



AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

(21)	AP F 25 B / 302 958 5	(22)	20.05.87	(44)	30.11.88
(31)	2182/86	(32)	23.05.86	(33)	HU
	2182/86		24.03.87		

- (71) siehe (73)
 (72) Bergmann, György; Hivessy, Géza, HU
 (73) Energiagazdálkodási Intézet, 1027 Budapest II, Bem rkp. 33-34, HU
 (74) Patentanwaltsbüro Berlin, Frankfurter Allee 286, Berlin, 1130, DD

(54) Verfahren zum Betreiben von Kompressions-Absorbtionswärmepumpen oder -kältemaschinen und Einrichtung zur Durchführung des Verfahrens

(55) Wärmepumpe, Kältemaschine, Kompressions-Absorbtionswärmepumpe, Kompressions-Absorbtionskältemaschine, hybrid, Leistungsfaktorhöhung, Verfahren, Einrichtung
 (57) Das Verfahren wird zum Betreiben von Kompressions-Absorbtionswärmepumpen oder -kältemaschinen (von hybriden Wärmepumpen und Kältemaschinen) unter Anwendung aus zwei ineinander gut löslichen Medien verschiedener Flüssigkeit bestehenden Arbeitsmediums verwendet zur Erhöhung des Leistungsfaktors. Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren wird aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang das Arbeitsmedium als eine Mischung von zwei verschiedenen Phasen (Flüssigkeit und Dampf) mit unterschiedlicher Konzentration hinausgeführt. Die zur Verwirklichung des erfindungsgemäßen Verfahrens geeignete Einrichtung enthält in Strömungsrichtung des Arbeitsmediums in Reihe geschaltet einen Kondensator-Absorber (1), einen flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher (5), einen Druckverminderer (2), einen Verdampfer-Entgaser (3), einen Verdichter (4), dessen Ausgang an den Eingang des Kondensator-Absorbers (1) angeschlossen ist, wobei zwischen den Kondensator-Absorber (1) und den flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher (5) ein dampfkühlender innerer Wärmeaustauscher (6) eingeschaltet ist. Fig. 7

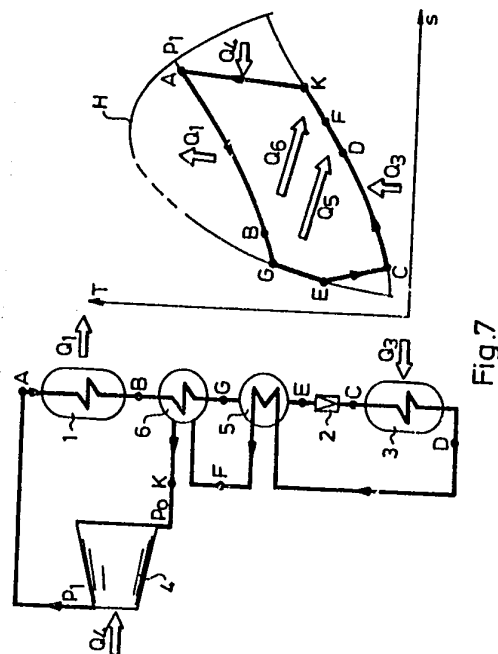


Fig. 7

Patentansprüche:

1. Verfahren zum Betreiben von Kompressions-Absorptionswärmepumpen oder -kältemaschinen (von hybriden Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen) unter Anwendung eines aus der Mischung von zwei ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten bestehenden Arbeitsmediums, bei welchem Verfahren in einem ersten Wärmeaustauschvorgang bei Wärmeentzug einerseits der Dampf der flüchtigeren Komponente (Komponente mit niedrigerem Siedepunkt) in der Flüssigkeit der weniger flüchtigen Komponente (Komponente mit höherem Siedepunkt) aufgelöst (Absorption), andererseits der Dampf der weniger flüchtigen Komponente kondensiert wird (Kondensation), dann nach der Expansion des Arbeitsmediums in einem zweiten Wärmeaustauschvorgang bei Wärmezuführung einerseits die flüchtigere Komponente aus der Lösung wenigstens teilweise ausgetrieben (Entgasung), andererseits die weniger flüchtige Komponente wenigstens teilweise verdampft wird (Verdampfung), wonach das Arbeitsmedium komprimiert (verdichtet) wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang das Arbeitsmedium als eine Mischung von zwei verschiedenen Phasen (Flüssigkeit und Dampf) mit unterschiedlicher Konzentration hinausgeführt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen dem aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang austretenden, vor der Expansion stehenden zweiphasigen Arbeitsmedium und dem aus dem zweiten Wärmeaustauschvorgang austretenden, vor der Kompression stehenden Arbeitsmedium ein innerer Wärmeaustausch verwirklicht wird, wobei in dem aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang austretenden Arbeitsmedium das Inlösengehen und die Kondensation fortgesetzt wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß der innere Wärmeaustausch in zwei Abschnitten durchgeführt wird, wobei im ersten Abschnitt die Kondensation und das Inlösengehen beendet wird und dadurch das ganze Arbeitsmedium in Flüssigkeitsphase übergeht, während im zweiten Abschnitt diese Flüssigkeit weiter abgekühlt wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß in die Saugleitung des Verdichters nasser Dampf hineingeführt wird, aus dem vor der Kompression die Flüssigkeit zum Teil oder ganz abgeschieden wird, der übriggebliebene trockene oder feuchtigkeitsarme Dampf komprimiert und die abgeschiedene Flüssigkeit in den strömenden Dampf hineingespritzt wird.
5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die abgeschiedene Flüssigkeit vor der Kompression und/oder während der Kompression an wenigstens einer Druckstufe und/oder nach der Kompression zum Dampf zurückgeführt wird.
6. Einrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5, bei der die Schaltungsanordnung des Arbeitsmedium-Kreisprozesses der Wärmepumpe oder Kältemaschine in Strömungsrichtung des Arbeitsmediums nacheinander in Reihe geschaltet einen Kondensator-Absorber, einen flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher, einen Druckverminderer, einen Verdampfer-Entgaser und einen Verdichter enthält, wobei der Ausgang des letzteren an den Eingang des Kondensator-Absorbers (1) angeschlossen ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen den Kondensator-Absorber (1) und den flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher (5) ein dampfkühlender innerer Wärmeaustauscher (6) eingeschaltet ist.
7. Einrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß in die Saugleitung des Verdichters (4) ein Flüssigkeitsabscheider (7) eingeschaltet ist, an dessen Austrittsseite je eine gesonderte Dampfleitung (13) und Flüssigkeitsleitung (14) abzweigt ist, von denen die Dampfleitung (13) an den Verdichter (4) angeschlossen ist, während in die Flüssigkeitsleitung (14) eine Pumpe (8) eingebaut ist.
8. Einrichtung nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Flüssigkeitsleitung (14) nach der Pumpe (8) an in die Dampfleitung (13) vor dem Verdichter (4) eingebaute Düsen (9) und/oder an in den Verdichter (4) eingebaute Düsen (10) und/oder an in die Dampfleitung (13) nach dem Verdichter (4) eingebaute Düsen (11) angeschlossen ist.
9. Einrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß in die an die Düsen (9, 10, 11) angeschlossenen Abzweigungen der Flüssigkeitsleitung (14) Reglerarmaturen (12) eingebaut sind.

Hierzu 5 Seiten Zeichnungen

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung ist anwendbar bei sogenannten hybriden Kältemaschinen oder Wärmepumpen, bei welchen das Arbeitsmedium durch einen Verdichter gefördert wird und dieses Arbeitsmedium aus der Mischung von ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten besteht (hybrider Kompressions-Absorptionskreisprozeß).

Charakteristik des bekannten Standes der Technik

Es ist bekannt, daß der Leistungsfaktor der mit einer Lösung betriebenen Kompressions-Kreisprozesse in gewissen Fällen (bei einem sich verändernden Temperaturablauf der Wärmequelle und des Wärmeverbrauchers) im Vergleich zu den ein homogenes Arbeitsmedium verwendenden Kompressionskreisprozessen wesentlich höher sein kann, wodurch die Anwendung der mit Lösung betriebenen Kompressionsprozesse in solchen Fällen wirtschaftlich ist. Es ist bei den Kreisprozessen mit Lösungskreislauf ebenfalls vorteilhaft, daß mit ihrer Hilfe ein wesentlich breiterer Temperaturbereich in einer Stufe überbrückt werden kann als mit anderen Kreisprozessen.

Ein derartiger, mit Lösungskreislauf betriebener Kreisprozeß wird z. B. in der EP-PS 0021 205 beschrieben, dessen Wesen darin besteht, daß jedem Abschnitt des Kreisprozesses die gesamte Menge des Arbeitsmediums (z. B. Dampf und Flüssigkeit) gemeinsam zugeführt wird. Der Verdichter saugt deshalb nassen Dampf hinein und läßt nassen Dampf hinaustreten, er verwirklicht also eine nasse Kompression. Zwischen der aus dem Kondensator austretenden Flüssigkeit hohen Druckes und dem aus dem Verdampfer austretenden Hochdruckdampf erfolgt ein Wärmeaustausch. Der Nachteil dieser Lösung besteht darin, daß das Maß des inneren Wärmeaustauschers durch den Umstand begrenzt wird, daß an der Hochdruckseite ein bereits kondensiertes Arbeitsmedium in den Wärmeaustauscher hineintritt.

Das Wesen einer weiteren bekannten technischen Lösung (nach Osenbrück benannt) — die eigentlich durch die oben erwähnte Lösung weiterentwickelt wurde — besteht darin, daß in den inneren Wärmeaustauscher nach dem Verdampfer nur die Flüssigkeitsphase des Arbeitsmediums hineingeführt wird. Dadurch können aber die durch den inneren Wärmeaustauscher gebotenen Vorteile noch weniger ausgenutzt werden.

Es ist bekannt, daß bei einer zwischen gegebenen Druckgrenzen durchgeführten Kompression die Kompressionsarbeit durch die dabei erfolgende Rückkühlung des Arbeitsmediums verringert wird. Die Rückkühlung wird im allgemeinen zwischen den Verdichterstufen durchgeführt oder es wird gegebenenfalls eine verdampfende Flüssigkeit (z. B. Wasser) in den Verdichter hineingespritzt. Nach ähnlichen Überlegungen wird die nasse Kompression auch bei der erwähnten EP-PS 0021 205 vorgesehen, wo der Leistungsfaktor durch die Rückkühlung des Arbeitsmediums im Laufe des Kreisprozesses verbessert wird.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist die Weiterentwicklung der bekannten Lösungen zur Verringerung der ökonomischen Nachteile derselben.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Die technische Aufgabe

Der Erfindung liegt als Aufgabe die Schaffung der Möglichkeit der Erhöhung des Leistungsfaktors derartiger Wärmepumpen und Kältemaschinen.

Die technischen Mittel zur Lösung der Aufgabe

Das erfindungsgemäße Verfahren und die zur Durchführung dieses Verfahrens dienenden Konstruktionen beruhen auf der Erkenntnis, daß während des im inneren Wärmeaustauscher erfolgenden Wärmeaustauschvorganges — durch Erhöhung der übertragenen Wärmemenge — das Druckverhältnis der Kompression verringert und dadurch der Leistungsfaktor der Einrichtung (d. h. der Wert der auf eine Einheit der eingesetzten mechanischen Arbeit bezogenen nutzbaren Wärme) erhöht werden kann.

Aufgrund dieser Erkenntnis ist die Aufgabe erfindungsgemäß durch ein Verfahren gelöst, das darin besteht, daß aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang das Arbeitsmedium als eine Mischung von zwei verschiedenen Phasen (Flüssigkeit und Dampf) mit unterschiedlicher Konzentration hinausgeführt wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren kann auch in der Weise verwirklicht werden, daß zwischen dem aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang austretenden, vor der Expansion stehenden zweiphasigen Arbeitsmedium und dem aus dem zweiten Wärmeaustauschvorgang austretenden, vor der Kompression stehenden Arbeitsmedium ein innerer Wärmeaustausch verwirklicht wird, wobei in dem aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang austretenden Arbeitsmedium das Inlösunggehen und die Kondensation fortgesetzt wird.

Der innere Wärmeaustausch wird vorteilhafterweise in zwei Abschnitten durchgeführt, wobei im ersten Abschnitt die Kondensation und das Inlösunggehen beendet wird und dadurch das ganze Arbeitsmedium in Flüssigkeitsphase übergeht, während im zweiten Abschnitt diese Flüssigkeit weiter abgekühlt wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren kann auch so verwirklicht werden, daß in die Saugleitung des Verdichters nasser Dampf hineingeführt wird, aus dem vor der Kompression die Flüssigkeit zum Teil oder ganz abgeschieden wird, der übriggebliebene trockene oder feuchtigkeitsarme Dampf komprimiert und die abgeschiedene Flüssigkeit in den strömenden Dampf hineingespritzt wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren kann weiterhin auch in der Weise durchgeführt werden, daß die abgeschiedene Flüssigkeit vor der Kompression und/oder während der Kompression an wenigstens einer Druckstufe und/oder nach der Kompression zum Dampf zurückgeführt wird.

Aufgrund der obigen Erkenntnis können somit die bekannten Wärmepumpen und Kältemaschinen erfindungsgemäß derart weiterentwickelt werden, daß das Arbeitsmedium im nassen Dampfzustand noch vor dem Abschluß der Kondensation bzw. des Inlösunggehens aus dem Kondensator-Absorber hinausgeführt und einem dampfkühlenden inneren Wärmeaustauscher zugeführt wird, in welchem sowohl die Kondensation als auch das Inlösunggehen beendet wird. Die in dieser Weise freiwerdende Wärme wird an der Niederdruckseite zur Weitererwärmung der aus einem flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher austretenden Dampfes verwendet.

Zur Verwirklichung der nassen Kompression wird dabei als eine weitere Maßnahme die Flüssigkeitsphase des Arbeitsmediums im nassen Dampfzustand vor dem Verdichter teilweise oder ganz abgeschieden und mit Hilfe von Düsen während der Kompression, gegebenenfalls vor oder nach der Kompression in das Arbeitsmedium zurückgesprüht.

Das erfindungsgemäße Verfahren dient zum Betreiben von Kompressions-Absorptionswärmepumpen bzw. -kältemaschinen (von hybriden Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen) unter Anwendung eines aus der Mischung von zwei ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten bestehenden Arbeitsmediums, bei welchem Verfahren in einem ersten Wärmeaustauschvorgang bei Wärmeentzug einerseits der Dampf der flüchtigeren Komponente (Komponente mit niedrigerem Siedepunkt) in der Flüssigkeit der weniger flüchtigen Komponente (Komponente mit höherem Siedepunkt) aufgelöst (Absorption), andererseits der Dampf der weniger flüchtigen Komponente kondensiert wird (Kondensation), dann nach der Expansion des Arbeitsmediums in einem zweiten Wärmeaustauschvorgang bei Wärmezuführung einerseits die flüchtigere Komponente aus der Lösung wenigstens teilweise ausgetrieben (Entgasung), andererseits die weniger flüchtige Komponente wenigstens teilweise verdampft wird (Verdampfung), wonach das Arbeitsmedium komprimiert (verdichtet) wird.

Die zur Verwirklichung des erfindungsgemäßen Verfahrens geeignete Einrichtung ist eine hybride Wärmepumpe oder Kältemaschine, die so ausgebildet ist, daß die Schaltungsanordnung ihres Arbeitsmedium-Kreisprozesses in der Strömungsrichtung des Arbeitsmediums nacheinander in Reihe geschaltet einen Kondensator-Absorber, einen flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher, einen Druckverminderer, einen Verdampfer-Entgaser und einen Druckerhöher enthält, wobei der Ausgang des letzteren an den Eingang des Kondensator-Absorbers angeschlossen ist, wobei erfindungsgemäß zwischen dem Kondensator-Absorber und dem flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher ein dampfkühlender innerer Wärmeaustauscher eingeschaltet ist.

Die erfindungsgemäße Einrichtung kann weiterhin auch derart ausgebildet werden, daß in die Saugleitung des Verdichters ein Flüssigkeitsabscheider eingeschaltet ist, an dessen Austrittsseite je eine gesonderte Dampfleitung und Flüssigkeitsleitung abzweigt ist, von denen die Dampfleitung an den Verdichter angeschlossen ist, während in die Flüssigkeitsleitung eine Pumpe eingebaut ist.

Die Flüssigkeitsleitung kann nach der Pumpe an in die Dampfleitung vor dem Verdichter eingebaute Düsen und/oder an in den Verdichter eingebaute Düsen und/oder an in die Dampfleitung nach dem Verdichter eingebaute Düsen angeschlossen sein. In die an die Düsen angeschlossenen Abzweigungen der Flüssigkeitsleitung sind Reglerarmaturen eingebaut.

Die wichtigsten Vorteile des erfindungsgemäßen Verfahrens bzw. der zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens geeigneten Einrichtung sind die folgenden:

- Der Kreisprozeß wird in einem hinsichtlich des Kreisprozesses günstigsten Bereich der Zustandsparameter (Temperatur, Druck), eines aus wenigstens zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmediums betrieben.
- Der Leistungsfaktor der Wärmepumpe konnte erhöht werden, während das Druckverhältnis der Kompression und der maximale Betriebsdruck der Einrichtung verringert werden konnten.
- Der Wirkungsgrad des Verdichters konnte erhöht werden.
- Die Endtemperatur der Kompression konnte verringert werden.

Ausführungsbeispiel

Das erfindungsgemäße Verfahren und die zur Durchführung dieses Verfahrens geeignete Einrichtung werden ausführlicher anhand von Ausführungsbeispielen, mit Bezug auf die beigelegte Zeichnung, erläutert. In der Zeichnung zeigen:

- Fig. 1: die einfachste Grundschaltung einer an sich bekannten Kompressionsmaschine (Kältemaschine oder Wärmepumpe), zusammen mit einem T,s-Diagramm,
- Fig. 2: eine an sich bekannte Kompressionsmaschine mit Lösungskreislauf und mit einem inneren Wärmeaustauscher, zusammen mit einem zugehörigen T,s-Diagramm,
- Fig. 3: einen Vergleich der Kreisprozesse gemäß Fig. 1 und 2 aufgrund der T,s-Diagramme, um die Bedeutung des inneren Wärmeaustauschers darzustellen,
- Fig. 4: den Temperaturablauf der Kreisprozesse gemäß Fig. 1 und 2 im Kondensator-Absorber,
- Fig. 5: das bekannte T,i-Diagramm des Arbeitsmediums, in welches das Diagramm das durch die erfindungsgemäße Schaltung erzielbaren Temperaturablaufes eingezeichnet ist,
- Fig. 6: die Grundschaltung und das T,s-Diagramm einer erfindungsgemäßen Kompressionsmaschine mit Lösungskreislauf,
- Fig. 7: eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Kompressionsmaschine mit Lösungskreislauf anhand eines Schaltschemas und einer T,s-Diagramms,
- Fig. 8: den Ablauf einer an sich bekannten isentropischen Kompression eines Arbeitsmediums aus zwei Komponenten, mit einer zwischenliegenden Rückkühlung,
- Fig. 9: das Schaltschema des für die nasse Kompression dienenden Teiles der erfindungsgemäßen Kompressionsmaschine mit Lösungskreislauf,
- Fig. 10: eine weiterentwickelte Ausführungsform der Kompressionsmaschine gemäß Fig. 9 anhand eines Schaltschemas, und
- Fig. 11: eine weitere Erweiterungsmöglichkeit der Kompressionsmaschine gemäß Fig. 10, ebenfalls anhand eines Schaltschemas.

Fig. 1 zeigt eine an sich bekannte und in der Einleitung dieser Beschreibung bereits erwähnte Einrichtung gemäß der EP-PS 0021 205, die in einem Kreisprozeß mit Lösungskreislauf betrieben wird.

Fig. 1 zeigt die einfachste Variante dieser Lösung anhand eines Schaltschemas sowie den theoretischen Kreisprozeß, in einem T,s- (Temperatur-Entropie-) Diagramm dargestellt. Aus dem Diagramm ist die Grenzkurve H des Arbeitsmediums ersichtlich, worunter das Medium in Form einer Mischung aus Flüssigkeit und Dampf (nasser Dampf) vorhanden ist, es wurden weiterhin in diesem Naßdampfbereich die zu den Drücken p_0 und p_1 gehörenden Kurven eingezeichnet, zwischen welchen der Kreisprozeß A'B'C'D' abläuft. In diesem Kreisprozeß werden die beiden Komponenten des Arbeitsmediums nicht getrennt (wie in den Absorptionskreisprozessen), sondern in jedem Abschnitt des Kreisprozesses strömt das ganze Arbeitsmedium, allerdings meistens als Mischung von zwei Phasen, in welchen Phasen während der Wärmeaustauschvorgänge die Konzentration der

Komponenten sich von Punkt zu Punkt verändert. Dieser Umstand ermöglicht eine Wärmeaufnahme bzw. Wärmeabgabe bei einem sich verändernden Temperaturablauf.

Das Arbeitsmedium tritt in einem Zustand A' mit einem Druck p_1' in einen Kondensator-Absorber 1 hinein, wo seine flüchtigere Komponente bei Abgabe einer Wärmemenge Q_1' in der weniger flüchtigen Komponente in Lösung geht, während sich die Dämpfe der letzteren gleichzeitig kondensieren. Dabei nimmt die Temperatur des Arbeitsmediums allmählich ab.

Nach der Beendigung des Inlösunggehens und der Kondensation tritt das Arbeitsmedium in einem Flüssigkeitszustand B' aus dem Kondensator-Absorber 1 hinaus.

Von hier ausgehend nimmt der Druck des Arbeitsmediums in einem Expansionsorgan (das theoretisch auch eine Expansionsturbine sein könnte, aber in der Praxis wird üblicherweise ein Expansionsventil 2 eingebaut, wie es auch in Fig. 1 dargestellt ist) von dem Wert p_1' auf den Wert p_0' ab und das Arbeitsmedium tritt in einem Zustand C' in einen Verdampfer-Entgaser 3 hinein. Hier wird aus dem Arbeitsmedium bei Zuführung einer Wärmemenge Q_3' auch der größte Teil der flüchtigeren Komponente ausgetrieben. Dabei erhöht sich allmählich die Temperatur des Arbeitsmediums. Schließlich tritt das Arbeitsmedium aus dem Verdampfer-Entgaser 3 in einem Zustand D' hinaus, wonach in einem Verdichter 4 durch die Zuführung einer Kompressionsarbeit Q_4' wieder sein Zustand A' mit einem Druck p_1' erreicht wird. Bei dem erläuterten Kreisprozeß ist es zweckmäßig, zwischen den Arbeitsmedien im Zustand B' bzw. D' einen inneren Wärmeaustausch vorzunehmen, wodurch es ermöglicht wird, daß die Einrichtung zwischen den gleichen Temperaturgrenzen mit einem niedrigeren Druckverhältnis und einem niedrigeren maximalen Druck betrieben werden kann. Die eine Auswirkung dieser Maßnahme erhöht den Wirkungsfaktor des Verdichters, wodurch der Leistungsfaktor des Kreisprozesses verbessert wird. Die zweite Auswirkung dieser Maßnahme ermöglicht, daß die gleiche Aufgabe mit einer Einrichtung niedrigerer Nenndruckstufe, also mit einer billigeren Einrichtung gelöst werden kann.

Ein zusätzlicher Vorteil ergibt sich dadurch, daß der innere Wärmeaustauscher durch die Abkühlung der Flüssigkeit hohen Druckes die Drosselverluste an dem Expansionsventil 2 vermindert. Dementsprechend wird in der EP-PS 0021 205 der in Fig. 2 dargestellte Kreisprozeß ABCEDF vorgeschlagen, der zwischen den Drücken p_0 und p_1 abläuft. Hier tritt das Arbeitsmedium im Zustand A mit einem Druck p_1 in den Kondensator-Absorber 1 hinein, wo bei Abgabe einer Wärmemenge Q_1 das Inlösunggehen und die Kondensation vor sich gehen, wonach das Arbeitsmedium im Zustand B (gesättigte Flüssigkeit) der Hochdruckseite eines inneren Wärmeaustauschers 5 zugeführt wird. Hier kühlt sich das Arbeitsmedium bei Abgabe einer Wärmemenge Q_5 weiter ab und gelangt in Form einer unterkühlten Flüssigkeit im Zustand E zum Expansionsventil 2. In diesem verringert sich der Druck des Arbeitsmediums von p_1 auf p_0 , wobei ein Teil des Mediums wieder in Dampfphase übergeht (Zustand C). Danach gelangt das Arbeitsmedium in den Verdampfer-Entgaser 3, wo durch Zuführung einer Wärmemenge Q_3 die Verdampfung und Entgasung fortgesetzt wird. Von hier tritt das Medium im Zustand D hinaus und tritt an der Niederdruckseite des inneren Wärmeaustauschers 5 hinein, wo es die durch das Arbeitsmedium hohen Druckes abgegebene Wärmemenge Q_5 aufnimmt. Dabei wird die Verdampfung und die Entgasung fortgesetzt und die Temperatur des Arbeitsmediums erhöht sich weiter. Schließlich wird der Druck des im Zustand F befindlichen Arbeitsmediums im Verdichter 4 durch Zuführung einer Kompressionsarbeit Q_4 wieder auf das Druckniveau p_1 erhöht.

In Fig. 3 sind die beiden Kreisprozesse gemeinsam in einem T,s-Diagramm zwischen gleichen Temperaturgrenzen dargestellt, d. h. $T_A = T_A'$ und $T_C = T_C'$. Aus der Figur ist es ersichtlich, daß unter diesen Umständen $p_1 < p_1'$ und $p_0 < p_0'$ ist, also durch die Anwendung des inneren Wärmeaustauschers zwischen gleichen Temperaturgrenzen sich tatsächlich ein niedrigeres Druckverhältnis und eine niedrigere obere Druckgrenze (p_1) ergibt, also die von dem inneren Wärmeaustausch erwarteten Vorteile tatsächlich realisierbar sind.

Während der praktischen Verwirklichung des in Fig. 2 dargestellten Kreisprozesses, wenn auch die Eigenschaften der realen Arbeitsmedien in Rücksicht genommen werden, können gewisse Mängel festgestellt werden.

Wenn z. B. bei einer Wärmepumpe der Kondensator-Absorber 1 dimensioniert wird, an dessen einer Seite das aus zwei Komponenten (z. B. $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) bestehende Arbeitsmedium aus dem Zustand A in den Zustand B (Flüssigkeit) übergeht, wobei es eine Wärmemenge Q_1 abgibt, die zur Wassererwärmung dient, dann kann dieser Vorgang in einem T,Q-Diagramm (Temperatur-Wärmemenge) gemäß Fig. 4 dargestellt werden.

Während das Arbeitsmedium aus dem Zustand A in den Zustand B übergeht, erwärmt sich das das Arbeitsmedium kühlende Wasser aus dem Zustand B₁ in den Zustand A₁. Es ist aus der Figur eindeutig ersichtlich, daß, obwohl die Temperatur des Arbeitsmediums während dieses Vorganges kontinuierlich abnimmt, ist die übertragene Wärme keine lineare Funktion der Temperatur, d. h. die den Vorgang darstellende Kurve ist nicht geradlinig. Wegen der Krümmung des Temperaturablaufes des Arbeitsmediums ist der kritische Punkt der Wärmeaustauscher. Dimensionierung die Stelle der minimalen Temperaturdifferenz ΔT_{\min} . Nachdem zwangsläufig $\Delta T_{\min} > 0$ ist, soll der Kreisprozeß so bestimmt werden, daß sich für ΔT_A ein ziemlich hoher Wert ergibt. Dieser Wert kann zwar durch die Vergrößerung der Abmessungen des Wärmeaustauschers einigermäßen verringert werden, doch infolge der erwähnten kritischen Stelle (ΔT_{\min}) kann selbst mit einem recht großen — und demzufolge teureren — Wärmeaustauscher nur ein mäßiges Ergebnis erzielt werden. Es ist offensichtlich, daß der Leistungsfaktor des Kreisprozesses durch die Erhöhung der Endtemperatur der Kompression verschlechtert wird. Wenn also die Kennlinie des Arbeitsmediums irgendwie gerade gemacht werden könnte, dann würden sich beim Einsatz eines gleich großen Wärmeaustauschers für den Kondensator-Absorber zu der vorgeschriebenen Temperaturänderung des Wassers zwischen den Punkten B₁ und A₁ für das Arbeitsmedium anstatt der Zustände A und B die Zustände A* und B* ergeben. Das bedeutet, daß die Endtemperatur der Kompression niedriger sein könnte.

Im Interesse der eindeutigen Klarstellung der Erfindung wurde in Fig. 5 das T,i-Diagramm (Temperatur-Enthalpie) eines aus zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmediums mit der Grenzkurve H und auf dem die Naßdampfzustände darstellenden Feld mit den zu den Drücken $p_1 > p_1^{**} > p_1^*$ gehörenden Kurven. Es soll vorausgesetzt werden, daß der Druck des Arbeitsmediums entsprechend dem in Fig. 2 dargestellten Kreisprozeß im Kondensator-Absorber p_1 ist und seine Zustandsänderung dauert vom Punkt A bis zum Punkt B. Aus Fig. 5 ist es auch ersichtlich, daß dieser Vorgang gerade auf dem am stärksten gekrümmten Abschnitt der zum Druck p_1 gehörenden Kurve abläuft. Wenn dieser Vorgang zwischen den gleichen Temperaturgrenzen (T_A und T_B) an einem dem Druck p_1 niedrigeren Druck p_1^{**} durchgeführt werden könnte, dann würde sich die den Vorgang darstellende Kurvenstrecke (die sich mit der Grenzkurve nicht mehr berührt) viel mehr an die Gerade annähern. Demzufolge könnte im Sinne der Fig. 4 beim gleichen Wärmeaustauscher (Kondensator-Absorber) die Temperatur des Arbeitsmediums niedriger sein, d. h. auf Fig. 5 wird eine noch niedrigere Druckkurve p_1^* erreicht, somit tritt das Arbeitsmedium in einem Zustand A* in den Wärmeaustauscher ein und in einem Zustand B* aus.

Es ist also ersichtlich, daß die zum Zustand A* gehörende Temperatur niedriger ist als T_A und die zum Zustand B* gehörende Temperatur niedriger ist als T_B . Es ist je bekannt, daß der Leistungsfaktor der Wärmepumpe oder der Kältemaschine um so günstiger ist, auf je niedrigerem Temperaturniveau die Wärme herabgesetzt werden soll (bei gleichbleibenden anderen Voraussetzungen). Wenn also der Kreisprozeß im Sinne der Erfindung so gestaltet wird, daß aus dem Kondensator-Absorber 1 keine Flüssigkeit, sondern Naßdampf herausgeführt wird, und zwar so, daß im Gerät die Enthalpieänderung des Arbeitsmediums möglicherweise an die lineare Funktion der Temperatur nahekann, dann wird der Leistungsfaktor der Wärmepumpe oder der Kältemaschine größer. Ein weiterer Vorteil der obigen Maßnahme besteht darin, daß der Druck p_1^* niedriger ist als der Druck p_1 , was einerseits die Anwendung einer mit niedrigerem Nenndruck betriebenen, also billigeren Einrichtung ermöglicht, andererseits durch die Verminderung des Druckverhältnisses den Wirkungsgrad des Verdichters verbessert, was letzten Endes den Leistungsfaktor des Kreisprozesses verbessert.

Es ist zu bemerken, daß bei den Erläuterungen im Zusammenhang mit Fig. 5 im Interesse der besseren Verständlichkeit die wirklichen Vorgänge etwas vereinfacht wurden. Einerseits soll während der Veränderung des Kreisprozesses nicht die Temperaturdifferenz, sondern die Enthalpiedifferenz zwischen den Punkten A und B konstant gehalten werden, so daß sich die tatsächlichen Stellen der Punkte A**, B** bzw. A*, B* etwas versetzt befinden. Andererseits kommt in den wirklichen Geräten (Wärmeaustauschern), die notwendigerweise zwangsdurchströmte Gegenstromgeräte sind, ein bedeutender Druckabfall während der Strömung zustande, so daß der Druck innerhalb dieser Geräte nicht als konstant betrachtet werden kann. Wenn aber die drei Kurven in Fig. 5 mit Rücksicht auf die erwähnten Abweichungen für einen konkreten Fall genau aufgezeichnet werden, kommt man genau zu den oben ausgeführten Schlußfolgerungen.

Die einfachste Variante der Verwirklichung der Erfindung ist in Fig. 6 dargestellt. Der Aufbau der Kältemaschine oder Wärmepumpe ist identisch mit der in Fig. 1 dargestellten bekannten Lösung, ihre Betriebsweise weicht allerdings davon ab. Aus dem im T,s-Diagramm dargestellten Kreisprozeß geht der auffallendste Unterschied deutlich hervor, nämlich das, daß der Punkt B nicht auf der Grenzkurve H liegt.

Ein weiterer Teil der Erfindung betrifft den im Zusammenhang mit Fig. 2 und 3 erläuterten inneren Wärmeaustausch. Seine Vorteile wurden schon erläutert, diesmal wird auf seine Mängel hingewiesen. Die Größe der Wärme, die im inneren Wärmeaustauscher übertragen werden kann, wird von der während der Abkühlung des sich im Flüssigkeitszustand befindlichen Arbeitsmediums zwischen den Punkten B und E freiwerdenden Wärmemenge Q_5 bestimmt. Dabei ist Punkt B der zum Druck p_1 gehörende flüssigkeitsseitige Punkt der Grenzkurve, der bei einem gegebenen Druck des Kondensator-Absorbers nicht verändert werden kann. Im Gegensatz dazu ist die Temperatur des Punktes E an den Punkt D gebunden und kann selbst bei einem unendlich großen und vollkommenen Gegenstrom verwirklichenden inneren Wärmeaustauscher nicht höher sein als die Temperatur im Punkt D. Das bedeutet, daß die theoretische Grenze der Abkühlung der Flüssigkeit im inneren Wärmeaustauscher $T_B - T_D$ ist. Nachdem die Lage des Punktes D von den Betriebsverhältnissen des Verdampfer-Entgasers bestimmt wird, gibt es praktisch keine Möglichkeit zur weiteren Erhöhung des inneren Wärmeaustausches bei der Anwendung des als aktueller Stand der Technik zu betrachtenden EP-Patentes Nr. 0021 205. Im Prinzip könnte zwar der innere Wärmeaustausch durch die Erhöhung des Druckes p_1 und/oder die Verminderung des Druckes p_0 erhöht werden, was aber keinen Sinn hätte, nachdem der Vorteil des inneren Wärmeaustauschers gerade durch die Verringerung des Druckverhältnisses und des Druckes p_1 realisiert werden kann.

In Kenntnis der Erfindung ergibt sich jedoch eine Möglichkeit zur Erhöhung des inneren Wärmeaustausches und zur weiteren Verminderung des Druckverhältnisses sowie des Druckes des Kondensator-Absorbers bzw. zur Ausnutzung der sich daraus ergebenden Vorteile. Wenn nämlich der aus dem Kondensator-Absorber 1 austretende nasse Dampf einem inneren Wärmeaustauscher zugeführt und mit diesem das Arbeitsmedium niedrigen Druckes erwärmt wird, dann kann gerade die gewünschte Wirkung erzielt werden. Ein zusätzlicher Vorteil ergibt sich dadurch, daß die so übertragbare Wärmemenge wesentlich größer ist als bei der Anwendung des inneren Wärmeaustauschers 5 gemäß Fig. 2, es geht hier nämlich nicht um die Abkühlung einer Flüssigkeit, sondern um die Kondensation bzw. um das Inlösengehen eines Dampfes, in welchen Vorgängen die Enthalpieänderung des Mediums bei einer gegebenen Temperaturänderung das Mehrfache der Enthalpieänderung der Flüssigkeit ausmacht (der Naßdampf eines aus zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmediums benimmt sich während der Kondensation und des Inlösengehens wie ein Medium mit einer sehr hohen, aber veränderlichen spezifischen Wärme). Die hier beschriebene Lösung ist so wirksam, daß sie sogar die wirtschaftliche Überbrückung einer Temperaturdifferenz von 60-80-100°C in einer Stufe ermöglicht, wobei das Druckverhältnis auf einen hinsichtlich des Verdichtervirkungsgrades annähernd einen Wert vermindert wird. Eine mögliche Ausführungsform der Erfindung ist in Fig. 7 dargestellt, die das Schalt-schema der Einrichtung und den theoretischen Kreisprozeß in einem T,s-Diagramm zeigt.

Das Arbeitsmedium im Zustand A mit einem Druck p_1 tritt in den Kondensator-Absorber 1 hinein, wo bei Abgabe einer Wärmemenge Q_1 die Temperatur des Arbeitsmediums allmählich abnimmt, wobei eine Kondensation und ein Inlösengehen vor sich geht. Dieser doppelte Vorgang wird aber hier nicht beendet, sondern der nasse Dampf im Zustand B tritt aus dieser Einheit aus, und er tritt an der Hochdruckseite eines dampfkühlenden inneren Wärmeaustauschers 6 hinein, wo es bei Abgabe einer Wärmemenge Q_6 weiter abgekühlt wird und schließlich die Kondensation und das Inlösengehen beendet werden. Das Arbeitsmedium in Zustand G6 (gesättigte Flüssigkeit) wird von hier an die Hochdruckseite eines flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauschers 5 übergeführt, wo es sich bei Abgabe einer Wärmemenge Q_5 bis zum Zustand E abkühlt. Von hier gelangt das Medium in den Druckverminderer 2, der in diesem Fall ein Expansionsventil ist. Hier nimmt sein Druck auf p_0 ab und ein Teil des Mediums geht in Dampfphase über (Punkt C). Das Arbeitsmedium tritt nun in den Verdampfer-Entgaser 3 hinein, in welchem sich bei Zuführung einer Wärmemenge Q_3 der Anteil der Dampfphase vergrößert und das Medium sich erwärmt. Von hier gelangt das Arbeitsmedium im Zustand D an die Niederdruckseite des flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauschers 5, wo es die durch die Flüssigkeit hohen Druckes abgegebene Wärmemenge Q_5 aufnimmt, wonach in einem Zustand F an die Niederdruckseite des dampfkühlenden inneren Wärmeaustauschers 6 gelangt, wo es die durch den Hochdruck Naßdampf abgegebene Wärmemenge Q_6 aufnimmt. Das so vorgewärmte Arbeitsmedium im Zustand K wird vom Verdichter 4 durch die Zuführung einer Kompressionsarbeit Q_4 wieder auf das Druckniveau p_1 gebracht.

Es ist auch möglich, daß der Druckverminderer 2 auch eine Expansionsmaschine (z. B. Turbine) sein kann. Das ändert insofern den in Fig. 7 dargestellten Kreisprozeß, daß in dieser Expansionsmaschine eine Expansionsarbeit Q_2 dem Arbeitsmedium entzogen wird, so daß anstatt der Verdrosselung Arbeit zugeführt wird. Diese Lösung verbessert einerseits den Leistungsfaktor der Wärmepumpe, andererseits ist sie recht kostspielig. Über ihre Anwendung kann man von Fall zu Fall durch Wirtschaftlichkeitsberechnungen entschieden werden.

In Fig. 8 ist die isentropische Kompression des überhitzten Dampfes eines aus zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmediums in einem T,s-Diagramm dargestellt, mit einer einstufigen zwischenliegenden Rückkühlung zwischen den Druckgrenzen p_1 und p_3 auf dem Druckniveau p_2 . Das schraffierte Feld (ΔW) zeigt den Gewinn der Rückkühlung, d. h. die Verminderung der Kompressionsarbeit.

Die nasse Kompression bedeutet theoretisch eine Rückkühlung mit unendlich vielen Stufen, verringert also wesentlich den Arbeitsbedarf des Kreisprozesses. Diese günstige Wirkung kommt allerdings nur in dem Maße zur Geltung, inwieweit die Flüssigkeit im Verdichter der Zustandsänderung des Dampfes folgen kann. Während der Kompression nimmt das Volumen der Dampfphase ab, weshalb die Dampfphase sich erwärmt, wogegen sich die Temperatur der Flüssigkeitsphase wegen der Druckerhöhung kaum verändert. Die wesentlich wärmere Dampfphase erwärmt die Flüssigkeit, die jedoch bis zur Beendigung der Kompression nicht mit der Dampfphase in Gleichgewicht kommt.

Aus dem erwähnten Grund können die von der nassen Kompression erwarteten Vorteile nur in einem sehr beschränkten Maße realisiert werden, wenn lediglich daran gedacht ist, in der Saugleitung des Verdichters die beiden Phasen zusammen strömen zu lassen. Durch die Erfindung kann auch dieses Problem gelöst werden.

Nachdem sich das Arbeitsmedium nur für eine sehr kurze Zeit im Verdichter aufhält, können die Temperaturen der Flüssigkeit und der Dampfphase nur dann aneinander nahekommen, wenn zur Wärmeübertragung eine genügend große Fläche zur Verfügung steht. Es folgt daraus, daß die Flüssigkeit zweckmäßigerweise in Form von feinen Tropfen in den Dampfstrom hineingebracht werden sollte.

Eine mögliche Ausführungsform dieser erfindungsgemäßen Lösung ist in Fig. 9 dargestellt. Hier wird in der Leitung vor dem Verdichter die Flüssigphase durch einen Flüssigkeitsabscheider 7 teilweise oder ganz abgeschieden, während der Dampf in einer Dampfleitung 13 in Richtung des Verdichters weiterströmt, und die abgeschiedene Flüssigkeit wird mit Hilfe einer Pumpe 8 über eine Flüssigkeitsleitung 14 und Düsen 9 in den Dampfstrom hineingesprüht.

Zur Verwirklichung der nassen Kompression kommen die Kolbenverdichter weniger in Frage, weil bei diesen die Gefahr des Flüssigkeitsschlages besteht. Es folgt daraus, daß in erster Linie Rotationsverdichter, darunter hauptsächlich Schraubenverdichter verwendet werden können. Die sich schnell drehenden Elemente dieser Verdichter stoßen jedoch während der Kompression die in den Dampfstrom hineingeführte Flüssigkeit an die Wand des Verdichtergehäuses, so daß in dieser Weise die durch feine Zerstäubung hergestellte große Flüssigkeitsfläche stark verringert wird.

Zur Lösung dieses Problems wurde erfindungsgemäß die in Fig. 10 dargestellte Schaltung gefunden, die eine Weiterentwicklung der Lösung gemäß Fig. 9 bedeutet. Hier wird die durch die Pumpe 8 geförderte Flüssigkeit nicht nur vor dem Verdichter 4, sondern teilweise während der Kompression mit Hilfe von Düsen 10 in den Dampfstrom hineingesprüht. Die Düsen 10 können in das Verdichtergehäuse eingebaut werden, aber es ist auch vorstellbar, daß sie in den Bohrungen der Rotorwelle angeordnet sind. Im letzteren Fall wirkt bei der Zerstäubung auch die Zentrifugalkraft mit. Die Düsen 10 können die Flüssigkeit an einem oder mehreren Druckniveau(s) der Kompression in den Dampf hineinbringen. Es ist offensichtlich am günstigsten, wenn die Flüssigkeit während der Kompression im wesentlichen gleichmäßig zugeführt wird, wenn also die Düsen 10 in der Länge des Verdichters dicht angeordnet sind. Eine solche Ausführung hängt natürlich von der jeweiligen Verdichter-Konstruktion ab. In bestimmten Fällen kann sogar die Düse 9 entfallen.

Ein weiteres Problem bei der Verwirklichung der nassen Kompression besteht darin, daß das geförderte Medium durch die inneren Spalten der wirklichen Verdichter von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite zurückströmt. Diese Wirkung kommt auch bei der trockenen Kompression vor, doch bei der nassen Kompression wird die Lage dadurch verschlechtert, daß durch die Spalten hauptsächlich die an die Wand gestoßene Flüssigkeit zurücksickert. Diese Flüssigkeit verdampft unter der Wirkung der Druckabnahme, wodurch sich das durch dieses Medium besetzte Volumen wesentlich vergrößert, was das Volumen des vom Verdichter angesaugten Arbeitsmediums vermindert. In dieser Weise kann die verdampfende Flüssigkeit wesentlich die volumetrischen Verluste des Verdichters erhöhen.

Die Erfindung bietet eine Lösung auch für dieses Problem, wie es in Fig. 11 dargestellt ist.

Im Interesse der Ausnutzung der Vorteile der nassen Kompression ist es möglich, die Flüssigkeit in den Dampfstrom vor und während der Kompression zurückzuführen (wie es in Fig. 10 dargestellt ist), während diejenige Flüssigkeitsmenge, die den Wirkungsgrad der Kompression nicht mehr verbessert, sondern verschlechtert, wird durch die Pumpe 8 über die Düsen 11 unter Umgehung des Verdichters 4 in die Druckleitung des Verdichters gefördert.

Es ist zweckmäßig, in die zu den einzelnen Düsen oder Düsengruppen führenden Abzweigungen der Druckleitung der Pumpe 8 Reglerarmaturen 12 einzubauen. Durch die Einstellung dieser Reglerarmaturen 12 kann die Verteilung der Flüssigkeitsmenge unter den einzelnen Zuführungsstellen geregelt werden. Diese Regelung kann den jeweiligen Betriebsverhältnissen entsprechend durchgeführt werden, wobei einige Düsen sogar ausgeschlossen werden können.

Es ist als Verwirklichung der Erfindung zu betrachten, wenn aus den Düsen oder Düsengruppen 9, 10 und 11 wenigstens eine vorhanden ist, unabhängig davon, daß diese in welchem Abschnitt der Kompression (eventuell davor oder danach) die vor der Kompression abgeschiedene Flüssigkeit dem Dampfstrom zurückführt.

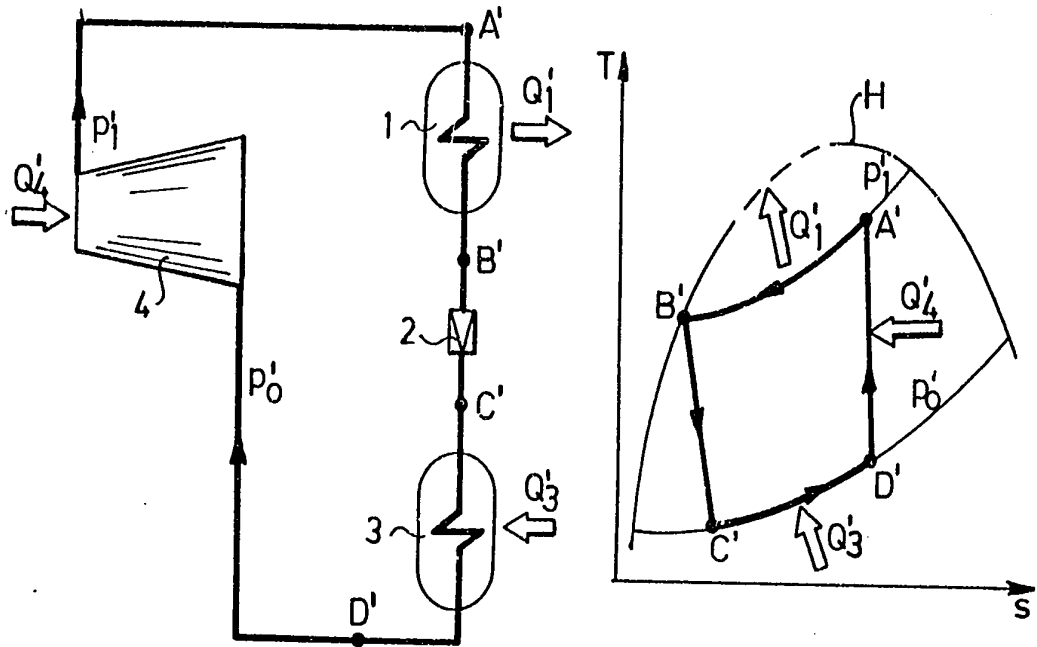


Fig. 1

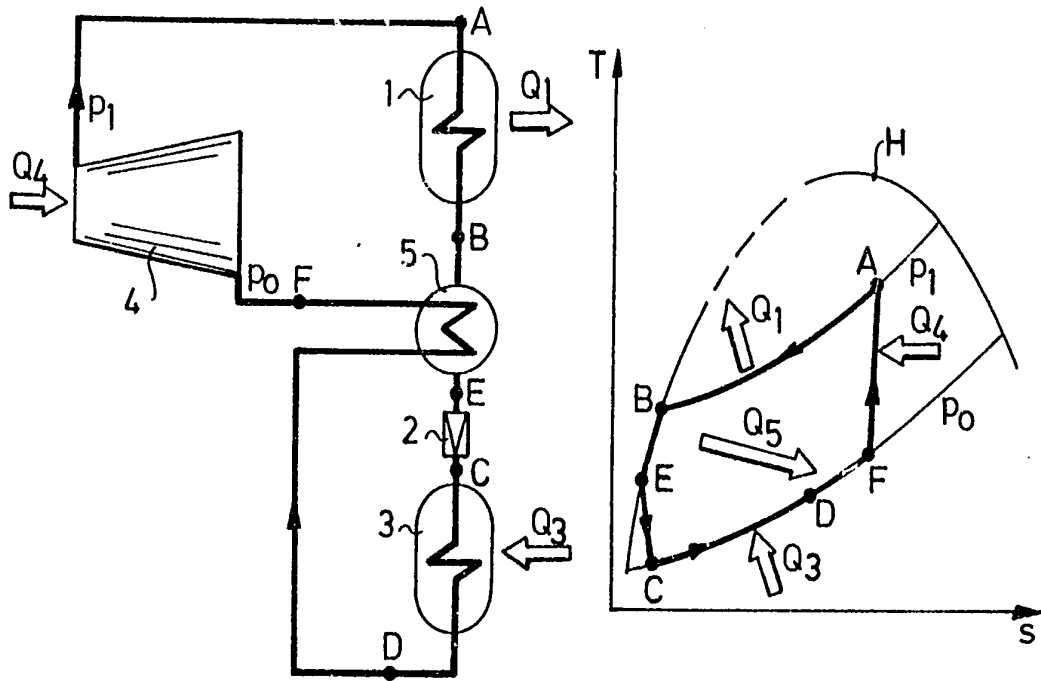


Fig. 2

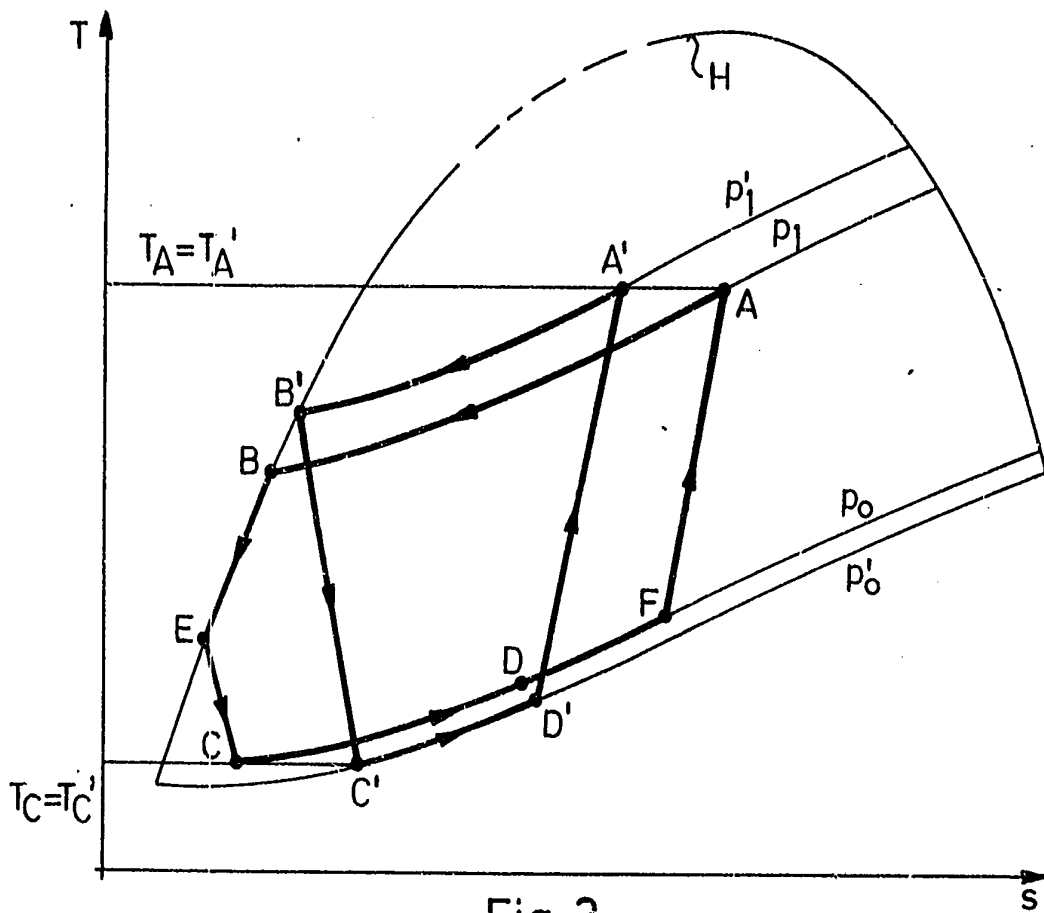


Fig. 3

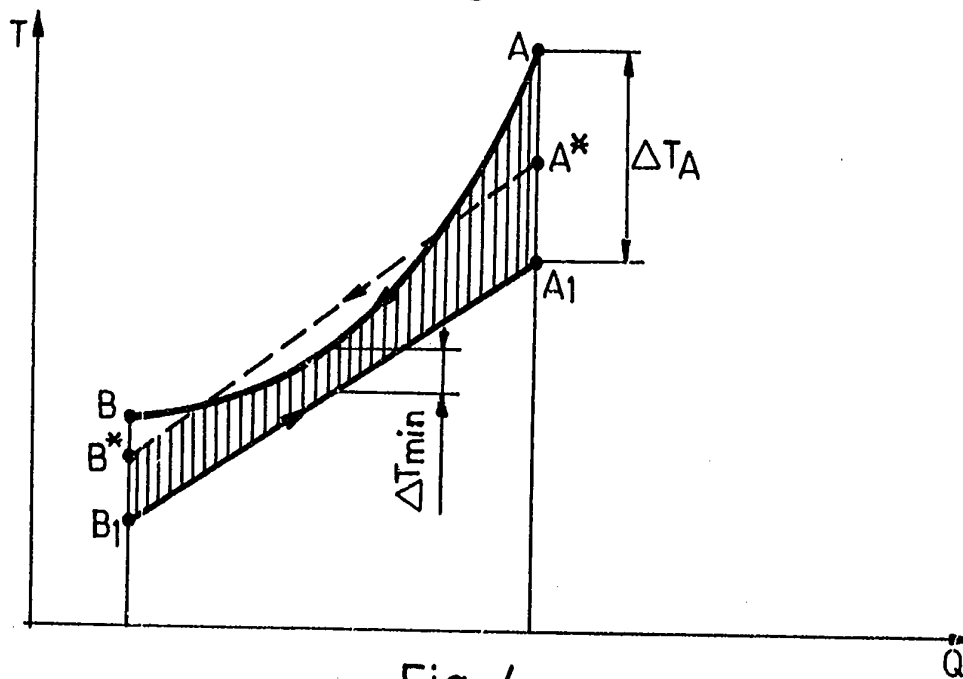


Fig. 4

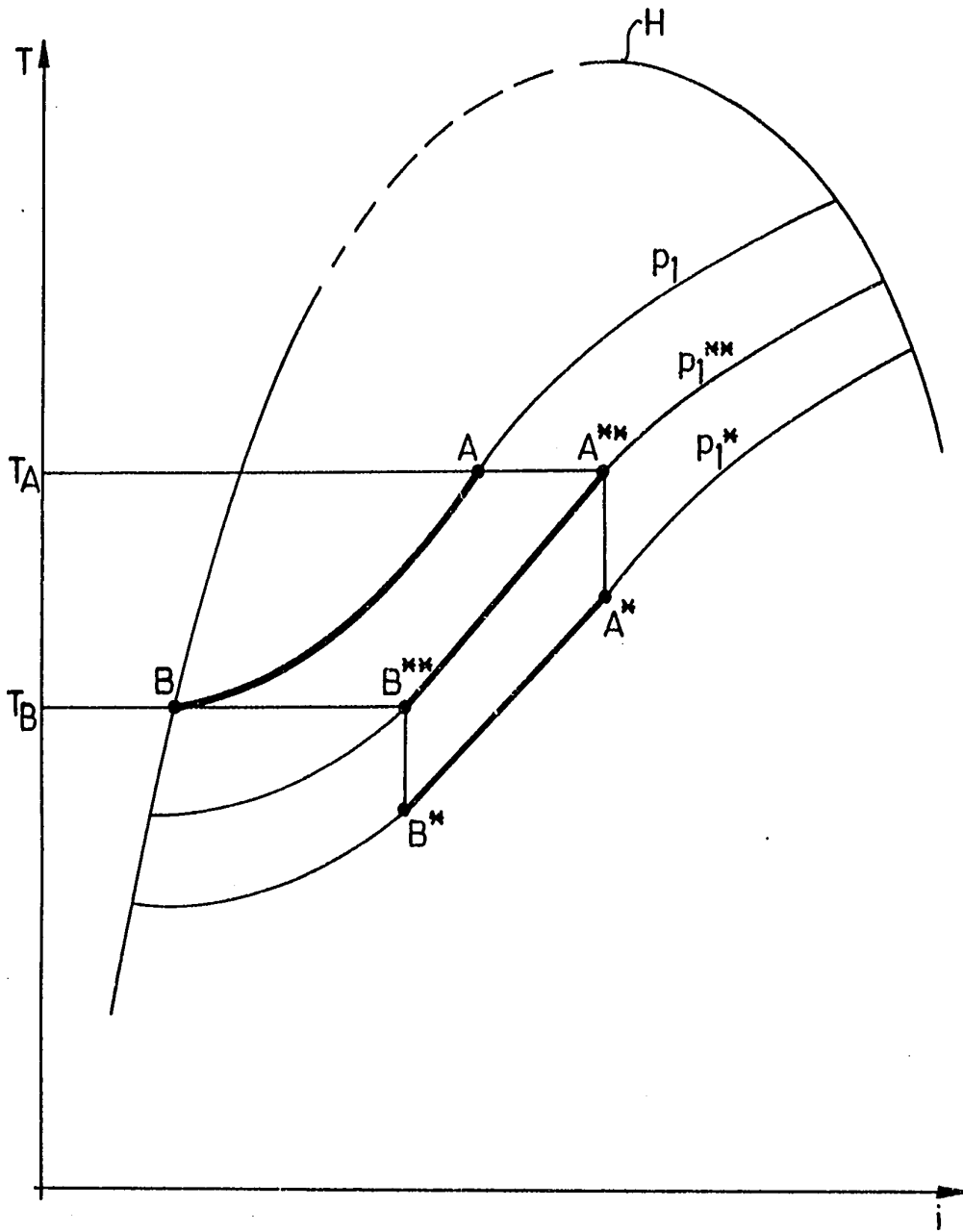


Fig. 5

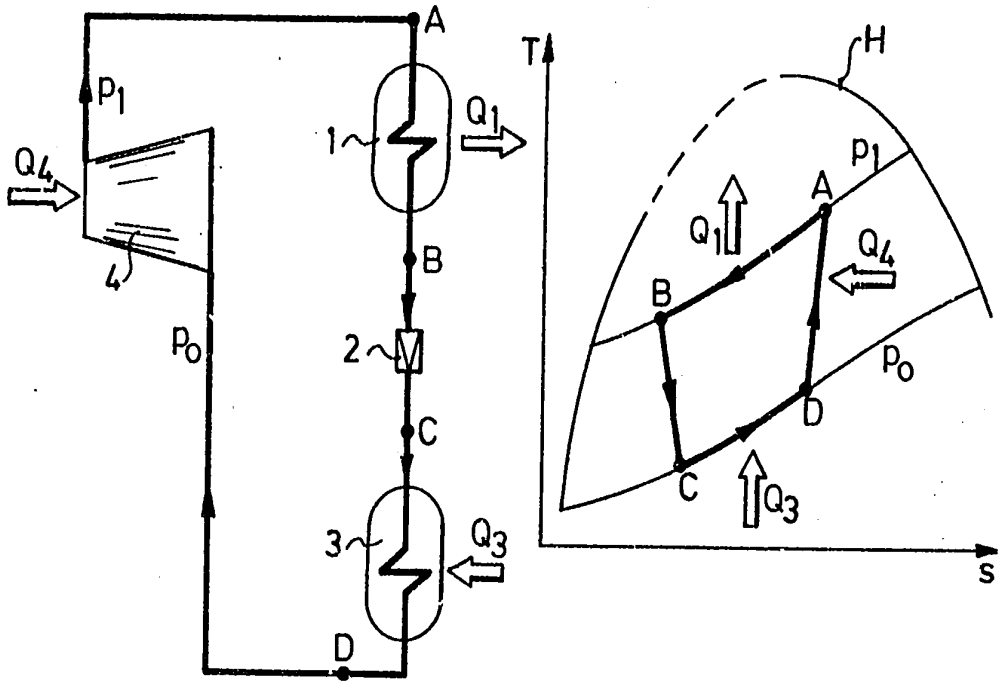


Fig. 6

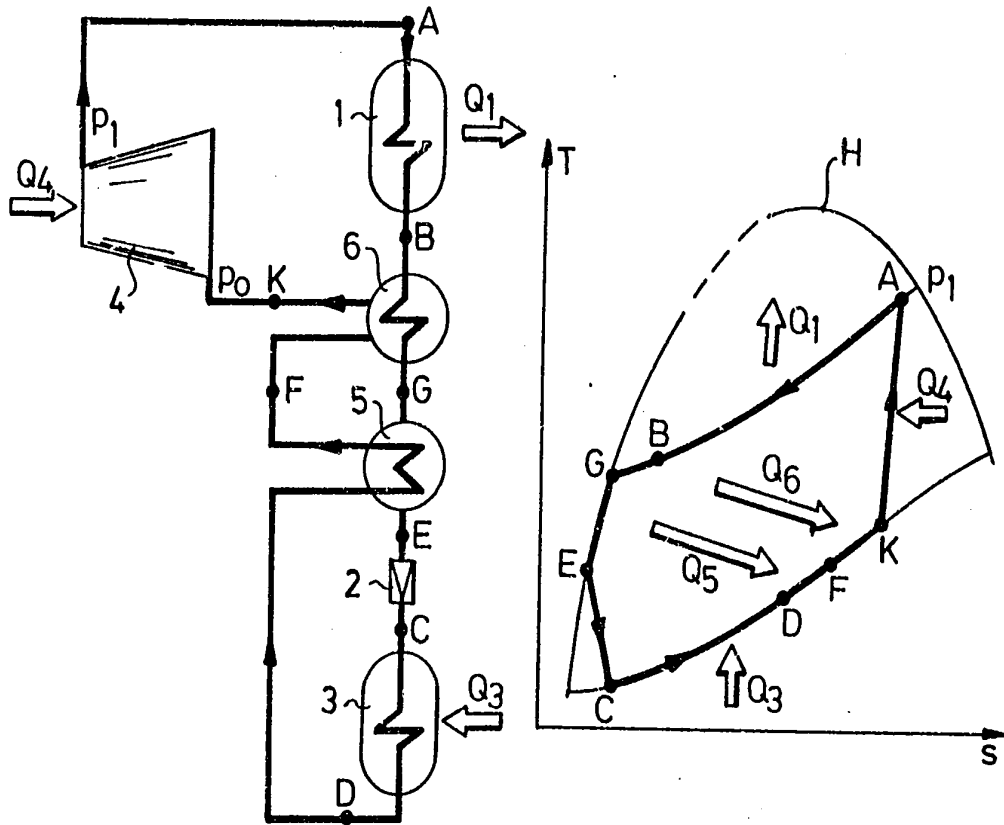


Fig. 7

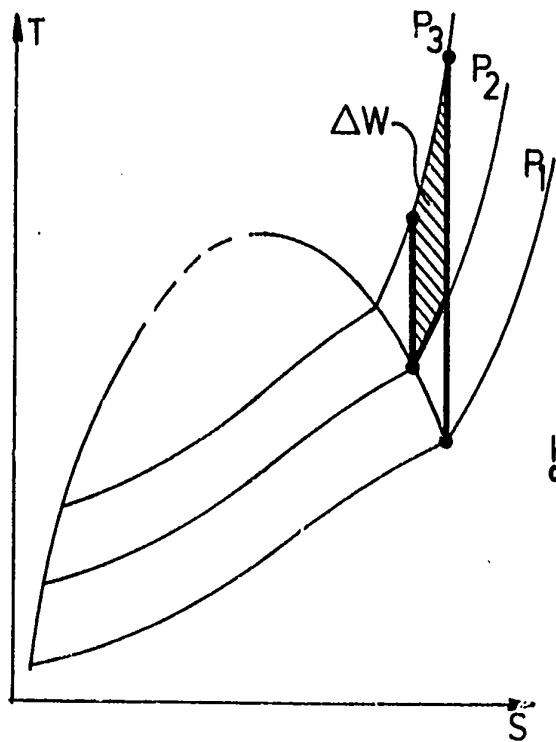


Fig. 8

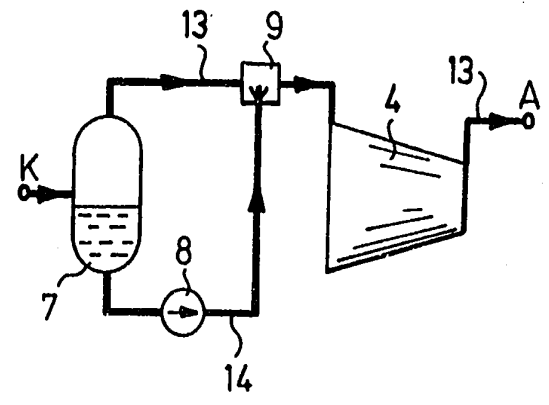


Fig. 9

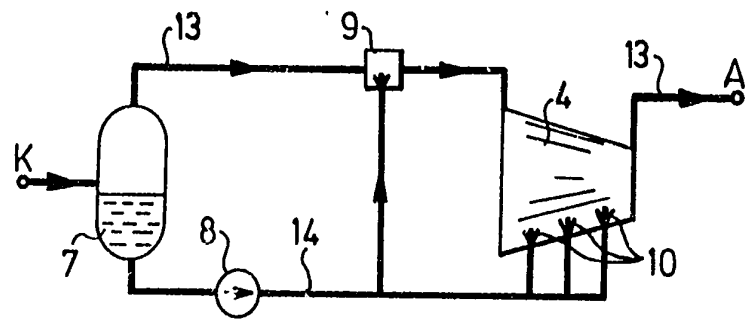


Fig. 10

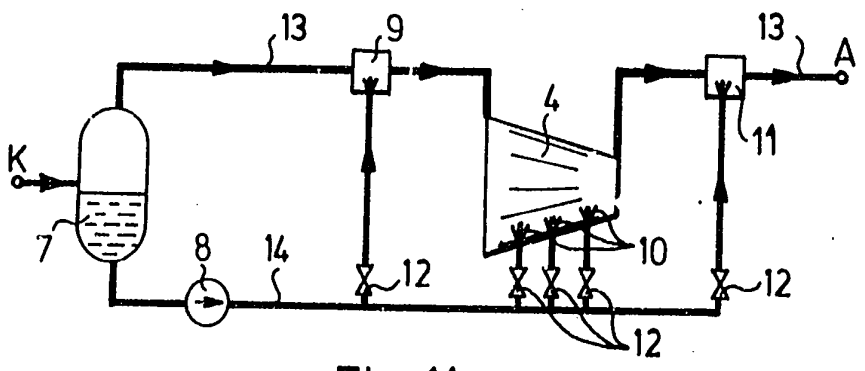


Fig. 11