird der Dampfkompressionskreislauf **20** nicht genutzt. Dies kann dann von Vorteil sein, wenn die Heizleistung des Motorblocks zur Beschickung des Fahrzeugin-

nenraums ausreicht und keine durch den Dampfkompressionskreislauf **20** bereitstellbare Kühlleistung erforderlich ist, so dass keine weiteren Komponenten, die zur Erhöhung des Treibstoffverbrauchs führen, eingestzt werden.

[0147] In dem in Fig. 4 dargestellten klassischen Heizmodus ist lediglich ein Teilkreis **10d** vorgesehen. Dieser erstreckt sich ausgehend vom zweiten Wärmetauscher **61** durch das Schaltventil **5**, den Motorblock, das Schaltventil **6** wieder in den zweiten Wärmetauscher **61**.

[0148] In dieser Konfiguration werden der erste Wärmetauscher **60**, der Gaskühler **22**, der Verdampfer **24** und der Radiator **50** nicht beschickt.

[0149] Fig. 5 zeigt die Kraftfahrzeugklimaanlage **1** in einem sogenannten Reheatmodus, i.e. es wird in den Wärmetauschern **60**, **61** sowohl eine Heiz-, als auch eine Kühlleistung bereitgestellt. Gleiche Komponenten sind wiederum mit gleichen Bezugszeichen versehen.

[0150] Der erste Teilkreis **9e** erstreckt sich ausgehend vom ersten Wärmetauscher **60** durch das Schaltventil **7**, den Verdampfer **24**, das Schaltventil **8** zurück in den ersten Wärmetauscher **60**.

[0151] Das in dem ersten Teilkreis **9e** geführte Fluid wird durch in dem ersten Wärmetauscher **60** erwärmt und in dem Verdampfer **24** abgekühlt. Somit kühlt in dieser Ausgestaltung der erste Teilkreis **9e** die in dem ersten Wärmetauscher strömende Luft.

[0152] Der zweite Teilkreis **10e** erstreckt sich ausgehend vom zweiten Wärmetauscher **61** durch das Schaltventil **5**, den Motorblock, das Schaltventil **2**, das Schaltventil **6** wieder in den zweiten Wärmetauscher **61**.

[0153] Das in dem zweiten Teilkreis **10e** geführte Fluid wird im zweiten Wärmetauscher **61** abgekühlt und erwärmt die durch den zweiten Wärmetauscher **61** strömende Luft. Anschließend wird das Fluid im Motorblock wieder erwärmt.

[0154] Der Gaskühler **22** wird in dieser Ausführung durch den Radiator **50**, der ebenfalls mit dem Fluid des zweiten Teilkreises **10e** beschickt wird, gekühlt. Hierfür wird ein Teil des Fluids des zweiten Teilkreises **10e** vom Radiator **50** abgeleitet und zum Gaskühler **22** geführt.

[0155] Für den Fall, dass der Motorblock nicht ausreichend vom zweiten Teilkreis **10e** gekühlt werden kann, ist im Radiator **50** eine zusätzliche Auslaßöffnung **41** vorgesehen, um die Kühlleistung eines Teils des Radiators **50** in den zweiten Teilkreis **10e** integrieren zu können.

[0156] Durch eine derartige Verschaltung kann je nach Bedarf eine gewünschte Temperatur, die sich aus den Funktionen der Wärmetauscher ergibt, eingestellt werden. Die in Fig. 5 gezeigte Ausführung der Teilkreise **9e**, **10e** kann jedoch auch zur Senkung der Luftfeuchtigkeit, der für den Fahrzeuginnenraum vorgesehene Luft verwendet werden, da durch die Abkühlung der Luft in dem ersten Wärmetauscher **60** Wasser kondensiert und dadurch abgetrennt werden kann.

[0157] Fig. 6 zeigt die Kraftfahrzeugklimaanlage **1** in einem Kühlmodus. Gleiche Komponenten sind mit gleichen Bezugszeichen versehen.

[0158] Der erste Teilkreis **9f** erstreckt sich ausgehend vom zweiten Wärmetauscher **61** durch das Schaltventil **8**, den ersten Wärmetauscher **60**, das Schaltventil **7**, den Verdampfer **24** und wieder in den zweiten Wärmetauscher **61**.

[0159] Durch die Serienschaltung der beiden Wärmetauscher **60**, **61** kann eine maximale Kühlleistung für den Fahrzeuginnenraum bereitgestellt werden. Das Fluid wird entsprechend durch die Wärmetauscher **60**, **61** erwärmt und im Verdampfer **24** abgekühlt.

[0160] In einem zweiten Teilkreis **10f** werden der Motorblock und der Gaskühler **22** mit dem Radiator **50** verschaltet, um eine entsprechende Kühlleistung sowohl am Gaskühler **22**, als auch im Motorblock bereitzustellen.

[0161] Fig. 7 zeigt eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Dampfkompressionskreislauf **20**, der vorliegend in der in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Kraftfahrzeugklimaanlage **1** eingesetzt ist.

[0162] Der Dampfkompressionskreislauf **20** umfasst einen Verdichter **21**, einen Gaskühler **22**, eine Expansionsorgan **23** und einen Verdampfer **24**. Der Dampfkompressionskreislauf **20** ist mit einem Kältemittel, hier CO2 befüllt.

[0163] Der Dampfkompressionskreislauf **20** kann in einen Hochdruckteil und in einen Niederdruckteil untergliedert werden. Der Hochdruckteil erstreckt sich ausgehend vom Verdichter **21** bis zum Expansionsventil **23**. Entsprechend erstreckt sich der Niederdruckteil vom Expansionsventil **23** bis zum Verdichter **21**.

[0164] Das Kühlmittel wird in dem Hochdruckteil des Dampfkompressionskreislauf **20** durch den Verdichter **21** auf einen überkritischen Druck gehalten, i.e. das Kühlmittel kann nicht mehr am Gaskühler **22** kondensieren, sondern lediglich durch diesen abgekühlt werden.

[0165] Die Temperatur des Kühlmittels ist daher im Hochdruckteil nicht mehr vom Druck, abhängig, sondern kann unabhängig vom Druck variiert werden. Durch den Verlauf der Isothermen (Fig. 8) kann jedoch die Enthalpie bei steigendem Druck reduziert werden, so dass durch diese Druckänderung auch die absolute Wärmekapazität des Kühlmittels im Hochdruckbereichs ändert, wodurch ebenfalls die Leistung variiert werden kann.

[0166] Im Verdichter **21** wird der Druck und damit die Temperatur des Kühlmittels erhöht. Als Verdichter **21** kann beispielsweise ein bekannter Taumelscheibenverdichter oder ähnliches eingesetzt werden.

[0167] Im Anschluß an den Verdichter **21** wird das Kühlmittel in den Gaskühler **22** geführt, wo es als Wärmequelle, wie in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigt, eingesetzt werden kann, wobei sich im Idealfall lediglich die Temperatur und eben nicht der Druck des Kühlmittels ändert.

[0168] Durch das Expansionsventil **23**, das als Regelventil eingesetzt ist, erfolgt eine Druckminderung und Temperaturminderung, wobei dadurch das Kühlmittel zumindest teilweise in flüssigem Zustand übergeht. Durch das Expansionsventil **23** wird der hochdruckseitige Druck und damit die Förderleistung des Dampfkompressionskreislaufs **20** geregelt.

[0169] Der erfindungsgemäße Verdampfer **24** gliedert sich in einen ersten Verdampferteil **24a** und in einen zweiten Verdampferteil **24b**, wobei zwischen den Verdampferteilen **24a**, **24b** ein Flüssigkeitsabscheider **25** angeordnet ist. Der Flüssigkeitsabscheider dient zusätzlich als Flüssigkeitsspeicher.

[0170] Das Kühlmittel gelangt in den ersten Verdampferteil **24a**, wird in diesem erhitzt und soweit möglich bzw. soweit eine flüssige Phase vorhanden ist, verdampft. Anschließend wird das Kühlmittel in den Flüssigkeitsabscheider bzw. Flüssigkeitsspeicher **25** geleitet, in dem die flüssige Phase vom Sattdampf abgeschieden wird. Nach dem Flüssigkeitsspeicher bzw. -abscheider **25** steht zur weiteren Behandlung im wesentlichen für alle Betriebszustände ein gesättigtes Kühlmittelgas zur Verfügung.

[0171] Im zweiten Teil des Verdampfers **24b** wird das gesättigte Kühlmittelgas auf ein hohes Temperaturniveau erhitzt, das praktisch dem im Gegenstrom geführten Fluid entspricht. Im zweiten Verdampferteil **24b** wird praktisch keine Wärmeleistung zur Verdampfung, also zur Phasenänderung des Kühlmittels verwendet, sondern die gesamte Wärmeleistung des Gegenstroms kann zur Hochtemperierung verwendet werden.

[0172] Im Ergebnis wird durch die Flüssigkeitsabscheidung die Austrittsenthalpie des Kühlmittels und damit der Wirkungsgrad des Verdampfers **24** erheblich erhöht. Zudem wird durch die Flüssigkeitsabscheidung und -speicherung gewährleistet, dass am Verdampferausgang nur hochtemperiertes Kühlmittelgas ohne Flüssigphase austritt.

[0173] Fig. 8 zeigt ein beispielhaft ein CO2 Druck-Enthalpiediagramm eines in Fig. 7 gezeigten Dampfkompressionskreislaufs **20** bei maximaler Kühlung und einer Umgebungstemperatur von 40°C.

[0174] Das Kühlmittel gelangt im Punkt **120** in den ersten Verdampferteil **24a**. Im ersten Verdampferteil **24a** wird die Temperatur des Kühlmittels bis zum Punkt **121** erhöht bzw. findet hier die Verdampfung statt. Im Punkt **121** liegt, wie oben beschrieben, immer ein gesättigtes, im wesentlichen einphasiges Kühlmittelgas vor.

[0175] Im zweiten Verdampferteil **24b** wird das Kühlmittelgas weiter erhitzt bzw. hochtemperiert und tritt beim Punkt **122** aus dem Verdampfer **24** aus.

[0176] Anschließend wird das Kühlmittelgas im Verdichter **21** bis zum Punkt **123** optimalerweise isentropisch verdichtet. Beim Punkt **123** weist das Kühlmittelgas eine Temperatur von ca. 140°C und einen Druck von ca. 120 bar auf.

[0177] Durch den Gaskühler **22** wird das Kühlmittelgas auf ca. 55°C bis zum Punkt **124** isobar abgekühlt.

[0178] Nach dem Expansionsventil **23** wird das Kühlmittelgas, nunmehr bei unterkritischen Bedingungen in den Verdampfer **24** geführt, so dass der hier gezeigte Dampfkompressionskreislauf **20** beim Punkt **120** wieder in sich geschlossen ist.

[0179] Fig. 9 zeigt eine optionale Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Kraftfahrzeugklimaanlage **1**, die im Unterschied zu den in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Schaltmöglichkeiten einen zusätzlichen vierten Teilkreis **12** umfasst.

[0180] Der vierte Teilkreis **12** ist lediglich andeutungsweise gezeigt. Dieser kann mittels der in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Schaltventilen **2**–**8** mit einer Wärmesenke, beispielsweise mit einem zusätzlichen Nebenradiator oder in den entsprechenden Schaltungen, mit einem der Wärmetauschern **60**, **61** verschalten werden, so dass der Teilkreis **12** selbst ein Teil der in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Teilkreise **9** oder **10** ist. Möglich wäre auch den Teilkreis **12** als eigenständig zirkulierenden Kreis auszugestalten und diesen mit der Verdampferseite zu verbinden.

[0181] Das Kühlmittel tritt aus dem Verdichter **21** in den ersten Gaskühlerteil **22a** und wird durch den in diesem geführten Fluidgegenstrom gekühlt, so dass die Wärmeenergie des Kältemittels von dem Fluid

aufgenommen wird, bis optimalerweise das Kühlmittel auf die Fluidtemperatur abgekühlt ist, wobei dann kein bzw. bei geringen Temperaturdifferenzen nur noch ein geringer Wärmeaustausch stattfindet.

[0182] In dem zweiten Gaskühlerteil **22b** kann das Kühlmittel noch weiter abgekühlt werden. Beispielsweise kann die Flüssigseite des ersten Gaskühlerteils **22a** mit dem in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Radiator **50** verbunden werden und der zweite Gaskühlerteil **22b** kann, wie bereits beschrieben mittels Teilkreislauf **12**, mit einer weiteren Wärmesenke verbunden werden, die hierfür ein niedrigeres Temperaturniveau als der Radiator **50** aufweisen soll.

[0183] Der Teilkreis **12** ermöglicht es, an dem Gaskühler **22** einen zusätzlichen Kühlschritt vorzusehen, und damit im Ergebnis die Eintrittsenthalphie am Verdampfer **24** zu senken, um dadurch die Leistung noch weiter zu erhöhen.

[0184] Fig. 10 zeigt ein Druck-Enthalpiediagramm des Dampfkompressionskreislaufs aus Fig. 9 mit zusätzlicher Kühlstufe am Gaskühler.

[0185] Das Kühlmittel gelangt im Punkt **120a** in den ersten Verdampferteil **24a**. Im ersten Verdampferteil **24a** wird die Temperatur des Kühlmittels bis zum Punkt **121** erhöht bzw. findet hier die Verdampfung statt. Im Punkt **121** liegt, wie oben beschrieben, immer ein gesättigtes, im wesentlichen einphasiges Kühlmittelgas vor.

[0186] Im zweiten Verdampferteil **24b** wird das Kühlmittelgas weiter erhitzt bzw. hochtemperiert und tritt beim Punkt **122** aus dem Verdampfer **24** aus.

[0187] Anschließend wird das Kühlmittelgas im Verdichter **21** bis zum Punkt **123** optimalerweise isentropisch verdichtet. Beim Punkt **123** weist das Kühlmittelgas eine Temperatur von ca. 140°C und einen Druck von ca. 120 bar auf.

[0188] Im ersten Gaskühlerteil **22a** wird das Kühlmittelgas bis zum Punkt **124** auf ca. 45°C bis 55°C abgekühlt. Der zusätzliche Kühlschritt im zweiten Gaskühlerteil **22b** kühlt das Kühlmittelgas bis zum Punkt **124a** herab.

[0189] Der Druck wird dann durch das Expansionsventil **23** von ca. 120 bar auf ca. 27 bar bis zum Punkt **120a** reduziert.

[0190] Wie bereits beschrieben wird durch den zweiten Kühlschritt die Eintrittsenthalpie des Kühlmittelgases in den Verdampfer **24** gesenkt, wodurch wiederum die Gesamtleistung des Dampfkompressionskreislaufs **20** erhöht werden kann. In dem in Fig. 10 gezeigten Beispiel wird die Gesamtleistung durch die Senkung der Eintrittsenthalpie am Verdampfer vom Punkt **120** auf den Punkt **120a** um ca. 45% erhöht.

[0191] Fig. 11 zeigt einen Querschnitt eines in den Fig. 1 bis Fig. 10 eingesetzten Verdampfers **24** mit dem ersten Verdampferteil **24a**, dem Flüssigkeitsabscheiders **25** und dem zweiten Verdampferteil **24b**.

[0192] In Fig. 11 besonders gut zu erkennen ist die grundsätzliche Funktionalität eines erfindungsgemäßen Verdampfers **24**.

[0193] Der Verdampfer **24** ist aus einer Vielzahl von Profilplatten **26** aufgebaut, die wie in Fig. 11 dargestellt benachbart bzw. stoßweise angeordnet sind. Der in Fig. 11 gezeigte Verdampfer **24** stellt grundsätzlich einen sogenannten Platten/Platten Wärmetauscher dar.

[0194] Die Profilplatten **26** sind derart geformt, dass diese zwei getrennte Fließpfade, angedeutet durch die Pfeile **27**, **28**, ausbilden. In Fig. 11 zu erkennen ist, wie die in dem Verdampfer geführten Fluide in einer Gegenströmung durch diesen geführt werden. In Fig. 11 nicht zu erkennen ist, dass die Ein- und Auslaßöffnungen derart seitenvertauscht vorgesehen sind, dass die Fluide eigentlich in einer Quergegenströmung, sich also im Verdampfer **24** kreuzen müssen, geführt werden.

[0195] Oberhalb an den Profilplatten **26** ist, in Fig. 11 horizontal gesehen, eine Sammel und Verteileinrichtung **30**, die sowohl für eine homogenere Verteilung des Kühlmittels und des Fluids im Verdampfer **24**, als auch für eine verbesserte Flüssigkeitsabscheidung dient, angeordnet.

[0196] Die Trennung des ersten Verdampferteils **24a**, des zweiten Verdampferteils **24b** und des Flüssigkeitsabscheider **25** voneinander erfolgt durch durchgängige Trennungsplatten **29**, die zwischen den Profilplatten **26** angeordnet sind.

[0197] Das Kühlmittel tritt durch die Einlaßöffnung **31** in den ersten Verdampferteil **24a** ein und verteilt sich in einem Kopfbereich **32**.

[0198] Anschließend wird das Kühlmittel nach unten, in Richtung des Pfeils **27**, in den durch die Profilplatten **26** gebildeten Kanäle **33** geführt. In den Kanälen **33** wird das Kühlmittel, durch das entgegengesetzt geführte Fluid in den benachbart, mittels der Profilplatten **26** ausgebildeten Kanäle **34** erwärmt und verdampft.

[0199] Das Kühlmittel gelangt anschließend in eine ausgebildete Bodenpfanne **35** und wird aus dieser nach oben wieder in die Kanäle **33** in den Flüssigkeitsabscheider **25** geführt.

[0200] Die Flüssigkeitsabscheidung erfolgt durch eine entsprechend langsame Fließgeschwindigkeit nach oben, die entgegen der Gravitation vorgesehen ist. Dadurch wird die noch vorhandene schwerere Flüssigkeitsphase im Kühlmittel im Flüssigkeitsabscheider **25** gehalten, der somit sowohl als Flüssigkeitsabscheider **25**, als auch als Flüssigkeitsspeicher fungiert.

[0201] Auch im Flüssigkeitsabscheider **25** wird das Kühlmittel in den Kanälen **33** von dem gegenströmenden Fluid in den Kanälen **34** erwärmt, so dass sich in Abhängigkeit von der Temperatur des Fluids ein dynamisches Gleichgewicht zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase im Kühlmittel einstellt. Unterstützend zur beschriebenen Flüssigkeitsabscheidung wird das Kühlmittel durch die Sammel und Verteileinrichtung **30** geführt, durch deren Perforierung bevorzugt lediglich die Gasphase tritt. Die flüssige Kühlmittelphase kann sich dadurch sowohl in den Kanälen **33**, als auch unterhalb der Bodenplatte **35** ansammeln und gespeichert werden.

[0202] In dem Kopfbereich **32** wird das gasförmige und gesättigte Kühlmittel nach unten in den zweiten Verdampferteil **24b** geführt. In dem zweiten Verdampferteil **24b** kann die gesamte vom Fluid, das wiederum in Gegenströmung in den Kanälen **34** geführt wird, bereitgestellte Wärmeenergie zum Erhitzen des Kühlmittels eingesetzt werden, da im wesentlichen keine Phasenumwandlung mehr stattfindet.

[0203] Über die am Bodenbereich **35** angeordnete Auslaßöffnung **36** gelangt das Kühlmittel, das optimalerweise auf die Einlaßtemperatur des Fluids temperiert ist, wieder zum Verdichter **21**.

[0204] Die Trennungsplatte **29**, die den Bodenbereich **35** des Flüssigkeitsabscheiders **25** und die Bodenpfanne **35** des zweiten Verdampferteils **24** trennt, weist eine, unter Umständen auch steuerbare Verbindung auf, um das hochtemperierte Kühlmittelgas nach dem zweiten Verdampferteil **24b** noch mit einer geringen Menge an Flüssigphase des Kühlmittels beschicken zu können. Durch diesen Flüssigkeitsbypass wird eine Ölansammlung in der gespeicherten flüssigen Phase verhindert.

[0205] Ein entsprechendes Geschwindigkeitsprofil des Kühlmittels in den Verdampferteilen **24a**, **24b** und in dem Flüssigkeitsabscheider **25** erfolgt teilweise durch die gewählte Volumina der einzelnen Bereiche, da der Volumendurchfluß in dem Verdampfer für alle drei Teile **24a**, **24b**, **25** konstant ist. Die Verdampferteile **24a**, **24b** sind entsprechend kleiner gewählt als der Flüssigkeitsabscheider **25**.

[0206] Fig. 12 zeigt eine horizontale Schnittansicht durch den in Fig. 11 gezeigten Verdampfer **24**. Gleiche Teile sind mit gleichen Bezugszeichen versehen. Der Schnitt ist in Luftrichtung gemäß der in Fig. 13 dargestellten Schnittlinie A-A geführt.

[0207] In Fig. 12 besonders gut zu erkennen ist, wie durch die Anordnung der Profilplatten **26** die Kanäle **33**, zur Führung des Kühlmittels und die Kanäle **34** zur Führung des Fluids ausgebildet werden. Die einzelnen Profilplatten **26** sind zur besseren Dichtheit miteinander verschweißt oder verlötet.

[0208] Ebenfalls in Fig. 12 gut zu erkennen ist, die Kühlmitteleinlaßseite **31a**, die als zweifache Verteilung ausgebildet ist, um die Strömungsgeschwindigkeiten gering zu halten. In die Profilplatten sind Noppen **37**, so dass bei der Verlötung von zwei Platten Zwischenräume entstehen, die die Kanäle **33**, **34** bilden.

[0209] Fig. 13 zeigt beispielhaft eine Profil Platte **26** mit jeweiligen Durchführungen **31a**, **36a** für das Kühlmittel und **38**, **39** für das Fluid in den ersten und zweiten Verdampferteil **24a**, **24b**.

[0210] Die Durchführungsöffnungen **31a**, **36a**, **38** und **39** sind jeweils offen zu den zugeordneten Kanälen **33**, **34** so steht die Durchführungsöffnung **31a** und **36a** in Verbindung mit den Kanälen **33** des Kühlmittels und Durchführungsöffnungen **38**, **39** stehen in fluidseitigem Kontakt mit den Kanälen **34**. Das durch die durchführungsöffnungen **31a** eintretende Kühlmittel strömt somit in den Kanälen **34** zwischen den Platten **26** zur Durchführungsöffnung **36a**.

[0211] Die Verteilung des Kühlmittels auf die Kanäle **34** erfolgt durch die Durchführungsöffnungen **31a**, **36a**, die durch Trennungsplatten **29** in ihrer Längserstreckung begrenzt werden können, so dass die Verteil und Sammelbereiche für die einzelnen Verdampferteile **24a**, **25** und **24b** gebildet werden.

[0212] Die Trennungsplatten **29** unterscheiden sich lediglich von den Platten **26** dadurch, dass in den Prägungen **39** kein Durchtrittsloch gestanzt ist.

[0213] Bei der Montage eines erfindungsgemäßen Verdampfers **24** werden beispielsweise in einem ersten Schritt die Profilplatten **26**, die Trennungsplatten **29** entsprechend der gewünschten Größe der Verdampferteile **24a**, **24b** und **25** gestapelt und im Lötofen verlötet.

[0214] Fig. 14 zeigt eine alternative Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdampfers **24'**. Auf die Erläuterung gleicher Funktionen wird zur besseren Übersichtlichkeit verzichtet, wobei zur Erklärung nach oben verwiesen wird.

[0215] Im Unterschied zu dem in den Fig. 11 bis Fig. 13 dargestellten Verdampfer **24** umfasst der in

Fig. 14 gezeigte Verdampfer **24'** drei miteinander verbundene zusätzliche Flüssigkeitsspeicher **40**, **41**, **42**.

[0216] Die Flüssigkeitsspeicher **40**, **41**, **42** sind übereinander angeordnet und mittels perforierter oder geschlitzter Zwischenwände **45**, **46** miteinander verbunden.

[0217] Das Kühlmittel wird durch die Einlaßöffnung **31'** in den Kopfbereich **32'** des ersten Verdampferteils **24a'** geführt. In dem ersten Verdampferteil **24a'** wird das Kühlmittel durch Kanäle **47**, die einen kreisförmigen Querschnitt aufweisen in den ersten Flüssigkeitsspeicher **40** geleitet.

[0218] Durch die Gravitation und durch die Richtungsänderung des Kühlmittels in den Flüssigkeitsabscheider **25'** erfolgt bereits eine erste Phasentrennung des Kühlmittels. Die schwerere flüssige Phase des Kühlmittels kann durch die perforierten bzw. geschlitzten Platten **45**, **46** in die beiden unterhalb angeordneten Flüssigkeitsspeicher **45**, **46** fließen bzw. tropfen.

[0219] Im übrigen entspricht die Funktion des Verdampfers **24'** im wesentlichen dem in den Fig. 11 bis Fig. 13 gezeigten Verdampfer **24**.

[0220] Durch den in der Fig. 14 gezeigten Verdampfer **24'** kann durch das größere Gesamtvolumen zur Flüssigkeitsspeicherung, die durch die einzelnen Flüssigkeitsspeicher **25'**, **40**, **41**, **42** gebildet wird, dem Dampfkompressionskreislauf **20** eine größere Kühlmittelmenge bereitgestellt werden. Dadurch kann optional die Gesamtleistung bzw. die Kapazität des Dampfkompressionskreislaufes **20** variiert werden.

[0221] Fig. 15 zeigt eine Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Schaltventils **70**, das in der in den Fig. 1 bis Fig. 6 gezeigten Kraftfahrzeugklimaanlage **1** verwendbar ist.

[0222] Das dargestellte Schaltventil **70** umfasst eine Einlaßkammer **75**, eine erste Auslaßkammer **80**, eine zweite Auslaßkammer **85** und einen in Fig. 15 nicht erkennbaren Zylinder **90**, der als Stellorgan fungiert.

[0223] In die Einlaßkammer **75** führen in dem dargestellten Ausführungsbeispiel sechs Fluidleitungen **76**, die bis in die erste Auslaßkammer **80** mittels zwischen den Strömungspfaden angeordneten Wandungen **77** getrennt geführt werden.

[0224] Der ersten Auslaßkammer **80** ist eine Lochplatte **81** angeformt, die benachbart zur zweiten Auslaßkammer **85** angeordnet ist und an die sich stirnseitig die Wandungen **77** anschließen.

[0225] An der zweiten Auslaßkammer **85** sind ebenfalls sechs Fluidleitungen **86** vorgesehen, wobei in Fig. 15 lediglich vier Fluidleitungen **86** erkennbar sind.

[0226] Fig. 16 zeigt einen Querschnitt durch das in Fig. 15 gezeigte Schaltventil **70**.

[0227] Wie in Fig. 16 gut zu erkennen ist die zweite Auslaßkammer **85** durch Wandungen **89** in drei dargestellte Kanäle **87** unterteilt. Zudem sind die Kanäle **87** durch Wandungen **88** parallel zur Erstreckungsrichtung des Zylinders **90** unterteilt.

[0228] Der Zylinder **90** weist sechs Durchgangsbohrungen **91** auf, deren relative Ausrichtung zueinander den verschiedenen vorgesehenen Schaltungen angepaßt sind.

[0229] Der Zylinder **90** wird mit benachbart angeordneten Führungen **92** in einer exakten Positionierung gelagert, wobei der Zylinder **90** drehbar in den Führungen gelagert ist.

[0230] Die erste Auslaßkammer **80** begrenzt mit den Führungen **92** und entsprechend vorgesehene Wandungsabschnitte **82**, getrennte Kammern **83**, die ebenfalls wieder parallel zur Erstreckungsrichtung des Zylinders **90** unterteilt sind.

[0231] Die Strömungspfade erstrecken sich ausgehend von den Fluidleitungen **76** in die Einlaßkammer **75**, in die unterschiedlich positionierten Durchgangsbohrungen **91**, die in eine der Kammern **83** der ersten Auslaßkammer **80** führt. Durch das Lochblech kann das in den Kammern **83** geführte Fluid in die Kanäle **87** geführt werden und mit den entsprechenden Fluidleitungen **86** der zweiten Aulaßkammer verbunden werden.

[0232] Zusammenfassend ist festzustellen, daß das erfindungsgemäße Konzept darauf beruht, einen nicht reversibel betriebenen Dampfkompressionskreislauf durch die benachbarte Verschaltung der Teilkreisläufe als quasi reversibel auszugestalten und dabei jedoch die Möglichkeiten der Leistungsoptimierungen eines irreversiblen Kreislaufes zu nutzen.

[0233] Insbesondere werden dabei im Ergebnis die Enthalphiedifferenzen der einzelnen Wärmetauscher des Dampfkompressionskreislaufes erhöht, und somit der Wirkungsgrad und die Leistung dieses insgesamt optimiert.

[0234] Obwohl die vorliegende Erfindung vorangehend unter Bezugnahme auf die derzeit bevorzugten Ausführungsformen vollständig beschrieben wurden, sollte der Fachmann erkennen, daß verschiedene Veränderungsmöglichkeiten im Rahmen der beiliegenden Ansprüche möglich sind, ohne von dem erfin-

dungsgemäßen Konzept und dem beanspruchten Schutz abzuweichen. Insbesondere kennt der Fachmann verschiedene Möglichkeiten von geometrischen Ausbauten einer hier vorgeschlagenen Klimaanlage, ohne dabei eine unterschiedliche Funktionalität zu erhalten. Der Fachmann sollte zudem erkennen, dass er den hier vorgeschlagenen Dampfkompressionskreislauf wie gezeigt, nicht nur mittels Erhöhung der Ausgangsenthalpie, durch einen hochtemperierenden Teil im Verdampfer, und mittels Senkung der Eingangsenthalphie, durch die zusätzliche Kühlstufe am Gaskühler optimieren kann, sondern auch, wie gezeigt, lediglich eine der vorgeschlagenen Optimierungsmöglichkeiten, optional auch bei bekannten Kraftfahrzeugklimaanlagen einsetzten kann. Ferner ist zu erkennen, wie oben beschrieben, dass der Verdampfer und/oder der Gaskühler mit einem Flüssigkeitsabscheider und einer Flüssigkeitsspeicherung ausgestattet sein kann.

Patentansprüche

1. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) mit einem in sich geschlossenen Dampfkompressionskreislauf (**20**) mit zumindest einem Verdampfer (**24**) und zumindest einem Gaskühler (**22**), wobei dem Dampfkompressionskreislauf (**20**) eine Fluidkreiseinrichtung zuordenbar ist, die mittels Schaltventilen (**2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8**) in eine Vielzahl von Konfigurationen mit zumindest zwei voneinander strömungsentkoppelten Teilkreisen (**9**, **10**) schaltbar ist, wobei jedem Teilkreis (**9**, **10**) entweder der Verdampfer (**24**) oder der Gaskühler (**22**) zuordenbar ist.

2. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach Anspruch 1, wobei ein Wärmetauscher (**60**, **61**), der zur Behandlung der Luft, die für einen Fahrzeuginnenraum vorgesehen ist, von den zwei Teilkreisen (**9**, **10**) unabhängig beschickbar ist.

3. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach Anspruch 1 oder 2, wobei einer der beiden Teilkreise (**9**, **10**) mit einer zusätzlichen Wärmequelle, insbesondere dem Motorblock thermodynamisch verbunden ist.

4. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei ein Luft/Fluid Wärmetauscher, insbesondere ein Radiator (**50**), der vom ersten und/oder zweiten Teilkreis (**9**, **10**) beschickbar ist, vorgesehen ist.

5. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei der erste und der zweite Teilkreis (**9**, **10**) getrennt in dem Luft/Fluid Wärmetauscher geführt sind.

6. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei in jedem Schaltzustand immer zumindest ein Fluidfördermittel, insbesondere eine Wasserpumpe, jedem Teilkreis (**9**, **10**) zugeordnet ist.

7. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei das in den Teilkreisen (**9**, **10**) geführte Fluid das Fluid des Motorkühlkreislaufes (Wasser/Glykol) ist.

8. Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei durch die Schaltventile (**2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8**) folgende Teilkreise, umfassend folgende Komponenten definiert werden:
a) Schaltvariante 1:
– Erster Teilkreis (**9a**): Wärmetauscher (**60**) und Gaskühler (**22**)
– Zweiter Teilkreis (**10a**): Verdampfer (**24**) und Radiator (**50**)
b) Schaltvariante 2:
– Erster Teilkreis (**9b**): Wärmetauscher (**60**) und Gaskühler (**22**)
– Zweiter Teilkreis (**10b**): Verdampfer (**24**) und Motorblock
c) Schaltvariante 3:
– Erster Teilkreis (**9c**): Wärmetauscher(**60**) und Gaskühler (**22**)
– Zweiter Teilkreis (**10c**): Wärmetauscher (**61**) und Motorblock
– Dritter Teilkreis (**11**): Verdampfer (**24**) und Radiator (**50**)
d) Schaltvariante 4:
– Erster Teilkreis (**9e**): Wärmetauscher (**60**) und Verdampfer (**24**)
– Zweiter Teilkreis (**10e**): Wärmetauscher (**61**), Motorblock, Radiator (**50**) und Gaskühler (**22**)
e) Schaltvariante 5:
– Erster Teilkreis (**9f**): Wärmetauscher (**60**), Wärmetauscher (**61**) und Verdampfer (**24**)
– Zweiter Teilkreis (**10f**): Motorblock, Radiator (**50**) und Gaskühler (**22**)

9. Dampfkompressionskreislauf (**20**), der mit einem Kühlmittel betrieben wird, das zumindest teilweise in einem überkritischen Zustand vorliegt, insbesondere für den Einsatz in einer Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, umfassend einen Verdichter (**21**), zumindest einen Gaskühler (**22**), zumindest einen Verdampfer (**24**) und zumindest ein Expansionsorgan (**23**), dadurch gekennzeichnet, dass zwischen einem Verdampfereingang und einem Verdampferausgang zumindest eine Flüssigkeitsabscheidung (**25**) in dem Verdampfer (**24**) vorgesehen ist.

10. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Verdampfer (**24**) ein das bereits verdampfte Kühlmittel zusätzlich hochtemperierendes Teil (**24b**) aufweist.

11. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass eine Flüssigkeitsspeicherung und die Flüssigkeitsab-

scheidung (**25**) im aktiven Teil des Verdampfers (**24**) integriert sind.

12. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Kühlmittel im aktiven Teil des Verdampfers (**24**) in unterschiedlichen Richtungen und Geschwindigkeiten geführt ist, wobei zumindest ein Geschwindigkeitsvektor entgegen der Gravitationsbeschleunigung vorgesehen ist.

13. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Verdampfer (**24**) zumindest einen weiteren Flüssigkeitsspeicher (**40**, **41**, **42**) aufweist.

14. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Fluide im Verdampfer (**24**) in Gegenströmung und/oder in Quergegenströmung geführt sind.

15. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Verdampfer (**24**) in Anlage bringbare Platten (**26**, **29**), die in Anlage die Strömungspfade (**33**, **34**; **47**) für die in diesem geführten Fluide ausbilden, umfasst.

16. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Platten (**26**) Mittel zur definierten Beabstandung dieser umfassen.

17. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass der Gaskühler (**22**) und der Verdampfer (**24**) gleich ausgestaltet sind.

18. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass das Kühlmittel ausgewählt ist aus Ethylen, Diboran, Kohlenstoffdioxid, Ethan oder Stickoxid.

19. Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass der Verdichter (**21**) ein elektrisch betriebener Verdichter ist.

20. Gaskühler (**22**), insbesondere für den Einsatz in einem Dampfkompressionskreislauf (**20**) nach einem der Ansprüche 9 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass das in dem Gaskühler (**22**) geführte Kühlmittel in einem ersten Bereich des Gaskühlers (**22a**) Wärmeenergie mit einem ersten Kreislauf austauscht und in einem zweiten Bereich des Gaskühlers (**22b**) Wärmeenergie mit einem zweiten Kreislauf austauscht.

21. Gaskühler (**22**) nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass der Gasküller (**22**) in Anlage bringbare Platten, die in Anlage die Strömungspfade für die in diesem geführten Fluide ausbilden, umfasst.

22. Schaltventil, insbesondere für den Einsatz in einer Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei das Schaltventil eine Vielzahl von einzelnen Ventilen umfasst und jedes einzelne Ventil einer Schaltgruppe zuordenbar ist, wobei durch Schaltung der Schaltgruppen ein jeweiliger Betriebszustand der Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) definierbar ist.

23. Schaltventil (**70**), insbesondere für den Einsatz in einer Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, umfassend mehrere einlaßseitige Strömungspfade (**76**) und mehrere auslaßseitige Strömungspfade (**86**), wobei die einlaßseitigen Strömungspfade (**76**) mittels Betätigung eines Stellorgans (**90**) mit den auslaßseitigen Strömungspfaden (**86**) verbindbar sind und durch die jeweilige Betätigung des Stellorgans (**90**) der Schaltzustand der Kraftfahrzeugklimaanlage (**1**) mit zugehörigen Strömungspfaden (**76**, **86**) definierbar ist.

24. Schaltventil (**70**) nach Anspruch 23, wobei im Bereich zwischen einer ersten Auslaßkammer (**80**) und einer zweiten Auslaßkammer (**85**) ein weiteres festes Stellglied, insbesondere eine Lochplatte (**81**) angeordnet ist, die mit dem Steuerorgan (**90**) die Verschaltung der Strömungspfade (**76**, **86**) durch das Schaltventil (**70**) definiert.

25. Schaltventil (**70**) nach Anspruch 23 oder 24, wobei das Stellorgan ein Zylinder (**90**) mit mehreren Durchgangsbohrungen (**91**) ist.

26. Schaltventil (**70**) nach einem der Ansprüche 23 bis 25, wobei durch das Schaltventil (**70**) zumindest die in Anspruch 8 benannten Strömungspfade der Schaltvarianten 1 bis 5 der Teilkreise (**9**, **10**) darstellbar sind.

Es folgen 14 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

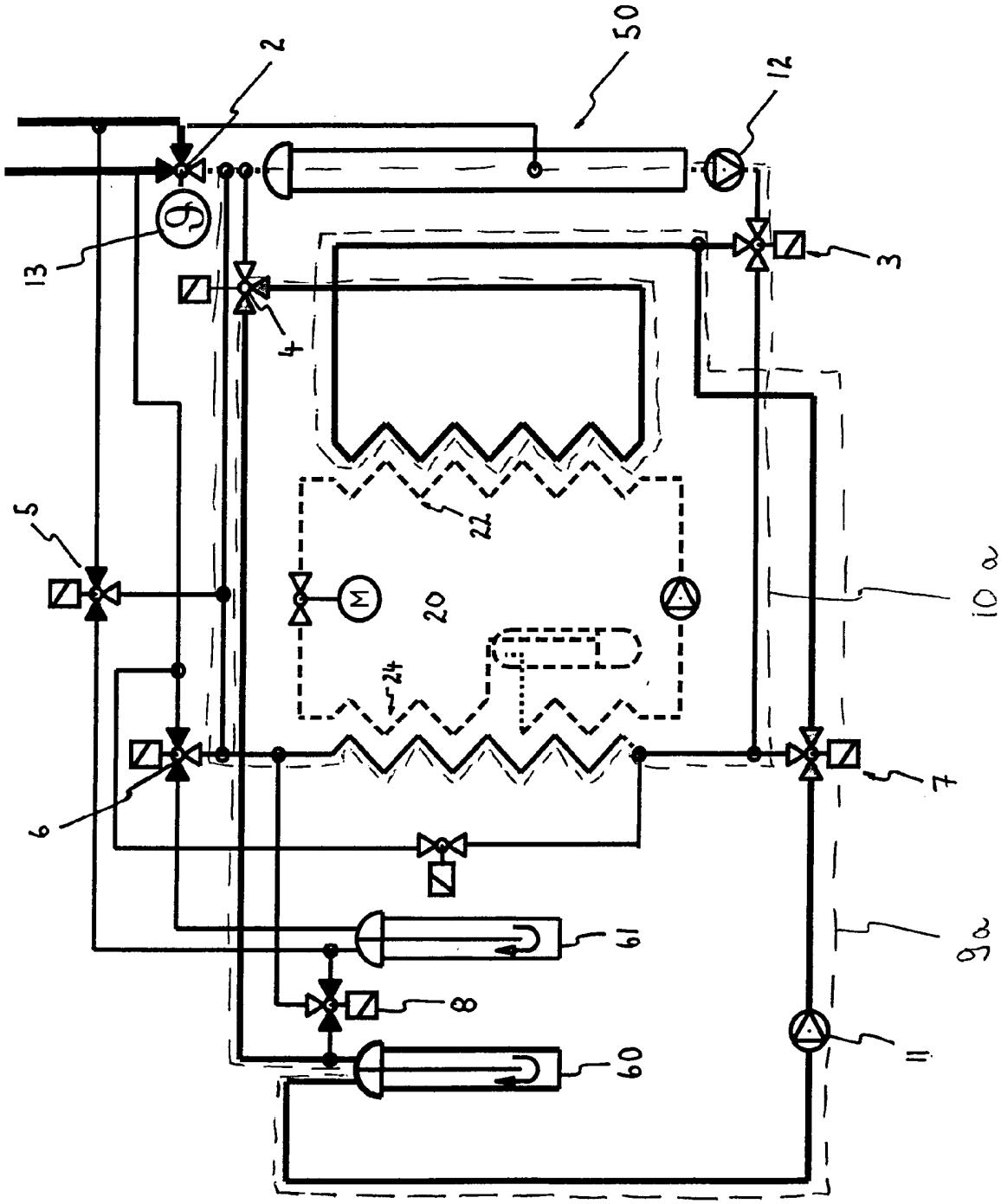


Fig. 1

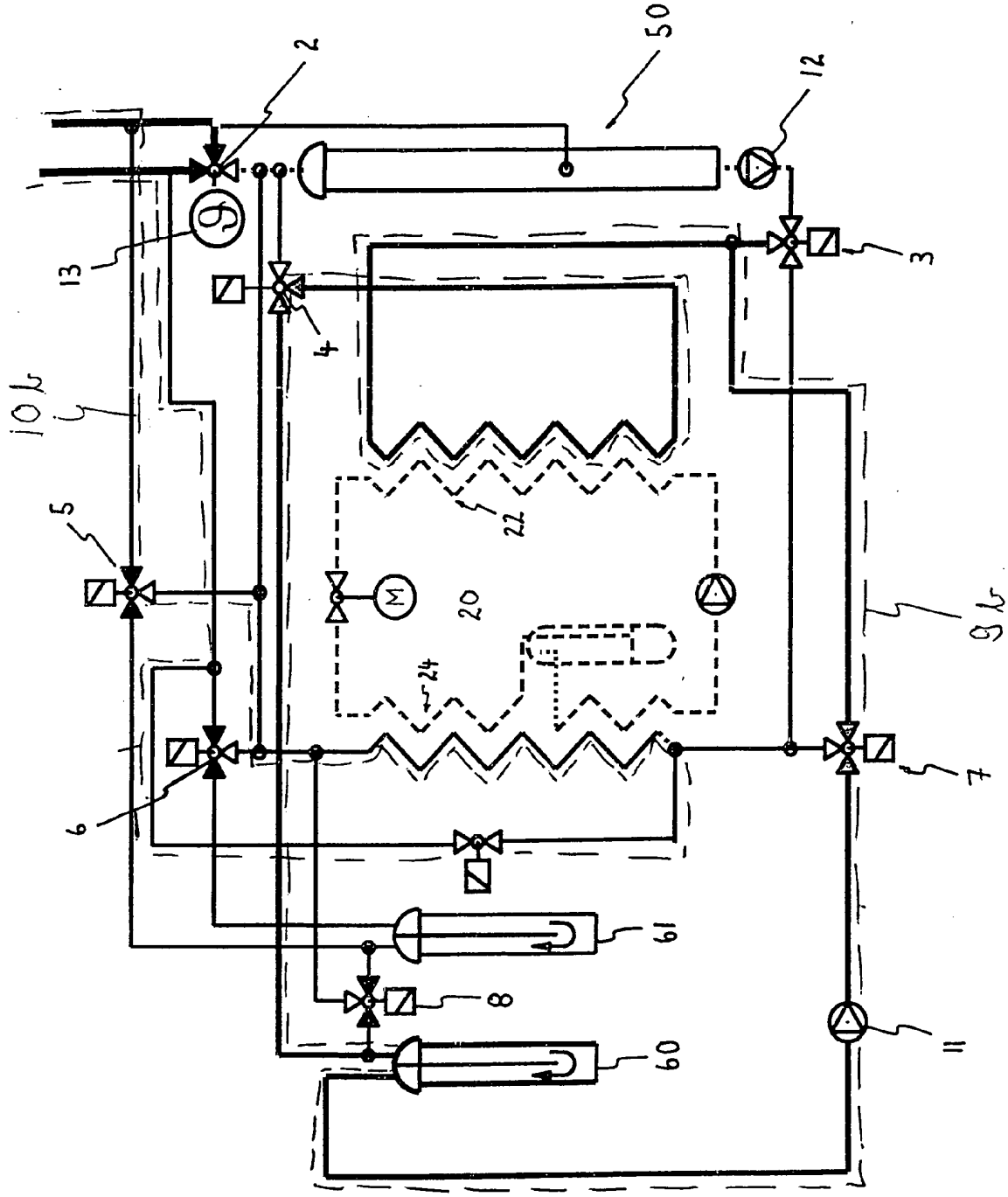


Fig. 2

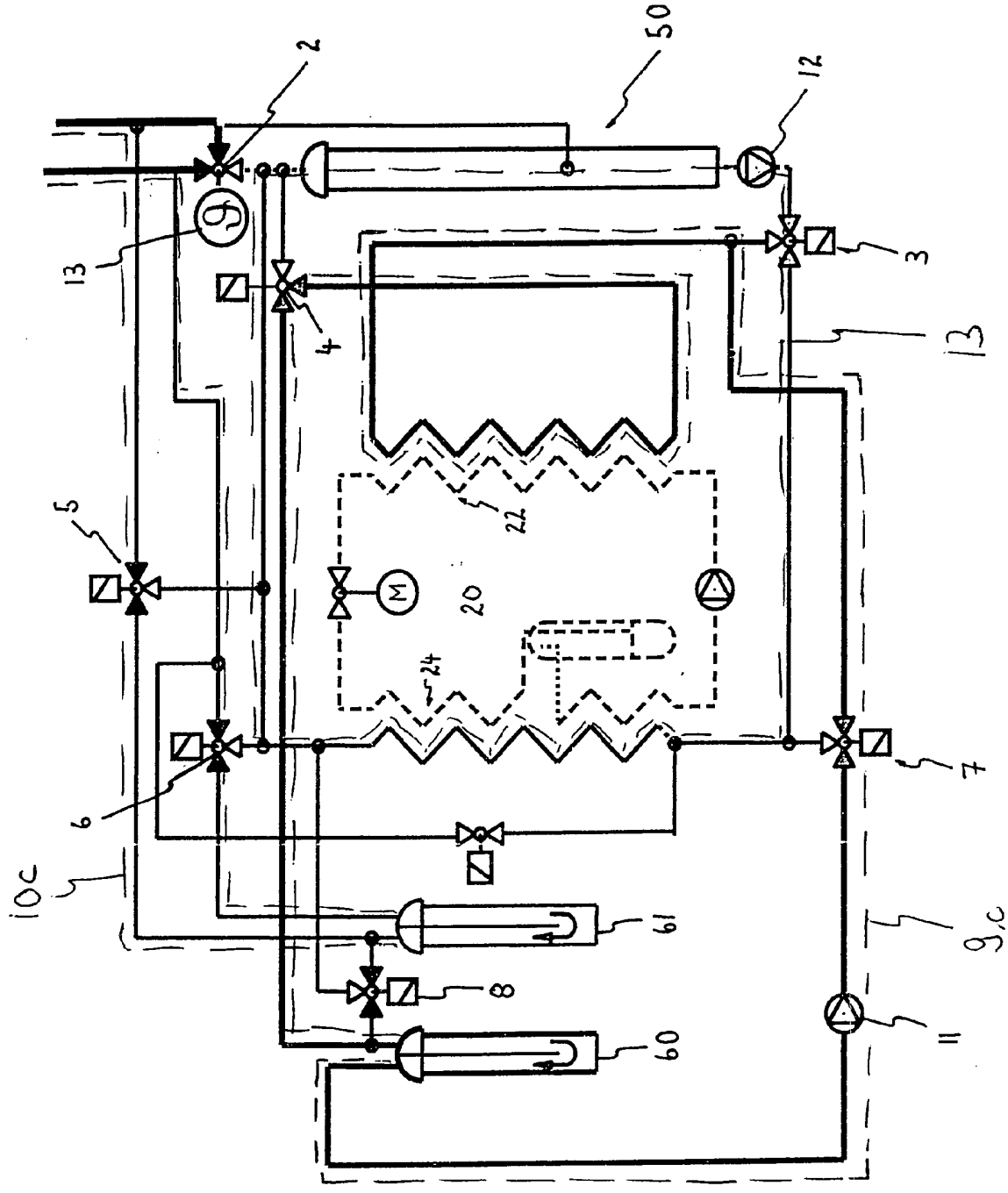


Fig. 3

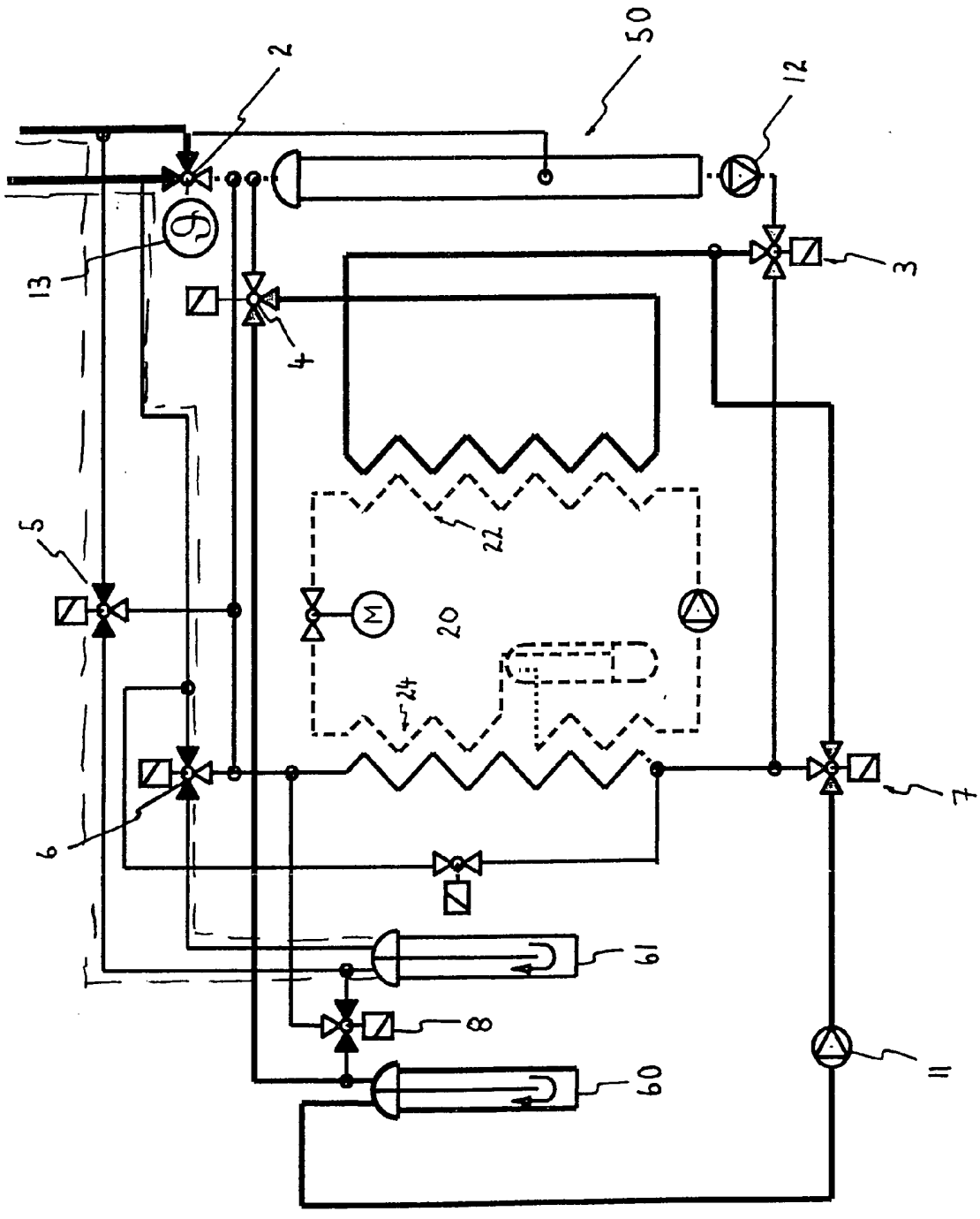


Fig. 4

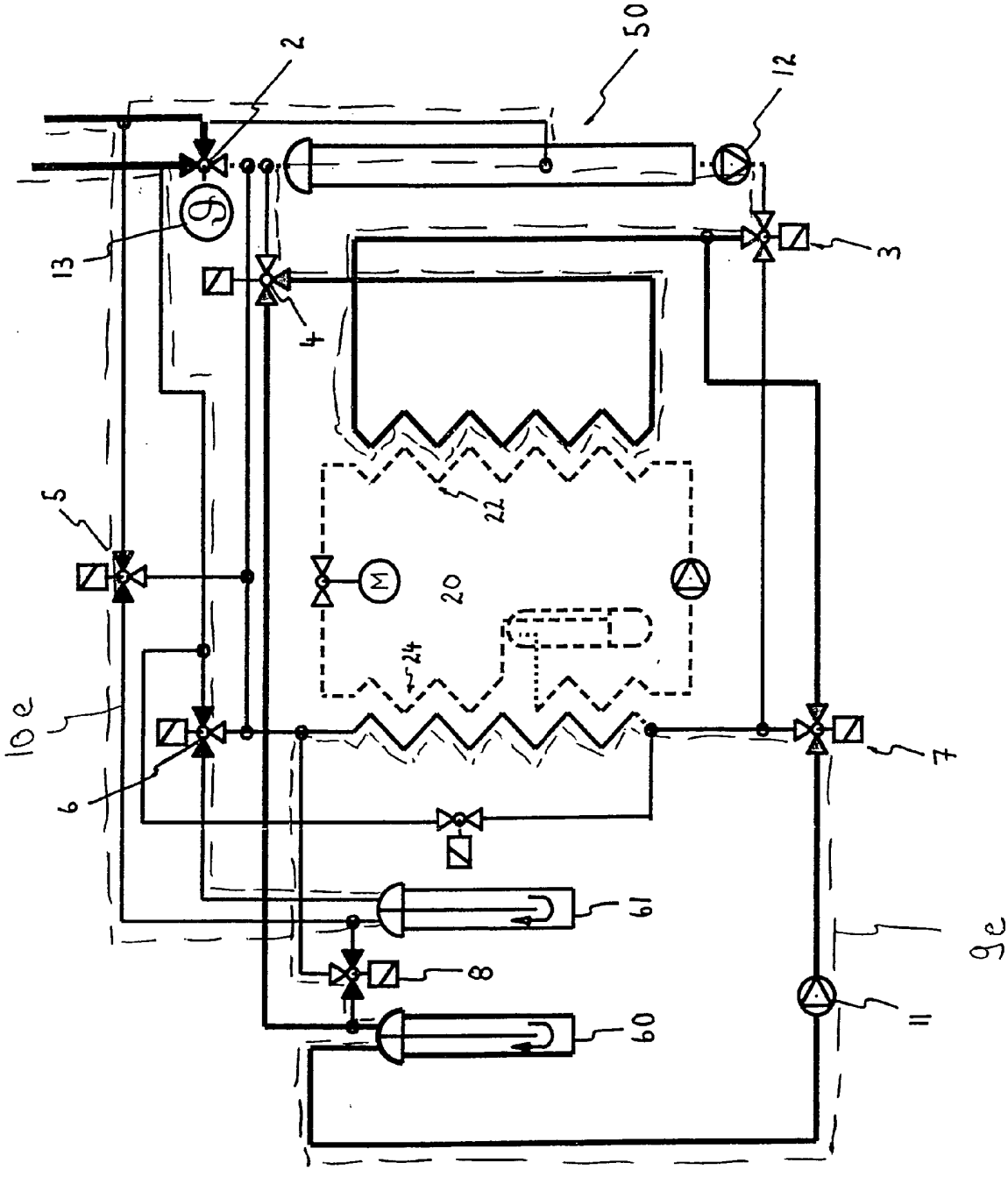


Fig. 5

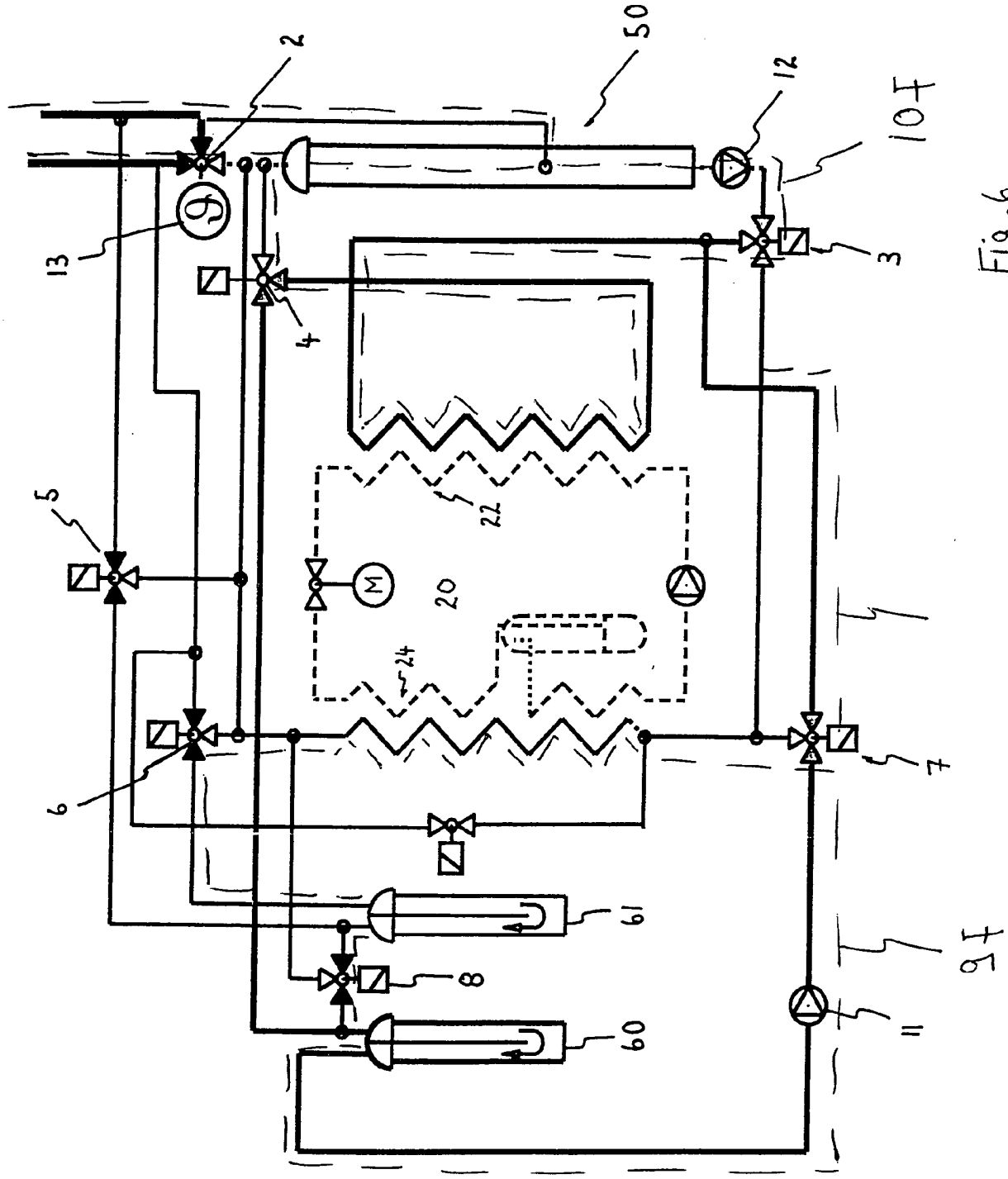


Fig. 6

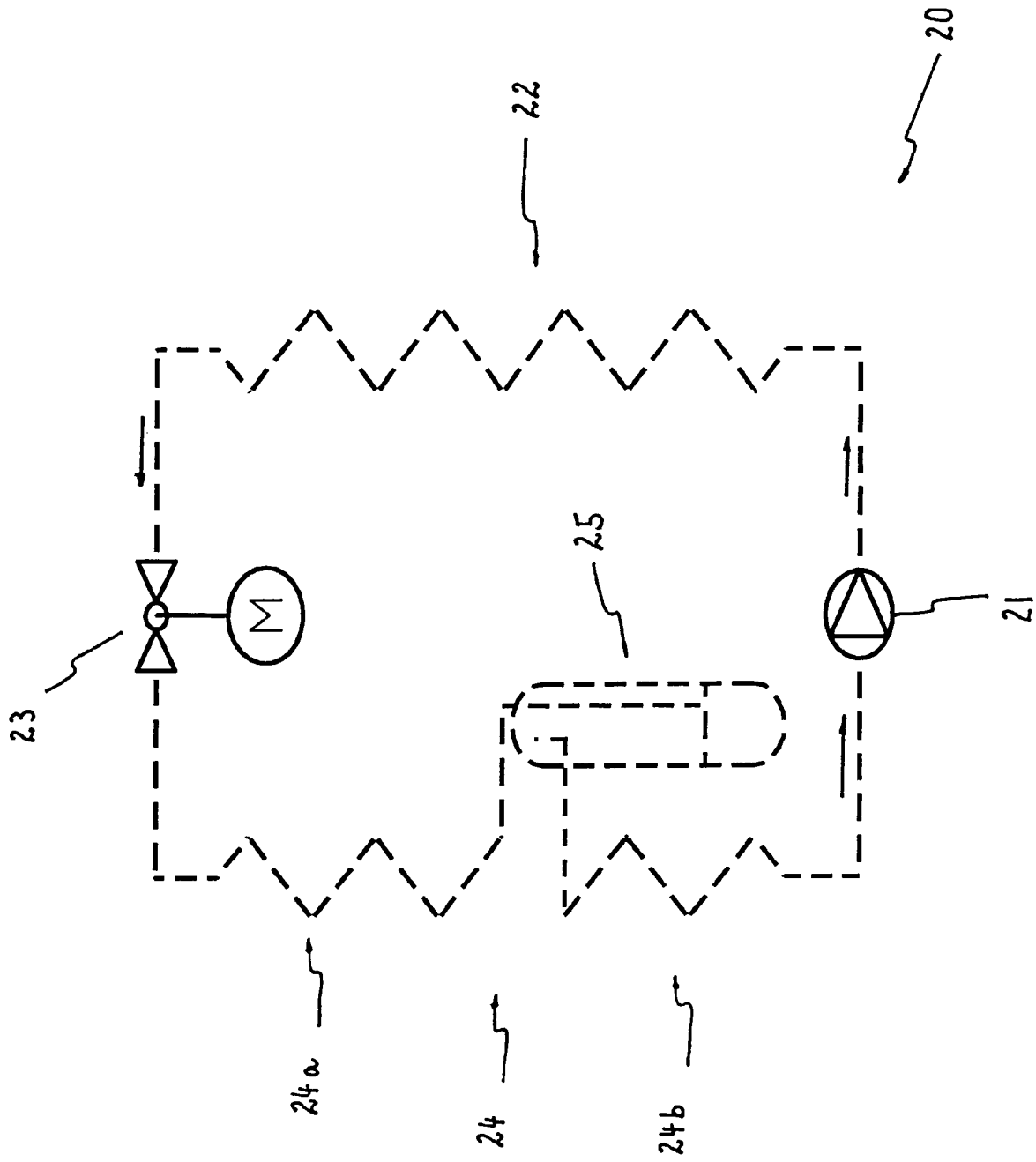


Fig. 7

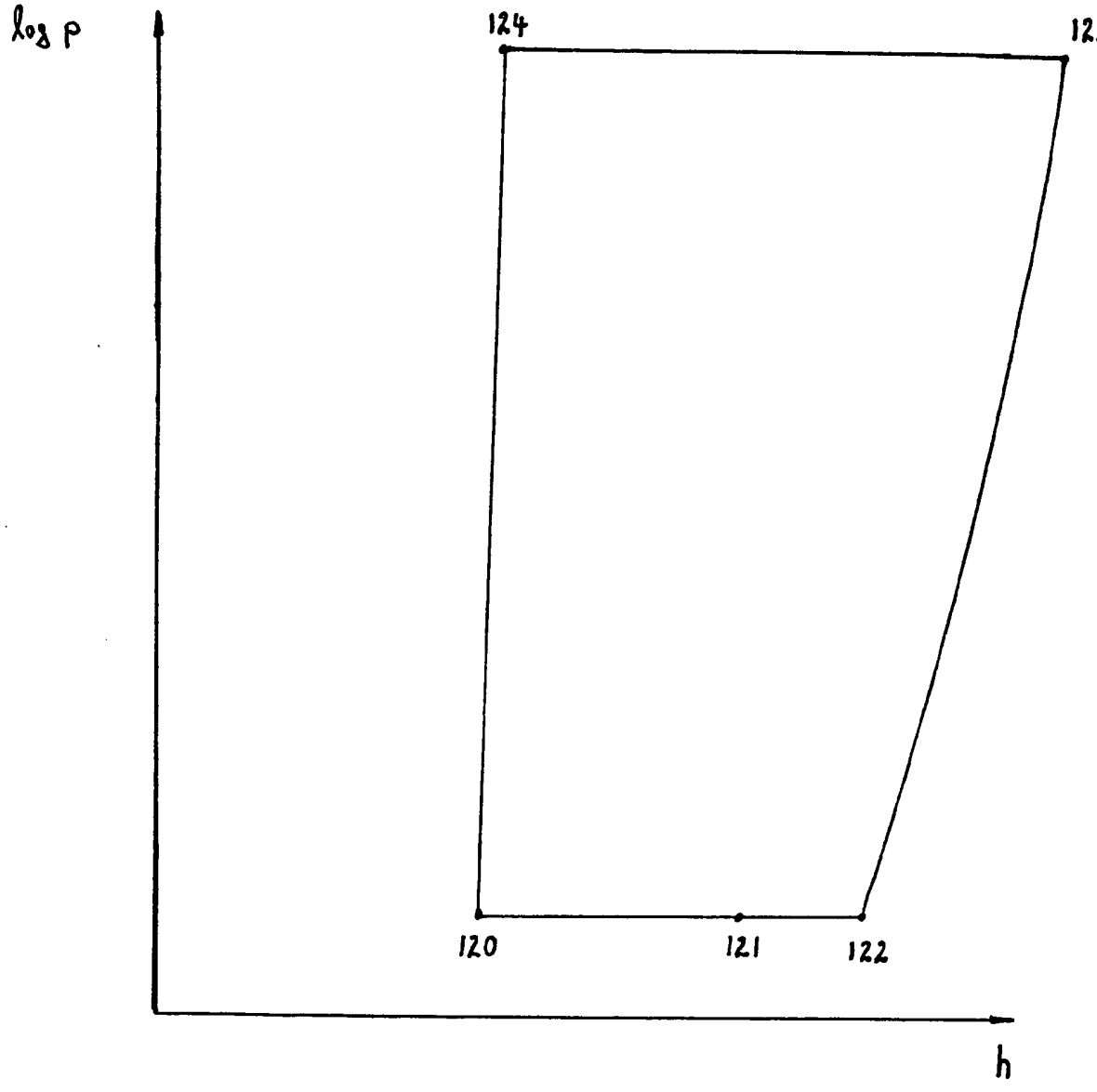


Fig. 8

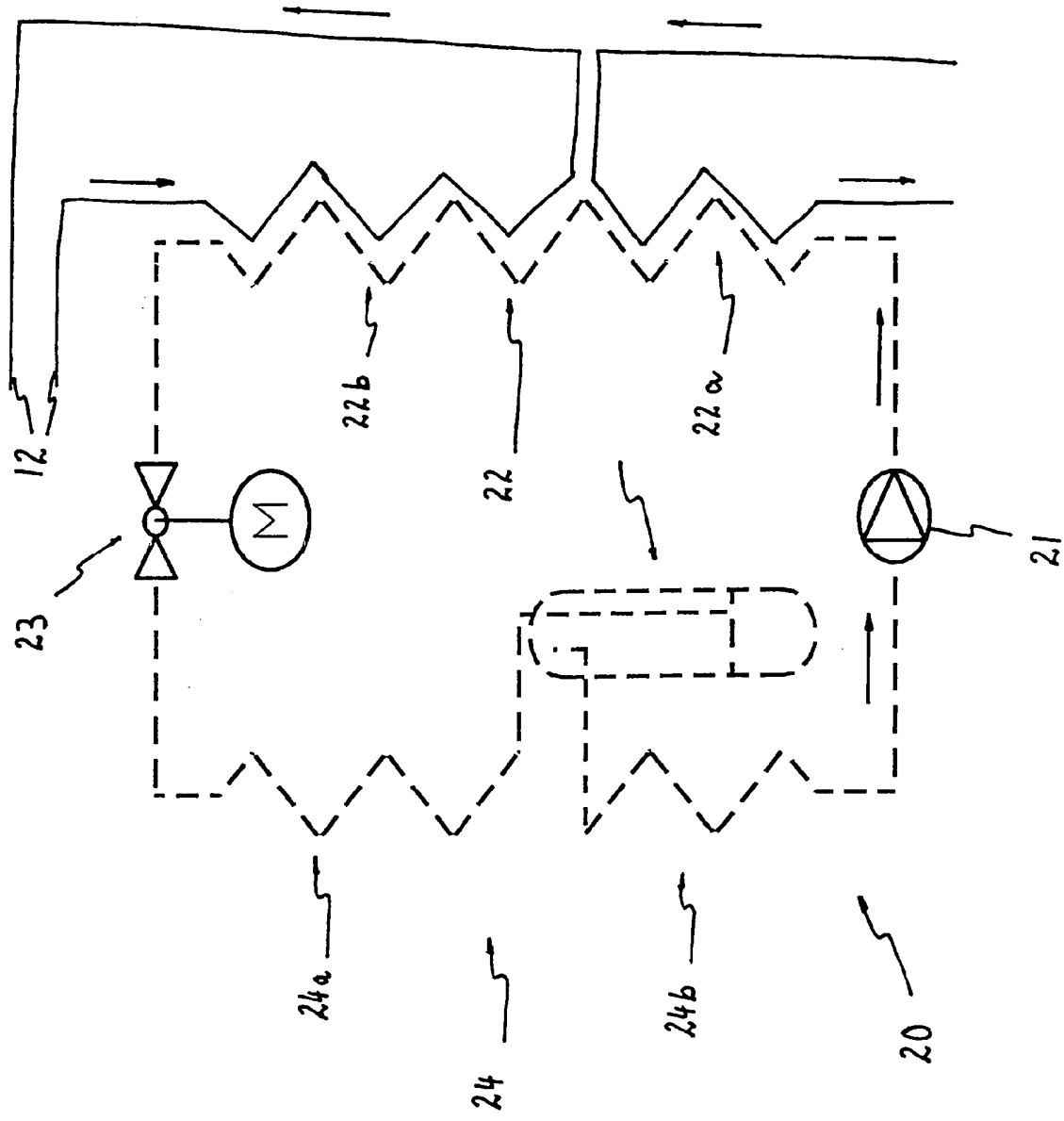


Fig. 9

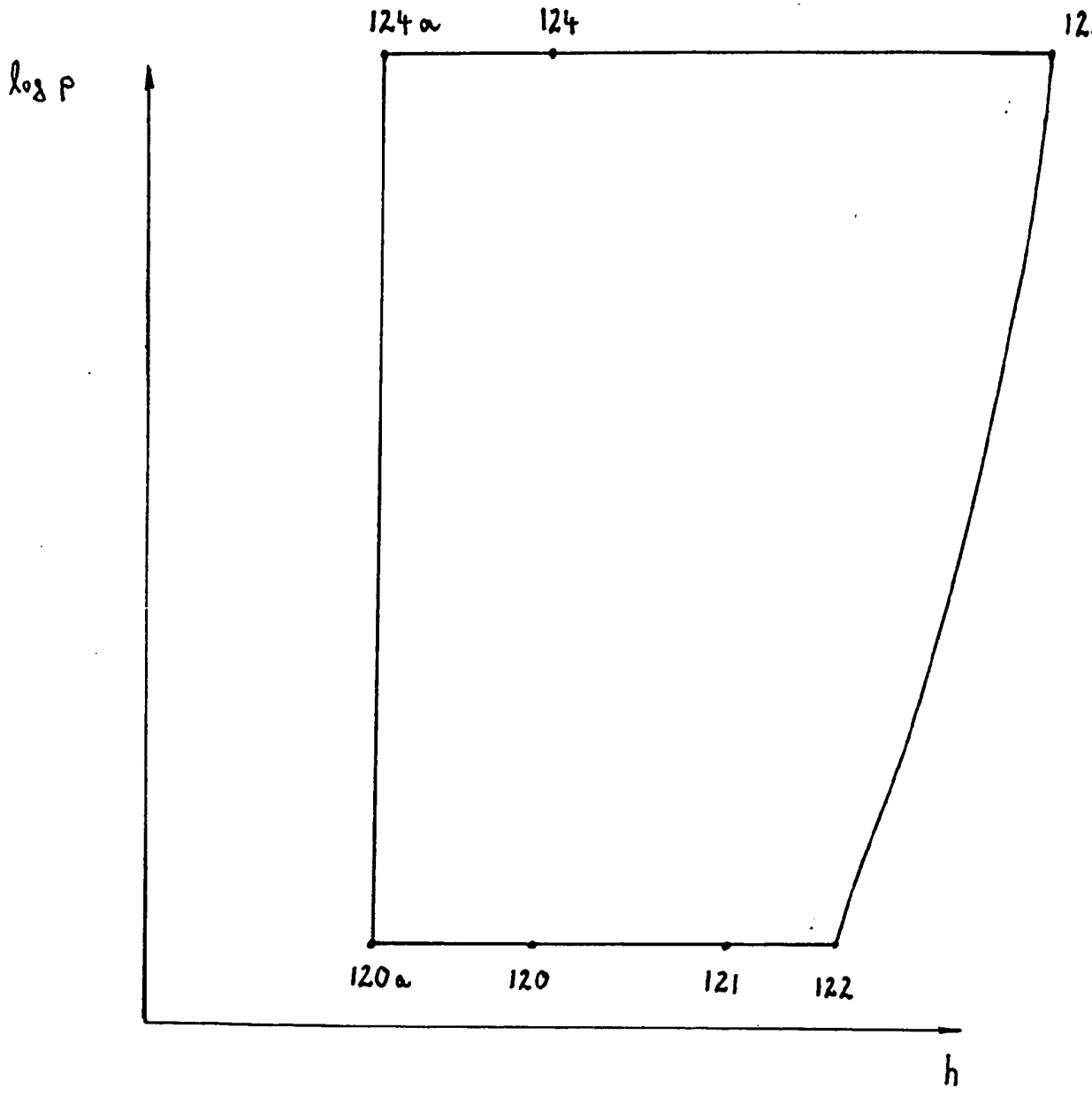


Fig. 10

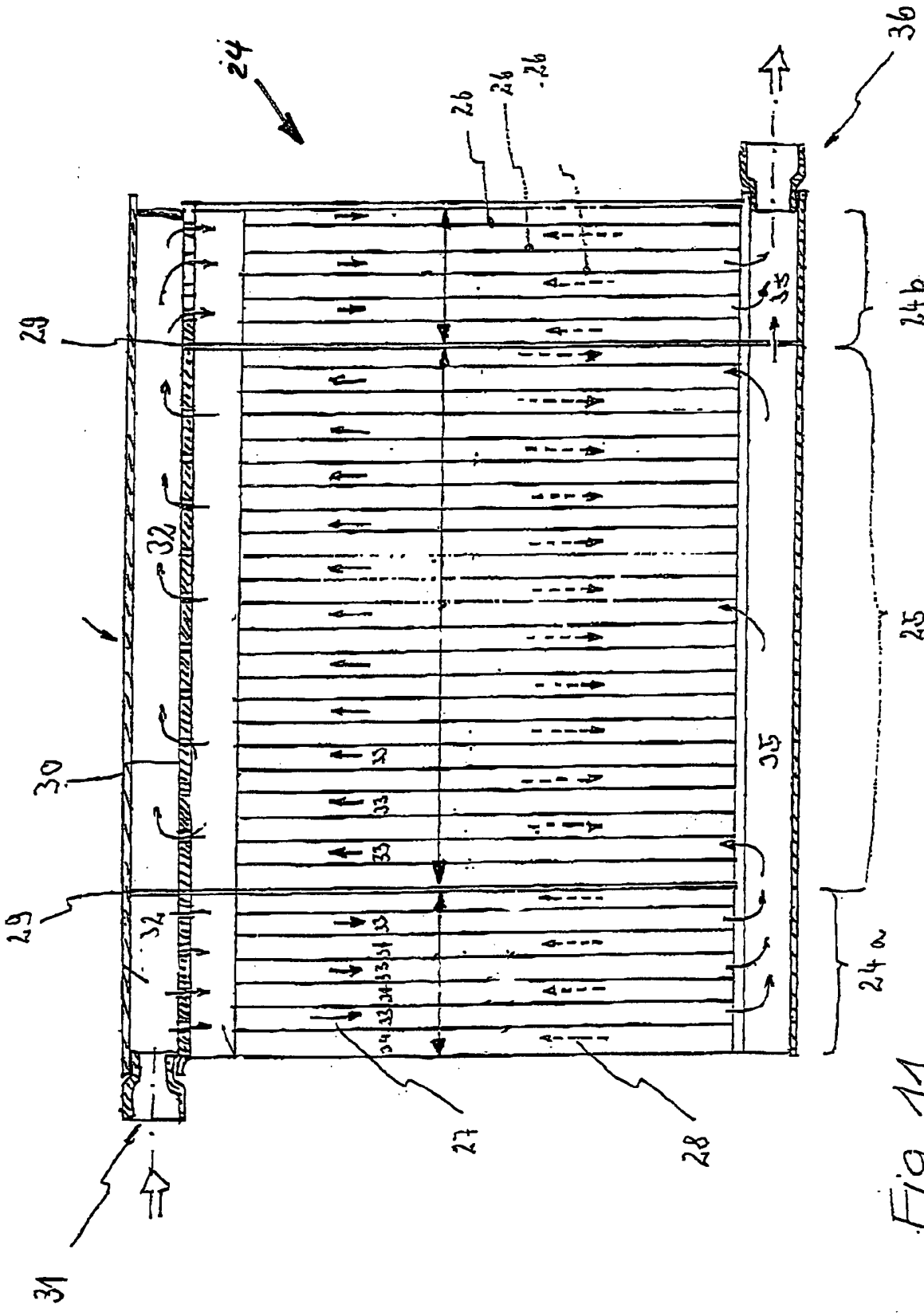


Fig. 11

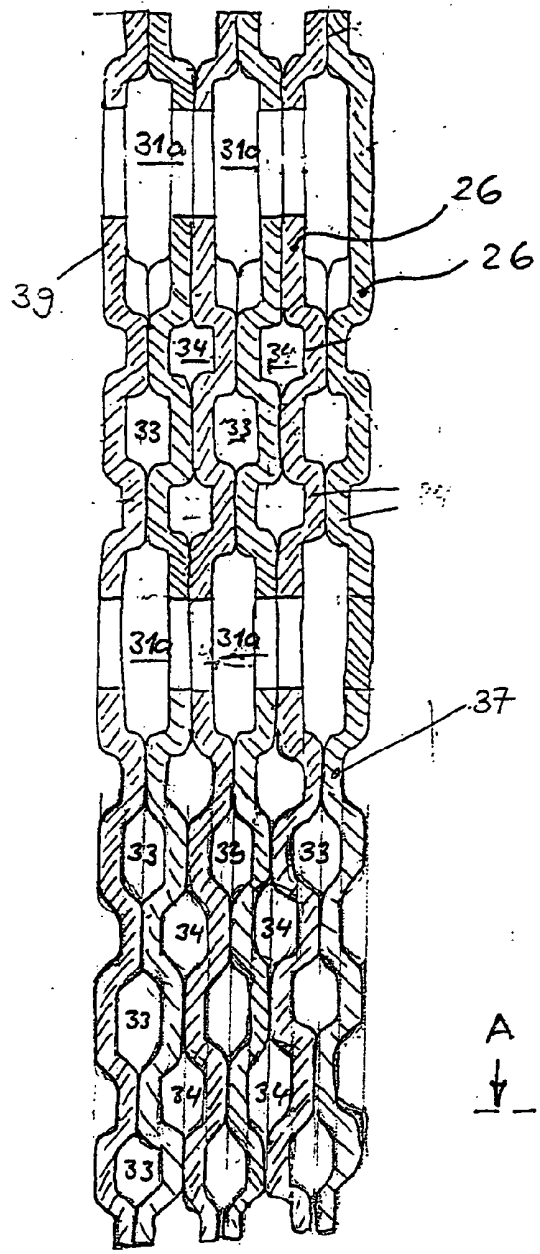

31a
31a
26
26
39
34
34
33
33
31a
31a
37
33
33
33
34
34
33
34
34
33

Fig. 12

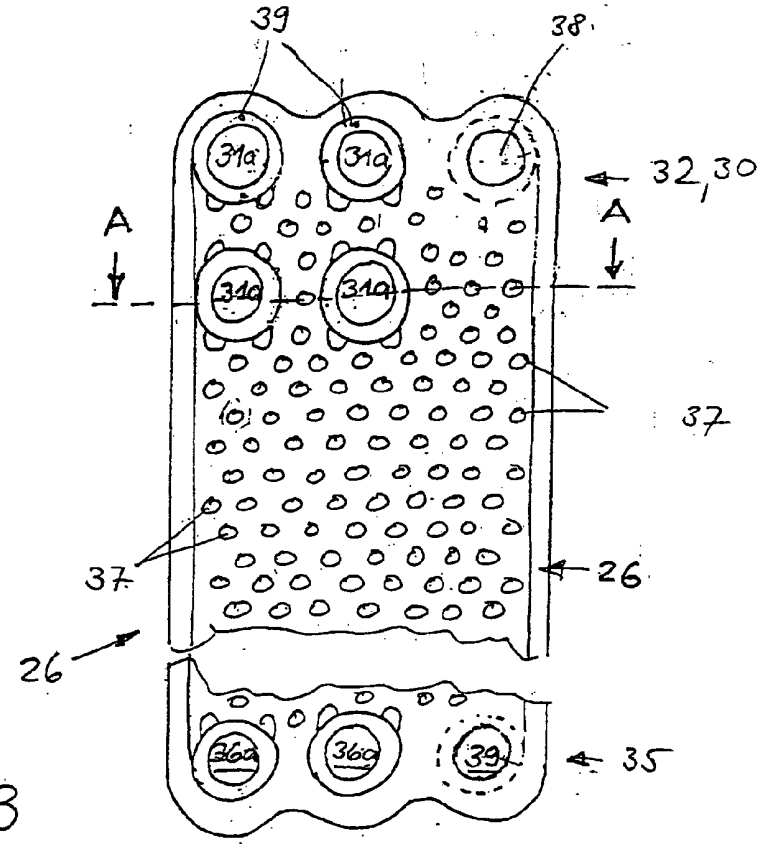

39
38
31a
31a
32,30
A
A
31a
31a
37
37
26
26
36a
36a
39
35

Fig. 13

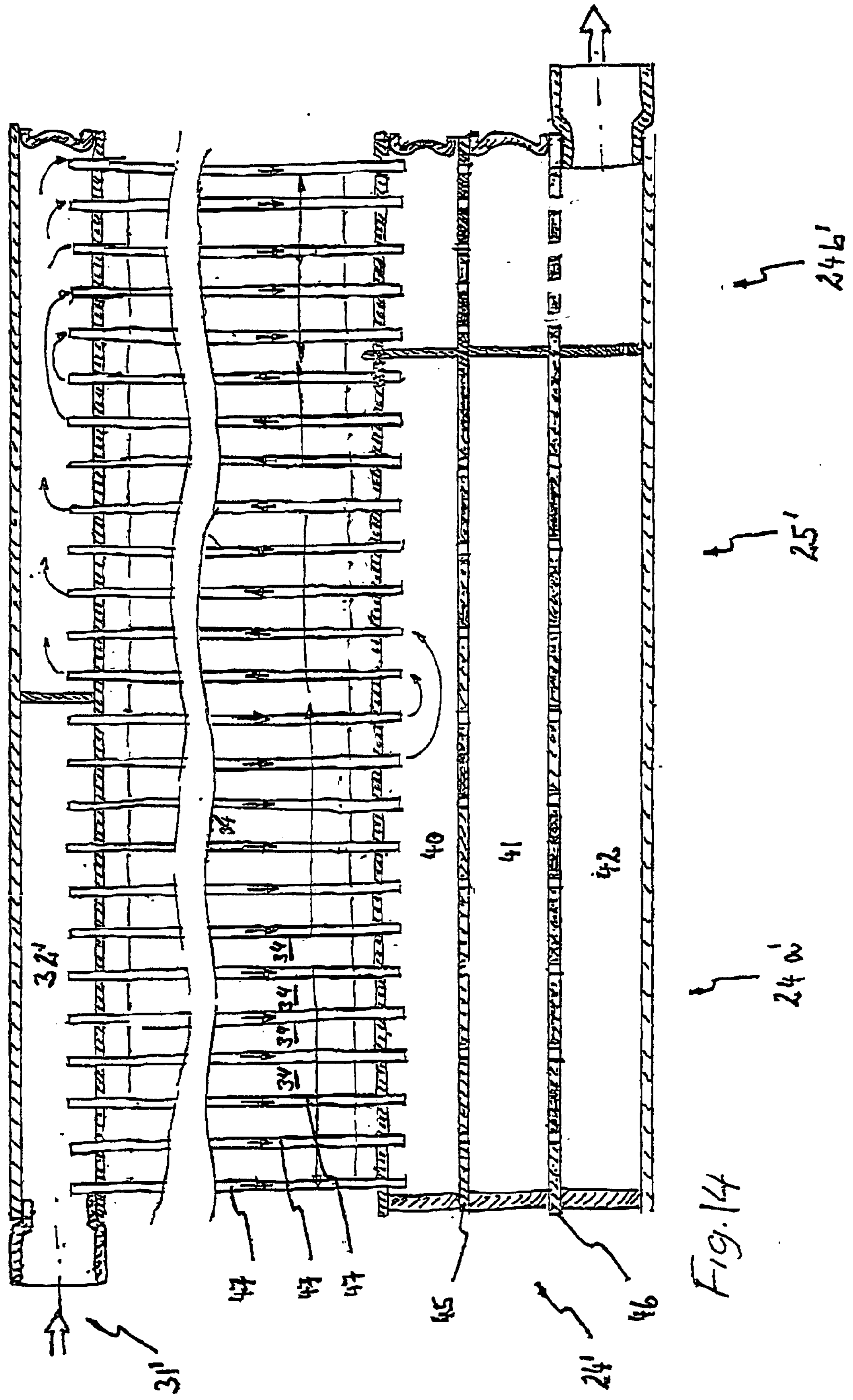


Fig. 14

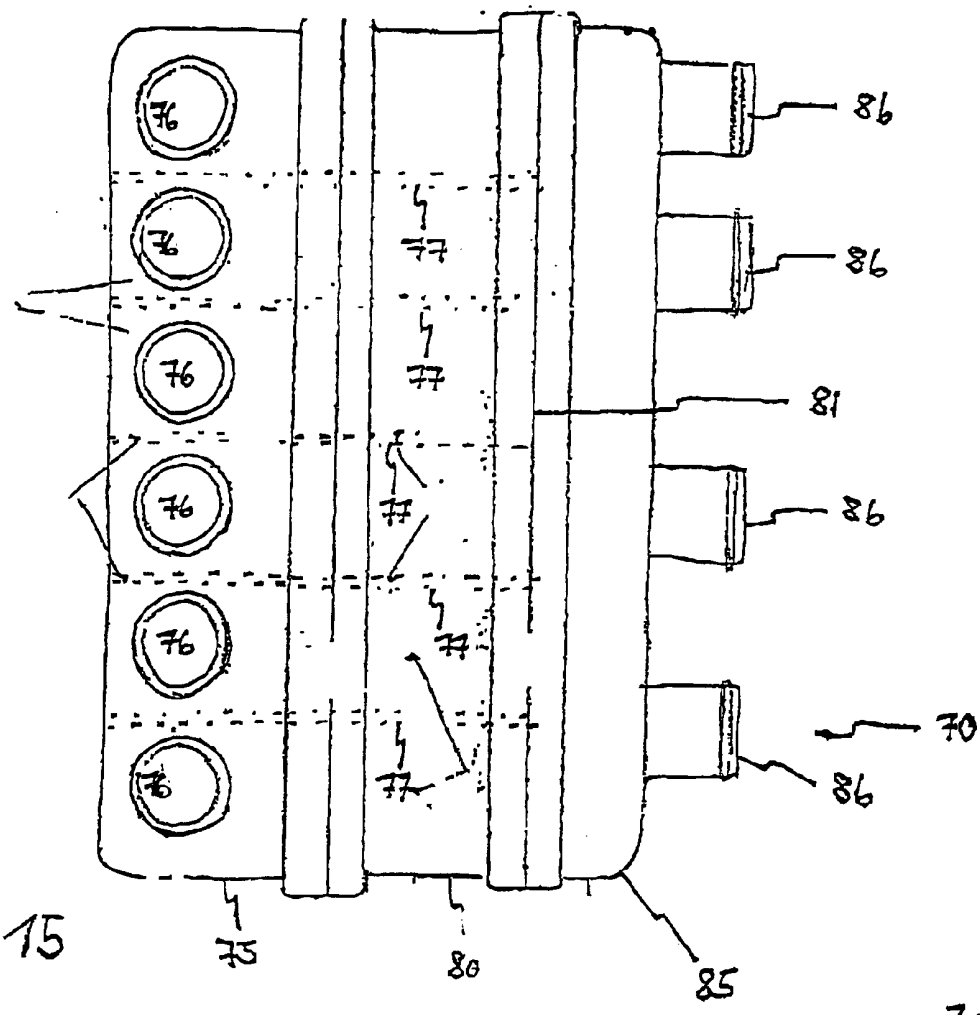


Fig. 15

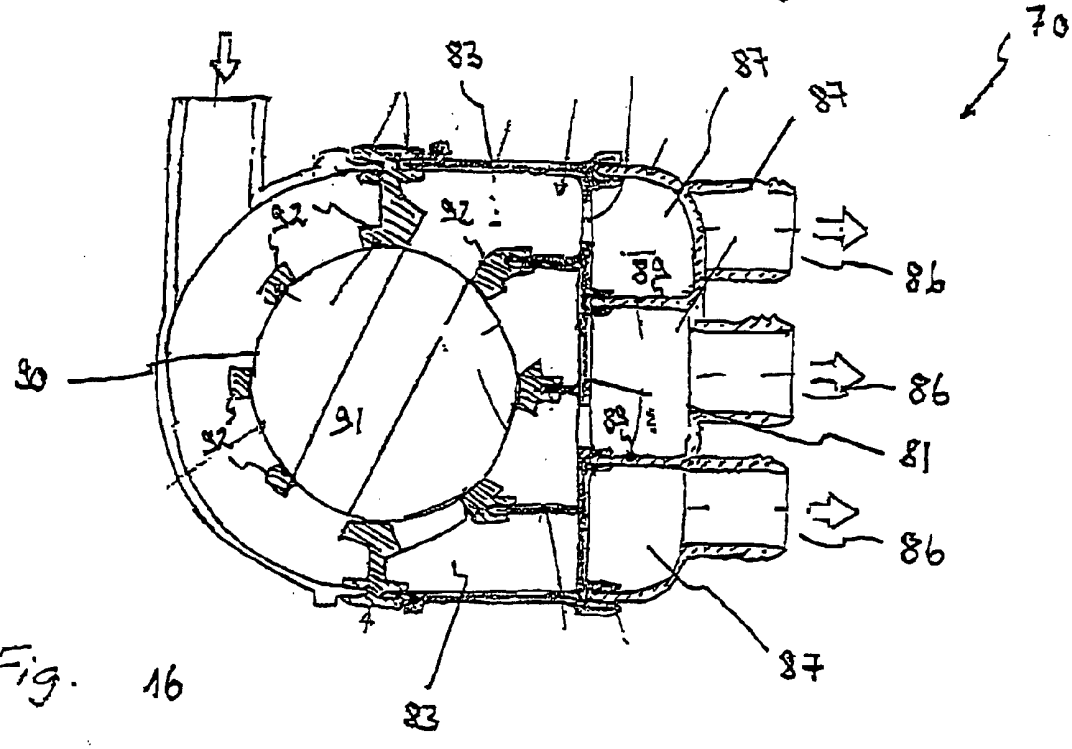


Fig. 16