



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
15.12.2021 Patentblatt 2021/50

(51) Int Cl.:
F25B 40/00 (2006.01) F25B 49/02 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **21177578.8**

(22) Anmeldetag: **03.06.2021**

(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

(71) Anmelder: **Stiebel Eltron GmbH & Co. KG**
37603 Holzminden (DE)

(72) Erfinder: **Herrs, Martin**
37671 Höxter (DE)

(30) Priorität: **09.06.2020 DE 102020115265**

(54) **VERFAHREN ZUM BETRIEB EINER KOMPRESSIONSKÄLTEANLAGE UND KOMPRESSIONSKÄLTEANLAGE**

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zum Regeln einer Kompressionskälteanlage (200) sowie eine zugehörige Kompressionskälteanlage (200). Das Verfahren umfasst die folgenden Schritte: Bestimmen einer ersten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die erste Soll-Überhitzung als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage den Wirkungsgrad der Kompressionskälteanlage maximiert, Bestimmen einer zweiten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter auf Grundlage einer maximalen zulässigen Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters, und Regeln des Drosselorgans (230) basierend auf dem niedrigeren Wert aus der ersten Soll-Überhitzung und der zweiten Soll-Überhitzung.

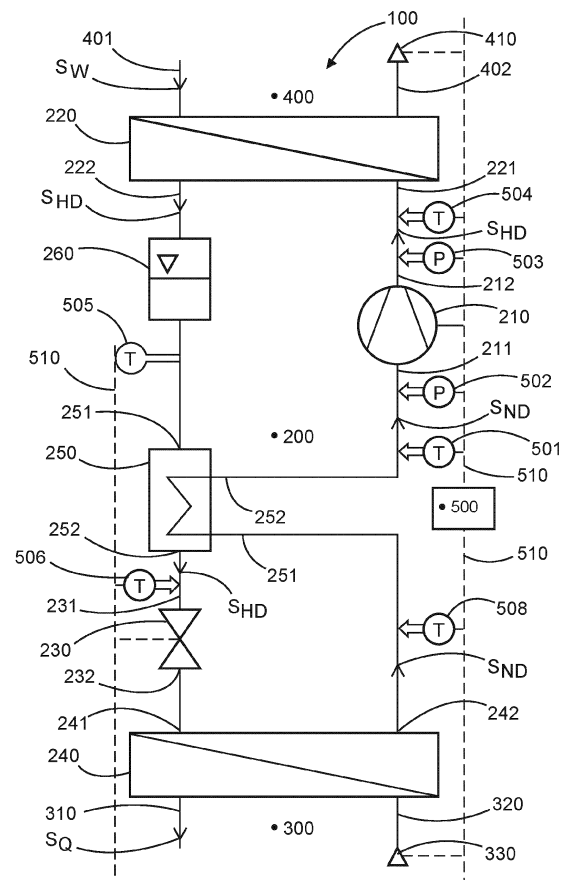


Fig. 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Kompressionskälteanlage sowie eine zugehörige Kompressionskälteanlage mit einem Kältemittel, einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Verflüssiger, einem Drosselorgan, einem internen Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter, und einer Steuereinheit zur Erfassung einer Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, und zu einer Regelung des Drosselorgans basierend auf der Überhitzung,

[0002] Derartige Kompressionskälteanlagen, beispielsweise in Form von Wärmepumpen, mit einem Dampfkompensationssystem in welchem ein gasförmiges Kältemittel von einem mittels der Steuereinheit, die beispielsweise einen Regler aufweist, gesteuerten Verdichter von einem Niederdruck auf einen Hochdruck verdichtet wird, sind bekannt.

[0003] Das Kältemittel wird durch den Verflüssiger getrieben, in dem es eine Heizwärme an ein in einem Wärmesenkensystem befindliches Heizmedium abgibt. Eine innere Wärme wird in einem inneren Wärmeübertrager, beispielsweise in Form eines Rekuperators, zwischen dem unter dem Hochdruck vom Verflüssiger zum Expansionsventil strömenden Kältemittel und dem vom Verdampfer zum Verdichter unter dem Niederdruck strömende Kältemittel übertragen.

[0004] Das Kältemittel wird weiter in einer Hochdruckströmungsrichtung zu einem vom Regler gesteuerten Expansionsventil geführt, in dem das Kältemittel vom Hochdruck auf den Niederdruck abhängig von einem Regelwert entspannt wird. Das auf dem Niederdruck befindliche Kältemittel verdampft in dem Verdampfer bei Aufnahme von Quellwärme.

[0005] Aus DE 101 59 892 A1 ist bei einer Kältemaschine bekannt, insbesondere bei einer Wärmepumpe, einen Rekuperator zu verwenden, womit bei niedrigen Außentemperaturen die Heizleistung auf baulich einfache Weise erhöht werden soll. Hierfür ist der Rekuperator derart dimensioniert, dass er bei niedrigen Verdampfungstemperaturen wenigstens etwa 15% der Heizleistung der Wärmepumpe vom flüssigen Kältemittel auf das gasförmige Kältemittel überträgt. Ein Einspritzventil spritzt flüssiges Kältemittel in den Verdichter, so dass die Verdichtungsendtemperatur unter 120 °C bleibt.

[0006] Eine Wärmepumpenanlage mit einem Kältemittelkreislauf ist aus DE 10 2005 061 480 B3 bekannt. Sie ist mit einem Verdichter, einem ersten Wärmeübertrager, einem Drosselorgan, einem Verdampfer und einer 4-2-Wegeventileinheit zum Umschalten zwischen einer ersten (Heizen) und einer zweiten Betriebsart (Kühlen) ausgestattet. Eine Strömungsrichtung des in dem Kältemittelkreislauf befindlichen Kältemittels kann derart umgeschaltet werden kann, dass der erste Wärmeübertrager in der ersten Betriebsart zum Verflüssigen des Kältemittels, und in der zweiten Betriebsart zum Verdampfen des Kältemittels dient, und der zweite Wärmeübertrager in der ersten Betriebsart zum Verdampfen des Kältemittels und in der zweiten Betriebsart zum Verflüssigen des Kältemittels dient, wobei der erste Wärmeübertrager im Kältemittelkreislauf so verschaltet ist, dass er in den beiden Betriebsarten Heizen und Kühlen als Gegenstrom-Wärmeübertrager arbeitet.

[0007] In einem Kältekreis mit einem Kältemittel, einem Verdampfer, einem Verdichter einem Verflüssiger und einem Drosselorgan wird beim Verdampfen des Kältemittels Energie aus der Umwelt, beispielsweise Außenluft bei Luft/Wasser-Wärmepumpen oder Sole bei Sole/Wasser-Wärmepumpen, auf einem vergleichsweise niedrigen Temperaturniveau an das Kältemittel übertragen, das Kältemittel wird im Verdichter unter Zuhilfenahme elektrischer Energie komprimiert und dann wird beim Verflüssigen des Kältemittels Energie dem Arbeitsmedium eines Wärmesenkenkreises, beispielsweise ein Heizkreis und/oder ein Warmwasserladekreis, auf einem vergleichsweise hohen Temperaturniveau übertragen.

[0008] Es ist bekannt, in einem normalen Heiz-Betrieb des Kältekreises das Drosselorgan derart zu regeln, dass sich eine Soll-Überhitzung des Kältemittels am Eintritt des Verdichters einstellt, welche einen möglichst großen Wirkungsgrad des Kältekreises gewährleistet, den Wirkungsgrad des Kältekreises also maximiert. Üblicherweise werden hierzu Soll-Überhitzungen zwischen 5 und 40 K angewendet. Für Kältekreise mit internem Wärmeübertrager ist für Arbeitspunkte mit hohen Druckdifferenzen ein Wirkungsgradmaximum bei Überhitzungen um 30 bis 40 K optimal.

[0009] Aufgrund physikalischer Eigenschaften von Gasen, vgl. bspw. die allgemeine Gasgleichung, geht eine Druckerhöhung des Gases, beispielsweise als Folge der Kompression des gasförmigen Kältemittels im Verdichter, mit einer Temperaturerhöhung einher. Weiterhin hat auch die Gastemperatur vor der Kompression Einfluss auf die Gastemperatur nach der Kompression, näherungsweise geht eine Gas-Temperaturerhöhung vor der Kompression in etwa auch mit einer Gas-Temperaturerhöhung nach der Kompression einher.

[0010] Zu berücksichtigen ist nun, dass zum Komponentenschutz des Verdichters Heißgastemperaturen am Austritt des Verdichters nicht überschritten werden dürfen, wobei diese Temperaturen absolut, d.h. für alle Betriebszustände geltend, oder relativ, d.h. in Abhängigkeit des Betriebszustandes, definiert sein können.

[0011] Vor diesem Hintergrund war es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Kompressionskälteanlage und ein Verfahren zum Regeln einer derartigen Kompressionskälteanlage anzugeben, die einen wirkungsgradoptimalen Betrieb unter Gewährleistung eines Schutzes der Komponenten ermöglichen.

[0012] Gelöst wird die Aufgabe durch die Verfahrensmerkmale des Anspruchs 1 sowie die Vorrichtungsmerkmale des Anspruchs 7.

[0013] Demnach wird ein Verfahren zum Regeln einer Kompressionskälteanlage mit einem Kältekreis, mit einem

Kältemittel, einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Verflüssiger, einem Drosselorgan, einem internen Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter, und einer Steuereinheit a) zur Erfassung einer Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, und b) zur Regelung des Drosselorgans basierend auf der Überhitzung, vorgeschlagen. Das Verfahren umfasst die folgenden Schritte: Bestimmen einer ersten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die erste Soll-Überhitzung als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage den Wirkungsgrad der Kompressionskälteanlage maximiert, Bestimmen einer zweiten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter auf Grundlage einer maximalen zulässigen Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters, und Regeln des Drosselorgans basierend auf dem niedrigeren Wert aus der ersten Soll-Überhitzung und der zweiten Soll-Überhitzung.

[0014] Indem zwei Soll-Überhitzungen bestimmt werden, wobei die Regelung die niedrigere der Soll-Überhitzungen zur Regelung der Kompressionskälteanlage heranzieht, wird bei Einhaltung der maximalen Heißgastemperatur am Verdichteraustritt dennoch eine wirkungsgradmaximierte Regelung der Kompressionskälteanlage ermöglicht. Die Regelung ist hierbei einfach zu implementieren, da lediglich der Sollwert für die Überhitzungsregelung gegebenenfalls anzupassen ist, dann nämlich, wenn die erste Soll-Überhitzung eine zu hohe Heißgastemperatur zur Folge hätte.

[0015] Vorzugsweise wird die zweite Soll-Überhitzung basierend auf einem kältetechnischen Modell, das einen Zusammenhang zwischen der Überhitzung am Eintritt des Verdichters und Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters herstellt, bestimmt.

[0016] Die zweite Soll-Überhitzung kann beispielsweise kontinuierlich berechnet, insbesondere auf Basis von Messwerten und/oder Parametern der Kompressionskälteanlage, oder auch für sämtliche Betriebspunkte in Form einer Tabelle oder ähnlichem bereitgestellt werden. Dadurch kann der Datenverarbeitungsaufwand während des Betriebs gering gehalten werden.

[0017] Vorzugsweise enthält das kältetechnische Modell wenigstens die folgenden Eingangsgrößen: Niederdruck, Hochdruck, Drehzahl des Verdichters, oder die folgenden Eingangsgrößen: Taupunkttemperatur im Niederdruck, Siedepunkttemperatur im Hochdruck, Drehzahl des Verdichters.

[0018] Vorzugsweise umfasst das kältetechnische Modell eine lineare Funktion quadratischer Ordnung der Siedepunkttemperatur im Hochdruck und der Taupunkttemperatur im Niederdruck.

[0019] Vorzugsweise wird die maximal zulässige Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters als eine Temperatur festgelegt, die unterhalb einer für den Verdichter festgelegten, insbesondere durch den Hersteller festgelegten, Heißgastemperaturgrenze liegt.

[0020] Vorzugsweise erfolgt das Regeln des Drosselorgans ferner basierend auf einer aktuell gemessenen Heißgastemperatur.

[0021] Es hat sich gezeigt, dass die modellbasierte Berechnung fehlerhaft bezüglich des Zeitverhaltens, bezüglich Toleranzen bei der Erfassung und Verarbeitung der einbezogenen Prozesswerte, Komponententoleranzen (Verdichter, Kältemittel) und/oder Umgebungsbedingungen, z.B. Maschinenraumtemperatur, sein kann, so dass eine Korrektur dieser Berechnung basierend auf einer Erfassung und Einbeziehung der tatsächlichen Heißgastemperatur hilfreich ist.

[0022] In einem anderen Aspekt wird die Aufgabe durch eine Kompressionskälteanlage mit einem Kältekreis mit einem Kältemittel, einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Verflüssiger, einem Drosselorgan, einem internen Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter, und einer Steuereinheit a) zur Erfassung einer Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, und b) zur Regelung des Drosselorgans basierend auf der Überhitzung gelöst, wobei die Steuereinheit ausgebildet ist zum: Bestimmen einer ersten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die erste Soll-Überhitzung als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage den Wirkungsgrad der Kompressionskälteanlage maximiert, Bestimmen einer zweiten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter auf Grundlage einer maximalen zulässigen Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters, und Regeln des Drosselorgans basierend auf dem niedrigeren Wert aus der ersten Soll-Überhitzung und der zweiten Soll-Überhitzung.

[0023] Die erfindungsgemäße Kompressionskälteanlage ermöglicht das Erreichen der gleichen Vorteile wie das erfindungsgemäße Verfahren. Ebenso ist eine Kombination mit sämtlichen als bevorzugt ausgeführten Ausgestaltungen des Verfahrens mit Vorteil möglich.

[0024] Vorzugsweise weist das Kältemittel einen Temperaturslide auf, wobei das Kältemittel insbesondere R454C aufweist oder daraus besteht oder Komponenten wie R32 oder R1234yf enthält.

[0025] Gemäß einem weiteren Aspekt wird eine Wärmepumpe, insbesondere eine im Inneren eines Gebäudes aufgestellte Wärmepumpe, mit einer erfindungsgemäßen Kompressionskälteanlage vorgeschlagen.

[0026] Die Figuren zeigen ein Ausführungsbeispiel:

Fig. 1 Wärmepumpe 100 mit einem Dampfkomppressionskreislauf 200

Fig. 2 $\log p / h$ - Diagramm des Dampfkomppressionsprozesses mit Rekuperator 250

[0027] Fig. 1 zeigt schematisch und exemplarisch eine Wärmepumpe 100. Die Wärmepumpe 100 besteht im Wesentlichen aus einem eine Kompressionskälteanlage bildenden Dampfkompensationssystem 200, welches folgende Komponenten enthält:

- Einen Verdichter 210 zum Verdichten des überhitzten Kältemittels,
- einen Verflüssiger 220, mit einem kältemittelseitigem Verflüssigereintritt 221 und einem Verflüssigeraustritt 222 zur Übertragung von Wärmeenergie Q_H aus dem Dampfkompensationssystem 200 an ein Heizmedium eines Heizsystems 400, mit einem Heizmedium-eintritt 401, einem Heizmedium-austritt 402 und einer Heizmediumpumpe 410, zu einer Gebäudeheizung oder ein System zur Warmwassererhitzung,
- vorteilhaft einen Kältemittelsammler 260, welcher als Kältemittelreservoir zum Ausgleich von betriebsbedingungsabhängig unterschiedlich hohen Kältemittelmengenbedarfen verwendet wird,
- ein als Expansionsventil ausgebildetes Drosselorgan 230 zum Expandieren des Kältemittels,
- einen Verdampfer 240, mit einem Verdampfereintritt 241, zur Übertragung von Quellenenergie Q_Q aus einem Wärmequellsystem 300, mit einem Wärmequelle-eintritt 320 und einem Wärmequelle-austritt 310, wobei das Wärmequellsystem 300 insbesondere ein Solesystem sein kann, welches Wärmeenergie Q_Q aus dem Erdreich aufnimmt oder ein Luftsystem, welches Wärmeenergie Q_Q aus der Umgebungsluft aufnimmt und an das Dampfkompensationssystem 200 abgibt oder eine beliebige andere Wärmequelle,
- einen Rekuperator als Beispiel eines internen Wärmeübertragers 250, welcher dazu bestimmt ist, innere Wärmeenergie Q_i zwischen dem vom Verflüssiger 220 zum Expansionsventil 230 strömenden Kältemittel auf das vom Verdampfer 240 zum Verdichter 210 strömende Kältemittel zu übertragen und
- ein Kältemittel, insbesondere ein Kältemittelgemisch aus wenigsten zwei Stoffen oder zwei Kältemitteln welches in einer Strömungsrichtung S_{HD} und S_{ND} durch den Dampfkompensationskreis 200 strömt, wobei im Dampfkompensationskreislauf 200 Kältemitteldampf durch den Verdichter 210 auf einen Hochdruck HD gebracht wird und zu einem Verflüssiger 220 geführt ist, wobei ein Hochdruckpfad mit der Hochdruckströmungsrichtung S_{HD} vom Verdichter 210 bis zum Expansionsventil 230 gebildet ist. Nach dem Expansionsventil 230 bis zum Verdichter 210 ist ein Niederdruckpfad mit einer Niederdruckströmungsrichtung S_{ND} des Kältemittels gebildet, in dem der Verdampfer 240 liegt.

[0028] Die folgend aufgelisteten Aktoren sind vorteilhaft zumindest teilweise mit dem Regler über eine Datenverbindung 510, die per Kabel, Funk oder andere Technologien erfolgen kann, verbunden: Verdichter 210, Heizmediumpumpe 410, Solepumpe 330, Expansionsventil 230, Verdichtereintrittstemperatursensor 501, Niederdrucksensor 502, Hochdrucksensor 503 Heißgastemperatursensor 504, Rekuperatoreintrittstemperatursensor 505 Rekuperatoraustrittstemperatursensor 506 und /oder Verdampferaustrittstemperatursensor 508. Zusätzlich oder alternativ kann ein in der Fig. 1 nicht gezeigter Verdampfereintrittstemperatursensor die Temperatur am Verdampfereintritt 241 bestimmen.

[0029] In dem in Fig. 1 gezeigten Beispiel ist die Wärmepumpe 100 als Sole-Wärmepumpe gezeigt. Natürlich sind analoge Betrachtungen und Vorteile mit Luft-/Wasser-Wärmepumpen erreichbar. Insbesondere bei Luft-Wärmepumpen ist anstelle des Solekreises mit Solepumpe 330 ein Ventilator/Lüfter als Wärmequelle angeordnet.

[0030] Der Verdichter 210 dient zur Kompression des überhitzten Kältemittels von einem Eintrittsanschluss 211 auf einen Verdichteraustrittsdruck P_{Va} bei einer Verdichteraustrittstemperatur T_{Va} am Verdichteraustritt 212. Der Verdichter 210 enthält üblicher Weise eine Antriebseinheit mit einem Elektromotor, eine Kompressionseinheit und vorteilhaft kann der Elektromotor drehzahlvariabel betrieben werden. Die Kompressionseinheit kann als Rollkolbeneinheit, Scrolleneinheit oder anders ausgeführt sein. Am Verdichteraustritt 212 ist das komprimierte überhitzte Kältemittel beim Verdichteraustrittsdruck P_{Va} auf einer höheren Drucklage, insbesondere einem Hochdruck HD, als am Eintrittsanschluss 211 mit einem Verdichtereintrittsdruck P_{Ve} , insbesondere einem Niederdruck ND, bei einer Verdichtereintrittstemperatur T_{Ve} , was den Zustand des Kältemittels am Eintrittsanschluss 211 bei Eintritt in eine Kompressionskammer beschreibt.

[0031] Im Verflüssiger 220 erfolgt die Übertragung von Wärmeenergie Q_H vom Kältemittel des Dampfkompensationssystem 200 an ein Heizmedium des Wärmesenkensystems 400. Zunächst findet im Verflüssiger 220 die Enthitzung des Kältemittels statt, wobei überhitzter Kältemitteldampf durch eine Temperaturreduzierung einen Teil seiner Wärmeenergie an das Heizmedium des Wärmesenkensystems 400 überträgt.

[0032] Nach der Enthitzung des Kältemitteldampfes erfolgt vorteilhaft im Verflüssiger 220 eine weitere Wärmeübertragung Q_H durch Kondensation des Kältemittels beim Phasenübergang von der Gasphase des Kältemittels auf die Flüssigphase des Kältemittels. Dabei wird weitere Wärme Q_H vom Kältemittel aus dem Dampfkompensationssystem 200 an das Heizmedium des Wärmesenkensystems 400 übertragen.

[0033] Der sich im Verflüssiger 220 einstellende Hochdruck HD des Kältemittels korrespondiert im Betrieb des Verdichters 210 in etwa mit einem Kondensationsdruck des Kältemittels bei einer Heizmediumtemperatur T_{ws} im Wärmesenkensystem.

[0034] Das Heizmedium, insbesondere Wasser, wird mittels einer Heizmediumpumpe 410 durch das Wärmesenkensystem 400 in einer Richtung SW durch den Verflüssiger 220 gefördert, dabei wird die Wärmeenergie Q_H vom Kältemittel

auf das Heizmedium übertragen.

[0035] Im nachfolgenden Sammler 260 wird aus dem Verflüssiger 220 austretendes Kältemittel gespeichert, welches abhängig vom Betriebspunkt des Dampfkomppressionskreises 200 nicht in das zirkulierende Kältemittel eingespeist werden soll. Wird aus dem Verflüssiger 220 mehr Kältemittel eingespeist, als durch das Expansionsventil 230 weitergeleitet wird, füllt sich der Sammler 260, anderenfalls wird er leerer oder entleert.

[0036] Im nachfolgenden Rekuperator 250, der auch als interner Wärmeübertrager bezeichnet werden kann, wird interne Wärmeenergie Q_i vom unter dem Hochdruck HD stehenden Kältemittel, welches vom Verflüssiger 220 zum Expansionsventil 230 in einer Hochdruck-Strömungsrichtung S_{HD} strömt, auf das unter dem Niederdruck ND strömende Kältemittel übertragen, welches vom Verdampfer zum Verdichter in einer Niederdruckströmungsrichtung S_{ND} strömt, übertragen. Dabei wird das vom Verflüssiger zum Expansionsventil 230 strömende Kältemittel in vorteilhafter Weise unterkühlt.

[0037] Zunächst strömt das Kältemittel durch einen Expansionsventileintritt 231 in das Expansionsventil ein. Im Expansionsventil 230 erfolgt eine Drosselung des Kältemitteldruckes vom Hochdruck HD auf den Niederdruck ND, indem das Kältemittel vorteilhaft eine Düsenanordnung oder Drossel mit einem vorteilhaft variablen Öffnungsquerschnitt passiert, wobei der Niederdruck vorteilhaft in etwa einem Saugdruck des Verdichters 210 entspricht. Anstelle eines Expansionsventils 230 kann auch eine andere beliebige Druckminderungseinrichtung eingesetzt sein. Vorteilhaft sind Druckminderungsrohre, Turbinen oder andere Entspannungsvorrichtungen.

[0038] Ein Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 wird durch einen Elektromotor, der üblicherweise als Schrittmotor ausgeführt ist eingestellt, welcher durch die Steuereinheit oder Regelung 500 gesteuert wird. Dabei wird der Niederdruck ND beim Expansionsventilaustritt 232 des Kältemittels aus dem Expansionsventil 230 so gesteuert, dass der sich einstellende Niederdruck ND des Kältemittels im Betrieb des Verdichters 210 in etwa mit dem Verdampfungsdruck des Kältemittels mit der Wärmequellenmedientemperatur T_{WQ} korrespondiert. Vorteilhaft wird die Verdampfungstemperatur des Kältemittels wenige Kelvin unterhalb der Wärmequellenmedientemperatur T_{WQ} liegen, damit die Temperaturdifferenz eine Wärmeübertragung treibt.

[0039] Im Verdampfer erfolgt eine Übertragung von Verdampfungswärmeenergie Q_v vom Wärmequellenfluid des Wärmequellenystems 300, welches ein Solesystem, ein Erdwärmesystem zur Nutzung von Wärmeenergie Q_Q aus dem Erdreich, ein Luftsystem zur Nutzung von Energie Q_Q aus der Umgebungsluft oder eine andere Wärmequelle sein, die die Quellenergie Q_Q an das Dampfkompensionssystem 200 abgibt.

[0040] Das in den Verdampfer 240 einströmende Kältemittel reduziert beim Durchströmen des Verdampfers 240 durch Wärmeaufnahme Q_Q seinen Nassdampfanteil und verlässt den Verdampfer 240 vorteilhaft mit einem geringen Nassdampfanteil oder vorteilhaft auch als überhitztes gasförmiges Kältemittel. Das Wärmequellenmedium wird mittels einer Solepumpe 330 bei Sole - Wasser-Wärmepumpen oder einem Außenluftventilator bei Luft/Wasser-Wärmepumpen durch den Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers 240 gefördert, wobei beim Durchströmen des Verdampfers dem Wärmequellenmedium die Wärmeenergie Q_Q entzogen wird.

[0041] Im Rekuperator 250 wird Wärmeenergie Q_i zwischen dem vom Verflüssiger 220 zum Expansionsventil 230 strömenden Kältemittel auf das vom Verdampfer 240 zum Verdichter 210 strömende Kältemittel übertragen, wobei das vom Verdampfer 240 zum Verdichter 210 strömende Kältemittel insbesondere weiter überhitzt.

[0042] Dieses überhitzte Kältemittel, welches mit einer Überhitzungstemperatur T_{ke} aus dem Rekuperator 250 austritt, wird zum Kältemittelintrittsanschluss 211 des Verdichters 210 geleitet.

[0043] Der Rekuperator 250 ist im Dampfkomppressionskreis 200 eingesetzt, um den Gesamt - Wirkungsgrad als Quotient aus abgegebener Heizleistung Q_H und aufgenommener elektrischer Leistung P_e zum Antrieb des Verdichters zu erhöhen.

[0044] Zu diesem Zweck wird dem Kältemittel, welches im Verflüssiger 220 Wärmeenergie Q_H auf einem wärmesenkseitigen Temperaturniveau an das Heizmedium abgibt, im Hochdruckpfad des Rekuperators 250 durch Unterkühlung weitere Wärmeenergie Q_i entzogen.

[0045] Der innere Energiezustand des Kältemittels beim Eintritt in den Verdampfer 240 ist durch diesen Wärmeentzug Q_i reduziert, sodass das Kältemittel bei gleichem Verdampfungstemperaturniveau mehr Wärmeenergie Q_Q aus der Wärmequelle 300 aufnehmen kann.

[0046] Anschließend wird dem Kältemittel, nach dem Verdampferaustritt 242 aus dem Verdampfer 240, im Niederdruckpfad bei Niederdruck ND und bei einer Niederdrucktemperatur entsprechend einer Verdampferaustrittstemperatur T_{va} am Eintritt in den Rekuperator 250 die im Hochdruckpfad entzogene Wärmeenergie Q_i wieder zugeführt. Die Zuführung der Energie bewirkt vorteilhaft eine Reduzierung des Nassdampfanteils auf einen Zustand ohne Nassdampfanteil. Die Überhitzung wird durch weitere Energiezuführung sichergestellt.

[0047] Des Weiteren sind zur Erfassung des Betriebszustandes des Dampfkompensionssystems 200 vorteilhaft folgende Sensoren angeordnet, mit denen insbesondere zur Absicherung und Optimierung der Betriebsbedingungen des Dampfkompensionssystems 200, insbesondere bei Betriebszustandsänderungen, eine modellbasierte Vorsteuerung umgesetzt ist.

[0048] Einerseits erfolgt vorteilhaft mit Hilfe der durch Sensoren erfassten Prozesswerte eine Absicherungen bezüglich

zulässiger Arbeitsbereiche der Komponenten wie insbesondere dem Verdichter 210, andererseits erfolgen basierend auf den Sensordaten modellbasierte Vorsteuerungen insbesondere einer Drehzahl des Verdichters 210 und/oder einem Ventilöffnungsgrad des Expansionsventils, so dass die Regler zur Ausregelung einer sich dennoch, durch die Vorsteuerung aber kleineren, Regelabweichung nur noch kleinere Korrekturen durchführen muss:

- Ein Hochdrucksensor 503 vorteilhaft zur Erfassung des Hochdrucks HD des Kältemittels am Verdichteraustritt 212 oder zwischen dem Verdichteraustritt 212 und dem Expansionsventileintritt 231,
- ein Heißgastemperatursensor 504 vorteilhaft zur Erfassung einer Heißgastemperatur T_{HG} des Kältemittels am Verdichteraustritt 212, oder im Kältekreisabschnitt zwischen dem Verdichteraustritt 212 und dem Verflüssigereintritt 221,
- ein Innentemperatursensor 506 vorteilhaft zur Erfassung der Innentemperatur T_{ie} des Kältemittels zwischen dem hochdruckseitigem internen Rekuperatorauslass 252 des Kältemittels aus dem Rekuperator 250 und dem Expansionsventileintritt 231. Die Innentemperatur ist vorteilhaft auch als "Rekuperatoraustrittstemperatur Hochdruckpfad" benannt und
- vorteilhaft ein Rekuperatorinnentemperatursensor 505. Der Rekuperatorinnentemperatursensor 505 erfasst vorteilhaft Verflüssigeraustrittstemperatur T_{FA} des Kältemittels in der Strömungsrichtung am Verflüssigeraustritt oder dem hochdruckseitigen Rekuperatoreintritt und daher wird vorteilhaft die Verflüssigeraustrittstemperatur T_{FA} vom Rekuperatorinnentemperatursensor 505 gemessen.

[0049] Die folgenden Sensoren sind insbesondere für die Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens vorteilhaft:

- Ein Niederdrucksensor 502 zur Erfassung des Niederdrucks ND des Kältemittels am Verdichtereintritt 211, oder zwischen dem Expansionsventil 230 und dem Verdichtereintritt 211,
- ein Verdampferaustrittstemperatursensor 508 zur Erfassung der Verdampferaustrittstemperatur T_{va} des Kältemittels am Verdampferaustritt 242 oder zwischen dem Verdampferaustritt 242 und dem niederdruckseitigen Eintritt des Kältemittels in den Rekuperatoreinlass 251 des Rekuperators 250 und
- ein Niederdrucktemperatursensor 501 misst vorteilhaft eine Verdichtereintrittstemperatur oder dient vorteilhaft zur Erfassung der Kältemittelniederdrucktemperatur T_{ND} oder vorteilhaft einer Verdichtereintrittstemperatur T_{KE} am Verdichtereintritt 211, oder zwischen dem niederdruckseitigen Rekuperatorauslass 252 des Kältemittels aus dem Rekuperator 250 und dem Verdichtereintritt 211.

[0050] Die Prozessgröße, welche einen maßgeblichen Einfluss auf den Gesamt - Wirkungsgrad des Dampfkomppressionskreises 200 als Quotient zwischen der vom Dampfkomppressionskreis 200 übertragenen Heizleistung Q_H zu einer vom Verdichter 210 aufgenommenen elektrischen Leistung P_e hat, ist die Überhitzung des Kältemittels am Verdichtereintritt 211. Zur Einhaltung zulässiger Verdichter - Betriebsbedingungen werden vorteilhaft allerdings Beschränkungen bezüglich des erlaubten Überhitzungsbereiches des Kältemittels am Verdichtereintritt eingehalten. Zu niedrige Überhitzungen gefährden insbesondere die Schmiereigenschaften des Maschinenöls, zu hohe Überhitzungen bewirken insbesondere eine zu hohe Heißgastemperatur.

[0051] Die Überhitzung beschreibt die Temperaturdifferenz zwischen der erfassten Verdichtereintrittstemperatur T_{KE} des Kältemittels und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei gesättigtem Dampf.

[0052] Erfindungsgemäß wird vorzugsweise die Verdichtereintrittsüberhitzung derart geregelt, dass kein Kondensat durch Taupunktunterschreitung des in der Umgebungsluft enthaltenden Wasserdampfanteils an Komponenten des Kältekreises insbesondere im Abschnitt zwischen Kältemittelaustritt des Rekuperators 252 und Verdichtereintritt 211 ausfällt. Der Kältekreisabschnitt zwischen Verdampferaustritt 242 und Rekuperatoreintritt 251 ist zwar üblicherweise kälter, weil dieser typischerweise nur ein kurzer Rohrabchnitt ist, ist eine bessere Isolierung im Vergleich zu dem Abschnitt zwischen Kältemittelaustritt des Rekuperators 252 und Verdichtereintritt 211 möglich. Beispielsweise sitzt an der Stelle des Verdichtereintritts 211 am Verdichter der Kältemittelabscheider, der geschützt werden soll. Dieser kann schlecht eingehaust werden, so dass hier die Temperatur so hochgehalten werden soll, dass nichts kondensiert. Die Problematik der Kondensation tritt auf der Hochdruckseite im Regelfall nicht auf. Auch die Passage zwischen hochdruckseitigem Rekuperatoraustritt 252 und Eintritt in das Expansionsventil 231 kühlt regelmäßig in Abhängigkeit des Betriebspunktes bei idealen Wärmeübertragungsbedingungen im Rekuperator 250 auf das Temperaturniveau des Kältemittels am Verdampferaustritt 242 ab. Da aber auch diese Passage typischerweise kurz ist und man kann sie sehr gut isolieren kann, ist auch dieser Abschnitt im Regelfall nicht problematisch. Es sollte jedoch beachtet werden, dass das erfindungsgemäße Verfahren einen Kondensatabfall grundsätzlich über den gesamten Kreislauf der Wärmepumpe verhindern kann.

[0053] Wenn - zum Zwecke eines Zahlenbeispiels - ein Verdampfungstemperaturniveau von ca. -10°C angenommen wird und die Temperatur am Soleeintritt 330 bei etwa -10°C , am Soleaustritt 310 etwa -13°C und am Verdichtereintritt 5°C beträgt, beträgt die Überhitzung 15K.

[0054] Vorteilhaft sind bei vielen Anlagen Raumtemperatursensor und Raumfeuchtesensor, die eine genaue Bestimmung der Auskondensierungsbedingungen der Luft ermöglicht, bspw. Liegt bei 21°C und 60% rel. Feuchte die Kondensationstemperatur im Bereich von 13°C. Unter diesen Bedingungen findet also, so lange die Rohrtemperatur über 13°C zuzüglich gegebenenfalls einen Puffer, bspw. 1K, keine Kondensation statt.

[0055] An dem selbstverständlich nicht einschränkenden Zahlenbeispiel festgehalten, wird nun die Erzielung einer Überhitzung von 15 K bei einer Verdichtereintrittstemperatur von 5°C erreicht. Diese Temperatur liegt unter den 13°C, die für die aktuellen Umgebungsbedingungen als Kondensationstemperatur des in der Umgebungsluft befindlichen Wasserdampfanteils bestimmt ist. Demnach findet Kondensation statt. Soll die Verdichtereintrittstemperatur wenigstens 14°C, d.h. Kondensationstemperatur plus Puffer, betragen, muss die Überhitzung um 9K größer werden, d.h. eine Überhitzung von 24K eingehalten werden.

[0056] Grenzwerte, insbesondere für die Überhitzung, legen arbeitspunktabhängig den zulässigen Überhitzungsbereich der Komponenten am Verdichtereintritt 211 fest. Weiterhin bestehen aber auch Abhängigkeiten zwischen der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und dem Gesamtwirkungsgrad des Dampfkomppressionskreises 200 oder auch zwischen Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und einer Stabilität S eines Regelwertes R vorteilhaft bei der Ausregelung der Verdichtereintrittsüberhitzung.

[0057] Zur Berücksichtigung all dieser Anforderungen werden vorteilhaft in Abhängigkeit des Arbeitspunktes des Dampfkomppressionskreises 200, die Wärmequellenmedientemperatur, die Heizmediumtemperatur, die Verdichterleistung P_e und Zielwerte Z oder der Zielwert Z für eine Berechnung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} herangezogen. Alternativ oder zusätzlich kann aus den vom Arbeitspunkt abhängigen Kältekreis-Messgrößen wie Wärmequellenmedientemperatur, Heizmediumtemperatur, Verdichterleistung P_e und parametrierbaren, also an das Verhalten der jeweiligen Kältekreis-komponenten angepasste Koeffizienten eine Berechnung des Zielwertes Z als Vorgabewert für die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} durchgeführt werden. Im einfachsten Fall ist der Zielwert für die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} unabhängig von allen Betriebsbedingungen konstant, z.B. 10 Kelvin. Bei einer komplexeren Anpassung wird er als Funktion einer Arbeitspunktgröße, z.B. der Verdichterleistung P_e variiert oder bei noch komplexerer Anpassung variiert er als Funktion mehrerer Arbeitspunktgrößen.

[0058] Es wird eine Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und eine Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} miteinander gewichtet kombiniert, woraus im Regler 500 eine Gesamtregelabweichung berechnet wird, welche zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird. Vorteilhaft präziser werden zunächst die Regelabweichungen von der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} durch die Bildung der Differenzen zwischen den jeweiligen Messwerten und Zielwerten gebildet.

- Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} = Messwert Verdichtereintrittsüberhitzung - Zielwert Verdichtereintrittsüberhitzung Z_{TUE}
- Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} = Messwert Verdampferaustrittsüberhitzung - Zielwert Verdampferaustrittsüberhitzung Z_{TUA}

[0059] Dann wird vorteilhaft aus dem gewichteten Einfluss von der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und dem gewichteten Einfluss der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} im Regler 500 die Gesamtregelabweichung berechnet, welche zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird.

[0060] Beim Dampfkomppressionskreis 200 passiert das Kältemittel nach der Entspannung durch das Expansionsventil 230 zwei sequentiell angeordnete Wärmeübertrager, den Verdampfer 240 und den Rekuperator 250 in welchen dem Kältemittel Wärmeenergie Q_Q und Q_i zugeführt wird.

[0061] Im Verdampfer 250 wird dem Kältemittel Quellwärmeenergie Q_Q aus dem Wärmequellsystem 300 zugeführt. Das Temperaturniveau der zugeführten Quellwärme Q_Q ist auf einem Temperaturniveau der Wärmequelle, insbesondere wie des Erdreiches oder der Außenluft.

[0062] In dem in Kältemittel Hochdruck-Strömungsrichtung S_{HD} nachfolgenden Rekuperator 250 wird dem Kältemittel Wärmeenergie Q_i nach Verlassen des Verflüssigers 220 entzogen. Das Temperaturniveau des Kältemittels am Austritt des Verflüssigers stellt sich in etwa auf Höhe der Rücklauftemperatur des Heizmediums ein.

[0063] Diese Verschaltung des Verdampfers 240 mit dem Rekuperator 250 in Reihe hat einen entscheidenden Einfluss auf die Übertragungsfunktion der Regelstrecke für die Regelung Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} .

[0064] Der Regelwert R ist vorteilhaft die gewichtete Verknüpfung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} mit der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung.

[0065] Aktoren oder Betriebszustandsgrößen mit einem Einfluss auf den Regelwert R, insbesondere der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} , sind im betreffenden Dampfkomppressionskreis 200 die Verdichterdrehzahl und/oder den Öffnungsgrad des Expansionsventils 230, womit auch vorteilhaft der Niederdruck ND und das Verdampfungstemperaturniveau bestimmt sind.

[0066] Besonders vorteilhaft haben Aktoren Einfluss auf den Regelwert R, insbesondere auf die gewichtete Verknüpfung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung mit der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüber-

hitzung. Im betreffenden Dampfkomppressionskreis 200 sind insbesondere der Verdichter 210 durch die Variation der Verdichterdrehzahl und das Expansionsventil 230 durch Beeinflussung des Öffnungsgrades solche Aktoren. Diese beiden Aktoren beeinflussen den Niederdruck ND und das Verdampfungstemperaturniveau.

[0067] Hierbei sind nicht alle Einflüsse gewünscht. So verändert vorteilhaft und beispielsweise eine Änderung der Verdichterdrehzahl zur Einregelung der gewünschten Heizleistung ohne weitere kompensatorische Änderungen des Öffnungsgrades des Expansionsventils den Regelwert R in unerwünschte Bereiche, sodass eine mit der Verdichterdrehzahländerung einhergehende modellbasiert unterstützte Öffnungsgradänderung des Expansionsventils zur Einregelung von R vorteilhaft, gegebenenfalls sogar erforderlich ist.

[0068] Vorteilhaft wird im Dampfkomppressionskreis 200 die Verdichterdrehzahl so eingestellt, dass die vom Dampfkomppressionskreis 200 an das Heizmedium übertragene Heizleistung QH dem angeforderten Zielwert Z entspricht. Zur Einhaltung dieser Vorgabe ist eine Beeinflussung der Verdichterdrehzahl zur Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} vorteilhaft untergeordnet oder nicht angebracht.

[0069] Vorteilhaft wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 als Stellwert für die Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} verwendet. Der Einfluss des Öffnungsgrades des Expansionsventils 230 auf die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} vollzieht sich wie folgt:

Das Expansionsventil 230 agiert als Düse mit elektromotorisch verstellbarem Düsenquerschnitt, bei welchem üblicherweise mittels eines Schrittmotors eine nadelförmige Düsennadel per Gewinde in einen Düsensitz gefahren wird.

[0070] Der Kältemitteldurchsatz durch das Expansionsventil ist bei Betrieb mit flüssigem Kältemittel am Expansionsventileintritt 231 in etwa proportional zur Quadratwurzel des Druckunterschiedes zwischen dem Expansionsventileintritt 231 und -austritt 232 multipliziert mit einem aktuellen relativen Wert des Düsenquerschnitts oder Öffnungsgrads und vorteilhaft einer vom Kältemittel - und einer Geometrie des Expansionsventils 230 abhängigen Konstante.

[0071] Da bei einer in einem Arbeitspunkt mit einer als konstant angenommenen Verdichterdrehzahl und einer als konstant angenommenen Heizmediumtemperatur TWS auch der korrespondierende Hochdruck HD des Kältemittels beim Eintritt in das Expansionsventil 230 als konstant angenommen werden kann, beeinflusst der Öffnungsgrad des Expansionsventil 230 maßgeblich nur den Niederdruck ND, also des Austrittsdruck aus dem Expansionsventil 230.

[0072] Wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 verringert, so passiert weniger Kältemittel bei konstantem Hochdruck HD und zunächst noch konstantem Niederdruck ND das Expansionsventil 230. Da der Verdichter 210 aber weiterhin zunächst den gleichen Kältemittelmassenstrom fördert, wird in Hochdruck-Strömungsrichtung S_{HD} durch das Expansionsventil 230 weniger Kältemittel zugeführt, als vom Verdichter 210 abgesaugt wird.

[0073] Da es sich bei Kältemitteldampf um ein kompressibles Medium handelt, sinkt dann der Niederdruck ND auf der Niederdruckseite des Dampfkomppressionskreises 200. Bei sinkendem Niederdruck ND sinkt in etwa proportional der Massenstrom von Kältemittel durch den Verdichter 210, da dessen Förderleistung sich angenähert als Rauminhalt / Zeit beschreiben lässt, bedingt durch insbesondere die Kolbenhübe, und es stellt sich ein entsprechend reduzierter Niederdruckwert ND ein, bei welchem der durch das Expansionsventil 230 zugeführte Kältemittelmassenstrom gleich dem vom Verdichter 210 abgeführten Kältemittelmassenstrom ist.

[0074] Wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 vergrößert, so passiert mehr Kältemittel bei konstantem Hochdruck HD und zunächst noch konstantem Niederdruck ND das Expansionsventil 230. Da der Verdichter 210 aber weiterhin zunächst den gleichen Kältemittelmassenstrom fördert, wird der Niederdruckseite ND des Kältekreis durch das Expansionsventil 230 mehr Kältemittel zugeführt, als vom Verdichter 210 abgesaugt wird. Da es sich beim Kältemitteldampf um ein kompressibles Medium handelt, steigt der Niederdruck ND auf der Niederdruckseite des Dampfkomppressionskreises 200. Bei steigendem Niederdruck ND steigt die Massenstromförderleistung des Verdichters 210 in etwa proportional, da dessen Förderleistung sich angenähert als Rauminhalt / Zeit beschreiben lässt, und es stellt sich ein entsprechend erhöhter Niederdruck ND ein, bei welchem der durch das Expansionsventil 230 zugeführte Kältemittelmassenstrom gleich dem vom Verdichter 210 abgeführten Kältemittelmassenstrom ist.

[0075] Der Niederdruck ND wiederum beeinflusst maßgeblich die Wärmeübertragung zwischen Wärmequellenmedium und Kältemittel im Verdampfer 240. Der Wärmestrom Q_Q aus dem Wärmequellsystem 300 wird zwischen dem Wärmequellenmedium und dem Kältemittel mit unterschiedlicher Temperatur übertragen, wobei der Wärmestrom Q_Q dabei abhängig vom der Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmequellenmedium und dem Kältemittel und dem Wärmeübergangswiderstand einer Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers 240 ist.

[0076] Der Wärmeübergangswiderstand zwischen Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers und Kältemittelpfad des Verdampfers ist in einem jeweiligen Dampfkomppressionskreis 200 als in etwa konstant anzunehmen. Daher ist die Größe der Wärmeübertragungsleistung im Verdampfer 240 maßgeblich abhängig vom Integral der Temperaturdifferenzen aller Flächenelemente der Wärmeübertragungsschicht.

[0077] Um ein hinreichendes Maß von Wärmeenergie Q_Q vom Wärmequellsystem 300 an das Kältemittel übertragen zu können, muss sichergestellt sein, dass die Temperatur des Wärmequellenmediums in möglichst allen Flächenelementen der Übertragungsschicht des Wärmeübertragers, hier des Verdampfers 240, größer ist als die Temperatur des Kältemittels am jeweiligen Flächenelement ist.

[0078] Ist der Aggregatzustand des Kältemittels beim Durchströmen des Verdampfers 240 gesättigter Dampf, so stellt

sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampfkenlinie als Stoffeigenschaft des Kältemittels eine Funktion des Niederdruckes ND des Kältemittels ist. Somit lässt sich durch eine Steuerung des Niederdruckes ND oder auch eines Verdampfungsdruckes indirekt eine Steuerung der Verdampfungstemperatur des Kältemittels beim Durchströmen des Rekuperators 250 steuern.

[0079] Die Wärmeenergie Q_Q , welche vom Wärmequellensystem an das den Verdampfer 240 durchströmende Kältemittel übertragen wird, bewirkt eine Aggregatzustandsbeeinflussung des Kältemittels.

[0080] Der Nassdampfanteil im gesättigten Kältemitteldampf nimmt bei konstantem Niederdruck bei Wärmeübertragung an das Kältemittel ab. Bei einer unvollständigen Verdampfung ist der Nassdampfanteil und damit auch der innere Energiezustand des Kältemittels beim Austritt aus dem Wärmeübertrager eine Funktion vom:

- Nassdampfanteil bei Eintritt in den Verdampfer 240,
- Kältemittelmassenstrom,
- Übertragener Wärmeleistung Q_Q , und von einer
- Enthalpiedifferenz im Nassdampfgebiet beim jeweiligen Niederdruck ND, welche das Kältemittel als eine zugeordnete Funktion des Drucks aufweist.

[0081] Zur vollständigen Verdampfung erfolgt eine zusätzliche Energiezuführung im Rekuperator 250, um das Kältemittel über den Zustand gesättigten Dampfes hinaus zu überhitzen.

[0082] Mit dem Verfahren wird bei gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkomppressionskreises 200 in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt aus dem Verdampfers 240 eingestellt.

[0083] Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich einer Regelstreckensteilheit der "isolierten" Regelstrecke "Verdampfer 240" ein Regelstreckenverhalten mit moderater Steilheit. Das Regelstreckenverhalten ist insbesondere gekennzeichnet durch Regelstreckenausgangswertes Verdampferaustrittsüberhitzung als Funktion des Regelstreckeneingangswertes Expansionsventilöffnungsgrad. Vorteilhaft wird ein Kältemittel, insbesondere als Kältemittel ein Kältemittelgemisch verwendet, welches einen "Temperaturglide" aufweist, insbesondere wird vorteilhaft R454C verwendet. Vorteilhaft wird bei einem Kältemittelgemisch mit einem Temperaturglide eine relative Öffnungsgradänderung des Stellorgans Expansionsventil von 1 % rel. am Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer üblicherweise mit einer Überhitzungsänderungen von vorteilhaft etwa kleiner 1 K eingestellt.

[0084] Die Einstellung dieses Zustandes erfolgt vorteilhaft auch durch eine regelungstechnische Beeinflussung wenigstens einer oder mehrerer der verschiedenen folgenden Zeitkonstanten; die letztendlich die Prozessgröße Kältemittelüberhitzung am Verdampferaustritt 242 beeinflussen:

- Eine erste Zeitkonstante bewirkt vorteilhaft eine Verzögerung der mechanischen Öffnungsgradänderung des Expansionsventils 230 durch die Begrenzung der Verfahrensgeschwindigkeit durch den Regler 500, der Regelwert R wird in dieser ersten Zeitkonstante Z in der Verfahrensgeschwindigkeit durch einen Bremswert reduziert. Der Bremswert kann beispielsweise die reglertechnische Zykluszeit, in welcher ein Verfahrensschritt des Expansionsventils 230 gesteuert wird, umfassen.
- Eine zweite Zeitkonstante wirkt durch den Regler 500 vorgegeben vorteilhaft auf eine verzögerte Einstellung eines korrespondierenden Niederdruckes bei Öffnungsgradänderungen des Expansionsventils 230 aufgrund der Kompressibilität des Kältemitteldampfes bei Niederdruck ND im Niederdruckpfad.
- Eine dritte Zeitkonstante ist vorteilhaft eine thermische Zeitkonstante der Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers 240, wobei eine Änderung des Verdampfungsdruckes und damit der Verdampfungstemperatur eine verzögerte Temperaturänderung der Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers, welcher oft mehrere Kilogramm Metall hat und des Wärmequellenmediums.
- Eine vierte Zeitkonstante ergibt sich vorteilhaft aus verzögerten Aggregatzustandsänderungen des Kältemittels bei Verdampfungstemperaturänderungen.
- Eine fünfte Zeitkonstante ergibt sich vorteilhaft aus dem Transport des Kältemittels durch den Verdampfer 240 mit einer endlichen Strömungsgeschwindigkeit.

[0085] Es stellt sich also vorteilhaft nach Änderung der Stellgröße "Öffnungsgrad des Expansionsventils 230" eine Verzögerung der korrespondierenden Kältemittelzustandsänderung beim Austritt aus dem Verdampferaustritt 242 ein und eine Gesamtzeitkonstante Z_{ges} liegt arbeitspunktabhängig vorteilhaft im Bereich von 30 Sekunden bis etwa 5 Minuten.

[0086] Nach Durchströmung des Verdampfers 240 tritt das Kältemittel bei Niederdruck ND in den Niederdruckpfad des Rekuperators 250 ein.

[0087] Ist der Aggregatzustand des Kältemittels beim Einströmen in den Rekuperators 250 in einem üblichen Betriebsfall, also vorteilhaft entweder gesättigter Dampf mit einem geringen Dampfanteil zwischen 0 bis 20 % oder insbe-

sondere auch vorteilhaft auch bereits überhitztes Kältemittel.

[0088] Bei vorteilhaft gesättigtem Dampf stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampf-kennlinie des Kältemittels eine Funktion des Kältemitteldruckes ist. Bei Eintritt von überhitztem Kältemittel wird die Kältemitteltemperatur maximal eine Größe annehmen, welche der Eintrittstemperatur des Wärmequellenmediums ent-spricht. In diesem Fall entspricht die Größe vorzugsweise der Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Hochdruckpfad des Rekuperators 250, also die Temperatur des Kältemittels nach Austritt aus dem Verflüssiger 220.

[0089] Um ein hinreichendes Maß von Wärmeenergie vom Kältemittel des hochdruckseitigen Kältemittelpfad an das Kältemittel des niederdruckseitigen Kältemittelpfad im Rekuperator 250 übertragen zu können, muss sichergestellt sein, dass die Temperatur des Kältemittels des hochdruckseitigen Kältemittelpfades auf Hochdruck HD in möglichst allen Flächenelementen der Übertragungsschicht des Rekuperators 250 größer als die Temperatur des Kältemittels des niederdruckseitigen Kältemittelpfades bei Niederdruck ND am jeweiligen Flächenelement ist.

[0090] Die korrespondierenden Temperaturen des Heizsystems 400 des Dampfkompensationssystems 200 sind in einem Heizfall höher als die korrespondierenden Temperaturen der Wärmequelle wie dem Erdreich oder der Außenluft.

[0091] Die Wärmeenergie Q_i , welche vom Kältemittel bei Hochdruck HD des hochdruckseitigen Kältemittelpfades an das Kältemittel bei Niederdruck im niederdruckseitigen Kältemittelpfad des Rekuperators 250 übertragen wird, bewirkt eine Aggregatzustandsbeeinflussung des Kältemittels auf der Niederdruckseite. Der Nassdampfanteil des den Reku-perator 250 niederdruckseitig bei Niederdruck ND durchströmenden Kältemittels nimmt bei einer Wärmeübertragung an das Kältemittel ab und nach einer vollständigen Verdampfung erfolgt vorteilhaft eine Überhitzung des Kältemittels.

[0092] Der innere Energiezustand des Kältemittels, beim Austritt aus dem niederdruckseitigen Pfad des Rekuperators, wird vorteilhaft abhängig von einem oder mehreren der folgenden Faktoren beeinflusst. Hierbei sollte beachtet werden, dass die Energiezustandsänderung ausschließlich auf physikalischen Abhängigkeiten beruht, wobei der Regler die Steuerung der Aktoren beeinflusst, was dann natürlich auch die physikalischen Größen wie den Kältemittelmassenstrom beeinflusst:

- Nassdampfanteil bei Eintritt in den Rekuperator 250,
- Kältemittelmassenstrom,
- übertragene Wärmeleistung Q_i , womit vorteilhaft abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur des Kältemittels bei Hochdruck HD im hochdruckseitigen Kältemittelpfad und der Temperatur des Kältemittels des niederdruckseitigen Kältemittelpfades bei Niederdruck ND geregelt wird, und/oder
- eine Enthalpiedifferenz im Nassdampfgebiet beim jeweiligen Niederdruck ND.

[0093] Vorteilhaft wird somit bewirkt, dass sich in Abhängigkeit der gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkomp-pressionskreises 200 sowie in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt 252 aus dem Rekuperator 250 beim Niederdruck ND einstellt.

[0094] Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich Regelstreckensteilheit der "isolierten" Regelstrecke beim Niederdruck ND des Kältemittels im niederdruckseitiger Pfad des Rekuperators 250 ein Regelstreckenverhalten mit hoher Steilheit, bei in etwa gleichbleibendem inneren Energiezustand des Kältemittels beim Eintritt 251 in den nieder-druckseitigen ND Pfad des Rekuperators 250. Mit einer insbesondere relativen Öffnungsgradänderung des Expansi-onsventils von 1 % ergibt sich eine Überhitzungsänderung am Austritt des Kältemittels aus dem Rekuperator 250 von vorteilhaft etwa 10 K oder auch über 10 K.

[0095] Gegenüber dem Rekuperator 250 erfolgt vorteilhaft eine wesentlich höhere Wärmeübertragung im Verdampfer 240 zwischen dem Quellmedium und dem Kältemittel im Verdampfer 240.

[0096] So erfolgt zwar im Verdampfer 240 eine wesentlich höhere Wärmeübertragung als im Rekuperator 250, was auch erforderlich ist, da der Umgebung mittels Verdampfer 240 eine wesentlich größere Energie entzogen werden soll, als sie nur im Rekuperator 250 innerhalb des Kältekreises zu übertragen. Die treibende Temperaturdifferenz kann aber beispielsweise im Rekuperator zwischen 20 bis 60 K betragen, während diese im Verdampfer lediglich zwischen 3 bis 10 K beträgt. Um die gewünschten Energien trotz unterschiedlicher treibender Temperaturdifferenzen übertragen zu können, wird beispielsweise die Austauscherfläche des Verdampfers ca. 5 bis 20 mal größer ausgelegt als die des Rekuperators 250.

[0097] Die Einstellung dieses Zustandes erfolgt hierbei vorteilhaft unter Verwendung wenigstens einer der folgenden Zeitkonstanten Z:

- Mit einer elften Zeitkonstante Z_{11} wird vorteilhaft eine Verzögerung der mechanischen Öffnungsgradänderung des Expansionsventils 230 durch die Begrenzung einer Verfahrgeschwindigkeit vorgegeben.
- Eine zwölfte Zeitkonstante Z_{12} wirkt vorteilhaft auf die verzögerte Einstellung eines korrespondierenden Niederdr-uckes ND bei Öffnungsgradänderungen des Expansionsventils 230 aufgrund der Kompressibilität des Kältemittel-dampfes im Niederdruckpfad ND.
- Eine 13. Zeitkonstante Z_{13} ist eine thermische Zeitkonstante der Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers.

Somit bewirkt eine Änderung des Verdampfungsdruckes und damit der Verdampfungstemperatur eine verzögerte Temperaturänderung der Wärmeübertragungsschicht, welche oft mehrere Kilogramm Metall beinhaltet, und des Kältemittels im Niederdruckpfad des Verdampfers 240.

•

- 5 • Eine 14. Zeitkonstante Z_{14} wird vorteilhaft aus verzögerten Aggregatzustandsänderungen des Kältemittels bei Verdampfungstemperaturänderungen ermittelt oder vorgegeben.
- Eine 15. Zeitkonstante Z_{15} ergibt sich vorteilhaft aus dem Transport des Kältemittels durch den Verdampfer 240 mit einer endlichen Strömungsgeschwindigkeit und wird berücksichtigt.

10 **[0098]** Der niederdruckseitige Kältemittelpfad des Rekuperators 250 wird aus dem Verdampferaustritt 242 des Verdampfers 240 gespeist. Der innere Energiezustand des Kältemittels wird auch hier bereits durch zumindest zwei Zeitkonstanten Z , Z_{11} , Z_{12} , Z_{13} , Z_{14} , Z_{15} , Z_{ges} nach Änderung der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil" verzögert.

[0099] Nach Änderung der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" stellt sich dann eine weitere Verzögerung der korrespondierenden Kältemittelzustandsänderung durch das Zeitverhalten des Rekuperators 250 beim Austritt aus dem niederdruckseitigen Kältemittelpfad des Rekuperators 250 ein.

15 **[0100]** Das Zeitverhalten des Rekuperators 250 lässt sich vorteilhaft als Rekuperatorgesamt - Zeitkonstante Z_{ges} abhängig vom jeweiligen Arbeitspunkt des Dampfkomppressionskreises im Bereich zwischen in etwa 1 Minuten bis 30 Minuten berücksichtigen.

20 **[0101]** Es erfolgt vorteilhaft eine gewichtete Kombination Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und der der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} , indem insbesondere mittels einer gewichteten Kombination der Regelabweichung der Verdichterüberhitzung und der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} die Gesamtregelabweichung berechnet wird, welche im Regler 500 zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird.

[0102] Die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} wird vorteilhaft als Haupt - Regelgröße verwendet und die korrespondierenden Signalflüsse und Signalverarbeitungen erfolgt insbesondere in den folgenden Verfahrensschritten:

25

Schritt 1

30 **[0103]** Zunächst werden die Prozessgrößen Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} vorteilhaft als Hauptregelgröße und die Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} vorteilhaft als Hilfsgröße in einem ersten Verfahrensschritt messtechnisch erfasst.

[0104] Dazu wird jeweils eine Verdampfungstemperatur des Kältemittels am jeweiligen Erfassungspunkt entweder

- direkt messtechnisch ermittelt, mit einem Temperatursensor, welcher so positioniert ist, dass er eine der Kältemitteltemperatur im Nassdampfgebiet entsprechende Temperatur erfasst oder
- 35 • indirekt messtechnisch ermittelt, mit einem Drucksensor, welcher einen Kältemitteldruck des im Nassdampfgebiet verdampfenden Kältemittels erfasst und aus der kältemittelspezifischen Abhängigkeit zwischen Druck und Temperatur im Nassdampfgebiet dann die Verdampfungstemperatur berechnet wird.

40 **[0105]** Des Weiteren wird am jeweiligen dem Überhitzungsmesspunkt, insbesondere am Verdampferausgang 242 und/oder am Verdichtereingang 211 zugeordneten Temperaturen der Kältemitteltemperatur mittels Temperatursensoren 501, 508 erfasst. Es wird dann die Temperaturdifferenz des Kältemittels am jeweiligen Messpunkt und der Verdampfungstemperatur berechnet und dieser Temperaturdifferenzwert entspricht dann der jeweiligen Überhitzung des Kältemittels am Messpunkt.

45 **[0106]** Ausgangsgrößen der Berechnung in Schritt 1 sind dann die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und die Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} .

Schritt 2

50 **[0107]** Die Prozessgrößen Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} werden zur Bildung zugeordneter Regelabweichungen mit jeweils zugeordneten Sollwerten in einem zweiten Schritt vorteilhaft verrechnet:

[0108] Der Sollwert für die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} wird vorteilhaft zur Sicherstellung des zulässigen Verdichtersbetriebsbereiches und eines möglichst hohen Wirkungsgrades des Kältekreises im Bereich zwischen ca. 5 K bis 20 K variiert.

55 **[0109]** Der Sollwert für die Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} am Verdampferaustritt 242 wird dann in Abhängigkeit der Kältekreis-Betriebsart und des Kältekreis-Arbeitspunktes so variiert, dass die Verdampferüberhitzung im eingeschwungenen Regelfall in etwa dem sich einstellenden Prozesswert der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} entspricht. Dieser Sollwert für die Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} kann modellbasiert in Abhängigkeit von einer Betriebsart

oder einem Arbeitspunkt abhängig von der Verdampfungstemperatur, der Kondensationstemperatur, der Verdichtereleistung, einem Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ am Verdichtereintritt 211 und/oder von Komponenteneigenschaften vorberechnet werden und adaptiv korrigiert werden.

[0110] Es wird dann die Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ berechnet, indem vom Prozesswert der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ der Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ subtrahiert wird.

[0111] Es wird dann die Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ berechnet, indem vom Prozesswert der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ der Sollwert der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ subtrahiert wird.

Schritt 3

[0112] In einem dritten Verfahrensschritt werden die Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ und die Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ vorteilhaft zu einer Gesamtregelabweichung-Überhitzung kombiniert.

[0113] Die Kombination erfolgt insbesondere mittels einer gewichteten Addition der Einzel - Regelabweichungen.

[0114] Der Gewichtungseinfluss ist ein Maß für die anteilige Kombination der Einzel - Regelabweichungen und kann im Extremfall die ausschließliche Einbeziehung nur einer Einzel - Regelabweichung, aber üblicherweise die gewichtete Einbeziehung beider Einzel - Regelabweichungen bewirken.

[0115] Vorteilhaft wird der Gewichtungseinfluss als Wert zwischen 0 bis 1, also 0 bis 100 % veranschlagt und dieser Wert wird auf den Grad der Einbeziehung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ in die Gesamt - Regelabweichung einbezogen, womit sich für die Berechnung der Gesamt - Regelabweichung folgende Abhängigkeit ergibt:

Gesamt – Regelabweichung Überhitzung =

(Gewichtungseinfluss * Regelabweichung Verdichtereintrittsüberhitzung) +

((1 – Gewichtungseinfluss) * Regelabweichung Verdampferaustrittsüberhitzung)

[0116] Der Wert des Gewichtungseinflusses kann vorteilhaft von der Betriebsart und/oder dem Arbeitspunkt der Wärmepumpe 100 abhängig variiert werden:

- Beim Betriebsartübergang zwischen Betriebsart = Betrieb mit ausgeschaltetem Verdichter 210 und Betriebsart = Betrieb mit eingeschaltetem Verdichter 210 im Heizbetrieb wird aufgrund der dynamischen Prozesswerte-änderungen beim Anfahren des Dampfkompensationssystems 200 vorteilhaft ausschließlich zunächst die Regelabweichung Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ in die Gesamt - Regelabweichung einbezogen, insbesondere ist der Wert eines Gewichtungseinflusses dann zunächst = 0 oder ein Wert vorteilhaft unter 20 %.
- Nach einer Stabilisierungsphase des Dampfkompensationssystems 200 ist es vorteilhaft, nicht spontan auf den für den Regelbetrieb ausgelegten Wert des Gewichtungseinflusses umzuschalten, sondern den Übergang rampenförmig zu gestalten. In diesem Fall ist es vorteilhaft, dass der Wert vom Gewichtungseinfluss vom Startwert = 0, oder einem Wert insbesondere unter 20%, vorteilhaft rampenförmig auf den vorgesehenen Zielwert angehoben werden. Hiermit wird insbesondere eine Werteunstetigkeit bei einem spontanen Umschalten vermieden und somit Regelschwingungen vermieden.
- Der Zielwert des Gewichtungseinflusses wird vorteilhaft an die jeweilige Betriebsart und den Arbeitspunkt angepasst. Betriebspunkte, welche sich durch erhöhte Schwingneigung auszeichnen bedürfen vorteilhaft einer geringeren Gewichtung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$, insbesondere wird hiermit ein regeltechnisch kritisches Signalverhalten der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ aufgrund der gegenüber der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ größeren Signalverzögerung und größeren Streckensteilheit eine Schwingneigung vermieden.

Schritt 4:

[0117] In einem vierten Verfahrensschritt wird die berechnete Gesamt - Regelabweichung der Überhitzung dann im Regler 500 verarbeitet, welcher die korrespondierenden Aktoren des Kältekreises, insbesondere das Expansionsventil 230 mit dem stellbarem Öffnungsgrad und/oder den Verdichter 210 mit stellbarer Verdichterdrehzahl, so steuert, dass sich im eingeregelter Fall eine Regelabweichung der Überhitzung gleich möglichst etwa 0 Kelvin einstellt.

[0118] Dabei kann ein P, I, PI, PID - Regler eingesetzt werden, wobei die Regelanteile an die jeweilige Betriebsart und den Arbeitspunkt vorteilhaft dynamisch angepasst werden.

[0119] Der Verdichter ist zum Komponentenschutz (mechanische Komponenten, Kältemaschinenöl) vor zu hohen

Kältemittel - Gastemperaturen beim Austritt aus der Kompressionskammer zu schützen, der Verdichter-Hersteller kann dazu die Einhaltung einer absoluten (für alle Betriebszustände geltenden) oder relativen (in Abhängigkeit von Betriebszuständen geltende) maximale Heißgastemperatur (z.B. 120 °C) vorschreiben.

[0120] Um eine unzulässige Grenzwertüberschreitung der Heißgastemperatur zu vermeiden, wird ein regeltechnisch relevanter Heißgastemperaturgrenzwert (welcher unterhalb der vom Verdichterhersteller festgelegten Heißgastemperatur-Grenze liegt) festgelegt (z.B. 110 °C), welcher als Grenze für die Heißgastemperatur - begrenzenden Regleraktivitäten verwendet wird.

[0121] Auf Basis des regeltechnisch relevanten Heißgastemperaturgrenzwertes wird anhand einer (vereinfachten) thermodynamischen Berechnung jeweils für den aktuellen Betriebspunkt des Kältekreislaufes ausgerechnet, welche Überhitzung des Kältemittels am Eintritt des Verdichters, genannt Verdichtereintrittsüberhitzung, sich beim Betrieb mit dem regeltechnisch relevanten Heißgastemperaturgrenzwert ergeben würde.

[0122] Einflussgrößen in diese modellbasierte Berechnung können Niederdruck, Hochdruck, (Verdichterdrehzahl) oder Taupunkttemperatur ND, Siedepunkttemperatur HD, (Verdichterdrehzahl) sein.

[0123] Rein thermodynamisch spielt die Verdichterdrehzahl keine Rolle bei der Berechnung, aber ggf. kann die Abhängigkeit der Kompressionsverluste des Verdichters als Funktion von der Verdichterdrehzahl einen Einfluss auf das thermodynamische Verhalten haben.

[0124] Vorzugsweise wird eine parametrierbare Approximation des Verdichterverhaltens bezüglich Heißgastemperatur verwendet, um auf Basis der Prozessdaten Verdampfungstemperatur und Kondensationstemperatur eine sich im jeweiligen Arbeitspunkt des Verdichters einstellende Temperaturdifferenz zwischen Heißgastemperatur und Verdichtereintrittsüberhitzung zu schätzen.

Temperaturdifferenz Heißgastemperatur minus Überhitzung Verdichtereintritt V-ND geschätzt =

((Parameter Q – Anteil Kondensationstemperatur Heißgastemperaturrechnung / 1000) * Siedetemperatur HD * Siedetemperatur HD) +

((Parameter Faktor Kondensationstemperatur Heißgastemperaturrechnung / 1000) * Siedetemperatur HD) +

((Parameter Q – Anteil Verdampfungstemperatur Heißgastemperaturrechnung / 1000) * Taupunkttemperatur ND * Taupunkttemperatur ND) +

((Parameter Faktor Verdampfungstemperatur Heißgastemperaturrechnung / 1000) * Taupunkttemperatur ND) +

((Parameter Faktor Kondensationstemperatur mal Verdampfungstemperatur Heißgastemperaturrechnung / 1000) * Siedetemperatur HD * Taupunkttemperatur ND) +

Parameter Offset Heißgastemperaturrechnung.

[0125] Auf Basis dieser Berechnung ist es dann wiederum möglich, bei einer Ziel - Heißgastemperatur eine korrespondierende Verdichtereintrittsüberhitzung zu berechnen.

[0126] Mit Hilfe des Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND lässt sich eine Begrenzung der Heißgastemperatur einstellen, welche dann regeltechnisch durch korrespondierende Begrenzung der Verdichtereintrittsüberhitzung erfolgt.

[0127] Die dazu auf der Basis einer geschätzten Heißgastemperatur berechneten korrespondierende Verdichtereintrittsüberhitzung wird als Prozessvariable **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt** geführt.

[0128] Eine Berechnung der maximal zulässigen **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt** auf Basis des mit Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND eingestellten Heißgastemperatur - Grenzwertes wird dann mit Hilfe der **Temperaturdifferenz Heißgastemperatur minus Überhitzung Verdichtereintritt V-ND geschätzt** als Hilfsgröße wie folgt berechnet :

Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt =

Maximum [(Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND - **Temperaturdifferenz Heißgastemperatur minus Überhitzung Verdichtereintritt V-ND geschätzt**); 0]

[0129] Als weitere Ausgestaltung lässt sich auch die aktuelle Heißgastemperatur in die Berechnung einbeziehen, da die modellbasierte Berechnung fehlerhaft bezüglich des Zeitverhaltens, bezüglich Toleranzen bei der Erfassung und Verarbeitung der einbezogenen Prozesswerte, Komponententoleranzen (Verdichter, Kältemittel), Umgebungsbedingungen, z.B. Maschinenraumtemperatur, sein kann, sodass eine Korrektur dieser Berechnung basierend auf eine Erfassung und Einbeziehung der tatsächlichen Heißgastemperatur hilfreich ist.

[0130] Die Korrektur erfolgt durch Differenzbildung zwischen Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND und **Heißgastemperatur**,

- Ist die **Heißgastemperatur** größer als Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND, also die Differenz negativ, wird der vorgerechnete **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt** um die Differenz multipliziert mit Parameter P-Faktor Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND reduziert und als **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal** weiterverarbeitet
- Ist die **Heißgastemperatur** kleiner als Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND, also die Differenz positiv, wird der vorgerechnete **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt** um die Differenz multipliziert mit Parameter P-Faktor Begr. Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND erhöht und als **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal** weiterverarbeitet

[0131] Es gilt:

Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal =

Maximum [(**Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt**+
(Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND - **Heißgastemperatur**) * Parameter P-Faktor Begr. Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND); 0]

[0132] Eine weitere alternative Ausgestaltung ist in den Formeln integrierte Maximum - Bildung des für die Begrenzung der Heißgastemperatur berechneten Überhitzungssollwertes und einer für die Begrenzung des Wertebereiches dieses Überhitzungssollwertes vorgesehene Untergrenze, hier ist beispielhaft der Wert 0 Kelvin implementiert.

[0133] Eine solche Begrenzung kann vorteilhaft sein, weil sich als Ergebnis der modellbasierten Berechnung der für die Begrenzung der Heißgastemperatur berechnete Überhitzungssollwert auch negative Überhitzungssollwerte ergeben können, welche dann bei Regelung auf diese Werte eine unerwünschte Nassdampfansaugung des Verdichters bewirken würden. Dies wird durch Begrenzung auf Mindestüberhitzung vermieden, welche ggf. auch in den (leicht) negativen Wertebereich ausgelegt werden kann, es wird dabei billigend in Kauf genommen (weil dies seitens Priorität untergeordnet ist), dass die Heißgastemperatur nicht exakt auf den angestrebten Grenzwert begrenzt wird, sondern diesen ggf. in einem kleinen Maß überschreitet.

[0134] In einem letzten Schritt wird dann der für einen optimalen Wirkungsgrad ausgelegte Verdichtereintrittsüberhitzungssollwert und der für die Begrenzung der Heißgastemperatur berechnete Überhitzungssollwert so kombiniert, dass im Falle einer erforderlichen Heißgastemperaturbegrenzung einen hinsichtlich des Wirkungsgrades optimierten Überhitzungssollwert reduzieren kann:

Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND =

Minimum [**Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND Wirkungsgrad**
Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal]

[0135] Mit exemplarischen Werten ohne Heißgastemperatureinfluss berechnet:

Sollwertvorgabe Wirkungsgradoptimiert:

Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND Wirkungsgrad = 30 K

[0136] Aus Siedetemperatur HD, Taupunkttemperatur ND berechnete **Temperaturdifferenz Heißgastemperatur minus Überhitzung Verdichtereintritt V-ND geschätzt = 100 K.**

[0137] Mit Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND = 110°C berechneter

Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt =

Maximum [(Parameter Begrenzung Heißgastemperatur Sauggasüberhitzung V-ND - **Temperaturdifferenz Heißgastemperatur minus Überhitzung Verdichtereintritt V-ND geschätzt**); 0]

[0138] **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND maximal geschätzt = 10 K**

[0139] Mit obigen Berechnungsergebnissen berechneter

Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND =

Minimum [**Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND Wirkungsgrad**

[0140] **Sollwert Überhitzung Verdichtereintritt V-ND = 10 K.**

[0141] Die Werte sind natürlich als beispielhaft zu verstehen, für tatsächliche Anwendungen sind ebenso höhere, niedrigere und an den jeweiligen Betriebspunkt angepasste Werte vorstellbar.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Regeln einer Kompressionskälteanlage (200) mit

- einem Kältekreis, mit

- einem Kältemittel,
- einem Verdampfer (240),
- einem Verdichter (210),
- einem Verflüssiger (220),
- einem Drosselorgan (230),

- einem internen Wärmeübertrager (250) zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan (230) an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter (210), und

- einer Steuereinheit (500)

a) zur Erfassung einer Überhitzung (T_{UE}) des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung (T_{UE}) als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, und

b) zur Regelung des Drosselorgans (230) basierend auf der Überhitzung (T_{UE}),

wobei das Verfahren die folgenden Schritte umfasst:

- Bestimmen einer ersten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die erste Soll-Überhitzung als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage den Wirkungsgrad der Kompres-

sionskälteanlage maximiert,

- Bestimmen einer zweiten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter auf Grundlage einer maximalen zulässigen Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters, und
- Regeln des Drosselorgans (230) basierend auf dem niedrigeren Wert aus der ersten Soll-Überhitzung und der zweiten Soll-Überhitzung.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei die Bestimmung der zweiten Soll-Überhitzung basierend auf einem kältetechnischen Modell, das einen Zusammenhang zwischen der Überhitzung am Eintritt des Verdichters und der Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters herstellt, erfolgt.

3. Verfahren nach Anspruch 2, wobei das kältetechnische Modell wenigstens die folgenden Eingangsgrößen: Niederdruck, Hochdruck, Drehzahl des Verdichters, oder die folgenden Eingangsgrößen enthält: Taupunkttemperatur im Niederdruck, Siedepunkttemperatur im Hochdruck, Drehzahl des Verdichters.

4. Verfahren nach Anspruch 2 oder 3, wobei das kältetechnische Modell eine lineare Funktion quadratischer Ordnung der Siedepunkttemperatur im Hochdruck und der Taupunkttemperatur im Niederdruck umfasst.

5. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die maximal zulässige Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters als eine Temperatur festgelegt wird, die unterhalb einer für den Verdichter festgelegten, insbesondere durch den Hersteller festgelegten, Heißgastemperaturgrenze liegt.

6. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei das Regeln des Drosselorgans (230) ferner basierend auf einer aktuell gemessenen Heißgastemperatur erfolgt.

7. Kompressionskälteanlage (200) mit

- einem Kältekreis mit

- einem Kältemittel,
- einem Verdampfer (240),
- einem Verdichter (210),
- einem Verflüssiger (220),
- einem Drosselorgan (230),
- einem internen Wärmeübertrager (250) zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan (230) an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter (210), und

- einer Steuereinheit (500)

a) zur Erfassung einer Überhitzung (T_{UE}) des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung (T_{UE}) als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, und

b) zur Regelung des Drosselorgans (230) basierend auf der Überhitzung (T_{UE}),

wobei die Steuereinheit (500) ausgebildet ist zum:

- Bestimmen einer ersten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die erste Soll-Überhitzung als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage den Wirkungsgrad der Kompressionskälteanlage maximiert,
- Bestimmen einer zweiten Soll-Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter auf Grundlage einer maximalen zulässigen Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters, und
- Regeln des Drosselorgans (230) basierend auf dem niedrigeren Wert aus der ersten Soll-Überhitzung und der zweiten Soll-Überhitzung.

8. Kompressionskälteanlage nach Anspruch 7, wobei das Kältemittel einen Temperaturslide aufweist, wobei das Kältemittel insbesondere R454C aufweist oder daraus besteht.

9. Wärmepumpe (100), insbesondere im Inneren eines Gebäudes aufgestellte Wärmepumpe (100), mit einer Kompressionskälteanlage (200) gemäß Anspruch 7 oder 8.

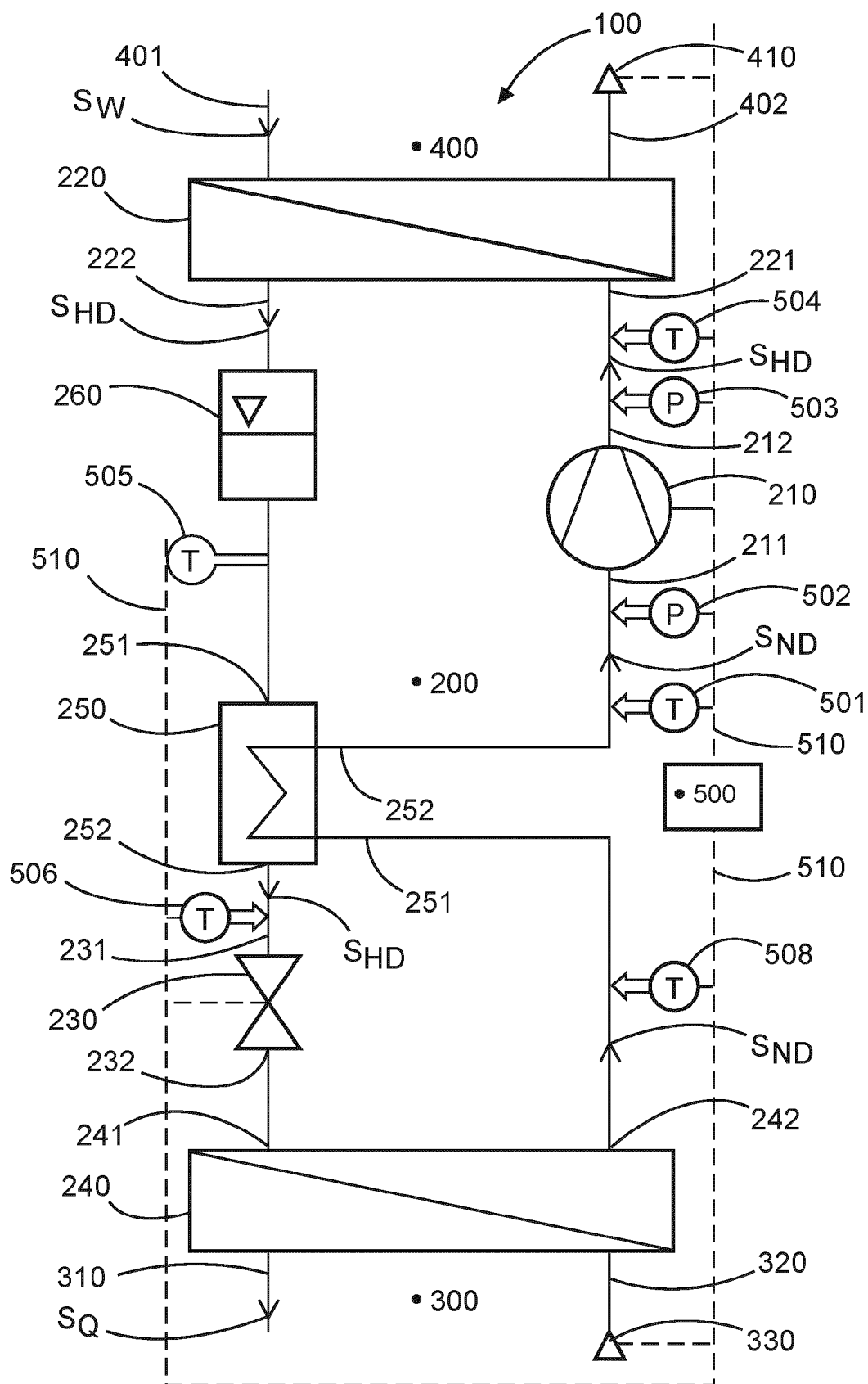


Fig. 1

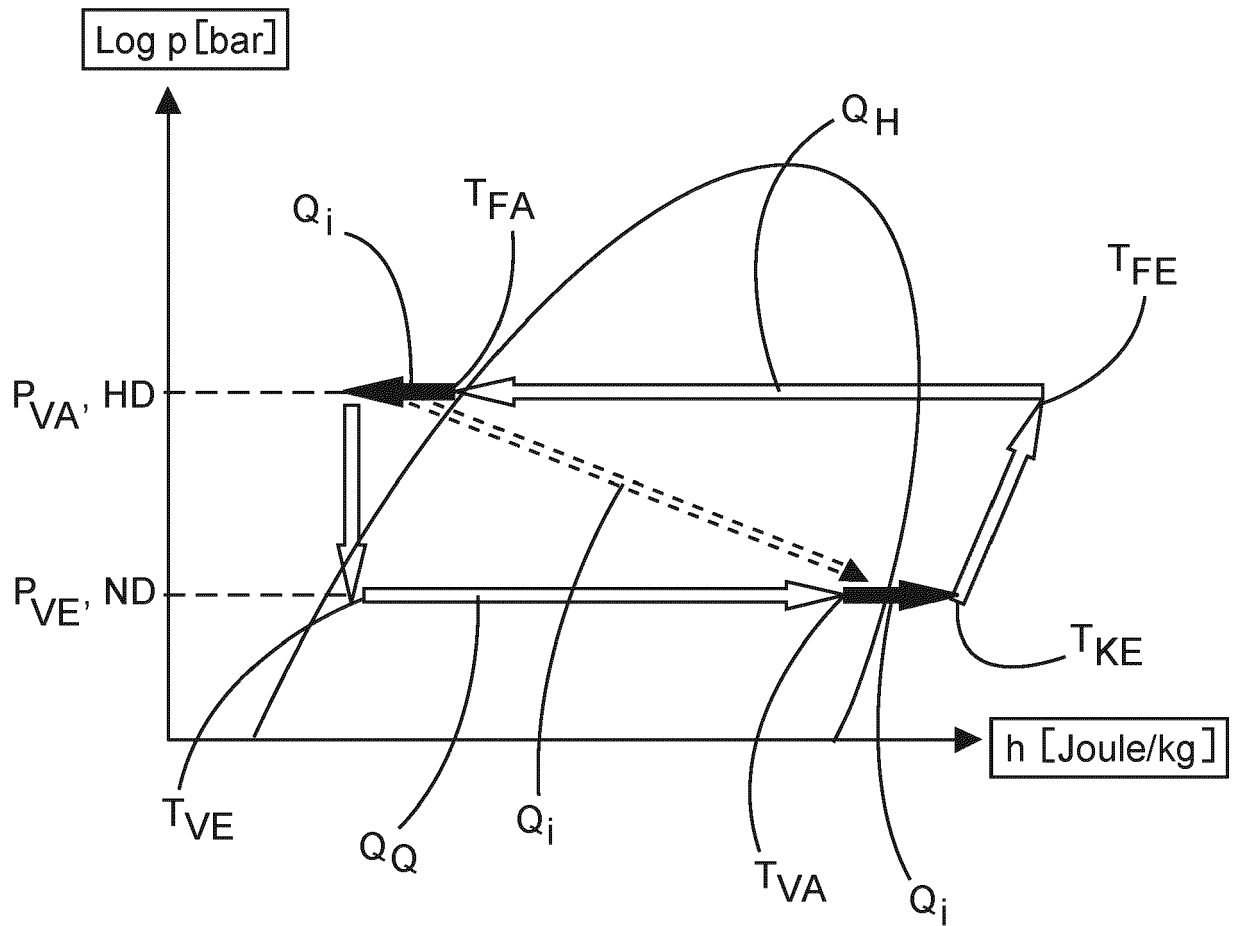


Fig. 2



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 21 17 7578

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	EP 1 026 459 A1 (SANDEN CORP [JP]) 9. August 2000 (2000-08-09) * Absätze [0035] - [0044]; Abbildungen 3, 4 *	1-9	INV. F25B40/00 F25B49/02
A	WO 2020/071299 A1 (DAIKIN IND LTD [JP]) 9. April 2020 (2020-04-09) * Absätze [0118], [0119]; Abbildungen 1, 2 *	1-9	
A	EP 2 000 751 A2 (MITSUBISHI ELECTRIC CORP [JP]) 10. Dezember 2008 (2008-12-10) * Absatz [0051]; Abbildungen 1, 4 *	1-9	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F25B
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 26. Oktober 2021	Prüfer Amous, Moez
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche 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	

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

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

EP 21 17 7578

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente 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.

26-10-2021

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
	EP 1026459	A1	09-08-2000	EP 1026459 A1		09-08-2000
				JP 4202505 B2		24-12-2008
				JP 2000205670 A		28-07-2000
15	-----			-----		
	WO 2020071299	A1	09-04-2020	EP 3862655 A1		11-08-2021
				JP WO2020071299 A1		02-09-2021
				WO 2020071299 A1		09-04-2020
	-----			-----		
20	EP 2000751	A2	10-12-2008	CN 101189482 A		28-05-2008
				EP 2000751 A2		10-12-2008
				NO 342668 B1		25-06-2018
				US 2009071177 A1		19-03-2009
				WO 2007110908 A1		04-10-2007
25	-----			-----		
30						
35						
40						
45						
50						
55						

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

- DE 10159892 A1 [0005]
- DE 102005061480 B3 [0006]