

(19)



Europäisches
Patentamt
European
Patent Office
Office européen
des brevets



(11)

EP 1 927 816 A1

(12)

DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(43) Date de publication:
04.06.2008 Bulletin 2008/23

(51) Int Cl.:
F25B 1/10 (2006.01)
F25B 9/00 (2006.01)

F25B 40/00 (2006.01)
F25B 9/06 (2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **07354062.7**(22) Date de dépôt: **16.11.2007**

(84) Etats contractants désignés:

**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL PL PT RO SE
SI SK TR**

Etats d'extension désignés:

AL BA HR MK RS

(30) Priorité: **01.12.2006 FR 0610507**

(71) Demandeur: **COMMISSARIAT A L'ENERGIE
ATOMIQUE
75015 Paris (FR)**

(72) Inventeurs:

- **Ducoulombier, Maxime
59290 Wasquehal (FR)**
- **Colasson, Stéphane
38340 Voreppe (FR)**

(74) Mandataire: **Jouvray, Marie-Andrée et al
Cabinet Hecké,
World Trade Center - Europole,
5, place Robert Schuman,
B.P. 1537
38025 Grenoble Cedex 1 (FR)**

(54) Dispositif à compression de vapeur et procédé de réalisation d'un cycle transcritique associé

(57) Le dispositif à compression de vapeur (11) selon l'invention comporte un échangeur de chaleur interne (12), un compresseur basse pression (13) et un refroidisseur de gaz associé (14), un distributeur de fluide (4), séparant le fluide dans un circuit principal (1-y) du cycle et dans un circuit de refroidissement auxiliaire (y) du cycle, un système de détente auxiliaire (15), placé sur le circuit (y) de refroidissement auxiliaire, et un système de détente principal (16), placé sur le circuit principal (1-y) du cycle. Le dispositif comporte également un compres-

seur haute pression (18) et un refroidisseur de gaz associé (19), placés sur le circuit principal (1-y) du cycle. Le procédé de réalisation d'un cycle transcritique de fluide selon l'invention comporte, de préférence, sur le circuit principal (1-y) du cycle, une étape de compression isentropique (4-5) du fluide, pour atteindre une pression haute maximale (P_{HP}) supérieure à une pression critique (P_{crit}) du fluide, et une étape de refroidissement isobare (5-6,6-7) du fluide, pour atteindre sensiblement une température de source froide (T_F).

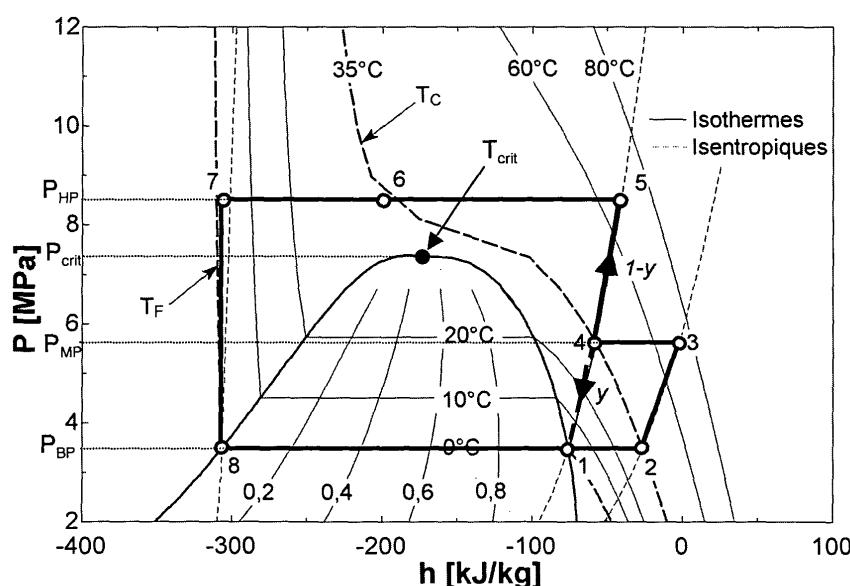


FIG. 6

Description

Domaine technique de l'invention

[0001] L'invention concerne un dispositif à compression de vapeur, pour un cycle transcritique de fluide, comportant au moins :

- un échangeur de chaleur interne,
- un premier système de compression de vapeur, relié à la sortie de l'échangeur de chaleur interne,
- un premier système de refroidissement isobare, relié à la sortie du premier système de compression de vapeur,
- un distributeur de fluide, placé à la sortie du premier système de refroidissement isobare et séparant le fluide dans un circuit principal du cycle et dans un circuit de refroidissement auxiliaire du cycle,
- un système de détente auxiliaire, placé sur le circuit de refroidissement auxiliaire entre le distributeur de fluide et l'entrée de l'échangeur de chaleur interne,
- un système de détente principal, placé sur le circuit principal et relié à la sortie de l'échangeur de chaleur interne,
- un évaporateur fonctionnant à basse pression, placé entre la sortie du système de détente principal et l'entrée de l'échangeur de chaleur interne.

[0002] L'invention concerne également un procédé de réalisation d'un cycle transcritique de fluide, entre une température de source chaude et une température de source froide, au moyen d'un tel dispositif à compression de vapeur, comportant au moins les étapes de :

- chauffage du fluide dans l'échangeur de chaleur interne, jusqu'à atteindre la température de source chaude,
- compression du fluide, pour atteindre une pression moyenne et pour atteindre la température de source chaude,
- séparation du fluide par le distributeur de fluide dans un circuit principal du cycle et dans un circuit de refroidissement auxiliaire du cycle,
- détente du fluide sur le circuit de refroidissement auxiliaire, par le système de détente auxiliaire, jusqu'à atteindre la température de source froide,
- détente du fluide sur le circuit principal, par le système de détente principal, jusqu'à atteindre la température de source froide,
- évaporation isobare du fluide sur le circuit principal.

Etat de la technique

[0003] De manière classique, un cycle thermodynamique de réfrigération, ou cycle à compression de vapeur, utilisant le dioxyde de carbone CO₂ comme réfrigérant, fonctionne entre une température de source chaude T_C et une température de source froide T_F. La température

de source chaude est la température minimale à laquelle le fluide frigorigène peut rejeter la chaleur, alors que la température de source froide est la température maximale à laquelle le fluide frigorigène peut absorber la chaleur. La température critique T_{crit} du CO₂ est de 31.1°C. Au-delà de cette température, le CO₂ n'est ni à l'état liquide, ni à l'état gazeux, mais à l'état supercritique, sous la forme d'un gaz dense.

[0004] Or, dans la plupart des applications de production de froid (mode réfrigérateur) ou de production de chaud (mode pompe à chaleur), la température de rejet de la chaleur est supérieure à la température critique du CO₂. Un cycle à compression de vapeur au CO₂ fonctionnera ainsi généralement entre une température de source froide « souscritique » et une température de source chaude « supercritique ». Un tel cycle est alors communément appelé « transcritique ».

[0005] À titre d'exemple, la figure 1 représente un diagramme enthalpique de la pression P en fonction de l'enthalpie h d'une version classique, appelée Evans-Perkins, d'un cycle transcritique à compression de vapeur selon l'art antérieur. Le cycle utilisant le dioxyde de carbone CO₂, avec et sans échangeur de chaleur interne, les conditions de températures sont les suivantes, à savoir une température de source chaude T_C de 35°C et une température de source froide T_F de 0°C.

[0006] Le cycle transcritique à compression de vapeur, selon Evans-Perkins, représenté schématiquement par un trait plein passant par les points 1 à 4 sur la figure 1, fonctionne en suivant les quatre transformations suivantes.

[0007] Entre les points 1 et 2, le cycle comporte une première étape 1-2 de compression isentropique du fluide, c'est-à-dire sans pertes. Pendant cette transformation, le CO₂ à l'état de vapeur saturée (point 1) est comprimé du niveau basse pression (BP) au niveau haute pression (HP), par l'intermédiaire, par exemple, d'un compresseur. Sur la figure 1, c₁ représente le travail massique de compression.

[0008] Entre les points 2 et 3, le cycle comporte une deuxième étape 2-3 de refroidissement isobare du fluide. Pendant cette transformation, le CO₂ en sortie du compresseur (point 2) est refroidi sensiblement jusqu'à la température de source chaude T_C (point 3). Il y a un glissement de température, car le fluide est monophasique, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de condensation. L'étape 2-3 est réalisée, par exemple, par l'intermédiaire d'un refroidisseur de gaz, communément appelé « gas cooler » en anglais.

[0009] Entre les points 3 et 4, le cycle comporte une étape 3-4 de détente isenthalpique du fluide, c'est-à-dire sans échange de travail, ni de chaleur. Pendant cette transformation, le CO₂ supercritique est détendu jusqu'au niveau basse pression, par l'intermédiaire, par exemple, d'une valve de détente, où il prend la forme d'un mélange liquide-vapeur (point 4).

[0010] Entre les points 4 et 1, le cycle se reboucle par une étape 4-1 d'évaporation par l'intermédiaire, par

exemple, d'un évaporateur. Pendant cette transformation, la phase liquide du CO₂ est totalement évaporée, ce qui correspond à une absorption de chaleur. Sur la figure 1, q_R représente la capacité massique de réfrigération.

[0011] Le CO₂, quand il est utilisé dans un tel cycle, a une efficacité inférieure à celle des réfrigérants conventionnels, du type Fréon, utilisés dans un cycle « souscritique » fonctionnant entre les mêmes températures de source chaude T_C et de source froide T_F. Deux raisons principales peuvent être avancées. La première est que la température moyenne de rejet de la chaleur est plus élevée, pour une température de source chaude T_C donnée, puisque ce rejet ne se fait pas à température constante. La seconde raison est que des irréversibilités importantes pendant la détente isenthalpique (étape 3-4) sont observées, à savoir des pertes de détente, sous forme de travail non récupéré et d'une diminution équivalente de la capacité frigorifique δw (figure 1).

[0012] Afin d'améliorer la performance du CO₂, il faut donc adapter le cycle thermodynamique de réfrigération. Trois types de modification sont généralement proposés. La première modification consiste à rendre isotherme la compression de l'étape 1-2 et non isentropique, afin de réduire le travail de compression massique w_c. Cela peut se faire en réalisant une compression étagée, avec notamment l'ajout d'un refroidisseur de gaz intermédiaire.

[0013] La deuxième modification consiste à récupérer le travail de détente pour effectuer une détente isentropique et non isenthalpique entre les points 3 et 4 du cycle. À titre d'exemple, des systèmes à piston, à vis, à éjecteur, spiro-orbital et d'autres peuvent être utilisés.

[0014] La troisième modification consiste à refroidir le CO₂ en sortie du refroidisseur de gaz (point 3 sur la figure 1), afin notamment de réduire les pertes de détente. Pour réaliser cette modification, un échangeur interne peut être utilisé. Sur la figure 1, une telle modification correspond au cycle passant par les points 1' à 4'. Il s'agit de refroidir le CO₂ haute pression entre les points 3 et 3', en surchauffant la vapeur saturée récupérée en fin d'évaporation, à savoir entre les points 1 et 1'. Dans ce cas, l'augmentation du travail de compression entre les points 1' et 2' est compensée par une augmentation plus importante de la capacité frigorifique entre les points 4' et 1.

[0015] Cependant, l'échange de chaleur est limité par la différence de chaleur massique entre le CO₂ à haute pression et le CO₂ à basse pression. Autrement dit, même si l'échangeur interne est supposé parfait, c'est-à-dire présentant une température au point 1' égale à la température au point 3 (figure 1), le CO₂ ne peut être refroidi jusqu'à la température la plus basse, à savoir la température de source froide T_F ou température d'évaporation.

[0016] Les pertes de détente peuvent donc encore être réduites à condition que la température du CO₂ approche la température de source froide T_F avant l'étape 3-4 de détente isenthalpique, comme représenté schématiquement par les flèches entre les points 3' et 3" et 4' et 4"

sur la figure 1.

[0017] Une première solution a été proposée, notamment dans l'article « Revival of carbon dioxide as a refrigerant » de G. Lorentzen (1994, International Journal of Refrigeration, 17(5), pp. 292-301), qui décrit l'utilisation du CO₂ comme son propre réfrigérant pour le refroidir avant la détente. Pour cela, un cycle avec un fluide fractionné est utilisé, ce qui donne lieu à une compression étagée.

[0018] Comme représenté sur le diagramme enthalpique de la figure 2, illustrant le cycle thermodynamique selon la solution proposée par Lorentzen, le principe consiste à utiliser une fraction massique y du CO₂ en sortie du refroidisseur de gaz, à savoir au point 6 sur la figure 2, dans un circuit de refroidissement auxiliaire permettant de refroidir la fraction massique restante complémentaire 1-y du CO₂, circulant dans un circuit principal du cycle.

[0019] Sur la figure 2, le cycle comporte une étape 1-2 de chauffage du CO₂, suivie d'une étape 2-3 de compression isentropique et d'une étape 3-4 de refroidissement isobare. Puis, selon le cycle de Lorentzen, une nouvelle étape 4-5 de compression isentropique est réalisée, suivie par une nouvelle étape 5-6 de refroidissement isobare, afin d'atteindre la température de source chaude T_C. Le fluide est alors séparé en deux et la fraction massique y de fluide, suivant le circuit de refroidissement auxiliaire représenté en traits pointillés sur la figure 2, est alors détendue entre les points 6 et 10 du cycle jusqu'à atteindre une pression intermédiaire P_{int}.

[0020] Ensuite, le mélange diphasique est évaporé puis surchauffé entre les points 10 et 4 du cycle, jusqu'à atteindre la température de source chaude T_C, température à laquelle le CO₂ à haute pression sort du refroidisseur de gaz. La fraction massique y est notamment déterminée, de façon à ce que la fraction massique complémentaire 1-y de CO₂ à haute pression en sortie de refroidisseur atteigne la température de saturation T_{sat} à la pression intermédiaire, à savoir la température au point 7 et au point 10, de l'ordre de 17,83°C. La fraction massique 1-y de CO₂ à haute pression sortant du refroidisseur passe alors ensuite dans un échangeur interne et sa température diminue encore entre les points 7 et 8 du cycle. Puis, la fraction massique 1-y de CO₂ est détendue entre les points 8 et 9 du cycle, pour atteindre la température de source froide T_F.

[0021] Cependant, une telle solution décrite ci-dessus présente deux limites. D'une part, le CO₂ à pression intermédiaire P_{int}, à savoir entre les points 10 et 4 de la figure 2, est diphasique et sa température est constante, ce qui entraîne dans le refroidisseur un écart de température avec le CO₂ à haute pression et donc des irréversibilités. D'autre part, le fluide à l'entrée de la valve de détente, destinée à réaliser l'étape de détente sur le circuit principal du cycle (point 8 du cycle de la figure 2), ne peut atteindre la température de source froide T_F.

[0022] Une autre solution utilisant un fluide comme son propre réfrigérant dans un cycle de liquéfaction a également été proposée dans l'article « Refrigeration Carnot-

type cycle based on isothermal vapour compression » de F. Meunier (2006, International Journal of Refrigeration, 29, pp. 155-158). L'article décrit l'adaptation du cycle de liquéfaction de Claude, pour l'utiliser comme cycle de réfrigération transcrite. Un mode particulier de réalisation d'un dispositif à compression de vapeur 11, pour la réalisation d'un cycle selon Meunier, est représenté schématiquement sur la figure 3.

[0023] Sur la figure 3, le dispositif à compression de vapeur 11 comporte un échangeur 12 de chaleur interne, un compresseur 13, relié à la sortie de l'échangeur 12, un refroidisseur de gaz 14, relié à la sortie du compresseur 13, et un distributeur de fluide (point 4 de la figure 3) séparant le cycle en un circuit principal 1-y et un circuit de refroidissement auxiliaire y. Le circuit de refroidissement auxiliaire y comporte un système de détente 15 auxiliaire, par exemple une turbine, relié à l'entrée de l'échangeur 12 de chaleur interne, de manière à former une boucle de refroidissement, et le circuit principal 1-y, passant de préférence par l'échangeur 12 relié à la sortie du distributeur de fluide, comporte un système de détente 16 principal, par exemple une vanne de détente, relié à la sortie de l'échangeur 12.

[0024] Dans le mode particulier de réalisation de la figure 3, le passage du fluide dans l'échangeur 12 sur le circuit principal 1-y permet notamment de baisser le plus possible la température du CO₂ à haute pression, avant son passage dans le système de détente 16 principal, pour diminuer les irréversibilités associées à la détente. Par ailleurs, le circuit principal 1-y comporte également un évaporateur 17, fonctionnant à basse pression, relié à la sortie du système de détente 16 principal et à l'entrée de l'échangeur 12 de chaleur interne, et par conséquent à la sortie du système de détente 15 auxiliaire (point 1 de la figure 3).

[0025] Sur la figure 4, représentant un diagramme enthalpique illustrant le cycle selon le principe de Meunier, au moyen du dispositif à compression de vapeur 11 comme décrit ci-dessus, la différence de chaleur massique entre le fluide à haute pression (CO₂) et le fluide à basse pression est compensée par une différence de débit massique dans l'échangeur de chaleur interne.

[0026] Le cycle comporte classiquement une étape 1-2 de chauffage entre les points 1 et 2 du cycle (figures 3 et 4) par l'intermédiaire de l'échangeur 12 de chaleur interne (figure 3), jusqu'à atteindre la température de source chaude T_C, suivie d'une étape 2-3 de compression isentropique par l'intermédiaire du compresseur 13 fonctionnant à basse pression (figure 3). Puis, une étape 3-4 de refroidissement isobare est réalisée entre les points 3 et 4 du cycle, par l'intermédiaire du refroidisseur de gaz 14 isobare, jusqu'à atteindre de nouveau la température de source chaude T_C (figure 3). Le fluide à haute pression, après être passé dans le refroidisseur de gaz 14, est alors fractionné en deux, par l'intermédiaire du distributeur de fluide (point 4 de la figure 4). Dans un premier circuit principal, une fraction massique 1-y de fluide est refroidie dans une étape 4-5 de refroidissement

isobare, par l'intermédiaire de l'échangeur 12 de chaleur interne, jusqu'à atteindre une température proche de la température de source froide T_F (figure 4).

[0027] Une fraction massique restante y de fluide est utilisée dans un second circuit de refroidissement auxiliaire, à savoir un « sous cycle » de réfrigération passant par les points 1 à 4, communément appelé cycle de Brayton inverse. Sur la figure 4, la fraction massique y doit alors répondre à la contrainte suivante : (1 - y)(h₄ - h₅) = h₂ - h₁.

[0028] Initialement, le cycle proposé par Meunier est un cycle idéal composé d'une compression isotherme (avec rejet de chaleur) et d'une détente isotherme (avec absorption de chaleur). Sur la figure 4, une compression isentropique entre les points 2 et 3 du cycle et une détente isenthalpique entre les points 5 et 6 du cycle sont représentées, ces étapes étant plus proches de la réalité technologique de mise en oeuvre du cycle. La détente de la fraction massique y du fluide, entre les points 4 et 1 du cycle, est isentropique, c'est-à-dire que le travail est récupéré. Si ce n'était pas le cas, le coefficient de performance COP (« Coefficient Of Performance » en anglais) serait désavantageux, notamment inférieur au coefficient de performance obtenu dans un cycle selon Evans-Perkins comme décrit précédemment.

[0029] Pour que le cycle puisse fonctionner, la vapeur de fluide à basse pression, notamment du CO₂, qui rentre dans l'échangeur 12 de la figure 3, ne doit pas être surchauffée, sinon le CO₂ à haute pression ne peut atteindre la température minimale, celle de l'évaporateur 17, à savoir la température de source froide T_F. La pression avant la détente entre les points 4 et 1 du cycle, c'est-à-dire la pression haute P_{HP}, ne peut donc pas descendre en dessous d'un certain seuil appelé pression minimale P_{min}. C'est la configuration de la figure 4, dans laquelle la pression haute P_{HP} est égale à la pression minimale P_{min}.

[0030] Cependant, dans de telles conditions, l'augmentation de la pression haute P_{HP} peut entraîner une diminution de l'efficacité, car, d'une part, le travail de compression est plus important et, d'autre part, le point 1 du cycle se déplace sous la cloche de saturation, c'est-à-dire sous la parabole représentative du diagramme de phase du CO₂ délimitant les différents états (solide, liquide, gazeux) du CO₂. Il en résulte que le CO₂ est diphasique entre les points 1 et 2 du cycle, ce qui augmente les irréversibilités dans l'échangeur 12 de chaleur interne.

[0031] De plus, pour une température de source chaude T_C la plus faible possible, généralement comprise entre 10°C et 50°C, le cycle de Meunier décrit ci-dessus n'est pas adapté, le cycle présentant dans certaines sections, en particulier dans l'échangeur 12, deux phases du fluide (liquide et vapeur). L'état monophasique du fluide n'est donc pas possible dans tout l'échangeur 12, notamment si la température de source chaude T_C est inférieure à 56°C. Au-dessus de 56°C, le fluide est bien uniquement monophasique dans l'échangeur 12, mais au prix d'une surconsommation d'énergie et d'un rende-

ment dégradé du cycle, les rejets étant à des températures non acceptables, c'est-à-dire trop élevées, typiquement de l'ordre de 56°C pour le CO₂.

Objet de l'invention

[0032] L'invention a pour but de remédier à l'ensemble des inconvénients précités et a pour objet la réalisation d'un dispositif à compression de vapeur, pour un cycle transcritique de fluide, permettant de réduire les irréversibilités dans l'échangeur de chaleur interne, afin d'obtenir un meilleur rendement du cycle, en s'assurant que le fluide frigorigène, en particulier du dioxyde de carbone, reste monophasique dans tout l'échangeur de chaleur interne.

[0033] L'invention a également pour objet un procédé de réalisation d'un cycle transcritique de fluide, plus particulièrement du dioxyde de carbone, au moyen d'un tel dispositif à compression de vapeur, qui soit facile à mettre en oeuvre et qui offre un rendement optimal du cycle.

[0034] Selon l'invention, ce but et ces objets sont réalisés par les revendications annexées.

Description sommaire des dessins

[0035] D'autres avantages et caractéristiques ressortiront plus clairement de la description qui va suivre de modes particuliers de réalisation de l'invention donnés à titre d'exemples non limitatifs et représentés aux dessins annexés, dans lesquels :

La figure 1 représente un diagramme enthalpique selon l'art antérieur, illustrant un cycle transcritique de fluide selon Evans-Perkins.

La figure 2 représente un diagramme enthalpique selon l'art antérieur, illustrant un cycle transcritique de fluide selon Lorentzen.

La figure 3 représente schématiquement un dispositif à compression de vapeur selon l'art antérieur, pour la réalisation d'un cycle transcritique de fluide selon Meunier.

La figure 4 représente un diagramme enthalpique selon l'art antérieur, illustrant un cycle transcritique de fluide selon Meunier, réalisé au moyen d'un dispositif à compression de vapeur selon la figure 3.

La figure 5 représente schématiquement un dispositif à compression de vapeur selon l'invention, pour la réalisation d'un cycle transcritique de fluide selon l'invention.

La figure 6 représente un diagramme enthalpique illustrant un cycle transcritique de fluide selon l'invention, réalisé au moyen d'un dispositif à compression de vapeur selon la figure 5.

La figure 7 représente un diagramme du coefficient de performance en fonction de la pression haute, pour le cycle transcritique de fluide selon les figures 5 et 6.

Description de modes particuliers de réalisation

[0036] En référence aux figures 5 à 7, le dispositif à compression de vapeur 11 selon l'invention (figure 5) concerne un nouveau cycle thermodynamique de réfrigération, c'est-à-dire un cycle à compression de vapeur. Il est en particulier adapté à l'usage du dioxyde de carbone CO₂ comme réfrigérant. L'intérêt porté sur le CO₂ provient de son faible impact environnemental au regard des réfrigérants synthétiques fluorés couramment utilisés, les fréons, qui pour certains détruisent la couche d'ozone et qui pour d'autres sont des gaz à effet de serre (généralement plus de mille fois plus puissant que le CO₂). En outre, le CO₂ n'est ni toxique, ni inflammable.

[0037] Sur la figure 5, un mode particulier de réalisation du dispositif à compression de vapeur 11 est représenté sous forme schématique. Le dispositif 11 se distingue du dispositif selon le cycle de Meunier (figure 3) par l'ajout d'un compresseur 18, fonctionnant à haute pression, sur le circuit principal 1-y du cycle. Le nouvel étage de compression défini par le compresseur haute pression 18 nécessite alors l'ajout d'un deuxième refroidisseur de gaz 19 isobare associé, placé sur le circuit principal du fluide 1-y, après le distributeur de fluide (point 4 sur la figure 5), entre la sortie du compresseur haute pression 18 et l'entrée de l'échangeur 12 de chaleur interne.

[0038] Le dispositif à compression de vapeur 11 comporte les mêmes éléments que le dispositif selon le cycle de Meunier avec un échangeur 12 de chaleur interne, un compresseur basse pression 13, un refroidisseur de gaz 14 isobare associé, un système de détente 15 auxiliaire, sur le circuit y de refroidissement auxiliaire du cycle, un système de détente 16 principal, sur le circuit principal 1-y du cycle, et un évaporateur 17 fonctionnant à basse pression. Le fonctionnement du dispositif est le même avec un distributeur de fluide, plus particulièrement du CO₂, placé au point 4 du cycle (figure 5), permettant de séparer le fluide afin qu'une fraction massique y du fluide suive le cycle de refroidissement auxiliaire et permette notamment de refroidir le fluide du circuit principal 1-y à l'entrée de l'échangeur 12 de chaleur interne.

[0039] Sur la figure 5, les systèmes de détente 15 auxiliaire et 16 principal peuvent être des systèmes simples, du type valve, capillaire, etc. Dans des variantes de réalisation non représentées, les systèmes de détente 15 auxiliaire et 16 principal peuvent être associés chacun, ou peuvent même être substitués chacun, à un système, respectivement auxiliaire et principal, de récupération de travail, plus particulièrement du travail de détente. À titre d'exemple, les systèmes auxiliaire et principal de récupération de travail peuvent être des machines à déplacement positif, du type piston, ou bien des machines à déplacement non positif, du type turbine. Les systèmes auxiliaire et principal de récupération de travail sont indépendants et il est possible de récupérer du travail sur l'un et/ou sur l'autre des systèmes.

[0040] Par ailleurs, de tels systèmes auxiliaire et prin-

cipal de récupération de travail peuvent être avantageusement couplés mécaniquement et/ou électriquement à l'un et/ou à l'autre des compresseurs basse pression 13 et haute pression 18 (figure 5), afin notamment d'alléger la consommation énergétique du dispositif à compression de vapeur 11.

[0041] Sur les figures 5 et 6, le compresseur haute pression 18 a notamment pour but d'augmenter la pression du CO₂, qui circule dans l'échangeur 12, de façon à ce qu'il soit supercritique, c'est-à-dire qu'il ait une température supérieure à la température critique T_{crit} de l'ordre de 31,1°C (figure 6).

[0042] Contrairement au cycle de Meunier (figure 4), un tel dispositif permet alors d'augmenter la pression du CO₂ à la sortie du compresseur haute pression 18, afin que le refroidissement isobare correspondant entre les points 6 et 7 se fasse en condition supercritique, comme décrit ci-après, c'est-à-dire que le CO₂ soit monophasique, à savoir qu'il passe au-dessus de la parabole représentative du diagramme de phase du CO₂, représentant la cloche de saturation délimitant les différents états (solide, liquide, gazeux) du CO₂ (figure 4).

[0043] Un procédé de réalisation d'un cycle transcritique de fluide, plus particulièrement du CO₂, au moyen du dispositif à compression de vapeur 11 représenté sur la figure 5, va être décrit plus en détail au regard de la figure 6, représentant un diagramme enthalpique de la pression en fonction de l'enthalpie, entre une température de source chaude T_C de 35°C et une température de source froide T_F de 0°C. Le cycle comporte une étape 1-2 de chauffage entre les points 1 et 2 du cycle, par l'intermédiaire de l'échangeur 12 de chaleur interne (figure 5), jusqu'à atteindre la température de source chaude T_C, suivie d'une étape 2-3 de compression, de préférence, isentropique, par l'intermédiaire du compresseur basse pression 13 (figure 5). Puis, une étape 3-4 de refroidissement, de préférence, isobare du CO₂ est réalisée entre les points 3 et 4 du cycle, par l'intermédiaire du refroidisseur de gaz 14 isobare (figure 5), jusqu'à atteindre de nouveau la température de source chaude T_C au point 4 du cycle.

[0044] Le CO₂ est alors fractionné en deux au point 4 du dispositif 11 (figure 5) par l'intermédiaire du distributeur de fluide, pour obtenir, dans un premier circuit principal, une fraction massique 1-y de CO₂, et, dans un deuxième circuit de refroidissement auxiliaire, une fraction massique y de CO₂, utilisée dans un « sous cycle » de réfrigération entre les points 1 à 4 du cycle. Comme précédemment pour le cycle de Meunier, la fraction massique y répond à la contrainte suivante : (1 - y).(h₆ - h₇) = h₂ - h₁.

[0045] Après l'étape 3-4 de refroidissement isobare, le CO₂ est alors à une pression moyenne P_{MP}, ou pression intermédiaire, et à la température de source chaude T_C. La pression moyenne P_{MP} est choisie de sorte que la fraction massique y du CO₂ après son passage dans le système de détente 15 auxiliaire, lequel est connecté à l'entrée basse pression de l'échangeur 12 de chaleur

interne du cycle (figure 5), à savoir après l'étape 4-1 de détente de la fraction massique y de CO₂, puisse être mélangée à la fraction massique restante 1-y du CO₂ sortant de l'évaporateur 17, pour atteindre un état de vapeur surchauffée (figure 5), le plus proche possible de l'état de vapeur saturée. Le point 1 du cycle représenté sur la figure 6 se trouve alors avantageusement sur la parabole représentative du diagramme de phase du CO₂, représentant la courbe de saturation délimitant les différents états (solide, liquide, gazeux) du CO₂.

[0046] L'étape 4-1 de détente décrite ci-dessus, sur le circuit y de refroidissement auxiliaire, peut être isenthalpique ou isentropique. Par ailleurs, le cycle fonctionnant en continu, les étapes ci-dessous relatives au circuit principal 1-y du cycle sont réalisées simultanément avec l'étape 4-1 de détente, réalisée sur le circuit y de refroidissement auxiliaire.

[0047] Dans le circuit principal, la fraction massique 1-y de CO₂ passe alors dans le compresseur haute pression 18, afin de subir une étape 4-5 de compression, de préférence, isentropique, entre les points 4 et 5 du cycle (figures 5 et 6). Le compresseur haute pression 18 permet notamment de rejeter le CO₂ à une pression haute maximale P_{HP} supercritique, supérieure à la pression critique P_{crit} du CO₂, à laquelle le CO₂ a une température très élevée, typiquement supérieure à 60°C (point 5 du cycle). Le CO₂ est alors dans un état supercritique, c'est-à-dire qu'il passe au-dessus de la parabole représentative du diagramme de phase du CO₂, associée à la température critique T_{crit}, représentant la cloche de saturation du CO₂ délimitant les différents états (solide, liquide, gazeux) du CO₂.

[0048] Puis, entre les points 5 et 6 du cycle, le CO₂ est soumis à une étape 5-6 de refroidissement, de préférence, isobare par l'intermédiaire du refroidisseur de gaz 19 associé, connecté à la sortie du compresseur haute pression 18, jusqu'à atteindre de nouveau sensiblement la température de source chaude T_C, au point 6 du cycle.

[0049] Puis, entre les points 6 et 7 du cycle (figures 5 et 6), le CO₂ repasse dans l'échangeur 12 de chaleur interne, sur le circuit principal 1-y du cycle, qui réalise alors une étape 6-7 de refroidissement, de préférence, isobare de la fraction massique 1-y de CO₂ à haute pression, sortant du compresseur haute pression 18 et du refroidisseur de gaz 19 associé. Une telle étape permet de faire descendre la température du CO₂ en dessous de la température de source chaude T_C, jusqu'à atteindre sensiblement la température de source froide T_F, soit 0°C.

[0050] Une étape 7-8 de détente isenthalpique ou isentropique est ensuite réalisée, sur le circuit principal 1-y du cycle, par l'intermédiaire du système de détente 16 principal, afin de faire passer le CO₂ de la valeur de pression haute P_{HP} à une valeur de pression basse P_{BP}.

[0051] Enfin, le fluide passe dans l'évaporateur 17, fonctionnant à basse pression, afin de terminer le cycle par une étape 8-1 d'évaporation isobare, jusqu'à atteindre le point 1, point de départ du cycle, à la température

de source froide T_F .

[0052] Ainsi, c'est le mélange du CO₂ à basse pression en sortie de l'évaporateur 17 du circuit principal 1-y et du CO₂ à basse pression en sortie du système de détente 15 auxiliaire du circuit de refroidissement auxiliaire y, qui est chauffé au départ du cycle dans l'échangeur 12 de chaleur interne, avant d'être entraîné dans le compresseur basse pression 13.

[0053] À titre d'exemple, pour une température de source froide T_F de l'ordre de 0°C, pour une température de source chaude T_C de 35°C et pour une pression critique P_{crit} de l'ordre de 7,5MPa, la pression moyenne P_{MP} est de l'ordre de 5,5MPa et la pression haute P_{HP} est de l'ordre de 8,4MPa (figures 6 et 7).

[0054] Un tel procédé de réalisation d'un cycle transcritique de CO₂ au moyen d'un tel dispositif à compression de vapeur 11 (figure 5) permet donc de faire fonctionner le cycle principal de réfrigération à une pression haute P_{HP} supérieure à la pression critique P_{crit} , alors que le circuit de refroidissement auxiliaire fonctionne à une pression moyenne P_{MP} , inférieure à la pression haute P_{HP} .

[0055] Par ailleurs, un tel dispositif à compression de vapeur 11, avec un système de compression étagée formé par le compresseur basse pression 13 et le compresseur haute pression 18, est très simple à mettre en œuvre avec simplement l'ajout de deux éléments sur le circuit principal 1-y du cycle (compresseur et refroidisseur de gaz fonctionnant à haute pression). Un tel dispositif à compression de vapeur 11 permet donc d'obtenir un cycle transcritique de fluide, plus particulièrement de CO₂, avec une meilleure efficacité de l'échangeur 12 de chaleur interne, notamment grâce à l'utilisation d'un fluide monophasique, ce qui permet un écart minimum de température entre le côté à basse pression et le côté à haute pression du dispositif à compression de vapeur 11 selon l'invention.

[0056] En effet, la figure 7 représente un graphique illustrant la variation du coefficient de performance COP en fonction de la valeur de pression haute P_{HP} , pour différents cycles transcritiques, à savoir selon Evans-Perkins (courbe en trait plein simple), selon Lorentzen (courbe avec des triangles), selon Meunier (courbe avec des carrés) et selon l'invention (courbe avec des ronds). Il ressort de la figure 7 qu'il est possible d'optimiser la performance du cycle transcritique en fonction de la pression haute P_{HP} , pour les valeurs de température de source chaude T_C de 35°C et de source froide T_F de 0°C.

[0057] En regardant la courbe correspondant au cycle selon l'invention (courbe avec les ronds), le COP passe par un maximum (rond noir) à une pression P_{HP} de l'ordre de 8.4MPa, offrant ainsi une amélioration relative notamment par rapport au cycle de base d'Evans-Perkins (courbe en trait plein simple) de l'ordre de 34.4% et par rapport au cycle de Lorentzen (courbe avec des triangles) de l'ordre de 3,9%.

[0058] L'invention n'est pas limitée aux différents modes de réalisation décrits ci-dessus. D'une façon géné-

rale, il existe plusieurs chemins possibles, pour passer d'un point à un autre du cycle transcritique selon l'invention, le fluide pouvant suivre les courbes isobares, les courbes isothermes, les courbes isenthalpiques ou les courbes isentropiques, sur le diagramme enthalpique comme représenté sur la figure 6. De façon générale, le procédé peut notamment comporter une simple étape 2-4 de compression du fluide, pour atteindre la pression moyenne P_{MP} et pour atteindre la température de source chaude T_C , et une simple étape 4-6 de compression du fluide, pour atteindre la pression haute maximale P_{HP} , supérieure à la pression critique P_{crit} du fluide, et pour atteindre la température de source chaude T_C .

[0059] Les compresseurs basse pression 13 et haute pression 18 et les refroidisseurs de gaz basse pression 14 et haute pression 19 peuvent être tout système de compression de vapeur et tout système de refroidissement de gaz pouvant fonctionner à haute pression et/ou à basse pression, en fonction de leurs places dans le circuit associé au dispositif à compression de vapeur 11.

[0060] Le dispositif à compression de vapeur 11 selon l'invention peut notamment comporter tout type de système à compression de vapeur, tout type de système de refroidissement isobare, tout type de système de refroidissement simultané à une compression, tout type de distributeur de fluide, tout système de détente auxiliaire, pour le circuit de refroidissement auxiliaire, et tout système de détente principal, pour le circuit principal, tant que le dispositif à compression de vapeur permet notamment d'avoir un fluide monophasé des deux côtés de l'échangeur 12 de chaleur interne, afin de réduire les irréversibilités dans l'échangeur 12 de chaleur interne, tout en maintenant la température du fluide à haute pression en sortie de l'échangeur 12 la plus proche possible de la température de source froide T_F .

Revendications

- 40** 1. Dispositif à compression de vapeur (11), pour un cycle transcritique de fluide, comportant au moins :
- un échangeur (12) de chaleur interne,
 - un premier système de compression de vapeur (13), relié à la sortie de l'échangeur (12) de chaleur interne,
 - un premier système de refroidissement isobare (14), relié à la sortie du premier système de compression de vapeur (13),
 - un distributeur de fluide, placé à la sortie du premier système de refroidissement isobare (14) et séparant le fluide dans un circuit principal (1-y) du cycle et dans un circuit de refroidissement auxiliaire (y) du cycle,
 - un système de détente (15) auxiliaire, placé sur le circuit (y) de refroidissement auxiliaire entre le distributeur de fluide et l'entrée de l'échangeur (12) de chaleur interne,

- un système de détente (16) principal, placé sur le circuit principal (1-y) et relié à la sortie de l'échangeur (12) de chaleur interne,
- un évaporateur (17) fonctionnant à basse pression, placé entre la sortie du système de détente (16) principal et l'entrée de l'échangeur (12) de chaleur interne,

dispositif **caractérisé en ce qu'il** comporte un deuxième système de compression de vapeur (18) et un deuxième système de refroidissement isobare (19), relié à la sortie du deuxième système de compression de vapeur (18), placés sur le circuit principal (1-y) du cycle après le distributeur de fluide et avant l'entrée de l'échangeur (12) de chaleur interne.

2. Dispositif selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le fluide est du dioxyde de carbone (CO_2). 10
3. Dispositif selon l'une des revendications 1 et 2, **caractérisé en ce que** les systèmes de refroidissement isobare (14, 19) sont des refroidisseurs de gaz. 20
4. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** le système de détente (16) principal est associé à un système principal de récupération de travail. 25
5. Dispositif selon la revendication 4, **caractérisé en ce qu'il** comporte des moyens de couplage mécaniques et/ou électriques entre ledit système principal de récupération de travail et le premier système de compression de vapeur (13) et/ou le deuxième système de compression de vapeur (18). 30
6. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** le système de détente (15) auxiliaire est associé à un système auxiliaire de récupération de travail. 35
7. Dispositif selon la revendication 6, **caractérisé en ce qu'il** comporte des moyens de couplage mécaniques et/ou électriques entre ledit système auxiliaire de récupération de travail et le premier système de compression de vapeur (13) et/ou le deuxième système de compression de vapeur (18). 40
8. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** l'échangeur (12) de chaleur interne est relié à la sortie du deuxième système de refroidissement isobare (19) et à l'entrée du système de détente (16) principal sur le circuit principal (1-y) du cycle. 50
9. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** la pression dans le circuit principal (1-y) du cycle est une pression haute maximale (P_{HP}) supérieure à la pression critique 55

(P_{crit}) du fluide.

10. Dispositif selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** la pression dans le circuit de refroidissement auxiliaire (y) du cycle est une pression moyenne (P_{MP}) du fluide, inférieure à ladite pression haute maximale (P_{HP}). 5
11. Procédé de réalisation d'un cycle transcritique de fluide, entre une température de source chaude (T_C) et une température de source froide (T_F), au moyen du dispositif à compression de vapeur (11) selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, comportant au moins les étapes de : 15
 - chauffage (1-2) du fluide dans l'échangeur (12) de chaleur interne, jusqu'à atteindre la température de source chaude (T_C),
 - compression (2-4) du fluide, pour atteindre une pression moyenne (P_{MP}) et pour atteindre la température de source chaude (T_C),
 - séparation (4) du fluide par le distributeur de fluide dans un circuit principal (1-y) du cycle et dans un circuit de refroidissement auxiliaire (y) du cycle,
 - détente (4-1) du fluide sur le circuit de refroidissement auxiliaire (y), par le système de détente (15) auxiliaire, jusqu'à atteindre la température de source froide (T_F),
 - détente (7-8) du fluide sur le circuit principal (1-y), par le système de détente (16) principal, jusqu'à atteindre la température de source froide (T_F),
 - évaporation isobare (8-1) du fluide sur le circuit principal (1-y),
- procédé **caractérisé en ce qu'il** comporte sur le circuit principal (1-y) du cycle, après l'étape de séparation (4) du fluide et avant l'étape de détente (7-8) associée, une étape de compression (4-6) du fluide, pour atteindre une pression haute maximale (P_{HP}), supérieure à une pression critique (P_{crit}) du fluide, et pour atteindre sensiblement la température de source chaude (T_C), et une étape de refroidissement (6-7) du fluide, pour atteindre sensiblement la température de source froide (T_F). 45
12. Procédé selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** ladite étape de compression (2-4) du fluide, pour atteindre une pression moyenne (P_{MP}) et pour atteindre la température de source chaude (T_C), comporte les étapes de : 50
 - compression isentropique (2-3) du fluide, par le premier système de compression de vapeur (13), pour atteindre ladite pression moyenne (P_{MP}),
 - refroidissement isobare (3-4) du fluide, par le 55

premier système de refroidissement isobare (14), pour atteindre la température de source chaude (T_C).

13. Procédé selon l'une des revendications 11 et 12, **caractérisé en ce que** ladite étape de détente (4-1) du fluide sur le circuit de refroidissement auxiliaire (y) du cycle est isenthalpique ou isentropique.

14. Procédé selon l'une quelconque des revendications 11 à 13, **caractérisé en ce que** ladite étape de détente (7-8) du fluide sur le circuit principal (1-y) du cycle est isenthalpique ou isentropique.

15. Procédé selon l'une quelconque des revendications 11 à 14, **caractérisé en ce que** ladite étape de compression (4-6) du fluide, pour atteindre une pression haute maximale (P_{HP}), supérieure à une pression critique (P_{crit}) du fluide, et pour atteindre sensiblement la température de source chaude (T_C), comporte une étape de compression isentropique (4-5) du fluide, suivie d'une étape de refroidissement isobare (5-6) du fluide.

25

30

35

40

45

50

55

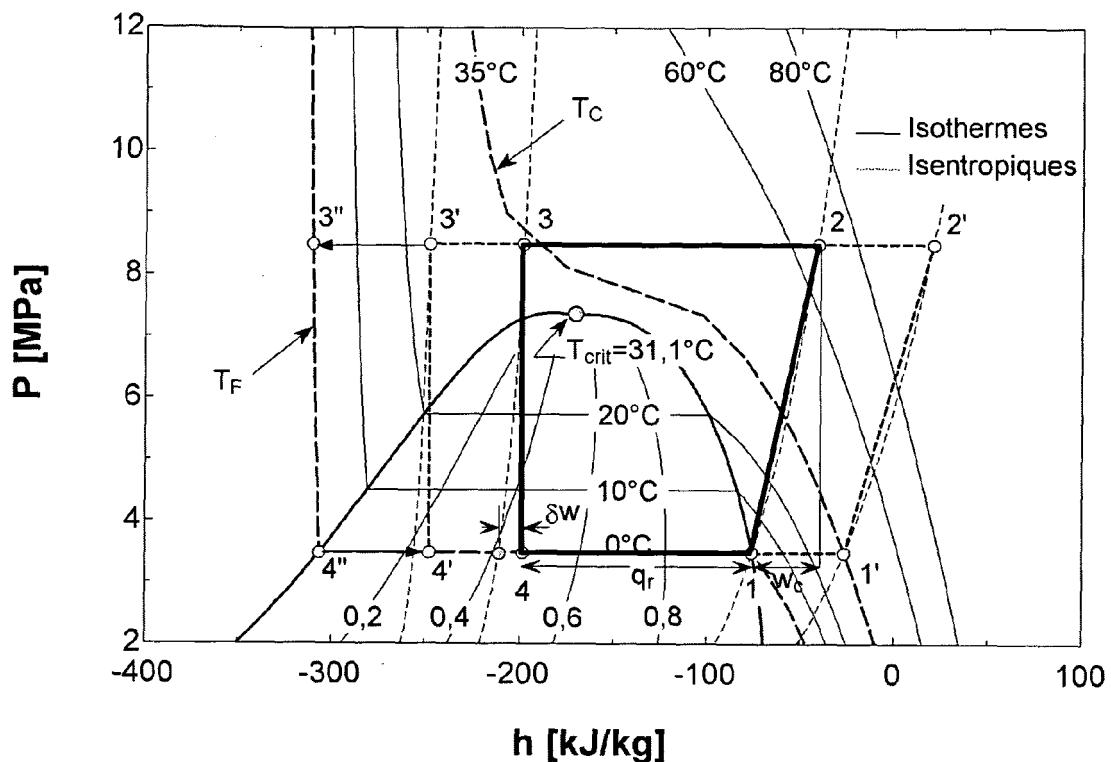


FIG. 1 (art antérieur)

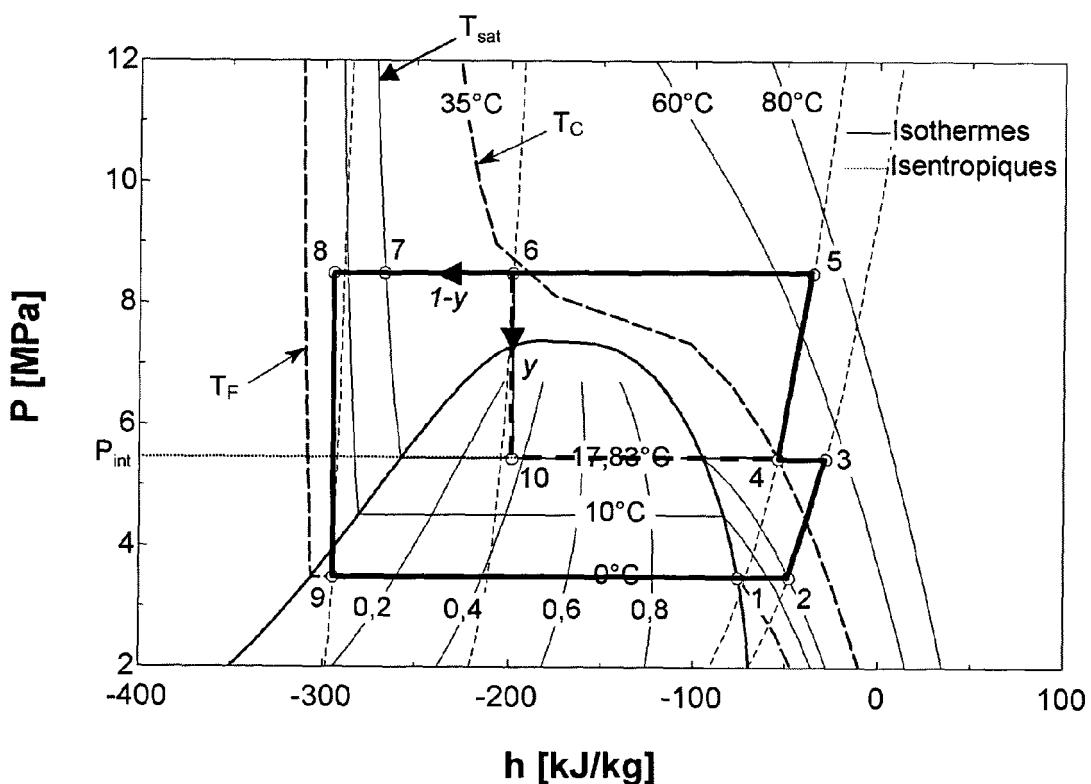


FIG. 2 (art antérieur)

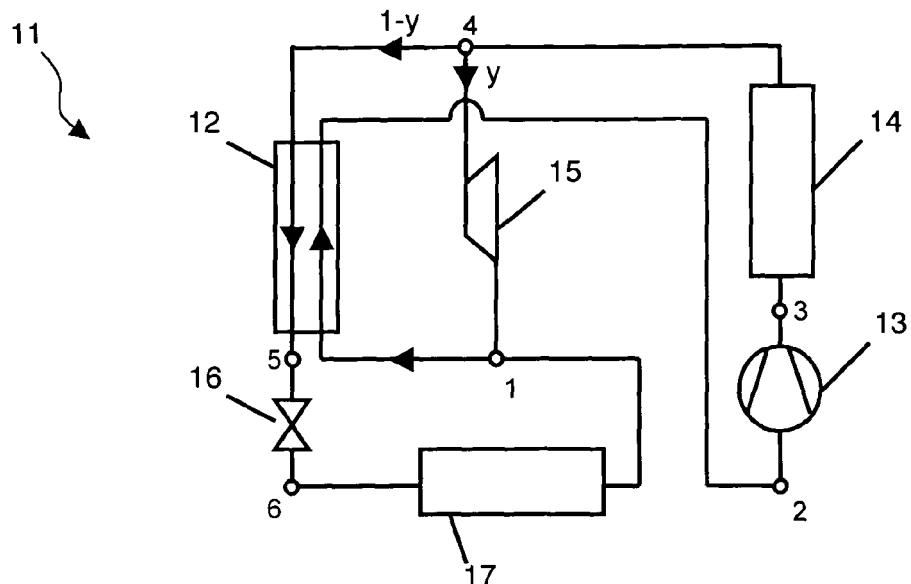


FIG. 3 (art antérieur)

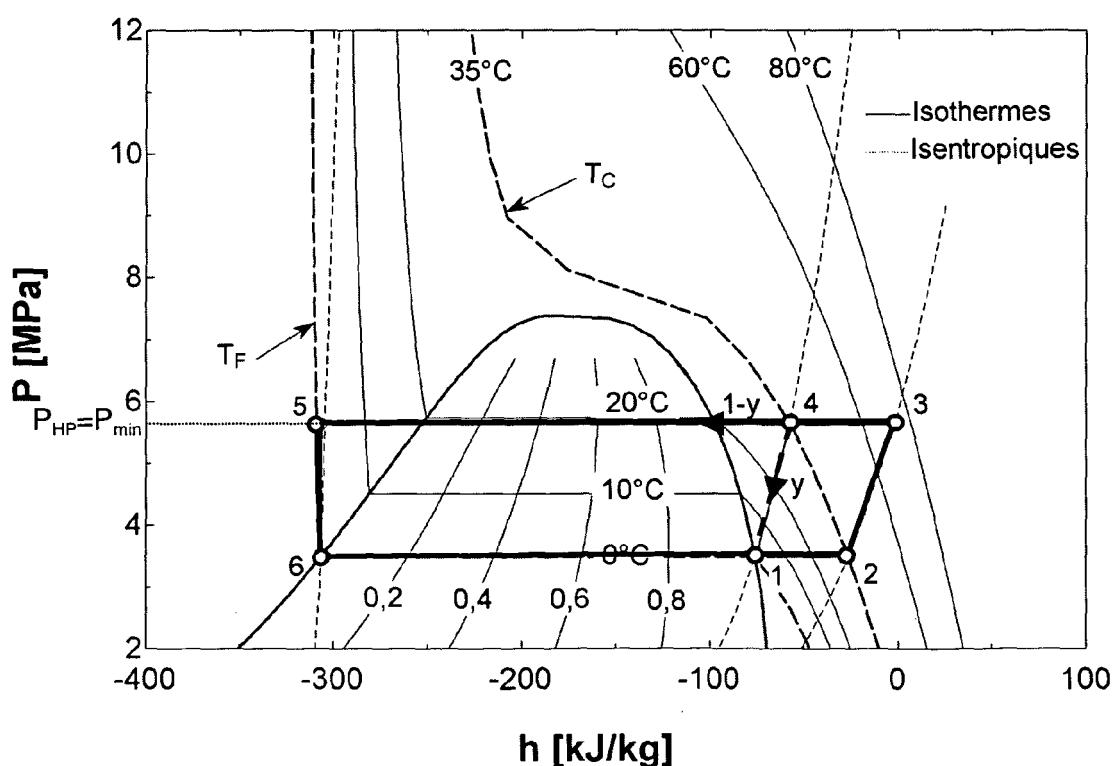


FIG. 4 (art antérieur)

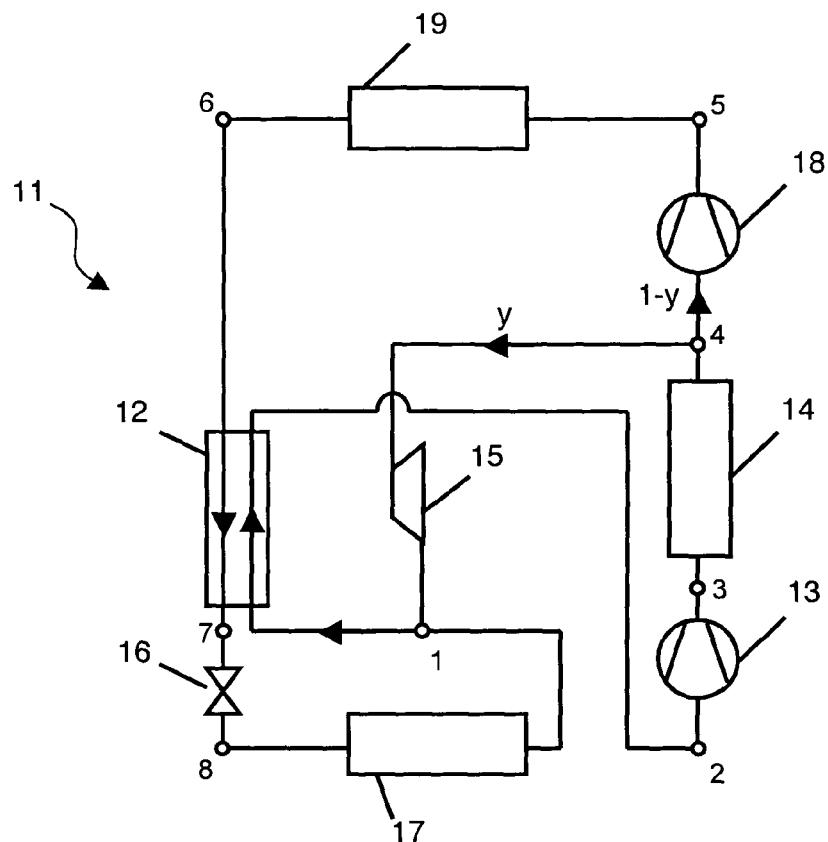


FIG. 5

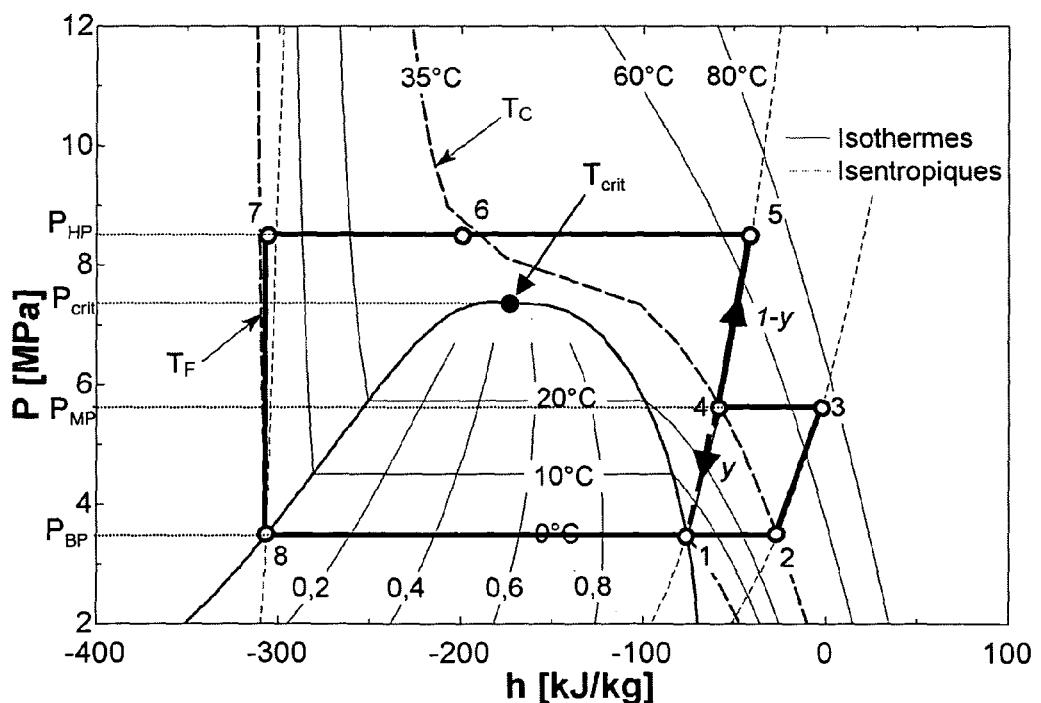


FIG. 6

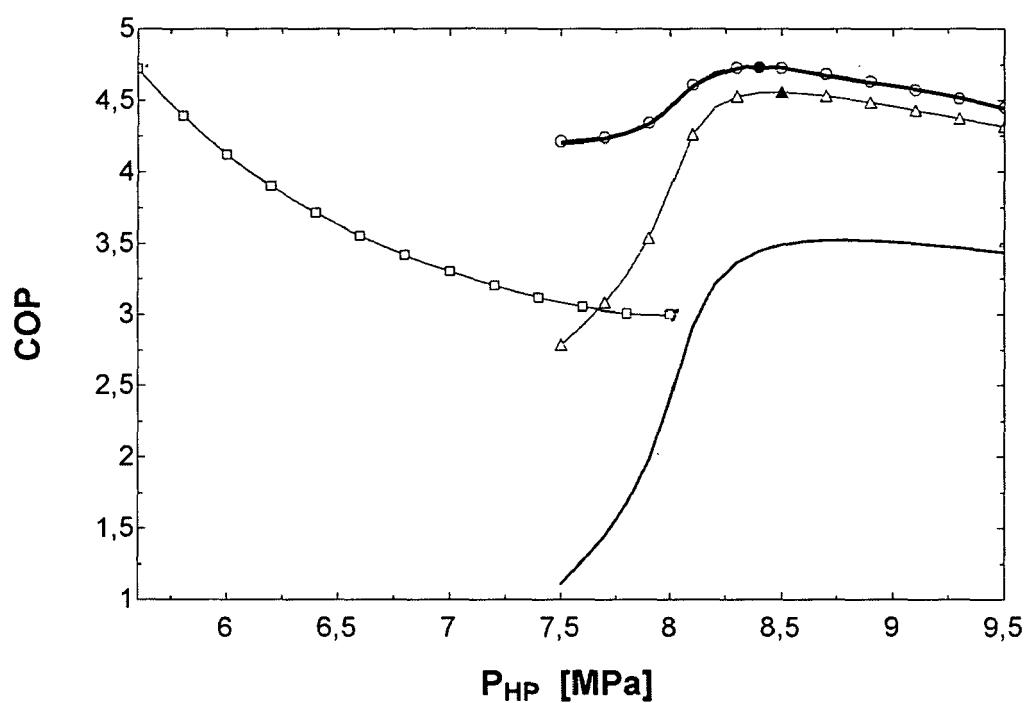


FIG. 7



Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numéro de la demande
EP 07 35 4062

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (IPC)
A	US 2005/044865 A1 (MANOLE DAN M [US]) 3 mars 2005 (2005-03-03) * figures 3,8 *	1,11	INV. F25B1/10 F25B40/00 F25B9/00
A,D	MEUNIER ET AL: "Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression" INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION, ELSEVIER, PARIS, FR, vol. 29, no. 1, janvier 2006 (2006-01), pages 155-158, XP005257429 ISSN: 0140-7007 * le document en entier *	1,11	ADD. F25B9/06
A	CAVALLINI ET AL: "Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis" INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION, ELSEVIER, PARIS, FR, vol. 28, no. 8, décembre 2005 (2005-12), pages 1274-1283, XP005257445 ISSN: 0140-7007		DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (IPC)
A	DE 195 33 755 A1 (LECHNER JOSEF ING GRAD [DE]) 14 mars 1996 (1996-03-14)		F25B
A	GOOSMANN J C ET AL: "RECENT IMPROVEMENTS IN CO ₂ EQUIPMENT" REFRIGERATING ENGINEERING, AMERICAN SOCIETY OF REFRIGERATING ENGINEERS, NEW YORK, NY, US, vol. 16, no. 1, juillet 1928 (1928-07), pages 1-10, XP008022716 ISSN: 0096-0470		
Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications			
2	Lieu de la recherche La Haye	Date d'achèvement de la recherche 11 avril 2008	Examinateur de Graaf, Jan Douwe
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES		T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant	
X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire			

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET EUROPEEN NO.**

EP 07 35 4062

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche européenne visé ci-dessus.

Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du

Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

11-04-2008

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
US 2005044865 A1	03-03-2005 CA	2479137 A1	02-03-2005
DE 19533755 A1	14-03-1996	AUCUN	

EPO FORM P0460

Pour tout renseignement concernant cette annexe : voir Journal Officiel de l'Office européen des brevets, No.12/82

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Littérature non-brevet citée dans la description

- **G. LOENTZEN.** Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 1994, vol. 17 (5), 292-301 [0017]
- **F. MEUNIER.** Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression. *International Journal of Refrigeration*, 2006, vol. 29, 155-158 [0022]