

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- (45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **31.07.85**
- (51) Int. Cl.⁴: **F 25 B 29/00, F 25 B 7/00, F 24 J 3/00**
- (21) Anmeldenummer: **82900346.6**
- (22) Anmeldetag: **19.01.82**
- (86) Internationale Anmeldenummer: **PCT/DE 82/00014**
- (87) Internationale Veröffentlichungsnummer: **WO 82/02588 (05.08.82 Gazette 82/19)**

54 WÄRMEPUMPENANORDNUNG.

Verbunden mit 82730005.4 (europäische Anmeldenummer) durch Entscheidung vom 28.06.83.

- | | |
|--|--|
| <p>(30) Priorität: 19.01.81 DE 3102247
16.02.81 DE 3106152</p> <p>(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung: 19.01.83 Patentblatt 83/3</p> <p>(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung: 31.07.85 Patentblatt 85/31</p> <p>(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE</p> | <p>(73) Patentinhaber: Hampe, Andreas, Dr.-Ing., Lotzestrasse 7, D-1000 Berlin 45 (DE)</p> <p>(72) Erfinder: Hampe, Andreas, Dr.-Ing., Lotzestrasse 7, D-1000 Berlin 45 (DE)</p> <p>(74) Vertreter: Christiansen, Henning, Dipl.-Ing., Unter den Eichen 108a, D-1000 Berlin 45 (DE)</p> |
| <p>(56) Entgegenhaltungen:
CH - A - 225 518
CH - A - 234 315
DE - A - 2 520 226
DE - A - 2 907 982
DE - A - 2 922 119
DE - C - 330 378
FR - A - 2 268 232
GB - A - 494 996
US - A - 2 717 765
US - A - 2 782 350
US - A - 2 919 558</p> | <p>(56) Entgegenhaltungen: (Fortsetzung)
US - A - 3 733 845
US - A - 3 852 974
US - A - 4 000 626
US - A - 4 028 079
US - A - 4 227 380</p> |

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Wärmepumpenanordnung, bei der die Unterkühlungsenthalpie mittels einer zweiten Wärmepumpe genutzt wird und die dabei gewonnene und auf ein höheres Temperaturniveau gehobene Wärme neben derjenigen der ersten Wärmepumpe zusätzlich als Nutzwärme abführbar ist.

Hierzu ist in den Kreislauf des Arbeitsmittels einer ersten Wärmepumpe eine zweite Wärmepumpe derart eingefügt, daß sie direkt eine Abkühlung des flüssigen Arbeitsmittels bewirkt.

Der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe bildet einen Wärmetauscher für das flüssige Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe und ist unmittelbar zwischen Kondensator und Expansionsmittel der ersten Wärmepumpe eingeschaltet. Eine derartige Wärmepumpenanordnung ist aus der US-A-29 19 558 bekannt.

Der im Anspruch 1 angegebenen Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die bei einer Wärmepumpenanordnung der eingangs angegebenen Art die durch die Unterkühlung erzielbare Verbesserung der Effektivität, insbesondere durch eine Stabilisierung der Leistung bei Variation der Kondensationstemperatur, bei Heizanwendungen in besonderer Weise nutzbar zu machen.

Bei Anwendungen, bei denen es vorwiegend darauf ankommt, eine große Wärmemenge bei verhältnismäßig niedriger Temperatur zur Nutzung zur Verfügung zu haben, wie es beispielsweise beim ausschließlichen Betreiben einer Niedertemperatur-Raumheizung der Fall ist, ist es günstig, durch die Zusatzwärmepumpe dem flüssigen Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe zwischen 50 und 80% seiner Enthalpie zu entziehen. Dabei ist die Parallelschaltung der Kondensatoren beider Wärmepumpen vorteilhaft, da hieraus beispielsweise im Falle einer Warmwasserheizung eine Verringerung des Strömungswiderstands für den Wasserkreislauf resultiert.

Das verflüssigte Arbeitsmittel (Kältemittel), das aus dem Kondensator austritt und zum Expansionsventil strömt, weist wegen des notwendigerweise vorhandenen thermischen Übergangswiderstand aufgrund der Wärmetauscheigenschaften des Kondensators eine Temperatur auf, die höher ist als die bei der Wärmenutzung erzielbare Rücklauftemperatur. Bei der Anwendung für eine Warmwasserheizung ist daß die Temperatur des von der Wärmeverteilungsanlage an die Wärmepumpe abgegebenen Wassers.

Wenn das flüssige Arbeitsmittel entspannt wird, muß ein Teil davon — aufgrund seiner hohen Enthalpie — verdampfen. Der Wärmequelle kann damit nur so viel Enthalpie entnommen werden, wie der bei der Expansion nicht verdampfte Flüssigkeitsanteil aufnimmt, um ebenfalls zu verdampfen.

Kühlt man das flüssige Arbeitsmedium vor der Expansion ab, so nimmt seine Enthalpie ab, so daß bei der Expansion weniger Flüssigkeit zu

verdampfen braucht und damit der Anteil der von der Wärmequelle zu liefernden Energie vergrößert ist.

Die Nutzung dieser Enthalpie wird für die Heizwassererwärmung in günstiger Weise möglich durch den Einsatz der zweiten Wärmepumpe mit der angegebenen Bemessung.

Dabei ist der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe direkt in den Kreislauf des Arbeitsmittels der ersten Wärmepumpe eingefügt. Damit ist die Verdampfungstemperatur der zweiten Wärmepumpe eine Funktion der Kondensationstemperatur der ersten Wärmepumpe, so daß höhere Kondensationstemperaturen zu höheren Verdampfungstemperaturen und damit zu der beabsichtigten Verbesserung der Leistungszahl der gesamten Wärmepumpenanordnung führen. Durch das Vorhandensein nur eines einzigen Wärmetauschkvorgangs bleibt dabei die Wärmequalität nahezu erhalten.

Die erste und die zweite Wärmepumpe werden im Falle einer gemeinsamen Wärmeschutzanlage nach der Erfindung stark unterschiedlich ausgelegt. Das Verhältnis der Nennleistungsaufnahmen der ersten Wärmepumpe und der zweiten Wärmepumpe beträgt etwa bevorzugt

$$(5 \pm 2) : 1.$$

Durch diese Auslegung lassen sich beide Wärmepumpen über die gesamte Betriebszeit gemeinsam betreiben und es wird eine optimale Vergrößerung der Leistungszahl und positive Veränderung des Leistungsverhaltens erreicht. Dabei führt ein kleinerer Zahlenwert des Verhältnisses zu einer verringerten Leistungszahlverbesserung mit konstanter Heizleistung bei steigender Kondensationstemperatur, während eine Vergrößerung des Verhältnisses den gegenteiligen Effekt hat.

Bei einer derartigen Auslegung sind — insbesondere für die zweite Wärmepumpe — relativ kleine Wärmetauscher möglich. Dadurch ergeben sich deutliche Materialkosteneinsparungen der erfindungsgemäßen Wärmepumpe gegenüber vergleichbaren konventionell aufgebauten Wärmepumpen.

Im Betrieb weisen die erste und die zweite Wärmepumpe (bei gemeinsamen Wärmenutzungsanlagen) in etwa gleich große Einschaltzeiten auf, womit die erzielte Verbesserung optimal nutzbar ist.

Die Komponenten der Wärmepumpenanordnung sind insgesamt so ausgelegt, daß die Verdampfungstemperatur im Verdampfer der zusätzlichen Wärmepumpe (deutlich) über der Temperatur im Verdampfer der ersten (Grund-) Wärmepumpe liegt. Damit ergibt sich für die Zusatzwärmepumpe (bezogen auf in etwa übereinstimmende Kondensationstemperaturen) eine merklich höhere Leistungszahl als für die Grundwärmepumpe. Die sich für die gesamte Wärmepumpenanordnung ergebende Leistungszahl

wird erheblich verbessert.

Durch die Flüssigkeitsunterkühlung mittels einer zusätzlichen Wärmepumpe kann der Wärmequelle um so mehr Enthalpie entnommen und der Nutzung der Heizung zugeführt werden, je höher die Kondensationstemperatur ist, d. h. die Zusatzwärmepumpe kompensiert zum großen Teil die systembedingte Leistungsabnahme der Grundwärmepumpe zu höheren Kondensationstemperaturen hin und wirkt damit stabilisierend hinsichtlich der verfügbaren Leistung — bezogen auf die Gesamtanordnung.

Diese Stabilisierungseigenschaft ist deswegen von besonderer Bedeutung, weil die Leistungsabnahme aufgrund höherer Kondensationstemperaturen bei der Verwendung für die Speisung von Warmwasserheizungen einhergeht mit den bei niedrigen Außentemperaturen benötigten höheren Warmwasservorlauftemperaturen.

Damit wird trotz des mit dem Vorhandensein einer zusätzlichen Wärmepumpe zunächst verbundenen Vergrößerung des Aufwands bezüglich der Anzahl der vorzusehenden Elemente nicht nur im Betrieb eine wesentliche Energieersparnis ermöglicht. Es ergeben sich auch bei der Herstellung Vorteile, da anstelle einer aus relativ großen und teuren Komponenten bestehenden Wärmepumpe zwei kleinere Wärmepumpen eingesetzt werden, deren Komponenten in der Summe billiger sind. Die Vergrößerung der Leistung einer Wärmepumpe für niedrige Kondensationstemperaturen erfordert nämlich in höheren Leistungsbereichen einen recht erheblichen Mehraufwand, während die zusätzlich erforderliche Wärmepumpe mittlere Leistung für relativ hohe Kondensationstemperaturen in gekapselter Form bei recht kleiner Baugröße kostengünstig herstellbar ist. Die gesamte aus zwei Wärmepumpen bestehende Anordnung läßt sich als kompaktes Aggregat fertigen und komplett vorgefertigt installieren.

Dadurch, daß in den beiden Wärmepumpen verschiedene, den unterschiedlichen Arbeitstemperaturen angepaßte Kältemittelgemische als Arbeitsmedien verwendet werden, lassen sich die Arbeitsbedingungen für beide Wärmepumpen der Anordnung getrennt optimieren. Die zweite Wärmepumpe wird bevorzugt mit einem nichtazeotropen Kältemittelgemisch betrieben, weil das flüssige Arbeitsmedium der ersten Wärmepumpe, dem die Nutzwärme für die zweite Wärmepumpe entzogen wird, bei der Abkühlung eine weitaus stärkere Temperaturänderung erfährt als vergleichsweise der Träger der Nutzwärme der ersten Wärmepumpe. Durch diese relativ große Temperaturänderung nimmt der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe in Durchflußrichtung des Arbeitsmediums der ersten Pumpe eine lokal unterschiedliche, d. h. abfallende Temperaturverteilung an. Durch die verschiedenen Verdampfungstemperaturen der Bestandteile des nichtazeotropen Kältemittelgemisches und der daraus resultierenden örtlichen Verteilung der Verdampfungsbereiche der ein-

zelnen Bestandteile innerhalb des Verdampfers resultiert eine verbesserte Wärmeübertragung und eine Vergleichmäßigung der Verteilung des Wärmetransports über die Verdampferoberfläche.

Wird der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe im Parallelstromverfahren betrieben (d. h. die Arbeitsmedien der beiden Wärmepumpen fließen beim Wärmeaustausch in gleicher Richtung), so kann dadurch eine übermäßige Sauggasüberhitzung mit der daraus resultierenden Gefahr der zu hohen Druckgasüberhitzung verhindert werden. Durch das Parallelstromverfahren ist dabei gewährleistet, daß auch im Falle eines Defekts des Expansionsventils der zweiten Wärmepumpe das aus dem Verdampfer dieser Wärmepumpe austretende Arbeitsmedium im wesentlichen dieselbe Temperatur aufweist, wie das aus dem zu dem Verdampfer gehörigen Wärmetauscher austretende Arbeitsmedium der ersten Wärmepumpe.

Das Verhältnis der Leistungsaufnahme der Verdichter der beiden Wärmepumpen sind insbesondere dann günstig gewählt, wenn die zweite Wärmepumpe zusammen mit der ersten bei den als normal anzusehenden Betriebsbedingungen permanent in Betrieb bleiben kann, weil damit die erzielte Verbesserung — bezogen auf die Betriebszeit der Wärmepumpenanordnung — maximal zur Wirkung kommt. Davon ausgenommen ist eine kurze Einschaltverzögerung des Verdichters einer der beiden Wärmepumpen — bevorzugt der zweiten Wärmepumpe — um den Anlaufstrom der Anordnung zu begrenzen.

Die Vorteile der Verwendung eines Rollkolbenkompressors für den Verdichter der zweiten Wärmepumpe haben ihre Ursache in dessen besonderer Leistungsaufnahmecharakteristik, die mit steigender Verdampfungstemperatur eine zunehmende und später (von ca. 15°C ab) wieder fallende Tendenz aufweist, so daß eine Überlastung bei einer sich eventuell einstellenden zu hohen Verdampfungstemperatur ausgeschlossen ist. Andererseits ist damit eine Verbesserung der Leistungszahl bei höheren Verdampfungstemperaturen verbunden. Durch die Fähigkeit von Rollkolbenkompressoren, Naßanläufe schadlos zu überstehen, sind entsprechende Sicherheitseinrichtungen entbehrlich, so daß insoweit eine weitere Reduzierung des Aufwands erzielbar ist.

Andere vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet bzw. werden bei der nachstehenden Darstellung einer bevorzugten Ausführung näher beschrieben.

Die einzige Figur zeigt eine schematische Darstellung einer Wärmepumpenanordnung gemäß der Erfindung.

Die in der Figur dargestellte Wärmepumpenanordnung enthält zunächst den bekannten Arbeitsmittelkreislauf einer Kompressionswärmepumpe, Komponente in üblicher Anordnung.

In einem einen Wärmetauscher bildenden Verdampfer 1 verdampft das Arbeitsmittel bei

einer Temperatur T_0 und entzieht dem den Verdampfer 1 in einem getrennten Kreislauf durchströmenden Medium die Verdampfungswärme. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird die Verdampfungswärme Q_f einer die Rohrleitungen 2 und 3 in Pfeilrichtung durchfließenden Sole entzogen, die mittels einer Pumpe 4 umgewälzt wird. Die Sole durchströmt ihrerseits beispielsweise — nicht dargestellte — im Erdreich eingebrachte Wärmetauscher und wird dadurch erwärmt. Entsprechend ist auch eine Wärmeaufnahme aus der Umgebungsluft etc. möglich.

Ein Verdichter 5 saugt das dampfförmige Arbeitsmedium bei einem Druck P_0 an und verdichtet es auf den Druck p . Im ebenfalls einen Wärmetauscher bildenden Kondensator 6 verflüssigt sich das verdichtete, gasförmige Arbeitsmedium bei einer Temperatur T und gibt dabei die Wärme Q_{A1} als Nutzwärme an einen eine Zuleitung 7 und eine Ableitung 8 enthaltenden Heizkreislauf ab, der eine weitere Umwälzpumpe 9 enthält.

Über ein thermostatisch gesteuertes Expansionsventil 10 strömt das flüssige Arbeitsmedium vom Kondensator 6 zurück zum Verdampfer 1, wo sich der Kreislauf schließt. Das im Arbeitskreislauf zu verwendende Medium wird entsprechend den erwarteten Temperaturen und Drücken gewählt. Dabei stehen die bekannten Kältemittel(mischungen) zur Verfügung.

In den zuvor dargestellten Kreislauf ist nun zwischen Verflüssiger 6 und Expansionsventil 10 ein weiterer Verdampfer 11 eines Arbeitsmittelkreislaufs einer zweiten Wärmepumpe so einbezogen, daß er dem flüssigen Arbeitsmedium des ersten Kreislaufs vor der Entspannung durch das Expansionsventil 10 direkt Wärme entzieht.

Ein zusätzlicher Verdichter 12, der wegen der relativ hohen Verdampfertemperaturen von kleiner Bauart sein kann, ein als Wärmetauscher dienender Kondensator 13 und ein Expansionsventil 14 vervollständigen den Arbeitsmittelkreislauf der zweiten Wärmepumpe.

Die Nutzwärme Q_{A2} wird in die Leitungen 15 und 16, die von den Nutzwärmeleitungen 7 und 8 der ersten Wärmepumpe getrennt sind, in einem mit einer Umwälzpumpe 17 versehenen Kreislauf abgeführt. Dabei handelt es sich um die Anlage zur Brauchwassererwärmung des Hauses, dessen Heizanlage durch die erste Wärmepumpe versorgt wird. Der Kondensator 13 kann dabei in einen Warmwasserspeicher einbezogen sein. Die Leitungen 15 und 16 bilden den Brauchwasserzu- und -rücklauf.

Die Anordnung des Verdampfers 11 der zweiten Wärmepumpe in der Nähe des Kondensators 6 der ersten Wärmepumpe und die Zusammenfassung des Kondensators 13 der zweiten Wärmepumpe mit dem Kondensator 6 der ersten Wärmepumpe ermöglichen eine besonders kompakte Bauform, da die Bauelemente der zweiten Wärmepumpe relativ wenig Platz einnehmen, so daß sie mit dem Kondensator der zweiten Wärmepumpe, gegebenenfalls mit deren Verdichter, in einem Gehäuse installiert werden können, ohne daß ein wesentlicher zusätzli-

cher Raumbedarf entsteht. Das größte Bauelement einer derartigen Wärmepumpenanordnung, der Verdampfer der die Grundlast bestreitenden ersten Wärmepumpe, kann dabei räumlich unabhängig von den übrigen Bauelementen angeordnet werden, wobei die Unterbringung jedoch bevorzugt innerhalb desselben Gehäuses erfolgt.

Die die Verflüssiger bildenden Wärmetauscher 6 und 13 der beiden Wärmepumpen können je nach Bedarf — entsprechend den eingangs getroffenen Überlegungen — entweder zusammengefaßt oder getrennt angeordnet sein um für unterschiedliche Verbraucher Nutzwärme zu liefern, wobei günstigerweise die die Grundlast liefernde Wärmepumpe im Hausenergiebereich für die Heizversorgung genutzt wird, während die zweite Wärmepumpe bevorzugterweise für die Brauchwassererwärmung eingesetzt wird. Zur Versorgung eines gemeinsamen Verbrauchers werden die Wärmetauscher 6 und 13 parallel betrieben, wobei hier ebenfalls die Zusammenfassung zu einer einzigen Baueinheit vorteilhaft ist.

Um zu verhindern, daß im Verdichter 12 der zweiten Wärmepumpe in Betriebspausen stattfindende übermäßige Kältemittelverlagerungen zu Flüssigkeitsschlägen beim Wiedereinschalten führen, ist ein Steuerteil 18 vorgesehen, welches zusammen mit dem Einschalten des Verdichters 12 ein Magnetventil 19 öffnet und während des Betriebs des Verdichters offenhält. Ein Rückflußverbinder 20 stellt darüber hinaus sicher, daß kein im Kondensator 13 verflüssigtes Kältemittel bei Betriebsunterbrechungen zurück in den Verdichter 12 fließt. Auf diese Weise läßt sich die zusätzliche Wärmepumpe im Betrieb beliebig ein- und ausschalten.

Ein derartiger Rückflußverhinderer 20 einschließlich Magnetventil 19 ist entbehrlich, wenn der Verdichter 5 der zweiten Wärmepumpe als Rollkolbenkompressor ausgebildet ist, wobei ein derartiger Rollkolbenkompressor sich weiterhin einerseits dadurch auszeichnet, daß er Naßanläufe ohne Schaden übersteht und andererseits ein immanenter Schutz gegen Überlastung dadurch besteht, daß bei einer eventuellen zu hohen Verdampfungstemperatur die Leistungsaufnahme zurückgeht.

Das Steuerteil 18 in der Figur ist außerdem so ausgebildet, daß es bei gleichzeitigem Einschalten beider Verdichter die Einschaltung des Verdichters 12 der Zusatzwärmepumpe geringfügig (d. h. um eine oder mehrere Sekunden) verzögert, so daß die stoßartige Belastung des Stromversorgungsnetzes bei Inbetriebnahme der Anordnung verringert ist. (Die Verzögerungswirkung kann dabei durch bekannte elektromechanische oder elektronische Verzögerungsschaltmittel erreicht werden). Durch das Vorhandensein zweier Kompressoren kann damit der Forderung vieler Elektrizitätsversorgungsunternehmen nach einer Begrenzung der stoßartigen Lastaufnahme beim Einschalten von Wärmepumpenanlagen auf einfache Weise entsprochen werden.

Patentansprüche

1. Wärmepumpenanordnung, bei der die Unterkühlungsenthalpie mittels einer zweiten Wärmepumpe genutzt wird und die dabei gewonnene und auf ein höheres Temperaturniveau gehobene Wärme neben derjenigen der ersten Wärmepumpe zusätzlich als Nutzwärme abführbar ist, wobei in den Kreislauf des Arbeitsmittels einer ersten Wärmepumpe (1, 5, 6, 8, 10) eine zweite Wärmepumpe (11 bis 14) derart eingefügt ist, daß sie direkt eine Abkühlung des flüssigen Arbeitsmittels bewirkt und die Verdampfungstemperatur für das flüssige Arbeitsmittel der zweiten Wärmepumpe bei deren Betrieb stets größer ist als die entsprechende Temperatur der ersten Wärmepumpe, dadurch gekennzeichnet, daß für die Anwendung bei Warmwasserheizungen zur Erzeugung insgesamt großer Wärmemengen bei verhältnismäßig geringer Temperatur die zweite Wärmepumpe derart dimensioniert ist, daß dem flüssigen Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe im wesentlichen zwischen 50 und 80% seiner Enthalpie entzogen wird.

2. Wärmepumpenanordnung nach einem Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kondensatoren (6, 13) der beiden Wärmepumpen parallel geschaltet sind.

3. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in den beiden Wärmepumpen verschiedene, den unterschiedlichen Arbeitstemperaturen angepaßte Kältemittel als Arbeitsmittel vorgesehen sind.

4. Wärmepumpenanordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß in der zweiten Wärmepumpe ein nichtazeotropes Kältemittelgemisch als Arbeitsmittel vorgesehen ist.

5. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe nach dem Parallelstromverfahren betrieben wird.

6. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Arbeitsmittelkreislauf der zweiten Wärmepumpe vor dem Verdichter (12) ein Absperrventil (19) und hinter dem Verdichter ein Rückflußverhinderer (20) vorgesehen ist, wobei das Absperrventil bei stillgesetztem Verdichter geschlossen ist.

7. Wärmepumpenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdichter (12) der zweiten Wärmepumpe als Rollkolbenkompressor ausgebildet ist.

8. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Schaltmittel (18) vorgesehen sind, welche den Verdichter (12) der zweiten Wärmepumpe gegenüber dem Verdichter (5) der ersten Wärmepumpe derart verzögert einschalten, daß die stoßartige Belastung des Stromversorgungsnetzes herabgesetzt ist.

9. Wärmepumpenanordnung nach einem der

vorangehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis der Nennleistungsaufnahmen von erster und zweiter Wärmepumpe zwischen 7 und 3 zu 1 gewählt ist.

10. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Auslegung der Anordnung derart gewählt ist, daß im für die vorgesehene Anwendung normalen Betriebszustand beide Wärmepumpen für gleiche Zeitdauern eingeschaltet sind.

Claims

1. Heat pump arrangement, in which the enthalpy of subcooling is used by a second heat pump and the heat, which is thereby gained and is elevated to a higher temperature, is disposable as useable heat in addition to that of the first heat pump,

whereby a second heat pump (11 to 14) is inserted into the circulation of the first heat pump (1, 5, 6, 8, 10) in such a manner, that it directly cools the working fluid, and evaporation temperature of the working fluid of the second heat pump during its use is constantly higher than the corresponding temperature of the first heat pump, wherein the second heat pump is dimensionally designed for the application in warmwater-heating systems for the production of large amounts of heat together at relatively low temperature in such a manner, that essentially 50% to 80% of the enthalpy is extracted from working liquid of the first heat pump.

2. Heat pump arrangement of claim 1 wherein the condensers (6, 13) of the both heat pumps are connected parallel.

3. Heat pump arrangement of any one of the aforementioned claims wherein different and to the different working temperatures adapted cryogens are considered as working fluids.

4. Heat pump arrangement of claim 3 wherein a nonazeotropic fluid mixture is considered as the working fluid in the second heat pump.

5. Heat pump arrangement of any one of the aforementioned claims wherein the evaporator of the second heat pump is run by parallel-current circulation of fluids.

6. Heat pump arrangement of any one of the aforementioned claims wherein in the circuit of the working fluid are considered in front of the compressor (12) a stopcock (19) and behind the compressor a shut-off valve (20), whereby the stopcock is closed when the compressor is not running.

7. Heat pump arrangement of any one of the claims 1 to 5 wherein the compressor (12) is a rotary-piston compressor.

8. Heat pump arrangement of any one of the aforementioned claims wherein electrical switching devices (18) are considered, which switches the compressor of the second heat pump on with a delay to the compressor of the first heat pump to reduce the abrupt surge on the

electricity supply grid.

9. Heat pump arrangement of any one of the aforementioned claims wherein the relationship of the rated power consumptions of the first and the second heat pump is chosen in the range of 7 and 3 to 1.

10. Heat pump arrangement of any one of the aforementioned claims wherein the design of the system is selected in such a way, that both heat pumps are switched on for equal time-periods in the considered use of normal operating conditions.

Revendications

1. Agencement de pompes à chaleur, lors duquel l'enthalpie de surrefroidissement est utilisée par une seconde pompe à chaleur et dans lequel la chaleur ainsi gagnée et portée à une température élevée, est transportable en qualité de chaleur utile au surplus de celle, qui est produite par la première pompe à chaleur, une deuxième pompe à chaleur (11 à 14) étant insérée dans le circuit de substance active d'une première pompe à chaleur (1, 5, 6, 8, 10) de façon que celle-ci résulte directement dans une réfrigération de la substance active liquide et que la température d'évaporation de la substance active liquide de la seconde pompe à chaleur soit en permanence plus élevée que la température correspondante de la première pompe à chaleur, caractérisé en ce que la deuxième pompe à chaleur utilisée dans une installation de chauffage d'eau pour produire au total de grandes quantités de chaleur à températures relativement basses est dimensionnée de manière, qu'entre 50% et 80% du substance de l'enthalpie soit prise de la substance active liquide de la première pompe à chaleur.

2. Agencement de pompes à chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que les condenseurs (6, 13) des deux pompes à chaleur sont montés en parallèle.

3. Agencement de pompes à chaleur selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que des substances actives différents, adaptées aux différentes températures de travail, sont prévues pour les deux pompes à chaleur.

4. Agencement de Pompes à chaleur selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'un mélange de frigorigènes non azéotropes est prévu dans la deuxième pompe à chaleur comme substance active.

5. Agencement de pompes à chaleur selon l'une quelconque des revendications ci-dessus, caractérisé en ce que les directions des flux dans l'évaporateur de la deuxième pompe à chaleur sont parallèles.

6. Agencement de pompes à chaleur selon l'une quelconque des revendications ci-dessus, caractérisé en ce que sont prévues dans le circuit de la substance active de la deuxième pompe à chaleur une soupape d'arrêt (19) devant et une soupape de retenue (20) derrière le compresseur

(12), la soupape d'arrêt étant fermée lorsque le compresseur, n'est pas en action.

7. Agencement de pompes à chaleur selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le compresseur (12) de la deuxième pompe à chaleur est un compresseur à pistons roulants.

8. Agencement de pompes à chaleur selon l'une quelconque des revendications ci-dessus, caractérisé en ce que des commutateurs (18) sont prévus, qui mettent en marche le compresseur (12) de la deuxième pompe à chaleur par rapport aux compresseur (5) de la première pompe à chaleur avec une telle retardation, que la charge saccadée de l'alimentation en courant est diminuée.

9. Agencement de pompes à chaleur selon l'une quelconque des revendications ci-dessus, caractérisé en ce que le rapport des puissances absorbées nominales de la première et deuxième pompe à chaleur est choisi entre 7 et 3 à 1.

10. Agencement de pompes à chaleur selon l'une quelconque des revendications ci-dessus, caractérisé en ce que la conception de l'agencement est choisie de manière, que les deux pompes à chaleur sont mises en marche pour les mêmes durées lorsqu'elles sont dans l'état de service normale à l'usage prévu.

