

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 14.01.22.

30 Priorité :

43 Date de mise à la disposition du public de la  
demande : 21.07.23 Bulletin 23/29.

56 Liste des documents cités dans le rapport de  
recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du  
présent fascicule*

60 Références à d'autres documents nationaux  
apparentés :

○ Demande(s) d'extension :

71 Demandeur(s) : GRTgaz Société Anonyme à Conseil  
d'Administration — FR.

72 Inventeur(s) : LEQUET Kevin.

73 Titulaire(s) : GRTgaz Société Anonyme à Conseil  
d'Administration.

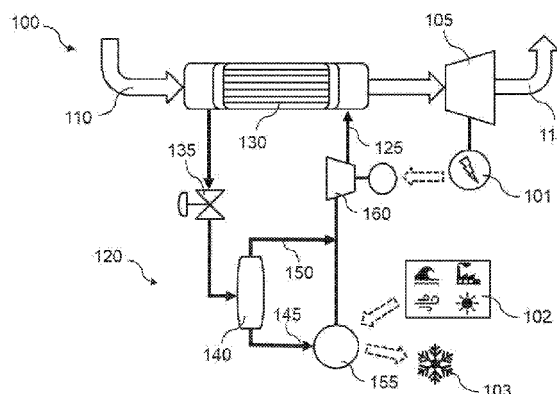
74 Mandataire(s) : CASSIOPI.

54 DISPOSITIF ET PROCÉDÉ DE RÉCHAUFFEMENT PUIS DÉTENTE D'UN GAZ.

57 TITRE DE L'INVENTION : DISPOSITIF ET PROCÉDÉ  
DE RÉCHAUFFEMENT PUIS DÉTENTE D'UN GAZ

Le dispositif (100) de détente d'un gaz comporte au moins un détendeur principal (105) et au moins un système thermodynamique principal (120), utilisant un fluide calorifique (125) pour réchauffer le gaz à détendre en amont du détendeur principal, comportant : - un échangeur thermique (130) entre le fluide calorifique et le gaz à détendre, - un détendeur secondaire (135) qui détend le fluide calorifique, - un séparateur (140) qui sépare le flux de fluide calorifique en un flux de liquide calorifique (145) et un flux de gaz calorifique (150), - un évaporateur (155) pour évaporer le liquide calorifique en gaz calorifique et - au moins un compresseur principal (160), disposé en aval de l'évaporateur et en amont de l'échangeur thermique, pour comprimer le gaz calorifique issu directement du séparateur et/ou issu de l'évaporateur.

Figure pour l'abrégé : figure 1



## **Description**

### **Titre de l'invention : DISPOSITIF ET PROCÉDÉ DE RÉ-CHAUFFEMENT PUIS DÉTENTE D'UN GAZ**

#### **Domaine technique de l'invention**

[0001] La présente invention concerne un dispositif et un procédé de réchauffement puis détente d'un gaz. Elle s'applique, en particulier, aux réseaux d'acheminement de gaz et notamment à l'alimentation en gaz d'un réseau de distribution à partir d'un réseau de transport.

#### **État de la technique**

[0002] L'acheminement de gaz naturel nécessite notamment l'utilisation de réseaux de transport avec des artères opérées à différentes gammes de pression comprises entre 20 et 85 barg, et de réseaux de distribution à pression inférieure comprise entre 4 barg et 10 barg. L'alimentation d'un réseau de distribution à partir d'un réseau de transport ainsi que le passage d'une artère haute pression vers une artère moyenne pression nécessitent une détente du gaz. Cependant, au cours de la détente, le gaz est considérablement refroidi. Sous certaines conditions de pression, les basses températures peuvent entraîner la formation de condensats organiques et/ou d'eau libre à l'origine de la formation des hydrates de gaz naturel. Ces composés solides sont responsables de l'endommagement non seulement du détendeur mais également des équipements en aval du détendeur. Ces basses températures entraînent également un risque de rupture fragile des canalisations en aval du détendeur. On appelle « risque froid » l'ensemble des conséquences énoncées précédemment, liées aux basses températures. Ainsi, des difficultés majeures sont présentes dans le réseau de gaz détendu à basse température.

[0003] Il est possible de définir, à partir des basses températures obtenues après détente du gaz, une température minimale acceptable. On note que, lorsque la température du gaz est au-dessus de la température minimale acceptable, les risques froids précédemment décrits sont évités. La température minimale acceptable (d'acronyme « TMA ») dépend notamment de la teneur en eau et de la pression du gaz dans le réseau. Par exemple, la température minimale acceptable est fixée par défaut à 0°C pour une canalisation dont l'ancienneté ne permet plus de déterminer sa température de rupture fragile. Dans d'autres exemples, la TMA est égale à -20°C ou -29°C lorsque le matériau constituant le réseau de distribution est respectivement en polyéthylène ou en acier.

[0004] Des solutions de l'art antérieur décrivent l'utilisation d'un dispositif de réchauffement de gaz en amont de la détente. Par exemple, un tel dispositif met en œuvre l'utilisation d'un réseau de chaleur urbain puisant une énergie thermique depuis une

source géothermale. La présence d'une telle source de chaleur à proximité du dispositif constitue une contrainte technique qui limite l'utilisation d'un tel dispositif. De plus, ce dispositif nécessite l'utilisation d'une unité de cogénération d'énergie thermique et électrique afin de produire le complément d'énergie thermique nécessaire au réchauffement du gaz. Un autre dispositif de réchauffement de gaz en amont de la détente met en œuvre l'utilisation d'une chaudière à combustion de gaz. Cependant, la mise en œuvre d'un tel dispositif nécessite une consommation de gaz et entraîne des émissions de gaz à effet de serre constituant une source de pollution.

[0005] D'autres solutions de l'art antérieur décrivent l'utilisation de dispositif de réchauffement de gaz en aval de la détente. Cependant, la mise en œuvre d'un tel dispositif implique d'opérer à basse température et dans la limite de la TMA. Cela contraint notamment le dispositif à effectuer la détente en au moins deux étages avec un réchauffage inter-étage, afin de maintenir la température au-dessus de la TMA à chaque étage de détente. Malgré cette précaution, les détentes opérées à des températures du gaz proches des TMA induisent un risque pour les équipements et le réseau aval en cas de perturbation ou de défaillance. L'augmentation du nombre d'étages implique également une augmentation des coûts.

### **Exposé de l'invention**

[0006] La présente invention vise à remédier à tout ou partie de ces inconvénients.

[0007] À cet effet, selon un premier aspect, la présente invention vise un dispositif de détente d'un gaz, qui comporte au moins un détendeur principal entre un premier réseau de gaz à une première pression et un deuxième réseau de gaz à une deuxième pression inférieure à la première pression, le dispositif comportant, de plus, au moins un système thermodynamique principal, utilisant un fluide calorifique pour réchauffer le gaz à détendre en amont du détendeur principal, ce système comportant :

- un échangeur thermique entre le fluide calorifique et le gaz à détendre, configuré pour réchauffer le gaz à détendre,
- un détendeur secondaire en aval de l'échangeur thermique, qui détend le fluide calorifique,
- un séparateur disposé en aval du détendeur secondaire, qui sépare le flux de fluide calorifique en un flux de liquide calorifique et un flux de gaz calorifique,
- un évaporateur disposé en aval du séparateur, configuré pour évaporer le liquide calorifique en gaz calorifique et
- au moins un compresseur principal, disposé en aval de l'évaporateur et en amont de l'échangeur thermique, configuré pour comprimer le gaz calorifique issu directement du séparateur et/ou issu de l'évaporateur.

[0008] Grâce à ces dispositions, le dispositif permet le réchauffement du gaz en amont de la

détente et donc de maintenir le gaz à une température supérieure à la température minimale acceptable au cours de la détente. De plus, le dispositif permet de maintenir des conditions de pression et de température du gaz éloignées des conditions de formation des hydrates et condensats. Ainsi, le risque froid inhérent à la détente est évité.

- [0009] Par ailleurs, le système thermodynamique principal permet l'utilisation d'un fluide calorifique réalisant un cycle de transformation et d'échanges de chaleur adaptable aux différentes contraintes de température du gaz circulant dans les réseaux de transport et distribution. De plus, le système thermodynamique principal permet notamment l'utilisation d'une énergie nécessaire à la réalisation du cycle provenant de nombreuses sources énergétiques de nature variée, par exemple de sources de chaleur renouvelables et/ou gratuites et/ou fatales.
- [0010] Enfin, le réchauffement du gaz réalisé par le système thermodynamique principal permet notamment d'utiliser une source de chaleur externe dont la température ne permettrait pas un réchauffement direct du gaz. Par exemple, la source de chaleur externe est un cours d'eau. La nécessité de la présence d'une source de chaleur de haute température à proximité du dispositif est donc évitée, ce qui élimine une contrainte d'installation conditionnant l'implantation du dispositif.
- [0011] Dans des modes de réalisation optionnels, le détendeur principal est une turbine couplée à une génératrice produisant une énergie électrique.
- [0012] Grâce à ces dispositions, le dispositif permet une production d'énergie électrique générée par la détente du gaz. Ainsi, une production d'énergie électrique valorisable est réalisée.
- [0013] Dans des modes de réalisation optionnels, le compresseur principal est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice.
- [0014] Grâce à ces dispositions, le dispositif réalise une auto-alimentation énergétique au moins partielle. De plus, le dispositif permet de valoriser l'énergie électrique produite par la génératrice. Ainsi, une optimisation énergétique est réalisée.
- [0015] Dans des modes de réalisation optionnels, l'évaporateur est alimenté, au moins en partie, par une source de chaleur de récupération.
- [0016] Grâce à ces dispositions, le dispositif permet de valoriser les sources de chaleur de récupération dont la température est insuffisante pour un réchauffement direct du gaz à une température prédéterminée.
- [0017] Dans des modes de réalisation optionnels, le système thermodynamique principal comporte, de plus, un deuxième échangeur thermique disposé en aval du premier échangeur, entre le fluide calorifique en sortie du premier échangeur et le gaz à détendre du premier réseau de gaz, pré-réchauffant le gaz à détendre et sous-refroidissant le fluide calorifique.

- [0018] Grâce à ces dispositions, le dispositif permet un pré-réchauffement du gaz en amont du réchauffement du gaz dans le premier échangeur thermique. La quantité de chaleur nécessaire au réchauffement du gaz est donc diminuée. La diminution de la quantité de chaleur permet notamment de diminuer le débit de fluide calorifique et donc l'énergie, notamment électrique, consommée par le compresseur principal. Ainsi, une réduction de la taille du système thermodynamique principal est réalisée et le bilan global de consommation d'énergie du dispositif est réduit. Par ailleurs, lorsque le détendeur principal est une turbine couplée à une génératrice, la production globale d'énergie réalisée par le dispositif est augmentée puisque l'énergie électrique transmise au compresseur principal est diminuée.
- [0019] De plus, le dispositif permet un sous-refroidissement du fluide calorifique en amont du détendeur secondaire. Ainsi, lorsque le fluide calorifique est utilisé comme source froide dans l'échangeur thermique, la quantité de frigories transmise est augmentée.
- [0020] Dans des modes de réalisation optionnels, le détendeur secondaire est une turbine de détente couplée au compresseur principal.
- [0021] Grâce à ces dispositions, le dispositif permet de réaliser un transfert énergétique de la turbine de détente au compresseur principal. L'énergie, notamment électrique, consommée par le compresseur principal est donc diminuée. Ainsi, le bilan global de consommation énergétique du dispositif est réduit. Par ailleurs, lorsqu'une production d'énergie électrique est réalisée dans le dispositif par une génératrice couplée à une turbine, la production globale d'énergie électrique est augmentée puisque l'énergie électrique transmise au compresseur est diminuée.
- [0022] Dans des modes de réalisation optionnels, le système thermodynamique principal comporte, de plus, un compresseur secondaire pré-comprimant le gaz calorifique en amont de l'évaporateur, l'évaporateur en amont de l'injection dans le compresseur principal étant configuré pour réaliser un échange thermique et refroidir le gaz calorifique pré-comprimé.
- [0023] Grâce à ces dispositions, le gaz calorifique en sortie du compresseur secondaire est refroidi avant d'être comprimé dans le compresseur principal. Le dispositif permet donc de réaliser une compression à deux étages avec un refroidissement inter-étage. Ainsi, le rendement isentropique de compression est augmenté, ce qui entraîne une amélioration du rendement global du dispositif.
- [0024] Par ailleurs, le dispositif comprend une intégration thermique supplémentaire permettant de réduire l'énergie consommée provenant de la source de chaleur. Cette réduction contribue ainsi à l'amélioration du rendement global du dispositif.
- [0025] Dans des modes de réalisation optionnels, le dispositif comporte, de plus, un système thermodynamique secondaire utilisant un deuxième fluide calorifique, comportant un moyen de transfert thermique configuré pour réaliser un échange thermique dans

l'évaporateur entre le deuxième fluide calorifique et le liquide calorifique à évaporer.

- [0026] Grâce à ces dispositions, le système thermodynamique secondaire réalise, par exemple, un deuxième cycle de transformation et d'échanges de chaleur. Ce deuxième cycle permet de puiser la chaleur dans des sources à plus basse température. Notamment, la chaleur est puisée dans des sources à très basses températures, par exemple inférieures à 0 °C. Ainsi, une optimisation des transferts thermiques est réalisée par le dispositif. Par ailleurs, lorsque la chaleur est puisée dans l'air ambiant à l'aide d'un évaporateur à air, l'utilisation du système thermodynamique secondaire permet d'augmenter la capacité de cet évaporateur à air. Ainsi, l'efficacité du dispositif est améliorée.
- [0027] Dans des modes de réalisation optionnels, le système thermodynamique secondaire produit le deuxième fluide calorifique froid utilisé comme une source froide.
- [0028] Grâce à ces dispositions, le dispositif permet de valoriser une source froide, et donc des frigories, au niveau de l'évaporateur. Les frigories produites par le dispositif sont, par exemple, valorisées dans un réseau de froid. L'utilisation du système thermodynamique secondaire, réalisant un deuxième cycle de transformation et d'échanges de chaleur, permet notamment d'élargir la gamme de température d'application du réseau de froid. Ainsi, le nombre de cas d'application est augmenté. Par ailleurs, lorsque le dispositif comporte un deuxième échangeur thermique disposé en aval du premier échangeur, la quantité de frigories présente dans la source froide est augmentée.
- [0029] Dans des modes de réalisation optionnels, le système thermodynamique secondaire est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice.
- [0030] Grâce à ces dispositions, l'auto-alimentation et donc l'indépendance énergétique du dispositif comportant le système thermodynamique secondaire sont renforcées. De plus, le dispositif permet également de valoriser l'énergie électrique produite par la génératrice.
- [0031] Dans des modes de réalisation, le dispositif comporte, de plus, un échangeur thermique subsidiaire disposé en aval du détendeur principal, configuré pour récupérer des frigories provenant du gaz détendu par le détendeur principal.
- [0032] Grâce à ces dispositions, lorsque de basses températures en sortie du détendeur principal sont visées, une production et un transfert de frigories sont réalisés. Par exemple, le transfert de frigories est réalisé vers un réseau de froid.
- [0033] Selon un deuxième aspect, la présente invention vise un procédé de détente d'un gaz, qui comporte au moins une étape de détente principale entre un premier réseau de gaz à une première pression et un deuxième réseau de gaz à une deuxième pression inférieure à la première pression, le procédé comportant de plus, en amont de l'étape de détente principale :
- une étape d'échange thermique entre un fluide calorifique comprimé et le gaz à

détendre qui réchauffe le gaz à détendre,

- une étape de détente secondaire du fluide calorifique refroidi en sortie de l'étape d'échange thermique,
- une étape de séparation du flux de fluide calorifique, en sortie de l'étape de détente secondaire, en un flux de liquide calorifique et un flux de gaz calorifique,
- une étape d'évaporation du flux de liquide calorifique et
- une étape de compression qui comprime le gaz calorifique en sortie de l'étape de séparation et/ou en sortie de l'étape d'évaporation et qui forme le fluide calorifique comprimé.

[0034] Les buts, avantages et caractéristiques particulières du procédé objet de l'invention étant similaires à ceux du dispositif objet de l'invention, ils ne sont pas rappelés ici.

### **Brève description des figures**

[0035] D'autres avantages, buts et caractéristiques particulières de l'invention ressortiront de la description non limitative qui suit d'au moins un mode de réalisation particulier du dispositif et du procédé objets de l'invention, en regard des dessins annexés, dans lesquels :

[0036] [Fig.1] représente, schématiquement, un premier mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0037] [Fig.2] représente, schématiquement, un deuxième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0038] [Fig.3] représente, schématiquement, un troisième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0039] [Fig.4] représente, schématiquement, un quatrième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0040] [Fig.5] représente, schématiquement, un cinquième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0041] [Fig.6] représente, schématiquement, un sixième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0042] [Fig.7] représente, sous forme d'un logigramme, une succession d'étapes particulière du procédé objet de l'invention,

[0043] [Fig.8] représente, schématiquement, un septième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention,

[0044] [Fig.9] représente, graphiquement une étude de sensibilité de différents modes de réalisation particuliers du dispositif objet de l'invention en fonction de la température,

[0045] [Fig.10] représente, schématiquement, un mode de réalisation particulier d'un compresseur pouvant être utilisé dans le dispositif objet de l'invention,

[0046] [Fig.11] représente, schématiquement, un surpresseur à piston d'un compresseur du

dispositif objet de l'invention,

[0047] [Fig.12] représente, schématiquement, une première phase de fonctionnement d'un surpresseur à piston libre et ouverture traversante,

[0048] [Fig.13] représente, schématiquement, une deuxième phase de fonctionnement du surpresseur illustré en [Fig.12],

[0049] [Fig.14] représente, schématiquement, une troisième phase de fonctionnement du surpresseur illustré en [Fig.12],

[0050] [Fig.15] représente, schématiquement, une quatrième phase de fonctionnement surpresseur illustré en [Fig.12],

[0051] [Fig.16] représente, schématiquement, un huitième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention et

[0052] [Fig.17] représente, schématiquement, un neuvième mode de réalisation particulier du dispositif objet de l'invention.

### **Description des modes de réalisation**

[0053] La présente description est donnée à titre non limitatif, chaque caractéristique d'un mode de réalisation pouvant être combinée à toute autre caractéristique de tout autre mode de réalisation de manière avantageuse.

[0054] Dans toute la description, les termes « amont » et « aval » pour désigner la position des éléments dépendent du choix du fluide dont la circulation est observée. Le fluide est, par exemple, soit un gaz naturel à réchauffer avant la détente, soit un fluide calorifique présent dans un système thermodynamique. Lorsque des éléments d'un système thermodynamique sont décrits, le fluide correspond au fluide calorifique.

[0055] On note dès à présent que les figures ne sont pas à l'échelle.

[0056] On rappelle ici les définitions suivantes :

[0057] Le terme « premier réseau de gaz » se réfère à un réseau, par exemple, de transport de gaz naturel. La pression dans un premier réseau de gaz est comprise, par exemple, entre 20 et 85 barg.

[0058] Le terme « deuxième réseau de gaz » se réfère à un réseau, par exemple, de distribution de gaz naturel. La pression dans un deuxième réseau de gaz est comprise, par exemple, entre 4 barg et 40 barg.

[0059] Le terme « gaz naturel » se réfère à un mélange gazeux de composés appartenant à la famille des hydrocarbures. Un gaz naturel comporte notamment une proportion volumique de méthane d'au moins 80% par rapport au volume total du gaz. Par exemple, un gaz naturel comporte une proportion volumique de méthane égale à 95% par rapport au volume total du gaz.

[0060] Le terme « chaleur fatale » se réfère à une chaleur générée par un site de production, l'objectif premier de ce site n'étant pas de produire cette chaleur. Cette chaleur

produite n'est pas récupérée et donc perdue. Autrement dit, une chaleur fatale est une chaleur subsidiaire produite lors d'un procédé principal et non consommée dans ce procédé principal. On parle également d'énergie fatale. Par exemple, une énergie fatale d'une énergie renouvelable correspond à une partie de l'énergie renouvelable non exploitée.

[0061] Le terme « potentiel de réchauffement global », d'acronyme « PRG », se réfère à une puissance relative d'un gaz à effet de serre. Dans le cas de l'invention, un fluide calorifique est susceptible de concerner un gaz à effet de serre. Un PRG d'un fluide calorifique est calculé en fonction du temps durant lequel le fluide calorifique restera actif dans l'atmosphère. On note qu'un potentiel de réchauffement global est notamment calculé sur 100 ans et l'acronyme utilisé pour un tel PRG est « PRG 100 ». De plus, le dioxyde de carbone est le gaz à effet de serre de référence présentant un PRG 100 égal à 1.

[0062] L'unité de mesure « barg » est utilisée pour indiquer notamment une pression manométrique.

[0063] L'unité de mesure « kWe » se réfère au kilowatt électrique.

[0064] On observe, sur la [Fig.1], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un premier mode de réalisation du dispositif 100 objet de l'invention. Le dispositif 100 de détente d'un gaz comporte :

- un détendeur principal 105,
- un système thermodynamique principal 120 comportant :
  - un échangeur thermique 130,
  - un détendeur secondaire 135,
  - un séparateur 140,
  - un évaporateur 155 et
  - un compresseur principal 160.

[0065] On observe, sur la [Fig.1], que le détendeur principal 105 est disposé entre un premier réseau de gaz 110 à une première pression et un deuxième réseau de gaz 115 à une deuxième pression. On note que le gaz dans le deuxième réseau présente une pression inférieure à la pression du gaz dans le premier réseau.

[0066] Dans ces modes de réalisation, le détendeur principal 105 est une turbine (non représentée) couplée à une génératrice 101. La génératrice 101 produit une énergie électrique. Ainsi, une partie de l'énergie de détente est transformée en électricité. Préférentiellement, le rendement électrique de la génératrice 101 est au moins égal à 95%. On note que l'énergie électrique produite est, par exemple, utilisée pour alimenter une centrale électrique ou un réseau électrique.

[0067] La turbine 105 est à vitesse fixe ou à vitesse variable. L'utilisation d'une turbine à vitesse fixe nécessite l'ajout d'une vanne de détente en amont de la turbine pour

maintenir la turbine sur sa courbe de fonctionnement en fonction des conditions opératoires fixées par notamment le débit, la pression et la température. Cependant, une perte de charge est présente dans la vanne et représente une perte non négligeable pour l'étape de détente, notamment liée à un éloignement des conditions opératoires du point de fonctionnement optimal. De plus, dans ces conditions, le rendement isentropique de la turbine diminue avec une diminution du débit.

- [0068] Préférentiellement, la turbine 105 est à vitesse variable. Ainsi, des rendements optimaux, notamment isentropiques, sont maintenus sur la plage de fonctionnement du dispositif.
- [0069] Dans des modes de réalisation optionnels, la turbine 105 réalise un cycle thermodynamique de rendement isentropique au moins égal à 90 %.
- [0070] On observe, sur la [Fig.1], que le système thermodynamique principal 120 est disposé en amont du détendeur principal 105, lorsque l'on suit la circulation du gaz à réchauffer. On note que le système thermodynamique principal 120 utilise un fluide calorifique 125 pour réchauffer le gaz à détendre dans le premier réseau 110.
- [0071] Dans des modes de réalisation optionnels, le fluide calorifique 125 du système thermodynamique principal 120 présente les caractéristiques physico-chimiques suivantes :
  - la température d'évaporation du fluide calorifique à basse pression, c'est-à-dire en aval de la détente réalisée par le détendeur secondaire 135, est inférieure à la température de la source de chaleur et
  - la température de condensation à haute pression, c'est-à-dire en aval de la compression, est supérieure à la température de réchauffement du gaz à détendre.
- [0072] Ainsi, dans ces conditions, le dispositif 100 réalise un cycle thermodynamique optimal, en adéquation avec les contraintes de transfert thermique, de transformation physique et de rendement prédéterminées par l'opérateur.
- [0073] Dans ces modes de réalisation optionnels, le fluide calorifique 125 du système thermodynamique principal 120 comporte au moins un composé choisi, par exemple, parmi le dioxyde de carbone, l'éthane, le propane, le propylène, le butane ou l'ammoniac. Préférentiellement, le fluide calorifique du système thermodynamique principal comporte au moins un composé choisi parmi le propane, le propylène et l'ammoniac.
- [0074] On note que le PRG 100 du dioxyde de carbone, du propane, du propylène et de l'ammoniac est respectivement égal à 1 ; 3 ; 1,8 et 0. On note que les fluides calorifiques appartenant à la famille des halocarbures, tels que les hydrofluorocarbures d'acronyme « HFC », les hydrochlorofluorocarbures d'acronyme « HCFC » ou les chlorofluorocarbures d'acronyme « CFC », présentent des PRG 100 compris entre 120 à 10 000. Chaque fluide calorifique choisi parmi le dioxyde de carbone, l'éthane, le propane, le propylène, le butane ou l'ammoniac présente donc un PRG 100 réduit

comparé aux fluides calorifiques appartenant à la famille des halocarbures. De plus, ces fluides calorifiques, présentant un PRG 100 réduit, respectent la réglementation « F-GAS numéro 517/2014/UE ».

- [0075] Ainsi, dans ces modes de réalisation, le fluide calorifique présente une toxicité, un caractère polluant et un potentiel de réchauffement global diminués comparés à un fluide calorifique usuellement utilisé, appartenant notamment à la famille des halocarbures.
- [0076] On observe, sur la [Fig.1], que l'échangeur thermique 130 du système thermodynamique principal 120 réalise un transfert de chaleur du fluide calorifique 125 vers le gaz à détente présent dans le premier réseau de gaz 110.
- [0077] On note que le fluide calorifique 125 se condense à une température supérieure à une température prédéterminée du gaz en amont de la détente réalisée par le détendeur principal 105. Par exemple, si la température prédéterminée du gaz naturel avant la détente est égale à 27°C, la température de condensation du fluide calorifique 125 est supérieure à 27°C. On note que, dans l'exemple précédent, la température visée du gaz naturel en aval de la détente est égale à 0°C. Les fluides calorifiques tels que le propane, le propylène et l'ammoniac présentent notamment des températures de condensation égales à 60°C respectivement à des pressions égales à 20 barg ; 24 barg et 26 barg. Ces fluides calorifiques peuvent donc être utilisés dans le dispositif, par exemple, pour le réchauffement du gaz naturel, présentant une température égale à 27°C en amont du détendeur principal 105 et une température visée égale à 0°C en aval du détendeur principal 105.
- [0078] On note qu'en sortie de l'échangeur thermique 130, la température du fluide calorifique 125 est supérieure à la température du gaz réchauffé. Préférentiellement, en sortie de l'échangeur thermique 130, la température du fluide calorifique 125 est égale à sa température d'ébullition. La considération du fluide 125 à sa température d'ébullition est importante afin d'optimiser l'efficacité du transfert de chaleur latente de condensation du fluide calorifique 125.
- [0079] Dans ces modes de réalisation, l'échange thermique réalisé dans l'échangeur thermique 130 correspond à une différence minimisée entre les températures, en sortie de l'échangeur thermique 130, du fluide calorifique et du gaz réchauffé. Préférentiellement, la différence de température est comprise entre 2°C et 3°C.
- [0080] On observe, sur la [Fig.1], que le détendeur secondaire 135 est disposé en aval de l'échangeur thermique 130 lorsque l'on suit la circulation du fluide calorifique 125. Le détendeur secondaire 135 détend le fluide calorifique à une pression et une température d'évaporation. Par exemple, le détendeur secondaire 135 est une vanne de détente.
- [0081] On observe, sur la [Fig.5], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un cinquième mode de réalisation du dispositif 500 objet de l'invention.

- [0082] Dans des variantes, telles que celle représentée en [Fig.5], le détendeur secondaire 135 du système thermodynamique principal 520 est une turbine de détente couplée au compresseur principal 160. La turbine de détente secondaire 135 est également appelée « turboexpander » en anglais.
- [0083] On observe, sur la [Fig.1], que le séparateur 140 est disposé en aval du détendeur secondaire 135. Le séparateur 140 sépare le flux de fluide calorifique en un flux de liquide calorifique 145 et un flux de gaz calorifique 150. Le séparateur 140 est un séparateur connu de la personne du métier. Par exemple, le séparateur 140 est un ballon flash. Le flux de liquide calorifique 145 est ensuite transféré à l'évaporateur 155. L'évaporateur 155 évapore le liquide calorifique 145 en gaz calorifique 150.
- [0084] Dans des variantes, le séparateur 140 et l'évaporateur 155 sont confondus. Autrement dit, le séparateur 140 et l'évaporateur 155 sont combinés en un seul équipement. Cet équipement est, par exemple, un échangeur Kettle connu de la personne du métier.
- [0085] Dans ces modes de réalisation, l'évaporateur 155 est alimenté, au moins en partie, par une source de chaleur. Préférentiellement, la différence entre les températures, en sortie de l'évaporateur 155, du fluide calorifique vaporisé 150 et du fluide provenant de la source de chaleur, est comprise préférentiellement entre 2°C et 3°C. On note que la valeur d'une telle différence de température varie selon la nature de l'évaporateur 140 et la source de chaleur. De plus, la valeur d'une telle différence de températures conditionne la température d'évaporation et donc la pression d'équilibre d'évaporation du fluide calorifique en sortie du détendeur secondaire 135.
- [0086] Dans ces modes de réalisation, l'évaporateur 155 est alimenté, au moins en partie, par une source de chaleur de récupération 102. On note que les sources de chaleur de récupération correspondent à des sources de chaleur dites « fatales » ou « gratuites ». Les sources de chaleur sont sélectionnées en fonction de la localisation du dispositif 100. Le tableau 1 montre des exemples de sources de chaleur de récupération en fonction de la localisation du dispositif.
- [0087] [Tableaux1]

| Localisation du dispositif         | À proximité d'un site industriel                                                                                                                             | À proximité d'une ville                                                                                                                          | Éloigné des villes et sites industriels                                                                                                                                                           |
|------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Sources de chaleur de récupération | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Effluents,</li> <li>- Fumées,</li> <li>- Utilités,</li> <li>- Fluide procédé,</li> <li>- Réseau de froid</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Réseau d'eau potable,</li> <li>- Eaux usées,</li> <li>- Géothermie profonde ou superficielle</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Air ambiant,</li> <li>- Eau (Fleuve, lac, mer),</li> <li>- Énergie solaire thermique à basse température,</li> <li>- Géothermie superficielle</li> </ul> |

- [0088] On note que les sources de chaleur de récupération énoncées précédemment sont

également valables pour les dispositifs 200, 300, 400, 500, et 600 décrits précédemment ou postérieurement.

[0089] On note que, lorsque l'évaporateur 155 est alimenté par une source de chaleur de récupération 102, la température d'évaporation du fluide calorifique 125 en sortie du détendeur secondaire 135 est inférieure à la température de la source de chaleur 102. Autrement dit, le fluide calorifique 125 s'évapore à une température inférieure à la température de la source de chaleur 102. Par exemple, si la source de chaleur est de l'air ambiant ou un cours d'eau et présente une température sensiblement égale à 0°C, la température d'évaporation du fluide calorifique est inférieure à 0°C. Les fluides calorifiques tels que le propane, le propylène et l'ammoniac présentent des températures d'évaporation égales à -10°C respectivement à des pressions égales à 2,5 barg ; 3,3 barg et 2,9 barg. Ces fluides calorifiques peuvent donc être utilisés dans le dispositif, par exemple, lors d'un échange thermique dans l'évaporateur 155 avec notamment une source de chaleur de récupération 102 présentant une température sensiblement égale à 0°C. Autrement dit, ces fluides calorifiques initialement liquides sont réchauffés et donc vaporisés dans l'évaporateur 155 par transfert de chaleur provenant notamment de la source de chaleur de récupération 102.

[0090] Dans ces modes de réalisation, tels que celui représenté en [Fig.1], le dispositif 100 comporte, de plus, un système thermodynamique secondaire utilisant un deuxième fluide calorifique, comportant un moyen de transfert thermique réalisant un échange thermique dans l'évaporateur 155 entre le deuxième fluide calorifique et le liquide calorifique 145 à évaporer. Notamment, le système thermodynamique secondaire produit le deuxième fluide calorifique froid utilisé ensuite comme une source froide 103. Autrement dit, l'évaporateur 155 est un échangeur qui transmet les frigories au deuxième fluide calorifique utilisé ensuite comme une source froide 103. Par exemple, le transfert de frigories est réalisé directement ou par l'intermédiaire d'une boucle secondaire (non représentée) comportant, par exemple, un deuxième fluide calorifique comportant de l'eau glycolée.

[0091] Dans ces modes de réalisation, le fluide calorifique en sortie de l'évaporateur 155, par exemple mélangé également avec le flux de gaz calorifique 150, est surchauffé en amont de l'injection dans le compresseur principal 160. Par exemple, le surchauffage du flux de gaz calorifique correspond à une augmentation de température comprise entre 1°C à 2 °C. Le surchauffage du gaz calorifique est réalisé par tout moyen connu de la personne du métier. Ainsi, l'injection de gouttes dans le compresseur principal 160 est évitée.

[0092] On observe, sur la [Fig.1], que le compresseur principal 160 est disposé en aval de l'évaporateur 155 et en amont de l'échangeur thermique 130. Le compresseur principal 160 comprime le gaz calorifique 150 issu du séparateur 140 et issu de l'évaporateur

155. Autrement dit, le gaz calorifique en amont de la compression, initialement à une pression d'équilibre d'évaporation, est comprimé jusqu'à une pression d'équilibre de condensation.

- [0093] Dans ces modes de réalisation, lorsque le détenteur principal 105 est une turbine couplée à une génératrice 101, le compresseur principal 160 est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice 101.
- [0094] Dans ces modes de réalisation, le compresseur principal 160 réalise un cycle thermodynamique de rendement isentropique au moins égal à 75%.
- [0095] On note que le taux de compression influence le rendement de compression et la température du fluide calorifique en aval de la compression. Le taux de compression est à minimiser afin d'améliorer le rendement global du dispositif. Une diminution du taux de compression est obtenue notamment en diminuant la température de condensation du fluide calorifique 125 en sortie d'échangeur thermique 130 et en augmentant la température d'évaporation du fluide calorifique 125 en sortie du détenteur secondaire 135.
- [0096] Dans des variantes, lorsque par exemple, le taux de compression est supérieur à une valeur limite prédéterminée par l'utilisateur, la compression du flux de gaz calorifique est divisée en plusieurs étages.
- [0097] On note qu'en sortie de compresseur principal 160, le fluide calorifique 125 est dans un état de vapeur surchauffée. Comme mentionné précédemment, la différence entre la température en sortie de l'échangeur thermique 130 du fluide calorifique et la température du gaz naturel à détendre est préférentiellement comprise entre 2°C et 3°C. Une telle différence de température préférentielle est justifiée par l'explication suivante. En sortie de compresseur principal 160, le fluide calorifique 125 est dans un état de vapeur surchauffée et entre dans l'échangeur thermique 130. Le fluide calorifique 125 ressort de l'échangeur thermique 130 à sa température d'ébullition correspondant à la température en sortie de l'échangeur thermique 130. Une augmentation de la température en sortie de l'échangeur thermique 130 du fluide calorifique entraîne une augmentation de la pression du même fluide calorifique, ayant pour conséquence d'augmenter le besoin de compression réalisée par le compresseur principal 160. Une augmentation du besoin de compression entraîne une diminution du rendement global du dispositif. Ainsi, une diminution de la température du fluide calorifique en sortie de l'échangeur thermique 130 est, par exemple, réalisée afin de diminuer le besoin de compression. Cette diminution de température correspond à une diminution de la différence de température énoncée précédemment.
- [0098] Par exemple, le fluide calorifique du système thermodynamique principal 120 réalise le cycle thermodynamique suivant :
  - le fluide calorifique est comprimé par le compresseur principal 160 à haute pression. Le compresseur principal 160 consomme une énergie électrique produite par

la génératrice 101 couplée à la turbine 105 ;

- le fluide calorifique comprimé est condensé en transmettant ses calories au gaz à détendre dans l'échangeur thermique 130. En sortie d'échangeur thermique, le fluide calorifique est à sa température d'ébullition et à haute pression ;

- le fluide calorifique condensé est détendu à basse pression par le détendeur secondaire 135. En sortie du détendeur secondaire 135, le fluide calorifique présente deux phases, une phase liquide 145 et une phase vapeur 150 ;

- le flux de liquide calorifique 145 est évaporé dans l'évaporateur 155. La vapeur obtenue est rassemblée avec le flux de vapeur calorifique 150, le fluide calorifique obtenu est éjecté au compresseur principal 160 pour un nouveau cycle.

[0099] On note que le cycle thermodynamique décrit précédemment pour le système thermodynamique principal 120 est également valable pour chaque système thermodynamique principal 320, 420, 520, respectivement des dispositifs 200, 320, 420 et 520.

[0100] On observe, sur la [Fig.2], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un deuxième mode de réalisation du dispositif 200 objet de l'invention.

[0101] Dans ces modes de réalisation, le système thermodynamique principal 220 comporte un deuxième échangeur thermique 231 disposé en aval du premier échangeur 130, entre le fluide calorifique 125 en sortie du premier échangeur 130 et le gaz à détendre présent dans le premier réseau de gaz 110, pré-réchauffant le gaz à détendre. On remarque que le deuxième échangeur thermique 231 est également appelé « booster ». On note que le deuxième échangeur thermique 231 sous-refroidit le fluide calorifique.

[0102] Dans ces modes de réalisation, l'échange thermique réalisé dans le deuxième échangeur thermique 231 correspond à une différence minimisée entre la température du fluide calorifique en sortie du deuxième échangeur thermique 231, et la température du gaz 110 à réchauffer. Préférentiellement, lorsque le deuxième échangeur thermique 231 est un échangeur tube-calandre, la différence de température est comprise entre 8°C et 10°C. Dans des variantes, lorsque le deuxième échangeur thermique 231 est un échangeur à plaques, la différence de température est comprise entre 3°C et 5°C.

[0103] Dans des variantes, le premier échangeur thermique 130 et le deuxième échangeur thermique 231 sont confondus. Autrement dit, les fonctions de condensation et sous-refroidissement sont réalisées par un seul élément.

[0104] Par exemple, le fluide calorifique 125 du système thermodynamique principal 220 réalise le cycle thermodynamique suivant :

- le fluide calorifique est comprimé par le compresseur principal 160 à haute pression, le compresseur principal 160 consomme une énergie électrique produite par la génératrice 101 couplée à la turbine 105 ;

- le fluide calorifique comprimé est condensé dans le premier échangeur thermique

- 130 en transmettant ses calories au gaz à détendre pré-réchauffé ;
- le fluide calorifique condensé est sous-refroidi dans le deuxième échangeur thermique 231 en transmettant ses calories au gaz à pré-réchauffer provenant du premier réseau 110 ;
- le fluide calorifique sous-refroidi est détendu à basse pression par le détendeur secondaire 135, on note qu'en sortie du détendeur secondaire 135 le fluide calorifique présente deux phases, une phase liquide 145 et une phase vapeur 150 ;
- le flux de liquide calorifique 145 est évaporé dans l'évaporateur 155, la vapeur obtenue est rassemblée avec le flux de vapeur calorifique 150, le fluide calorifique obtenu est éjecté au compresseur principal 160 pour réaliser un nouveau cycle.

[0105] On observe, sur la [Fig.3], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un troisième mode de réalisation du dispositif 300 objet de l'invention.

[0106] Dans ces modes de réalisation, le dispositif 300 comporte un système thermodynamique secondaire 321 utilisant un deuxième fluide calorifique 326. Le système thermodynamique secondaire 321 comporte un moyen de transfert thermique réalisant un échange thermique dans l'évaporateur 155 entre le deuxième fluide calorifique 326 et le liquide calorifique 145 à évaporer.

[0107] On note que le système thermodynamique secondaire 321 correspond à une deuxième boucle de réfrigération. Notamment, l'évaporateur 155 du système thermodynamique principal 320 est alimenté en calories par le système thermodynamique secondaire 321. Notamment, le deuxième fluide calorifique 326 du système thermodynamique secondaire 321 fonctionne à plus basse température.

[0108] On observe que le système thermodynamique secondaire 321 comporte, de plus :

- un deuxième détendeur secondaire 336 qui détend le fluide calorifique secondaire en aval de l'évaporateur 155, et étant, par exemple, de même nature que le détendeur secondaire 135 ;
- un séparateur auxiliaire 341, disposé en aval du deuxième détendeur secondaire 336, qui sépare le flux de fluide calorifique secondaire en un flux de gaz calorifique secondaire 351 et un flux de liquide calorifique secondaire 346, et étant, par exemple, de même nature que le séparateur 140 ;
- un évaporateur auxiliaire 356 disposé en aval du séparateur auxiliaire 341 et évaporant le liquide calorifique secondaire 346 en gaz calorifique secondaire 351, et étant, par exemple, de même nature que l'évaporateur 155 ;
- un compresseur auxiliaire 361, disposé en aval de l'évaporateur auxiliaire 356 et en amont de l'évaporateur 155, comprimant le gaz calorifique secondaire 351 issu directement du séparateur auxiliaire 341 et de l'évaporateur auxiliaire 356, formant le deuxième fluide calorifique gazeux comprimé 326, et étant, par exemple, de même nature que le compresseur principal 160.

- [0109] Dans ces modes de réalisation, le système thermodynamique secondaire 321 produit le liquide calorifique secondaire 346 utilisé comme une source froide 103. Notamment, le transfert de frigories provenant du liquide calorifique secondaire 346 est réalisé directement ou par l'intermédiaire d'une boucle tertiaire (non représentée) comportant, par exemple, un troisième fluide calorifique comportant de l'eau glycolée. Par exemple, l'évaporateur auxiliaire 356 est un échangeur thermique transmettant les frigories du liquide calorifique secondaire 346 à un troisième fluide calorifique utilisé par la suite comme une autre source froide 103.
- [0110] Dans ces modes de réalisation, le système thermodynamique secondaire 321 est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice 101. Par exemple, comme représenté en [Fig.3], le compresseur auxiliaire 356 est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice 101.
- [0111] Dans ces modes de réalisation, l'évaporateur auxiliaire 356 est alimenté, au moins en partie, par une source de chaleur de récupération 102.
- [0112] Dans des modes de réalisation optionnels, le système thermodynamique secondaire 321 récupère des calories d'une source de chaleur, par exemple de récupération 102, plus froide, c'est-à-dire présentant une température inférieure à la température d'une autre source de chaleur de récupération utilisée directement par l'évaporateur 155 du système thermodynamique principal 320. De plus, lorsque l'évaporateur 155 est un évaporateur à air, la source de chaleur de récupération 102 étant l'air, l'utilisation d'un système thermodynamique secondaire 321 permet d'augmenter les capacités de cet évaporateur à air.
- [0113] Par exemple, les transformations thermodynamiques du premier fluide calorifique liquide 145 réalisées par l'évaporateur 155 du système thermodynamique principal 320, et du liquide calorifique secondaire 346 réalisées par l'évaporateur auxiliaire 356 du système thermodynamique secondaire 321 sont représentées dans le tableau 2. On note que, dans cet exemple, le premier fluide calorifique liquide 145 est du propane, le deuxième fluide calorifique 346 est du dioxyde de carbone et la source de chaleur de récupération 102 est l'air.
- [0114] [Tableaux2]

| Évaporateurs                     | Évaporateur 155 du système thermodynamique principal 320                                                     | Évaporateur auxiliaire 356 du système thermodynamique secondaire 321 |
|----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| Transformations thermodynamiques | - Vaporisation du propane 145 à 0°C / 4 barg ;<br>- Condensation du dioxyde de carbone 326 à 10°C / 44 barg. | - Vaporisation du dioxyde de carbone 346 à -50°C / 6 barg par l'air  |

- [0115] On note que, dans cet exemple, l'utilisation du système thermodynamique secondaire 321 permet notamment d'augmenter, comparé à l'utilisation d'un système thermodynamique principal 320 unique, la différence entre la température du dioxyde de carbone dans l'évaporateur auxiliaire 356 et la température de l'air ambiant. Ainsi, le dioxyde de carbone, en tant que deuxième fluide calorifique 326, récupère de manière plus efficace des calories présentes dans l'air ambiant, comparé à l'utilisation d'un système thermodynamique principal 320 unique.
- [0116] On observe, sur la [Fig.4], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un quatrième mode de réalisation du dispositif 400 objet de l'invention.
- [0117] Dans ces modes de réalisation, la détente du gaz naturel est réalisée, au moins, en deux étages. On définit un ratio de détente par une pression en amont de la détente divisée par une pression en aval de la détente. Par exemple, une détente est réalisée en deux étages lorsque le ratio de détente est supérieur à une valeur limite prédéterminée fixée par l'utilisateur. Notamment, lorsque la valeur du ratio de détente augmente, la température du gaz naturel réchauffé augmente, ainsi que la température et la pression d'équilibre de condensation du fluide calorifique 125. En conséquence, le ratio de compression et la puissance du compresseur principal 160 augmentent, et le rendement isentropique du compresseur principal 160 diminue. Lorsque le ratio de détente est considéré comme élevé par l'utilisateur, une détente en plusieurs étages est, par exemple, réalisée. On note que la détermination du nombre d'étages de détente dépend des conditions opératoires et de la technologie des équipements. Par exemple, à cette fin et en vue d'une optimisation du dispositif 400, une étude technico-économique est réalisée. Préférentiellement, un ratio de détente est constant entre deux étages. Ainsi, l'optimum économique et énergétique d'une détente est atteint.
- [0118] Dans ces modes de réalisation optionnels, le système thermodynamique principal 420 comporte, de plus, un échangeur thermique auxiliaire 431. On remarque que l'échangeur thermique auxiliaire 431 est disposé en aval du premier détendeur principal 105 et en amont du deuxième détendeur principal 406, et réchauffe le gaz naturel pré-détendu en sortie du premier détendeur principal 105 et issu du deuxième réseau 115. Notamment, le gaz naturel présent dans le premier réseau 110 réalise les étapes thermodynamiques suivantes :
- le gaz naturel du premier réseau de gaz 110 est pré-réchauffé par le premier échangeur thermique 130,
  - le gaz naturel pré-réchauffé du réseau 111 est pré-détendu par le premier détendeur principal 105,
  - le gaz naturel pré-détendu du deuxième réseau 115 est réchauffé par l'échangeur thermique auxiliaire 431, et
  - le gaz naturel réchauffé du réseau 112 est détendu par le deuxième détendeur

principal 406 pour former, par exemple, un gaz naturel détendu d'un réseau de distribution 113.

- [0119] Dans ces modes de réalisation, le premier détendeur principal 105 et le deuxième détendeur principal 406 sont des turbines couplées à des génératrices d'électricité, 101 et 407.
- [0120] On note, sur la [Fig.4], que le fluide calorifique 125 réchauffant le gaz naturel du réseau 111 dans l'échangeur thermique auxiliaire 431 est issu du compresseur principal 160. Notamment, en aval du compresseur principal 160, le fluide calorifique compressé est divisé en deux flux. Un flux de fluide calorifique réchauffe, dans l'échangeur thermique auxiliaire 431, le flux de gaz naturel issu du deuxième réseau 115. Un autre flux de fluide calorifique réchauffe, dans le premier échangeur thermique 130, le flux de gaz naturel issu du premier réseau 110. On remarque également que les flux de fluide calorifique, issus respectivement du premier échangeur thermique 130 et de l'échangeur thermique auxiliaire 431, sont ensuite rassemblés en amont de la détente réalisée par le détendeur secondaire 135.
- [0121] Globalement, dans tous les modes de réalisation, le taux de compression du compresseur principal 160 a une influence sur le rendement de compression et la température du gaz calorifique comprimé. Le taux de compression est à minimiser afin d'améliorer le rendement global du dispositif. Notamment, une diminution du taux de compression correspond à une diminution de la température de condensation du fluide calorifique en sortie d'échangeur thermique 130 et à une augmentation de la température d'évaporation du fluide calorifique en sortie du détendeur secondaire 135. Lorsque le taux de compression est supérieur à une valeur limite prédéterminée par l'utilisateur, la compression du fluide calorifique est réalisée, par exemple, en plusieurs étages, telle que représentée en [Fig.6].
- [0122] On observe, sur la [Fig.6], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un sixième mode de réalisation du dispositif 600 objet de l'invention.
- [0123] Dans ces modes de réalisation, le système thermodynamique principal 620 comporte un compresseur secondaire 661 en amont du compresseur principal 160, pré-comprimant le gaz calorifique 150.
- [0124] Dans ces modes de réalisation, l'évaporateur 155 en amont de l'injection dans le compresseur principal 160 réalise un échange thermique et refroidit le gaz calorifique pré-comprimé.
- [0125] Par exemple, le fluide calorifique du système thermodynamique principal 620 réalise le cycle thermodynamique suivant :
- le fluide calorifique est comprimé par le compresseur principal 160 à haute pression, le compresseur principal 160 consomme une énergie électrique produite par la génératrice 101 couplée à la turbine 105 ;

- le fluide calorifique comprimé est condensé dans l'échangeur thermique 130 en transmettant ses calories au gaz à détendre pré-réchauffé ;
- le fluide calorifique condensé est détendu à basse pression par le détendeur secondaire 135, et en sortie du détendeur secondaire 135 le fluide calorifique présente deux phases, une phase liquide 145 et une phase vapeur 150 ;
- le flux de liquide calorifique 145 est évaporé dans l'évaporateur 155, la vapeur obtenue est rassemblée avec le flux de vapeur calorifique 150 pour former le flux de gaz calorifique à pré-comprimer ;
- le flux de gaz calorifique est pré-comprimé dans le compresseur secondaire 661 pour former le gaz calorifique pré-comprimé 662, le compresseur secondaire 661 étant, par exemple, de même nature que le compresseur principal 160 ;
- le flux de gaz calorifique pré-comprimé 662 est refroidi en réchauffant le flux de liquide calorifique 145 dans l'évaporateur 155, on note qu'une source de chaleur, par exemple de récupération 102, est utilisée en complément pour alimenter, au moins en partie, l'évaporateur 155 et réaliser l'évaporation du liquide calorifique 145 ; et
- le gaz calorifique refroidi 663 est injecté au compresseur principal 160 pour réaliser un nouveau cycle.

[0126] Dans ces modes de réalisation, le compresseur principal 160 et le compresseur secondaire 661 sont alimentés, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice 101.

[0127] On observe, sur la [Fig.7], les étapes d'un mode de réalisation particulier du procédé 700 objet de l'invention.

[0128] Dans ces modes de réalisation, le procédé 700 comporte :

- une étape de détente principale 730 du gaz transporté entre un premier réseau de gaz à une première pression et un deuxième réseau de gaz à une deuxième pression inférieure à la première pression,
- et en amont de l'étape de détente principale :
- une étape d'échange thermique 725 entre un fluide calorifique comprimé et le gaz transporté à détendre qui réchauffe le gaz à détendre,
- une étape de détente secondaire 705 du fluide calorifique refroidi en sortie de l'étape d'échange thermique,
- une étape de séparation 710 du flux du fluide calorifique, en sortie de l'étape de détente secondaire, en un flux de liquide calorifique et un flux de gaz calorifique,
- une étape d'évaporation 715 du flux de liquide calorifique en gaz calorifique et
- une étape de compression 720 qui comprime le gaz calorifique en sortie de l'étape de séparation et/ou en sortie de l'étape d'évaporation et qui forme le fluide calorifique comprimé.

[0129] Préférentiellement, les dispositifs, 100, 200, 300, 400, 500, 600, 800, 4000 ou 5000

sont configurés pour mettre en œuvre les étapes du procédé 700 et leurs modes de réalisation tels qu'exposés ci-dessus.

[0130] Les exemples 1, 2, 3 et 4 décrits ci-dessous sont des exemples d'application du dispositif objet de l'invention. Dans les exemples 1 à 4, le fluide calorifique est du propane, le rendement isentropique de turbine est égal à 90%, le rendement de génératrice est égal à 96%, le rendement moteur du compresseur est égal à 96% et le rendement isentropique de compresseur est égal à 75%.

[0131] Dans l'exemple 1, une détente de 1500 Nm<sup>3</sup>/h de gaz naturel de 10 à 4 barg est réalisée. Le gaz naturel est réchauffé de 7,0°C à 44,7°C. Les tableaux 3 et 4 détaillent les conditions de pression et de température appliquées au gaz naturel et au fluide calorifique dans le dispositif 100 :

[0132] [Tableaux3]

| Exemple 1<br>Conditions         | Amont                | Aval                 | Énergie<br>consommée | Énergie<br>produite |
|---------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| Échangeur<br>thermique 130      | 7,0°C /<br>10,0 barg | 44,7°C /<br>9,5 barg | 27,2 kW              | -                   |
| Détendeur<br>principal 105      | 44,7°C /<br>9,5 barg | 0,0°C /<br>4 barg    | -                    | 28,5 kWe            |
| Nature du fluide : gaz naturel. |                      |                      |                      |                     |

[0133] [Tableaux4]

| Exemple 1<br>Conditions                              | Amont                                                                            | Aval                                                                    | Énergie<br>consommée |
|------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| Échangeur<br>thermique 130                           | 65,1°C /<br>15,5 barg                                                            | 47,7°C /<br>15,5 barg                                                   | 27,2 kW              |
| Détendeur se-<br>condaire 135 et sé-<br>parateur 140 | 47,7°C /<br>15,5 barg                                                            | 1) Gaz 150 : -10°C / 2,4 barg<br>2) Liquide 145 : 0,3 m <sup>3</sup> /h | -                    |
| Évaporateur 155                                      | Liquide :<br>0,3 m <sup>3</sup> /h                                               | -10°C /<br>2,4 barg                                                     | 19,0 kW              |
| Compresseur<br>principal 160                         | -10°C /<br>2,4 barg ;<br>Débit de gaz<br>calorifique :<br>151 Nm <sup>3</sup> /h | 65,1°C /<br>15,5 barg                                                   | 8,5 kWe              |
| Nature du fluide : fluide calorifique : propane.     |                                                                                  |                                                                         |                      |

- [0134] On note que la production nette d'énergie électrique par le dispositif 100 objet de l'invention, dans les conditions de l'exemple 1, est égale à 18,7 kWe. On note également que la puissance nécessaire à l'évaporateur 155 est égale à 19,0 kW, ainsi l'utilisation d'un évaporateur 155 à air ou à géothermie superficielle est envisageable dans ces conditions. On rappelle que l'utilisation d'air ou de géothermie superficielle ne permet pas de réchauffer directement le gaz naturel à une température égale à 44,7°C en amont de la détente.
- [0135] De plus, un dispositif de l'art antérieur comportant un système thermodynamique de récupération des frigories du gaz en aval de détente, produit un gaz en aval de détente présentant une température égale à -30°C. On note que la température du gaz en aval de détente est inférieure à la température de formation d'hydrate égale à -19°C. Ainsi, l'utilisation du dispositif de l'art antérieur limite la récupération d'énergie ou nécessite la mise en œuvre de plusieurs étages de détente.
- [0136] Dans l'exemple 2, une détente de 300 000 Nm<sup>3</sup>/h de gaz naturel de 58 à 38 barg est réalisée. Le gaz naturel est réchauffé de 7°C à 27°C. Le dispositif 100 objet de l'invention est comparé à un dispositif de l'art antérieur mentionné précédemment mettant en œuvre l'utilisation d'un réseau de chaleur urbain puisant une énergie thermique depuis une source géothermale. Les tableaux 5 et 6 détaillent les conditions de pression et de température appliquées au gaz naturel et au fluide calorifique dans le dispositif 100 :
- [0137] [Tableaux5]

| Exemple 2<br>Conditions         | Amont                 | Aval                  | Énergie<br>consommée | Énergie<br>produite |
|---------------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|---------------------|
| Échangeur<br>thermique 130      | 7,0°C /<br>58,0 barg  | 27,0°C /<br>57,5 barg | 3451 kW              | -                   |
| Détendeur<br>principal 105      | 27,0°C /<br>57,5 barg | 0,0°C /<br>38,0 barg  | -                    | 2763 kWe            |
| Nature du fluide : gaz naturel. |                       |                       |                      |                     |

[0138] [Tableaux6]

| Exemple 2<br>Conditions                              | Amont                                                                   | Aval                                                           | Énergie<br>consommée |
|------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|----------------------|
| Échangeur<br>thermique 130                           | 43,9°C /<br>9,9 barg                                                    | 30,0°C /<br>9,9 barg                                           | -3451 kW             |
| Détendeur se-<br>condaire 135 et sé-<br>parateur 140 | 30,0°C /<br>9,9 barg                                                    | 1) Gaz 150 : -10°C /<br>2,4 barg<br>2) Liquide 145 : 46,3 m³/h | -                    |
| Évaporateur 155                                      | Liquide : 46,3 m³ /<br>h                                                | -10°C /<br>2,4 barg                                            | 2755 kW              |
| Compresseur<br>principal 160                         | -10°C /<br>2,4 barg ;<br>Débit de gaz ca-<br>lorifique : 17623<br>Nm³/h | 43,9°C /<br>9,9 barg                                           | 725 kWe              |
| Nature du fluide : fluide calorifique : propane.     |                                                                         |                                                                |                      |

[0139] Dans l'exemple 2, le tableau 7 résume la production d'électricité et la chaleur achetée lors de l'utilisation du dispositif 100 objet de l'invention et le dispositif de l'art antérieur précédemment cité :

[0140] [Tableaux7]

| Exemple 2<br>Dispositifs               | Production nette d'électricité                                                                                                                                        | Chaleur<br>achetée |
|----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| Dispositif 100 objet<br>de l'invention | - Turbine de détente principale 105 : 2,8 MWe ;<br>- Alimentation électrique du compresseur<br>principal 160 : 0,73 MWe<br>- Production nette d'électricité : 2,0 MWe | 0 MW               |
| Dispositif de l'art<br>antérieur       | Turbine de détente principale : 2,8 MWe                                                                                                                               | 3,5 MW             |

[0141] On note que le dispositif 100 objet de l'invention consomme, dans les conditions appliquées, une quantité de chaleur achetée nulle, et donc inférieure au dispositif de l'art antérieur. Dans cet exemple, la chaleur achetée associée au dispositif 100 est nulle puisque le dispositif 100 consomme une chaleur fatale ou gratuite.

[0142] Dans l'exemple 3, une détente de 600 000 Nm³/h de gaz naturel de 58 à 38 barg est réalisée. Le gaz naturel est réchauffé de 7°C à 27°C. Le dispositif 100 objet de

l'invention est comparé à un dispositif de l'art antérieur mentionné précédemment mettant en œuvre l'utilisation d'un réseau de chaleur urbain puisant une énergie thermique depuis une source géothermale. Notamment, les dispositifs de l'exemple 3 sont utilisés afin d'effectuer un transfert thermique avec un réseau de chaleur urbain d'acronymes « RCU ».

[0143] Dans l'exemple 3, le dispositif de l'art antérieur présente :

- un premier échangeur thermique comportant un premier fluide calorifique et réchauffant le gaz naturel à détendre, et
- un deuxième échangeur thermique comportant un deuxième fluide, par exemple de l'eau, circulant dans le réseau de chaleur urbain et configuré pour réchauffer le premier fluide calorifique. Notamment, le tableau 8 illustre un mode de réalisation du dispositif de l'art antérieur, avec les conditions de température de chaque fluide :

[0144] [Tableaux8]

|                            | Premier échangeur thermique |      | Deuxième échangeur thermique |      |
|----------------------------|-----------------------------|------|------------------------------|------|
|                            | Amont                       | Aval | Amont                        | Aval |
| Gaz naturel                | 8°C                         | 30°C | -                            | -    |
| Premier fluide calorifique | 35°C                        | 15°C | 15°C                         | 35°C |
| Fluide du RCU              | -                           | -    | 37°C                         | 17°C |

[0145] On note que le dispositif de l'art antérieur présente des contraintes, notamment concernant le transfert de chaleur du RCU vers le gaz naturel. Le transfert de chaleur du RCU vers le gaz naturel est limité par la température du gaz naturel à 8°C et les différences de température des différents flux entre le premier et le deuxième échangeur.

[0146] Les tableaux 9 et 10 détaillent les conditions de pression et/ou de température appliquées au gaz naturel, au fluide calorifique dans le dispositif 100 :

[0147] [Tableaux9]

| Exemple 3 Conditions            | Amont              | Aval               | Énergie consommée | Énergie produite |
|---------------------------------|--------------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Échangeur thermique 130         | 7,0°C / 58,0 barg  | 27,0°C / 57,5 barg | 6901 kW           | -                |
| Détendeur principal 105         | 27,0°C / 57,5 barg | 0,0°C / 38,0 barg  | -                 | 5526 kWe         |
| Nature du fluide : gaz naturel. |                    |                    |                   |                  |

[0148] [Tableaux10]

| Exemple 3<br>Conditions                              | Amont                                                                  | Aval                                                             | Énergie<br>consommée |
|------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|----------------------|
| Échangeur<br>thermique 130                           | 40,9°C /<br>9,9 barg                                                   | 30,0°C /<br>9,9 barg                                             | - 6901 kW            |
| Détendeur se-<br>condaire 135 et sé-<br>parateur 140 | 30,0°C /<br>9,9 barg                                                   | 1) Gaz 150 : -3,0°C /<br>3,3 barg<br>2) Liquide 145 : 101,0 m³/h | -                    |
| Évaporateur 155                                      | Liquide : 101,0<br>m³/h                                                | -3,0°C /<br>3,3 barg                                             | 5526 kW              |
| Compresseur<br>principal 160                         | -3,0°C /<br>3,3 barg ;<br>Débit de gaz<br>calorifique :<br>35834 Nm³/h | 40,9°C /<br>9,9 barg                                             | 1180 kWe             |
| Nature du fluide : fluide calorifique : propane.     |                                                                        |                                                                  |                      |

[0149] On note que, dans l'évaporateur 155, un échange thermique est réalisé entre le fluide, par exemple de l'eau, présent dans le RCU et le liquide calorifique 145 du dispositif 100. Dans l'exemple 3, le RCU correspond à une source de chaleur de récupération 102. Autrement dit, le fluide présent dans le RCU réchauffe le liquide calorifique 145 qui s'évapore en gaz calorifique. Le fluide présent dans le RCU présente :

- en amont de l'évaporateur 155, une température égale à 35°C, et
- en aval de l'évaporateur 155, une température égale à 2°C. On note que la température de 2°C est prédéterminée pour éviter le gel de l'eau circulant dans le RCU.

[0150] Dans l'exemple 3, le tableau 11 résume la production d'électricité et la chaleur achetée lors de l'utilisation du dispositif 100 objet de l'invention et le dispositif de l'art antérieur précédemment cité :

[0151] [Tableaux11]

| Exemple 3<br>Dispositifs               | Production nette d'électricité                                                                                                                                         | Chaleur<br>achetée |
|----------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| Dispositif 100 objet<br>de l'invention | - Turbine de détente principale 105 : 5,5 MWe ;<br>- Alimentation électrique du compresseur<br>principal 160 : 1,2 MWe ;<br>- Production nette d'électricité : 4,3 MWe | 5,8 MW             |
| Dispositif de l'art<br>antérieur       | Turbine de détente principale : 2,8 MWe                                                                                                                                | 3,5 MW             |

[0152] On remarque, tout d'abord, que le dispositif 100 objet de l'invention utilisant comme source de chaleur de récupération 102 un RCU, permet de s'affranchir des contraintes précédemment citées dans le dispositif de l'art antérieur réalisant un transfert thermique avec un fluide d'un RCU. Les avantages sont les suivants :

- La quantité d'énergie récupérable au RCU augmente de 3,5 à 5,8 MW et la production nette d'électricité augmente de 2,8 à 4,3 MWe comparées au dispositif de l'art antérieur ; et
- la capacité de traitement de l'unité augmente de 300 000 à 600 000 Nm<sup>3</sup>/h et la production nette d'électricité augmente de 2,0 à 4,3 MWe comparées au dispositif 100 cité dans l'exemple 2 précédent.

[0153] Dans l'exemple 4, une détente de 35,0 KNm<sup>3</sup>/h de gaz naturel de 16 à 3,9 barg est réalisée. Le gaz naturel est réchauffé de 4°C à 75°C. Le dispositif 200 objet de l'invention est comparé à un dispositif de l'art antérieur.

[0154] Dans cet exemple, le dispositif de l'art antérieur comporte deux étages de détente. On note que le dispositif de l'art antérieur comporte les éléments suivants réalisant la détente étagée du gaz naturel :

- une première vanne de détente secondaire,
- une première turbine de détente principale,
- un premier échangeur thermique de l'art antérieur,
- une deuxième vanne de détente secondaire,
- une deuxième turbine de détente principale,
- un deuxième échangeur thermique de l'art antérieur et
- une troisième vanne de détente secondaire.

[0155] Dans le dispositif de l'art antérieur, le fluide calorifique réchauffant le gaz naturel, utilisé dans le premier échangeur thermique et le deuxième échangeur thermique, présente une température en amont et en aval de l'échange thermique respectivement égale à 7,5°C et 1,0°C.

[0156] Le tableau 12 détaille les conditions de pression et de température appliquées au gaz naturel utilisé dans le dispositif de l'art antérieur :

[0157] [Tableaux12]

| Exemple 4<br>Conditions                            | Amont                  | Aval                   |
|----------------------------------------------------|------------------------|------------------------|
| Première vanne de détente se-<br>condaire          | 5,0°C /<br>19,0 barg   | 4,5°C /<br>18,0 barg   |
| Première turbine de détente<br>principale          | 5,1°C /<br>17,9 barg   | -15,0°C /<br>12,7 barg |
| Premier échangeur thermique de<br>l'art antérieur  | -15,0°C /<br>12,7 barg | 6,5°C /<br>12,7 barg   |
| Deuxième vanne de détente se-<br>condaire          | 6,5°C /<br>12,7 barg   | 5,3°C /<br>10,5 barg   |
| Deuxième turbine de détente<br>principale          | 6,1°C /<br>10,4 barg   | -17,0°C /<br>6,9 barg  |
| Deuxième échangeur thermique<br>de l'art antérieur | -17,0°C /<br>6,9 barg  | 6,5°C /<br>6,8 barg    |
| Troisième vanne de détente se-<br>condaire         | 6,5°C /<br>6,8 barg    | 5,4°C /<br>4,9 barg    |
| Nature du fluide : gaz naturel.                    |                        |                        |

[0158] On note que le dispositif de l'art antérieur met en œuvre une détente en deux étages pour maintenir une température du gaz supérieure à -20°C afin d'éviter la température de formation d'hydrate.

[0159] Les tableaux 13 et 14 détaillent les conditions de pression et de température, appliquées au gaz naturel et au fluide calorifique dans le dispositif 200 :

[0160] [Tableaux13]

| Exemple 4<br>Conditions                | Amont                 | Aval                  | Énergie<br>consommée | Énergie<br>produite |
|----------------------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|---------------------|
| Deuxième<br>échangeur<br>thermique 231 | 4,0°C /<br>16,0 barg  | 36,7°C /<br>15,5 barg | 559 kW               | -                   |
| Premier échangeur<br>thermique 130     | 36,7°C /<br>15,5 barg | 73,2°C /<br>15,0 barg | 638 kW               | -                   |
| Détendeur<br>principal 105             | 73,2°C /<br>15,0 barg | 0,0°C /<br>3,9 barg   | -                    | 1103 kWe            |
| Nature du fluide : gaz naturel.        |                       |                       |                      |                     |

[0161] [Tableaux14]

| Exemple 4<br>Conditions                              | Amont                                                                   | Aval                                                         | Énergie<br>consommée |
|------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|----------------------|
| Premier échangeur<br>thermique 130                   | 95,5°C /<br>28,5 barg                                                   | 76,2°C /<br>28,5 barg                                        | -638 kW              |
| Deuxième<br>échangeur<br>thermique 231               | 76,2°C /<br>28,5 barg                                                   | 9,0°C /<br>28,5 barg                                         | -559 kW              |
| Détendeur se-<br>condaire 135 et sé-<br>parateur 140 | 9,0°C /<br>28,5 barg                                                    | 1) Gaz 150 : -4,0°C / 3,2 barg<br>2) Liquide 145 : 15,5 m³/h | -                    |
| Évaporateur 155                                      | Liquide :<br>15,5 m³/h                                                  | 4,0°C /<br>3,2 barg                                          | 891 kW               |
| Compresseur<br>principal 160                         | 4,0°C /<br>3,2 barg ;<br>Débit de gaz ca-<br>lorifiques : 4624<br>Nm³/h | 95,6°C /<br>28,5 barg                                        | 319 kWe              |
| Nature du fluide : fluide calorifique : propane.     |                                                                         |                                                              |                      |

[0162] Dans l'exemple 4, le tableau 15 résume la production d'électricité et la production de froid lors de l'utilisation d'un dispositif de l'art antérieur et du dispositif 200 objet de l'invention :

[0163] [Tableaux15]

| Exemple 4<br>Dispositifs               | Production nette d'électricité | Production de froid |
|----------------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| Dispositif de l'art<br>antérieur       | 558 kWe                        | 710 kWe             |
| Dispositif 200 objet<br>de l'invention | 784 kWe                        | 891 kW              |

[0164] On note que le dispositif 200 objet de l'invention présente les avantages supplémentaires suivants comparés au dispositif de l'art antérieur :

- la production nette d'électricité du dispositif 200 augmente de 40% et
- la production de froid du dispositif 200 augmente de 25% lorsque l'évaporateur 155 du dispositif 200 est couplé à un système thermodynamique secondaire générant un deuxième fluide calorifique froid utilisé comme une source froide.

[0165] De plus, les performances du dispositif 200 sont encore améliorées lorsque la température visée en sortie du détendeur augmente. Cette augmentation présente les avantages suivants :

- le gaz est réchauffé davantage avant sa détente nécessitant de récupérer plus de chaleur dans la source de chaleur. Cela constitue une plus-value pour le rendement global du procédé lorsque ces frigories sont valorisées ;
- la turbine récupère plus d'énergie avec un gaz plus chaud en amont et pour un même ratio de détente.

[0166] En contrepartie, l'augmentation de température du gaz implique une pression plus élevée en sortie compresseur et donc une augmentation de la consommation électrique du compresseur. Cependant, dans l'ensemble, les plus-values sont supérieures aux moins-values.

[0167] Dans l'exemple 4, le tableau 16 résume la production d'électricité et la production de froid lors de l'utilisation d'un dispositif de l'art antérieur et deux dispositifs 200 objets de l'invention présentant chacun une température en sortie de turbine égale à 0°C ou 15°C :

[0168] [Tableaux16]

| Exemple 4<br>Dispositifs                                                                              | Production nette<br>d'électricité | Production de<br>froid | Gain énergétique<br>total |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|------------------------|---------------------------|
| Dispositif de l'art<br>antérieur                                                                      | 558 kWe                           | 710 kW                 | 1268 kW                   |
| Dispositif 200 objet de<br>l'invention avec une tem-<br>pérature en sortie de<br>turbine égale à 0°C  | 784 kWe                           | 891 kW                 | 1675 kW                   |
| Dispositif 200 objet de<br>l'invention avec une tem-<br>pérature en sortie de<br>turbine égale à 15°C | 722 kWe                           | 1079 kW                | 1801 kW                   |

- [0169] On note qu'augmenter la température sortie de 0°C à 15°C améliore le gain du dispositif 200 objet de l'invention comparé au dispositif de l'art antérieur. De plus, le gain total d'énergie est égal à :
- +32% pour un dispositif 200 objet de l'invention avec une température en sortie de turbine égale à 0°C, et
  - +42% pour un dispositif 200 objet de l'invention avec une température en sortie de turbine égale à 15°C.
- [0170] Ainsi, le gain total d'énergie est augmenté pour un dispositif 200 avec une température en sortie de turbine égale à 15°C, comparé au dispositif 200 avec une température sortie turbine égale à 0°C. On note également qu'une production plus importante de froid est obtenue pour un dispositif 200 avec une température en sortie de turbine égale à 15°C.
- [0171] Dans des modes de réalisation (non représentés), le dispositif comporte, de plus, un automate d'adaptation. L'automate d'adaptation ajuste les conditions de fonctionnement du dispositif en fonction de la température du gaz à détendre.
- [0172] Par exemple, dans un réseau de transport, les conditions opératoires, telles que le débit, la pression et la température, sont soumises à de fortes variations journalières et saisonnières. Par exemple, la consommation de gaz est plus élevée en hiver avec des pics de consommation le matin et le soir. On note que ces débits élevés représentent un potentiel de valorisation important de l'énergie de détente. En hiver, la température du gaz peut descendre jusqu'à 5°C, ce qui augmente le besoin de chaleur avant une détente. À l'opposé, en été les consommations sont réduites avec des températures du gaz pouvant atteindre 25°C. Le besoin de réchauffage est plus faible mais le potentiel

de valorisation est également réduit du fait du faible débit.

[0173] Dans ces modes de réalisation, le dispositif s'adapte aux conditions opératoires avec un Automate Programmable Industriel (d'acronyme « API »). L'API est capable de fixer des consignes opératoires et d'ajuster des paramètres tels que :

- le débit de fluide calorifique,
- la pression de refoulement du compresseur et/ou
- la quantité de chaleur absorbée à l'évaporateur.

[0174] Dans ces modes de réalisation, les leviers d'actions de l'API sont, par exemple : la puissance du compresseur, le niveau de liquide dans l'évaporateur et le pourcentage d'ouverture du détendeur secondaire. Il est également possible d'installer une ligne de recirculation avec une vanne de régulation entre le refoulement du compresseur et l'entrée de l'évaporateur de façon à augmenter la plage de fonctionnement du dispositif. Ainsi le compresseur peut fonctionner à sa puissance la plus faible et seulement une partie du débit de fluide calorifique circule vers le réchauffeur de gaz naturel. L'autre partie tourne en rond entre le compresseur et l'évaporateur.

[0175] Ainsi, l'API ajuste notamment les variables opératoires à partir de consignes déterminées par un opérateur. Un niveau supplémentaire d'automatisme est donc intégré au dispositif pour optimiser le rendement global par une gestion automatique des consignes et de la configuration du système.

[0176] Dans ces conditions, l'optimisation va dépendre des bilans de production et de consommation mais aussi des tarifs d'achat et de vente des différentes utilités. De façon simplifiée, le tableau 17 résume les bénéfices et pertes du procédé pour deux cas : avec ou sans valorisation des frigories à l'évaporateur.

[0177] [Tableaux17]

| Bénéfices                                                                                                                                                                                             | Pertes                                           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| Avec valorisation des frigories à l'évaporateur                                                                                                                                                       |                                                  |
| Production turbine x tarif vente kWe                                                                                                                                                                  | Consommation compresseur x tarif achat kWe       |
| Production évaporateur x tarif vente kWt                                                                                                                                                              | Consommation des utilités x tarif achat utilités |
| Sans valorisation des frigories à l'évaporateur                                                                                                                                                       |                                                  |
| Production turbine x tarif vente kWe                                                                                                                                                                  | Consommation compresseur x tarif achat kWe       |
|                                                                                                                                                                                                       | Consommation des utilités x tarif achat utilités |
|                                                                                                                                                                                                       | Consommation évaporateur x tarif achat kWt*      |
| * Le tarif des calories à l'évaporateur peut être nul, par exemple si les calories sont prélevées depuis une source de chaleur fatale ou gratuite, par exemple depuis l'air ambiant ou depuis la mer. |                                                  |

- [0178] Dans des variantes, un calcul d'optimisation technico-économique réalisée par un automate de gestion permet d'orienter en temps réel les consignes opératoires vers un extrême ou un autre. Autrement dit, les consignes opératoires sont modifiées en temps réel. Cet automate prend également en considération les contraintes techniques et les paramètres des équipements, tels que le rendement compresseur en fonction du ratio de pression, la TMA liée à une température de formation d'hydrate en fonction de la teneur en eau et de la pression.
- [0179] Une variabilité des conditions opératoires sur le réseau de transport implique notamment une nécessité d'adaptation du dispositif de valorisation de l'énergie de détente. Cette adaptation est réalisée dans certains modes de réalisation, par exemple, par un API couplé optionnellement à un automate de gestion réalisant en temps réel des calculs technico-économiques, ajustant les consignes opératoires et modifiant la configuration du dispositif, par exemple en court-circuitant (ou dérivant, en anglais « by-pass ») le finisseur.
- [0180] On observe, sur la [Fig.8], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un septième mode de réalisation du dispositif 800 objet de l'invention.
- [0181] Dans des modes de réalisation, tels que celui représenté en [Fig.8], le dispositif 800 comporte, de plus, un échangeur thermique subsidiaire 801 disposé en aval du détendeur principal 105. On note que l'échangeur thermique subsidiaire 801 est configuré pour récupérer des frigories 104 provenant du gaz présent dans le deuxième réseau 115 et détendu par le détendeur principal 105. On note que l'échangeur thermique subsidiaire est également appelé finisseur. Par exemple, dans l'échangeur thermique subsidiaire 801, un fluide calorifique subsidiaire réchauffe le gaz détendu 115. Autrement dit, le fluide calorifique subsidiaire récupère les frigories 104 du gaz détendu. En récupérant ces frigories 104, le fluide calorifique subsidiaire devient un fluide frigorifique subsidiaire.
- [0182] Dans des modes de réalisation, l'échangeur thermique subsidiaire 801 du dispositif 800 transfère les frigories provenant du gaz détendu présent dans le deuxième réseau 115 vers un réseau de froid par l'intermédiaire, par exemple, du fluide frigorifique subsidiaire.
- [0183] Le graphique 900 représenté en [Fig.9] montre une étude de sensibilité de certains exemples du dispositif objet de l'invention en fonction de la température visée en sortie d'une turbine 105. Sur le graphique représenté en [Fig.9], l'axe des ordonnées correspond à la puissance en kilowatt (kW) et l'axe des abscisses correspond à la température en sortie de turbine en degrés Celsius (°C). Dans ces exemples, la source de chaleur est égale à 0°C. La production nette d'électricité et la production de frigories sont représentées en fonction de la température visée en sortie de la turbine de détente 105 couplée à une génératrice 101. On appelle « supérieur » tout ce qui est en haut en

[Fig.9] et « inférieur » tout ce qui est en bas dans cette [Fig.9]. Les termes « supérieur » et « inférieur » sont également utilisés pour une description relative de deux courbes afin de les distinguer.

[0184] On observe, en [Fig.9], que quatre exemples du dispositif, comportant les caractéristiques suivantes, sont comparés :

- sans booster et sans finisseur, assimilable à un mode de réalisation du dispositif 100 ;
- sans booster et avec finisseur, assimilable à un mode de réalisation du dispositif 800 ;
- avec booster et sans finisseur, assimilable à un mode de réalisation du dispositif 200 et
- avec booster et avec finisseur.

[0185] Les courbes suivantes sont représentées sur le graphique en [Fig.9] :

- la courbe avec des points 901 correspond au bilan froid pour un exemple du dispositif avec booster et avec finisseur ;
- la courbe supérieure en trait discontinu 902 correspond au bilan froid pour un exemple du dispositif avec booster et sans finisseur, assimilable à un mode de réalisation du dispositif 200 ;
- la courbe en alternance d'un trait suivi de deux points 903 correspond au bilan froid pour un exemple du dispositif sans booster et avec finisseur, assimilable à un mode de réalisation du dispositif 800 ;
- la courbe supérieure en trait plein 904 correspond au bilan froid pour un exemple du dispositif sans booster et sans finisseur, assimilable au dispositif 100 ;
- la courbe inférieure en trait discontinu 905 correspond au bilan électrique pour un exemple du dispositif avec booster et
- la courbe inférieure en trait continu 906 correspond au bilan électrique pour un exemple du dispositif sans booster.

[0186] D'après cette étude, le booster améliore significativement le bilan électrique. On note que cette amélioration est supérieure lorsque la température sortie turbine diminue. Cette étude montre également que pour maximiser la production de frigories, il est notamment nécessaire d'opérer à basse température avec un finisseur, au risque de s'approcher de la TMA. L'autre possibilité est d'opérer à haute température sans finisseur, mais au détriment de la production d'électricité.

[0187] Les modes de réalisation décrits ci-après sont compatibles avec tous les modes de réalisation décrits précédemment.

[0188] Dans des modes de réalisation optionnels, le compresseur principal 160 est un surpresseur pneumatique 1000 comportant un piston libre. Les modes de réalisation du compresseur principal 1000 avec un piston libre sont représentés en figures 10 à 17.

On rappelle que, dans un surpresseur à piston libre, le mouvement du piston répond uniquement à la pression du gaz, sans qu'une bielle l'actionne où le retienne. La personne du métier sait aisément remplacer ce piston libre par un surpresseur pneumatique à membranes, par exemple. Dans des variantes, le compresseur principal 160 est un surpresseur pneumatique à membranes.

[0189] On note que la description suivante associée aux modes de réalisation représentés en figures 10 à 15 mentionne le fonctionnement général d'un surpresseur 1000, ainsi que différentes variantes du surpresseur 1000. Ce fonctionnement et ces variantes sont applicables aux modes de réalisation des dispositifs 4000 et 5000 représentés respectivement en figures 16 et 17.

[0190] Dans ces modes de réalisation optionnels, tels que celui représenté en [Fig.10], lorsque le compresseur principal 160 est un surpresseur pneumatique 1000, le surpresseur permet, en récupérant l'énergie de détente d'un gaz, donc sans dépense d'énergie, de comprimer le fluide calorifique 125 injecté ensuite dans l'échangeur thermique 130, à proximité d'un réseau de gaz 1200 à la pression  $P_a$  et d'un réseau de gaz 1300 à la pression  $P_b$ , où  $P_a$  est supérieur à  $P_b$ .

[0191] Dans ces modes de réalisation optionnels, le gaz du réseau amont 1200 est prélevé par une première conduite 3100 jusqu'à une entrée 1800 d'une chambre de détente d'un surpresseur 3000 à piston libre 1100. Une fois le gaz détendu, il rejoint le réseau de gaz aval 1300 par l'intermédiaire d'une deuxième conduite 3200. Par le biais d'un clapet 1500 d'entrée du fluide calorifique 125 provenant d'un évaporateur 155 par une troisième conduite 3300, dans une chambre de compression 2300 du surpresseur 3000 et d'un clapet 1600 de sortie du fluide calorifique 125 comprimé dans une quatrième conduite 3400. On note que le fluide calorifique 125 est comprimé à une pression  $P_c$  supérieure à  $P_a$ . Le fluide calorifique 125 comprimé est ensuite injecté dans l'échangeur thermique 130.

[0192] Dans des modes de réalisation optionnels, tels que celui représenté en [Fig.10], des éléments sont ajoutés pour l'automatisation du fonctionnement du surpresseur. Par exemple, une vanne 3150 pilotée par un débitmètre et positionnée sur la première conduite 3100 contrôle le débit de gaz vers le piston libre 1100 et positionnée sur la première conduite 3100. On note qu'une telle vanne est configurée pour ajuster la puissance du piston libre 1100.

[0193] Dans des variantes, une ligne de recyclage du gaz calorifique 125 du surpresseur vers le système thermodynamique principal, 120, 220, 320, 420, 520, 620, 4020 ou 5020, est présente. Ainsi, lorsque la puissance délivrée par le piston libre est supérieure au besoin énergétique de la boucle thermodynamique suivie par le gaz calorifique 125, et réalisée par le système thermodynamique principal, 120, 220, 320, 420, 520, 620, 4020 ou 5020, un recyclage du gaz calorifique 125 est effectué. Par exemple, le recyclage du

gaz calorifique 125 est réalisé par réinjection du gaz calorifique 125 dans la conduite disposée entre l'évaporateur 155 et le surpresseur 3000.

- [0194] Deux modes de réalisation du surpresseur 3000 à piston libre sont décrits en regard de la [Fig.11] d'une part, et des figures 12 à 15, d'autre part.
- [0195] La [Fig.11] représente un surpresseur, c'est-à-dire un couple détenteur 7000, à gauche, et compresseur 7200, à droite, à piston libre. Le détenteur 7000 comporte une chambre 7500 munie d'une entrée de gaz à haute pression provenant de la première conduite 3100 et une sortie de gaz à basse pression dans la deuxième conduite 3200. Dans la chambre 7500, un piston de détente 7400 est mis en mouvement par la pression du gaz et transmet cette pression, par l'intermédiaire d'un arbre 7600 à un piston de compression 7700 qui comprime le fluide calorifique 125 dans une deuxième chambre 7800. L'ensemble des pistons 7400 et 7700 et de l'arbre 7600 constitue un piston libre.
- [0196] Des clapets 1500 et 1600 assurent l'étanchéité et le sens de déplacement du fluide calorifique 125 depuis la troisième conduite 3300 d'entrée de fluide calorifique 125 gazeux à basse pression jusqu'à la quatrième conduite 3400 de sortie de fluide calorifique 125 gazeux à haute pression. Le système de commande de l'entrée de gaz dans la chambre 7500 et de sortie de gaz de la chambre 7500 n'est pas décrit ici, étant bien connu de la personne du métier.
- [0197] Ainsi, un piston libre est mis en déplacement dans une première chambre 7500 par le gaz et comprime le fluide calorifique 125 dans une deuxième chambre 7800. On note que l'entraînement du compresseur par une turbine se fait avec des pertes mécaniques très limitées. On note que la pression du fluide en sortie du compresseur peut être plus élevée que la pression du gaz en entrée du poste de détente, en fonction du ratio des surfaces des pistons 7400 et 7700.
- [0198] En variante, le piston libre est remplacé par des membranes, similairement aux surpresseurs à membranes connus de la personne du métier.
- [0199] Dans des modes de réalisation, tels que ceux représentés en figures 12 à 15, le piston libre 1100 du supprimeur est à ouverture traversante 2400. Les flèches en traits discontinus représentent les mouvements de gaz. La flèche en traits continus représente les mouvements du piston libre 1100.
- [0200] Dans ces modes de réalisation, le piston libre 1100 comporte une tête de détente 2000 et une tête de compression 2200 reliées par un arbre. Une ouverture traversante 2400 débouche d'une part, dans la tête de détente 2000 du côté opposé à la tête de compression 2200 et, d'autre part, dans une paroi latérale de l'arbre. La première conduite de gaz 3100 débouche dans la partie 2100 de la chambre de détente 1700 en regard de l'arbre. En conséquence, l'embouchure de l'ouverture traversante 2400 ne se trouve dans la partie 2100 que lorsque le volume libre de la chambre de compression

2300 est maximum. La sortie de la chambre de détente 1700 à laquelle est reliée la deuxième conduite 3200 se trouve sur une face latérale de la chambre de détente 1700 et n'est obstruée par la tête de détente 2000 que lorsque l'ouverture traversante 2400 ne débouche pas dans la partie 2100 de la chambre de détente 1700. Plus particulièrement, la sortie de la chambre de détente 1700 est obstruée par la tête de détente 2000 sauf dans la position du piston libre où le volume libre de la chambre de compression 2300 est minimal.

[0201] Dans ces modes de réalisation, au début du cycle de fonctionnement du surpresseur, comme représenté en [Fig.12], le volume libre de la chambre de compression est intermédiaire entre ses valeurs extrêmes. La pression dans la partie 1700 de la chambre de détente opposée à la chambre de compression 2300 est à la valeur  $P_b$  du réseau aval 3200. Le gaz provenant de la première conduite 3100 pénètre dans la partie intermédiaire 2100 de la chambre de détente, à une pression  $P_a$ . Le ratio des pressions  $P_a/P_b$  est supérieur au ratio des surfaces de la tête de détente 2000 dans la partie 1700 et dans la partie 2100. Le piston libre 1100 se déplace donc vers la gauche, comme illustré en [Fig.13]. Ce mouvement du piston libre 1100 entraîne l'aspiration de fluide calorifique 125 gazeux provenant de la troisième conduite 3300 à travers le clapet d'entrée 1500. Lorsque le volume libre de la chambre de compression 2300 est maximal, l'ouverture traversante 2400 débouche sur la partie 2100 de la chambre de détente et le gaz provenant de la première conduite 3100 traverse la tête de détente. La pression dans la partie 1700 de la chambre de détente atteint alors  $P_a$ , ce qui provoque le mouvement du piston libre 1100 vers la chambre de compression 2300, comme illustré en [Fig.14]. Ce mouvement obstrue l'ouverture traversante 2400 et comprime le fluide calorifique 125 gazeux présent dans la chambre de compression 2300. Le fluide calorifique 125 gazeux comprimé traverse le clapet de sortie 1600 puis la quatrième conduite 3400. Lorsque le volume libre de la chambre de compression 2300 est minimal, la partie 1700 de la chambre de détente est pneumatiquement reliée à la deuxième conduite 3200, comme illustré en [Fig.15]. À la suite de l'augmentation du volume de la partie 1700, la pression dans la partie 1700 de la chambre de détente chute pour atteindre la valeur  $P_b$ . Le cycle recommence alors.

[0202] Comme on le comprend à la lecture de ce qui précède, ce surpresseur à piston libre 1100 fonctionne sans partie mobile externe et tant qu'il y a une différence de pression suffisante entre la première conduite et la deuxième conduite.

[0203] On observe, sur la [Fig.16], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un huitième mode de réalisation du dispositif 4000 objet de l'invention.

[0204] Dans des modes de réalisation, tels que celui représenté en [Fig.16], le système thermodynamique 4020 du dispositif 4000 comporte un surpresseur 3000 à piston libre 1100. Le surpresseur 3000 à piston libre 1100 présente une chambre de compression

2300 assimilable au compresseur principal 160.

- [0205] On note, en [Fig.16], qu'un fluide calorifique gazeux 125 à comprimer en aval de l'évaporateur est injecté au surpresseur 3000. L'injection du gaz calorifique 125 à comprimer est réalisée par l'utilisation d'une entrée 1500. Par exemple, l'entrée 1500 du gaz calorifique 125 à comprimer est munie d'un clapet. Autrement dit, le gaz calorifique 125 à comprimer est injecté dans la chambre de compression 2300 par l'intermédiaire de l'entrée 1500.
- [0206] On observe, en [Fig.16], que le gaz calorifique 125 comprimé dans la chambre de compression 2300 est injecté dans un réseau 3400 de gaz calorifique 125 comprimé. Le réseau 3400 de gaz calorifique 125 comprimé est disposé en amont de l'échangeur thermique principal 130. On note également que le gaz calorifique 125 comprimé circulant dans le réseau 3400 présente des caractéristiques similaires au gaz calorifique 125 précédemment décrit. L'injection du gaz calorifique 125 comprimé dans le réseau 3400 est réalisée par l'utilisation d'une sortie 1600 de gaz calorifique 125 comprimé. Autrement dit, le gaz calorifique 125 comprimé est évacué depuis la chambre de compression 2300 vers le réseau 3400 de gaz calorifique 125 comprimé par l'intermédiaire d'une sortie 1600.
- [0207] On note, en [Fig.16], que le réseau de gaz naturel 1200 est un réseau de gaz naturel réchauffé en aval de l'échangeur thermique 130. On observe que le réseau de gaz réchauffé 1200 est un réseau de gaz dit « annexe » au réseau de gaz réchauffé en amont de la turbine 105. Ce réseau annexe de gaz naturel 1200 est obtenu, par exemple, par un séparateur (non représenté) de flux disposé en aval de l'échangeur thermique 130. Le gaz naturel réchauffé du réseau 1200 subit une détente annexe en étant injecté dans la chambre 1700 de détente annexe du surpresseur 3000 par une entrée 1800.
- [0208] On note, en [Fig.16], que le réseau de gaz naturel 1300 est un réseau de gaz naturel ayant subi une détente annexe dans la chambre de détente annexe 1700 du surpresseur 3000. Le gaz naturel détendu est injecté dans le réseau 1300 par une sortie 1900 de la chambre de détente 1700.
- [0209] Ainsi, l'énergie de détente annexe du gaz naturel est transférée en intégralité au piston réalisant la compression du gaz calorifique 125 dans la chambre de compression 2300 permettant donc un transfert d'énergie optimal et efficace.
- [0210] On note, en [Fig.16], que le gaz naturel détendu circulant dans le réseau 1300 est injecté dans le deuxième réseau 115. Par exemple, le deuxième réseau 115 est un réseau de distribution de gaz naturel. Dans des variantes (non représentées), le gaz naturel détendu circulant dans le réseau 1300 subit d'autres transformations thermodynamiques avant injection dans le deuxième réseau 115. Dans d'autres variantes (non représentées), le gaz naturel détendu circulant dans le réseau 1300 n'est pas injecté dans le deuxième réseau 115.

- [0211] De plus, on observe, en [Fig.16], que le dispositif 4000 comporte un détendeur principal 105 entre un premier réseau de gaz 110 à une première pression et un deuxième réseau de gaz 115 à une deuxième pression inférieure à la première pression. On note également que le détendeur principal 105 est une turbine couplée à une génératrice 101 produisant une énergie électrique.
- [0212] On observe, sur la [Fig.17], qui n'est pas à l'échelle, une vue schématique d'un neuvième mode de réalisation du dispositif 5000 objet de l'invention.
- [0213] Dans des modes de réalisation, tels que celui représenté en [Fig.17], le système thermodynamique 5020 du dispositif 5000 comporte un surpresseur 3000 à piston libre 1100. Le surpresseur 3000 à piston libre 1100 présente :
- une chambre de compression 2300 assimilable au compresseur principal 160 et
  - une chambre de détente 1700 assimilable au détendeur principal 105 et étant une turbine couplée à une génératrice 101 produisant une énergie électrique.
- [0214] On note, en [Fig.17], qu'un réseau 3300 de gaz calorifique 125 à comprimer en aval de l'évaporateur 155 est injecté au surpresseur 3000. L'injection du gaz calorifique 125 à comprimer dans le surpresseur 3000 est réalisée par l'utilisation d'une entrée 1500. Par exemple, l'entrée 1500 du gaz calorifique 125 à comprimer est munie d'un clapet. Autrement dit, le gaz calorifique 125 à comprimer circulant dans le réseau 3300 est injecté dans la chambre de compression 2300 par l'intermédiaire de l'entrée 1500.
- [0215] On observe, en [Fig.17], que le gaz calorifique 125 comprimé dans la chambre de compression 2300 est injecté dans un réseau 3400 de gaz calorifique 125 comprimé. Le réseau 3400 de gaz calorifique 125 comprimé est disposé en amont de l'échangeur thermique 130. On note également que le gaz calorifique 125 circulant dans le réseau 3400 présente des caractéristiques similaires au gaz calorifique 125 précédemment décrit. L'injection du gaz calorifique 125 comprimé dans le réseau 3400 est réalisée par l'utilisation d'une sortie 1600 de gaz calorifique comprimé. Autrement dit, le gaz calorifique 125 comprimé est évacué depuis la chambre de compression 2300 vers le réseau 3400 de gaz calorifique 125 comprimé par l'intermédiaire d'une sortie 1600.
- [0216] On note, en [Fig.17], que le réseau de gaz naturel 1200 est un réseau de gaz naturel réchauffé en aval de l'échangeur thermique 130. Le gaz naturel réchauffé du réseau 1200 subit une détente principale dans la chambre de détente 1700 du surpresseur 3000. Le gaz naturel réchauffé circulant dans le réseau 1200 est injecté dans la chambre de détente 1700 par une entrée 1800. On note, en [Fig.17], que le réseau de gaz naturel 1300 est assimilable à un deuxième réseau de gaz naturel 115. Par exemple, le deuxième réseau 115 est un réseau de distribution de gaz naturel. Le gaz naturel détendu est injecté dans le réseau 1300 par une sortie 1900 de la chambre de détente 1700.
- [0217] On observe, en [Fig.17], que la chambre de détente 1700 est une turbine couplée à

une génératrice 101 produisant une énergie électrique. Autrement dit, une partie de l'énergie de détente du gaz naturel générée dans la chambre de détente 1700 est convertie en énergie électrique grâce à l'utilisation d'une génératrice 101.

[0218] Ainsi, l'utilisation du surpresseur 3000 dans le dispositif 5000 permet de réaliser une compression du gaz calorifique 125 et de générer une énergie électrique.

[0219] On note que les modes de réalisation décrits précédemment pour le compresseur principal 160 sont également transposables au compresseur secondaire 661 du dispositif 600 et au compresseur auxiliaire 361 du dispositif 300.

## Revendications

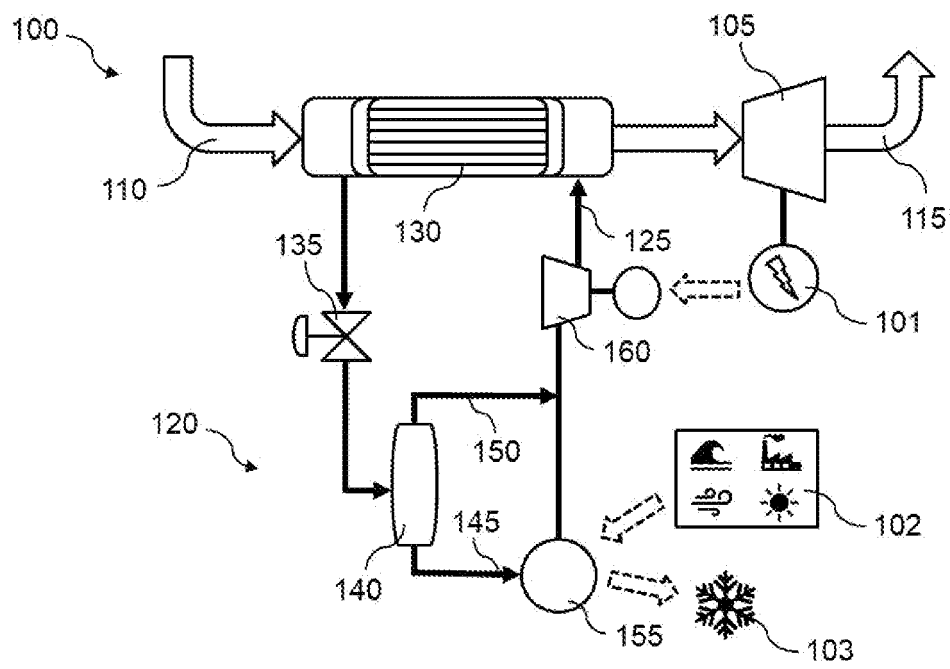
- [Revendication 1] Dispositif (100, 200, 300, 400, 500, 600, 800, 4000, 5000) de détente d'un gaz, qui comporte au moins un détendeur principal (105) entre un premier réseau de gaz (110) à une première pression et un deuxième réseau de gaz (115) à une deuxième pression inférieure à la première pression, caractérisé en ce qu'il comporte au moins un système thermodynamique principal (120, 220, 320, 420, 520, 620, 4020, 5020), utilisant un fluide calorifique (125) pour réchauffer le gaz à détendre en amont du détendeur principal, comportant :
- un échangeur thermique (130) entre le fluide calorifique et le gaz à détendre, configuré pour réchauffer le gaz à détendre,
  - un détendeur secondaire (135) en aval de l'échangeur thermique, qui détend le fluide calorifique,
  - un séparateur (140) disposé en aval du détendeur secondaire, qui sépare le flux de fluide calorifique en un flux de liquide calorifique (145) et un flux de gaz calorifique (150),
  - un évaporateur (155) disposé en aval du séparateur, configuré pour évaporer le liquide calorifique en gaz calorifique et
  - au moins un compresseur principal (160), disposé en aval de l'évaporateur et en amont de l'échangeur thermique, configuré pour comprimer le gaz calorifique issu directement du séparateur et/ou issu de l'évaporateur.
- [Revendication 2] Dispositif (100, 300, 200, 400, 500, 600, 800, 4000, 5000) selon la revendication 1, dans lequel le détendeur principal (105) est une turbine couplée à une génératrice (101) produisant une énergie électrique.
- [Revendication 3] Dispositif (100, 300, 200, 400, 500, 600, 800) selon la revendication 2, dans lequel le compresseur principal (160) est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice (101).
- [Revendication 4] Dispositif (100, 300, 200, 400, 500, 600, 800, 4000, 5000) selon l'une des revendications 1 à 3, dans lequel l'évaporateur (155, 356) est alimenté, au moins en partie, par une source de chaleur de récupération (102).
- [Revendication 5] Dispositif (200) selon l'une des revendications 1 à 4, dans lequel le système thermodynamique principal (220) comporte, de plus, un deuxième échangeur thermique (231) disposé en aval du premier échangeur (130), entre le fluide calorifique (125) en sortie du premier échangeur et le gaz à détendre du premier réseau de gaz (110), pré-

- réchauffant le gaz à détendre et sous-refroidissant le fluide calorifique.
- [Revendication 6] Dispositif (500) selon l'une des revendications 1 à 5, dans lequel le détenteur secondaire (135) est une turbine de détente couplée au compresseur principal (160).
- [Revendication 7] Dispositif (600) selon l'une des revendications 1 à 6, dans lequel le système thermodynamique principal (620) comporte, de plus, un compresseur secondaire (661) pré-comprimant le gaz calorifique en amont de l'évaporateur (155), l'évaporateur en amont de l'injection dans le compresseur principal (160) étant configuré pour réaliser un échange thermique et refroidir le gaz calorifique pré-comprimé.
- [Revendication 8] Dispositif (100, 200, 300, 400, 500, 600, 800, 4000, 5000) selon l'une des revendications 1 à 7, qui comporte, de plus, un système thermodynamique secondaire (321) utilisant un deuxième fluide calorifique (326), comportant un moyen de transfert thermique configuré pour réaliser un échange thermique dans l'évaporateur (155) entre le deuxième fluide calorifique et le liquide calorifique (145) à évaporer.
- [Revendication 9] Dispositif (100, 200, 300, 400, 500, 600, 800, 4000, 5000) selon la revendication 8, dans lequel le système thermodynamique secondaire (321) produit le deuxième fluide calorifique froid (326) utilisé comme une source froide (103).
- [Revendication 10] Dispositif (300) selon l'une des revendications 2 ou 3 et l'une des revendications 8 ou 9, dans lequel le système thermodynamique secondaire (321) est alimenté, au moins en partie, par l'énergie électrique produite par la génératrice (101).
- [Revendication 11] Dispositif (800) selon l'une des revendications 1 à 10, qui comporte, de plus, un échangeur thermique subsidiaire (801) disposé en aval du détenteur principal (105), configuré pour récupérer des frigories (104) provenant du gaz détendu par le détenteur principal (105).
- [Revendication 12] Procédé (700) de détente d'un gaz, qui comporte au moins une étape de détente principale (730) entre un premier réseau de gaz à une première pression et un deuxième réseau de gaz à une deuxième pression inférieure à la première pression, caractérisé en ce qu'il comporte, en amont de l'étape de détente principale :
- une étape d'échange thermique (725) entre un fluide calorifique comprimé et le gaz à détendre qui réchauffe le gaz à détendre,
  - une étape de détente secondaire (705) du fluide calorifique refroidi en sortie de l'étape d'échange thermique,
  - une étape de séparation (710) du flux de fluide calorifique, en sortie de

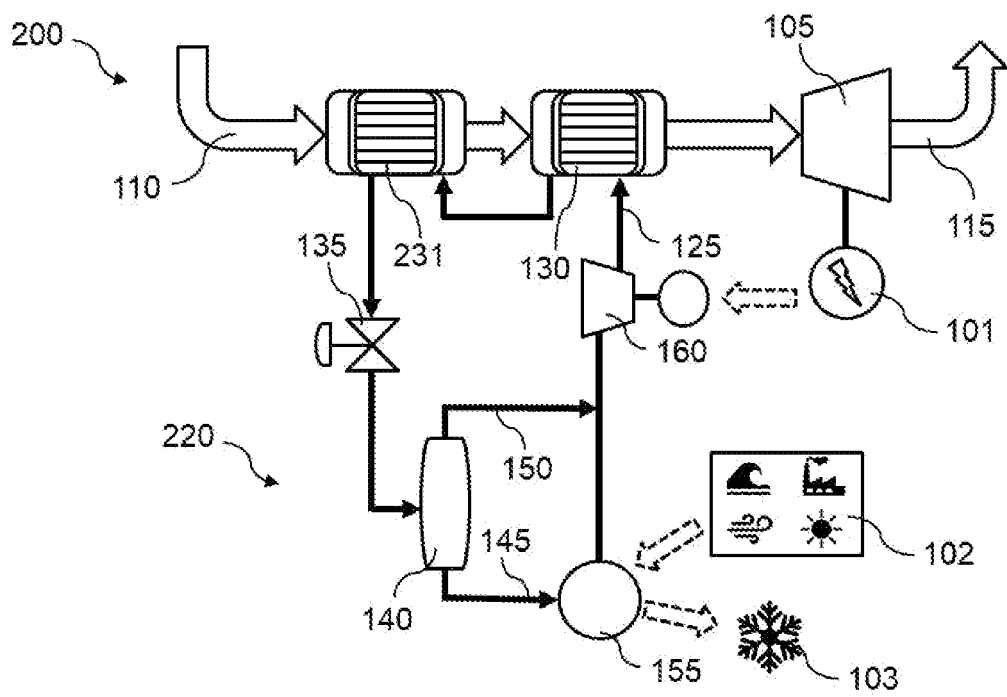
l'étape de détente secondaire, en un flux de liquide calorifique et un flux de gaz calorifique,

- une étape d'évaporation (715) du flux de liquide calorifique et
- une étape de compression (720) qui comprime le gaz calorifique en sortie de l'étape de séparation et/ou en sortie de l'étape d'évaporation et qui forme le fluide calorifique comprimé.

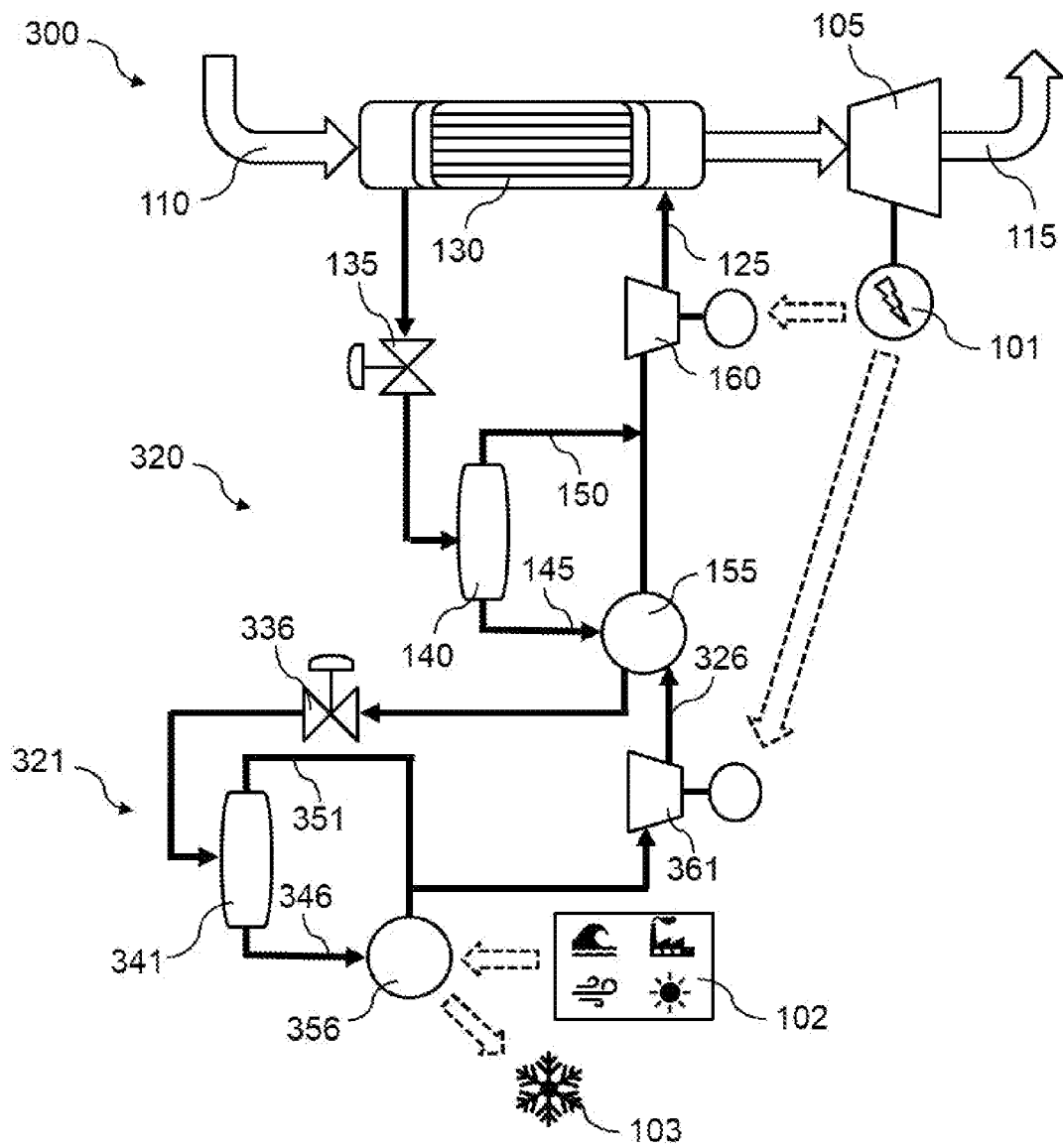
[Fig. 1]



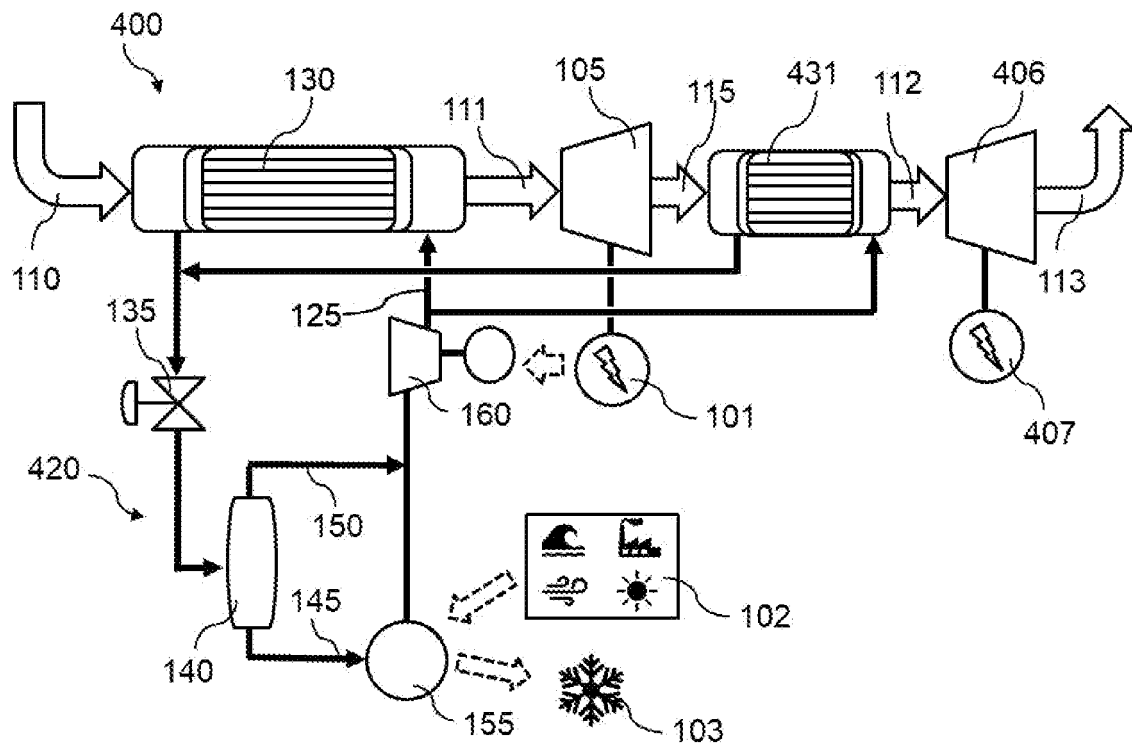
[Fig. 2]



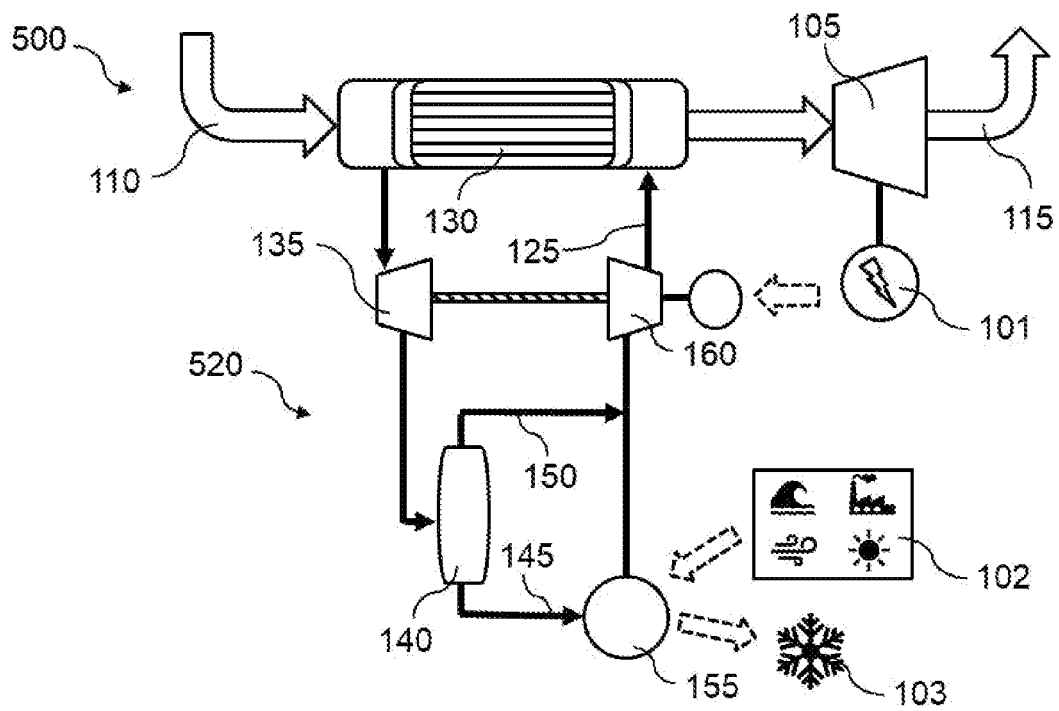
[Fig. 3]



[Fig. 4]

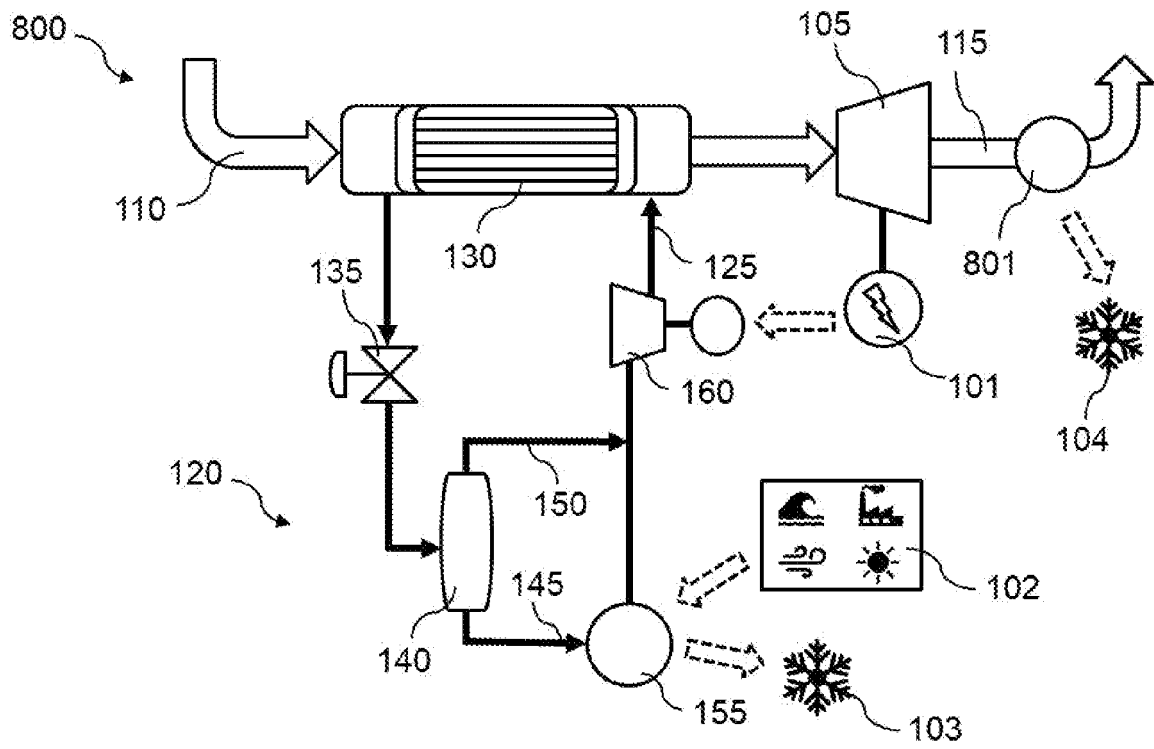


[Fig. 5]

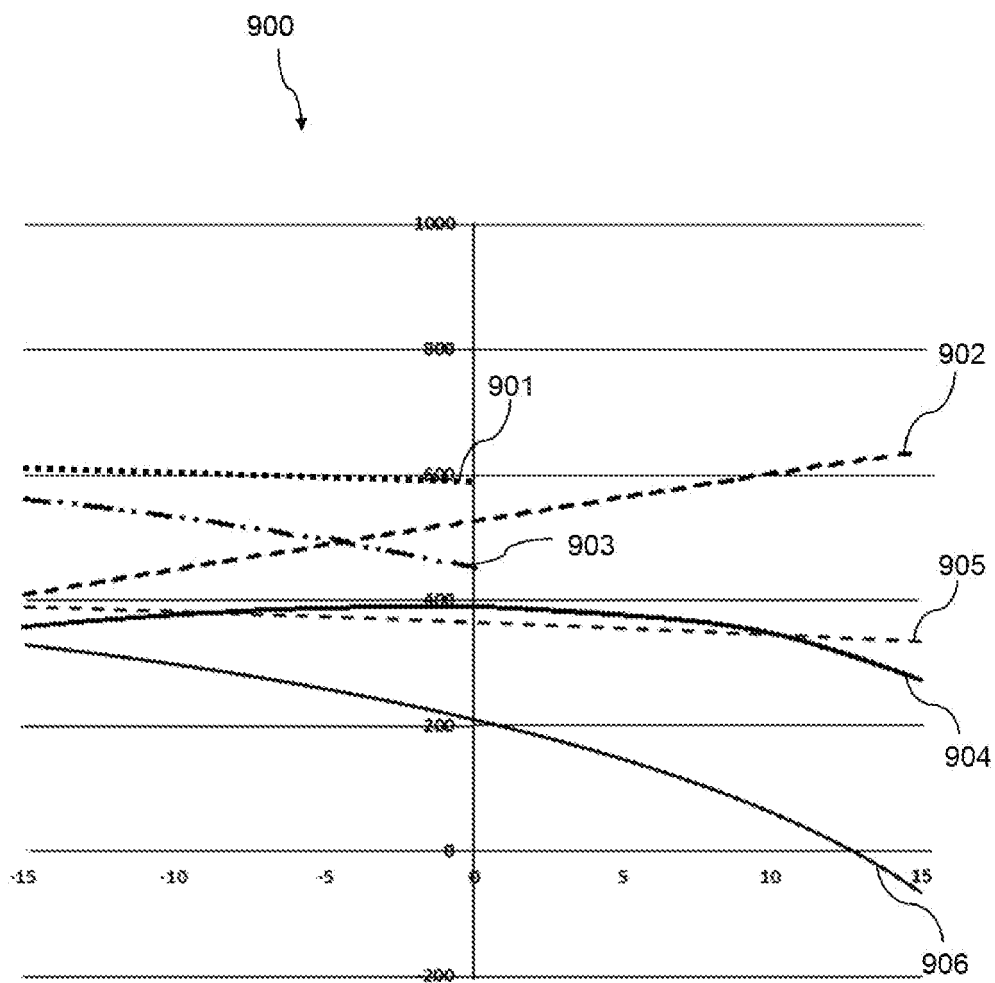




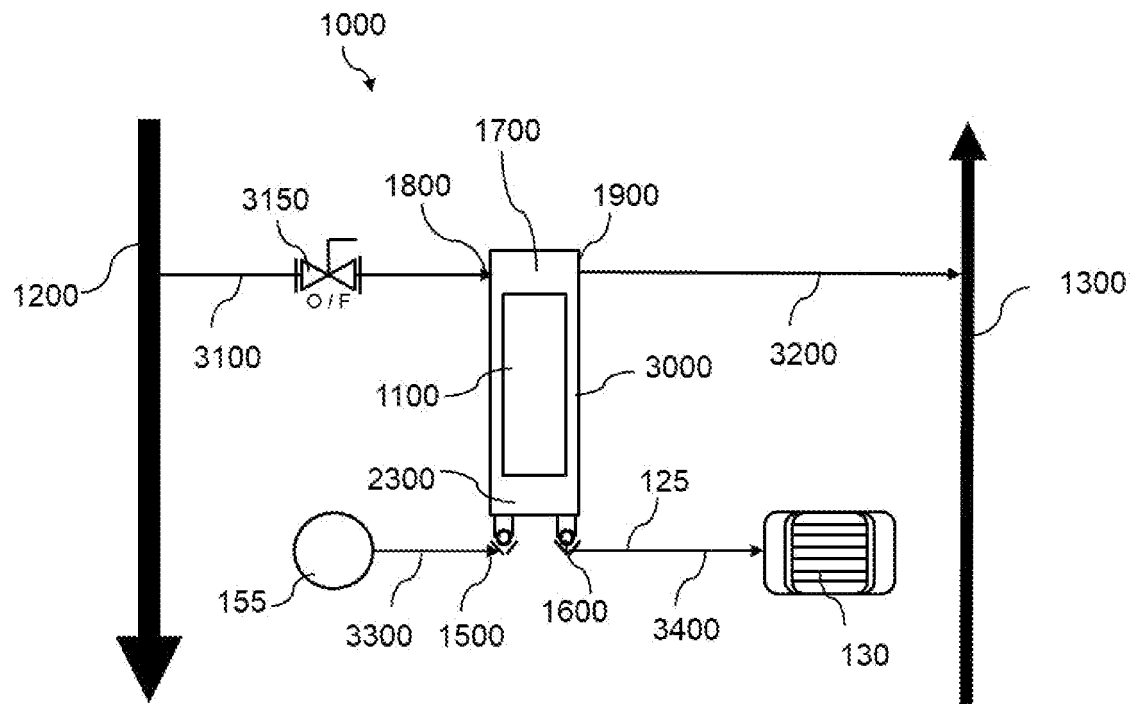
[Fig. 8]



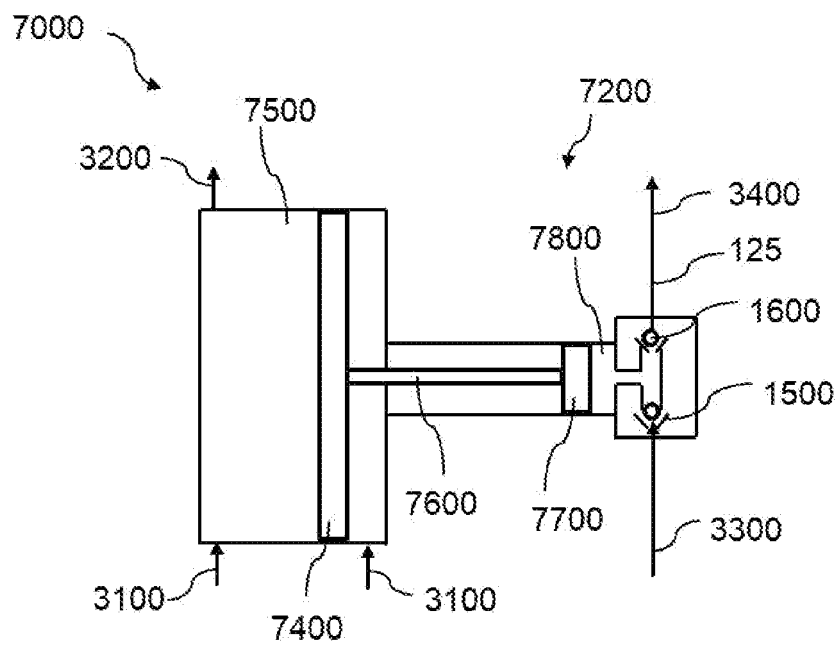
[Fig. 9]



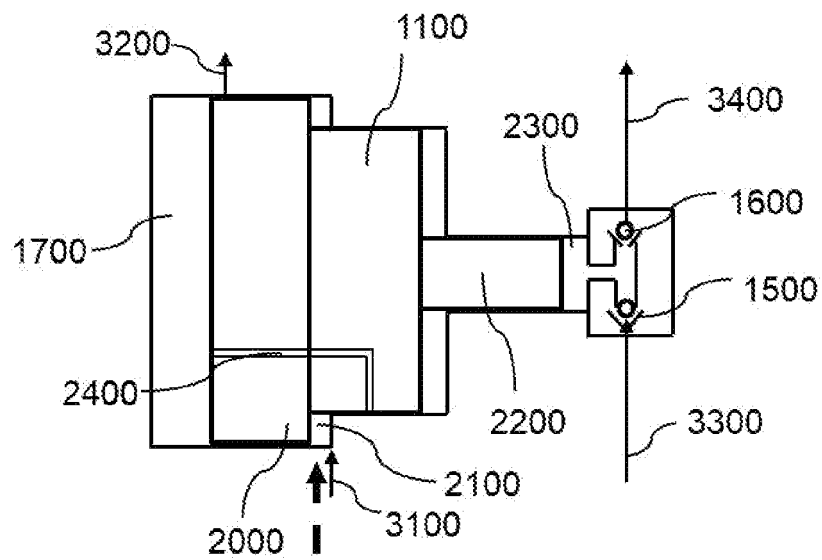
[Fig. 10]



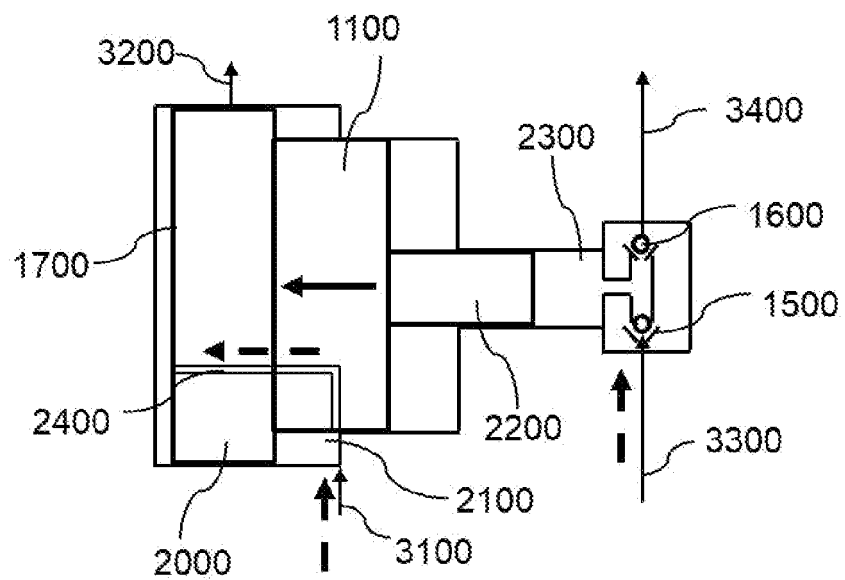
[Fig. 11]



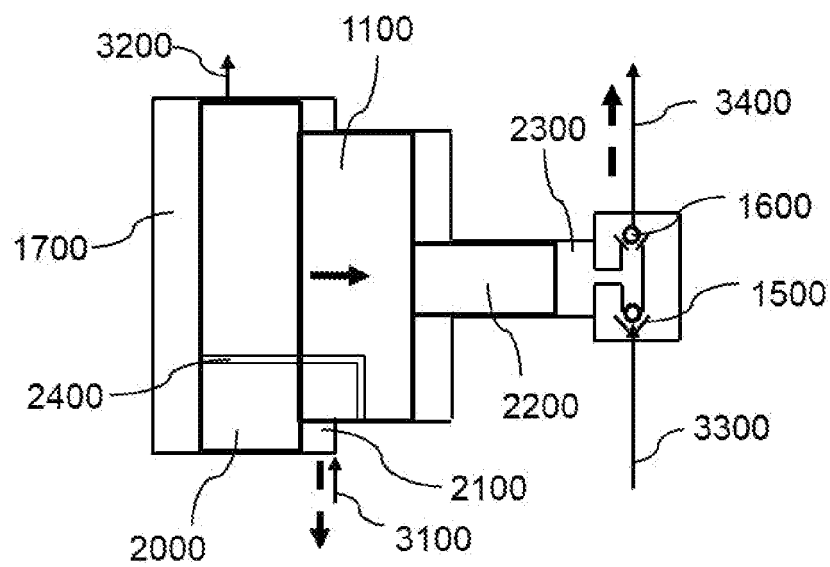
[Fig. 12]



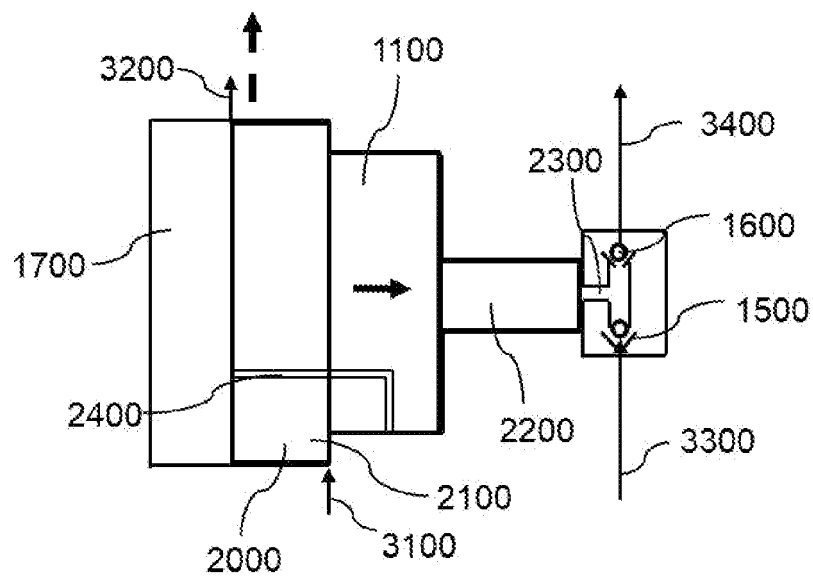
[Fig. 13]



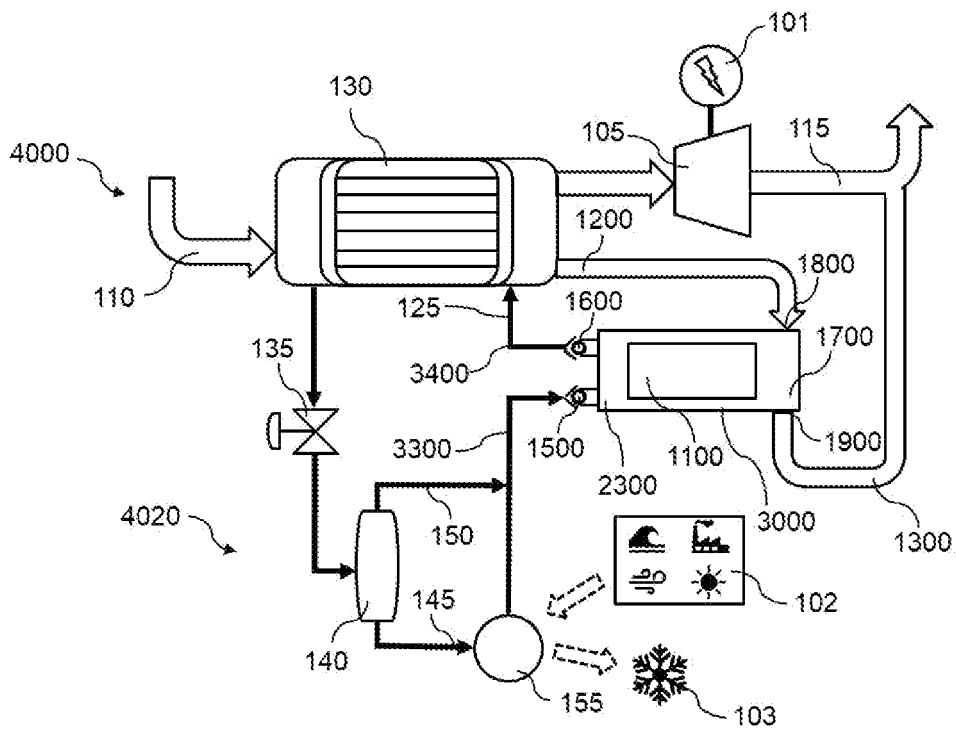
[Fig. 14]



[Fig. 15]



[Fig. 16]





## RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE

établi sur la base des dernières revendications  
déposées avant le commencement de la recherche

N° d'enregistrement  
national

**FA 902791**  
**FR 2200300**

| DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS                                                                                                                                                                                               |                                                                                                                                                                     | Revendication(s)<br>concernée(s)                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | Classement attribué<br>à l'invention par l'INPI |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| Catégorie                                                                                                                                                                                                                           | Citation du document avec indication, en cas de besoin,<br>des parties pertinentes                                                                                  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |                                                 |
| <b>X</b>                                                                                                                                                                                                                            | <b>EP 2 751 500 A1 (CARRIER CORP [US])</b><br><b>9 juillet 2014 (2014-07-09)</b><br><b>* alinéas [0010] - [0031]; figures 1-4 *</b><br>-----                        | <b>1-12</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | <b>F25B41/30</b><br><b>F17D1/04</b>             |
| <b>A</b>                                                                                                                                                                                                                            | <b>WO 2006/094969 A1 (SHELL INT RESEARCH [NL]; KAART SANDER [NL])</b><br><b>14 septembre 2006 (2006-09-14)</b><br><b>* page 6 - page 11; figures 1-7 *</b><br>----- | <b>1-12</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                                 |
| <b>A</b>                                                                                                                                                                                                                            | <b>US 2009/133431 A1 (NAKAZEKI TSUGITO [JP] ET AL)</b><br><b>28 mai 2009 (2009-05-28)</b><br><b>* alinéas [0045] - [0049]; figure 1 *</b><br>-----                  | <b>1-12</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                                 |
|                                                                                                                                                                                                                                     |                                                                                                                                                                     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | <b>DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC)</b>     |
|                                                                                                                                                                                                                                     |                                                                                                                                                                     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | <b>F25B</b>                                     |
| Date d'achèvement de la recherche                                                                                                                                                                                                   |                                                                                                                                                                     | Examineur                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |                                                 |
| <b>11 août 2022</b>                                                                                                                                                                                                                 |                                                                                                                                                                     | <b>Amous, Moez</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |                                                 |
| CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS                                                                                                                                                                                                       |                                                                                                                                                                     | T : théorie ou principe à la base de l'invention<br>E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure.<br>D : cité dans la demande<br>L : cité pour d'autres raisons<br>.....<br>& : membre de la même famille, document correspondant |                                                 |
| X : particulièrement pertinent à lui seul<br>Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie<br>A : arrière-plan technologique<br>O : divulgation non-écrite<br>P : document intercalaire |                                                                                                                                                                     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |                                                 |

# **ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE** **RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 2200300 FA 902791**

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche préliminaire visé ci-dessus.  
 Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du **11-08-2022**  
 Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets, ni de l'Administration française

| Document brevet cité<br>au rapport de recherche |           | Date de<br>publication | Membre(s) de la<br>famille de brevet(s) | Date de<br>publication |
|-------------------------------------------------|-----------|------------------------|-----------------------------------------|------------------------|
| <b>EP 2751500</b>                               | <b>A1</b> | <b>09-07-2014</b>      | <b>AUCUN</b>                            |                        |
| <hr/>                                           |           |                        |                                         |                        |
| <b>WO 2006094969</b>                            | <b>A1</b> | <b>14-09-2006</b>      | <b>AU 2006222005 A1</b>                 | <b>14-09-2006</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>EP 1864064 A1</b>                    | <b>12-12-2007</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>US 2008173043 A1</b>                 | <b>24-07-2008</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>WO 2006094969 A1</b>                 | <b>14-09-2006</b>      |
| <hr/>                                           |           |                        |                                         |                        |
| <b>US 2009133431</b>                            | <b>A1</b> | <b>28-05-2009</b>      | <b>CN 101248316 A</b>                   | <b>20-08-2008</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>JP 4812367 B2</b>                    | <b>09-11-2011</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>JP 2007057143 A</b>                  | <b>08-03-2007</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>KR 20080029009 A</b>                 | <b>02-04-2008</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>US 2009133431 A1</b>                 | <b>28-05-2009</b>      |
|                                                 |           |                        | <b>WO 2007023835 A1</b>                 | <b>01-03-2007</b>      |
| <hr/>                                           |           |                        |                                         |                        |