



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 603 20 060 T2 2009.06.04**

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 367 344 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **603 20 060.5**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **03 012 317.8**

(96) Europäischer Anmeldetag: **29.05.2003**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **03.12.2003**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **02.04.2008**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **04.06.2009**

(51) Int Cl.⁸: **F25B 49/02 (2006.01)**

F25B 41/04 (2006.01)

F25B 9/00 (2006.01)

(30) Unionspriorität:

156804 30.05.2002 US

(73) Patentinhaber:

Praxair Technology, Inc., Danbury, Conn., US

(74) Vertreter:

Schwan Schwan Schorer, 80796 München

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE, DK, FR, GB, SE

(72) Erfinder:

**Howard, Henry Edward, Grand Island, New York
14072, US**

(54) Bezeichnung: **Verfahren zum Betreiben eines transkritischen Kühlsystems**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

[0001] Diese Erfindung bezieht sich allgemein auf transkritische Kühlsysteme, und genauer auf Steuerungssysteme für transkritische Kühlsysteme.

Hintergrund der Erfindung

[0002] Ein transkritisches Kühlsystem (bzw. ein transkritischer Kühlzyklus) ist ein Zyklus, bei dem der hohe Seitendruck des Kältemittelfluids den kritischen Druck des Kältemittelfluids überschreitet, und der niedrige Seitendruck des Kältemittelfluids geringer als der kritische Druck des Kältemittelfluids ist. Transkritische Kühlsysteme werden zunehmend wichtiger. Beispielsweise ist Kohlendioxid zur Verwendung als Kältemittel zunehmend in Betracht gekommen. Einige der durch Kohlendioxid ermöglichten Vorteile umfassen eine geringere Toxizität, kein Ozonverbrauchspotential und einen vernachlässigbaren direkten globalen Erwärmungseffekt. Die Anwendung von Kohlendioxid als ein Arbeitsfluid für Klimaanlage in Kraftfahrzeugen hat eine beträchtliche kommerzielle Aufmerksamkeit erfahren. Im Einzelnen ist zu erwarten, dass Kohlendioxid die Verwendung von R134a in neuen Fahrzeugen während der nächsten 5 bis 10 Jahren im Wesentlichen ersetzen wird. Die typischen Wärmeabfuhrtemperaturen für Komfortklimaanlagen überschreiten dabei die kritische Temperatur von Kohlendioxid (31°C, 7352 kPa, ((87,8°F, 1066,3 psia)). Die Abfuhr der Verfahrenswärme an die Umgebung macht es erforderlich, dass der Druck des Kondensators (oder präziser derjenige des Gaskühlers) den kritischen Druck übertrifft. Da die typischen Verdampfungstemperaturen (4,4°C (40°F)) unter der kritischen Temperatur von Kohlendioxid liegen, ist der gesamte Zyklus transkritisches.

[0003] Der Entwurf und Betrieb von transkritischen Kühl- oder Erwärmungspumpenzyklen wirft ein einzigartiges Optimierungs- und Steuerungsproblem auf. Im Allgemeinen ist die erwünschte Verdampfertemperatur und/oder Wärmelast bekannt. Typischerweise sind die für die Wärmeabfuhr verwendeten Umgebungs-(Wasser/Luft)-Nutzungsbedingungen ebenfalls bekannt. In einem Standard-Dampfkompansionszyklus wird der hohe Seitendruck durch die Bedingung der Bewerkstelligung einer gesättigten oder unterkühlten Flüssigkeit an dem Auslass des Kondensators vorgegeben. In einem transkritischen Zyklus kann der hohe Seitendruck aus einem breiten Bereich ausgewählt werden. Unglücklicherweise führt nur ein einziger Betriebswert zu einem minimalen Energieverbrauch. Hinsichtlich dieser genannten Parameter muss die Aufgabe jeder Steuerungsstrategie von transkritischen Verfahren in einer Bestimmung des optimalen Druckpegels und darin bestehen, das Verfahren zu diesem Pegel hin anzutreiben. Während des tatsächlichen Verfahrensbetriebs können die meisten Systeme wesentlich von der Entwurfslast und den Nutzungsbedingungen (Luft-Wassertemperatur) abweichen. In solchen Fällen kann der Energieverbrauch um 5–10% höher als notwendig ausfallen, wenn der hohe Seitendruck nicht angemessen eingestellt wird. Die meisten Steuerungssysteme können diese zusätzliche Verfahrenseffizienz nicht ohne weiteres extrahieren, da sie den optimalen hohen Seitendruck nicht angemessen bestimmen können. Derzeitige Lösungsansätze für dieses Problem beruhen auf rudimentären Techniken wie z. B. manuellem Versuch und Irrtum oder auf komplizierten Heuristiken.

[0004] Das Dokument DE-A-100 53 203 offenbart ein transkritisches Kältemittel-Zyklussystem, bei dem eine Steuereinheit sowohl die Menge eines von einem Kompressor abgegebenen Kältemittels wie den Öffnungsgrad eines Drucksteuerventils steuert. An einem Punkt des Zyklus wird die Temperatur des Kältemittelfluids gemessen und die Steuerung basiert auf dieser Messung.

[0005] Dementsprechend besteht eine Aufgabe dieser Erfindung in der Bereitstellung eines verbesserten Verfahrens zum Betreiben eines transkritischen Kühlsystems.

Zusammenfassung der Erfindung

[0006] Die obigen und weitere Aufgaben, die sich für den Fachmann anhand dieser Beschreibung ergeben, werden durch vorliegende Erfindung gelöst, deren einer Aspekt ein Verfahren zum Betreiben eines transkritischen Kühlsystems ist, bei welchem:

(A) ein Kältemittelfluid in einem Kompressor auf einen überkritischen Druck verdichtet wird, das verdichtete Kältemittelfluid zu einem Wärmetauscher geleitet wird, das verdichtete Kältemittelfluid in dem Wärmetauscher gekühlt wird, das gekühlte verdichtete Kältemittelfluid von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das sich ergebende Kältemittelfluid auf einen unterkritischen Druck expandiert wird, wobei das den unterkritischen Druck aufweisende Kältemittelfluid mindestens teilweise in flüssiger Form vorliegt;

(B) das bei unterkritischem Druck vorliegende Kältemittelfluid verdampft wird, um einer Wärmelast Kälte bereitzustellen, verdampftes Kältemittelfluid zu dem Wärmetauscher geleitet wird, das verdampfte Kältemittelfluid mittels indirektem Wärmetausch mit dem abkühlenden verdichteten Kältemittelfluid erwärmt wird,

das sich ergebende erwärmte Kältemittelfluid von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das abgezogene Kältemittelfluid dem Kompressor zugeleitet wird;

(C) mindestens zwei der beiden Einlasstemperaturen des in den Wärmetauscher geleiteten Kältemittelfluids und der beiden Auslasstemperaturen des von dem Wärmetauscher abgezogenen Kältemittelfluids ermittelt werden, und die Enthalpieänderung des verdampfenden, einen unterkritischen Druck aufweisenden Kältemittels ermittelt wird;

(D) ein Betriebsparameter des Kompressors überwacht wird und die ermittelten Temperaturen und die ermittelte Enthalpieänderung benutzt werden, um einen effizienteren Wert für den Betriebsparameter zu bestimmen, und

(E) der Betrieb des Kompressors so eingestellt wird, dass der Wert des Betriebsparameters näher an dem effizienteren Wert ist.

[0007] Ein weiterer Aspekt der Erfindung besteht in einem Verfahren zum Betreiben eines transkritischen Kühlsystems, bei welchem:

(A) ein Kältemittelfluid in einem Kompressor auf einen überkritischen Druck verdichtet wird, das verdichtete Kältemittelfluid zu einem Wärmetauscher geleitet wird, das verdichtete Kältemittelfluid in dem Wärmetauscher gekühlt wird, das gekühlte verdichtete Kältemittelfluid von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das sich ergebende Kältemittelfluid auf einen unterkritischen Druck expandiert wird, wobei das bei unterkritischem Druck vorliegende Kältemittelfluid mindestens teilweise in flüssiger Form vorliegt;

(B) bei unterkritischem Druck vorliegendes Kältemittelfluid verdampft wird, um einer Wärmelast Kälte zuzuführen, verdampftes Kältemittelfluid zu dem Wärmetauscher geleitet wird, das verdampfte Kältemittelfluid mittels indirektem Wärmeaustausch mit dem abkühlenden verdichtetem Kältemittelfluid erwärmt wird, das sich ergebende erwärmte Kältemittelfluid von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das abgezogene Kältemittelfluid dem Kompressor zugeleitet wird;

(C) mindestens zwei der beiden Einlasstemperaturen des in den Wärmetauscher geleiteten Kältemittelfluids und die beiden Auslasstemperaturen des von dem Wärmetauscher abgezogenen Kältemittelfluids ermittelt werden, und die Enthalpieänderung des verdampfenden, bei unterkritischem Druck vorliegenden Kältemittels ermittelt wird;

(D) ein Betriebsparameter des Kompressors überwacht wird und die ermittelten Temperaturen und die ermittelte Enthalpieänderung benutzt werden, um einen effizienteren Wert für den Betriebsparameter zu bestimmen, und

(E) die Arbeitsmasse des Kältemittelfluids so eingestellt wird, dass der Wert des Betriebsparameters näher an dem effizienteren Wert ist.

[0008] Wie hier verwendet bezeichnet der Begriff "Arbeitsmasse" den Anteil des Kältemittelfluids in dem Kompressor, der Expansionsvorrichtung, dem Verfahrenswärmetauscher, und der zugeordneten Verbindungsrohrleitung des Kühlsystems. Eine andere Möglichkeit zur Definition der Arbeitsmasse des Kältemittels besteht in dem integrierten Volumen an Kältemittelfluid, das aktiv durch den Kompressor geleitet wird, d. h. in demjenigen Volumen an Kältemittelfluid, das durch den Kompressor in demjenigen Zeitraum geführt wird, den ein Kältemittelfluidmolekül für einen vollständigen durchlauf durch das Kühlsystem oder den Kühlkreislauf benötigt.

[0009] Wie hier verwendet bezeichnet der Begriff "kritischer Druck" denjenigen Druck eines Fluids, bei dem die Flüssigkeits- und Dampfphasen nicht länger voneinander differenziert werden können.

[0010] Wie hier verwendet bezeichnet der Begriff "kritische Temperatur" diejenige Temperatur eines Fluids, jenseits derer eine deutliche flüssige Phase unabhängig von dem Druckpegel nicht länger ausgebildet werden kann.

[0011] Wie hier verwendet bezeichnet der Begriff "Enthalpie" eine thermodynamische Maß des Wärmegehalts pro Einheit Masse.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0012] [Fig. 1](#) ist eine schematische Darstellung einer Ausführungsform einer Anordnung, die in einer bevorzugten Praxis dieser Erfindung verwendet werden kann und bei der die Temperaturen der von dem Wärmetauscher abgezogenen Kältemittelfluid ermittelt werden.

[0013] [Fig. 2](#) ist eine schematische Darstellung einer weiteren Ausführungsform einer Anordnung, die in einer bevorzugten Praxis der Erfindung verwendet werden kann und bei der die Arbeitsmasse des zu dem Kompressor geleiteten Kältemittels zur Verbesserung des Betriebs des Kompressors eingestellt wird, indem die Menge

an in dem Kühlzyklus maskierten Kältemittel verändert wird.

Ausführliche Beschreibung

[0014] Generell beteiligt die Erfindung eine Überwachung des Werts eines Betriebsparameters des Kompressors in einem Kühlzyklus, wie z. B. den Ausgangsdruck, das Druckverhältnis oder den Energieverbrauch des Kompressors, sowie die Einstellung entweder des Kompressorbetriebs oder der Arbeitsmasse des Kältemittelfluids in dem Kühlzyklus, um den Wert dieses Betriebsparameters zu verbessern, damit er näher bei einem bestimmten effizienteren Wert liegt.

[0015] Die Erfindung wird nun ausführlich mit Bezug auf die Zeichnungen beschrieben werden. Nun auf [Fig. 1](#) Bezug nehmend ist das dargestellte Verfahren ein transkritischer Kühlzyklus, der sowohl einen Saugleitungs-Wärmetauscher **30** wie einen niedrigseitigen Behälter **60** verwendet. Die zur Illustration der Erfindung verwendete Steuertechnik basiert auf einem kaskadenartigen Steuerungssystem. Es sind zahlreiche Variationen des zu Grunde liegenden Ablaufdiagramms möglich, ohne die Nutzleistung der Erfindung zu beeinträchtigen.

[0016] Ein Kompressor **10** dient zum Aufdrücken eines Kältemittelfluidsstroms **1** auf einen Druckpegel, der den kritischen Druck des Fluids übersteigt. Der Kompressor **10** kann durch eine externe Anordnung **15**, die ein elektrischer Motor oder eine durch eine Verbrennungskraftmaschine betriebene riemenangetriebene Welle sein kann, oder durch die Wellenarbeit angetrieben werden, die durch die Expansion eines anderen Fluids erzeugt wird. Der Kompressor **10** kann aus einer Vielzahl von Maschinen einschließlich hin und her gehender, zentrifugaler, Roll- oder Wälzkolbenmaschinen ausgewählt werden. Nach der Verdichtung wird der Kältemittelstrom **1** in einem Wärmetauscher **20** durch eine geeignete Nutzumgebung (Luft/Wasser) abgekühlt. Der gekühlte superkritische Kältemittelstrom **2** wird in einem Wärmetauscher **30** (interner oder Saugleitungs-Wärmetauscher) weiter gekühlt. Auf Wunsch können die Wärmetauscher **20** und **30** in einer einzigen Einheit kombiniert werden. Ein Strom **3** wird nachfolgend durch ein Ventil **40** auf einen Druck expandiert, der unter dem kritischen Druck des Fluids liegt. Das Ventil **40** kann aus mehreren Typen bestehen, einschließlich thermostatisch und elektrisch angetriebener Steuerventile, ohne sich jedoch darauf zu begrenzen. Derartige Ventile können mit einer (nicht dargestellten) lokalen Steuerlogik ausgerüstet sein, durch welche die Ventilöffnung gesteuert wird, um einen gegebenen Überhitzungspegel an einem Strom **5** auszubilden. Wenn der Strom **3** expandiert wird, kühlt er ab und bildet ein zweiphasiges Gemisch **4** aus. Anschließend wird der Kältemittelstrom **4** in einem Wärmetauscher **50** im Wesentlichen verdampft. Die Wärme der Verdampfung dient für die Absorption der externen Wärmelast. Ein externer Verfahrensstrom **7** wird in dem Wärmetauscher **50** gekühlt. Der Strom **7** kann aus jeder Anzahl an Fluiden einschließlich Luft, Wasser oder anderen Verfahrensfluiden bestehen. Der aus dem Verdampfer **50** austretende Strom **5** ist im Wesentlichen Gas. Ein Behälter **60** dient dazu, jede überschüssige Flüssigkeit bzw. überschüssiges Schmieröl abzutrennen, die/das möglicherweise den Verdampfer **50** durchlaufen hat. Diese Flüssigkeiten können mittels eines Ventils **62** durch eine Leitung **61** und die beiden Leitungen **63** oder **64** zu dem Verfahren zurückgeführt werden. Der Dampf von dem Behälter **60** wird in dem Wärmetauscher **30** weiter auf eine Temperatur erwärmt, die wesentlich über der Sättigungstemperatur liegt. Der überhitzte Kältemittelstrom **6** wird nachfolgend zu dem Kompressor **10** zurückgeleitet, und der Kühlzyklus beginnt von neuem.

[0017] Mit Bezug auf den in [Fig. 1](#) dargestellten Zyklus, bei dem Kohlendioxid als das Kältemittelfluid dient, liegt der Abfluss des Kompressors **10** generell in dem Bereich von 7584 bis 13.790 kPa (1100 bis 2000 pound pro inch² absolut (psia)). Der Druck an dem Austritt des Expansionsventils **40** liegt generell in dem Bereich zwischen 1379 und 4826 kPa (200 und 700 psia). Die Temperatur an dem Austritt des Expansionsventils **40** reicht allgemein von -32°C bis 13°C (-25 bis 55°F).

[0018] Die Erfindung kann durch die Verwendung ausgewählter Verfahrensparameter charakterisiert werden, die bei der Ermittlung des optimalen Verdichtungsverhältnisses als besonders effektiv bestimmt worden sind. Im Einzelnen erfordert es eine Bestimmung des optimalen hoben Seitendruck-Steuersollwerts, dass als Maß für die beobachtete oder erwünschte Enthalpieänderung über den Verdampfer **50** mindestens zwei Temperaturen erforderlich sind, die entweder dem Ein- oder dem Auslass des internen Wärmetauschers **30** zugeordnet sind.

[0019] Ein Durchflusselement **203** ermittelt eine Messung des Kältemitteldurchflusses an dem Hochdruckauslass des internen Wärmetauschers **30**, dem Strom **3**. Diese Durchflussmessung wird von einem elektronischen Signal **204** zu einer Steueranordnung **200** geführt. Ähnlich dazu erfasst ein Temperaturelement **201** eine Temperaturmessung von dem Strom **3** an einer nahe gelegenen Stelle und führt ein Signal **202** dem Prozess-

steuergerät **200** zu. Ein Temperaturelement **206** ermittelt eine Temperaturmessung von dem Strom **6** und führt dem Steuergerät **200** ein proportionales Signal **207** zu. Die durch Q_{sp} dargestellte erwünschte Kapazität oder bekannte Wärmelast wird ebenfalls als Eingang durch ein Signal **205** in das Steuergerät **200** eingespeist. Die erwünschte Kühlkapazität Q_{sp} kann entweder direkt oder indirekt spezifiziert werden. Die Steuereingänge **205**, **202**, **204** und **207** werden für die Berechnung von entweder dem Verdichtungsverhältnis oder dem hohen Seitendruck verwendet, der für eine Minimierung der von dem Kompressor **10** verbrauchten Energie notwendig ist. Obgleich nicht dargestellt kann die Steuergeräatanordnung **200** bekannte thermodynamische Konstanten verwenden, die für die Kältemittelfluide spezifisch sind, was zu einer genaueren Berechnung des optimalen hohen Seitendrucks beitragen kann. Ein Sollwertsignal **212** eines Betriebsparameters wie z. B. Druck, Druckverhältnis oder Energieverbrauch wird von der Steueranordnung **200** generiert und zu einer lokalen Steueranordnung **213** geführt. Das Steuergerät **213** kann lokal am Kompressor angeordnet sein und dient zur Regelung des Betriebs des Kompressors **10**. Wahlweise dazu kann das Steuergerät **213** zur Anpassung des Kältemittels verwendet werden, das maskiert in dem Ansaugbehälter **60** enthalten ist. Druckelemente **208** und **210** messen den Druck von den Strömen **6** bzw. **1**. Alternativ könnten auch die Druckpegel von den Stellen **5** und **3** verwendet werden. Signale **209** und **211** werden in Ansprechen auf diese Messungen erzeugt und zu einer Steuergeräatanordnung **213** geleitet. Die Steuergeräatanordnung **213** generiert ein Signal **214**, das den Betrieb des Kompressors **10** dahingehend lenkt, dass sich der Wert des Betriebsparameters des Kompressors an den erwünschten optimalen Sollwert annähert, der von dem Signal **212** von dem Steuergerät **200** bereitgestellt wird. Die lokale Steueranordnung **213** kann in das Sollwertziel-Steuergerät **200** integriert werden.

[0020] Das folgende Beispiel basiert auf dem in [Fig. 1](#) dargestellten transkritischen Zyklus. Das folgende Beispiel illustriert eine mögliche Berechnung, bei der das Prozesssteuergerät **200** die erwähnten Verfahrenssignale/eingänge verwenden könnte. Das folgende Beispiel repräsentiert lediglich die vorliegende Berechnung und ist nicht die einzige Technik, mittels derer die oben genannten Observablen zur Steuerung des Verfahrens verwendet werden können. Für die Zwecke der Darstellung wird die Effizienz des Kompressors als konstant angenommen. Wird von einer nicht-konstanten Kompressoreffizienz ausgegangen, verändert dies die dimensionslosen Parameter nicht.

[0021] Verschiedene physikalische Parameter haben sich bei dem Betrieb der Steuergeräatanordnung **200** als nützlich erwiesen. Eine Berechnung der adiabatischen Druckenergie erfordert das Verhältnis der Wärmekapazität ($k = C_p/C_v$). Für viele Kältemittel kann angenommen werden, dass k über einen großen Bereich an Bedingungen hinweg konstant ist. Eine besonders nützliche Form ist nachstehend dargestellt.

$$\gamma = \frac{k-1}{k} \quad (1)$$

[0022] Indem die Gleichung für die adiabatische Druckenergie differenziert wird, kann die Bedingung für eine optimale Steuerung erhalten werden. Die Kombination aus dieser Beziehung mit den differenzierten Formen der realen Gasenthalpie und Verdichtbarkeit führt zu zwei dimensionslosen Parameter (Φ und Ψ), die den Betrieb des transkritischen Zyklus effektiv charakterisieren.

$$Pr^\gamma + (Pr^\gamma - 1)(\Phi + \Psi) = 0 \quad (2)$$

wobei Φ und Ψ durch die nachfolgenden Beziehungen definiert sind.

$$\Phi = \left[\frac{RT_3^2}{\gamma(h_s - h_3)} \right] \left[\frac{\partial Z}{\partial T} \right]_3 \quad (3)$$

$$\Psi = \left(\frac{T_3}{T_6} \right) \left[\frac{C_{ph}}{\gamma C_{pl}} \right] \left(1 - \left[\frac{\partial \ln Z}{\partial \ln P} \right]_3 \right) \quad (4)$$

[0023] Die Indizes beziehen sich auf die in der Figur dargestellten Bezeichnungen der Ströme. R ist die ideale Gaskonstante. T , Pr und h repräsentieren die Temperatur, das Druckverhältnis bzw. die Enthalpie. Z stellt die reale Gasverdichtbarkeit dar. C_{ph} und C_{pl} repräsentieren die mittlere Wärmekapazität der Hoch- bzw. Niederdruckseite des internen Wärmetauschers **30**. Sowohl das Verhältnis von C_p wie von γ sind relativ unempfindlich gegen den Betrieb des in der Figur dargestellten Zyklus und können als Konstanten behandelt werden. Durch Erfahrungswerte hat sich auch gezeigt, dass eine detaillierte Kenntnis der Ableitungen der Verdichtbarkeit nicht notwendig ist. In den meisten Fällen können diese Größen als Konstanten behandelt oder als Abstimmungsparameter verwendet werden. In Gleichung 3 ist die Enthalpiedifferenz über dem Kältemittelverdampfer

dargestellt. Der Lastsollwert Q_{sp} kann für eine Berechnung des erwünschten Kühlungseffekts des Systems verwendet werden. Die Enthalpiedifferenz kann dadurch berechnet werden, dass Q_{sp} (Signal **205**) durch den augenblicklichen Mengendurchfluss des Kältemittels (Signal **203**) geteilt wird. Die Temperaturen T_3 und T_6 sind in der Figur als Signale **202** bzw. **207** dargestellt. Die hervorgehobenen Observablen ermöglichen die Berechnung der dimensionslosen Parameter. Die nachfolgende Auflösung der Gleichung 2 gibt das optimale Verdichtungsverhältnis an. Das optimale Verdichtungsverhältnis kann als der Sollwert für das Steuergerät **213** verwendet oder direkt in einen Wert für den hohen Seitendruck umgewandelt werden, indem der in dem Strom **6** oder dem Signal **209** vorliegende Druck multipliziert wird.

[0024] Die Erfindung ist bezüglich der Natur des Kältemittels oder Arbeitsfluids unspezifisch gestaltet. Beispiele von potentiellen transkritischen Kältemittelfluiden beinhalten CO_2 , C_2H_6 , N_2O , B_2H_6 und C_2H_4 . Darüber hinaus ist das Verfahren für Zyklen anwendbar, in welchen die Kühlung des überkritischen Gases bei unter Umgebungstemperatur liegenden Temperaturen vollzogen wird. Die gasabkühlende Wärmelast kann zu einem bestimmten anderen Verfahrensfluid oder Kältemittel zurückgewiesen werden. Alternativ kann der transkritische Zyklus in einem Wärmepumpmodus betrieben werden, wobei z. B. Wasser in dem Gaskühler **20** erwärmt und die Betriebstemperatur des Verdampfers **50** in Ansprechen auf die Umgebungsbedingungen gesteuert wird.

[0025] Unter Ermittlung wird hier jedes Verfahren verstanden, mit dem die vorliegenden Größen erhalten, berechnet, oder geschlussfolgert werden. Beispielsweise kann der Verfahrensdruck **208** aus der Kenntnis der Sättigungstemperatur an den Strömen **4** und **5** durch die integrierte Form der Clapeyron-Gleichung abgeleitet werden. Ähnlich dazu kann der Energieverbrauch des Kompressors direkt durch die von dem zugehörigen Motor aufgenommene Spannung bzw. Strom oder durch die gegebenen Druckpegel (und andere physikalische Parameter, die Strömung, Wärmekapazität usw.) berechnet werden. Weiterhin kann der Begriff Ermittlung bedeuten, dass ein Wert von einer externen Quelle oder einem Anwender erhalten oder spezifiziert worden ist. Beispielsweise kann spezifiziert werden, dass die Temperatur bei 4/5 (Verdampfer) auf einem bestimmten Pegel gehalten wird.

[0026] Wenn spezifiziert worden ist, dass das System bei einer gegebenen Verdampfungstemperatur betrieben werden soll, kann die Anwendereingabe Q_{sp} (die erwünschte Kapazität) durch die derzeitige Wärmelast ersetzt werden. Wenn der gekühlte Strom in dem Wärmetauscher **50** beispielsweise Luft ist, kann die Last unter Verwendung der bekannten Durchfluss- und Temperaturänderung berechnet werden. Der in der Gleichung 3 dargestellte Term der Enthalpieänderung kann dadurch berechnet werden, dass die berechnete Wärmelast durch den Mengendurchfluss des Kältemittels (Messung **203**, **204**) geteilt wird. In der bevorzugten Ausführungsform spezifiziert der Anwender die Last (Kapazitätssollwert) für das Kühlsystem Q_{sp} , und der Term der Enthalpie von der Gleichung 3 wird direkt berechnet, indem der Lastsollwert durch den Mengendurchfluss an Kältemittel geteilt wird.

[0027] Die Verfahrenssteueranordnung **200** kann ein vorprogrammiertes Logiksteuergerät oder einen eigenständigen Computer mit geeigneten Algorithmen für die kontinuierliche Verfahrenssteuerung aufweisen. Die Steuerung der Grundoperationen kann durch die Verwendung einer konventionellen PID-Steuerung oder einer Modellvorhersagesteuerung ausgeführt werden. Die Signale zu und von dem Steuergerät sind vorzugsweise elektrische Signale, allerdings ist bekannt, dass derartige Signale auch pneumatisch, mechanisch oder anderweitig übertragen werden können. Obgleich die Steuergeräte **200** und **213** als getrennte Einheiten dargestellt sind, können die Berechnungen auch miteinander integriert werden.

[0028] Eine Untersuchung der dimensionslosen Schlüsselparameter zeigt, dass verschiedene thermodynamische Größen in die Steuerungsstrategie eingeschlossen werden können. Derartige Informationen können Daten bezüglich der Verdichtbarkeit oder ähnliche Informationen aufweisen, die aus einer Zustandsgleichung erhalten werden. Solche Tabellen oder Gleichungen können in die Berechnung eingeschlossen werden. Eine Prüfung der Gleichung 4 ergibt, dass das Verhältnis der mittleren Wärmekapazität für jede Seite des internen Wärmetauschers **30** zur Berechnung des dimensionslosen Parameters Ψ benutzt werden kann. Durch eine Wärmebilanz um den internen Wärmetauscher **30** herum ist bekannt, dass C_p durch eine auf dem Austausch UA basierenden Funktion ersetzt werden kann. Alternativ dazu kann das Verhältnis der Wärmekapazitäten durch sämtliche Einlass- und Auslasstemperaturen in der Umgebung des Wärmetauschers **30** ersetzt werden. Aufgrund des Umstands, dass eine vollständige dimensionslose Form der Gleichung bevorzugt ist, ist die Gleichung 2 in den Begriffen des Druckverhältnisses dargestellt. Die Gleichung kann in den Begriffen eines hohen Seitendrucks umgearbeitet werden. Der niedrige Seitendruck ist direkt aus einer Druckmessung erhältlich oder kann durch die Sättigungstemperatur wie oben beschrieben geschlussfolgert werden.

[0029] Eine wichtige Alternative zu der bevorzugten Implementierung stammt von den alternativen Anwendungen der gleichen bevorzugten Observablen. Die Gleichung 2 kann für eine Online-Optimierungs/Steuerungsstrategie in einer objektiven Funktion angeordnet werden. Ein zusätzliches Verfahrenssignal von dem (nicht dargestellten) Motor **15**, das die verbrauchte Energie angibt, kann zu dem Steuergerät **200** geführt werden, um für die Berechnung ein zusätzliches Feedback bereitzustellen.

[0030] Die vorliegende Steuerungsstrategie muss den Kompressor nicht direkt einstellen. Wahlweise können die Steueranordnung **200** und der Ausgangssignal/Sollwert **212** den Pegelsollwert für den Behälter **60** oder ein getrenntes Kältemittelsteuervolumen steuern. Obgleich die in den Gleichungen 3 und 4 dargestellten dimensionslosen Parameter einen bevorzugten Implementierungsweg repräsentieren, können sie auch als Zielfunktion verwendet werden, bei der mehrere Einheitsoperationen gleichzeitig eingestellt werden können.

[0031] [Fig. 2](#) illustriert eine weitere Ausführungsform der Erfindung, bei der der überwachte Betriebsparameter des Kompressors der Energieverbrauch ist. In dieser in [Fig. 2](#) illustrierten Ausführungsform wird der Energieverbrauch des Kompressors überwacht und durch eine Einstellung der Arbeitsmasse des Kältemittelfluids in dem Kühlsystem verändert. Die Bezugszeichen in der [Fig. 2](#) entsprechen für die allgemeinen Elemente denjenigen aus [Fig. 1](#), wobei diese Elemente nicht erneut ausführlich beschrieben werden.

[0032] Nun auf [Fig. 2](#) Bezug nehmend wird ein Maß der durch den Kompressor **10** verbrauchten Energie von einem elektronischen Signal **217** zu dem Steuergerät **200** geführt. Das Steuergerät **200** fungiert zur Erzeugung eines Sollwerts für den Flüssigkeitspegel in dem Behälter **60**, der durch ein elektrisches Signal **219** zu dem Steuergerät **218** geführt worden ist. Eine Maß des Volumens an in dem Behälter **60** maskiertem Kältemittelfluid wird von einem Pegelsensor **63** erfasst, das nachfolgend von einem elektronischen Signal **215** zu dem lokalen Steuerelement **218** geführt wird. Das Steuergerät **218** generiert ein Steuersignal **216**, das den Durchfluss an flüssigem Kältemittelfluid von dem Behälter **60** durch eine Einstellung des Steuerventils **62** anpasst, wodurch der Energieverbrauch des Kompressors **10** zu einem effizienteren bzw. optimalen Wert hin verändert wird.

[0033] Bezüglich der obigen Schritte liegt eine Anzahl an wichtigen Alternativen vor. Die erste unter diesen Alternativen besteht in einer potentiellen Integration des internen Wärmetauschers und des Lasttauschers zu einem einzigen Austauscher. Austauscher, die an einen derartigen Betrieb angepasst werden können, beinhalten Platten-Rahmen-, Platten-Rippen- und Mantel-Rohr-Austauscher. Das Expansionsventil **40** kann durch einen Turboexpander mit der Erzeugung nützlicher Arbeit ersetzt werden. Das durch den Gaskühler fließende Kältemittel kann seine Wärme zu jeder beliebigen Anzahl an externen Strömen einschließlich Luft, Wasser oder anderem Kältemittel abgeben, ohne sich jedoch darauf zu beschränken.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betreiben eines transkritischen Kühlsystems, bei welchem:

- (A) ein Kältemittelfluid in einem Kompressor (**10**) auf einen überkritischen Druck verdichtet wird, das verdichtete Kältemittelfluid (**1**) zu einem Wärmetauscher (**20**, **30**) geleitet wird, das verdichtete Kältemittelfluid in dem Wärmetauscher gekühlt wird, das gekühlte verdichtete Kältemittelfluid (**2**, **3**) von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das sich ergebende Kältemittelfluid auf einen unterkritischen Druck expandiert wird, wobei das den unterkritischen Druck aufweisende Kältemittelfluid (**4**) mindestens teilweise in flüssiger Form vorliegt;
- (B) bei unterkritischem Druck vorliegendes Kältemittelfluid (**4**) verdampft wird, um einer Wärmelast Kälte bereitzustellen, verdampftes Kältemittelfluid (**5**) zu dem Wärmetauscher (**30**) geleitet wird, das verdampfte Kältemittelfluid mittels indirektem Wärmetausch mit dem abkühlenden verdichteten Kältemittelfluid erwärmt wird, das sich ergebende erwärmte Kältemittelfluid (**6**) von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das abgezogene Kältemittelfluid (**1**) dem Kompressor (**10**) zugeleitet wird;
- (C) mindestens zwei der beiden Einlasstemperaturen des in den Wärmetauscher (**30**) geleiteten Kältemittelfluids und die beiden Auslasstemperaturen des von dem Wärmetauscher abgezogenen Kältemittelfluids (**3**, **6**) ermittelt werden, und die Enthalpieänderung des verdampfenden, einen unterkritischen Druck aufweisenden Kältemittels ermittelt wird;
- (D) ein Betriebsparameter des Kompressors (**10**) überwacht wird und die ermittelten Temperaturen und die ermittelte Enthalpieänderung benutzt werden, um einen Wert für den Betriebsparameter zu bestimmen, der zu einem effizienteren Prozess führt, und
- (E) der Betrieb des Kompressors (**10**) so eingestellt wird, dass der Wert des Betriebsparameters näher an dem besagten Wert ist.

2. Verfahren nach Anspruch 1, bei welchem der Betriebsparameter der Auslassdruck des Kühlmittels (**1**) von dem Kompressor (**10**) ist.

3. Verfahren nach Anspruch 1, bei welchem der Betriebsparameter das Druckverhältnis des Druckes des von dem Kompressor (10) ausgeleiteten Kältemittelfluids (1) und des Druckes des in den Kompressor eingeleiteten Kältemittelfluids (6) ist.

4. Verfahren nach Anspruch 1, bei welchem der Betriebsparameter der Energieverbrauch des Kompressors (10) ist.

5. Verfahren nach Anspruch 1, bei welchem das Kältemittelfluid Kohlendioxid aufweist.

6. Verfahren zum Betreiben eines transkritischen Kühlsystems, bei welchem:
(C) ein Kältemittelfluid in einem Kompressor (10) auf einen überkritischen Druck verdichtet wird, das verdichtete Kältemittelfluid (1) zu einem Wärmetauscher (20, 30) geleitet wird, das verdichtete Kältemittelfluid in dem Wärmetauscher gekühlt wird, das gekühlte verdichtete Kältemittelfluid (2, 3) von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das sich ergebende Kältemittelfluid auf einen unterkritischen Druck expandiert wird, wobei das bei unterkritischem Druck vorliegende Kältemittelfluid (4) mindestens teilweise in flüssiger Form vorliegt;
(D) bei unterkritischem Druck vorliegendes Kältemittelfluid (4) verdampft wird, um einer Wärmelast Kälte zuzuführen, verdampftes Kältemittelfluid (5) zu dem Wärmetauscher (30) geleitet wird, das verdampfte Kältemittelfluid mittels indirektem Wärmeaustausch mit dem abkühlenden verdichtetem Kältemittelfluid erwärmt wird, das sich ergebende erwärmte Kältemittelfluid (6) von dem Wärmetauscher abgezogen wird, und das abgezogene Kältemittelfluid (1) dem Kompressor (10) zugeleitet wird;
(E) mindestens zwei der beiden Einlasstemperaturen des in den Wärmetauscher (30) geleiteten Kältemittelfluids (2, 5) und der beiden Auslasstemperaturen des von dem Wärmetauscher abgezogenen Kältemittelfluids (3, 6) ermittelt werden, und die Enthalpieänderung des verdampfenden, bei unterkritischem Druck vorliegenden Kältemittels ermittelt wird;
(F) ein Betriebsparameter des Kompressors (10) überwacht wird und die ermittelten Temperaturen und die ermittelte Enthalpieänderung benutzt werden, um einen Wert für den Betriebsparameter zu bestimmen, der zu einem effizienteren Prozess führt; und
(E) die Arbeitsmasse des Kältemittelfluids eingestellt wird, so dass der Wert des Betriebsparameters näher an dem besagten Wert liegt.

7. Verfahren nach Anspruch 6, bei welchem der Betriebsparameter der Auslassdruck des Kältemittelfluids (1) von dem Kompressor (10) ist.

8. Verfahren nach Anspruch 6, bei welchem der Betriebsparameter das Druckverhältnis des aus dem Kompressor (10) ausgeleiteten Kältemittelfluids (1) und dem Druck des in den Kompressor geleiteten Kältemittelfluids (6) ist.

9. Verfahren nach Anspruch 6, bei welchem der Betriebsparameter der Stromverbrauch des Kompressors (10) ist.

10. Verfahren nach Anspruch 6, bei welchem das Kältemittelfluid Kohlendioxid umfasst.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

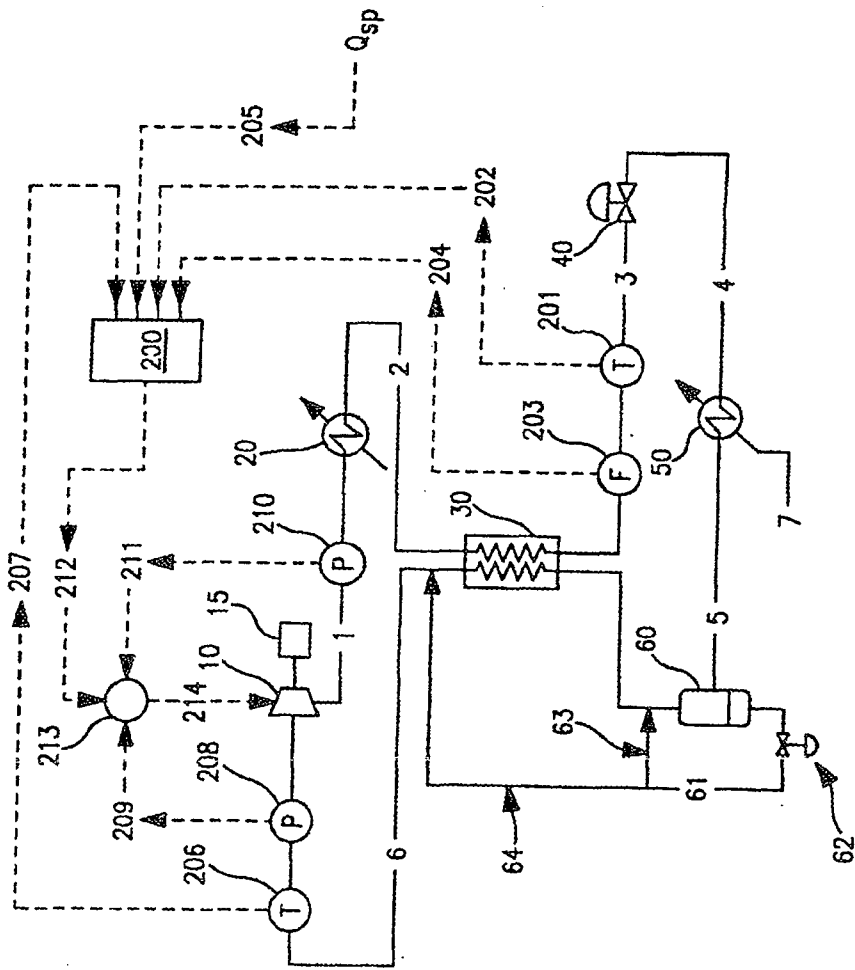


FIG. 1

