



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 601 12 866 T2** 2006.02.16

(12)

## Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 1 202 004 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **601 12 866.4**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **01 125 562.7**

(96) Europäischer Anmeldetag: **25.10.2001**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **02.05.2002**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **24.08.2005**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **16.02.2006**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F25B 9/00** (2006.01)

(30) Unionspriorität:

**2000330361 30.10.2000 JP**

(73) Patentinhaber:

**Calsonic Kansei Corp., Tokio/Tokyo, JP**

(74) Vertreter:

**Grünecker, Kinkeldey, Stockmair &  
Schwanhäusser, 80538 München**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, FR, GB**

(72) Erfinder:

**Watanabe, Toshiharu, Tokyo 164-8602, JP;  
Takahashi, Torahide, Tokyo 164-8602, JP; Sasaki,  
Yoshihiro, Tokyo 164-8602, JP; Iguchi, Masahiro,  
Tokyo 164-8602, JP; Nakamura, Kojiro, Tokyo  
164-8602, JP; Okawara, Yasuhito, Tokyo 164-8602,  
JP**

(54) Bezeichnung: **Kühlungskreislauf und Steuerungsverfahren dafür**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

**Beschreibung**

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft einen Kühlkreislauf, welcher für die Verwendung in Fahrzeug-Klimatisierungssystemen geeignet ist, sowie ein diesbezügliches Steuerverfahren. Insbesondere betrifft die vorliegende Erfindung einen Kühlkreislauf mit einer Hochdruckseite, die in einem superkritischen Bereich eines Kältemittels arbeitet, welche folgende Elemente aufweist: einen Kompressor zum Verdichten des Kältemittels; einen Gaskühler zur Kühlung des verdichteten Kältemittels; eine Drosselvorrichtung zum Drosseln der Strömung des gekühlten Kältemittels, einen Verdampfer zur Kühlung der Einlassluft durch Aufnahme von Wärme durch das gekühlte Kältemittel; einen inneren Wärmetauscher; einen Temperatursensor zum Erfassen einer Temperatur des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler und dem inneren Wärmetauscher; einen Drucksensor zum Erfassen eines Drucks des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler und dem Wärmetauscher; und eine Steuerung, die zumindest entweder den Kompressor oder die Drosselöffnung entsprechend der gemessenen Temperatur und dem gemessenen Druck des gekühlten Kältemittels steuert.

**[0002]** Des weiteren betrifft vorliegende Erfindung ein Verfahren zur Steuerung des Kühlkreislaufs mit einer Hochdruckseite, die in einem superkritischen Bereich eines Kältemittels arbeitet, wobei der Kühlkreislauf folgende Elemente aufweist: einen Kompressor zum Verdichten des Kältemittels; einen Gaskühler zur Kühlung des verdichteten Kältemittels; eine Drosselvorrichtung zum Drosseln der Strömung des gekühlten Kältemittels; einen Verdampfer zur Kühlung der Einlassluft durch Aufnahme von Wärme durch das gekühlte Kältemittel; und einen inneren Wärmetauscher; wobei das Verfahren folgende Elemente aufweist: das Erfassen einer Temperatur und eines Druckes des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler und dem inneren Wärmetauscher; die Bestimmung eines Steuermusters des Kühlkreislaufs entsprechend der Betriebsumgebungen des Kühlkreislaufs und die Steuerung des Kompressors oder des Kompressors und der Drosseleinrichtung entsprechend des bestimmten Steuermusters, wobei der Steuerschritt das Einstellen der Temperatur und des Druckes des gekühlten Kältemittels gestattet.

**[0003]** Im Allgemeinen werden im Kühlkreislauf für Fahrzeug-Klimatisierungssysteme Kältemittel auf Fluorkohlenwasserstoffbasis, wie CFC12, HFC134a o.ä. verwendet. Wird Fluorkohlenwasserstoff in die Atmosphäre abgegeben, kann es eine Ozonschicht zerstören und Umweltprobleme wie die globale Erwärmung verursachen. Aus diesem Grund sind Kühlkreisläufe vorgeschlagen worden, die mit CO<sub>2</sub>, Ethylen, Ethan, Stickstoffoxid o.ä. anstatt mit Fluorkohlenwasserstoff betrieben werden.

**[0004]** Der Kühlkreislauf, welcher CO<sub>2</sub>-Kältemittel verwendet, ähnelt dem Funktionsprinzip des Kühlkreislaufs mit Fluorkohlenwasserstoff-Kältemittel, mit Ausnahme des folgenden Aspekts. Da die kritische Temperatur des CO<sub>2</sub> bei ca. 31°C liegt und damit bedeutend niedriger ist als die des Fluorkohlenwasserstoffs (z.B. 112°C bei CFC12), wird die Temperatur des CO<sub>2</sub> in einem Gaskühler oder Kondensator in den Sommermonaten, in denen die Außentemperatur ansteigt, höher als die entsprechende kritische Temperatur, z.B. kondensiert CO<sub>2</sub> selbst am Auslass eines Gaskühlers nicht.

**[0005]** Die Bedingungen am Auslass des Gaskühlers werden entsprechend des Auslassdrucks am Kompressor und der CO<sub>2</sub>-Temperatur am Auslass des Gaskühlers bestimmt. Die Temperatur des CO<sub>2</sub> am Auslass des Gaskühlers wird entsprechend der Wärmestrahlungs-Kapazität des Gaskühlers und der Temperatur der Außenluft bestimmt. Da die Temperatur der Außenluft jedoch nicht gesteuert werden kann, kann die CO<sub>2</sub>-Temperatur am Auslass des Gaskühlers praktisch nicht gesteuert werden. Andererseits wird, da die Bedingungen am Auslass des Gaskühlers durch das Regeln des Auslassdrucks am Kompressor, d.h. des Kältemitteldrucks am Auslass des Gaskühlers, gesteuert werden können, der Kältemitteldruck am Auslass des Gaskühlers erhöht, um eine ausreichende Kühlleistung bzw. Enthalpie-Differenz während der Sommermonate sicherzustellen, wenn die Temperatur der Außenluft höher ist.

**[0006]** Insbesondere weist der Kühlkreislauf, welcher Kältemittel auf Fluorkohlenwasserstoffbasis verwendet, einen Kältemitteldruck von 0.2–1.6 MPa im Kreislauf auf, wohingegen der Kühlkreislauf, welcher CO<sub>2</sub>-Kältemittel verwendet, einen Kältemitteldruck von 3.5–10.0 MPa im Kreislauf aufweist, was einen bedeutend höheren Wert darstellt als im Fluorkohlenwasserstoff-Kühlkreislauf.

**[0007]** Es wurde der Versuch unternommen, im Kühlkreislauf superkritische Kältemittel zu verwenden, um das Verhältnis der Kühlleistung eines Verdampfers zur Arbeitsleistung eines Kompressors, d.h. den Leistungskoeffizienten (COP) zu erhöhen. In U.S. Patent No. 5.245.836 von Lorentzen, et al., veröffentlicht am 21. September 1993, wird eine Erhöhung des COP durch einen Wärmeaustausch zwischen Kältemittel, welches durch den Verdampfer gegangen ist, und Kältemittel des superkritischen Bereichs, welches in einem Hochdruckbereich vorhanden ist, vorgeschlagen. Im Kühlkreislauf mit einem solchen inneren Wärmetauscher wird das Käl-

temittel durch den Wärmetauscher weiter gekühlt, bevor es ein Drosselventil erreicht. Das führt zu noch niedrigeren Temperaturen des Kältemittels an einem Einlass des Drosselventils, und dies erlaubt einen maximalen COP.

**[0008]** In Verbindung mit dem Kühlkreislauf mit innerem Wärmetauscher, beschreibt JP-A 2000-213819 ein Verfahren zur Steuerung eines Drosselventils, welches einem Verdampfer vorgeschaltet ist. Dieses Verfahren gestattet die Steuerung der Temperaturen des Kältemittels und des Drucks am Einlass des Drosselventils, um einen maximalen COP zu erreichen.

**[0009]** Ein solches Verfahren der Steuerung der Betriebsbedingungen des Kompressors entsprechend der Temperatur des Kältemittels und des Drucks am Einlass des Drosselventils bringt jedoch folgende Schwierigkeiten mit sich. Selbst bei konstanter Außentemperatur verursacht eine Abweichung der Lufttemperatur in einem Fahrgastraum eines Fahrzeuges eine Abweichung des Betrages an empfangener Wärme im inneren Wärmetauscher, was die Steuerung zum Erreichen eines maximalen COP unmöglich macht.

**[0010]** Des weiteren legt unsere Studie offen, dass die Bedingungen der Erzeugung eines maximalen COP nicht immer denen der Erzeugung einer maximalen Kühlleistung entsprechen. Eine Erhöhung des COP ist im Hinblick auf die wirksame Funktion des Kühlkreislaufes erstrebenswert. Ist es jedoch wünschenswert, der Kühlleistung eine hohe Priorität zu geben, kann das Betreiben des Kühlkreislaufes unter den Bedingungen des Erreichens des maximalen COP keine maximale Ziel-Kühlleistung erbringen.

**[0011]** Ein Kühlkreislauf und ein Steuerverfahren der oben beschriebenen Art sind außerdem von EP 0 837 291 A2 bekannt.

**[0012]** Während dieser Stand der Technik hinsichtlich eines Aspektes darauf abzielt, eine gewünschte Kühlleistung selbst unter einer Bedingung wie einer Kühlung bei hoher thermischer Belastung zu erzielen und andererseits darauf abzielt, ein System bereitzustellen, welches in der Lage ist, eine erhöhte Wirksamkeit beizubehalten, legt es eine Vielzahl an Lösungen mittels verschiedener Typen von Kompressoren offen, um das eine oder das andere oben benannte Problem zu lösen, bietet jedoch noch immer keine optimale Lösung im Hinblick daraufhin an, eine optimale Kühlung in jeder gegebenen Situation zu leisten.

**[0013]** Dementsprechend besteht eine Zielstellung der vorliegenden Erfindung in der Verbesserung des Kühlkreislaufes der oben beschriebenen Art, welcher die optimale Leistung in einer gegebenen Betriebsumgebung erbringen kann. Des weiteren besteht eine Zielstellung der vorliegenden Erfindung in der Verbesserung des Steuerverfahrens für einen Kühlkreislauf der oben beschriebenen Art, so dass die optimale Leistung in Betriebsumgebungen erreicht werden kann.

**[0014]** Für den Kühlkreislauf der oben beschriebenen Art wird diese Zielstellung auf eine erfinderische Weise dadurch erreicht, dass der innere Wärmetauscher den Wärmeaustausch zwischen gekühltem Kältemittel und dem Kältemittel, das durch den Verdampfer hindurchgegangen ist, ausführt, wobei das Steuermuster mindestens zwei Steuerausdrücke umfasst, wobei eine Beziehung zwischen der erfassten Temperatur und dem erfassten Druck einem von zumindest zwei Steuerausdrücken genügt, wobei die zumindest zwei Steuerausdrücke einen ersten Steuerausdruck aufweisen, der dem Leistungskoeffizienten eine hohe Priorität gibt, und einen zweiten Steuerausdruck, welcher der Kühlleistung eine hohe Priorität gibt, wobei der erste Steuerausdruck einen Bereich mit  $P = 0,777 \times T^{0,684}$  als Mitte vorsieht, wobei T die erfasste Temperatur und P der erfasste Druck ist, und wobei der zweite Steuerausdruck einen Bereich mit  $P = 2,303 \times T^{0,447}$  als Mitte vorsieht, wobei T die erfasste Temperatur und P der erfasste Druck ist.

**[0015]** Außerdem wird diese Zielstellung für ein Verfahren zur Steuerung des Kühlkreislaufes der oben beschriebenen Art auf eine erfinderische Weise dadurch erreicht, dass der innere Wärmetauscher den Wärmeaustausch zwischen gekühltem Kältemittel und dem Kältemittel, das durch den Verdampfer hindurchgegangen ist, ausführt, wobei das Steuermuster mindestens zwei Steuerausdrücke umfasst, wobei eine Beziehung zwischen der erfassten Temperatur und dem erfassten Druck einem von zumindest zwei Steuerausdrücken genügt, wobei die zumindest zwei Steuerausdrücke einen ersten Steuerausdruck aufweisen, der dem Leistungskoeffizienten eine hohe Priorität gibt, und einen zweiten Steuerausdruck, welcher der Kühlleistung eine hohe Priorität gibt, wobei der erste Steuerausdruck einen Bereich mit  $P = 0,777 \times T^{0,684}$  als Mitte vorsieht, wobei T die erfasste Temperatur und P der erfasste Druck ist, und wobei der zweite Steuerausdruck einen Bereich mit  $P = 2,303 \times T^{0,447}$  als Mitte vorsieht, wobei T die erfasste Temperatur und P der erfasste Druck ist.

**[0016]** Insofern kann der Kühlkreislauf entsprechend der speziell bestimmten und definierten Steuerausdrücke

cke gesteuert werden, ein Kühlkreislauf kann die optimale Leistung in den Betriebsumgebungen sowohl hinsichtlich einer optimalen Steuerung des Leistungskoeffizienten als auch hinsichtlich einer optimalen Steuerung der Kühlleistung erbringen.

[0017] Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den entsprechenden abhängigen Ansprüchen dargelegt.

[0018] Im Folgenden wird die Erfindung mit Bezug auf ihre verschiedenen Ausführungsbeispiele und mit Verweis auf die begleitenden Zeichnungen detaillierter erläutert.

[0019] [Fig. 1](#) ist ein Systemdiagramm, welches ein Ausführungsbeispiel eines Regelkreises zur Anwendung in Fahrzeug-Klimatisierungssystemen entsprechend der vorliegenden Erfindung darstellt.

[0020] [Fig. 2](#) ist eine Kurve, die ein Steuer-Kennliniendiagramm veranschaulicht, wie es in diesem Ausführungsbeispiel verwendet wird.

[0021] [Fig. 3](#) ist eine Ansicht ähnlich [Fig. 1](#) und stellt ein weiteres Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dar.

[0022] [Fig. 4](#) ist eine Ansicht ähnlich [Fig. 2](#) und stellt ein Mollier-Diagramm zur Erläuterung des Kühlkreislaufes mit CO<sub>2</sub>-Kältemittel dar.

[0023] [Fig. 5](#) ist eine Ansicht ähnlich [Fig. 4](#) zur Erläuterung der Wirksamkeit der vorliegenden Erfindung. [Fig. 6](#) ist ein Flussdiagramm zur Darstellung eines in einer Steuerung ausgeführten Steuervorgangs.

[0024] In einem Kühlkreislauf entsprechend der vorliegenden Erfindung werden eine Drosselvorrichtung oder ein Drosselmittel und/oder ein Kompressor entsprechend der Temperatur und des Drucks des Kältemittels zwischen einem Gaskühler und einem inneren Wärmetauscher gesteuert.

[0025] Wie in [Fig. 4](#) zu erkennen ist, lässt unsere Studie erkennen, dass bei der Steuerung der Betriebsbedingungen des Kühlkreislaufes entsprechend der Temperatur und des Druckes des Kältemittels zwischen dem Gaskühler und dem inneren Wärmetauscher, d.h. am Punkt „c“, ein optimaler COP beibehalten werden kann, ohne durch die Menge der aufgenommenen Wärme aus dem inneren Wärmetauscher beeinflusst zu werden. Bei der Steuerung der Betriebsbedingungen entsprechend der Temperatur und des Druckes des Kältemittels an einem Auslass des inneren Wärmetauschers, d.h. am Punkt „d“ bzw. an einem Einlass einer Drosselvorrichtung, schließt der COP andererseits auf Grund des inneren Wärmetauschers eine Enthalpie-Abweichung ein, wie aus [Fig. 4](#) ersichtlich ist, was zu einem Steuerfehler beim Erreichen eines optimalen COP führt.

[0026] Oben beschriebene Beobachtung wurde experimentell bestätigt. Wie in [Fig. 5](#) gezeigt ist, sind im erläuternden Ausführungsbeispiel die Punkte des maximalen COP bezüglich einer Kältemittel-Temperatur  $T_{co}$  und eines Kältemittel-Druckes  $P_{co}$  zwischen dem Gaskühler und dem inneren Wärmetauscher durch Punkte (•) bezeichnet. In einem Vergleichsbeispiel sind andererseits die Punkte des maximalen COP bezüglich einer Kältemittel-Temperatur  $T_{ex}$  und eines Kältemittel-Druckes  $P_{ex}$  am Einlass der Drosselvorrichtung durch Rechtecke (■) bezeichnet. Die Näherungsgeraden ①, ② erhält man aus den Punkten des maximalen COP gegen  $T_{co}$  –  $P_{co}$  und den Punkten des maximalen COP gegen  $T_{ex}$  –  $P_{ex}$ . Der Korrelationskoeffizient betrug 0,76 im Falle der Punkte und 0,56 im Falle der Rechtecke. Wie aus diesem Ergebnis ersichtlich wird, kann die Steuerung zur Erzeugung eines optimalen COP entsprechend der vorliegenden Erfindung erreicht werden, wobei die Betriebsbedingungen des Kühlkreislaufes entsprechend der Kältemittel-Temperatur  $T_{co}$  und des Kältemittel-Druckes  $P_{co}$  zwischen dem Gaskühler und dem inneren Wärmetauscher gesteuert werden.

[0027] Des weiteren werden die Betriebsbedingungen im Kühlkreislauf entsprechend der vorliegenden Erfindung durch Schalten zwischen zumindest zwei Steuerausdrücken entsprechend der Betriebsbedingungen gesteuert, d.h. zwischen einem ersten Steuerausdruck, welcher dem COP hohe Priorität gibt und einem zweiten Steuerausdruck, welcher der Kühlleistung bzw. der Kühlkraft hohe Priorität gibt.

[0028] Wie in [Fig. 4](#) gezeigt ist, wird unter der Annahme, dass die Strömungsrate des Kältemittels konstant ist, die Änderungsrate des COP durch die Neigung einer isentropen Gerade des Kompressors und einer isothermischen Gerade am Auslass des Gaskühlers bestimmt. Da superkritische Kältemittel wie das CO<sub>2</sub> in einem superkritischen Bereich verwendet werden, gibt es in einem Bereich mit einer geringen Neigung der isothermischen Gerade einen Abschnitt, in welchem der Leistungszuwachs des Kompressors kleiner ist als jener der

Kühlleistung. Das bedeutet, dass der Druck zur Erzeugung des maximalen COP für jede Kältemittel-Temperatur am Gaskühler-Auslass existiert. Andererseits erhöht sich die Kühlleistung mit einer Druckerhöhung bis die isothermische Gerade parallel zur Druckachse verläuft. Das heißt, ein Punkt maximalen Wirkungsgrades, an welchem ein maximaler COP erreicht wird, fällt nicht mit einem Punkt maximaler Kühlleistung zusammen, an welchem maximale Kühlleistung erreicht wird.

**[0029]** Wie in [Fig. 4](#) gezeigt ist, unter der Annahme, dass die Strömungsrate des Kältemittels konstant ist, wird der Grund, aus welchem der Druck zur Erzeugung des maximalen COP für jede Temperatur am Gaskühler-Auslass existiert, beschrieben. Im in [Fig. 4](#) dargestellten Mollier-Diagramm wird ein bestimmtes Muster durch eine durchgängige Linie dargestellt und ein weiteres Muster mit dem erhöhten Druck des Kältemittels der Hochdruckseite wird durch eine gestrichelte Linie dargestellt. Da die Strömungsrate des Kältemittels konstant ist, wird der Leistungszuwachs des Kompressors, welcher sich von dem durch eine durchgängige Linie dargestellten Zustand in einen durch eine gestrichelte Linie dargestellten Zustand ändern muss, durch  $\Delta i - 1$  gegeben.

**[0030]** Des weiteren ist der Zuwachs der Kühlleistung bzw. der Leistung eines Verdampfers durch  $\Delta i - 2$  gegeben.

**[0031]** Punkt „e“ für einen Einlass des Verdampfers wird durch Änderung des Punktes „d“ für einen Auslass der Hochdruckseite des inneren Wärmetauschers abgeändert, welcher sich wiederum durch Veränderung des Punktes „c“ für den Auslass des Gaskühlers ändert. Der Gaskühler-Auslass-Punkt „c“ ändert sich mit der Temperatur der Kühlluft für den Gaskühler. Somit ist bei einem hundertprozentigen Wirkungsgrad des Gaskühlers die Temperatur des Kältemittels am Auslass des Gaskühlers die gleiche wie die der Kühlluft. Daher wird bei der Veränderung des Druckes der Gaskühler-Auslass-Punkt „c“ auf der isothermischen Gerade verschoben.

**[0032]** Aus obigen Ausführungen wird verständlich, dass der Druck existiert, bei welchem  $\Delta i - 2$  kleiner ist als  $\Delta i - 1$ . Dieser Druck ist der Druck zur Erzeugung des maximalen COP im Hinblick auf die Temperatur des Kältemittels am Auslass des Gaskühlers. Bei weiter erhöhtem Druck verläuft die isothermische Gerade parallel zur Druckachse, so dass, selbst wenn die Kompressorleistung erhöht wird, um den Druck des Kältemittels auf der Hochdruckseite weiter zu erhöhen, der Zuwachs der Kühlleistung  $\Delta i - 2$  gleich Null ist. Daher ist dieser Druck der Druck zur Erzeugung der maximalen Kühlleistung.

**[0033]** In Anbetracht der vorangegangenen Ausführungen werden, wie in [Fig. 2](#) gezeigt ist, im Kühlkreislauf entsprechend der vorliegenden Erfindung die Betriebsbedingungen je nach Bedarf durch Schalten zwischen dem ersten Steuerausdruck, welcher dem Punkt des maximalen Wirkungsgrades bzw. COP hohe Priorität gibt und dem zweiten Steuerausdruck, welcher dem Punkt der maximalen Kühlleistung bzw. der Kühlkraft hohe Priorität gibt, gesteuert.

**[0034]** Ist beispielsweise die Temperatur im Fahrgastraum höher und ist der Verdampfer somit einer größeren Wärmebelastung ausgesetzt, wird von der Steuerung unter Verwendung des ersten Steuerausdruckes, welcher dem COP hohe Priorität gibt, zu einer Steuerung unter Verwendung des zweiten Steuerausdruckes geschaltet, welcher der Kühlleistung hohe Priorität gibt, wodurch die Betriebsbedingungen des Kühlkreislaufes reguliert werden. Dadurch kann die von den Fahrgästen bzw. Insassen verlangte Kühlleistung selbst bei einer niedrigen Leistungsfähigkeit des Kompressors sichergestellt werden.

**[0035]** Des weiteren kann, wie in [Fig. 2](#) gezeigt ist, im Kühlkreislauf entsprechend der vorliegenden Erfindung die Beziehung zwischen der Temperatur und dem Druck des Kältemittels auf der Hochdruckseite durch die Verwendung eines dritten Steuerausdruckes gesteuert werden, welcher durch das Verbinden einer unteren Grenze des ersten Steuerausdruckes und einer oberen Grenze des zweiten Steuerausdruckes erhalten wird.

**[0036]** Nachfolgend werden anhand von [Fig. 1–Fig. 2](#) und [Fig. 4–Fig. 5](#) die bevorzugten Ausführungsbeispiele des Kühlkreislaufes entsprechend der vorliegenden Erfindung detailliert beschrieben.

**[0037]** Wie in [Fig. 1](#) gezeigt ist, weist der Kühlkreislauf einen Kompressor **1**, einen Gaskühler **2**, einen inneren Wärmetauscher **9**, ein Drucksteuerventil bzw. eine Drosselvorrichtung **3**, einen Verdampfer bzw. Kühlkörper **4** und eine Kühlfalle bzw. einen Speicher **5** auf, welche in dieser Reihenfolge mittels einer Kältemittelleitung **8** verbunden sind, um einen geschlossenen Kreislauf zu bilden.

**[0038]** Der Kompressor **1** wird durch einen Primärtrieb wie eine Brennkraftmaschine oder einen Motor betrieben, um das CO<sub>2</sub>-Kältemittel in der gasförmigen Phase zu verdichten, welches dann an den Gaskühler **2**

abgeführt wird. Es kann ein Kompressor **1** jeglichen Typs verwendet werden, wie z.B. ein Verstellkompressor, wobei die automatische Steuerung der Abgabemenge und des Drucks des Kältemittels entsprechend der Zustände des Kältemittels in einem Kühlkreislauf intern oder extern ausgeführt wird, oder ein Kompressor mit konstanter Verdrängung mit der Fähigkeit zur Drehzahlsteuerung o.ä.

**[0039]** Der Gaskühler **2** führt den Wärmeaustausch zwischen dem mittels des Kompressors **1** verdichteten CO<sub>2</sub>-Kältemittel und der Außenluft oder ähnlichem zum Zwecke der Kühlung des Kältemittels aus. Der Gaskühler ist mit einem Ventilator **6** ausgestattet, um den Wärmeaustausch zu beschleunigen bzw. auch bei Stillstand des Fahrzeuges einen Wärmeaustausch zu gewährleisten. Um das Kältemittel im Gaskühler **2** so weit wie möglich bis auf die Außentemperatur zu kühlen, ist der Gaskühler **2** beispielsweise an der Vorderseite des Fahrzeuges angebracht.

**[0040]** Der innere Wärmetauscher **9** führt den Wärmeaustausch zwischen dem aus dem Gaskühler **2** fließenden CO<sub>2</sub>-Kältemittel und dem aus der Kühlfalle **5** fließenden Kältemittel durch. Während des Betriebs wird Wärme von dem ersteren Kältemittel zu dem letzteren Kältemittel abgeführt.

**[0041]** Das Druckregelventil bzw. das Druckminderungsventil **3** verringert den Druck des CO<sub>2</sub>-Kältemittels, indem es bewirkt, dass das aus dem inneren Wärmetauscher **9** fließende Hochdruck-Kältemittel (ca. 10 MPa) durch eine druckmindernde Öffnung fließt. Das Druckregelventil **3** führt nicht lediglich die Druckminderung des Kältemittels, sondern dessen Drucksteuerung am Auslass des Gaskühlers **2** aus. Das Kältemittel mit dem durch das Druckregelventil **3** verminderten Druck, welches sich im Zweiphasen-Zustand (gasförmig – flüssig) befindet, fließt in den Verdampfer **4**. Es kann ein Druckregelventil **3** jeglichen Typs verwendet werden, zum Beispiel ein Ventil mit Regelung der relativen Einschaltdauer, bei welchem das Verhältnis aus geöffnetem und geschlossenem Zustand der druckvermindernden Öffnung mittels eines elektrischen Signals gesteuert wird. Ein Beispiel des Druckregelventils **3** dieses Typs ist in der japanischen Patentanmeldung 2000-206780, eingereicht am 7. Juli 2000, offengelegt, dessen sämtliche Erklärungen hiermit durch Verweis einfließen.

**[0042]** Der Verdampfer **4** ist z.B. in einem Gehäuse einer Fahrzeug-Klimatisierungseinheit untergebracht, um in einen Fahrgastraum eines Fahrzeuges eingeleitete Luft zu kühlen. Von außen bzw. aus dem Fahrgastraum mittels eines Ventilators **7** eingeleitete Luft wird durch das Hindurchgehen durch den Verdampfer **4** gekühlt, und strömt aus einer Düse, nicht gezeigt, an einer bestimmten Position im Fahrgastraum aus. Beim Verdampfen im Verdampfer **4** nimmt das aus dem Druckregelventil **3** fließende Zweiphasen-CO<sub>2</sub>-Kältemittel die latente Verdunstungswärme aus der zu ihrer Kühlung zugeführten Luft auf.

**[0043]** Die Kühlfalle **5** trennt das durch den Verdampfer **4** gegangene CO<sub>2</sub>-Kältemittel in eine gasförmigen Phase und eine flüssigen Phase. Lediglich die gasförmige Phase wird an den Kompressor **1** zurückgeführt und die flüssige Phase wird zeitweilig in der Kühlfalle **5** gespeichert.

**[0044]** Anhand der [Fig. 1](#) und [Fig. 4](#) wird die Funktion des Kühlkreislaufes beschrieben. Das CO<sub>2</sub>-Kältemittel der gasförmigen Phase wird mittels des Kompressors **1** verdichtet (a–b). Das Kältemittel der gasförmigen Phase mit hoher Temperatur und hohem Druck wird mittels des Verdampfers **2** gekühlt (b–c) und daraufhin durch den inneren Wärmetauscher **9** weiter gekühlt (c–d). Daraufhin wird der Druck des Kältemittels durch das Druckregelventil **3** (d–e) vermindert, wodurch das Kältemittel in einen Zweiphasen-Zustand (gasförmig – flüssig) übergeht. Das Zweiphasen-Kältemittel wird im Verdampfer **4** (e–f) verdampft, um die latente Verdunstungswärme der zu ihrer Kühlung zugeführten Luft zu aufzunehmen. Ein solcher Betrieb des Kühlkreislaufes gestattet die Kühlung der in die Klimatisierungseinheit eingeführten Luft, welche zu dessen Kühlung in den Fahrgastraum eingeleitet wird.

**[0045]** In der Kühlfalle **5** wird das durch den Verdampfer **4** gegangene Kältemittel in eine gasförmige Phase und eine flüssige Phase getrennt. Lediglich die gasförmige Phase geht durch den inneren Wärmetauscher **9**, um Wärme zu aufzunehmen (f–a), und wird wiederum in den Kompressor **1** geleitet.

**[0046]** Im erläuternden Ausführungsbeispiel umfasst der Kühlkreislauf einen Temperatursensor **10** zur Erfassung der Temperatur des Kältemittels auf der Hochdruckseite zwischen dem Verdampfer **2** und dem inneren Wärmetauscher **9**, sowie einen Drucksensor **11** zur Erfassung des Drucks des Kältemittels auf der Hochdruckseite zwischen diesen beiden. Der Kühlkreislauf wird entsprechend des folgenden Steuerverfahrens gesteuert: Wie in [Fig. 2](#) gezeigt ist, werden durch den Temperatursensor **10** eine Kältemittel-Temperatur T<sub>co</sub> am Auslass des Verdampfers **2** und durch den Drucksensor **11** ein Kältemittel-Druck P<sub>co</sub> am Auslass des Verdampfers **2** erfasst und einer Steuerung **12** bereitgestellt, welche den Öffnungsgrad des Druckregelventils **3** und/oder den Kompressors **1** unter Bezugnahme auf ein in [Fig. 2](#) dargestelltes Steuer-Kennliniendiagramm steuert.

[0047] Das in [Fig. 2](#) dargestellte Steuer-Kennliniendiagramm liefert einen Steuerausdruck zur optimalen Steuerung des COP des Kühlkreislaufes, welcher einem ersten Steuerausdruck entspricht und einen Steuerausdruck zur optimalen Steuerung einer Kühlleistung, welcher einem zweiten Steuerausdruck entspricht. Der Steuerausdruck für einen optimalen COP stellt einen Näherungswert aus den Punkten des maximalen COPs dar, bezeichnet durch Punkte (•), wohingegen der Steuerausdruck für eine optimale Kühlleistung einen Näherungswert aus den Punkten der maximaler Kühlleistung darstellt, bezeichnet durch Dreiecke (▲). Die Mittellinie für jeden Steuerausdruck wird wie folgt bestimmt:

Steuerausdruck für optimalen COP:  $P_{co} = 0,777 \times T_{co}^{0,684}$   
 Steuerausdruck für optimale Kühlleistung:  $P_{co} = 2,303 \times T_{co}^{0,684}$

[0048] Anhand von [Fig. 6](#) wird ein in der Steuerung 12 ausgeführter Steuervorgang beschrieben. In einem Schritt S1 werden die Betriebsumgebungen wie der Druck des Kältemittels in Verdampfer 4 und Kühlkreislauf, die Außentemperatur und die Solltemperatur des Fahrgastraumes eingelesen. In einem Schritt S2 werden die Temperatur  $T_{co}$  der Druck  $P_{co}$  des Kältemittels jeweils vom Temperatursensor 10 und dem Drucksensor 11 eingelesen.

[0049] In einem Schritt S3 wird entsprechend der im Schritt S1 eingelesenen Betriebsumgebungen bestimmt, ob unter den derzeitigen Bedingungen eine Steuerung bevorzugt wird, welche dem COP hohe Priorität gibt oder ob eine Steuerung bevorzugt wird, welche der Kühlleistung hohe Priorität gibt.

[0050] Beispielsweise wird während der Steuerung unter Verwendung des Steuerausdrucks für COP-Priorität bei höherer Temperatur im Fahrgastraum und somit bei einer stärkeren Wärmebelastung des Verdampfers 4 die Umschaltung zur Steuerung unter Verwendung des Steuerausdruckes für Priorität der Kühlleistung ausgeführt, um die Betriebsbedingungen des Kühlkreislaufes zu regulieren. Dadurch kann die von den Fahrgästen bzw. Insassen verlangte Kühlleistung selbst bei einem niedrigen Wirkungsgrad des Kompressors 1 sichergestellt werden.

[0051] In den Schritten S4 und S5 werden unter Verwendung des in Schritt S3 ausgewählten Steuerausdruckes das Druckregelventil 3 und/oder der Kompressor 1 gesteuert, so dass das Verhältnis zwischen der durch den Temperatursensor 10 erfassten Temperatur  $T_{co}$  des Kältemittels und dem durch den Drucksensor 11 erfassten Druck  $P_{co}$  des Kältemittels Werte mit dem in [Fig. 2](#) dargestellten ausgewählten Steuerausdruck als Mitte liefert.

[0052] Insbesondere wird die durch den Temperatursensor 10 erfasste Temperatur  $T_{co}$  des Kältemittels in den in [Fig. 2](#) dargestellten Steuerausdruck umgewandelt, um den Ziel-Kältemittel-Druck  $P_{co}$  zu erhalten. Das Druckregelventil 3 und/oder der Kompressor 1 werden so gesteuert, dass der tatsächliche durch den Drucksensor 11 erfasste Kältemittel-Druck mit dem Ziel-Kältemittel-Druck zusammenfällt.

[0053] Was die Steuerung des Druckregelventils 3 und/oder des Kompressors 1 betrifft, so kann die Steuerung entweder jeweils für das Druckregelventil 3 oder den Kompressor 1, oder aber für das Druckregelventil 3 und den Kompressor 1 ausgeführt werden. Grundsätzlich basiert die Steuerung des Druckregelventils 3 auf der Regulierung des Öffnens/Schließens der druckvermindernden Öffnung, wohingegen die Steuerung des Kompressors 1 auf der Regulierung des Ausstoßvolumens pro Umdrehung und der Drehzahl basiert.

[0054] Im erläuternden Ausführungsbeispiel werden die Temperatur und der Druck des Kältemittels auf der Hochdruckseite durch Umschalten zwischen dem ersten und zweiten Steuerausdruck gesteuert. Alternativ können die Temperatur und der Druck des Kältemittels der Hochdruckseite unter Verwendung lediglich eines dritten Steuerausdrucks gesteuert werden, der sich die beiden Steuerausdrücke zunutze macht, d.h. unter Verwendung eines Ausdrucks, welcher durch das Verbinden einer unteren Grenze des ersten Steuerausdruckes und einer oberen Grenze des zweiten Steuerausdruckes erhalten wird (s. [Fig. 2](#)).

[0055] Nachdem die vorliegende Erfindung in Zusammenhang mit den bevorzugten Ausführungsbeispielen beschrieben wurde, wird verständlich, dass vorliegende Erfindung nicht auf diese beschränkt ist und verschiedene Änderungen und Modifikationen vorgenommen werden können, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0056] So ist beispielsweise im erläuternden Ausführungsbeispiel das Druckregelventil ein elektrisches Ventil. Alternativ kann das Druckregelventil ein mechanisches Ausdehnungsventil sein, bei welchem der Öffnungsgrad des Ventils durch Druck- und Temperaturerfassung des Kältemittels auf der Hochdruckseite eingestellt

wird. In dieser Alternative werden ein Druckerfassungs-Element für das Kältemittel auf der Hochdruckseite und ein Temperaturfassungs-Element für das Kältemittel auf der Hochdruckseite angeordnet, um die Verbindung zwischen dem Ventilkörper und dem Gaskühler **2** sowie dem inneren Wärmetauscher **9** sicherzustellen.

[0057] Des weiteren können, wie in [Fig. 3](#) gezeigt ist, das Druckregelventil bzw. die Drosselvorrichtung **3** in der Kältemittelleitung **8** zwischen dem Gaskühler **2** und dem inneren Wärmetauscher **9** angebracht werden. In diesem Ausführungsbeispiel umfasst der Kühlkreislauf des weiteren ein Druckminderungsventil **13** mit einer druckvermindernden Öffnung mit konstantem Öffnungsgrad, welches vor dem Verdampfer **4** angebracht ist. Der Öffnungsgrad des Druckregelventils **3** wird entsprechend der Temperatur  $T_{co}$  und des Druckes  $P_{co}$  des Kältemittels zwischen dem Gaskühler **2** und dem inneren Wärmetauscher **9** gesteuert. Im Hinblick auf eine mögliche Vereinfachung der Anordnung der Bauteile kann als Druckregelventil **3** ein Ventil mit einem Temperatursensor und einem Drucksensor bevorzugt werden, so z.B. in U.S. Patent Nr. 5,890,370, veröffentlicht am 6. April 1999 von Sakakibara et al.

### Patentansprüche

1. Kühlkreislauf mit einer Hochdruckseite, die in einem superkritischen Bereich des Kältemittels arbeitet, der aufweist:

einen Kompressor (**1**), der das Kältemittel verdichtet;

einen Gaskühler (**2**), der das verdichtete Kältemittel kühlt;

eine Drosselvorrichtung (**3**), die die Strömung des gekühlten Kältemittels drosselt;

einen Verdampfer (**4**), der die Einlassluft durch eine Wärmeabsorbierungsaktion des gekühlten Kältemittels kühlt;

einen inneren Wärmetauscher (**9**);

einen Temperatursensor (**10**), der eine Temperatur ( $T_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler (**2**) und dem inneren Wärmetauscher (**9**) erfasst;

einen Drucksensor (**11**), der einen Druck ( $P_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler (**2**) und dem inneren Wärmetauscher (**9**) erfasst; und

eine Steuerung (**12**), die zumindest einen, den Kompressor (**1**) oder die Drosselvorrichtung (**3**), entsprechend der gemessenen Temperatur ( $T_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels oder des gemessenen Druckes ( $P_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels steuert,

**dadurch gekennzeichnet**, dass der innere Wärmetauscher (**9**), der den Wärmeaustausch zwischen dem gekühlten Kältemittel und dem Kältemittel, das durch den Verdampfer (**4**) hindurch gegangen ist, ausführt, wobei eine Beziehung zwischen der erfassten Temperatur ( $T_{co}$ ) und dem erfassten Druck ( $P_{co}$ ) einem von zumindest zwei Steuerungsausdrücken genügt, wobei die zumindest zwei Steuerungsausdrücke einen ersten Steuerungsausdruck aufweisen, der eine hohe Priorität einem Leistungskoeffizienten gibt, wobei der erste Steuerungsausdruck einen Bereich mit  $P = 0,777 \times T^{0,684}$  als Mitte vorsieht, wo T die erfasste Temperatur ( $T_{co}$ ) und P der erfasste Druck ist, und/oder wobei der zweite Steuerungsausdruck einen Bereich mit  $P = 2,303 \times T^{0,447}$  als die Mitte vorsieht, wobei T die erfasste Temperatur ( $T_{co}$ ) und P der erfasste Druck ( $P_{co}$ ) sind.

2. Kühlkreislauf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass wenn die Steuerung (**12**) bestimmt, dass die Betriebsumgebungen des Kühlkreislaufes eine Steuerung erfordern, die der Kühlkapazität eine hohe Priorität gibt, wird die Beziehung zwischen der erfassten Temperatur ( $T_{co}$ ) und dem erfassten Druck ( $P_{co}$ ) von dem ersten Steuerungsausdruck zu dem zweiten Steuerungsausdruck umgeschaltet.

3. Kühlkreislauf nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsumgebungen eine Außentemperatur und eine kabinenfestgelegte Temperatur aufweisen.

4. Kühlkreislauf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zumindest zwei Steuerungsausdrücke außerdem einen dritten Steuerungsausdruck aufweisen, erhalten durch das Verbinden einer unteren Grenze des ersten Steuerungsausdruckes und einer oberen Grenze des zweiten Steuerungsausdruckes, wobei der dritte Steuerungsausdruck immer für die Steuerung von zumindest dem Kompressor (**1**) oder der Drosselvorrichtung (**3**) verfügbar ist.

5. Kühlkreislauf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Drosselvorrichtung (**3**) zwischen den inneren Wärmetauscher (**9**) und den Verdampfer (**4**) eingesetzt ist.

6. Kühlkreislauf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Drosselvorrichtung (**3**) zwischen dem Gaskühler (**2**) und dem inneren Wärmetauscher (**9**) eingesetzt ist.

7. Kühlkreislauf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Drosselvorrichtung (3) ein Ventil aufweist, das einen Öffnungsgrad hat, gesteuert in Übereinstimmung mit der erfassten Temperatur ( $T_{co}$ ) und dem erfassten Druck ( $P_{co}$ ).

8. Verfahren zum Steuern eines Kühlkreislaufes mit einer Hochdruckseite, die in einem superkritischen Bereich eines Kältemittels arbeitet, wobei der Kühlkreislauf aufweist:

einen Kompressor (1), der das Kältemittel verdichtet;

einen Gaskühler (2), der das verdichtete Kältemittel kühlt;

eine Drosselvorrichtung (3), die den Strom des gekühlten Kältemittels drosselt;

einen Verdampfer (4), der die Ausgangsluft durch die Wärmeabsorbierungswirkung des gekühlten Kältemittels kühlt; und

einen inneren Wärmetauscher (9);

wobei das Verfahren aufweist:

Erfassen einer Temperatur ( $T_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler (2) und dem inneren Wärmetauscher (9) und eines Druckes ( $P_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels zwischen dem Gaskühler (2) und dem inneren Wärmetauscher (9);

Bestimmen eines Steuermusters des Kühlkreislaufes entsprechend der Betriebsumgebungen des Kühlkreislaufes; und

Steuern des Kompressors (1) oder des Kompressors (1) und der Drosselvorrichtung (3) entsprechend des bestimmten Steuermusters, wobei der Steuerschritt das Einstellen der Temperatur ( $T_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels und des Druckes ( $P_{co}$ ) des gekühlten Kältemittels gestattet, dadurch gekennzeichnet, dass der innere Wärmetauscher (9) den Wärmeaustausch zwischen dem gekühlten Kältemittel und dem Kältemittel, das durch den Verdampfer (4) hindurchgegangen ist ausführt, wobei das Steuermuster zumindest zwei Steuerausdrücke aufweist, wobei eine Beziehung zwischen der erfassten Temperatur ( $T_{co}$ ) und dem erfassten Druck ( $P_{co}$ ) einem der zumindest zwei Steuerausdrücken genügt, die zumindest zwei Steuerausdrücke einen ersten Steuerungsausdruck aufweisen, der einem Leistungskoeffizienten (COP) eine hohe Priorität gibt, und einen zweiten Steuerungsausdruck, der einer Kühlkapazität eine hohe Priorität gibt, wobei der erste Steuerungsausdruck eine Fläche  $P = 0,777 \times T^{0,684}$  mit als die Mitte vorsieht, wobei T die erfasste Temperatur ( $T_{co}$ ) und P der erfasste Druck ( $P_{co}$ ) ist, und wobei der zweite Steuerungsausdruck eine Fläche mit  $P = 2,303 \times T^{0,447}$  als die Mitte vorsieht, wo T die erfasste Temperatur ( $T_{co}$ ) und P der erfasste Druck ( $P_{co}$ ) ist.

9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass wenn es bestimmt wird, dass die Betriebsumgebungen eine Steuerung erfordern, die der Kühlkapazität eine hohe Kühlkapazität erfordern, wobei die Beziehung zwischen der erfassten Temperatur ( $T_{co}$ ) und dem gemessenen Druck ( $P_{co}$ ) von dem ersten Steuerungsausdruck in den zweiten Steuerungsausdruck umgeschaltet wird.

10. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Betriebsumgebungen eine Außentemperatur und eine kabinenfestgelegte Temperatur aufweisen.

11. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerungsmuster außerdem einen dritten Steuerausdruck durch Verbinden einer unteren Grenze des ersten Steuerungsausdruckes und einer oberen Grenze des zweiten Steuerungsausdruckes aufweist.

Es folgen 6 Blatt Zeichnungen

FIG.1

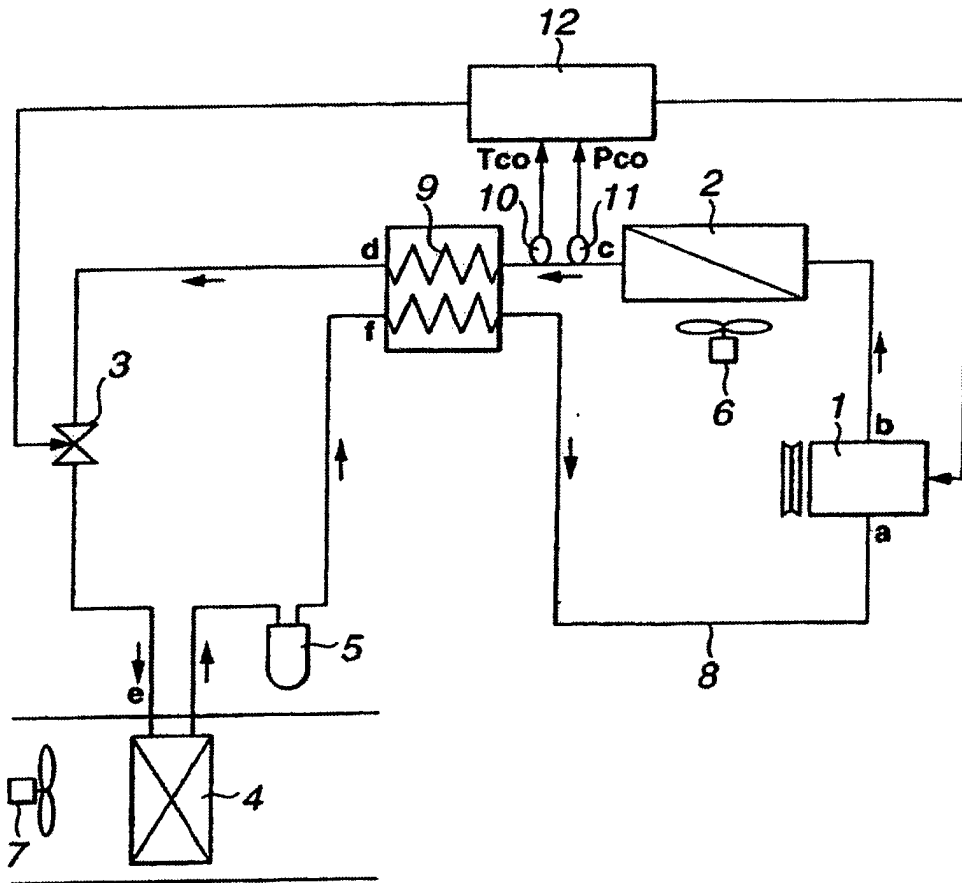
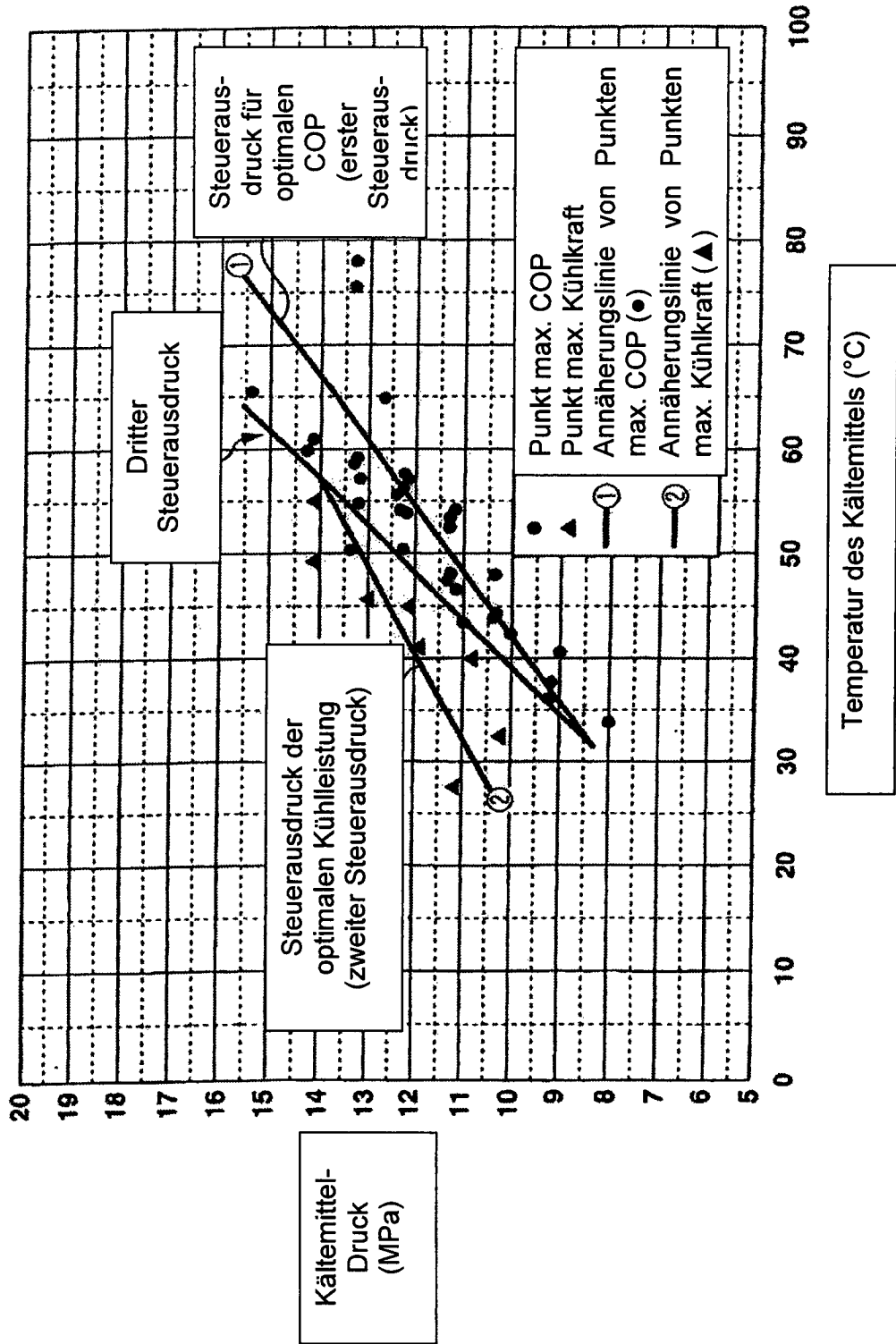
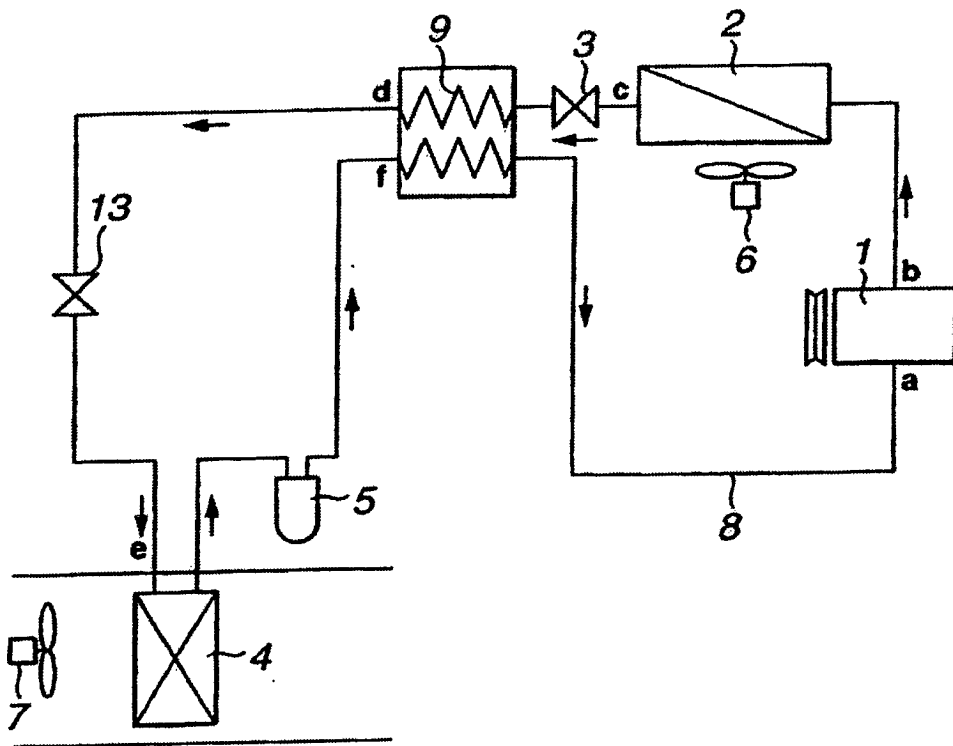


FIG.2



**FIG.3**





**FIG.5**

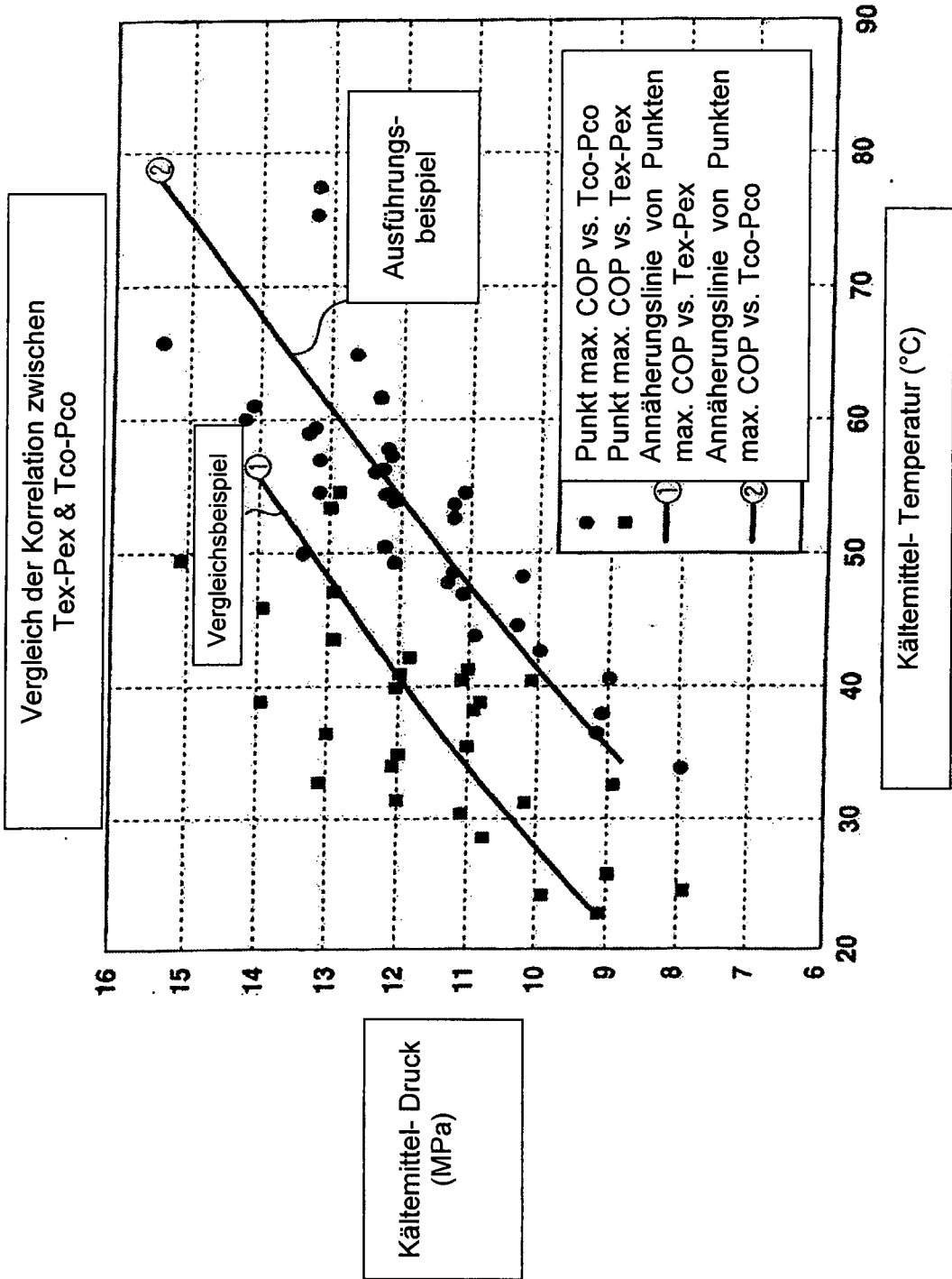


FIG. 6

