

(19)



(11)

EP 3 961 129 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
02.03.2022 Patentblatt 2022/09

(21) Anmeldenummer: **21190743.1**

(22) Anmeldetag: **11.08.2021**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F25B 40/02 ^(2006.01) **F25B 25/00** ^(2006.01)
F25B 40/00 ^(2006.01) **F25B 41/20** ^(2021.01)
F25B 49/02 ^(2006.01)

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F25B 40/02; F25B 25/005; F25B 40/00;
F25B 41/20; F25B 49/02; F25B 2339/047;
F25B 2341/0011; F25B 2700/1933; F25B 2700/195;
F25B 2700/21151; F25B 2700/21152

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR
 Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
 Benannte Validierungsstaaten:
KH MA MD TN

(30) Priorität: **31.08.2020 DE 102020122713**

(71) Anmelder: **Bangheri, Andreas**
6230 Brixlegg (AT)

(72) Erfinder: **Bangheri, Andreas**
6230 Brixlegg (AT)

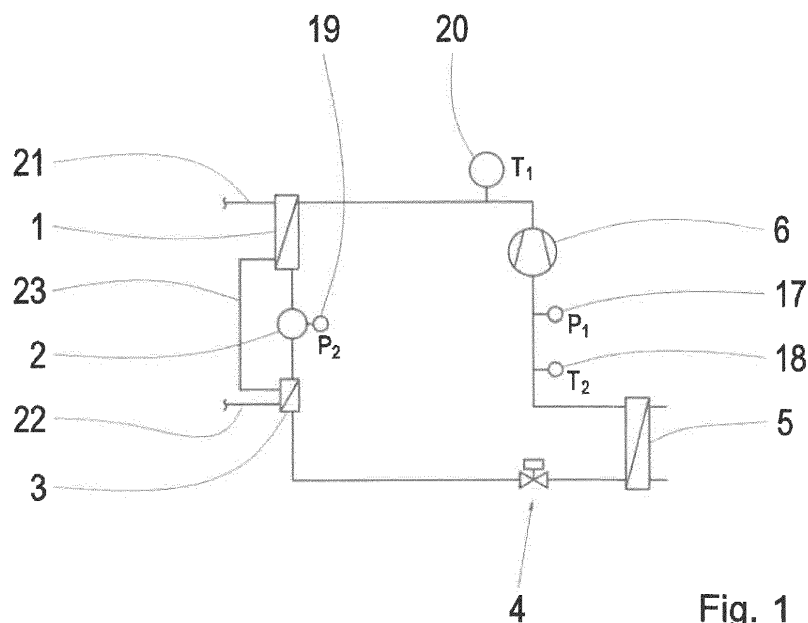
(74) Vertreter: **Schwan Schorer & Partner mbB**
Patentanwälte
Bauerstraße 22
80796 München (DE)

(54) WÄRMEPUMPE UND VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINER WÄRMEPUMPE

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft eine Wärmepumpe und ein Verfahren zum Betreiben einer Wärmepumpe.

Erfindungsgemäß wird in Abhängigkeit von einer Wärmequellentemperatur und einer benötigten Vorlauftemperatur ein Zielwert für eine optimierte Heißgasüberhitzung festgelegt. Die momentane Heißgasüberhitzung

wird aus der Differenz zwischen einer aus dem Druck (P₂) ermittelten Temperatur im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs und einer aus dem Druck (P₁) ermittelten Temperatur im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs ermittelt, und das Expansionsventil (4) so geregelt, dass sich die Heißgasüberhitzung dem Zielwert annähert.

**Fig. 1****EP 3 961 129 A1**

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Kompressionswärmepumpe oder eine Kältemaschine gemäß Anspruch 1 sowie ein Verfahren zum Betreiben einer solchen gemäß Anspruch 9.

[0002] Bei einer Kompressionswärmepumpe wird ein Kältemittel mittels eines mechanischen Kompressors (vorzugsweise mit einem Elektromotor angetrieben) komprimiert und durch einen Kreisprozess bewegt. Eine Kompressionswärmepumpe kann auch als Kältemaschine betrieben werden, im Folgenden wird aber meist zu Vereinfachung nur von "Kompressionswärmepumpe" oder auch nur "Wärmepumpe" gesprochen ohne dass dies als Beschränkung aufzufassen ist.

[0003] Eine Kompressionswärmepumpe gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1 weist einen Kältemittelkreislauf auf, der einen Verdampfer, einen Kompressor, einen Kondensator und ein regelbares Expansionsventil beinhaltet. Das regelbare Expansionsventil wird von einer Regeleinrichtung angesteuert. Ein erster Druckfühler ist vorgesehen zur Erfassung eines Drucks in einem Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs.

[0004] Eine gattungsgemäße Kompressionswärmepumpe ist aus der EP 0 866 291 B1 bekannt. Bei der in dieser Druckschrift offenbarten Kompressionswärmepumpe ist zur Regelung des Expansionsventil neben einem in einem ersten Bereich zwischen Verdichter und Kondensator angeordneten Temperaturfühler ein zweiter Fühler vorgesehen, der einen Druck erfasst, der ein direktes Maß für die den Kondensationsdruck und die Kondensationstemperatur darstellt. Unter einem direkten Maß für die Kondensationstemperatur wird im Folgenden verstanden, dass bei gegebener operativer Anordnung aus einem von einem Fühler erfassten Wert ohne Hinzuziehung von weiteren dem momentanen Zustand des Systems wiedergebenden Messgrößen zumindest annähernde Kondensationstemperatur ermittelt werden kann. In der EP 0 866 291 B1 wird daher ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Kompressionswärmepumpe offenbart, bei der eine Regelung des Expansionsventils anhand des Drucks bzw. der Temperatur im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs durchgeführt wird. Aus diesem Druck wird eine Kondensationstemperatur ermittelt, die zur Regelung der Wärmepumpe verwendet wird.

[0005] Die Funktion einer solchen gattungsgemäßen, bekannten Wärmepumpe wird im Folgenden kurz beschrieben und die verwendeten Begriffe erläutert. Der Hochdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs, der auch Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs genannt wird, ist der Bereich einer Kompressionswärmepumpe, in dem das Kältemittel (ein Kältemitteldampf oder ein Gemisch von flüssigem Kältemittel und Kältemitteldampf oder allgemein ein Kältemittelfluid) sich in einem Bereich zwischen dem Kompressor und dem Expansionsventil befindet, also in einem Bereich erhöhten Drucks. Die Bezeichnung "Heißgasabschnitt" folgt aus der erhöhten Temperatur des Kältemittels nach der Kompression durch den Kompressor. Unter einem Niederdruckabschnitt oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs ist hingegen der verbleibende Abschnitt des Kältemittelkreislaufs zu verstehen zwischen dem Expansionsventil und dem Kompressor, da hier nach der Expansion durch das Expansionsventil das Kältemittel unter reduziertem Druck und reduzierter Temperatur bewegt wird. Der Begriff "Sauggasabschnitt" resultiert aus der Tatsache, dass das Kältemittel, welches sich in diesem Abschnitt des Kältemittelkreislaufs befindet, vom Kompressor angesaugt und zum Hochdruck- bzw. Heißgasabschnitt hin komprimiert wird. Bei der Abkühlung im Kondensator wird Kondensationswärme dem Kältemittel durch die Wärmetauscherfunktion des Kondensators entzogen und einem Verbraucher zugeführt.

[0006] Nachteilig an bekannten Kompressionswärmepumpen und Verfahren zum Betreiben solcher Kompressionswärmepumpen ist die Tatsache, dass die Kompressionswärmepumpen nur bezüglich bestimmter Betriebspunkte optimiert geregelt werden. Bei einer Erdwärmepumpe, bei welcher ein Verdampfer in einer Tiefe von 30 cm unter Frostniveau, also typischerweise 1,20 m tief in der Erde positioniert wird, wird beispielsweise von einer Verdampfungstemperatur von 3°C ausgegangen. Bei einer Kompressionswärmepumpe mit einer Erdsonde, bei der typischerweise bis in eine Tiefe von 100 m gebohrt wird, kann beispielsweise von einer Verdampfungstemperatur von +5°C ausgegangen werden. Entsprechende Erdwärmepumpen weisen eine Solekreislauf auf, mittels dessen die Wärme aus dem Erdreich aufgenommen und in den Verdampfer an den Kältemittelkreislauf abgegeben wird, indem das expandierte Kältemittel verdampft wird.

[0007] Mit der Annahme einer konstanten Temperatur der Wärmequelle, die näherungsweise auch die Verdampfungstemperatur des Kältemittels darstellt, kann bei einer Abweichung von dieser angenommenen Temperatur die Effizienz der Kompressionswärmepumpe reduziert sein, da deren Regelung dann nicht nur optimal ist.

[0008] Auch eine jahreszeitlich bedingte Schwankung der Umgebungstemperatur führt dazu, dass bekannte Kompressionswärmepumpen oft nicht mehr optimal geregelt werden. Da bei kalten Außentemperaturen neben der Energie zur Bereitstellung von Warmwasser auch deutlich mehr Energie zur Heizung von Radiatoren oder einer Fußbodenheizung benötigt wird, wird eine vergleichsweise hohe Vorlauftemperatur benötigt, mit der Wasser vom Kondensator (von diesem im Wärmetausch mit dem Kältemittel aufgewärmt) einem Verbraucher zugeführt wird. Entsprechend benötigte Vorlauftemperaturen können daher in einem breiten Bereich von beispielsweise 25°C bis 65°C liegen (bei Verwednung von Radiatoren höher als bei einer Fußbodenheizung).

[0009] Noch größer ist die Problematik bei Luftwärmepumpen, bei welchen eine Umgebungsluft Wärme entzogen und dem Verbraucher zugeführt wird. Hier können bereits die Verdampfungstemperaturen jahreszeitlich bedingt in einem

Bereich von -30°C bis zu +25°C schwanken.

[0010] Die großen Bereiche von auftretenden Verdampfungstemperaturen (die näherungsweise der Temperatur der Wärmequelle entsprechen) und Kondensationstemperaturen (die näherungsweise der Vorlauftemperaturen entsprechen) führen dazu, dass bekannte Wärmepumpen, bei denen beispielsweise nur die Heißgas- oder Kondensationstemperatur zur Regelung der Kompressionswärmepumpe verwendet werden, vergleichsweise oft in Bereichen betrieben wird, indem sie keine gute Effizienz liefern. Es ist nicht gewährleistet, dass die Wärmepumpe bei unterschiedlichen Temperaturen und Drücken im Niederdruck und Hochdruckabschnitt mit bestmöglicher Effizienz betreiben wird.

[0011] Es ist daher die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Kompressionswärmepumpe und ein Verfahren zum Betreiben einer Kompressionswärmepumpe bereitzustellen, bei welcher die Effizienz verbessert wird. Es ist ferner Aufgabe der Erfindung, ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Kompressionswärmepumpe bereitzustellen, welches ebenfalls die Effizienz der Kompressionswärmepumpe erhöht.

[0012] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch eine Kompressionswärmepumpe gemäß dem Kennzeichen von Anspruch 1 sowie durch ein Verfahren zum Betreiben einer Kompressionswärmepumpe gemäß Anspruch 11.

[0013] Bei einer Kompressionswärmepumpe gemäß dem Kennzeichen von Anspruch 1 ist neben dem ersten Druckfühler zu Erfassung eines Drucks P2 in einem Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs als Maß für den Kondensationsdruck und der Kondensationstemperatur gemäß der Erfindung ein zweiter Druckfühler vorgesehen zum Erfassen eines Drucks P1 in einem Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs. Dieser Druck P1 stellt hier ein direktes Maß für den Verdampfungsdruck und die Verdampfungstemperatur dar.

[0014] Eine erfindungsgemäße Kompressionswärmepumpe bietet den Vorteil, dass von der Regeleinrichtung nicht nur der Druck P2 im Hochdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs, sondern auch dieser Druck P1 im Niederdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs berücksichtigt werden kann.

[0015] Bei einem erfindungsgemäßen Verfahren gemäß Anspruch 11 wird in Abhängigkeit von der Wärmequellen-temperatur oder der Verdampfungstemperatur und der benötigten Vorlauftemperatur oder der Kondensationstemperatur ein Zielwert für eine optimierte Heißgasüberhitzung festgelegt.

[0016] Anschließend kann die momentane Heißgasüberhitzung aus der Differenz zwischen einer aus dem Druck (P2) ermittelten Temperatur oder einer gemessenen Temperatur (T1) im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs und einer aus dem Druck (P1) ermittelten Temperatur oder einer gemessenen Temperatur (T2) im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs ermittelt werden (sie Temperaturen T1 und T2 können somit aus den Drücken P2 und P1 ermittelt oder mittels separater Temperatursensoren gemessen werden).

[0017] In einem dritten Schritt wird das Expansionsventil so geregelt, dass sich die Heißgasüberhitzung dem Zielwert annähert.

[0018] Im Rahmen der Erfindung wurde festgestellt, dass für verschiedene Außentemperaturen und verschiedene Vorlauftemperaturen jeweils eine Heißgasüberhitzung ermittelt werden kann, bei der die Effizienz einer Kompressionswärmepumpe optimal ist. Eine Abweichung von dieser Heißgasüberhitzung führt demnach zu einer schlechteren Effizienz.

[0019] Nachdem dieses erkannt wurde, wurde für verschiedene (simulierte) Außentemperaturen in einer Versuchswärmepumpe unterschiedliche Heißgasüberhitzungen eingestellt und die Effizienz der Wärmepumpe ermittelt. Unter der Heißgasüberhitzung ist dabei die Temperaturerhöhung zu verstehen welche durch die Kompression des Kältemittels entsteht, also die Temperaturdifferenz des Kältemittels vor und nach dem Kompressor. Bezüglich der Außentemperatur kann angenommen werden, dass diese näherungsweise auch der Verdampfungstemperatur des Kältemittels im Verdampfer entspricht. Diese Verdampfungstemperatur kann direkt durch einen Temperaturfühler gemessen oder über einen ermittelten Druck (Drucksensor) berechnet werden. Die Messung mit einem Temperatursensor ist zwar kostengünstiger, da Temperaturfühler kostengünstiger herzustellen und einzubauen sind als Druckfühler. Allerdings bieten Druckfühler den Vorteil, dass ihre Messungen weniger fehlerbehaftet sind. Insbesondere bei Temperaturfühlern ist es nämlich problematisch, dass der Wärmekontakt zum Kältemittel nicht immer so zuverlässig ist, dass präzise Messungen möglich sind.

[0020] Die Außentemperaturen können simuliert werden, indem am Verdampfer die entsprechende Temperatur durch ein Heiz- und/oder Kühlelement vorgegeben wird. Die Heißgasüberhitzung wurde variiert durch unterschiedliche Einstellungen des Expansionsventils die Heißgasüberhitzung. Für verschiedene Heißgasüberhitzungen wurde dann die Effizienz der Wärmepumpe ermittelt. Unter der Effizienz einer Wärmepumpe ist dabei das Verhältnis von gewonnener Wärmeenergie zu der der Wärmepumpe zugeführte Energie zu verstehen. Die der Wärmepumpe zugeführte Energie ist dabei im Wesentlichen die elektrische Energie, die dem Kompressor zugeführt werden muss, um den Kältemittelkreislauf aufrechtzuerhalten.

[0021] Im Folgenden wird anhand von zwei Tabellen dargestellt, wie die Effizienzsteigerung einer erfindungsgemäßen Wärmepumpe gegenüber bekannten Wärmepumpen erzielt wird.

[0022] In der Tabelle 1 ist die Effizienzsteigerung für verschiedene Heißgasüberhitzungen bei einer Außentemperatur von -7°C und einer Vorlauftemperatur von 35°C dargestellt. In der Tabelle 2 ist entsprechend die Effizienzsteigerung für eine Außentemperatur von 0°C in einer gewünschten Vorlauftemperatur von 30°C als Funktion von verschiedenen

Heißgasüberhitzungen dargestellt. Aus beiden Tabellen wird deutlich, dass es einen optimalen Arbeitspunkt für die Wärmepumpe gibt, bei der die Effizienzsteigerung maximal ist.

[0023] Dabei ist der optimale Arbeitspunkt auch von der Außentemperatur und der Vorlauftemperatur abhängig. Während bei einer Außentemperatur von -7°C die maximale Effizienz bei einer Heißgasüberhitzung von ca. 37 K liegt, wird bei einer Außentemperatur von 0°C hingegen ein optimaler Arbeitspunkt der Kompressionswärmepumpe bei einer Heißgasüberhitzung von ca. 22 K erreicht.

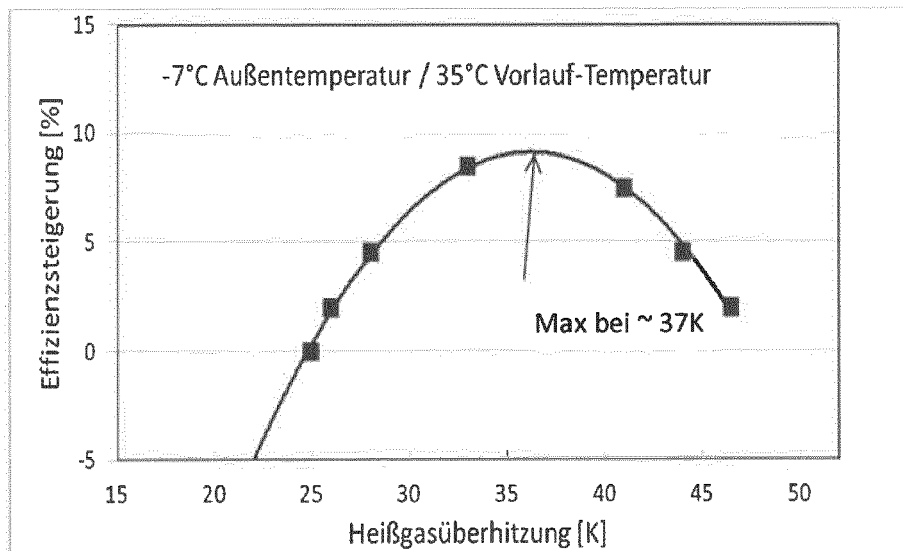


Tabelle 1.

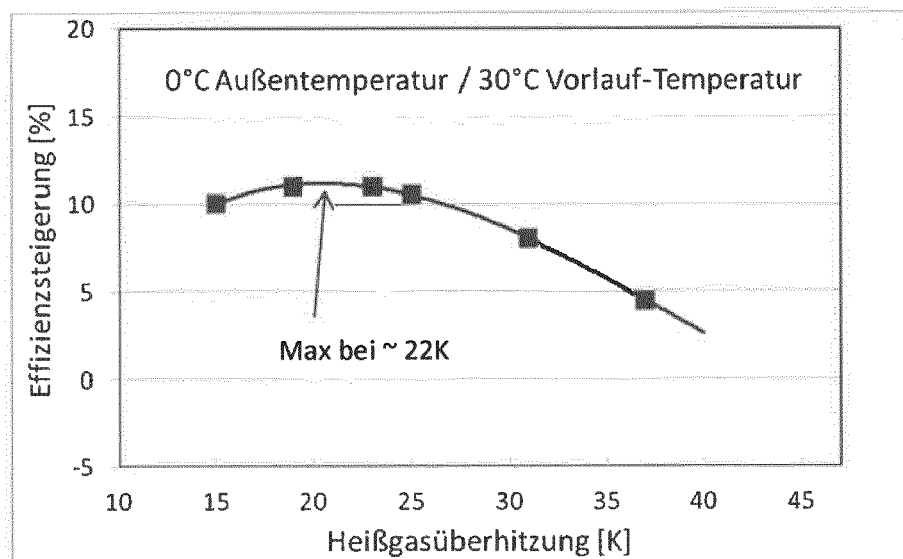


Tabelle 2.

[0024] Gerade diese Erkenntnis, nämlich die Tatsache, dass sich für verschiedene Außentemperaturen sowie für verschiedenen Vorlauftemperaturen eine maximale Effizienz der Kompressionswärmepumpe bei einer optimalen Heißgasüberhitzung ergibt ist bei der Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Kompressionswärmepumpe gemäß dem Kennzeichen von Anspruch 1 sowie bei dem erfindungsgemäßen Verfahren gemäß Anspruch 11 berücksichtigt.

[0025] Dadurch dass ein zweiter Druckfühler zur Erfassung des Drucks P1 im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt zusätzlich zu dem ersten Druckfühler zur Erfassung des Drucks P2 im Hochdruck- bzw. Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen wird, kann die Heißgasüberhitzung ermittelt werden und kann diese auch noch genauer ermittelt werden kann als bei der Verwendung von nur zwei reinen Temperatursensoren.

[0026] Beim erfindungsgemäßen Verfahren gemäß Anspruch 9 wird dementsprechend berücksichtigt, dass für eine

bestimmte Wärmequellentemperatur ein Zielwert für die optimierte Heißgasüberhitzung festgelegt, die Heißgasüberhitzung gemessen und das Expansionsventil so nachgeregelt wird, dass sich die Heißgasüberhitzung dem Zielwert annähert.

[0027] Bevorzugte Ausgestaltungen der erfindungsgemäß ergeben sich aus den Unteransprüchen.

[0028] Vorzugsweise ist der zweite Druckfühler zwischen dem Verdampfer und dem Kompressor angeordnet.

[0029] Ein Temperaturfühler zur Erfassung einer Temperatur T2 kann im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen sein, und zwar insbesondere zwischen dem Verdampfer und dem Kompressor.

[0030] Vorzugsweise ist ferner der erste Druckfühler zwischen dem Kondensator und dem Expansionsventil, besonders bevorzugt zwischen dem Kondensator und einem Unterkühler angeordnet.

[0031] Bei einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist der erste Druckfühler an einem Kältemittelsammler angeordnet.

[0032] Ein weiterer Temperaturfühler kann zur Erfassung einer Temperatur T1 im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen und vorzugsweise zwischen dem Kompressor und dem Kondensator angeordnet sein. Vorzugsweise ist der erste Druckfühler an einem Kältemittelsammler angeordnet. Besonders bevorzugt ist eine Variante mit einem ein Überhitzungswärmetauscher zwischen dem Kondensator oder einem stromabwärts vom Kondensator angeordneten Unterkühler und dem Expansionsventil zum Wärmeaustausch zwischen dem zum Verdampfer hin strömenden und von diesem zum Kompressor weg strömenden Kältemittel.

[0033] Bei der Kompressionswärmepumpe kann es sich insbesondere um eine Luftwärmepumpe handeln, die Wärme einer Umgebungsluft entzieht und einem Verbraucher zuführt.

[0034] Bei einem erfindungsgemäßen Verfahren zum Betreiben einer Kompressionswärmepumpe oder einer Kompressionskältemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche wird

i. In Abhängigkeit von der Wärmequellentemperatur oder der Verdampfungstemperatur und der benötigten Vorlauftemperatur oder der Kondensationstemperatur ein Zielwert für eine optimierte Heißgasüberhitzung festgelegt,

ii. die momentane Heißgasüberhitzung aus der Differenz zwischen einer aus dem Druck (P2) ermittelten Temperatur oder einer gemessenen Temperatur (T1) im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs und einer aus dem Druck (P1) ermittelten Temperatur oder einer gemessenen Temperatur (T2) im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs ermittelt,

iii. das Expansionsventil (4) so geregelt wird, dass sich die Heißgasüberhitzung dem Zielwert annähert.

[0035] Insbesondere kann vorgesehen sein, dass:

i. bei einer im Vergleich zum Zielwert zu geringen Heißgasüberhitzung das Expansionsventil (4) weiter geschlossen wird,

ii. bei einer im Vergleich zum Zielwert zu großen Heißgasüberhitzung das Expansionsventil (4) weiter geöffnet wird.

[0036] Vorzugsweise stellt der Zielwert der Wert einer optimierten Effizienz der Kompressionswärmepumpe dar.

[0037] Bei einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung sind für verschiedene Wärmequellentemperaturen und / oder für verschiedene Vorlauftemperaturen jeweils festgelegte Zielwerte in Tabellenform in einer Regelungseinrichtung der Kompressionswärmepumpe hinterlegt.

[0038] Vorzugsweise werden die Zielwerte für verschiedene Wärmequellentemperaturen und / oder für verschiedene Vorlauftemperaturen vor der Hinterlegung in Tabellenform aus Messungen der Effizienz der Wärmepumpe als Funktion der Heißgasüberhitzung bei den verschiedenen Wärmequellentemperaturen ermittelt.

[0039] Ein Zielwert für eine Wärmequellentemperatur kann aus Messungen der Effizienz ermittelt werden, bei denen die Heißgasüberhitzung in Schritten von 5K bis 15K über einen Bereich von einer minimalen Heißgasüberhitzung von 10K bis 30K bis zu einer maximalen Heißgasüberhitzung von 35K bis 80K gemessen wird, und die Heißgasüberhitzung mit maximaler Effizienz als Zielwert für diese Wärmequellentemperatur hinterlegt wird.

[0040] Als Wärmequellentemperatur kann näherungsweise die aus dem Druck (P1) ermittelte oder die gemessene der Temperatur (T2) im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs verwendet werden.

[0041] Vorzugsweise wird für eine Wärmequellentemperatur in einem Bereich von -10°C bis -5°C ein Zielwert für die Heißgasüberhitzung in einem Bereich von 32K bis 42K, vorzugsweise von 35K bis 40K festgelegt wird.

[0042] Für eine Wärmequellentemperatur in einem Bereich von -5°C bis +5°C kann ein Zielwert für die Heißgasüberhitzung in einem Bereich von 17K bis 27K, vorzugsweise von 19K bis 25K festgelegt werden.

[0043] Im Folgenden wird die Erfindung anhand der Figuren 1 bis 3 beispielhaft näher erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Kompressionswärmepumpe;

Fig. 2 eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Kompressionswärmepumpe; und

5 Fig. 3 eine dritte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Kompressionswärmepumpe.

[0044] Fig. 1 zeigt eine erfindungsgemäße Kompressionswärmepumpe in einer schematischen Darstellung. Ein Kältemittelfluid, also ein Dampf oder eine Flüssigkeit oder ein Dampf/Flüssigkeits-Gemisch eines Fluids wird mittels der dargestellten Kompressionswärmepumpe durch einen Kreisprozess geführt. Hierbei wird das Kältemittel mittels eines Kompressors 6 komprimiert, und dadurch seine Temperatur und sein Druck erhöht. Stromabwärts des Kompressors ist daher ein Hochdruckabschnitt oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs ausgebildet. Ein Temperaturfühler 20 ist in diesem Hochdruckabschnitt vorgesehen, um die Temperatur T1 des komprimierten Kältemittels zu messen.

[0045] Stromabwärts vom Kompressor 6 wird anschließend das Kältemittel in einen Kondensator 1 geleitet, der einen Wärmetauscher darstellt, und dazu dient, das komprimierte, dampfförmige Kältemittel zu kondensieren. Kondensationswärme wird dabei dem Kältemittel entzogen und einem nicht näher dargestellten Verbraucher über einen teilweise dargestellten Verbraucherkreislauf 23 mit einem Vorlauf 21 und einem Rücklauf 23 zugeführt.

[0046] Stromabwärts vom Kondensator 1 ist ein Kältemittelsammler 2 angeordnet, welcher Kältemittel zwischenspeichert. Der Kältemittelsammler 2 dient damit als Puffer für das Kältemittel. Über einen ersten Druckfühler 19 wird der Druck P2 des Kältemittels im Kältemittelsammler 2 bestimmt. Dieser Druck P2 entspricht auch dem Kondensationsdruck des Kältemittels im Kondensator 1 und spiegelt ferner die Kondensationstemperatur im Kondensator 1 wieder, was bedeutet, dass die Kondensationstemperatur im Kondensator 1 aus dem Druck P2 berechnet werden kann.

[0047] Stromabwärts vom Kältemittelsammler 2 ist ein Unterkühler 3 angeordnet, durch den aus dem Kältemittelsammler 2 austretendes Kältemittel hindurch zu einem Expansionsventil 4 strömt. Durch den Unterkühler 3, der als Wärmetauscher ausgebildet ist, ist der Rücklauf 22 geführt, der in Gegenrichtung durch den Unterkühler 3 zum Kondensator 1 hin strömt. Die Kombination von Kältemittelsammler 2 und Unterkühler 3 verbessert die Kälteleistung der Wärmepumpe, erhöht also die Wärme, die die Wärmepumpe zum Verbraucher hin transportieren kann. Der Unterkühler 3 dient dabei einer Vorwärmung des Verbraucherkreislaufs 23. Andererseits führt durch weitere Wärmeabgabe des Kältemittels der Unterkühler 3 auch dazu, dass weniger gasförmiges Kältemittel am Expansionsventil 4 ankommt.

[0048] Mittels des Expansionsventils 4 wird das Kältemittel expandiert und somit abgekühlt. Das geregelte Expansionsventil 4 wird dabei von einer nicht näher dargestellten Regeleinrichtung angesteuert.

[0049] Nach der Expansion im Expansionsventil 4 wird das immer noch flüssige Kältemittel einem Verdampfer 5 zugeführt, der als Wärmetauscher ausgebildet ist und in Wärmekontakt mit einer Wärmequelle steht, beispielsweise mit der Umgebungsluft oder mit dem Erdreich. Durch die Wärmeaufnahme verdampft das Kältemittel bzw. verdampfen verbleibende flüssige Anteile des Kältemittels und das Kältemittel wird aus dem Verdampfer 5 heraus dem Kompressor 6 zugeführt, wodurch der Kältemittelkreislauf geschlossen wird.

[0050] Zwischen dem Verdampfer 5 und dem Kompressor 6 ist ein zweiter Druckfühler 17 angeordnet zur Erfassung eines Drucks P1 im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs, wobei der Druck P1 dem Verdampfungsdruck im Verdampfer 5 entspricht und in eine entsprechende Verdampfungstemperatur umgerechnet werden kann. Ein weiterer optionaler Temperaturfühler 18 ist zur direkten Erfassung der Temperatur T2 Niederdruckabschnitt vorgesehen.

[0051] Mit Hilfe der verschiedenen Sensoren oder Fühler der Wärmepumpe kann das weiter oben bereits erläuterte erfindungsgemäße Verfahren zum Betreiben einer solchen Kompressionswärmepumpe durchgeführt werden.

[0052] Zunächst wird die Verdampfungstemperatur ermittelt oder (als Näherung dieser) die Temperatur T2 im Niederdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs. Dies kann entweder über den Temperaturfühler 18 erfolgen oder alternativ und insbesondere genauer mittels des zweiten Druckfühlers 17 über die Erfassung des Drucks P1 im Niederdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs und die Ermittlung der Temperatur, welche der Temperatur des Kältemittels bei diesem Druck P1 entspricht.

[0053] In Abhängigkeit von dieser Wärmequellentemperatur wird eine optimierte Heißgasüberhitzung festgelegt, indem aus Effizienzkurven, wie in den Tabellen 1 und 2 dargestellt, die jeweilige Heißgasüberhitzung mit maximaler Effizienz bestimmt wird. Die tatsächliche momentane Heißgasüberhitzung wird dann aus der Differenz zwischen der dem Druck P2 entsprechende Temperatur (oder der gemessenen Temperatur T1) im Hochdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs und der dem Druck P1 entsprechenden Temperatur (oder der gemessenen Temperatur T2) im Niederdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs ermittelt. Das Expansionsventil 4 wird dann so geregelt, dass sich die Heißgasüberhitzung dem Zielwert nähert, wobei bei einer im Vergleich zum Zielwert zu geringen Heißgasüberhitzung das Expansionsventil 4 weiter geschlossen wird und bei einem Vergleich zum Zielwert zu großen Heißgasüberhitzung das Expansionsventil weiter geöffnet wird.

[0054] Wie bereits erläutert, bietet die Verwendung von Druckfühlern 17 und 19 zur Regelung Vorteile gegenüber der Nutzung der Temperaturfühler 18 und 20, da die thermische Ankopplung eines Temperaturfühlers an den Kältemittel-

kreislauf problematisch ist als die Anbindung eines Druckfühlers. Es hat sich herausgestellt, dass die Verwendung von Druckfühlern insbesondere langzeitstabiler ist. Allerdings kann es zum Betreiben eines erfindungsgemäßen Verfahrens auch zumindest in bestimmten Verfahrensabschnitten vorteilhaft sein, die Regelung des Expansionsventils 4 auf den Temperaturfühler 18 zurückzugreifen, um die Temperatur T2 zu bestimmen anstatt diese Temperatur anhand des Drucksensors 17 (Druck P1) zu ermitteln. Insbesondere in einer Anlaufphase der Wärmepumpe bildet sich in dieser Startphase noch kein stabiler Druck P1 aus, der für die beschriebene Regelung verwendet werden kann. Daher kann es in einer Anlaufphase der Kompressionswärmepumpe sinnvoll sein, zunächst die Daten des Temperaturfühlers 18 (und gegebenenfalls auch aus dem Temperaturfühler 20) zur Ermittlung der Heißgasüberhitzung zu verwenden und erst nach Ablauf dieser Startphase, also beispielsweise nach 60 Sekunden, auf die Druckdaten des Druckfühlers 17 (und gegebenenfalls auch des Druckfühlers 19) zur Regelung zurückzugreifen.

[0055] In der Figur 2 ist eine alternative Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Kompressionswärmepumpe abgebildet. Die bereits anhand des Ausführungsbeispiels der Figur 1 erläuterten Elemente der Kompressionswärmepumpe und auch die dort behandelten Verfahrensschritte werden analog auch bei der Ausführungsform der Figur 2 verwendet. Im Unterschied zu der Ausführungsform der Figur 1 ist hier allerdings noch ein weiterer Wärmetauscher vorgesehen in Form des Überhitzungswärmetauschers 9 für das Kältemittel. Vom Unterkühler 3 weg fließt hier das komprimierte und verflüssigte Kältemittel aus dem Unterkühler 3 durch den Überhitzungswärmetauscher 9 und dann weiter zum Expansionsventil 4. Vom Verdampfer 5 fließt das Kältemittel in der Ausführungsform der Figur 2 ebenfalls auf den Weg zum Kompressor 6 durch den Überhitzungswärmetauscher 9 und steht so im Wärmeaustausch mit dem zum Expansionsventil 4 zuströmenden Kältemittel.

[0056] Aufgrund des für ein Kältemittel typischerweise sehr niedrigen Siedepunktes reichen zum Verdampfen bereits Minusgrade aus. Dabei ist es jedoch sehr wichtig, dass der Kältemitteldampf nach dem Verlassen des Verdampfers 5 über seine Verdampfungstemperatur hinaus erhitzt wird (Überhitzung bzw. Sauggasüberhitzung), damit kein flüssiges Kältemittel in den Kompressor 6 gelangen kann. Andernfalls könnten sogenannte Flüssigkeitsschläge den Kompressor 6 beschädigen. Demgegenüber wird das Kältemittel nach dem Kondensator 1 und nach dem Unterkühler 3 vor dem Expansionsventil 4 unter die Verflüssigungstemperatur abgekühlt (Unterkühlung), um eine Dampfblasenbildung zu vermeiden, die die Funktion des Expansionsventils 4 beeinträchtigen und damit die Leistung des Kreisprozesses der Wärmepumpe reduzieren könnte.

[0057] Figur 3 zeigt eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Wärmepumpe. Gegenüber den Ausführungsformen der Figuren 1 und 2 ist die Wärmepumpe der Figur 3 um weitere Elemente ergänzt. Gleiche Elemente wie in den Fig. 1 und 2 sind mit denselben Bezugszeichen versehen. Bei der Ausführungsform der Figur 3 wird das Kältemittel nach der Verdichtung durch den Kompressor 6 zunächst zu einem Vierwege-Umschaltventil 16 geführt und in einer ersten Stellung des Vierwege-Umschaltventils 16 zum Kondensator 1 und weiter weiter durch ein Rückschlagventil 13 zum Kältemittelsammler 2. Nach dem Kältemittelsammler 2 wird das Kältemittel weiter durch einen Unterkühler 3 zu einem Überhitzungswärmetauscher 9 sowie durch das Expansionsventil 4 in den Verdampfer 5 geführt. Vom Verdampfer 5 wird das Kältemittel wiederum durch das Vierwege-Umschaltventil 16 dem Kompressor 6 zugeführt. Auf dieser Strecke ist zwischen dem Vierwege-Umschaltventil 16 zum Kompressor 6 hin noch ein Gas/Flüssigkeitsseparator 8 angeordnet, den das Kältemittel durchströmt bevor es durch den Überhitzungswärmetauscher 9 in einen Flüssigkeitsabscheider 11 geführt wird. Der Flüssigkeitsabscheider 11 verhindert, dass flüssige Anteile des Kältemittels in den Kompressor 6 gelangen. Entsprechende flüssige Anteile können im Flüssigkeitsabsorber 11 sukzessive verdampft werden.

[0058] In dieser bisher erläuterten ersten Stellung des Vierwege-Umschaltventils entspricht der Kreislauf des Kältemittels somit im Wesentlichen dem der Ausführungsform der Figur 2 und stellt damit einen regulären Wärmepumpenbetrieb dar.

[0059] Alternativ kann das Vierwege-Umschaltventil 16 auch in eine zweite Stellung gebracht werden, in welcher der Kältemittelkreislauf umgekehrt wird. In dieser Kreisumkehrung wird der Verdampfer 5 zum Kondensator und der Kondensator 1 zum Verdampfer. Zur Unterscheidung dieser Strömungsrichtung sind in der Fig. 3 Richtungspfeile für die Strömungsrichtung im Wärmepumpenbetrieb angedeutet und Richtungspfeile in Klammern für den Betrieb mit Kreisumkehr.

[0060] Mit dieser Kreisumkehr kann die Wärmepumpe zu einem Klimagerät umgewandelt werden, mittels dessen der am Vorlauf 21 und am Rücklauf 22 angekuppelte Verbraucher gekühlt, statt geheizt werden kann. Ein weiterer Anwendungsfall einer solchen Kreisumkehr kann die Bereitstellung einer effizienten Abtauung der Anlage sein. Insbesondere bei einer Luftwärmepumpe kann bei tiefen Außentemperaturen eine Vereisung im Bereich des Verdampfers 5 auftreten, welche die Effizienz der Wärmepumpe signifikant reduziert. Auch hier kann eine Kreisumkehr des Kältemittelkreislaufs eingeschaltet werden, um eine Abtauung des Verdampfers 5 zu erzielen.

[0061] Zum Umkehr des Kältemittelkreislaufs wird folglich das Vierwege-Umschaltventil 16 in eine zweite Stellung gebracht, mit der der Kältemittelstrom nicht vom Verdampfer 5 zum Kondensator hingeführt wird, sondern umgekehrt vom Kondensator zum Verdampfer 5. Während der Kältemittelstrom auf diesem ersten Weg durch das Vierwege-Umschaltventil 16 somit in diese Betriebsart umgekehrt ist, bleibt der Kältemittelstrom auf dem zweiten Weg durch das Vierwege-Umschaltventil 16 vom Kompressor 6 in Richtung des Überhitzungswärmetauschers 9 gegenüber dem regu-

lären Wärmepumpenbetrieb unverändert.

[0062] Wie bereits erläutert, wird das Kältemittel vom Verdampfer 5 im Abtau- oder Klimamodus mit umgekehrtem Kreislauf weiter in Richtung Kondensator 1 geführt. Dabei wird das Kältemittel durch ein Rückschlagventil 15 geführt in einem zusätzlichen Abschnitt des Kältemittelkreislaufs, der parallel zu dem Abschnitt mit dem Expansionsventil 4, durch welches das Kältemittel im Wärmepumpenbetrieb strömt. Nach der Durchströmung des Rückschlagventils 15 zum Kondensator 1 durchläuft das Kältemittel noch ein Expansionsventil 12, welches nur in diesem Abtau-/Kühlmodus vom Kältemittel durchströmt wird, bevor es den Kondensator 1 durchströmt und anschließend auf eine im Vergleich zum Wärmepumpenbetrieb entgegengesetzte Richtung durch die Rohrleitung zwischen Kondensator und Vierwege-Umschaltventil 16 zum Vierwege-Umschaltventil 16 geführt wird.

[0063] Neben dieser zusätzlichen Option einer möglichen Kreisumkehr für einen Abtau- oder Kühlungs-/Klimamodus ist bei der Ausführungsform der Figur 3 gegenüber der Figur 2 noch ein weiterer zusätzlicher Leitungsabschnitt eingefügt, der einen Ejektor 10 aufweist. Die Leitung vom Überhitzungswärmetauscher 9 zum Verdampfer 5 hin verzweigt sich hier vor dem Expansionsventil 4 in eine parallele Leitung, in der zunächst ein Expansionsventil Ejektor 7 eingefügt ist, auf welches stromabwärts der eigentliche Ejektor 10 folgt und weiter stromabwärts ein weiteres Rückschlagventil 14 bevor die parallelen Leitungen der beiden Expansionsventilen 4 und 7 wieder zusammengeführt werden. Der Ejektor 10 weist drei Anschlüsse auf, wobei einer dem Expansionsventil Ejektor 7 zugeordnet ist und ein weiterer dem Rückschlagventil 14, sodass durch diese beiden Anschlüsse die zu der Rohrleitung mit dem Expansionsventil 4 parallele Strömung von Kältemittel geführt ist. Ein dritter Anschluss verbindet den Ejektor 10 mit dem Gas-Flüssigkeits-Separator 8. Wie in der Figur 3 schematisch angedeutet, ist der Einlass des Abschnitts vom Gas-Flüssigkeits-Separator 8 zum Ejektor 10 hin tatsächlich senkrecht zur Durchströmungsrichtung durch den Ejektor vom Expansionsventil 7 zum Rückschlagventil 14 hin ausgerichtet.

[0064] Der Ejektor 10 dient folgendermaßen der Effizienzsteigerung der Wärmepumpe. Der Ejektor 10 nutzt die im Kältemittel stromabwärts vom Kondensator 1 vorhandene Expansionsarbeit aus, um einen Teilmassenstrom anzusaugen und auf ein höheres Niveau zu fördern. Die Ansaugung findet über den dritten Anschluss statt, mit welchem der Ejektor 10 mit dem Gas-Flüssigkeits-Separator 8 in Verbindung steht. Nach dem Venturi-Prinzip sorgt die Durchströmung des Ejektors 10 durch das gasförmige Kältemittel, welches vom Expansionsventil Ejektor 7 in den Ejektor eingeleitet wird, zu einer Ansaugung von gasförmigem Kältemittel aus dem Gas-Flüssigkeits-Separator 8. Daher wird Kältemittel aus dem Niederdruckabschnitt des Kältemittelkreislaufs unter Umgehung des Kompressors 6 auf ein höheres Druckniveau angehoben, wodurch der Kompressor 6 entlastet wird und weniger elektrische Energie dem Kompressor 6 zugefügt werden muss. Daraus folgt eine verbesserte Effizienz der Wärmepumpe, also eine Reduzierung der investierten elektrischen Energie zur Gewinnung einer festgelegten Wärmeenergie.

Bezugszeichenliste

[0065]

- 1 Kondensator
- 2 Kältemittelsammler
- 3 Unterkühler
- 4 Expansionsventil
- 5 Verdampfer
- 6 Kompressor
- 7 Expansionsventil Ejektor
- 8 Gas - Flüssigkeits- Separator
- 10 Ejektor
- 11 Flüssigkeitsabscheider
- 12 Expansionsventil Abtauung / Kühlung
- 13 Rückschlagventil
- 14 Rückschlagventil
- 15 Rückschlagventil
- 16 Vierwege - Umschaltventil
- 17 Druckfühler Niederdruckabschnitt
- 18 Temperaturfühler Niederdruckabschnitt
- 19 Druckfühler Hochdruckabschnitt
- 20 Temperaturfühler Hochdruckabschnitt
- 21 Vorlauf
- 22 Rücklauf
- 23 Verbraucherkreislauf

24 Rückschlagventil

Patentansprüche

1. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine mit einem Kältemittelkreislauf, der einen Verdampfer (5), einen Kompressor (6), einen Kondensator (1) und ein regelbares Expansionsventil (4) beinhaltet, welches von einer Regeleinrichtung angesteuert wird, wobei ein erster Druckfühler (19) zur Erfassung eines Drucks P2 in einem Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen ist;
dadurch gekennzeichnet, dass:
 ein zweiter Druckfühler (17) zur Erfassung eines Drucks P1 in einem Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen ist.
2. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Druckfühler (17) zwischen dem Verdampfer (5) und dem Kompressor (6) angeordnet ist.
3. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Temperaturfühler (18) zur Erfassung einer Temperatur T2 im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen ist.
4. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Temperaturfühler (18) zwischen dem Verdampfer (5) und dem Kompressor (6) angeordnet ist.
5. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Druckfühler (19) zwischen dem Kondensator (1) und dem Expansionsventil (4), vorzugsweise zwischen dem Kondensator und einem Unterkühler (3) angeordnet ist.
6. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Druckfühler (19) an einem Kältemittelsammler (2) angeordnet ist.
7. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein weiterer Temperaturfühler (20) zur Erfassung einer Temperatur T1 im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs vorgesehen ist, welcher vorzugsweise zwischen dem Kompressor (6) und dem Kondensator (1) angeordnet ist.
8. Kompressionswärmepumpe oder Kompressionskältemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Überhitzungswärmetauscher (9) zwischen dem Kondensator (1) oder einem stromabwärts vom Kondensator (1) angeordneten Unterkühler (3) und dem Expansionsventil (4) vorgesehen ist zum Wärmeaustausch zwischen dem zum Verdampfer (5) hin strömenden und von diesem zum Kompressor (6) weg strömenden Kältemittel.
9. Verfahren zum Betreiben einer Kompressionswärmepumpe oder einer Kompressionskältemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass**
 - iv. In Abhängigkeit von der Wärmequellentemperatur oder der Verdampfungstemperatur und der benötigten Vorlauftemperatur oder der Kondensationstemperatur ein Zielwert für eine optimierte Heißgasüberhitzung festgelegt wird,
 - v. die momentane Heißgasüberhitzung aus der Differenz zwischen einer aus dem Druck (P2) ermittelten Temperatur oder einer gemessenen Temperatur (T1) im Hochdruck- oder Heißgasabschnitt des Kältemittelkreislaufs und einer aus dem Druck (P1) ermittelten Temperatur oder einer gemessenen Temperatur (T2) im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs ermittelt wird,
 - vi. das Expansionsventil (4) so geregelt wird, dass sich die Heißgasüberhitzung dem Zielwert annähert.
10. Verfahren nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass**
 - iii. bei einer im Vergleich zum Zielwert zu geringen Heißgasüberhitzung das Expansionsventil (4) weiter geschlossen wird,
 - iv. bei einer im Vergleich zum Zielwert zu großen Heißgasüberhitzung das Expansionsventil (4) weiter geöffnet

wird.

11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zielwert der Wert einer optimierten Effizienz der Kompressionswärmepumpe darstellt.
12. Verfahren nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** für verschiedene Wärmequellentemperaturen und / oder verschiedene Vorlauftemperaturen jeweils festgelegte Zielwerte in Tabellenform in einer Regelungseinrichtung der Kompressionswärmepumpe hinterlegt sind.
13. Verfahren nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** Zielwerte für verschiedene Wärmequellentemperaturen und / oder verschiedene Vorlauftemperaturen vor der Hinterlegung in Tabellenform aus Messungen der Effizienz der Wärmepumpe als Funktion der Heißgasüberhitzung bei den verschiedenen Wärmequellentemperaturen ermittelt werden.
14. Verfahren nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Zielwert für eine Wärmequellentemperatur aus Messungen der Effizienz ermittelt wird, bei denen die Heißgasüberhitzung in Schritten von 5K bis 15K über einen Bereich von einer minimalen Heißgasüberhitzung von 10K bis 30K bis zu einer maximalen Heißgasüberhitzung von 35K bis 80K gemessen wird, und die Heißgasüberhitzung mit maximaler Effizienz als Zielwert für diese Wärmequellentemperatur hinterlegt wird.
15. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche 11 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Wärmequellentemperatur näherungsweise die aus dem Druck (P1) ermittelte oder die gemessene der Temperatur (T2) im Niederdruck- oder Sauggasabschnitt des Kältemittelkreislaufs verwendet wird.

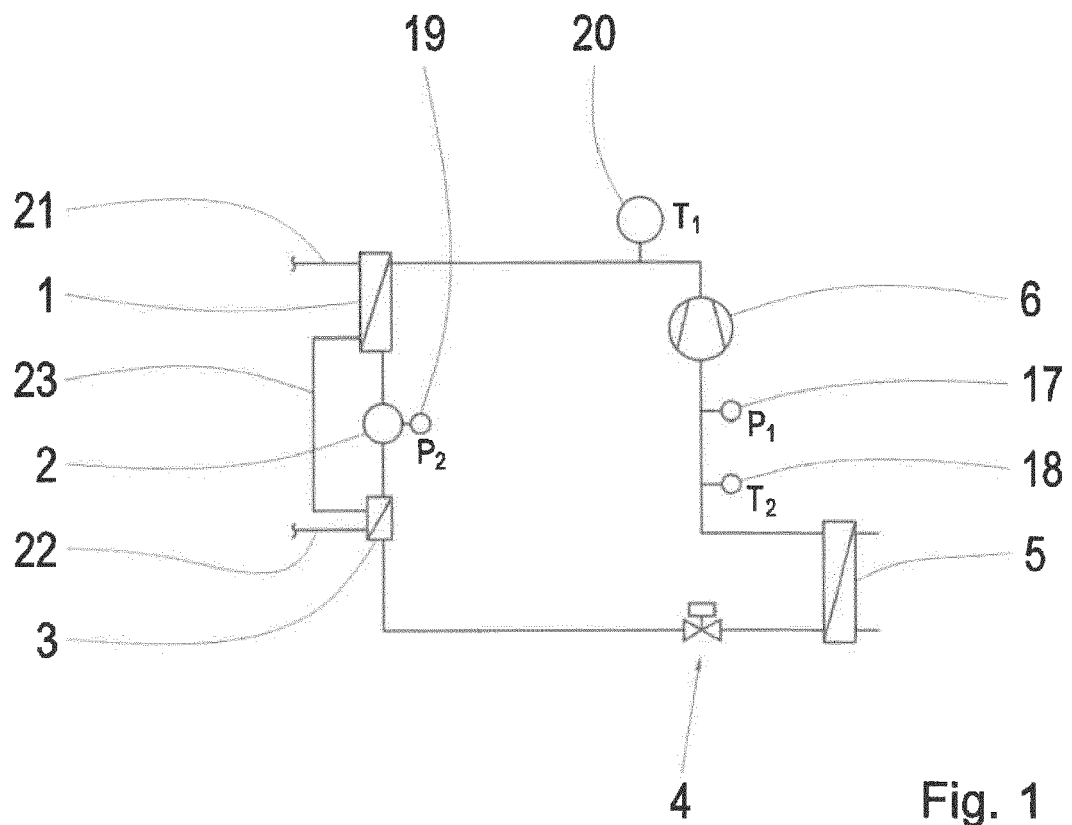


Fig. 1

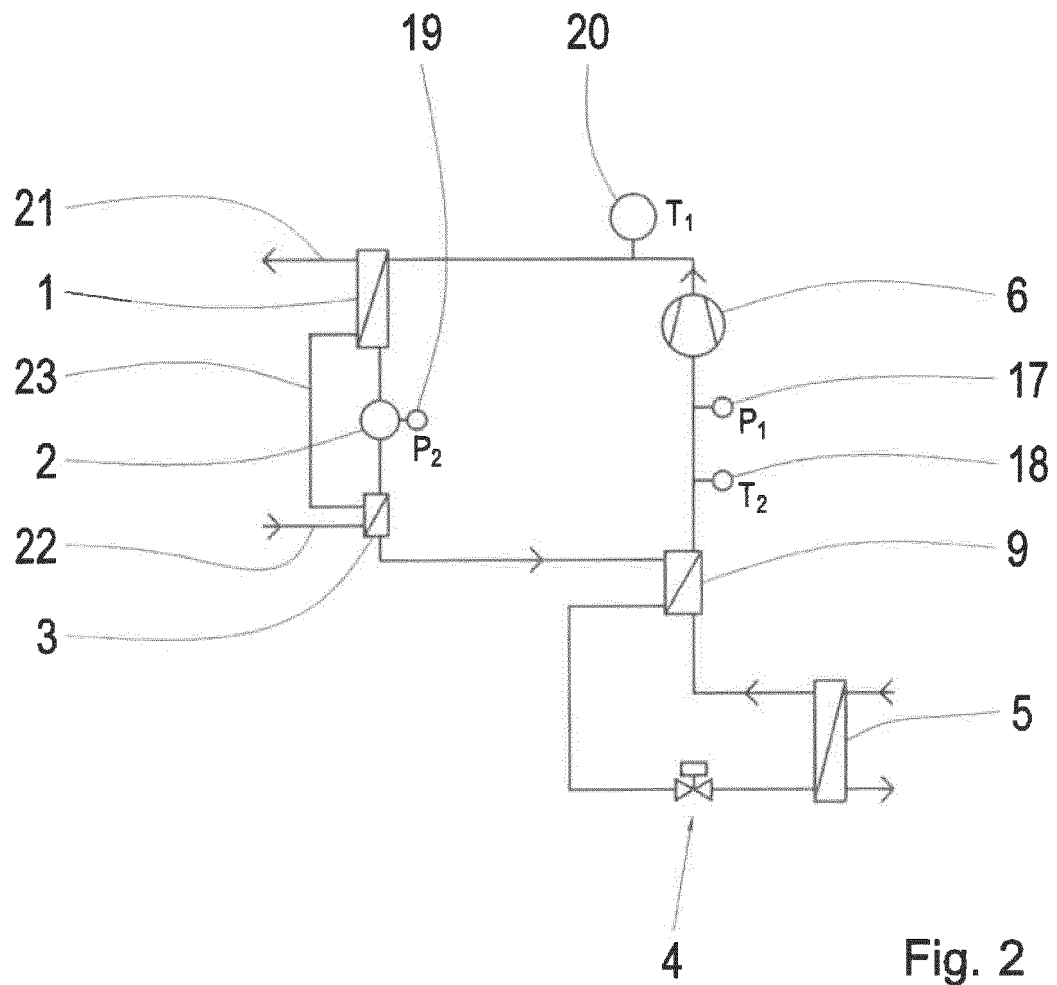
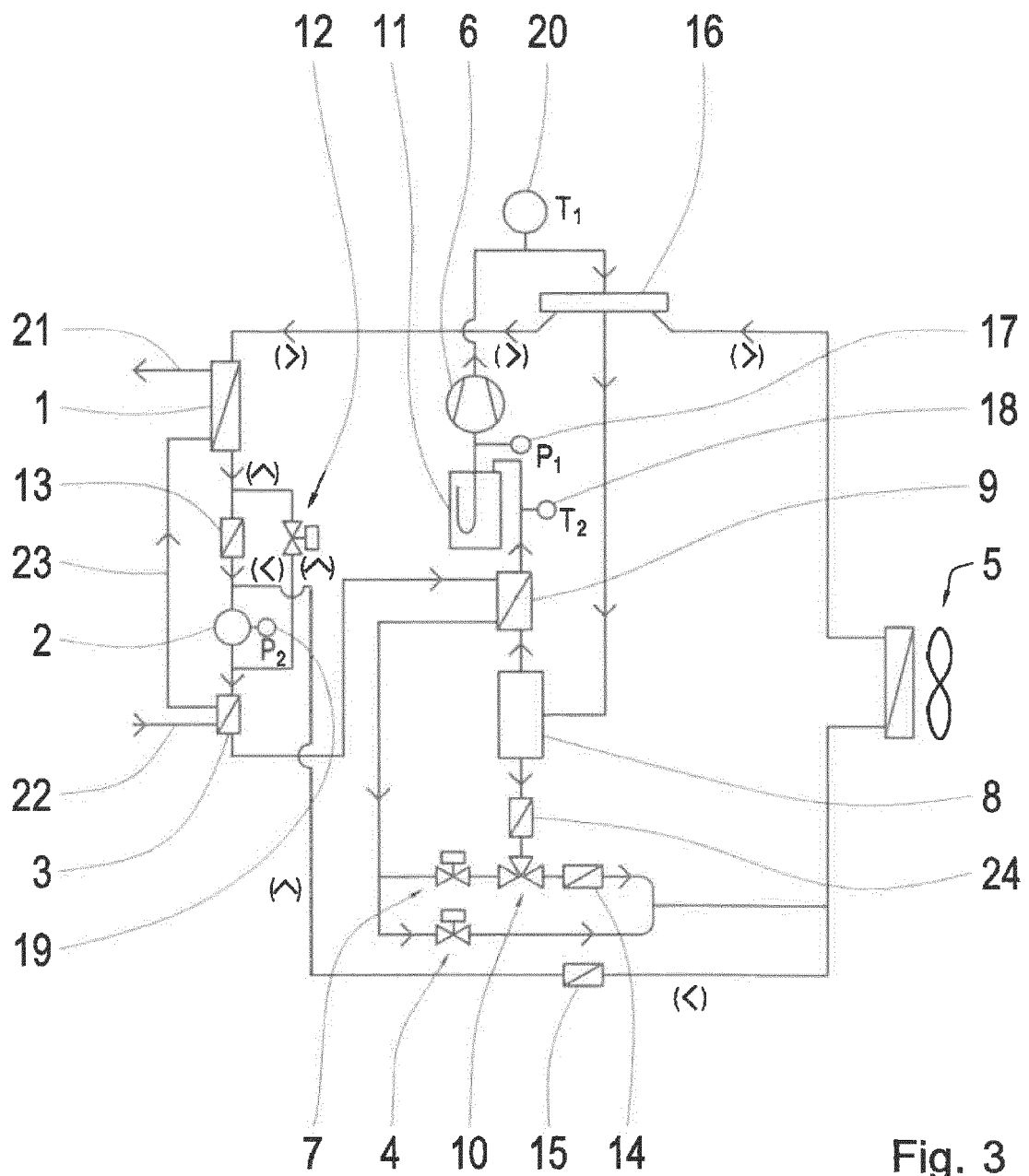


Fig. 2





EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 21 19 0743

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	EP 2 407 735 A1 (DAIKIN IND LTD [JP]; DAIKIN EUROPE NV [BE]) 18. Januar 2012 (2012-01-18) * Absätze [0078], [0091] - [0093]; Abbildungen 1, 2 *	1-15	INV. F25B40/02 F25B25/00 F25B40/00 F25B41/20 F25B49/02
X	US 2014/260379 A1 (MARTE SEAN DOUGLAS [CA]) 18. September 2014 (2014-09-18)	1-8	
A	* Absätze [0015], [0044], [0051]; Abbildung 1 *	9-15	
X	DE 10 2019 201428 A1 (AUDI AG [DE]) 6. August 2020 (2020-08-06)	1-8	
A	* Absätze [0023] - [0035]; Abbildungen 1-3 *	9-15	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F25B
1 Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 11. Januar 2022	Prüfer Amous, Moez
KATEGORIE DER GENANNTE DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 21 19 0743

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben.
Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

11-01-2022

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 2407735 A1	18-01-2012	CN 102869929 A	09-01-2013
		EP 2407735 A1	18-01-2012
		JP 5475874 B2	16-04-2014
		JP WO2011135630 A1	18-07-2013
		WO 2011135630 A1	03-11-2011

US 2014260379 A1	18-09-2014	CA 2844229 A1	15-09-2014
		US 2014260379 A1	18-09-2014

DE 102019201428 A1	06-08-2020	CN 113302438 A	24-08-2021
		DE 102019201428 A1	06-08-2020
		WO 2020160817 A1	13-08-2020

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 0866291 B1 [0004]