

19



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer:

**0 248 296**  
**A2**

12

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21

Anmeldenummer: 87107514.9

51

Int. Cl.4: **F25B 25/02**

22

Anmeldetag: 22.05.87

30

Priorität: 23.05.86 HU 218286  
24.03.87 HU 218286

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
09.12.87 Patentblatt 87/50

84

Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE

71

Anmelder: **ENERGIAGAZDALKODASI INTEZET**  
33-34, Bem-rakpart  
H-1027 Budapest II(HU)

72

Erfinder: **Bergmann, György**  
**Andor u. 5**  
**Budapest XI(HU)**  
Erfinder: **Hivessy, Geza**  
**Platen u. 4**  
**Budapest XV(HU)**

74

Vertreter: **Füchsle, Klaus, Dipl.-Ing. et al**  
**Hoffmann . Eitle & Partner Patentanwälte**  
**Arabellastrasse 4**  
**D-8000 München 81(DE)**

54

**Verfahren und Einrichtung zur Erhoehung des Leistungsfaktors von hybriden Kaeltemaschinen oder Waermepumpen.**

57

Das erfindungsgemässe Verfahren wird zum Betreiben von Kompressions-Absorptionswärmepumpen oder -kältemaschinen (von hybriden Wärmepumpen und Kältemaschinen) unter Anwendung eines aus zwei ineinander gut lösbarer Medien verschiedener Flüchtigkeit bestehenden Arbeitsmediums vorgeschlagen, bei dem 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 Neuheit des erfindungsgemässen Verfahren besteht darin, dass aus dem ersten Wärmeaustauschvorgang das Arbeitsmedium als eine Mischung von zwei verschiedenen Phasen (Flüssigkeit und Dampf) mit unterschiedlicher Konzentration hinausgeführt wird.

Die zur Verwirklichung des erfindungsgemässen Verfahrens geeignete Wärmepumpe oder Kältemaschine 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 Druckerhöher (Verdichter) (4), wobei der Ausgang des letzteren an den Eingang des Kondensator-Absorbers (1) angeschlossen ist.

Die Neuheit der Einrichtung besteht darin, dass zwischen den Kondensator-Absorber (1) und den flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher (5) ein dampfkühlender innerer Wärmeaustauscher (6) eingeschaltet ist.

EP 0 248 296 A2

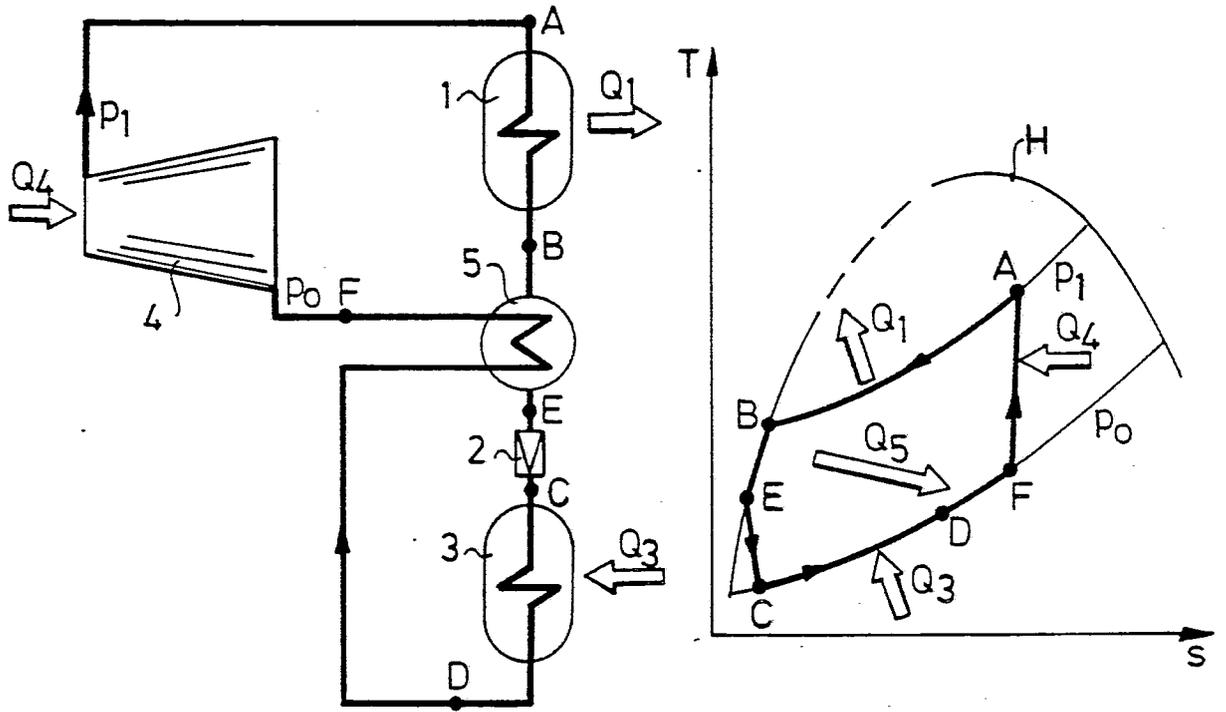


Fig. 2

## VERFAHREN UND EINRICHTUNG ZUR ERHÖHUNG DES LEISTUNGSFAKTORS VON HYBRIDEN KÄLTEMASCHINEN ODER WÄRMEPUMPEN

Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Einrichtung zur Erhöhung des Leistungsfaktors bzw. zur Verbesserung des Kreisprozesses von sogenannten hybriden Kältemaschinen oder Wärmepumpen, bei welchen das Arbeitsmedium durch einen Verdichter gefördert wird und dieses Arbeitsmedium aus einer Mischung von ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten besteht (hybrider Kompressions-Absorptionskreisprozess).

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 homogenen Arbeitsmedium verwendenden Kompressions-Kreisprozessen 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 0021205 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 an 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 Wärmeaustausches 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 obenerwähnte 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 zu verdampfende Flüssigkeit (z.B. Wasser) in den Verdichter hineingespritzt. Nach ähnlichen Überlegungen wird die nasse Kompression auch bei der erwähnten EP-PS 0021205 vorgesehen, wo der Leistungsfaktor durch die Rückkühlung des Arbeitsmediums im Laufe des Kreisprozesses verbessert wird.

Das Ziel der Erfindung ist die Weiterentwicklung der bekannten Lösungen und die Erhöhung des Leistungsfaktors der Wärmepumpen und Kältemaschinen.

Die Neuheit des erfindungsgemässen Verfahrens und der zur Durchführung dieses Verfahrens dienenden Konstruktion liegt 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 mechanischer Arbeit bezogenen nutzbaren Wärme) erhöht werden kann.

Aufgrund der obigen Erkenntnis können 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 des aus einem flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher austretenden Dampfes verwendet.

Zur Verwirklichung der nassen Kompression wird 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 einer Mischung von zwei ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten bestehenden Arbeitsmediums, bei dem in einem ersten Wärmeaustau-

schvorgang 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 Wärme austauschvorgang 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 Neuheit des erfindungsgemässen Verfahrens besteht darin, 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, das 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. Der innere Wärmeaustausch wird vorteilhafterweise in zwei Abschnitten durchgeführt, 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. 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 feuchtigkeitssarme 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.

Die zur Verwirklichung des erfindungsgemässen Verfahrens geeignete Einrichtung ist eine hybride Wärmepumpe oder Kältemaschine, die derart ausgebildet ist, dass die Schaltungsanordnung ihres Arbeitsmedium-Kreisprozesses in der Strömungsrichtung des Arbeitsmediums nach-

einander 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. Die Neuheit der erfindungsgemässen hybriden Wärmepumpe oder Kältemaschine besteht darin, dass zwischen den Kondensator-Absorber und den 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 abgezweigt 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.

Das erfindungsgemässe Verfahren und die zur Durchführung dieses Verfahrens geeignete Einrichtung werden ausführlicher anhand von Ausführungsbeispielen, mit Bezug auf die beigefügte 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 des durch die erfindungsgemässe Schaltung erzielbaren Temperaturablaufes eingezeichnet ist,

Fig. 6 die Grundschialtung und das T,s-Diagramm einer erfindungsgemässen Kompressionsmaschine mit Lösungskreislauf,

Fig. 7 eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemässen Kompressionsmaschine mit Lösungskreislauf anhand eines Schaltschemas und eines 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 0021205, 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, unter der 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 Druckniveaus 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 der sich während der Wärmeaustauschvorgänge die Kon-

zentration der Komponenten 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 Inlösengehens 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 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 Wirkungsgrad 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 0021205 der in Fig. 2 dargestellte Kreisprozess ABECDF 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 Inlösengehen 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 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 Arbeitsmedium kühlende Wasser aus dem Zustand  $B_1$  in den Zustand  $A_1$ . Es ist aus der Figur eindeutig ersichtlich, dass obwohl die Temperatur des Arbeitsmediums während dieses Vorganges kontinuierlich abnimmt, die übertragene Wärme keine lineare Funktion der Temperatur ist, d.h. die den Vorgang darstellende Kurve ist keine Gerade.

Wegen der Krümmung des Temperaturablaufes des Arbeitsmediums ist der kritische Punkt der Wärmeaustauscher. Die Stelle der minimalen Temperaturdifferenz sei  $\Delta T_{\min}$ . Nachdem zwangsläufig  $\Delta T_{\min} > 0$  ist, soll der Kreisprozess so bestimmt werden, dass sich für  $\Delta T_A$  ein ziemlich hoher Wert ergibt. Dieser Wert kann zwar durch die Vergrösserung der Abmessungen des Wärmeaustauschers einigermaßen verringert werden, doch infolge der erwähnten kritischen Stelle ( $\Delta T_{\min}$ ) kann selbst mit einem recht grossen - und demzufolge teuren - 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 begradigt werden könnte, dann würden sich beim Einsatz eines gleich grossen Wärmeaustauschers für den Kondensator-Absorber zu der vorgeschriebenen Temperaturänderung des Wassers zwischen den Punkten  $B_1$  und  $A_1$  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 des Erfindungsgedankens wurde in Fig. 5 das T,i-Diagramm (Temperatur - Enthalpie) eines aus zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmediums mit der Grenzkurve H auf dem die Nassdampfzustände darstellenden Feld mit den zu den Drücken  $p_1 > p_1^{**} > p_1^*$  gehörenden Kurven wiedergegeben. 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 vom Punkt A bis zum Punkt B andauert. 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 die Grenzkurve nicht mehr berührt) viel mehr an eine 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, sofern das Arbeitsmedium in einem Zustand  $A^*$  in den Wärmeaustauscher eintritt und in einem Zustand  $B^*$  austritt.

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 bekannt, dass der Leistungsfaktor der Wärmepumpe oder der Kältemaschine

umso günstiger ist, je niedriger das Temperaturniveau ist, auf das die Wärme herabgesetzt werden soll (bei gleichbleibenden anderen Voraussetzungen). Wenn also der Kreisprozess im Sinne des Erfindungsgedankens 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 nahekommt, 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 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<sup>\*\*</sup>, B<sup>\*\*</sup> bzw. A<sup>\*</sup>, B<sup>\*</sup> 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 des Erfindungsgedankens 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 dadurch, dass der Punkt B nicht auf der Grenzkurve H liegt.

Ein weiterer Teil des Erfindungsgedankens 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 freiwer-

denden 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. 0021205. 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.

Im Kenntnis des Erfindungsgedankens 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 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, wobei in diesen Vorgängen die Enthalpieänderung des Mediums bei einer gegebenen Temperaturänderung das Mehrfache der Enthalpieänderung der Flüssigkeit ausmacht (der Nassdampf eines aus zwei Komponenten bestehenden Arbeitsmediums verhält 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 Verdichterwirkungsgrades annehmbaren Wert vermindert wird. Eine mögliche

Ausführungsform der Erfindung ist in Fig. 7 dargestellt, die das Schaltschema 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 tritt an der Hochdruckseite eines dampfkühlenden inneren Wärmeaustauschers 6 ein, wo er bei Abgabe einer Wärmemenge  $Q_6$  weiter abgekühlt wird und schliesslich die Kondensation und das Inlösengehen beendet werden. Das Arbeitsmedium im Zustand G (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 Hochdrucknassdampf 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 zu bemerken, dass der Druckverminderer 2 auch eine Expansionsmaschine (z. B. Turbine) sein kann. Das ändert insofern den in Fig. 7 dargestellten Kreisprozess, dass in der mit 2 bezeichneten Einheit eine Expansionsarbeit  $Q_2$  dem Arbeitsmedium entzogen wird, so dass anstatt der Verdrosselung Arbeit abgeführt 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 ( $\Delta W$ ) 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, deshalb erwärmt sich die Dampfphase, 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 mit der Dampfphase kein Gleichgewicht erreicht.

Aus dem erwähnten Grund können die von der nassen Kompression erwarteten Vorteile nur in einem sehr beschränkten Masse realisiert werden, wenn man lediglich bestrebt ist, in der Saugleitung des Verdichters die beiden Phasen zusammenströmen zu lassen. Durch unsere 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 eingebracht werden sollte.

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

Zur Verwirklichung der nassen Kompression können die Kolbenverdichter weniger in Frage kommen, weil bei diesen die Gefahr des Flüssigkeitsschlages besteht. Es folgt daraus, dass hier 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 vorgeschlagen, die eine Weiterentwicklung der Lösung gemäss Fig. 9 bedeutet. Hier wird die durch die Pumpe geförderte Flüssigkeit nicht nur vor dem Verdichter, 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 einbringen. Es ist offensichtlich am günstigsten, wenn die Flüssigkeit während der Kompression im wesentlichen gleich mässig zugeführt wird, wenn also die Düsen 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 dem Einfluß der Druckabnahme, wodurch sich das durch dieses Medium eingenommene Volumen wesentlich vergrössert, was das Volumen des vom Verdichter angesaugten Arbeitsmediums vermindert. In dieser Weise kann die verdampfende Flüssigkeit wesentlich die Volumenverluste des Verdichters erhöhen.

Unsere 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, durch die Pumpe 8 über die Düsen 11 unter Umgehung des Verdichters in die Druckleitung des Verdichters gefördert wird.

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

## 20 Ansprüche

1. Verfahren zum Betreiben von Kompressions-Absorptionswärmepumpen oder -kältemaschinen (von hybriden Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen) unter Anwendung eines aus einer Mischung von zwei ineinander gut löslichen Medien mit unterschiedlichen Siedepunkten bestehenden Arbeitsmediums, bei dem 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 höheren 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 Inlösungsgehen 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 Inlösungsgehen 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 eingeführt 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 eingespritzt 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. Hybride Wärmepumpe oder Kältemaschine zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5, bei der die Schaltungsanordnung ihres Arbeitsmedium-Kreisprozesses in der Strömungsrichtung des Arbeitsmediums nacheinander in Reihe geschaltet einen Kondensator-Absorber (1), einen flüssigkeitskühlenden inneren Wärmeaustauscher (5), einen Druckverminderer (2), einen Verdampfer-Entgaser (3) und einen Druckerhöher (4) 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. Hybride Wärmepumpe oder Kältemaschine 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) abgezweigt ist, von denen die Dampfleitung (13) an den Verdichter (4) angeschlossen ist, während in die Flüssigkeitsleitung (14) eine Pumpe (8) eingebaut ist.

8. Hybride Wärmepumpe oder Kältemaschine 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. Hybride Wärmepumpe oder Kältemaschine nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass in die an die Düsen (9, 10, 11) angeschlossenen Abzweigungen der Flüssigkeitsleitung (14) Reglerarmaturen (12) eingebaut sind.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

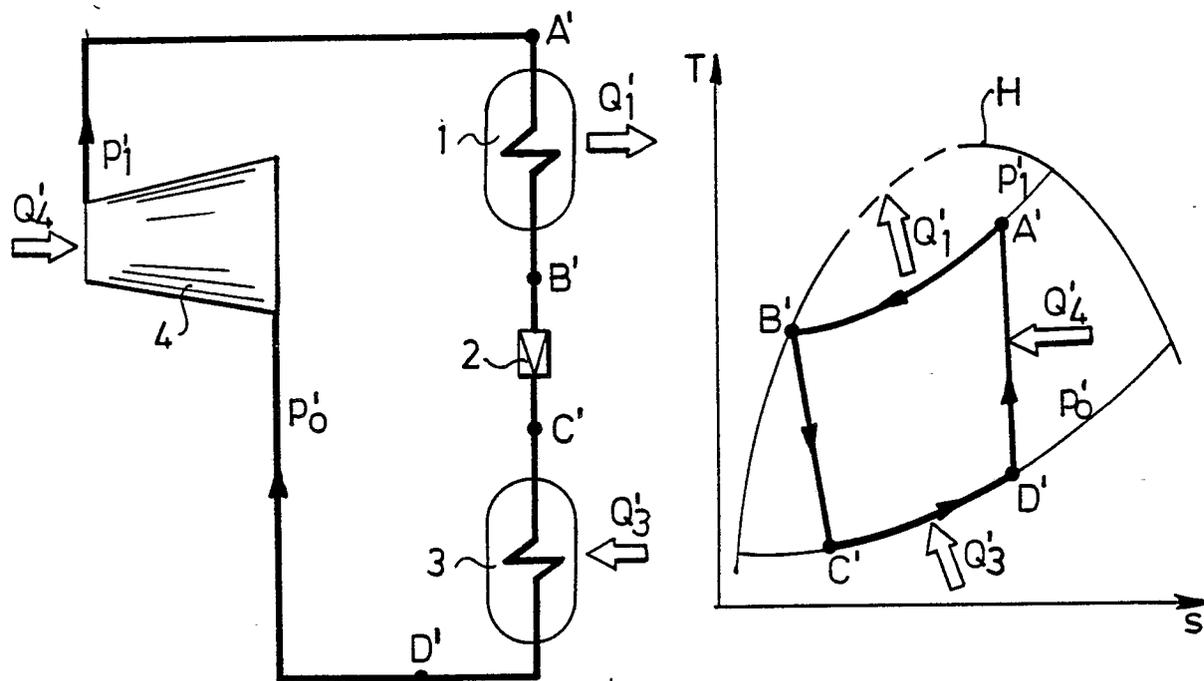


Fig. 1

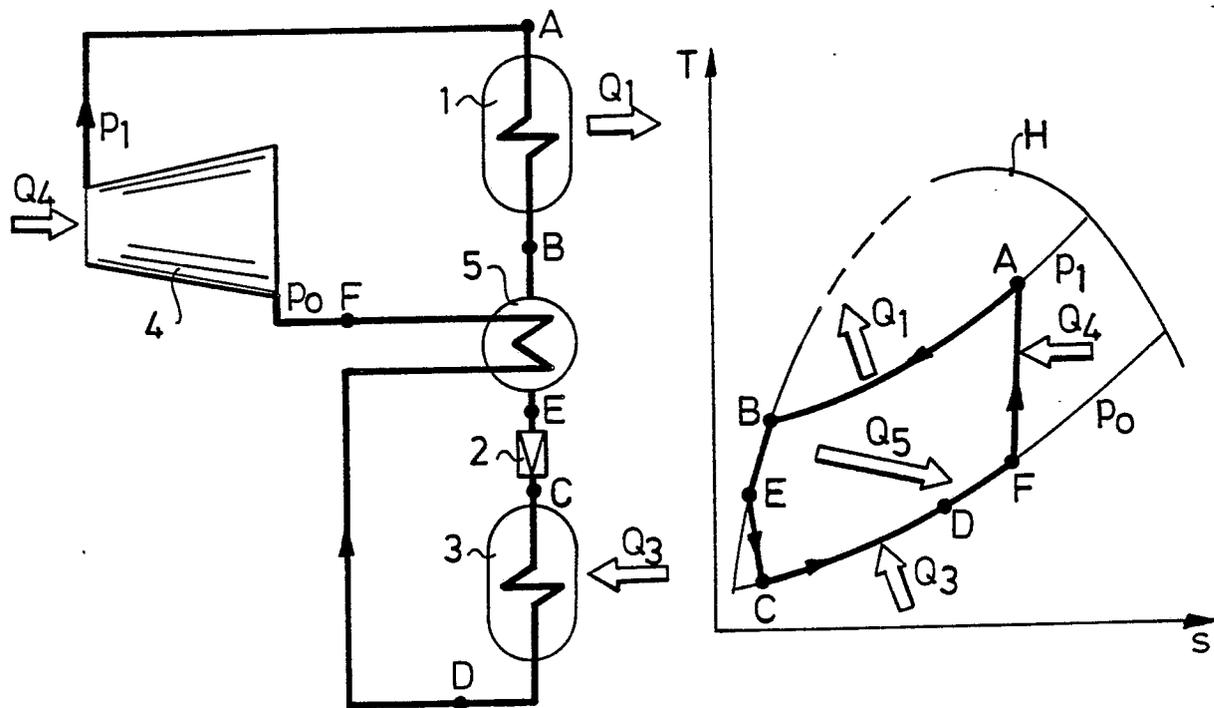


Fig. 2

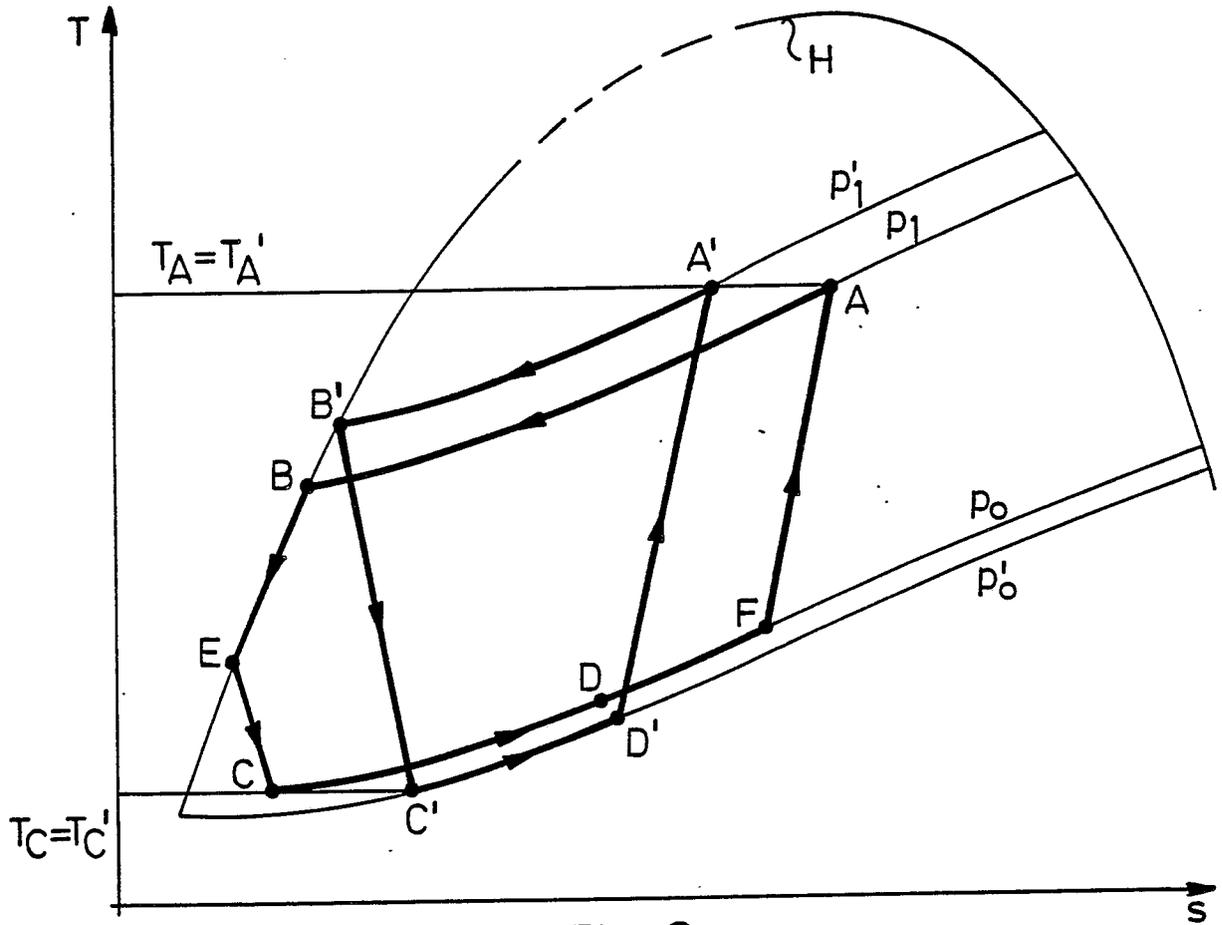


Fig. 3

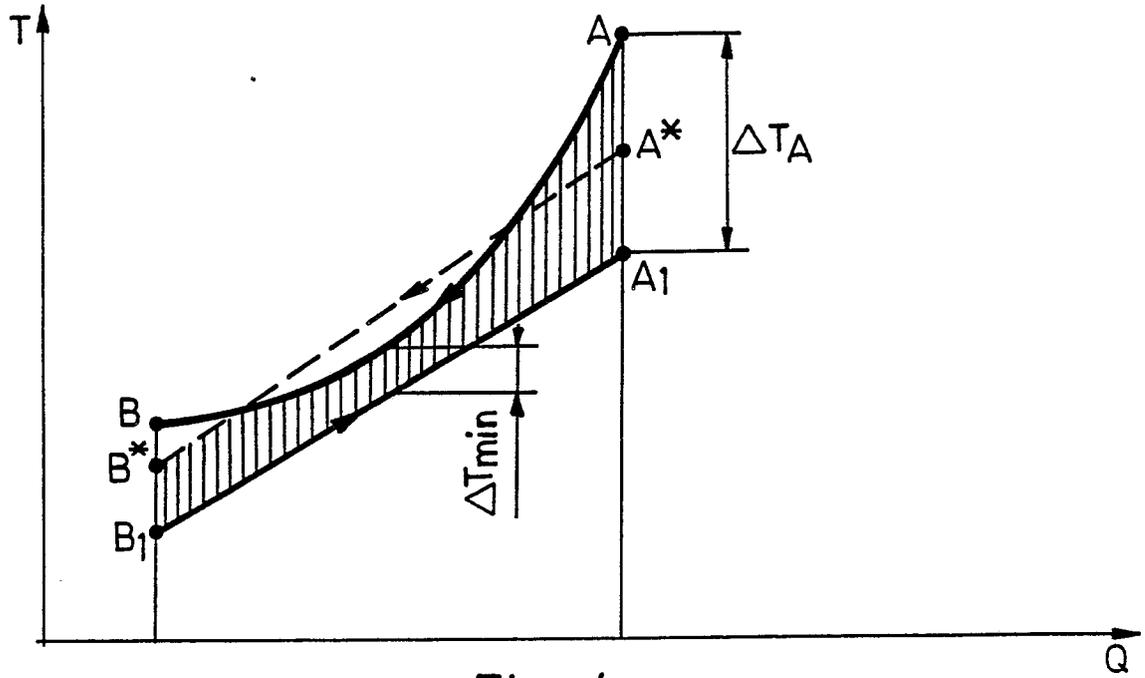


Fig. 4

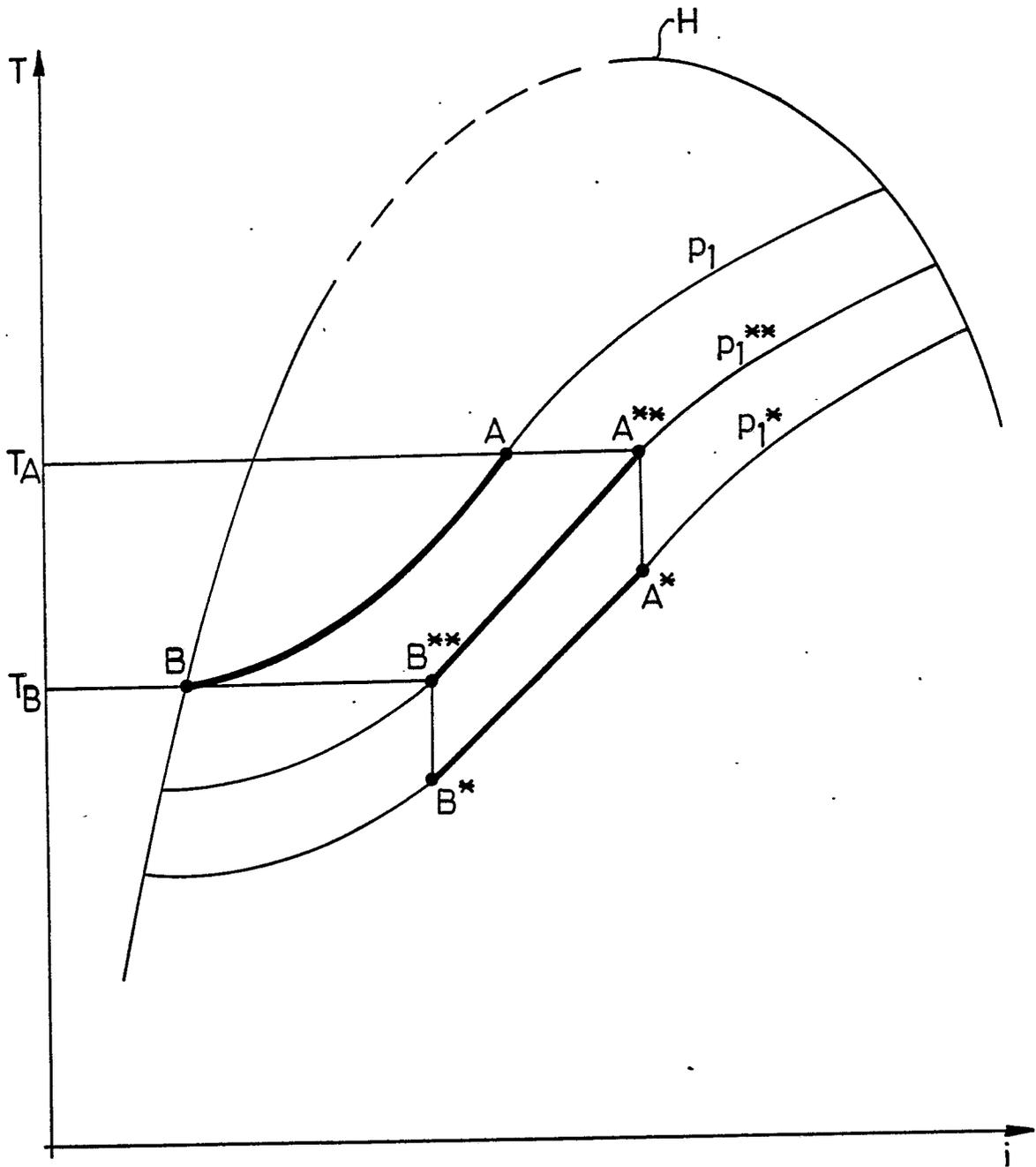
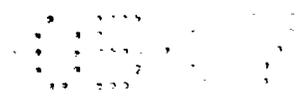


Fig. 5

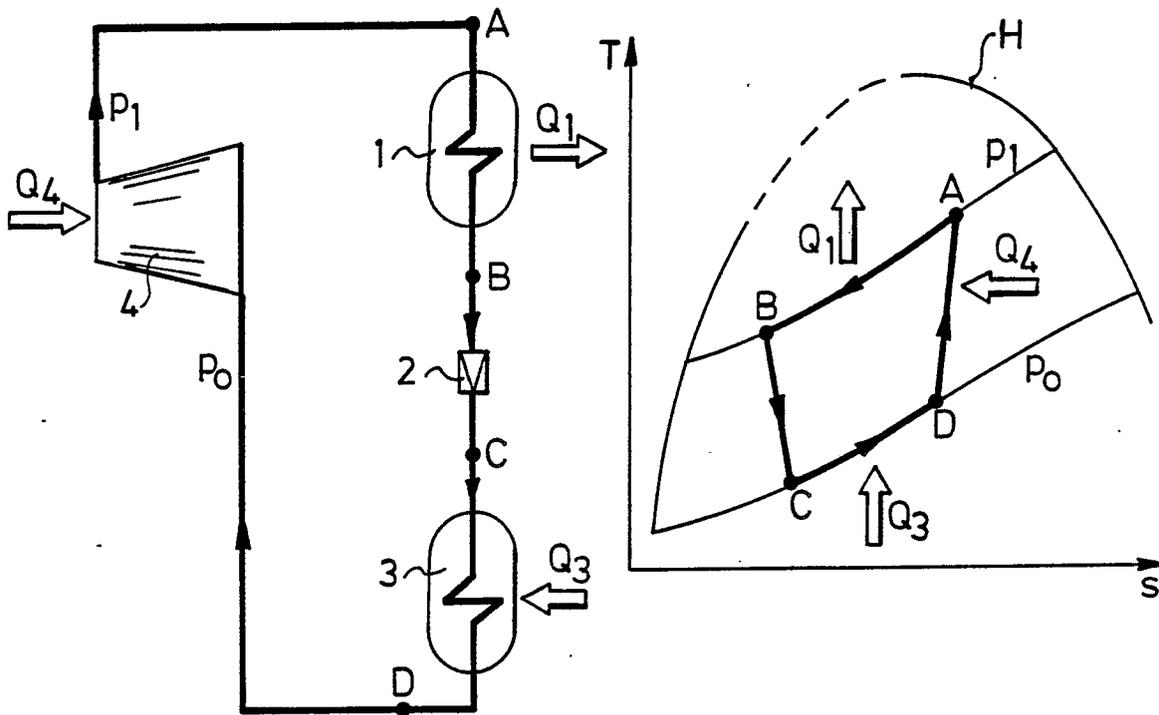


Fig. 6

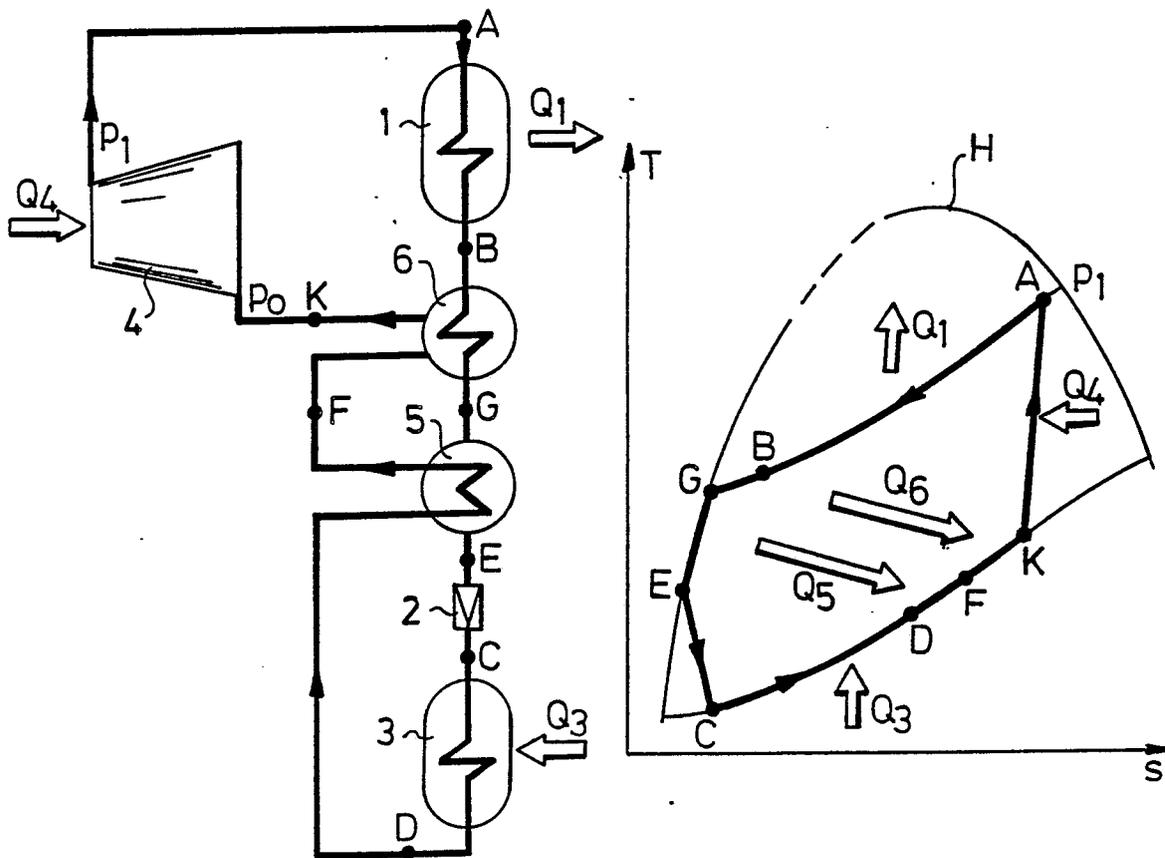


Fig. 7

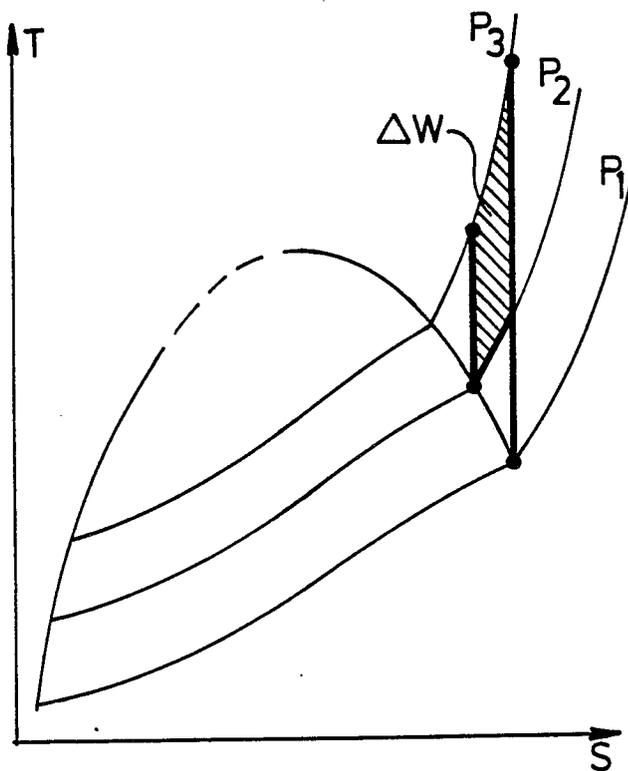


Fig. 8

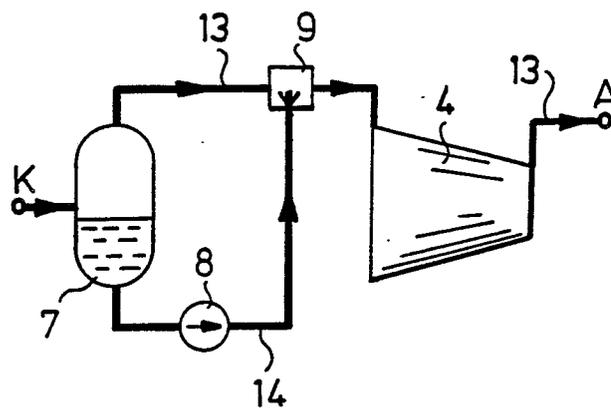


Fig. 9

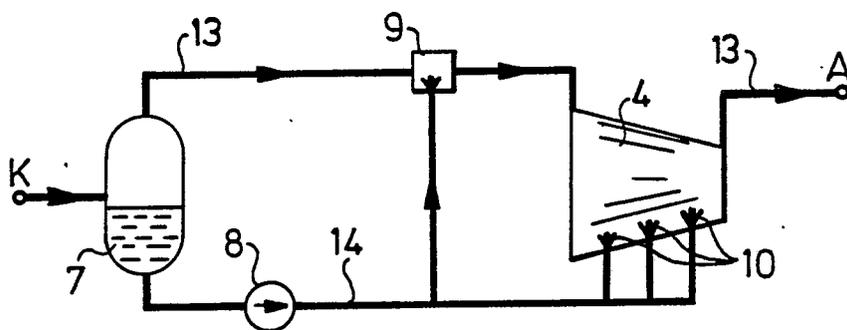


Fig. 10

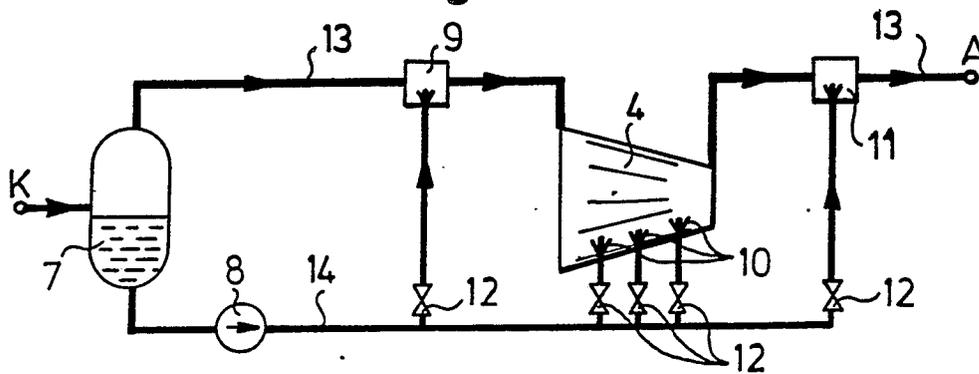


Fig. 11