



(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2010 027 141.1**
(22) Anmeldetag: **14.07.2010**
(43) Offenlegungstag: **03.03.2011**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **23.02.2023**

(51) Int Cl.: **B60H 1/00 (2006.01)**
B60H 1/32 (2006.01)

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
2009-168127 16.07.2009 JP

(73) Patentinhaber:
DENSO CORPORATION, Kariya-city, Aichi-pref., JP

(74) Vertreter:
**Klingseisen, Rings & Partner Patentanwälte,
80331 München, DE**

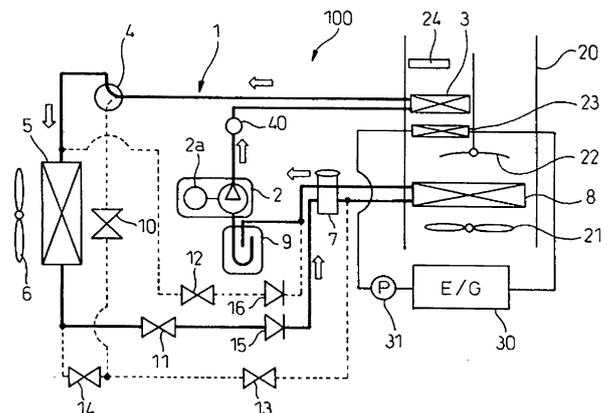
(72) Erfinder:
**Takeda, Yukihiro, Kariya-city, Aichi-pref., JP;
Hayashi, Hiroyuki, Kariya-city, Aichi-pref., JP;
Ichishi, Yoshinori, Kariya-city, Aichi-pref., JP;
Kuzuhara, Fumihiro, Kariya-city, Aichi-pref., JP**

(56) Ermittelte Stand der Technik:
siehe Folgeseiten

(54) Bezeichnung: **Fahrzeugklimatisierungsverfahren**

(57) Hauptanspruch: Fahrzeugklimatisierungsverfahren zum Ausführen eines Vorklimatisierungsbetriebs zum Klimatisieren eines Fahrgastraums eines Kraftfahrzeugs bevor ein Insasse in das Fahrzeug einsteigt, durch Steuern einer Kältemittelströmung in einem Wärmepumpenkreislauf (1), wobei der Wärmepumpenkreislauf (1) umfasst:
einen Kompressor (2) zum Einsaugen und Ausstoßen des Kältemittels, das in dem Wärmepumpenkreislauf (1) zirkuliert;
einen heizenden Wärmetauscher (3) zum Abstrahlen von Wärme von dem Kältemittel, das von dem Kompressor (2) ausgestoßen wird;
einen kühlenden Wärmetauscher (8) zum Verdampfen des Kältemittels, das in dem Wärmepumpenkreislauf (1) zirkuliert, um dadurch eine in den Fahrgastraum geblasene Luft zu kühlen; und
eine Steuereinheit zum Steuern eines Betriebs des Kompressors (2), wobei die Steuereinheit den Betrieb des Kompressors (2) derart steuert, dass sein Leistungsverbrauch innerhalb einer Grenze der Leistung bleibt, die für den Vorklimatisierungsbetrieb lieferbar ist, wobei die lieferbare Leistung von einer fahrzeugeigenen Quelle und/oder von einer externen Quelle während des Vorklimatisierungsbetriebs geliefert wird,
wobei der Vorklimatisierungsbetrieb durch eine Kühlkreislaufbetriebsart und eine Heizkreislaufbetriebsart durch Steuerung der Kältemittelströmung in dem Wärmepumpenkreislauf (1) durchgeführt wird, und
wobei die Steuereinheit in dem Vorklimatisierungsbetrieb einen Änderungsbetrag einer Drehzahl des Kompressors (2) zum Erhöhen oder Verringern dieser Drehzahl entspre-

chend einer Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) derart bestimmt, dass die Drehzahl des Kompressors (2) umso höher wird, je größer die Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) wird und umgekehrt,
wobei die Steuereinheit in dem Vorklimatisierungsbetrieb durch den Kühlkreislaufbetrieb jeweils den kleineren Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl auswählt, der entweder entsprechend einer Differenz zwischen einer Zieltemperatur und einer tatsächlichen Temperatur des kühlenden Wärmetauschers (8) bestimmt wird, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend der Differenz ...



(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	102 00 637	C1
DE	10 2004 009 015	A1
DE	695 07 533	T2
DE	60 2004 004 443	T2
US	6 044 653	A
EP	1 826 041	A1
JP	2004- 76 544	A
JP	2007- 76 544	A

Beschreibung

[0001] Diese Erfindung betrifft ein Fahrzeugklimatisierungsverfahren zum Klimatisieren eines Fahrgastraums unter Verwendung eines Klimatisierungsverfahrens mit einem Wärmepumpenkreislauf oder insbesondere ein Fahrzeugklimatisierungsverfahren zum Durchführen eines Klimatisierungsbetriebs, bevor ein voraussichtlicher Insasse in das Kraftfahrzeug einsteigt.

[0002] Als ein Beispiel für die herkömmliche Technik für das Fahrzeugklimatisierungsverfahren ist der Betrieb der Klimaanlage des Fahrgastraums unter Verwendung des Wärmepumpenkreislaufs, bevor ein voraussichtlicher Insasse in das Fahrzeug einsteigt (worauf hier nachstehend auch als „der Vorklimatisierungsbetrieb“ Bezug genommen wird), bekannt wie in der JP 2004- 076 544 A.

[0003] Insbesondere werden in dieser herkömmlichen Fahrzeugklimatisierung eine Drehzahl eines Kompressors, die einem Parameter (Zielblastemperatur) in Bezug auf eine Klimatisierungslast entspricht, und die Drehzahl des Kompressors, die der Restkapazität einer Batterie entspricht, bestimmt, und durch Vergleichen der beiden Drehzahlen miteinander wird die niedrigere von ihnen als eine Drehzahl zum Antreiben des Kompressors bestimmt. Als ein Ergebnis kann der Leistungsverbrauch aus der Batterie niedrig gehalten werden, während gleichzeitig ein gewisser Grad der Klimatisierungsfähigkeit aufrechterhalten wird, und daher die Bequemlichkeit des Insassen sichergestellt werden kann und gleichzeitig der Verbrauch von Batterieleistung niedrig gehalten werden kann.

[0004] Der Leistungsverbrauch des Kompressors hängt sowohl von dem Kältemitteldurchsatz als auch der Drehzahl des Kompressors ab. Die Last des Kompressors und folglich der Leistungsverbrauch steigen einerseits mit der Zunahme in dem Kältemitteldurchsatz, und der Leistungsverbrauch steigt andererseits mit der Zunahme der Drehzahl des Kompressors.

[0005] In der JP 2004- 076 544 A wird die Drehzahl des Kompressors, die der Restbatteriekapazität entspricht, in vielen Fällen verwendet, in denen die Restbatteriekapazität klein ist. Jedoch hängt der Leistungsverbrauch des Kompressors tatsächlich, wie vorstehend beschrieben, ebenso von dem Durchsatz des Kältemittels ab und kann daher nur durch die Drehzahl des Kompressors nicht geeignet gesteuert werden. Daher wird der Leistungsverbrauch des Kompressors in dem Steuerungsbetrieb basierend auf der Drehzahl des Kompressors gemäß dem bisherigen Stand der Technik manchmal größer als die restliche Batteriekapazität.

[0006] In dem Fall, in dem die Klimatisierungslast klein ist, wird häufig die Drehzahl des Kompressors, die der Klimatisierungslast entspricht, verwendet. In diesem Fall kann die Drehzahl des Kompressors aufgrund der restlichen Batteriekapazität nicht ausreichend erhöht werden, und daher stellt sich das Problem, dass der Leistungsverbrauch des Kompressors nicht schnell gedeckt werden kann.

[0007] Die DE 695 07 533 T2 beschreibt eine herkömmliche Klimaanlage mit Wärmepumpe für elektrische Fahrzeuge, die einen Kühlzyklus besitzen und widmet sich der Aufgabe, unmittelbar nach dem Starten Luft in dem Fahrgastraum zu erwärmen und die erwärmte Luft in dem Fahrgastraum entfeuchten zu können.

[0008] Die EP 1 826 041 A1 beschreibt eine Steuerung für eine Wärmepumpe für ein Freizeitfahrzeug, umfassend einen Kompressor mit variabler Drehzahl.

[0009] Die US 6 044 653 A beschreibt eine Klimaanlage, bei welcher die Steuerung in Reaktion auf Signale von Sensoren die Drehzahl des Kompressors und eine Luftmischklappe steuert.

[0010] Die DE 102 00 637 C1 beschreibt eine Klimatisierungseinrichtung für ein Camping-Fahrzeug, welche mit niedrigen Einschaltströmen und niedriger Leistungsaufnahme zu betreiben sein soll.

[0011] Die DE 10 2004 009 015 A1 beschreibt eine Kompressor-Steuerung, bei welcher ein elektrischer Motor zum Antrieb eines Kompressors durch eine Antriebs-Elektroniksteuereinheit gesteuert wird, welche den Antrieb des Fahrzeugs steuert.

[0012] Die DE 60 2004 004 443 T2 beschreibt eine Regeleinheit für einen Kühlkreislauf.

[0013] Aufgabe der Erfindung ist es, ein Fahrzeugklimatisierungsverfahren bereitzustellen, das den Leistungsverbrauch des Kompressors in einer Weise steuern kann, dass die restliche Batteriekapazität mit Blick auf die für den Klimatisierungsbetrieb lieferbare Leistung nicht überschritten wird.

[0014] Diese Aufgabe wird durch das in Patentanspruch 1 angegebene Fahrzeugklimatisierungsverfahren gelöst.

[0015] Um die vorstehend beschriebene Aufgabe zu lösen, verwendet diese Erfindung die nachstehend beschriebenen technischen Mittel.

[0016] Diese Erfindung betrifft ein Fahrzeugklimatisierungsverfahren, in dem der Vorklimatisierungsbetrieb durchgeführt wird, um einen Fahrgastraum durch Steuern einer Kältemittelströmung in einem

Wärmepumpenkreislauf zu klimatisieren, bevor ein Insasse in das Fahrzeug einsteigt. Diese Fahrzeugklimatisierung umfasst:

einen Kompressor zum Einsaugen und Ausstoßen des Kältemittels, das in dem Wärmepumpenkreislauf zirkuliert;

einen Heizwärmetauscher zum Abstrahlen von Wärme von dem Kältemittel, das von dem Kompressor ausgestoßen wird;

einen kühlenden Wärmetauscher zum Verdampfen des Kältemittels, das in dem Wärmepumpenkreislauf zirkuliert, um dadurch eine in den Fahrgastraum geblasene Luft zu kühlen; und

eine Steuereinheit zum Steuern eines Betriebs des Kompressors innerhalb einer Grenze der Leistung, die für den Vorklimatisierungsbetrieb lieferbar ist (auf die hier nachstehend einfach als „lieferbare Leistung“ Bezug genommen wird), welche von einer Fahrzeugeigenen Quelle und/oder von einer externen Quelle während des Vorklimatisierungsbetriebs geliefert wird,

wobei die Steuereinheit in dem Vorklimatisierungsbetrieb einen Änderungsbetrag einer Drehzahl des Kompressors entsprechend einer Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors in einer derartigen Weise aufwärts oder abwärts bestimmt, dass die Drehzahl des Kompressors mit der Zunahme der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors zunimmt und umgekehrt.

[0017] Gemäß dieser Erfindung wird der Änderungsbetrag der Drehzahl des Kompressors in dem Vorklimatisierungsbetrieb, wie vorstehend beschrieben, entsprechend der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors bestimmt. Daher kann die Drehzahl des Kompressors gesteuert werden, während das Verhältnis des Kompressorleistungsverbrauchs zu der lieferbaren Leistung (der Kompressorleistungsverbrauch mit der gleichen Einheit wie die der lieferbaren Leistung) überwacht wird.

Da ferner der Änderungsbetrag der Drehzahl des Kompressors in einer derartigen Weise bestimmt wird, dass die Drehzahl des Kompressors mit der Zunahme der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch erhöht wird, wird die Drehzahl des Kompressors gesteuert, so dass der Vorklimatisierungsbetrieb in einem frühen Stadium begonnen werden kann. Außerdem wird der Änderungsbetrag der Drehzahl des Kompressors in einer derartigen Weise bestimmt, dass die Drehzahl des Kompressors mit der Verringerung der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch verringert wird. Daher kann in

dem Fall, in dem der Betrag der restlichen lieferbaren Leistung klein ist, der Vorklimatisierungsbetrieb durchgeführt werden, in dem die Drehzahl des Kompressors niedrig gehalten wird und verhindert wird, dass der Leistungsverbrauch die lieferbare Leistung übersteigt, während gleichzeitig die lieferbare Leistung ganz ausgenutzt wird.

[0018] Die lieferbare Leistung, auf die hier Bezug genommen wird, ist als ein Wert definiert, der aus der Wattzahl der üblichen Leistung, die dem Fahrzeug entsprechend der Anschlusspezifikation und/oder der Ladungsmenge der Batterie bereitgestellt wird, bestimmt, und gibt die Grenze für die für den Klimatisierungsbetrieb lieferbare Leistung an. Als eine Alternative kann die lieferbare Leistung die Leistung sein, die von der Batterie oder der üblichen Stromversorgung (100 V oder 200 V) durch den Anschluss verfügbar gemacht wird, welche dem Klimatisierungsbetrieb zugeordnet werden kann. Die Ladungsmenge der Batterie, die in der lieferbaren Leistung enthalten ist, kann bestimmt werden, indem ein Strom zwischen den kurzgeschlossenen Batterieanschlüssen zugeführt wird und der Innenwiderstand gemessen wird, oder durch die arithmetische Operation unter Verwendung der Lade- und Entladestromwerte und der Zeit.

[0019] Gemäß dieser Erfindung wird der Vorklimatisierungsbetrieb durch einen Kühlkreislaufbetrieb und einen Heizkreislaufbetrieb durchgeführt, wobei eine Kältemittelströmung in dem gesteuert wird. In dem Vorklimatisierungsbetrieb durch den Kühlkreislaufbetrieb kann die Steuereinheit jeweils den kleineren Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend einer Differenz zwischen einer Zieltemperatur und einer tatsächlichen Temperatur des Kühlwärmetauschers bestimmt wird, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors bestimmt wird, auswählen.

[0020] Während des Kühlkreislaufbetriebs verwendet diese Erfindung den jeweils kleineren Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl, um die Annäherung an die Zieltemperatur des Kühlwärmetauschers zu fördern, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der innerhalb des Bereichs der lieferbaren Leistung gesteuert werden soll, was verhindert, dass die lieferbare Leistung überschritten wird, und der Kühlbetrieb kann schnell gestartet werden, und die Frostbildung wird gleichzeitig verhindert.

[0021] In dem Vorklimatisierungsbetrieb durch den Heizkreislaufbetrieb kann die Steuereinheit den kleineren Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend einer Differenz zwischen einem Zieldruck und einem tatsächlichen Druck des von dem Kompressor ausgestoßenen Kältemittels bestimmt

wird, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors bestimmt wird, auswählen.

[0022] Gemäß dieser Erfindung wird der jeweils kleinere Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl, um die Annäherung an den Zieldruck des Kältemittels auf der Hochdruckseite zu fördern, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der für die Steuerung innerhalb des Bereichs der lieferbaren Leistung gedacht ist, während des Heizkreislaufbetriebs verwendet. Daher wird der Vorklimatisierungssteuerungsbetrieb, in dem das Überschreiten der lieferbaren Leistung verhindert wird, bereitgestellt, und einerseits kann der Heizbetrieb in einem frühen Stadium gestartet werden, und gleichzeitig wird verhindert, dass der Wärmepumpenkreislauf auf einen anomal hohen Druck steigt.

[0023] Gemäß dieser Erfindung kann die Steuereinheit den Änderungsbetrag der Drehzahl in dem Fall, in dem die Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors nicht größer als ein vorgegebener Wert ist, als einen negativen Wert bestimmen. Daher wird die Drehzahl des Kompressors mit der Annäherung des Leistungsverbrauchs des Kompressors an die lieferbare Leistung abwärts gesteuert. Als ein Ergebnis wird der Leistungsverbrauch des Kompressors mit der Leistung gesteuert, die etwas kleiner als die lieferbare Leistung ist. Folglich wird der übermäßige Leistungsverbrauch über die lieferbare Leistung hinaus sicher unterdrückt, der ansonsten durch die verzögerte Rückkopplung oder die Leistungsänderung bewirkt werden könnte.

[0024] Gemäß dieser Erfindung kann die Steuereinheit bestimmen, dass der Änderungsbetrag der Drehzahl in dem Fall, in dem der Druck des von dem Kompressor ausgestoßenen Kältemittels einen vorgegebenen Druck oder höher erreicht, verringert oder aufrechterhalten wird.

[0025] Gemäß dieser Erfindung wird der Änderungsbetrag der Drehzahl in dem Fall, in dem der Kältemitteldruck während des Vorklimatisierungsbetriebs auf der Hochdruckseite auf einen vorgegebenen Druck oder höher steigt, verringert oder aufrechterhalten, um dadurch die Drehzahl des Kompressors niedrig zu halten. Daher kann selbst in dem Fall, in dem der Kältemitteldruck steigt, so dass die Drehzahl des Gebläses für die Wärmeabstrahlung steigt, der Zuwachs des Leistungsverbrauchs aufgrund des Gebläses verringert werden, und folglich kann der Leistungsverbrauch der Vorrichtungen in Bezug auf den Klimatisierungsbetrieb als ein Ganzes niedrig gehalten werden. Als ein Ergebnis kann ein Vorklimatisierungsbetrieb, der dazu beiträgt, zu verhin-

dern, dass die lieferbare Leistung überschritten wird, ausgeführt werden.

[0026] Die Erfindung umfasst eine Antibeschlagsbetriebsart zum Entfernen des Beschlags von dem Fahrzeugfenster während des Vorklimatisierungsbetriebs, und die Steuereinheit kann während des Vorklimatisierungsbetriebs die Antibeschlagsbetriebsart ausführen, solange die Antibeschlagsbetriebsart festgelegt ist.

[0027] Gemäß dieser Erfindung kann neben den vorstehend beschriebenen Betriebsauswirkungen die Antibeschlagsbetriebsart festgelegt werden, um den Antibeschlagsbetrieb während des Vorklimatisierungsbetriebs durchzuführen. Folglich wird ein Fahrzeugklimatisierungsverfahren, das die Benutzeranforderungen erfüllt, bereitgestellt, in dem der Benutzer der Beschlagentfernung des Fensters Priorität gibt, indem er entsprechend der Situation, die zur Zeit des Vorklimatisierungsbetriebs vorherrscht, die Antibeschlagsbetriebsart festlegt.

[0028] Gemäß dieser Erfindung kann die Steuereinheit die Antibeschlagsbetriebsart ausführen, um in dem Fall, in dem eine vorgegebene Zeit seit dem Ende des Vorklimatisierungsbetriebs nicht vergangen ist oder eine Differenz zwischen einer festgelegten Innentemperatur und einer tatsächlichen Innentemperatur nicht größer als ein vorgegebener Temperaturgrad ist, den auf dem Fahrzeugfenster abgeschiedenen Beschlag zu entfernen.

[0029] Gemäß dieser Erfindung kann neben den vorstehend beschriebenen Betriebsauswirkungen die Zeit, die benötigt wird, bevor der Beschlag des Fensters entfernt wird und das Fahrzeug gestartet wird, verkürzt werden, indem in dem Fall, in dem keine lange Zeit nach dem Ende des Vorklimatisierungsbetriebs vergangen ist oder die Innentemperatur nahe einer Solltemperatur ist, die Antibeschlagsbetriebsart ausgeführt wird.

[0030] Ein Hybridfahrzeug umfasst einen Verbrennungsmotor, einen Motor-Generator, um das Fahren zu unterstützen, der die Funktionen eines Hilfsantriebmotors und eines Stromgenerators hat, eine elektronische Steuereinheit für den Verbrennungsmotor (auf die hier nachstehend auch als ein Motor-ESG Bezug genommen wird), um den an den Verbrennungsmotor gelieferten Brennstoff und dessen Zündungszeitablauf zu steuern, eine Batterie zum Zuführen von Leistung an den Motor-Generator und das Motor-ESG und eine hybride elektronische Steuereinheit (auf die hier nachstehend als ein Hybrid-ESG Bezug genommen wird) zum Steuern des Motor-Generators, eines stufenlosen Getriebes und einer elektromagnetischen Kupplung, während gleichzeitig ein Steuersignal an das Motor-ESG ausgegeben wird. Das Hybrid-ESG hat die Funktion, den

Antriebsschaltbetrieb zu steuern, um die Antriebskraft des Motor-Generators oder des Verbrennungsmotors auf die Antriebsräder zu übertragen, und die Funktion zur Steuerung des Lade-/Entladebetriebs der Batterie.

[0031] Die Batterie hat ein Ladegerät zum Wiederaufladen der elektrischen Leistung, die von der Klimatisierung eines Fahrgastraums und dem Antrieb des Fahrzeugs verbraucht wird. Die Nickel-Wasserstoff-Speicherbatterie oder die Lithiumionenbatterie werden zum Beispiel als eine derartige Batterie verwendet. Dieses Ladegerät hat einen Anschluss, der mit einer elektrischen Ladestation oder einer gewerblichen Stromversorgung (Haushaltsstromversorgung) als eine Stromquelle verbunden ist, und indem der Anschluss mit der Stromquelle verbunden wird, kann die Batterie aufgeladen werden.

[0032] Insbesondere werden die folgenden Steuerbetriebe durchgeführt:

(1) Grundsätzlich wird der Verbrennungsmotor ausgeschaltet, solange das Fahrzeug ortsfest bleibt.

(2) Wenn das Fahrzeug sich bewegt, wird die von dem Verbrennungsmotor erzeugte Antriebskraft außer während der Verlangsamung auf die Antriebsräder übertragen. Während der Verlangsamung wird der Verbrennungsmotor ausgeschaltet und von dem Motor-Generator wird Leistung erzeugt und in die Batterie geladen (elektrische Antriebsart).

(3) Wenn das Fahrzeug unter schwerer Last ist, wie etwa wenn es beginnt sich zu bewegen, beschleunigt, einen Anstieg hoch fährt oder mit hoher Geschwindigkeit fährt, funktioniert der Motor-Generator als ein Elektromotor, so dass neben der in dem Verbrennungsmotor erzeugten Antriebskraft die in dem Motor-Generator erzeugte Antriebskraft auf die Antriebsräder übertragen wird (Hybridantriebsart).

(4) Wenn die Restkapazität der Batterie auf oder unter den Ladebeginn-Zielwert abnimmt, wird die Triebkraft des Verbrennungsmotors an den Motor-Generator übertragen, so dass der Motor-Generator als ein Stromgenerator betrieben wird, um dadurch die Batterie zu laden.

(5) In dem Fall, in dem die Restkapazität der Batterie auf oder unter den Ladebeginn-Zielwert sinkt, wird ein Befehl an das Motor-ESG ausgegeben, um den Verbrennungsmotor zu starten, wenn das Fahrzeug ortsfest ist, während gleichzeitig die Triebkraft des Verbrennungsmotors an den Motor-Generator übertragen wird.

[0033] Eine Vielzahl von Aspekten, in denen die Erfindung ausgeführt wird, wird nachstehend unter Bezug auf die Zeichnungen erklärt. In jedem Aspekt

(Ausführungsform) werden die Bestandteile, die dem in jeder der vorhergehenden Ausführungsformen erklärten Gegenstand entsprechen, durch die gleichen Bezugsnummern bezeichnet. In dem Fall, in dem nur ein Teil des Aufbaus in einem gegebenen Aspekt erklärt wird, sind andere bereits erklärte Aspekte auf die anderen Teile des Aufbaus anwendbar. Nicht nur die Teile der Ausführungsformen können, wie spezifisch ausgedrückt, miteinander kombiniert werden, sondern, wenn nicht anders spezifiziert, können die Ausführungsformen auch teilweise miteinander kombiniert werden, ohne die bestimmte Kombination nachteilig zu beeinflussen.

[0034] In den

Fig. 1 ist ein Schemadiagramm zum Erklären des Aufbaus der Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 gemäß einer ersten Ausführungsform und einer Kältemittelströmung in einem Kühlkreislaufbetrieb (KALT-Kreislauf);

Fig. 2 ist ein Schemadiagramm zum Erklären des Aufbaus der Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 und einer Kältemittelströmung in einem Heizkreislaufbetrieb (HEISS-Kreislauf);

Fig. 3 ist ein Schemadiagramm zum Erklären des Aufbaus der Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 und einer Kältemittelströmung in einem ersten Entfeuchtungsreislaufbetrieb (DRY_EVA-Kreislauf);

Fig. 4 ist ein Schemadiagramm, das den Aufbau der Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 und einer Kältemittelströmung in einem zweiten Entfeuchtungsreislaufbetrieb (DRY_ALL-Kreislauf) erklärt;

Fig. 5 ist ein Diagramm, das den Betrieb jedes der Magnetventile 11 bis 14 und eines Dreiwegeventils 4 in jedem vorstehend beschriebenen Kreislaufbetrieb zeigt;

Fig. 6 ist ein Blockdiagramm, das den Steuerungsaufbau der Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 zeigt;

Fig. 7 ist ein Flussdiagramm für das grundlegende Fahrzeugklimatisierungsverfahren, das von einem Klimatisierungs-ESG 50 der Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 ausgeführt wird;

Fig. 8 ist ein Flussdiagramm, das die Einzelheit eines Kreislaufbetriebs-/PTC- (positiver Temperaturkoeffizient) Auswahlverfahrens (Schritt 6) in dem vorstehend beschriebenen Fahrzeugklimatisierungsverfahren zeigt;

Fig. 9 ist ein Flussdiagramm, das einen Teil des Verfahrens (Schritt 10) zur Bestimmung der Drehzahl eines Kompressors, etc. in dem Fahrzeugklimatisierungsverfahren zeigt;

Fig. 10 ist ein Kennfeld, das die Beziehung zwischen einer Abweichung E_n und einer Abweichungsänderungsrate E_{punkt} zeigt, um in dem in **Fig. 9** gezeigten Schritt 1000 Δf_C zu bestimmen;

Fig. 11 ist ein Kennfeld, das die Beziehung zwischen einer Abweichung P_n und einer Abweichungsänderungsrate P_{punkt} zeigt, um in dem in **Fig. 9** gezeigten Schritt 1010 Δf_H zu bestimmen;

Fig. 12 ist ein Flussdiagramm, das einen Teil des Fahrzeugklimatisierungsverfahrens (Schritt 10) zur Bestimmung der Drehzahl des Kompressors, etc. gemäß einer zweiten Ausführungsform zeigt;

Fig. 13 ist ein Flussdiagramm, das einen Teil des Fahrzeug-Klimatisierungsverfahrens (Schritt 10) zur Bestimmung der Drehzahl des Kompressors, etc. gemäß einer dritten Ausführungsform zeigt; und

Fig. 14 ist ein Flussdiagramm, das einen Teil des Fahrzeug-Klimatisierungsverfahrens (Schritt 10) zur Bestimmung der Drehzahl des Kompressors, etc. gemäß einer vierten Ausführungsform zeigt.

Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

(Erste Ausführungsform)

[0035] Eine erste Ausführungsform wird nachstehend unter Bezug auf **Fig. 1** bis **Fig. 11** im Detail erklärt. Die erste Ausführungsform stellt eine Anwendung einer Dampfkompresseionskältemaschine auf eine Klimatisierungsvorrichtung eines Hybridfahrzeugs dar.

[0036] Eine Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 ist eine Klimatisierungsvorrichtung, die fähig ist, den Klimatisierungsbetrieb durchzuführen, bevor der Insasse in das Fahrzeug einsteigt (worauf als „ein Vorklimatisierungsbetrieb“ Bezug genommen wird). Der Fahrzeugnutzer, der den Vorklimatisierungsbetrieb ausführen möchte, bedient eine tragbare Einheit 52. Dann empfängt ein Klimatisierungs-ESG ein Vorklimatisierungsbefehlssignal, das von der tragbaren Einheit 52 übertragen wird, und führt den Vorklimatisierungsbetrieb durch, indem die arithmetische Operation gemäß einem vorgegebenen Programm vorgenommen wird.

[0037] Bevor der Benutzer in das Fahrzeug einsteigt, schickt er einen Vorklimatisierungsbetriebsbefehl an die Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung, indem er die tragbare Einheit 52 bedient. Die Voraussetzung für den Vorklimatisierungsbetrieb ist, dass der Fahrzeugzündschalter in dem Aus-Zustand ist, oder dass kein Signal, das anzeigt, dass ein Insasse

in dem Fahrzeug vorhanden ist, an das Klimatisierungs-ESG gesendet wird.

[0038] **Fig. 1** ist ein Schemadiagramm, das den Aufbau des Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 und eine Kältemittelströmung in einem Kühlkreislaufbetrieb (auf den in den Zeichnungen auch als „KALT-Kreislauf“ Bezug genommen wird) erklärt. **Fig. 2** ist ein Schemadiagramm zum Erklären einer Kältemittelströmung in einem Heizkreislaufbetrieb (auf den in den Zeichnungen auch als „HEISS-Kreislauf“ Bezug genommen wird). **Fig. 3** ist ein Schemadiagramm zum Erklären einer Kältemittelströmung in einem ersten Entfeuchtungskreislaufbetrieb (auf den in den Zeichnungen auch als „DRY_EVA-Kreislauf“ Bezug genommen wird). **Fig. 4** ist ein schematisches Diagramm zum Erklären einer Kältemittelströmung in einem zweiten Entfeuchtungskreislaufbetrieb (auf den in den Zeichnungen auch als ein „DRY_ALL-Kreislauf“ Bezug genommen wird). **Fig. 5** ist ein Diagramm, das den Betrieb der Magnetventile 11 bis 14 und eines Dreiwegeventils 4 in jedem der vorstehend erwähnten Kreislaufbetriebe zeigt. In **Fig. 1** bis **Fig. 4** ist der Weg der Kältemittelströmung durch eine dicke durchgezogene Linie und die anderen Wege außer denen des Kältemittels sind durch gestrichelte Linien bezeichnet.

[0039] Die Fahrzeugklimatisierungsvorrichtung 100 verwendet einen Wärmepumpenkreislauf 1 und umfasst ein Klimaanlagengehäuse 20, um die gebläse Luft in den Fahrgastraum zu leiten, ein Innengebläse 21 (Innengebläseeinrichtung) zum Einleiten der Luft in das Klimaanlagengehäuse 20 und weiter in den Fahrgastraum, und ein Klimatisierungs-ESG, die mit dem Motor-ESG 60 verbunden ist.

[0040] Das Innengebläse 21 umfasst ein (nicht gezeigtes) Gebläsegehäuse, einem Ventilatorrad und einen Gebläsemotor. Die Drehzahl des Gebläsemotors wird entsprechend der an den Gebläsemotor angelegten Spannung bestimmt. Die an den Gebläsemotor angelegte Spannung wird ihrerseits basierend auf dem Steuersignal von dem Klimatisierungs-ESG gesteuert.

[0041] Das Gebläsegehäuse des Innengebläses 21 ist aus einem (nicht gezeigten) Innenlufteinlass zum Einleiten der Luft aus dem Inneren des Fahrgastraums (Innenluft), einem (nicht gezeigten) Außenlufteinlass zum Einleiten der Luft aus dem Äußeren des Fahrgastraums (Außenluft) und einer (nicht gezeigten) Innen-/Außenluftumschaltklappe, die eine Innen-/Außenluftumschalteinrichtung bildet, zum Einstellen des Öffnungsverhältnisses zwischen dem Innenlufteinlass und dem Außenlufteinlass ausgebildet.

[0042] In dem Luftweg in dem Klimaanlagengehäuse 20 auf der luftstromabwärtigen Seite des

Innengebläse 21 sind in der Reihenfolge von der stromaufwärtigen zu der stromabwärtigen Seite ein Verdampfer 8 (Kühlwärmetauscher) eine Luftmischklappe 22, ein Heizungskern 23, ein Kondensator 3 (Heizwärmetauscher) und eine PTC-Heizung 24 (elektrische Hilfswärmequelle) angeordnet.

[0043] Das stromabwärtige Ende (in **Fig. 1** oben) des Klimaanlagegehäuses 20 ist mit einem (nicht gezeigten) Entfrosterauslass zum Auslassen der Blasluft in Richtung der Windschutzscheibe des Fahrzeugs, einem (nicht gezeigten) Gesichtsluftauslass zum Auslassen der Blasluft in Richtung der oberen Hälfte des Insassen und einem Fußluftauslass zum Auslassen der Blasluft in Richtung der Füße des Insassen verbunden.

[0044] Der Verdampfer 8 ist quer zu dem gesamten Strömungsweg, gleich auf das Innengebläse 21 folgend angeordnet, um die gesamte aus dem Innengebläse 21 ausgeblasene Luft durchzulassen. Der Verdampfer 8 wirkt als ein Kühlwärmetauscher zum Entfeuchten oder Kühlen der Blasluft durch den Wärmeaufnahmebetrieb der internen Kältemittelströmung in dem Kühlkreislaufbetrieb oder dem Entfeuchtungskreislaufbetrieb.

[0045] Der Heizungskern 23 ist in der Blasluft in einer derartigen Weise auf der stromabwärtigen Seite des Verdampfers 8 angeordnet, dass wenigstens der Wärmeübertragungsabschnitt des Heizungskerns 23 sich nur auf einer Warmluftseite des internen Wegs des Klimaanlagegehäuses 20 befindet. Der Heizungskern 23 wirkt in dem Heizkreislaufbetrieb als ein Wärmetauscher zum Heizen der umgebenden Luft unter Verwendung der Wärme des Kühlwassers für den Verbrennungsmotor 30, das darin strömt.

[0046] Ein Kondensator 3, von dem der Wärmeübertragungsabschnitt sich nur in dem internen Weg auf der Warmluftseite des Klimaanlagegehäuses 20 befindet, ist in der Blasluft weiter stromabwärtig von dem Heizungskern 23 angeordnet. Der Kondensator 3 wirkt während des Heizkreislaufbetriebs, des Entfeuchtungskreislaufbetriebs und des Kühlkreislaufbetriebs als ein Heizwärmetauscher zum Heizen der Blasluft, die in dem warmluftseitigen Weg strömt, aufgrund der Wärmeabstrahlung der internen Kältemittelströmung.

[0047] Die PTC-Heizung 24 von der sich wenigstens der Wärmeübertragungsabschnitt auf dem warmluftseitigen Weg befindet, ist in der Blasluft weiter stromabwärtig von dem Kondensator 3 angeordnet. Die PTC-Heizung 24 ist eine Hilfsheizeinrichtung zum Heizen der Blasluft, die in dem warmluftseitigen Weg in dem Heizkreislaufbetrieb und dem Kühlkreislaufbetrieb strömt. Die PTC-Heizung 24 hat einen elektrischen Heizelementabschnitt, der geeignet ist,

mit Energie versorgt zu werden und die Umgebungsluft zu heizen.

[0048] Der elektrische Heizelementabschnitt wird ausgebildet, indem mehrere PTC-Elemente in einen Harzrahmen eingebaut werden. Ferner kann die PTC-Heizung 24 einen Wärmeaustauschlamellenabschnitt umfassen, um die Wärme von dem elektrischen Heizelementabschnitt zu übertragen.

[0049] In dem Luftweg stromabwärtig von dem Verdampfer 8 und stromaufwärtig von dem Heizungskern 23 und dem Kondensator 3 ist eine Luftmischklappe 22 angeordnet, mit der die Luft, die den Verdampfer 8 durchlaufen hat, geteilt wird in die Luft, die den Kondensator 3 durchläuft, und in die Luft, die den Kondensator 3 umgeht, oder zwischen diesen umgeschaltet wird, um dadurch das Verhältnis des Durchsatzes zwischen den zwei Luftarten einzustellen.

[0050] Die Luftmischklappe 22, deren Klappenkörperposition durch einen Aktuator oder ähnliches geändert wird, kann jeweils den warmluftseitigen Weg und den kühlluftseitigen Weg, in den das Klimaanlagegehäuse 20 getrennt ist, teilweise oder ganz schließen. Der Grad, in dem der warmluftseitige Weg durch die Luftmischklappe 22 geöffnet ist, gibt das Verhältnis an, in dem die Queröffnung des warmluftseitigen Wegs in dem Bereich von 0% bis 100% geöffnet und einstellbar ist. Ähnlich gibt der Grad, in dem der kühlluftseitige Weg von der Luftmischklappe 22 geöffnet wird, das Verhältnis an, in dem die Queröffnung des kühlluftseitigen Wegs in dem Bereich von 0% bis 100% geöffnet und einstellbar ist.

[0051] Der Wärmepumpenkreislauf 1 umfasst einen Kompressor 2, einen Kondensator 3, ein Dreiwegeventil 4, einen Außenwärmetauscher 5, ein erstes Expansionsventil 10, ein zweites Expansionsventil 7, einen Verdampfer 8, einen Abscheider 9 und Magnetventile 11 bis 14. Der Wärmepumpenkreislauf 1 ann die Kühl-, Heiz- und Entfeuchtungsbetriebe durchführen, wobei der kühlende Verdampfer 8 und der heizende Kondensator 3 die Zustandsänderung des Kältemittels (zum Beispiel R134a oder CO₂) ausnutzen, das in dem Kältekreislauf strömt.

[0052] In dem Kühlkreislaufbetrieb strömt das Kältemittel in die Richtung weißer Pfeile durch den Weg, der durch die dicke durchgezogene Linie in **Fig. 1** bezeichnet ist. Ein Kühlkreislauf in dem Wärmepumpenkreislauf 1 hat eine große Entfeuchtungsfähigkeit und umfasst, in einem Ring mit Rohrleitungen, wie in **Fig. 1** gezeigt, verbunden, den Kompressor 2 zum Ansaugen und Ausstoßen des Kältemittels, den Kondensator 3, in den das von dem Kompressor 2 ausgestoßene Kältemittel strömt, den Außenwärmetauscher 5 zum Abstrahlen von Wärme durch den Wärmeaustausch zwischen der Luft und dem Kälte-

mittel, das während des Kühlkreislaufbetriebs von dem Kondensator 3 einströmt, das Dreiwegeventil 4 zum Leiten des Kältemittels von dem Kondensator 3 in Richtung des Außenwärmetauschers 5, das Magnetventil 11, das eingerichtet ist, um die Kältemittelströmung von dem Außenwärmetauscher 5 zu dem Verdampfer 8 zu steuern, das zweite Expansionsventil 7 zum Reduzieren des Drucks des Kältemittels, das den Weg durchlaufen hat, der von dem Magnetventil 11 geöffnet wird, den Verdampfer 8 zum Kühlen der Blasluft durch Verdampfen des in dem zweiten Expansionsventil 7 im Druck reduzierten Kältemittels und den Abscheider 9 zum Trennen des Kältemittels in ein Gas und eine Flüssigkeit.

[0053] Wie vorstehend beschrieben, wird der Weg des Kühlkreislaufbetriebs durch das Dreiwegeventil 4 umgeschaltet, um mit dem Weg verbunden zu sein, der zu dem Außenwärmetauscher 5 gerichtet ist. Während des Kühlkreislaufbetriebs strömt daher das durch Austauschen von Wärme mit der Blasluft in dem Kondensator 3 gekühlte Kältemittel in den Außenwärmetauscher 5, ohne das erste Expansionsventil 10 zu durchlaufen und nachdem es von dem zweiten Expansionsventil 7 im Druck reduziert wurde, durch den Weg, der von dem Magnetventil 11 geöffnet wird, strömt in den Verdampfer 8 und wird durch den Abscheider 9 in den Kompressor 2 gesaugt. In dem Kühlkreislaufbetrieb wird Wärme von dem Außenwärmetauscher 5, der als ein Kondensator wirkt, nach außerhalb abgegeben und von dem Verdampfer 8 aufgenommen. Wenngleich der Kondensator 3 in dem Verfahren auch geheizt wird, kann die Menge der mit der Innenluft ausgetauschten Wärme verringert werden, indem die Position der Luftmischklappe 22 gesteuert wird. Ein Rückschlagventil 15, um die Rückströmung zu verhindern, ist ebenfalls in dem Weg zwischen dem Magnetventil 11 und dem Expansionsventil 7 angeordnet.

[0054] Während des Heizkreislaufbetriebs strömt das Kältemittel in die Richtung der schwarzen Pfeile durch den Weg, der durch die dicke durchgezogene Linie in **Fig. 2** angezeigt ist. Ein Heizkreislauf in dem Wärmepumpenkreislauf 1, der eine große Heizleistung und keine Entfeuchtungsfähigkeit hat, umfasst, in einem Ring durch die Rohrleitungen verbunden, wie in **Fig. 2** gezeigt, den Kompressor 2, den Kondensator 3 zum Heizen der Luft durch Austauschen von Wärme zwischen der Luft und dem Kältemittel, das von dem Kompressor 2 ausgestoßen wird, das erste Expansionsventil 10, das eine Druckreduzierereinrichtung zum Verringern des Drucks des Kältemittels, das von dem Kondensator 3 während des Heizkreislaufbetriebs einströmt, bildet, ein Magnetventil 14, das eingerichtet ist, um die Kältemittelströmung von dem ersten Expansionsventil 10 zu dem Außenwärmetauscher 5 zu steuern, den Außenwärmetauscher 5 zum Verdampfen des Kältemittels, das von dem ersten Expansionsventil 10 im Druck redu-

ziert wird, während des Heizkreislaufbetriebs, ein Magnetventil 12, das eingerichtet ist, um die Kältemittelströmung von dem Außenwärmetauscher 5 zu dem Kompressor 2 und dem Abscheider 9 zu steuern.

[0055] Ein Rückschlagventil 16 zur Verhinderung der Rückströmung ist ebenfalls in dem Weg zwischen dem Magnetventil 12 und dem Abscheider 9 angeordnet. In dem Fall, in dem die Außenluft eine sehr niedrige Temperatur hat, ist der Wirkungsgrad des Heizkreislaufbetriebs so niedrig, dass der Verbrennungsmotor 30 in dem Kühlkreislaufbetrieb gestartet wird, und indem auf diese Weise die Temperatur des Motorkühlwassers (Warmwassers) erhöht wird, wird der Fahrgastraum durch die Wärme des Heizungskerns 23 geheizt.

[0056] In dem ersten Entfeuchtungskreislaufbetrieb strömt das Kältemittel in die Richtung der dicken gestrichelten Pfeile durch den Weg, der durch die dicke durchgezogene Linie in **Fig. 3** angezeigt ist. Der erste Entfeuchtungskreislaufbetrieb des Wärmepumpenkreislaufs 1, der eine kleine Heizleistung und eine Standardentfeuchtungsfähigkeit hat, wird durch ein Bedienfeld 51 ausgewählt und ausgeführt, um den Fahrgastraum mit einer kleinen Heizfähigkeit zu entfeuchten. Ein erster Entfeuchtungskreislauf umfasst, durch die Rohrleitungen, wie in **Fig. 3** gezeigt, in einem Ring verbunden, den Kompressor 2, den Kondensator 3, das erste Expansionsventil 10, ein Magnetventil 13, das eingerichtet ist, um die Kältemittelströmung von dem ersten Expansionsventil 10 zu dem Verdampfer 8 zu steuern, den Verdampfer 8 zum Verdampfen des von dem ersten Expansionsventil 10 im Druck reduzierten Kältemittels und den Abscheider 9. In diesem ersten Entfeuchtungskreislaufbetrieb strömt das von dem ersten Expansionsventil 10 im Druck reduzierten Kältemittel anstatt in den Außenwärmetauscher 5 in den Verdampfer 8 und wird nach dem Kühlen der Blasluft durch den Abscheider 9 in den Kompressor 2 gesaugt.

[0057] In dem zweiten Entfeuchtungskreislaufbetrieb strömt das Kältemittel durch den Weg, der in **Fig. 4** durch die dicke durchgezogene Linie angezeigt ist, in die Richtung der dicken schraffierten Pfeile. Der zweite Entfeuchtungskreislaufbetrieb des Wärmepumpenkreislaufs 1, der eine Standardheizleistung und eine kleine Entfeuchtungsfähigkeit hat, wird zum Beispiel durch die Bedienung des Bedienfelds 51 ausgewählt, um den Fahrgastraum mit einer Standardheizfähigkeit zu entfeuchten. Neben dem ersten Entfeuchtungskreislaufbetriebsweg hat der zweite Entfeuchtungskreislaufbetriebsweg, wie in **Fig. 4** gezeigt, einen Kältemittelweg, der von einem Punkt zwischen dem ersten Expansionsventil 10 und dem Magnetventil 13 verzweigt. Dieser Verzweigungskältemittelweg geht von einem

Punkt auf dem Weg zwischen dem ersten Expansionsventil 10 und dem Magnetventil 13 weiter und durchläuft das Magnetventil 14, den Außenwärmetauscher 5 und das Magnetventil 12, vereinigt sich mit dem Weg zwischen dem Verdampfer 8 und dem Abscheider 9. Der zweite Entfeuchtungskreislaufbetrieb wird somit einerseits durch einen Weg durchgeführt, der den Kompressor 2, den Kondensator 3, das Dreiwegeventil 4, das erste Expansionsventil 10, das Magnetventil 13, den Verdampfer 8 und den Abscheider 9 umfasst, und andererseits durch einen Weg, der das erste Expansionsventil 10, den Außenwärmetauscher 5, das Magnetventil 12 und den Abscheider 9 umfasst. Dieser zweite Entfeuchtungskreislaufbetrieb wird folglich einerseits durch einen Weg durchgeführt, in dem das von dem ersten Expansionsventil 10 im Druck reduzierte Kältemittel nach dem Strömen in den Verdampfer 8 und Kühlen der Blasluft, ohne in den Außenwärmetauscher 5 zu strömen, durch den Abscheider 9 in den Kompressor 2 eingesaugt wird, und andererseits durch einen Weg, in dem das Kältemittel nach dem Strömen in den Außenwärmetauscher 5 und Aufnehmen von Wärme aus der Luft durch den Abscheider 9 in den Kompressor 2 eingesaugt wird.

[0058] Der Kompressor 2 wird von einem in ihn eingebauten Elektromotor 2a angetrieben und seine Drehzahl ist steuerbar, so dass der Kältemittelausstoßdurchsatz entsprechend der Drehzahl variabel ist. Die Drehzahl des Elektromotors 2a des Kompressors 2 kann durch die frequenzgeregelte Wechselspannung gesteuert werden, die von einem Inverter 90 an ihn angelegt wird. Der Inverter 90 wird von einer Batterie im Fahrzeug mit einer Gleichstromleistung versorgt und von dem Klimatisierungs-ESG gesteuert.

[0059] Der Außenwärmetauscher 5, der zum Beispiel in dem Motorraum außerhalb des Fahrgastraums angeordnet ist, tauscht Wärme zwischen der Umgebungsluft und dem Kältemittel aus und nimmt die von einem Außenventilator 6 geblasene Luft auf. Der Außenwärmetauscher 5 arbeitet auf diese Weise während des Heizkreislaufbetriebs als ein Verdampfer und während des Kühlkreislaufbetriebs als ein Kondensator.

[0060] Das erste Expansionsventil 10 kann ein Expansionsventil mit einer festen Verengung (zum Beispiel ein Kapillarrohr), ein Expansionsventil mit konstantem Druck oder ein mechanisches Expansionsventil umfassen. Das erste Expansionsventil 10 expandiert das an den Außenwärmetauscher 5 gelieferte Kältemittel durch seine Druckreduzierung während des Heizkreislaufbetriebs. Das zweite Expansionsventil 7, das einen temperaturempfindlichen Zylinder umfasst, verwendet ein temperaturbetätigtes Verfahren, in dem die Auslasskältemitteltemperatur rückgekoppelt wird, um den

Kältemitteldurchsatz mit dem richtigen Ventilöffnungsgrad zu steuern, so dass das Kältemittel in dem Dampfzustand an dem Auslass des Verdampfers 8 einen moderaten Überhitzungsgrad hat. Während des Heizkreislaufbetriebs und jedes Entfeuchtungskreislaufbetriebs wird das von dem zweiten Expansionsventil 7 im Druck reduzierte Niederdruckkältemittel durch die Wärmeaufnahme in dem Verdampfer 8 verdampft, und das Kältemittel, das den Verdampfer 8 durchlaufen hat, wird in den Abscheider 9 zugeführt. Dann wird das Kältemittel nach dem Auslass des Verdampfers 8 durch den Abscheider 9 in Gas und Flüssigkeit getrennt, und das Gaskältemittel in dem Abscheider 9 wird in den Kompressor 2 eingesaugt.

[0061] Der Verdampfer 8 ist ein Kühlwärmetauscher zum Kühlen der geblasenen Luft und arbeitet während des Kühlkreislaufbetriebs als ein Verdampfer. Dieser Verdampfer 8 kühlt durch Austausch von Wärme zwischen der Luft und dem Niedertemperatur-Niederdruckkältemittel, das von dem zweiten Expansionsventil 7 im Druck reduziert und expandiert wird, die Luft, die den Kernabschnitt durchläuft.

[0062] Der Kondensator 3, der ein Heizwärmetauscher zum Heizen der Blasluft ist und stromabwärtig von dem Verdampfer 8 in dem Klimaanlagegehäuse 20 angeordnet ist, tauscht Wärme zwischen der Luft und dem Hochtemperatur-Hochdruckkältemittel aus, das von dem Kompressor 2 komprimiert wird, um dadurch die Luft zu heizen, die den Kernabschnitt durchläuft. Eine Wasserpumpe 31, die in dem Kreislauf angeordnet ist, in dem das Motorkühlwasser zirkuliert wird, versorgt den Heizungskern 23 mit dem Warmwasser, welches das Motorkühlwasser ausmacht. Dieser Heizungskern 23 wirkt als eine Heizung, um die Blasluft in Zusammenarbeit mit dem Kondensator 3 zu heizen.

[0063] Die Luftmischklappe 22 steuert das Mischverhältnis zwischen der Kühlluft von dem Verdampfer 8 und der Warmluft von dem Kondensator 3, etc. (Heizung). Der Abscheider 9 sammelt einerseits vorübergehend das überschüssige Kältemittel in dem Kältekreislauf an und leitet nur das gasphasige Kältemittel aus und verhindert somit andererseits, dass das flüssige Kältemittel in den Kompressor 2 eingesaugt wird.

[0064] Das Dreiwegeventil 4, das normalerweise offene Magnetventil 11, das normalerweise geschlossene Magnetventil 12, das normalerweise geschlossene Magnetventil 13 und das normalerweise offene Magnetventil 14 sind Strömungswegumschalteinrichtungen und arbeiten in jedem Kreislauf, wie in **Fig. 5** gezeigt. Ein Kältemitteldrucksensor 40 ist in dem Strömungsweg auf der Hochdruckseite des Wärmepumpenkreislaufs 1 angeordnet und erfasst den Hochdruck des Kältemittels stromaufwärtig.

tig von dem Kondensator 3, d.h. den Ausstoßdruck Pre des Kompressors 2.

[0065] Das Klimatisierungs-ESG ist eine Steuereinheit zum Steuern des Klimatisierungsbetriebs in dem Fahrgastraum und umfasst einen Mikrocomputer, eine Eingangsschaltung, die mit Signalen von verschiedenen Schaltern auf dem Bedienfeld 51, das auf der vorderen Oberfläche des Fahrgastraums angeordnet ist, und Sensorsignalen von dem Kältemitteldrucksensor 41, einem Außenluftsensor 42, einem Sonnenlichtsensor 43 und einem Verdampfer-temperatursensor 44 versorgt wird, und eine Ausgangsschaltung zum Senden eines Ausgangssignals an verschiedene Aktuatoren.

[0066] Das Klimatisierungs-ESG empfängt die Klimatisierungsumgebungsinformation, eine Klimatisierungsbetriebsbedingungs-information und eine Fahrzeugumgebungsinformation während jedes Kreislauf-betriebs und berechnet durch Durchführen der arithmetischen Operation für diese die Kapazität, die für den Kompressor 2 festgelegt werden soll. Das Klimatisierungs-ESG gibt basierend auf dem Ergebnis der arithmetischen Operation ein Steuersignal an den Inverter 90 aus, wodurch die Ausgabemenge des Kompressors 2 gesteuert wird.

[0067] Wie vorstehend beschrieben, werden die Bediensignale bei der Ein-/Aus-Bedienung und die Solltemperatur der Klimatisierung mit den Erfassungssignalen der verschiedenen Sensoren durch die Insassenbedienung des Bedienfelds 51 oder der tragbaren Einheit 52 in das Klimatisierungs-ESG eingegeben. Dann kommuniziert das Klimatisierungs-ESG mit dem Motor-ESG 60, dem Hybrid-ESG 70 etc., und steuert basierend auf dem Ergebnis der verschiedenen arithmetischen Operationen den Betrieb der verschiedenen Vorrichtungen einschließlich des Kompressors 2, des Innengebläses 21, des Außenventilators 6, der PTC-Heizung 24, des Dreiwegeventils 4, der Magnetventile 11 bis 14, einer Innen-/Außenluftumschaltklappe 25 und einer Luftauslassumschaltklappe 26.

[0068] Fig. 7 ist ein Flussdiagramm, welches das grundlegende Steuerverfahren zeigt, das von dem Klimatisierungs-ESG ausgeführt wird. In Fig. 7 wird der Steuerbetrieb begonnen, indem der Zündschalter eingeschaltet wird und die Leistung an das Klimatisierungs-ESG zugeführt wird. Das Verfahren jedes nachstehend beschriebenen Schritts wird von dem Klimatisierungs-ESG ausgeführt.

(Vorklimatisierungsbestimmung)

[0069] Das Vorklimatisierungs-ESG ist aufgebaut, um den Fahrgastraum basierend auf den Signalen von den verschiedenen Sensoren und den verschiedenen Bedienelementen, die auf dem Bedienfeld 51

angeordnet sind, oder den Signalen von der tragbaren Einheit 52, die eine Fernbedienungseinrichtung bereitstellt, zu klimatisieren. Solange das Fahrzeug ortsfest bleibt und kein Insasse an Bord ist, überwacht das Klimatisierungs-ESG das Vorhandensein oder Nichtvorhandensein eines Vorklimatisierungsanforderungsbetriebsbefehls von der tragbaren Einheit 52 oder eines voreingestellten Vorklimatisierungsbetriebsbefehls.

[0070] In dem Fall, in dem eine Vorklimatisierungsanforderung von der tragbaren Einheit 52 empfangen wird oder die Zeit für den Start des Vorklimatisierungsbetriebs basierend auf der Klimatisierungsanforderungszeit, die im Voraus eingegeben wurde, kommt, bestimmt der in Fig. 7 gezeigte Schritt 1, ob das Fahrzeug ortsfest ist oder nicht und ob die Leistungsquelle der Stromversorgung die für den Vorklimatisierungsbetrieb benötigte Leistung ist oder nicht. Wenn einmal bestätigt ist, dass die Leistungsquelle die für den Vorklimatisierungsbetrieb benötigte Leistung liefern kann, wird bei ortsfestem Fahrzeug eine Vorklimatisierungsmarkierung gesetzt, um die Ausführung des Vorklimatisierungsbetriebs zu erlauben.

(Initialisierung)

[0071] Als nächstes wird jeder in dem RAM, etc. gespeicherte Parameter des in Fig. 6 gezeigten Klimatisierungs-ESG in Schritt 2 initialisiert.

(Lesen des Schaltersignals)

[0072] Als nächstes werden in Schritt 3 die Schalter-signale, etc. von dem Bedienfeld 51, etc. gelesen.

(Lesen des Sensorsignals)

[0073] Dann werden in Schritt 4 die Signale von den vorstehend beschriebenen verschiedenen Sensoren gelesen.

(Grundlegender Steuerbetrieb für die TAO-Berechnung)

[0074] Als nächstes wird eine Zieltemperatur TAO der in den Fahrgastraum geblasenen Luft unter Verwendung des Ausdrucks 1 berechnet, der in dem ROM gespeichert ist und nachstehend beschrieben wird.

$$TAO = K_{soll} \times T_{soll} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times T_s + C$$

(Ausdruck 1)

wobei T_{soll} eine Temperatur ist, die von dem Temperaturfestlegungsschalter festgelegt wird, T_r eine Innenlufttemperatur ist, die von dem Innenluftsensor 41 erfasst wird, T_{am} eine Außenlufttemperatur ist, die von dem Außenluftsensor 42 erfasst wird, und

Ts eine Menge des von dem Sonnenlichtsensor 43 erfassten Sonnenlichts ist. Ksoll, Kr, Kam und Ks sind Verstärkungen, und C ist eine Konstante für die Korrektur des gesamten Betriebs. Durch die Verwendung von TAO und der Signale von diesen verschiedenen Sensoren werden der Steuerwert für den Aktuator der Luftmischklappe 22 und der Steuerwert für die Drehzahl der Wasserpumpe 31 berechnet.

(Kreislaufbetriebs-/PTC-Auswahl)

[0075] Als nächstes werden ein Kreislaufbetrieb, der durchgeführt werden soll, und die PTC-Heizung 24, die mit Energie versorgt werden soll, in Schritt 6 ausgewählt. Der Schritt 6 wird insbesondere basierend auf **Fig. 8** ausgeführt. **Fig. 8** ist ein Flussdiagramm das die Einzelheit des Kreislaufbetriebs-/PTC-Auswahlverfahrens in **Fig. 7** gezeigten Schritts 6 zeigt.

[0076] Wie in **Fig. 8** gezeigt, bestimmt der Schritt 60, wenn der Steuerbetrieb einmal begonnen wurde, ob die Vorklimatisierungsmarkierung als ein Ergebnis der Ausführung des Verfahrens von Schritt 1 gesetzt ist oder nicht. In dem Fall, in dem die Vorklimatisierungsmarkierung gesetzt ist, bestimmt der Schritt 61, ob die Umgebungslufttemperatur niedriger als -3°C ist oder nicht.

[0077] In dem Fall, in dem die Umgebungslufttemperatur niedriger als -3°C ist, wird der Heizwirkungsgrad des Wärmepumpenkreislaufs 1 verringert, und es besteht die Neigung, dass sich leicht Frost auf dem Außenwärmetauscher 5 ansetzt, und daher wird die PTC-Heizung in dem Schritt 63a mit Energie versorgt, um den Vorklimatisierungsbetrieb auszuführen.

[0078] In dem Fall, in dem die Umgebungslufttemperatur nicht niedriger als -3°C ist, bestimmt der Schritt 62, ob der Luftauslass in dem automatischen Betrieb die Gesichtsbetriebsart ist oder nicht. In dem Fall, in dem die Gesichtsbetriebsart vorherrscht, wird das Heizen durch den Wärmepumpenkreislauf 1 als nicht erforderlich bestimmt, und der Vorklimatisierungsbetrieb wird durch den Kühlkreislaufbetrieb in Schritt 63b durchgeführt.

[0079] In dem Fall, in dem der Schritt 62 bestimmt, dass eine andere Betriebsart als die Gesichtsbetriebsart vorherrscht, wird in Schritt 63c der Vorklimatisierungsbetrieb zum Heizen durch den Heizkreislaufbetrieb ausgeführt. In dem Verfahren kann der erste oder zweite Entfeuchtungskreislaufbetrieb als der damit verbundene Vorklimatisierungsbetrieb ausgeführt werden. In dem Fall, in dem der Schritt 60 bestimmt, dass die Vorklimatisierungsmarkierung nicht gesetzt ist und die Vorklimatisierungsbetriebsart nicht vorherrscht, bestimmt der Schritt 64, ob die Umgebungslufttemperatur niedriger als -3°C ist oder nicht.

[0080] In dem Fall, in dem die Umgebungslufttemperatur niedriger als -3°C ist, wird der Heizwirkungsgrad des Heizkreislaufbetriebs verringert und es besteht die Neigung, dass sich leicht Frost auf dem Außenwärmetauscher 5 ansetzt, und daher wird in Schritt 66a der Klimatisierungsbetrieb durch den Kühlkreislaufbetrieb ausgeführt. In dem Verfahren wird der Verbrennungsmotor 30 gestartet, um die Temperatur des Warmwassers und des Heizungskerns 23 zu erhöhen.

[0081] Nach der Bestimmung in Schritt 64, dass die Umgebungslufttemperatur nicht niedriger als -3°C ist, bestimmt der Schritt 65, ob der Luftauslass in dem automatischen Betrieb in der Gesichtsbetriebsart ist oder nicht. In dem Fall, in dem die Gesichtsbetriebsart vorherrscht, wird bestimmt, dass das Heizen durch den Wärmepumpenkreislauf 1 nicht erforderlich ist, und in Schritt 66b wird der Klimatisierungsbetrieb in dem Kühlkreislaufbetrieb ausgeführt. In dem Fall, in dem der Schritt 65 bestimmt, dass die Gesichtsbetriebsart nicht vorherrscht, wird bestimmt, dass das Heizen durch den Wärmepumpenkreislauf 1 erforderlich ist, und der Klimatisierungsbetrieb in dem Heizkreislaufbetrieb wird in Schritt 66c ausgeführt.

[0082] Der in **Fig. 3** gezeigte erste Entfeuchtungskreislaufbetrieb oder der in **Fig. 4** gezeigte zweite Entfeuchtungskreislaufbetrieb kann entsprechend dem Notwendigkeitsgrad für die Heizung und Entfeuchtung automatisch für den Heizkreislaufbetrieb in den Schritten 63c und 66c ausgewählt werden.

(Bestimmung der Gebläsespannung)

[0083] Als nächstes wird die Gebläsespannung, die der Zielauslasslufttemperatur entspricht, in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 7 unter Verwendung des in dem ROM gespeicherten Kennfelds bestimmt. Diese Gebläsespannung wird an das Innengebläse 21 angelegt, das von Batterieleistung angetrieben wird. Das Kennfeld stellt ein Charakteristikdiagramm dar, das die Beziehung zwischen der Zielauslasslufttemperatur TAO und der Gebläsespannung für die aktuelle Ladungsmenge der Batterie zeigt. Gemäß diesem Kennfeld kann die richtige Gebläsespannung für die Zielauslasslufttemperatur TAO bestimmt werden, wobei die Lademenge der Batterie berücksichtigt wird.

(Bestimmung der Lufteinlassbetriebsart)

[0084] Als nächstes wird die Lufteinlassbetriebsart, die der Zielauslasslufttemperatur TAO in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 8 aus dem in dem ROM gespeicherten Kennfeld bestimmt. Insbesondere wird die Innenluftzirkulationsbetriebsart in dem Fall ausgewählt, in dem die Zielauslasslufttemperatur TAO hoch ist, und die Umgebungslufteinlassbet-

riebsart wird in dem Fall ausgewählt, in dem die Zielauslasslufttemperatur TAO niedrig ist.

(Bestimmung der Luftauslassbetriebsart)

[0085] Die Luftauslassbetriebsart, die der Zielauslasslufttemperatur TAO entspricht, wird in Schritt 9 von **Fig. 7** aus dem in dem ROM gespeicherten Kennfeld bestimmt. Insbesondere wird in dem Fall, in dem die Zielauslasslufttemperatur TAO hoch ist, die Fußbetriebsart ausgewählt, und die Zweihöhenbetriebsart und die Gesichtsbetriebsart werden mit der Abnahme in der Zielauslasslufttemperatur TAO fortschreitend in dieser Reihenfolge ausgewählt.

(Bestimmung der Drehzahl des Kompressors 2)

[0086] Als nächstes wird die Drehzahl des Kompressors 2 in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 10 bestimmt. In diesem Schritt wird der Betrag der Zunahme oder Abnahme der Drehzahl (der Änderungsbetrag der Drehzahl) des Kompressors basierend auf der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung, die für den Klimatisierungsbetrieb verwendet werden kann, und dem Leistungsverbrauch des Kompressors 2 bestimmt, während gleichzeitig die Drehzahl des Kompressors 2 bestimmt wird, die jeweils dem Kühlkreislaufbetrieb und dem Heizkreislaufbetrieb entspricht.

[0087] Der Leistungsverbrauch des Kompressors 2 ist in Verbindung mit der in Schritt 10 bestimmten Drehzahl des Kompressors die Kennzahl für den Kompressor 2 in dessen aktuellem Zustand, der durch die Messung durch einen Inverter 90 oder eine vorgegebene arithmetische Operation bestimmt wird.

[0088] Auf diese Weise steuert das Klimatisierungs-ESG den Betrieb des Kompressors 2 innerhalb des Bereichs der für den Vorklimatisierungsbetrieb lieferbaren Leistung, welche von der Batterieleistung in dem Fahrzeug verfügbar ist, und/oder Leistung, die zur Zeit des Vorklimatisierungsbetriebs von einer externen Quelle zugeführt wird.

[0089] **Fig. 9** ist ein Flussdiagramm, das einen Teil der Schritte erklärt, um die Drehzahl des in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 10 zu bestimmen. Dieser Teil von Schritten zeigt die Schritte zum Bestimmen der Drehzahl des Kompressors während des Kühlkreislaufbetriebs oder des Heizkreislaufbetriebs

[0090] Zuerst berechnet das Klimatisierungs-ESG gemäß dem nachstehend beschriebenen Ausdruck 2 in Schritt 1000 eine Temperaturabweichung E_n zwischen einer Zielverdampfertemperatur TEO, die unter Verwendung der Erfassungssignale der verschiedenen Sensoren berechnet wird, und einer tatsächlichen Verdampfertemperatur TE (die von dem

Verdampfertempertursensor 44 erfasste Temperatur).

$$E_n = TEO - TE \quad (\text{Ausdruck 2})$$

[0091] Ferner wird unter Verwendung des nachstehenden Ausdrucks 3 eine Abweichungsänderungsrate E_{punkt} berechnet.

$$E_{\text{punkt}} = E_n - E_{n-1} \quad (\text{Ausdruck 3})$$

wobei E_n jede Sekunde einmal aktualisiert wird und E_{n-1} ein Wert zu der Zeit eine Sekunde vor E_n ist.

[0092] Ferner berechnet das Klimatisierungs-ESG unter Verwendung von E_n und E_{punkt} , die berechnet wurden, und dem in **Fig. 10** gezeigten Kennfeld einen „Drehzahländerungsbetrag Δf_c für den Kühlkreislaufbetrieb“ des Elektromotors 2a eine Sekunde vorher. Der Drehzahländerungsbetrag Δf_c während des Kühlkreislaufbetriebs ist ein Wert, der zu der Verhinderung der Frostbildung des Aussenwärmetauschers 5 während des Kühlkreislaufbetriebs beiträgt. Das in **Fig. 10** gezeigte Kennfeld zeigt die Beziehung zwischen der Abweichung E_n und der Abweichungsänderungsrate E_{punkt} an und wird im Voraus in einem ROM gespeichert.

[0093] Als nächstes wird in Schritt 1010 der Änderungsbetrag der Drehzahl des Kompressors 2 unter Verwendung eines Zieldrucks PDO, eines Hochdrucks Pre (der Hochdruck, der von dem Kältemitteldrucksensor 40 gemessen wird), einer Abweichung P_n und einer Abweichungsänderungsrate PDO bestimmt. P_{n-1} ist ein Wert, welcher der Abweichung P_n vorausgeht, wobei n eine natürliche Zahl ist.

[0094] Zuerst wird während des Heizkreislaufbetriebs in dem Wärmepumpenkreislauf 1 die Zielauslasslufttemperatur TAO, die in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 5 bestimmt wird, in dem in **Fig. 9** gezeigten Schritt 1010 in den Zieldruck PDO (auf den hier nachstehend einfach als PDO Bezug genommen wird) des Kältemittels, das auf der Hochdruckseite des Kältekreislaufs strömt, umgewandelt.

[0095] Alternativ kann eine Kältemittelsättigungstemperatur T_c aus der Zielauslasslufttemperatur TAO, einem Temperaturwirkungsgrad ϕ , der sich mit einer Luftkapazität V des Innengebläses 21 und der Lufttemperatur auf der Ansaugseite des Kondensators 3 ändert, bestimmt werden, und basierend auf der Beziehung zwischen dieser Kältemittelsättigungstemperatur T_c und einem Sättigungsdruck Pc (einem Kondensationsdruck des Kondensators 3) kann der Sättigungsdruck Pc, welcher der Kältemittelsättigungstemperatur T_c entspricht, als der Zieldruck PDO bestimmt werden.

[0096] Als nächstes wird die Druckabweichung P_n zwischen dem Zieldruck PDO und dem von dem Kältemitteldrucksensor 40 erfassten Hochdruck Pre gemäß dem nachstehenden Ausdruck 4 berechnet.

$$P_n = PDO - Pre \quad (\text{Ausdruck 4})$$

[0097] Eine Abweichungsänderungsrate P_{punkt} wird ebenfalls entsprechend dem nachstehenden Ausdruck 5 berechnet.

$$P_{\text{punkt}} = P_n - P_{n-1} \quad (\text{Ausdruck 5})$$

[0098] Wie vorstehend beschrieben, ist P_{n-1} ein Wert, welcher der Abweichung P_n vorangeht.

[0099] Fig. 11 ist ein Kennfeld, das die Beziehung zwischen der Druckabweichung P_n , der Abweichungsänderungsrate P_{punkt} und dem Drehzahländerungsbetrag Δf_H zeigt. Als nächstes wird der Drehzahländerungsbetrag Δf_H , der in Bezug auf die Kompressordrehzahl f_{n-1} , die eine Sekunde vorher vorlag, erhöht oder verringert werden soll, unter Verwendung des in Fig. 11 gezeigten Kennfelds, das in dem ROM des Klimatisierungs-ESG gespeichert ist, aus P_n und P_{punkt} berechnet.

[0100] Als nächstes bestimmt der Schritt 1020, ob der Vorklimatisierungsbetrieb durchgeführt wird oder nicht. In dem Fall, in dem der Vorklimatisierungsbetrieb nicht vorherrscht, wird die Drehzahl des Kompressors 2 durch das nachstehend beschriebene normale arithmetische Verfahren berechnet. Der Schritt 1040 bestimmt, ob der in Schritt 6 ausgewählte Kreislaufbetrieb der Kühlkreislaufbetrieb ist oder nicht. In dem Fall, in dem der Kühlkreislaufbetrieb beteiligt ist, wird in Schritt 1041 der Drehzahländerungsbetrag Δf des Kompressors 2 als der in Schritt 1000 berechnete „Drehzahländerungsbetrag Δf_C für den Kühlkreislaufbetrieb“ bestimmt und wird in den RAM geschrieben. Ferner wird die in Schritt 1041 bestimmte Δf ($= \Delta f_C$) zu der vorhergehenden Drehzahl des Kompressors 2 addiert, um dadurch die „aktuelle Drehzahl des Kompressors 2“ zu berechnen (Schritt 1060), wodurch es möglich gemacht wird, die Drehzahl des Kompressors 2 für den Kühlkreislaufbetrieb anstatt für den Vorklimatisierungsbetrieb zu bestimmen.

[0101] In dem Fall, in dem der Heizkreislaufbetrieb, aber nicht der Kühlkreislaufbetrieb, vorherrscht, wird der Änderungsbetrag Δf der Drehzahl des Kompressors 2 in Schritt 1042 als „der Drehzahländerungsbetrag Δf_H für den Heizkreislaufbetrieb“, der in Schritt 1010 berechnet wird, bestimmt, und der auf diese Weise bestimmte Änderungsbetrag Δf_H wird in den RAM geschrieben. Ferner wird die in Schritt 1042 bestimmte Δf ($= \Delta f_H$) zu der vorhergehenden Drehzahl des Kompressors 2 addiert, um dadurch die „aktuelle Drehzahl des Kompressors 2“ (Schritt

1060) zu berechnen, wodurch die Drehzahl des Kompressors 2 während des Heizkreislaufbetriebs, aber nicht in dem Vorklimatisierungsbetrieb berechnet wird.

[0102] In dem Fall, in dem der Schritt 1020 bestimmt, dass die Vorklimatisierungsbetriebsart vorherrscht, wird ein Änderungsbetrag Δf_{Pre} (U/min) der Kompressordrehzahl entsprechend der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors 2 (auf die hier nachstehend als „eine erste Restleistung“ Bezug genommen wird) berechnet. Dieser Änderungsbetrag Δf_{Pre} der Kompressordrehzahl ist ein Parameter, der bestimmt wird, um die lieferbare Leistung des Fahrzeugs in einer Weise zu nutzen, dass sie nicht überschritten wird.

[0103] Der Änderungsbetrag Δf_{Pre} der Drehzahl des Kompressors 2 wird unter Verwendung eines Δf_{Pre} -Kennfelds (ein Kennfeld, das in Schritt 1030 von Fig. 9 dargestellt ist), das als eine Funktion, die der ersten Restleistung entspricht, ausgedrückt wird, berechnet. Die erste Restleistung und Δf_{Pre} sind proportional zueinander, und je kleiner die erste Restleistung, desto kleiner der Wert Δf_{Pre} . Folglich nimmt in dem Fall, in dem die erste Restleistung nicht höher als ein vorgegebener Wert ist, Δf_{Pre} einen negativen Wert an, und daher wird die Drehzahl des Kompressors 2 weiter nach unten gesteuert. Insbesondere, wenn die erste Restleistung einmal auf den vorgegebenen oder einen niedrigen Wert verringert ist, nimmt Δf_{Pre} einen negativen Wert an, und die Drehzahl des Kompressors 2 wird nach unten gesteuert. Gemäß dieser Ausführungsform wird dieser vorgegebene Wert in dem Bereich von 200 W bis 300 W festgelegt.

[0104] Das in Schritt 1030 gezeigte Kennfeld wird im Voraus in dem ROM gespeichert, und die aus diesem Kennfeld berechnete Δf_{Pre} wird in den RAM gespeichert. Das Berechnungsverfahren in Schritt 1030 wird jede Sekunde einmal aktualisiert.

[0105] Als nächstes bestimmt der Schritt 1050, ob der in Schritt 6 ausgewählte Kreislaufbetrieb der Kühlkreislaufbetrieb ist oder nicht. In dem Fall, in dem der Kühlkreislauf ausgewählt ist, wird die in Schritt 1000 berechnete Δf_C mit der in Schritt 1030 berechneten Δf_{Pre} verglichen, und die kleinere von ihnen wird als der Änderungsbetrag Δf der Drehzahl des Kompressors 2 bestimmt (Schritt 1051). Dieser Wert Δf und die vorhergehende Drehzahl des Kompressors 2 werden zueinander addiert, um „die aktuelle Drehzahl des Kompressors 2“ zu berechnen (Schritt 1060), um dadurch die Drehzahl des Kompressors 2 für den Vorklimatisierungsbetrieb und den Kühlkreislaufbetrieb zu bestimmen.

[0106] In dem Fall, in dem der Heizkreislaufbetrieb, aber nicht der Kühlkreislaufbetrieb, ausgewählt ist, wird die in Schritt 1010 berechnete Δf_H mit der in Schritt 1030 berechneten Δf_{Pre} verglichen, und die kleinere von ihnen wird als der Änderungsbetrag Δf der Drehzahl des Kompressors 2 bestimmt. Dieser Wert Δf und die vorhergehende Drehzahl des Kompressors 2 werden zueinander addiert, um „die aktuelle Drehzahl des Kompressors 2“ zu berechnen (Schritt 1060), um dadurch die Drehzahl des Kompressors 2 für den Vorklimatisierungsbetrieb und den Heizkreislaufbetrieb zu berechnen.

[0107] Wie vorstehend beschrieben, wird in Schritt 1051 während des Kühlkreislaufbetriebs die kleinere von Δf_{Pre} und Δf_C ausgewählt, und daher kann der Schritt 10 (die Bestimmung der Drehzahl des Kompressors 2) den Steuerbetrieb durchführen, was gleichzeitig sowohl das Überschreiten der lieferbaren Leistung als auch die Frostbildung verhindert. Ferner wird während des Heizkreislaufbetriebs in Schritt 1052 die kleinere von Δf_{Pre} und Δf_H ausgewählt, und daher kann der Steuerbetrieb durchgeführt werden, um gleichzeitig sowohl das Überschreiten der lieferbaren Leistung als auch die anomale Spannungszunahme in dem Wärmepumpenkreislauf 1 zu verhindern.

(Bestimmung des PTC-/Antibeschlagsbetriebs)

[0108] Als nächstes wird in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 11 der PTC-Antibeschlagsbetrieb bestimmt. Der Schritt 11 bestimmt wie der Schritt 103 zum Bestimmen der Drehzahl des Kompressors 2 (Schritt 10) basierend auf der Differenz (erste Restleistung) zwischen der für den Klimatisierungsbetrieb lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors 2, ob die PTC-Heizung 24 oder die Antibeschlagseinrichtung mit Energie versorgt werden soll oder nicht. Der Betrieb der Antibeschlagseinrichtung wird von der Klimatisierungs-ESG gesteuert.

[0109] Solange in diesem Schritt die erste Restleistung immer noch verfügbar ist, kann der Klimatisierungsbetrieb gesteuert werden, um den Fensterbeschlag durch die Versorgung der PTC-Heizung 24 oder der Antibeschlagseinrichtung innerhalb der Grenze der lieferbaren Leistung zu entfernen.

(Bestimmung des Ventil-Ein-/Aus-Betriebs)

[0110] Als nächstes bestimmt der Schritt 12 in **Fig. 7** den Ein- oder Aus-Betrieb des Dreiwegeventils 4 und der Magnetventile 11 bis 14 in jedem vorgegebenen Kreislaufbetrieb, um den Steuerbetrieb möglich zu machen. In diesem Steuerbetrieb wird das Ausgangssignal zum Einschalten oder Ausschalten des Betriebs jedes Ventils bestimmt, um den in **Fig. 5** gezeigten Betrieb jedes Ventils entsprechend jedem Kreislaufbetrieb zu erreichen.

(Steuersignalausgabe)

[0111] Dann werden in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 13 Steuersignale an das Motor-ESG 60, den Inverter 90, die PTC-Heizung 24, die verschiedenen Aktuatoren, das Dreiwegeventil 4 und die Magnetventile 11 bis 14 ausgegeben, um jeden Steuerbetrieb zu erzielen, der in den Schritten 1 bis 12 berechnet oder bestimmt wird. Nach dem Warten auf den Ablauf einer vorgegebenen Zeit in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 14, kehrt das Verfahren zu Schritt 3 zurück, von dem jeder Schritt weiterhin ausgeführt wird.

(Zweite Ausführungsform)

[0112] Eine Modifikation der ersten Ausführungsform wird nachstehend als eine zweite Ausführungsform erklärt, in der die Drehzahl des Kompressors 2 in der Hauptklimatisierungsprozedur bestimmt wird. In diesem Schritt wird wie in der ersten Ausführungsform der Betrag der Zunahme/Abnahme der Drehzahl des Kompressors 2 (der Änderungsbetrag der Drehzahl) basierend auf der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors 2 bestimmt, während gleichzeitig die Drehzahl des Kompressors 2 jeweils entsprechend dem Kühlkreislaufbetrieb und dem Heizkreislaufbetrieb bestimmt wird.

[0113] **Fig. 12** ist ein Flussdiagramm zum Erklären eines Teils des in **Fig. 7** gezeigten Schritts 10, um die Drehzahl des Kompressors 2 zu bestimmen.

[0114] In dem Steuerverfahrensfluss gemäß dieser Ausführungsform wird Δf_P im Gegensatz zu dem Steuerverfahrensfluss gemäß der ersten Ausführungsform, der vorstehend unter Bezug auf **Fig. 9** beschrieben ist, nach dem Bestimmen von Δf_{Pre} in Schritt 1030 in dem in **Fig. 12** gezeigten Schritt 1031 bestimmt, und ferner wird Δf wie in Schritt 1051A bestimmt. Die anderen Schritte sind ähnlich den entsprechenden Schritten der ersten Ausführungsform. Die anderen Bestandteile, deren Betrieb und die anderen Steuerverfahren sind ähnlich denen der ersten Ausführungsform.

[0115] Wie in **Fig. 12** gezeigt, berechnet das Klimatisierungs-ESG nach dem Bestimmen von Δf_{Pre} in Schritt 1030, wie vorstehend beschrieben, in Schritt 1031 den Änderungsbetrag Δf_P (U/min) der Drehzahl des Kompressors 2 entsprechend dem Kältemitteldruck P_{re} auf der Hochdruckseite. Dieser Änderungsbetrag Δf_P der Drehzahl des Kompressors 2 ist ein Parameter, der bestimmt wird, um die Zunahme in der Drehzahl des Außenventilators 6 zu unterdrücken. Normalerweise wird mit der Zunahme des Kältemitteldrucks die Luftmenge des Außenventilators 6 erhöht, um die Wärmeabstrahlung zu verbessern. In dem Verfahren wird in Schritt 1031

Δf_P mit einem kleineren Wert bestimmt, um dadurch in Schritt 1060A die Drehzahl des Kompressors 2 nach unten zu steuern. Folglich wird die Zunahme des Kältemitteldrucks und auch die Zunahme der Ausgabemenge des Außenventilators 6 unterdrückt, wodurch verhindert wird, dass die Grenze der lieferbaren Leistung schlagartig überschritten wird.

[0116] Der Änderungsbetrag Δf_P der Drehzahl des Kompressors 2 wird unter Verwendung eines Kennfelds von Δf_P (das in Schritt 1031 von **Fig. 12** dargestellte Kennfeld), das als eine Funktion ausgedrückt wird, die dem Kältemitteldruck entspricht, berechnet. Wenn der Kältemitteldruck einmal einen ersten vorgegebenen Druck erreicht (zum Beispiel 1,4 (MPa)), wird der Wert Δf_P nach unten bestimmt, während Δf_{Pin} in dem Fall, in dem der Kältemitteldruck einen zweiten vorgegebenen Druck (zum Beispiel 1,7 (MPa)) erreicht, zu einem spezifischen Wert bestimmt und auf diesem gehalten wird. Innerhalb des Bereichs von 1,4 bis 1,7 (MPa) des Kältemitteldrucks wird Δf_P mit der Druckzunahme verringert, und in dem Fall, in dem ein dritter vorgegebener Druck erreicht wird, nimmt Δf_P einen negativen Wert an, so dass die Drehzahl des Kompressors 2 weiter nach unten gesteuert wird als in der vorhergehenden Steuerungssitzung. Insbesondere, wenn der Kältemitteldruck einmal den dritten vorgegebenen oder einen höheren Druck erreicht, nimmt Δf_P einen negativen Wert an, so dass die Drehzahl des Kompressors 2 nach unten gesteuert wird. Gemäß dieser Ausführungsform wird der dritte vorgegebene Druckwert in dem Bereich von 1,6 bis 1,7 (MPa) festgelegt.

[0117] Im Übrigen wird das in Schritt 1031 gezeigte Kennfeld im Voraus in einem ROM gespeichert, und die aus diesem Kennfeld berechnete Δf_P wird in einem RAM gespeichert. Das Berechnungsverfahren dieses Schritts 1031 wird jede Sekunde aktualisiert.

[0118] Nach der Bestimmung in Schritt 1050, dass der in Schritt 6 ausgewählte Kreislaufbetrieb der Kühlkreislaufbetrieb ist, werden die in Schritt 1000 berechnete Δf_C , die in Schritt 1030 berechnete Δf_{Pre} und die in Schritt 1031 berechnete Δf_P miteinander verglichen, und die kleinste von ihnen wird als der Änderungsbetrag Δf der Drehzahl des Kompressors 2 bestimmt (Schritt 1051A). Der Wert Δf wird zu der vorhergehenden Drehzahl des Kompressors 2 addiert, um dadurch „die aktuelle Drehzahl des Kompressors 2“ zu berechnen (Schritt 1060), und die Drehzahl des Kompressors 2 während des Vorklimatisierungsbetriebs und des Kühlkreislaufbetriebs wird bestimmt.

(Dritte Ausführungsform)

[0119] Die dritte Ausführungsform wird nachstehend unter Bezug auf **Fig. 13** als eine Modifikation der ersten Ausführungsform erklärt, in der die Drehzahl des

Kompressors 2 in der Hauptklimatisierungssteuerungsprozedur bestimmt wird. In diesem Ablauf von Schritten wird wie in der ersten Ausführungsform der Zunahme/Abnahmebetrag der Drehzahl des Kompressors 2 (der Änderungsbetrag der Drehzahl) basierend auf der Differenz (erste Restleistung) zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors 2 bestimmt, während gleichzeitig die Drehzahl des Kompressors 2, die jeweils dem Kühlkreislaufbetrieb und dem Heizkreislaufbetrieb entspricht, bestimmt wird. Jedoch wird in dem Fall, in dem wie in dem später beschriebenen Schritt 1022 die Antibeschlagseinrichtung verwendet wird, in Schritt 1030A die erste Restleistung weniger der Leistungsverbrauch der Antibeschlagseinrichtung als eine zweite Restleistung verwendet.

[0120] Ferner umfasst das Fahrzeugklimatisierungssystem gemäß dieser Ausführungsform eine Antibeschlagsbetriebsart, um den Frost auf dem Fahrzeugfenster während des Vorklimatisierungsbetriebs zu entfernen. Diese Antibeschlagsbetriebsart kann festgelegt werden, indem der Benutzer eine vorgegebene Bedieneinheit auf dem Bedienfeld 51 handhabt oder vorprogrammiert. In der Antibeschlagsbetriebsart werden die Fenster, wie etwa die Windschutzscheibe gewärmt, um den Beschlag durch Bedienen der Antibeschlagseinrichtung oder Festlegen der Außenluft auf eine Entfrostonbetriebsart zu entfernen.

[0121] **Fig. 13** ist ein Flussdiagramm zur Erklärung von Teilschritten, um die Drehzahl des Kompressors 2 in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 10 zu bestimmen. Die Teilschritte stellen die Schritte zum Bestimmen der Drehzahl des Kompressors 2 während des Kühlkreislaufbetriebs und des Heizkreislaufbetriebs dar.

[0122] In dem Steuerverfahrensfluss gemäß dieser Ausführungsform bestimmt das Vorklimatisierungsbestimmungsverfahren in Schritt 1020 im Gegensatz zu dem Vorklimatisierungsbestimmungsverfahren, das vorstehend unter Bezug auf **Fig. 9** in der ersten Ausführungsform erklärt wird, dass der Vorklimatisierungsbetrieb vorherrscht, nachdem jedes der Verfahren der Schritte 1021, 1022, 1023, die in **Fig. 13** gezeigt sind, ausgeführt wurde. Die anderen Schritte sind ähnlich den entsprechenden der ersten Ausführungsform. Jeder der anderen Bestandteile, deren Betrieb und ihr Verfahren sind auch ähnlich denen der ersten Ausführungsform.

[0123] Wie in **Fig. 13** gezeigt, bestimmt das Klimatisierungs-ESG 50 in Schritt 1021 nach der Bestimmung in Schritt 1020, dass der Vorklimatisierungsbetrieb vorherrscht, wie in der ersten Ausführungsform erklärt, ob die Antibeschlagsbetriebsart festgelegt ist oder nicht.

[0124] Nach der Bestimmung in Schritt 1021, dass die Antibeschlagseinrichtung festgelegt ist, wird die Beschlagsentfernung des Fensters von dem Benutzer als prior festgelegt, so dass das Verfahren zur Energieversorgung der Antibeschlagseinrichtung (Schritt 1022) und das Verfahren zum Festlegen der Ausblasbetriebsart in der Entfrostonbetriebsart in dieser Reihenfolge ausgeführt werden (Schritt 1023), woraufhin das Weitergehen zu Schritt 1030A folgt. Nach der Bestimmung in Schritt 1021, dass die Antibeschlagsbetriebsart nicht festgelegt ist, wird andererseits der Klimatisierungsbetrieb von dem Benutzer prior gegenüber der Fensterbeschlagsentfernung ausgewählt, woraufhin bei Schritt 1030A weitergemacht wird, ohne den Antibeschlagsbetrieb auszuführen.

[0125] Als nächstes wird in Schritt 1030A der Änderungsbetrag Δf_{Pre} (U/min) der Drehzahl des Kompressors 2 entsprechend dem Wert der lieferbaren Leistung minus des Leistungsverbrauchs des Kompressors 2 und des Leistungsverbrauchs der Antibeschlagseinrichtung berechnet. Auf diese Weise ist der Änderungsbetrag Δf_{Pre} der Drehzahl des Kompressors 2 in Schritt 1030A eine Funktion, die der zweiten Restleistung als ein Wert der Restleistung in Schritt 1030 der ersten Ausführungsform minus des Leistungsverbrauchs der Antibeschlagseinrichtung entspricht. Der Wert Δf_{Pre} wird unter Verwendung des in Schritt 1030 von **Fig. 13** gezeigten Kennfelds berechnet. Die zweite Restleistung und Δf_{Pre} sind proportional zueinander, und je kleiner der Wert der zweiten Restleistung, desto kleiner der Wert Δf_{Pre} . In dem Fall, in dem die zweite Restleistung einen Wert hat, der nicht größer als ein vorgegebener Wert ist, nimmt Δf_{Pre} einen negativen Wert an, und daher wird die Drehzahl des Kompressors 2 weiter nach unten gesteuert

[0126] Insbesondere, wenn die zweite Restleistung auf oder unter einen vorgegebenen Wert sinkt, nimmt Δf_{Pre} einen negativen Wert an, und die Drehzahl des Kompressors 2 wird nach unten gesteuert. Gemäß dieser Ausführungsform wird der vorgegebene Wert in dem Bereich von 200 auf 300 W festgelegt.

[0127] Das in Schritt 1030A dargestellte Kennfeld wird im Voraus in einem ROM gespeichert, und der aus diesem Kennfeld berechnete Wert Δf_{Pre} wird in einen RAM geschrieben.

[0128] Die anderen Verfahren sind ähnlich den entsprechenden Verfahren in der ersten oder zweiten Ausführungsform, und „die aktuelle Drehzahl des Kompressors“ wird schließlich in Schritt 1060 berechnet. Wie vorstehend beschrieben, wird in dem Fall, in dem während des Vorklimatisierungsbetriebs die Antibeschlagsbetriebsart festgelegt wird, der Änderungsbetrag Δf_{Pre} der Drehzahl des Kompressors bestimmt, wobei der Leistungsverbrauch

der Antibeschlagseinrichtung berücksichtigt wird, und die Drehzahl des Kompressors 2 wird unter Berücksichtigung dieses Themas berechnet.

(Vierte Ausführungsform)

[0129] Die vierte Ausführungsform wird nachstehend als eine Modifikation der ersten Ausführungsform beschrieben, in der die Drehzahl des Kompressors 2 in der Hauptprozedur des Klimatisierungssteuerbetriebs bestimmt wird. In diesen Schritten des Verfahrens wird wie in der ersten Ausführungsform der Zunahme-/Abnahmebetrag der Drehzahl des Kompressors 2 (der Änderungsbetrag der Drehzahl) basierend auf der Differenz (erste Restleistung) zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors 2 bestimmt, während gleichzeitig die Drehzahl des Kompressors 2 bestimmt wird, die dem Kühlkreislaufbetrieb und dem Heizkreislaufbetrieb entspricht. In dem Fall, in dem in dem später beschriebenen Schritt 1026 die Antibeschlagseinrichtung aktiviert wird, wird jedoch in Schritt 1030A wie in der dritten Ausführungsform die erste Restleistung minus des Leistungsverbrauchs der Antibeschlagseinrichtung als zweite Restleistung verwendet.

[0130] **Fig. 14** ist ein Flussdiagramm, das einen Teil der Schritte zum Bestimmen der Drehzahl des Kompressors, etc. in dem in **Fig. 7** gezeigten Schritt 10 erklärt. Dieser Teil von Schritten stellt die Schritte zum Bestimmen der Drehzahl des Kompressors während des Kühlkreislaufbetriebs und des Heizkreislaufbetriebs dar. wird.

[0131] In dem Steuerverfahrensfluss gemäß dieser Ausführungsform wird im Vergleich zu dem Klimatisierungssteuerungsverfahren, das in der ersten Ausführungsform vorstehend unter Bezug auf **Fig. 9** erklärt wird, das Verfahren der Schritte 1024, 1025, 1026, 1027, das in **Fig. 14** gezeigt ist, ausgeführt, nachdem in Schritt 1020 bestimmt wird, dass der Vorklimatisierungsbetrieb gemäß „dem Vorklimatisierungsbestimmungsverfahren“ nicht durchgeführt wird. Die anderen Schritte sind ähnlich den entsprechenden Schritten der ersten Ausführungsform. Die anderen Bestandteile und ihr Betrieb und der sonstige Verfahrenssteuerbetrieb sind ähnlich der ersten Ausführungsform.

[0132] Wie in **Fig. 14** gezeigt, bestimmt das Klimatisierungs-ESG nach der Bestimmung der ersten Ausführungsform in Schritt 1020, dass der Vorklimatisierungsbetrieb nicht durchgeführt wird, d.h. bestimmt in dem Fall, in dem der normale Klimatisierungsbetrieb durchgeführt wird, in Schritt 1024, dass die seit dem Ende des Vorklimatisierungsbetriebs vergangene Zeit nicht länger als eine vorgegebene Zeit (in dem betrachteten Fall 10 Minuten) ist. Das Verfahren in Schritt 1024 kann durch die Bestim-

mung in Bezug darauf, ob eine Differenz zwischen einer Sollinnentemperatur und einer tatsächlichen Fahrzeugraumtemperatur nicht größer als ein vorgegebener Wert ist, ersetzt werden.

[0133] In dem Fall, in dem die Bestimmung in Schritt 1024 NEIN ist, geht das Verfahren weiter zu dem vorstehend beschriebenen Schritt 1040. In dem Fall, in dem die Bestimmung in Schritt 1024 JA ist, bestimmt der Schritt 1025, ob der in Schritt 6 ausgewählte Kreislaufbetrieb der Kühlkreislaufbetrieb ist oder nicht. In dem Fall, in dem anstelle des Kühlkreislaufbetriebs der Heizkreislaufbetrieb beteiligt ist, geht das Verfahren weiter zu Schritt 1041. In dem Fall, in dem wie in der dritten Ausführungsform der Kühlkreislaufbetrieb vorherrscht, wird die Antibeschlagseinrichtung mit Energie versorgt und betrieben (Schritt 1026), woraufhin das Festlegen der Auslassluft auf die Entfrostungsbetriebsart (Schritt 1027) folgt. Dann geht das Verfahren wie in der dritten Ausführungsform weiter zu Schritt 1030A. Die anderen Verfahren sind, abgesehen davon, dass „die aktuelle Drehzahl des Kompressors“ 2 in Schritt 1060 abschließend berechnet wird, ähnlich denen der ersten und dritten Ausführungsformen.

[0134] Wie vorstehend beschrieben, wird der Änderungsbetrag Δf_{Pre} der Drehzahl des Kompressors 2 in dem Fall, in dem der Kühlklimatisierungsbetrieb innerhalb einer vorgegebenen Zeit (zum Beispiel zehn Minuten) nach dem Ende des Vorklimatisierungsbetriebs durchgeführt wird, bestimmt, wobei der Leistungsverbrauch der Antibeschlagseinrichtung berücksichtigt wird, und die Drehzahl des Kompressors 2 wird berechnet, wobei die sich daraus ergebende Tatsache berücksichtigt wird.

[0135] Innerhalb einer vorgegebenen Zeit nach dem Vorklimatisierungsbetrieb oder in dem Fall, in dem die Differenz zwischen der Sollfahrzeugraumtemperatur und der tatsächlichen Fahrzeugrauminnentemperatur nicht größer als eine vorgegebene Temperatur ist, führt das Klimatisierungs-ESG des Fahrzeugklimatisierungssystems 100 die Antibeschlagsbetriebsart (Schritte 1026, 1027) zum Entfernen des Beschlags auf dem Fahrzeugfenster aus.

[0136] Wie vorstehend beschrieben, wird in dem Fall, in dem seit dem Vorklimatisierungsbetrieb keine lange Zeit vergangen ist, oder die tatsächliche Fahrzeugraumtemperatur nahe der Sollfahrzeugraumtemperatur ist, die Wirkung des Vorklimatisierungsbetriebs als noch bleibend betrachtet, und es wird die Antibeschlagsbetriebsart ausgeführt, die der Fensterbeschlagsentfernung Priorität gibt.

Patentansprüche

1. Fahrzeugklimatisierungsverfahren zum Ausführen eines Vorklimatisierungsbetriebs zum Klima-

tisieren eines Fahrgastraums eines Kraftfahrzeugs bevor ein Insasse in das Fahrzeug einsteigt, durch Steuern einer Kältemittelströmung in einem Wärmepumpenkreislauf (1), wobei der Wärmepumpenkreislauf (1) umfasst:

einen Kompressor (2) zum Einsaugen und Ausstoßen des Kältemittels, das in dem Wärmepumpenkreislauf (1) zirkuliert;
 einen heizenden Wärmetauscher (3) zum Abstrahlen von Wärme von dem Kältemittel, das von dem Kompressor (2) ausgestoßen wird;
 einen kühlenden Wärmetauscher (8) zum Verdampfen des Kältemittels, das in dem Wärmepumpenkreislauf (1) zirkuliert, um dadurch eine in den Fahrgastraum geblasene Luft zu kühlen; und
 eine Steuereinheit zum Steuern eines Betriebs des Kompressors (2), wobei die Steuereinheit den Betrieb des Kompressors (2) derart steuert, dass sein Leistungsverbrauch innerhalb einer Grenze der Leistung bleibt, die für den Vorklimatisierungsbetrieb lieferbar ist, wobei die lieferbare Leistung von einer fahrzeugeigenen Quelle und/oder von einer externen Quelle während des Vorklimatisierungsbetriebs geliefert wird, wobei der Vorklimatisierungsbetrieb durch eine Kühlkreislaufbetriebsart und eine Heizkreislaufbetriebsart durch Steuerung der Kältemittelströmung in dem Wärmepumpenkreislauf (1) durchgeführt wird, und wobei die Steuereinheit in dem Vorklimatisierungsbetrieb einen Änderungsbetrag einer Drehzahl des Kompressors (2) zum Erhöhen oder Verringern dieser Drehzahl entsprechend einer Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) derart bestimmt, dass die Drehzahl des Kompressors (2) umso höher wird, je größer die Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) wird und umgekehrt, wobei die Steuereinheit in dem Vorklimatisierungsbetrieb durch den Kühlkreislaufbetrieb jeweils den kleineren Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl auswählt, der entweder entsprechend einer Differenz zwischen einer Zieltemperatur und einer tatsächlichen Temperatur des kühlenden Wärmetauschers (8) bestimmt wird, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) bestimmt wird, und/oder wobei die Steuereinheit in dem Vorklimatisierungsbetrieb durch den Heizkreislaufbetrieb den kleineren Wert des Änderungsbetrags der Drehzahl auswählt, der entweder entsprechend einer Differenz zwischen einem Zieldruck und einem tatsächlichen Druck des von dem Kompressor (2) ausgestoßenen Kältemittels bestimmt wird, oder des Änderungsbetrags der Drehzahl, der entsprechend der Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) bestimmt wird,

wobei die Steuereinheit in dem Fall, in dem die Differenz zwischen der lieferbaren Leistung und dem Leistungsverbrauch des Kompressors (2) nicht größer als ein vorgegebener Wert ist, den Änderungsbetrag der Drehzahl als einen negativen Wert bestimmt,

wobei die Steuereinheit in dem Fall, in dem der Druck des von dem Kompressor (2) ausgestoßenen Kältemittels einen vorgegebenen Druck oder höher erreicht, bestimmt, dass der Änderungsbetrag der Drehzahl verringert oder aufrechterhalten wird,

das Fahrzeugklimatisierungssystem ferner eine Antibeschlagsbetriebsart umfasst, um den Beschlag von einem Fahrzeugfenster zu entfernen,

wobei die Steuereinheit während des Vorklimatisierungsbetriebs, soweit die Antibeschlagsbetriebsart festgelegt ist, die Antibeschlagsbetriebsart ausführt, und/oder wobei

die Steuereinheit die Antibeschlagsbetriebsart in einem ausgewählten der Fälle ausführt, in denen keine vorgegebene Zeit nach dem Ende des Vorklimatisierungsbetriebs vergangen ist, und wobei eine Differenz zwischen einer Sollinnentemperatur und einer tatsächlichen Innentemperatur nicht größer als eine vorgegebene Temperatur ist.

Es folgen 13 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig.1

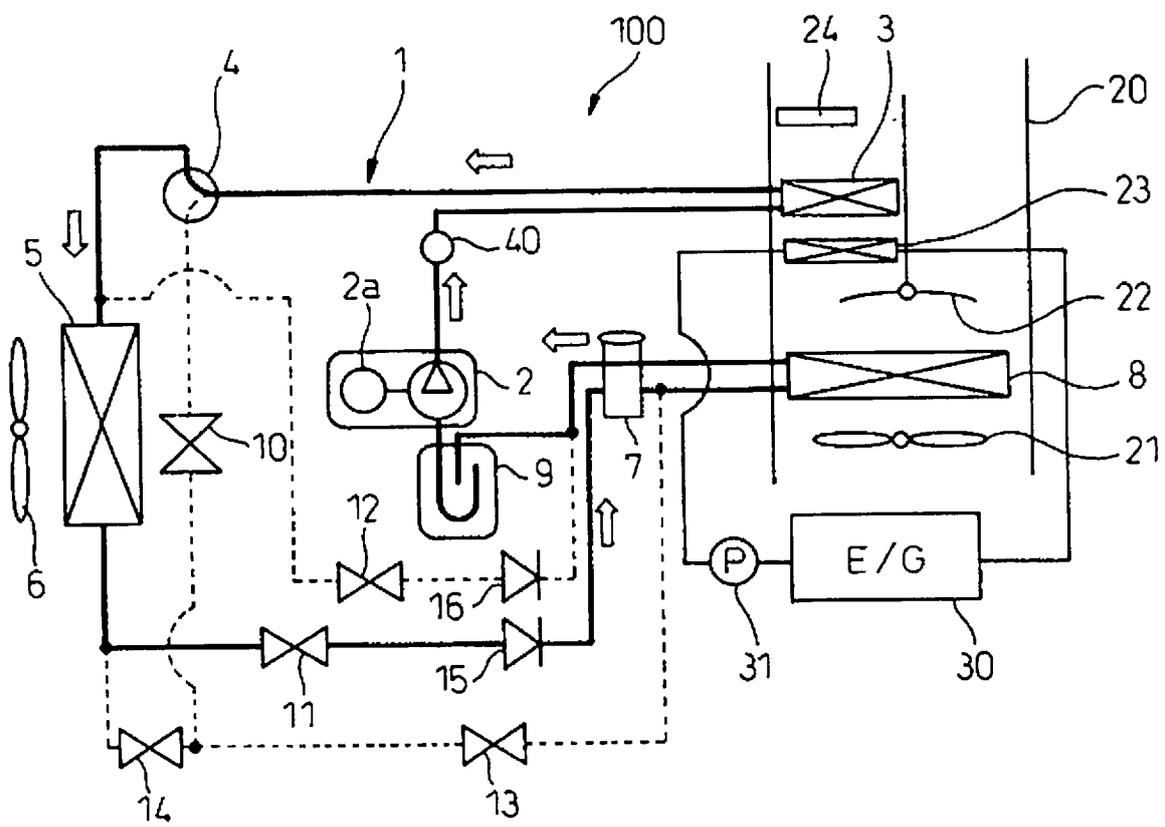


Fig.2

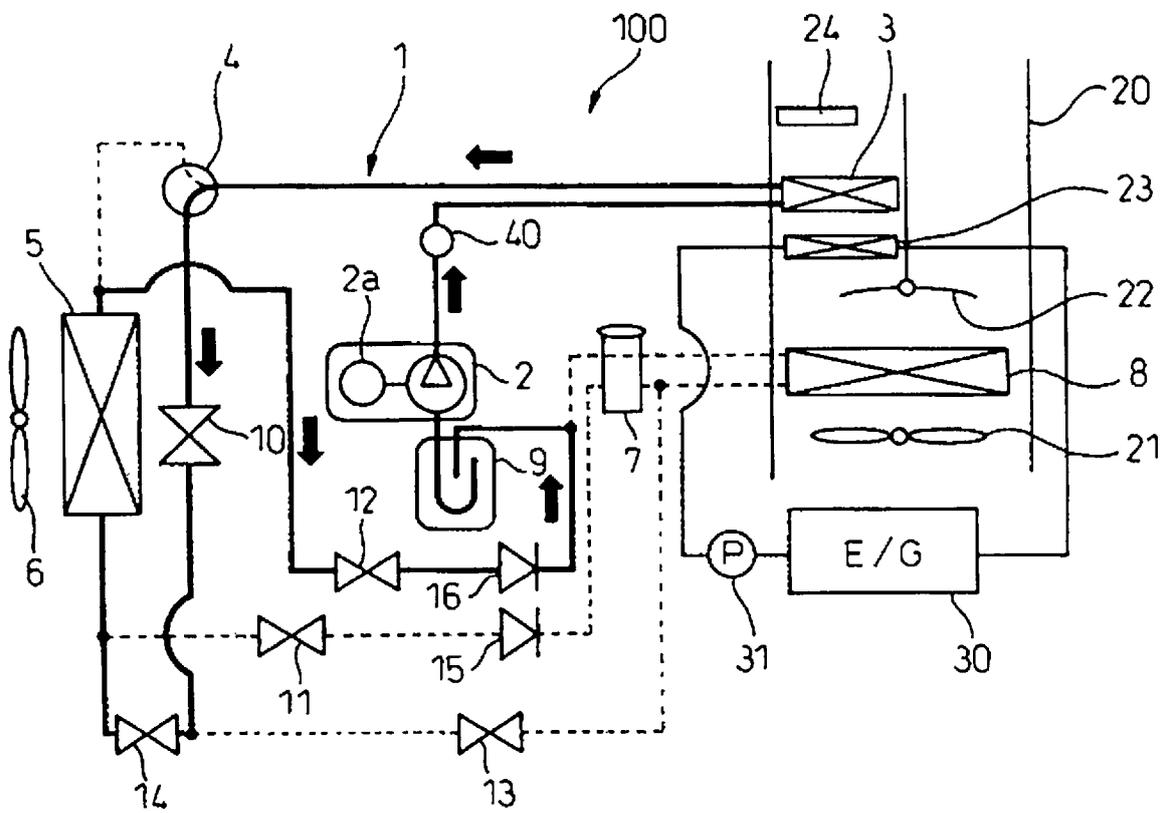


Fig.3

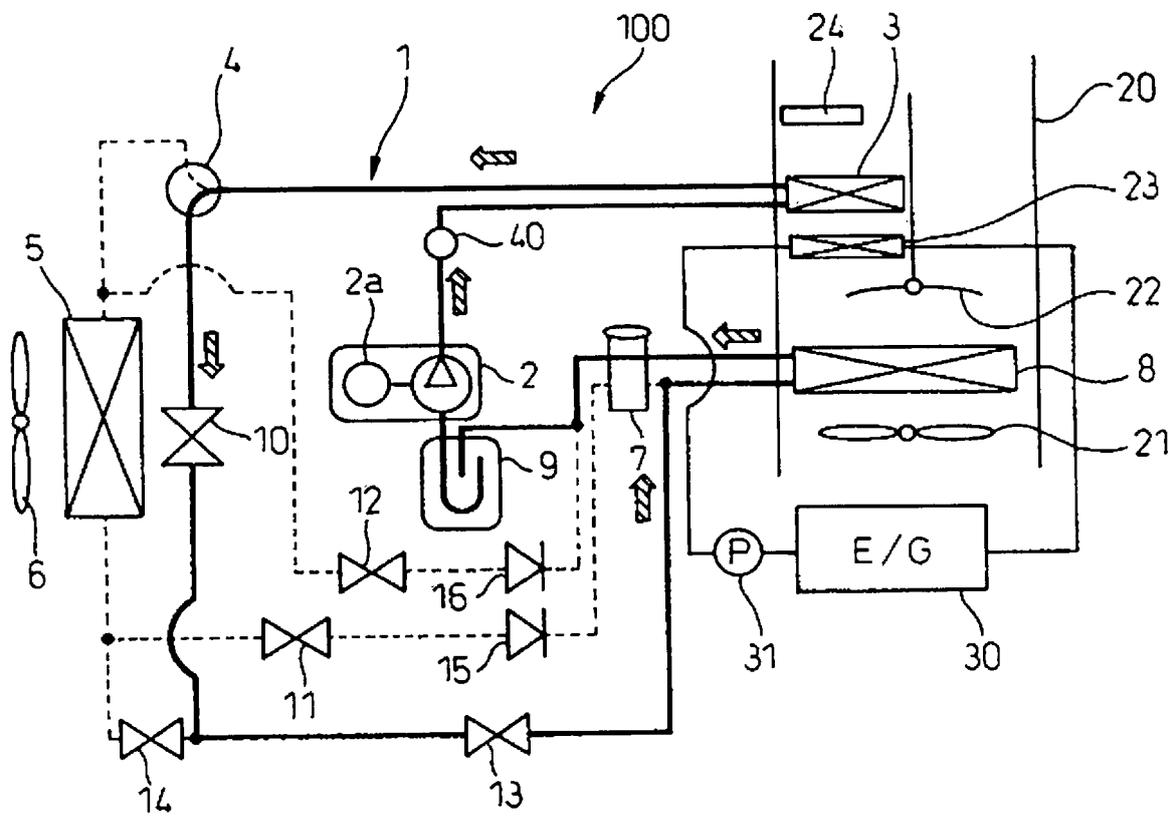


Fig.4

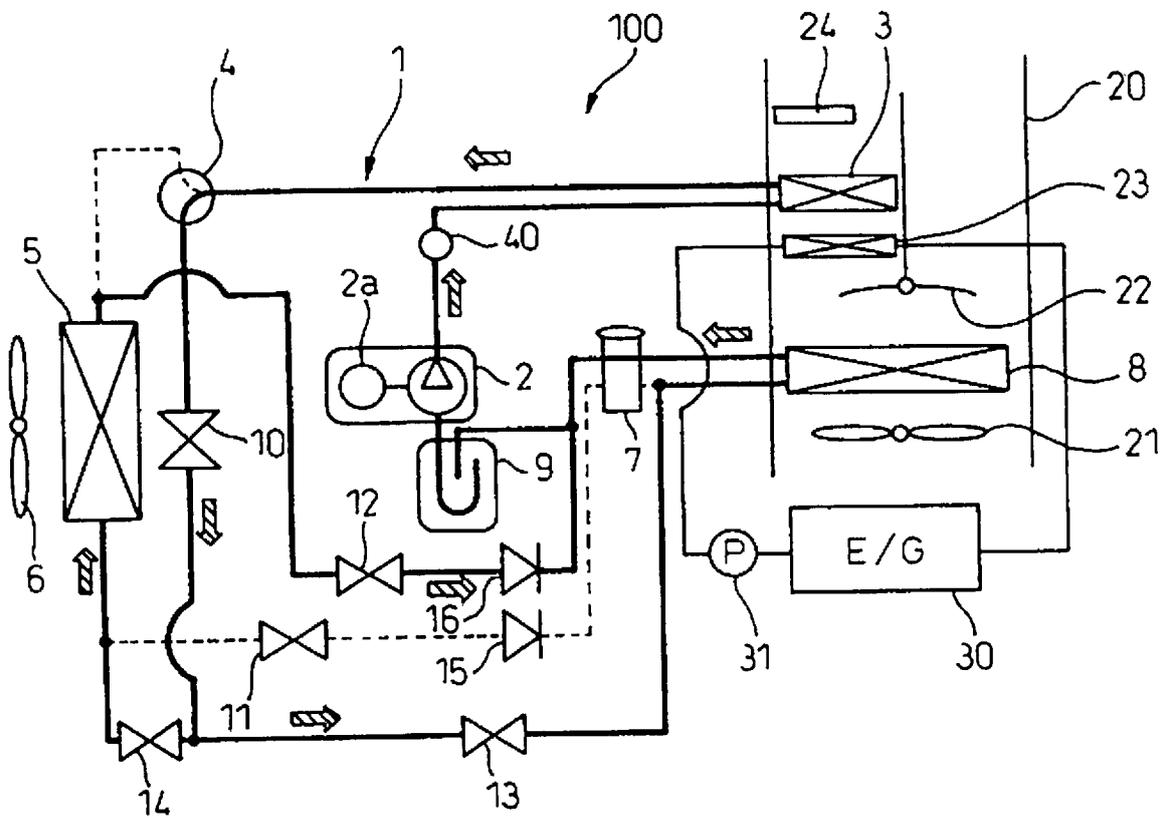


Fig.5

		Betriebszustand				
		Dreiwege- ventil 4	Magnet- ventil 11	Magnet- ventil 12	Magnet- ventil 13	Magnet- ventil 14
Kreislauf	KALT	AUS	AUS	AUS	AUS	AUS
	HEISS	EIN	EIN	EIN	AUS	AUS
	DRY_EVA	EIN	AUS	EIN	EIN	EIN
	DRY_ALL	EIN	AUS	EIN	EIN	AUS

Fig. 6

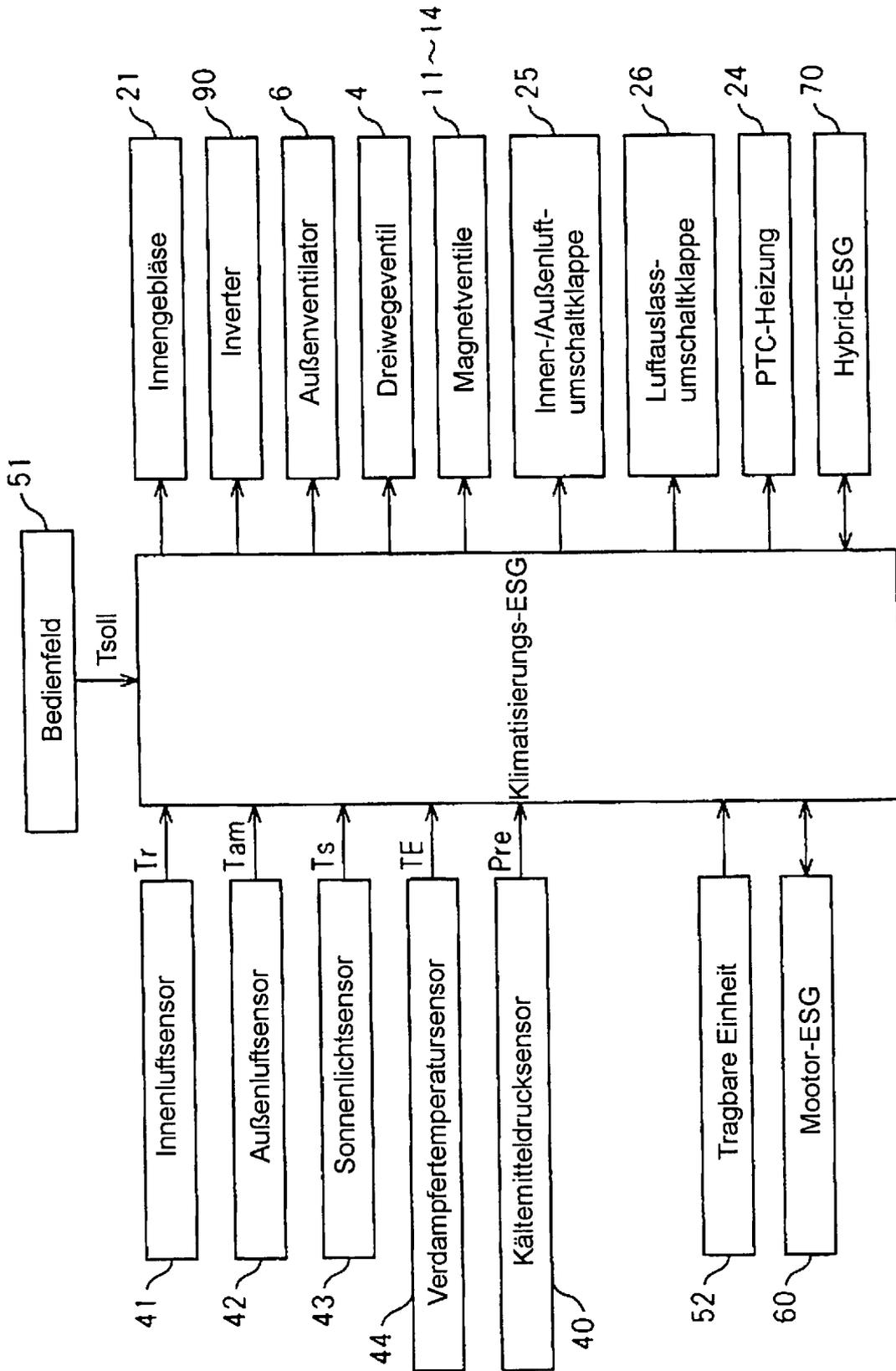


Fig.7

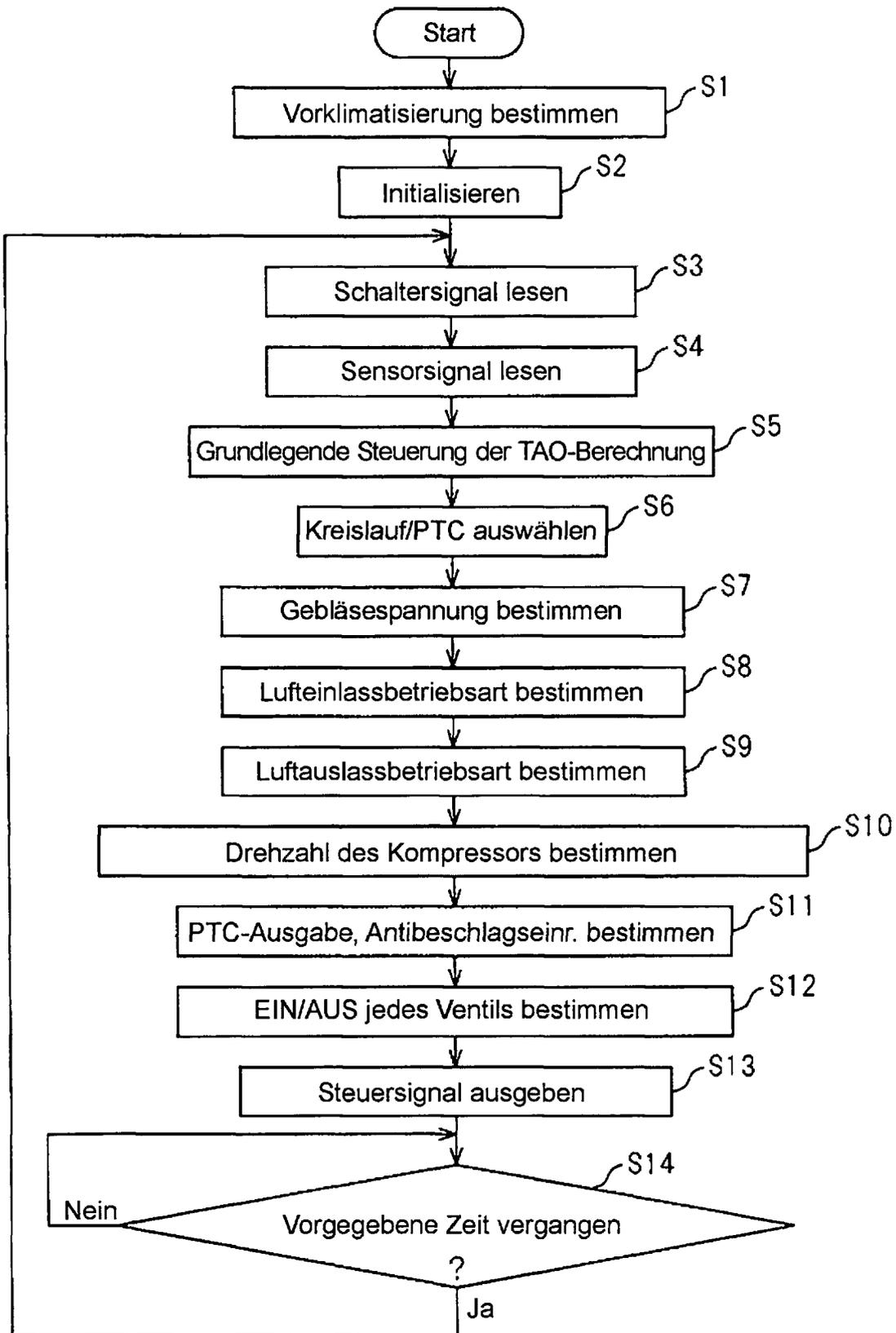


Fig.8

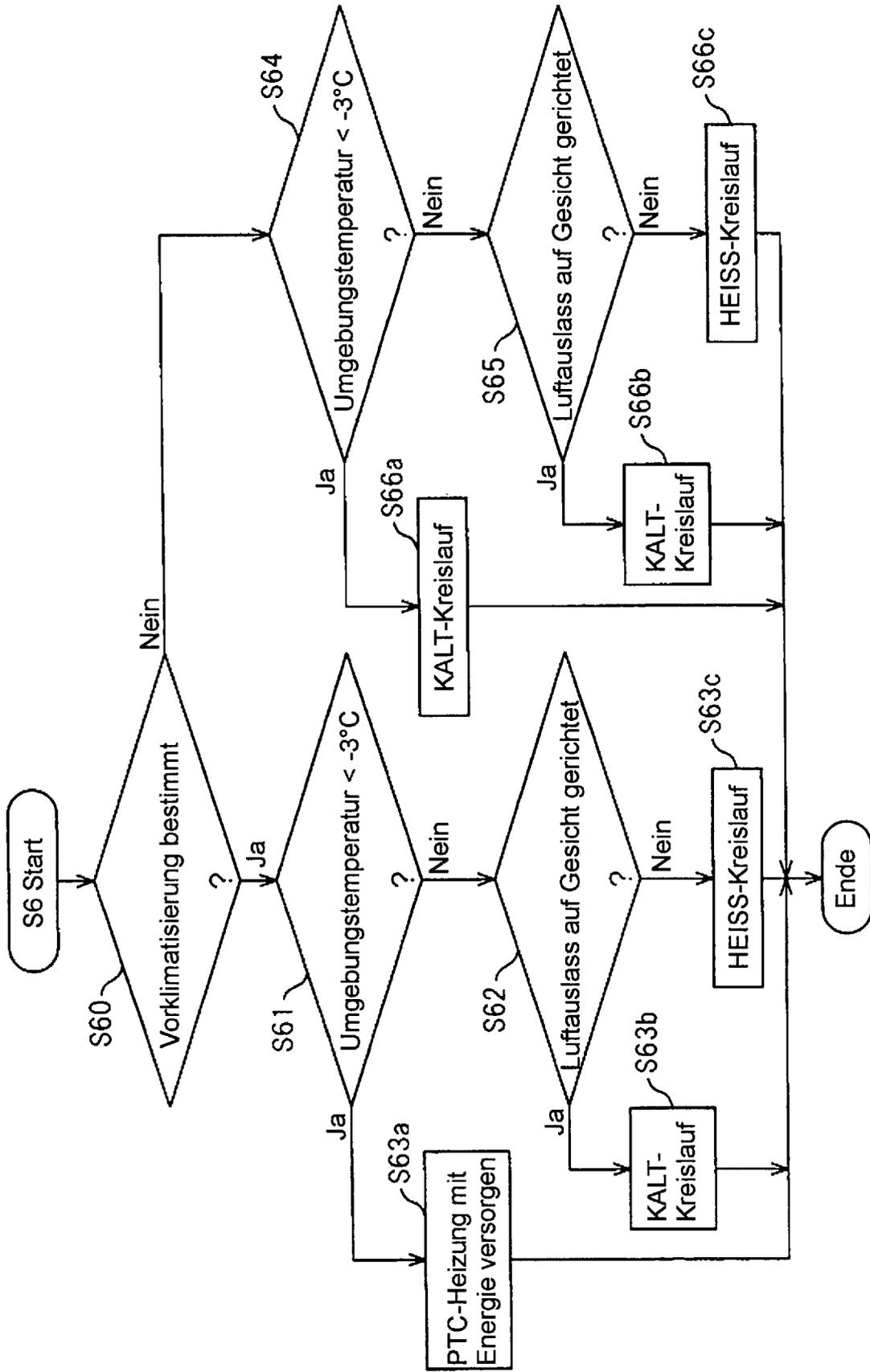


Fig.9

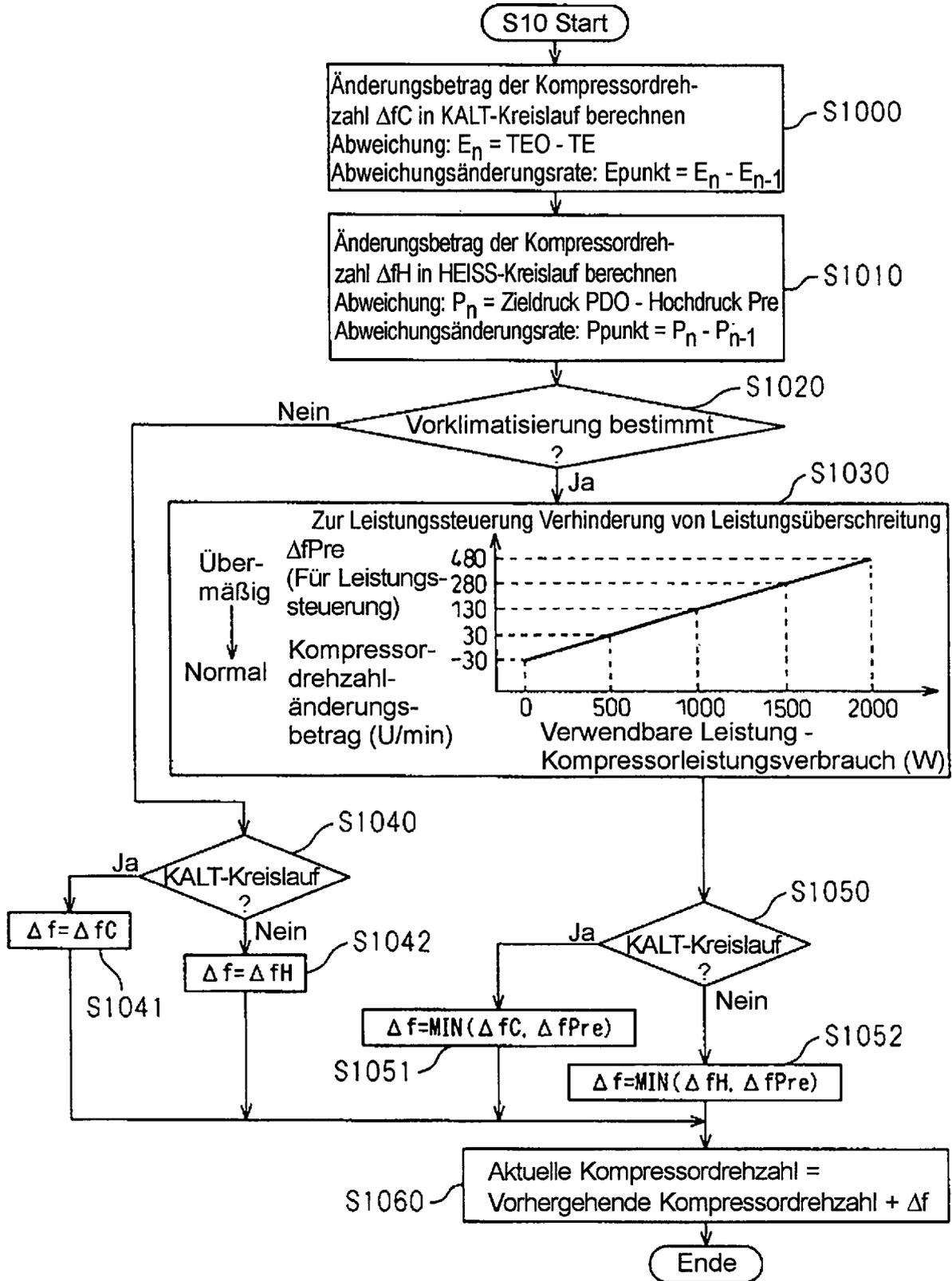


Fig.10

ΔfC		Temperaturabweichung E_n						
		-15	-5	-1	0	1	5	10
Änderungsrate Epunkt	-0.1	200	100	50	30	-30	-50	-100
	-0.05	190	90	45	20	-40	-60	-110
	-0.01	180	80	40	10	-50	-70	-120
	0.00	170	70	35	0	-60	-80	-130
	0.01	160	60	30	-10	-70	-200	-300
	0.05	150	30	20	-20	-80	-300	-400
	0.1	140	10	10	-30	-90	-400	-500

Fig.11

ΔfH		Druckabweichung P_n						
		-0.50	-0.30	-0.1	0	0.1	1.5	3
Änderungsrate Ppunkt	0.50	700	600	500	600	700	800	1000
	0.30	200	300	400	500	600	700	2000
	0.20	100	150	200	300	400	1000	2000
	0.00	-200	-150	-50	0	50	700	1800
	-0.20	-500	-400	-350	-300	-250	400	1500
	-0.30	-600	-600	-550	-450	-350	300	800
	-0.50	-800	-750	-700	-600	-500	100	400

Fig.12

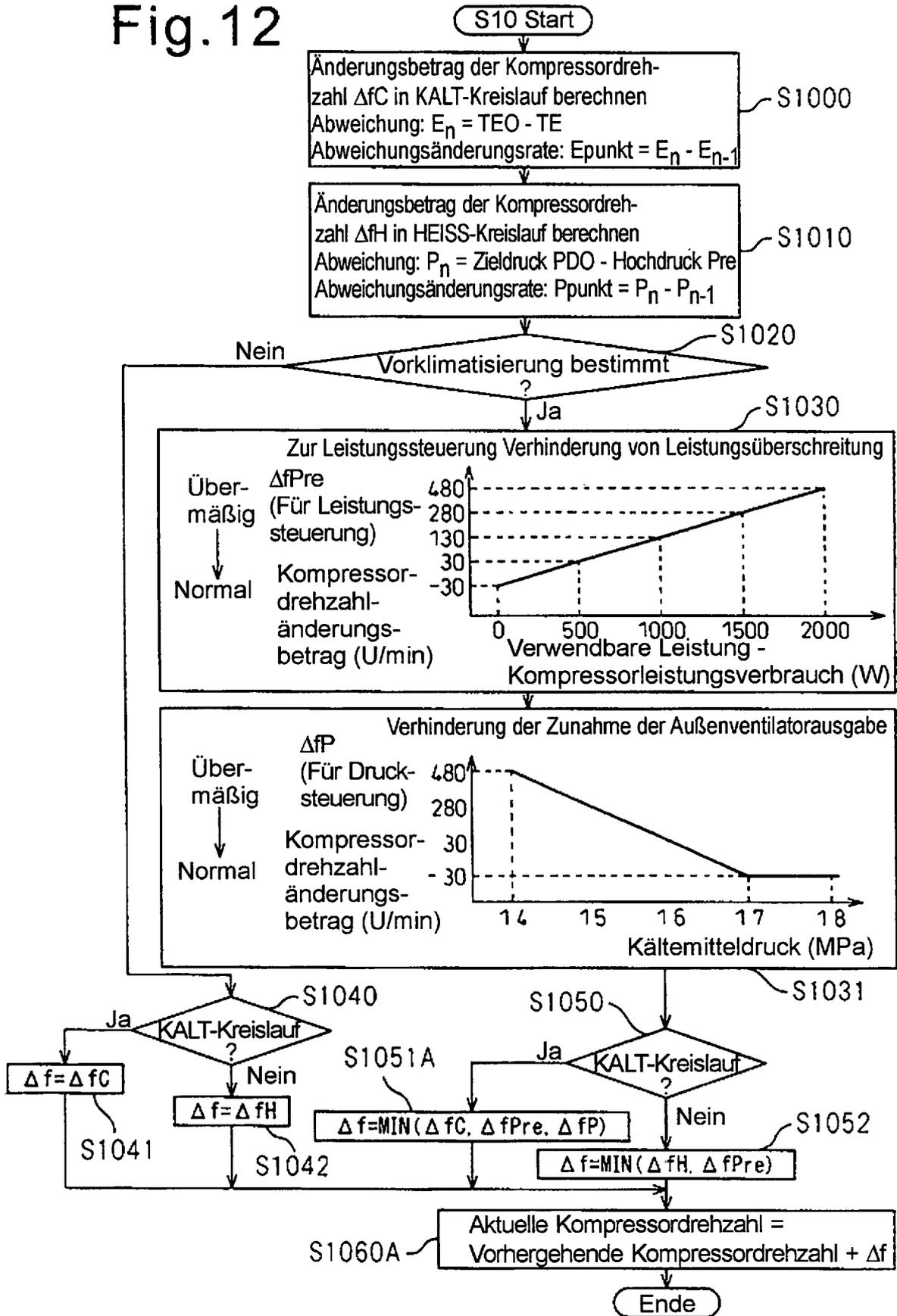


Fig.13

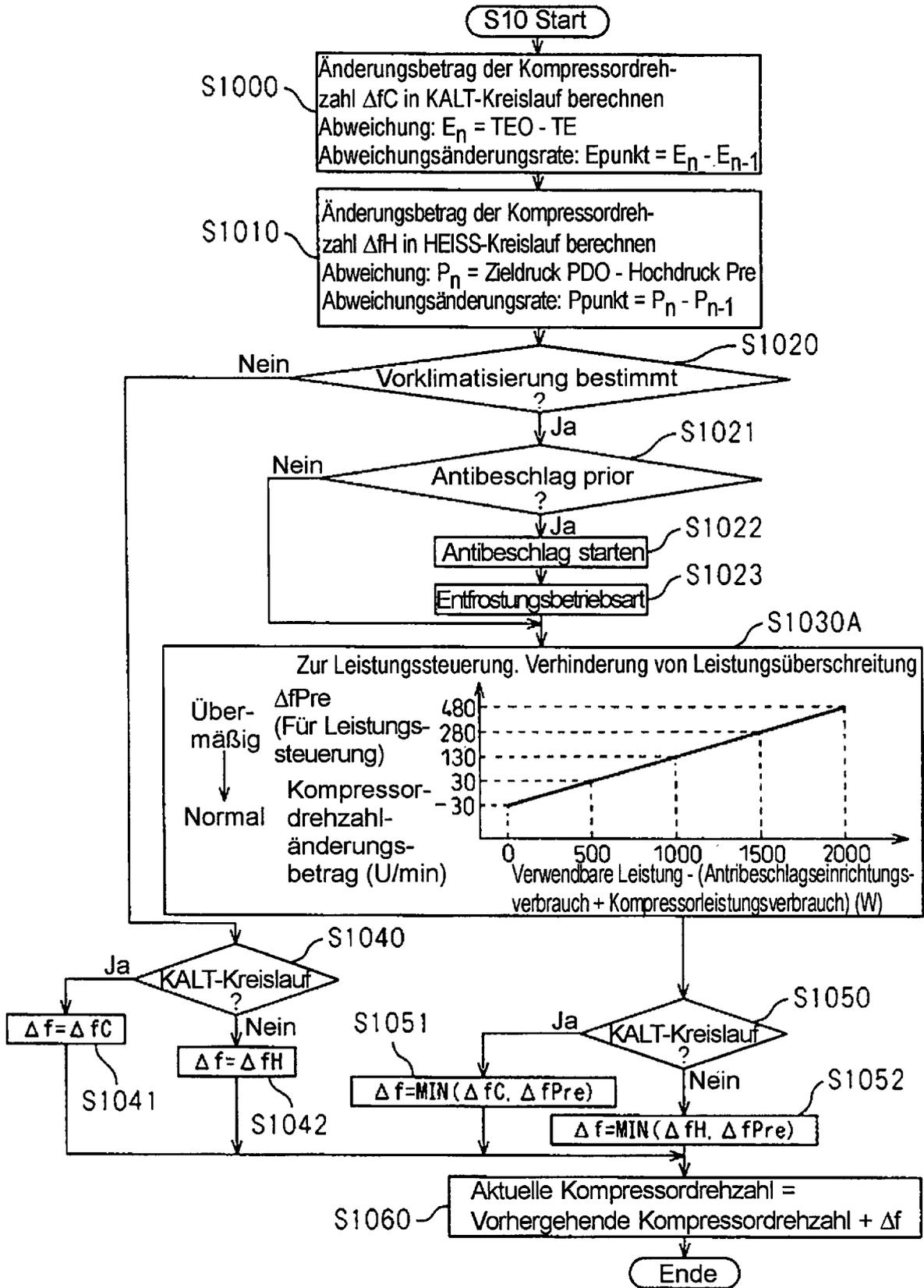


Fig.14

