



(51) Classification internationale des brevets :
F02C 7/143 (2006.01) F25B 7/00 (2006.01)

(21) Numéro de la demande internationale :
PCT/EP2014/052105

(22) Date de dépôt international :
4 février 2014 (04.02.2014)

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :
1350936 4 février 2013 (04.02.2013) FR

(71) Déposant : DALKIA FRANCE [FR/FR]; 37 avenue du
Maréchal de Lattre de Tassigny, F-59350 Saint André
(FR).

(72) Inventeurs : SAIKALY, Khalil; 12 rue Pasteur, F-78711
Mantes La Ville (FR). LAULAN, Benjamin; 19 rue de
Strasbourg, F-78200 Mantes La Jolie (FR). MENARD,
Damien; 3 rue Fernand Mauviard, F-27120 Aigleville
(FR). THOREL, Delphine; 3bis rue Jean-Baptiste Lebon,
F-92000 Nanterre (FR). KACHROUDI, Sofiene; 53 rue
de la Glacière, F-75013 Paris (FR).

(74) Mandataires : INTES, Didier et al.; Cabinet Beau de Lo-
ménie, 158 rue de l'Université, F-75340 Paris Cedex 07
(FR).

(81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre
de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM,
AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,
DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA,
SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM,
ZW.

(84) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre
de protection régionale disponible) : ARIPO (BW, GH,
GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ,
UG, ZM, ZW), eurasién (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ,
TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK,
EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM,
TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW,
KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Suite sur la page suivante]

(54) Title : FACILITY WITH A GAS TURBINE AND METHOD FOR REGULATING SAID FACILITY

(54) Titre : INSTALLATION A TURBINE A GAZ ET PROCEDE DE REGULATION DE LADITE INSTALLATION.

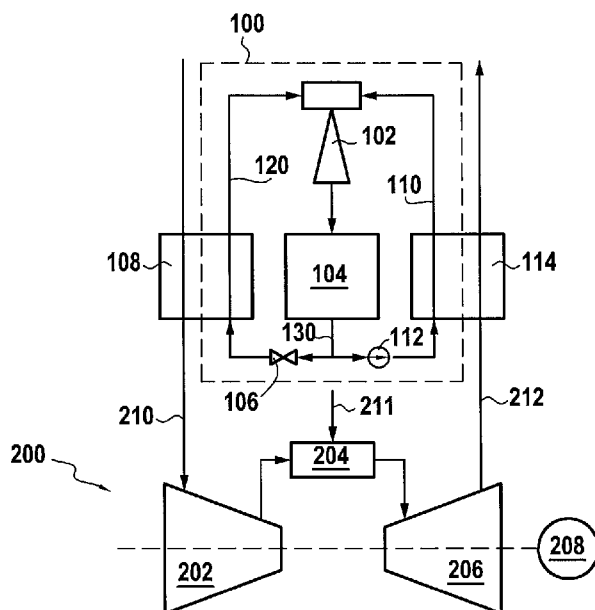


FIG.1

(57) Abstract : The invention concerns a facility with a gas turbine, comprising: - a refrigerating machine (100) comprising: ° a high-pressure circuit (110) with a generator (114) supplied by a pump (112) and subjected to a heat source, ° a low-pressure circuit (120) with an evaporator (108) supplied by an expansion member (106) and forming a first cold source, ° an intermediate-pressure circuit (130) with an ejector (102) and a condenser (104) positioned downstream from said ejector (102), - a gas turbine (200) with a compressor (202), in which the air supply conduit (210) of the compressor is subjected to a cold source and the exhaust gas conduit (212) belongs to said heat source. Application to the production of electricity by stationary co-generation.

(57) Abrégé : L'invention concerne une installation avec turbine à gaz, comportant : - une machine frigorifique (100) comprenant : ° un circuit de haute pression (110) avec un générateur (114) alimenté par une pompe (112) et soumis à une source de chaleur, ° un circuit de basse pression (120) avec un évaporateur (108)

[Suite sur la page suivante]



Publiée :

— avec rapport de recherche internationale (Art. 21(3))

alimenté par un organe de détente (106) et formant une première source de froid, ° un circuit de pression intermédiaire (130) avec un éjecteur (102) et un condenseur (104) placé en aval dudit éjecteur (102), - une turbine à gaz (200) avec un compresseur (202), dans laquelle la conduite d'alimentation en air (210) du compresseur est soumise à une source de froid et la conduite d'échappement (212) des gaz d'échappement appartient à ladite source de chaleur. Application à la production d'électricité par co-génération en stationnaire.

Installation à turbine à gaz et procédé de régulation de ladite installation

La présente invention concerne le domaine des turbines à gaz et en particulier l'amélioration du rendement énergétique des installations avec turbine à gaz. En particulier, mais de façon non limitative, la présente invention concerne la production d'électricité par co-génération en stationnaire.

Dans le domaine précité, de nombreuses techniques de refroidissement à l'air à l'entrée d'une turbine à gaz (CTIAC pour « *Combustion Turbine Inlet Air Cooling* ») ont été décrites.

Dans ces techniques de refroidissement à l'air à l'entrée d'une turbine à gaz on rencontre un certain nombre de problèmes.

Ainsi, pour les systèmes par aspersion d'eau (« *fogging et evaporative cooler* ») le refroidissement possible est limité par les conditions extérieures : la quantité d'eau que peut contenir l'air est limitée. Par exemple, dans un environnement humide, on ne peut (presque) pas refroidir.

Pour les systèmes à compression mécanique, il n'y a pas de limitation du refroidissement liée aux conditions extérieures. Par contre, la machine consomme beaucoup d'électricité : pour produire 1kWh de froid, elle consomme entre 0.2 et 0.4 kWh d'électricité.

Egalement, avec les systèmes à absorption, il n'y a pas de limitation du refroidissement liée aux conditions extérieures et la machine consomme peu d'électricité : pour produire 1kWh de froid, elle consomme entre 0.07 et 0.1 kWh d'électricité. Par contre, ces machines sont chères et souvent peu souples d'utilisation.

La présente invention a pour objectif de fournir une installation à turbine à gaz permettant de surmonter les inconvénients de l'art antérieur et en particulier permettre une augmentation de la puissance mécanique, et éventuellement de la puissance thermique, disponible fournie par une turbine à gaz avec une adaptation possible aux variations de conditions climatiques de l'environnement dans lequel se trouve ladite installation.

A cet effet, selon un premier aspect, la présente invention concerne une installation à turbine à gaz qui met en œuvre un refroidissement CTIAC par machine frigorifique avec éjecteur.

Plus précisément, on propose une installation avec turbine à gaz, caractérisée en ce qu'elle comporte :

- une machine frigorifique fonctionnant avec un fluide (un liquide, par exemple de l'eau, ou un gaz ou plus généralement un fluide apte à changer de phase, laquelle est liquide ou gazeuse en fonction de sa position dans la machine), comprenant :
 - ° un circuit de haute pression avec un générateur alimenté par une pompe et soumis à une source de chaleur ,
 - ° un circuit de basse pression avec un évaporateur alimenté par un organe de détente et formant une première source de froid,
 - ° un circuit de pression intermédiaire avec un éjecteur et un condenseur placé en aval dudit éjecteur, dans laquelle le fluide sortant du générateur et le fluide sortant de l'évaporateur alimentent ledit éjecteur et le fluide sortant du condenseur alimente ladite pompe et ledit organe de détente,
- une turbine à gaz avec un compresseur alimenté en air par une conduite d'alimentation en air et dont la sortie est reliée à l'entrée d'une chambre de combustion alimentée en carburant (par exemple du gaz naturel), la sortie de la chambre de combustion étant reliée avec l'entrée d'une turbine présentant une sortie avec des gaz d'échappement circulant dans une conduite d'échappement,

dans laquelle la conduite d'alimentation en air est soumise à une source de froid et la conduite d'échappement appartient à ladite source de chaleur.

- Le CTIAC par machine frigorifique à éjecteur selon l'invention permet de refroidir l'air à l'entrée de la turbine jusqu'à n'importe quelle valeur de température, dans la limite des phénomènes de condensation et de givrage, quelles que soient les conditions extérieures (température, humidité..), bien que les performances (COP ou coefficient de performance thermique et électrique) d'un tel système varient avec les conditions extérieures.

En outre, le CTIAC par machine frigorifique à éjecteur selon l'invention fonctionne à partir des rejets thermiques d'une turbine à gaz, et sa consommation en énergie électrique est quasiment négligeable.

Par ailleurs, le CTIAC par machine frigorifique à éjecteur selon l'invention fonctionne à partir des rejets thermiques basses températures d'une turbine à gaz, jusqu'à environ 80°C.

De plus, le CTIAC par machine frigorifique à éjecteur selon
5 l'invention est plus souple qu'un système à absorption utilisant le couple $H_2O/LiBr$ et il présente un coût abordable qui est moindre par rapport à celui d'un système utilisant le couple NH_3/H_2O .

Ainsi, le recours à un éjecteur permet de surmonter les inconvénients des systèmes de refroidissement classiques d'une turbine à
10 gaz: il n'y a pas de limitation du refroidissement liée aux conditions extérieures, peu de consommation électrique (comparable à l'absorption), et la mise en œuvre de cette technique est moins chère et plus souple que pour l'absorption.

Un éjecteur tel que celui décrit dans le document
15 WO 2011/006251 peut être utilisé dans le cadre de la présente invention.

Dans ce qui précède, soit la conduite d'échappement forme la source de chaleur soit elle participe comme l'un des composants de la source de chaleur.

Par ailleurs, selon un second aspect, la présente invention
20 concerne un procédé de régulation adapté pour une installation avec turbine à gaz telle que décrite précédemment.

L'application d'un tel procédé de régulation sur une installation à turbine à gaz qui met en œuvre un refroidissement CTIAC par machine frigorifique avec éjecteur permet de s'adapter aux variations
25 des conditions extérieures, aux variations des sollicitations sur le système (demande thermique, demande électrique), tout en assurant un fonctionnement optimal de l'éjecteur.

D'autres avantages et caractéristiques de l'invention ressortiront à la lecture de la description suivante faite à titre d'exemple et
30 en référence aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 est une vue schématique montrant une installation avec turbine à gaz selon l'invention,
- les figures 2 à 5 représentent des variantes de réalisation de l'installation avec turbine à gaz selon l'invention,

- les figures 6 à 8 représentent plusieurs configurations possibles pour la mise en œuvre de l'installation avec turbine à gaz selon l'invention au sein d'un réseau de chauffage, et

5 - les figures 9 à 18 sont des diagrammes présentant différents procédés de régulation selon l'invention applicables à ces installations avec turbine à gaz.

Sur les figures 1 à 8, on trouve en premier lieu, une machine frigorifique 100 utilisée au sein de l'installation avec turbine à gaz selon l'invention.

10 Cette machine frigorifique 100 est un système à éjecteur, composé des éléments suivants :

- Un éjecteur 102 : il joue le rôle de « compresseur thermique ». Le flux de haute pression d'un circuit à haute pression 110, accéléré à l'entrée de l'éjecteur 102, aspire le flux de basse pression d'un
15 circuit à basse pression 120. Ces deux flux se mélangent pour former un flux à pression intermédiaire d'un circuit à pression intermédiaire 130.

- le circuit à pression intermédiaire 130 :
 - un condenseur 104 : à la sortie de l'éjecteur 102, le flux à pression intermédiaire est refroidi afin de le condenser. Cet échange
20 se fait typiquement avec une source à température ambiante.

- Le circuit à basse pression 120 :
 - Un organe de détente 106 : une partie de ce flux à pression intermédiaire est détendue.
 - Un évaporateur 108 : le flux basse pression obtenu
25 est réchauffé et s'évapore. Cette vapeur basse pression rentre ensuite dans l'éjecteur 102. Cet échange de chaleur correspond au froid produit. Cet échange de chaleur est réalisé avec une source de chaleur typiquement à température ambiante (10 à 30°C).

- Le circuit à haute pression 110 :
30
 - une pompe 112 : le reste du flux à pression intermédiaire est comprimé par la pompe 112. Cette pompe 112, fonctionnant sur du liquide, consomme peu d'électricité.
 - un générateur 114 : le flux haute pression obtenu est réchauffé et s'évapore. Cette vapeur haute pression rentre ensuite
35 dans l'éjecteur 102. Cet échange de chaleur est réalisé avec une source de chaleur typiquement entre 80 et 120°C.

Selon l'invention, comme on peut le voir sur la figure 1, cette machine frigorifique 100 est associée avec une turbine à gaz 200, tout en fonctionnant comme précédemment décrit.

5 La turbine à gaz 200 comporte un compresseur 202, une chambre de combustion 204, une turbine 206 et un générateur de turbine à gaz 208 apte à entraîner l'arbre principal de la turbine 206 et du compresseur 202.

La chambre de combustion 204 est alimentée en carburant par une conduite d'alimentation en carburant 211.

10 Les gaz d'échappement de la turbine 206 circulent dans une conduite d'échappement 212.

L'air de la conduite d'alimentation en air 210 servant à refroidir, entre dans la turbine à gaz 200, au niveau du compresseur 202, et permet en amont de la turbine à gaz 200 d'évaporer le fluide du circuit à basse pression 120 en passant dans l'évaporateur 108. Les fumées
15 sortant de la turbine 206 par la conduite d'échappement 212, et qui sont à refroidir, permettent d'évaporer le fluide à haute pression au niveau du générateur 114, par échange de chaleur au niveau du générateur 114. Si l'installation comprend en outre (cas de figure non représenté) un
20 échangeur de cogénération, ce dernier est placé en amont du générateur précité 114 sur la conduite d'échappement 212.

Le fluide du circuit à pression intermédiaire 130 est condensé par le condenseur 104 de type aérotherme.

Ainsi, l'installation objet de l'invention refroidit de l'air qui
25 entre, par la conduite d'alimentation en air 210, dans le compresseur 202 lié à la turbine 206. Cet air ressort par le compresseur, et est mélangé à un carburant (par exemple du gaz naturel) arrivant par la conduite d'alimentation en carburant 211 dans la chambre de combustion 204. Puis, la combustion a lieu. Les fumées obtenues sont détendues dans la
30 turbine 206, qui entraîne le compresseur à air 202 et l'alternateur formant le générateur de turbine à gaz 208. Les fumées rentrent dans l'échangeur à cogénération, s'il existe, dans lequel elles sont refroidies (cas de figure non représenté sur la figure 1). Puis, les fumées se refroidissent dans le générateur 114 du système éjecteur formé de la machine frigorifique 100.
35 Enfin, les fumées sont relâchées dans l'atmosphère.

Cette configuration de la figure 1, dans laquelle la conduite d'échappement 212 forme la source de chaleur du circuit de haute pression 110 et la conduite d'alimentation en air 210 est soumise à ladite première source de froid (formée dans cet exemple de l'évaporateur 108),
5 constitue un premier mode de réalisation du premier aspect de l'invention

Si l'on se réfère maintenant aux figures 2 à 4, l'installation de la figure 1, formée de la machine frigorifique 100 associée à la turbine à gaz 200, est configurée selon un autre agencement formant un deuxième mode de réalisation du premier aspect de l'invention.

10 Il s'agit du cas d'une cogénération: au lieu de placer le générateur 114 directement sur la conduite d'échappement 212 contenant les fumées, le générateur 114 est placé sur une boucle d'eau intermédiaire 220 entre une chaudière de récupération 222 existante (placée sur la conduite d'échappement 212 des fumées) et un échangeur 224 côté client
15 qui est relié au réseau de distribution d'eau chaude ou de vapeur vers le client (boucle d'eau de distribution 226).

Ainsi, dans ce cas, on comprend que l'installation selon l'invention comprend en outre une boucle d'eau intermédiaire 220 appartenant également à ladite source de chaleur et comprenant une
20 chaudière de récupération 222 traversée par la conduite d'échappement 212, et un échangeur 224 (échangeur côté client) apte à fournir de la chaleur vers une autre boucle d'eau de distribution 226.

Le branchement de l'installation selon ce deuxième mode de réalisation du premier aspect de l'invention peut s'effectuer selon plusieurs
25 variantes.

Selon une première variante, visible sur la figure 2, ce branchement est dit «en parallèle » et l'installation comporte en outre une conduite d'eau 230 formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire 220 à l'emplacement d'une prise 231 située en aval de la
30 chaudière de récupération 222 en passant dans le générateur 114 afin de former ladite source de chaleur à laquelle est soumise ledit générateur 114 de la machine frigorifique 100 et en débouchant dans la boucle d'eau intermédiaire 220 en aval dudit échangeur 224 de la boucle d'eau intermédiaire 220 (prise 232 sur la figure 2).

35 Dans ce cas, les températures dans la boucle intermédiaire 220 restent les mêmes, seul le débit d'eau circulant est modifiée. Il peut

être nécessaire de changer la pompe de circulation d'eau (non représentée) de la boucle intermédiaire 220. Par contre, les conditions de fonctionnement de l'échangeur 224 côté client restent identiques à celles en l'absence de la conduite d'eau 230 formant la dérivation de la boucle d'eau intermédiaire 220.

Selon une deuxième variante et une troisième variante, ce branchement est dit «en série».

Selon cette deuxième variante, visible sur la figure 3, l'installation comporte en outre une conduite d'eau 230' formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire 220 à l'emplacement d'une prise 232 située en aval dudit échangeur 224 de la boucle d'eau intermédiaire 220 en passant dans le générateur 114 afin de former ladite source de chaleur à laquelle est soumise ledit générateur 114 de la machine frigorifique 100 et en débouchant dans la boucle d'eau intermédiaire 220 en aval de ladite prise 232 et en amont de la chaudière de récupération 222, au niveau d'une prise 233.

Selon cette troisième variante, visible sur la figure 4, l'installation comporte en outre une conduite d'eau 230'' formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire 220 à l'emplacement d'une prise 231 située en aval de la chaudière de récupération 222 en passant dans le générateur 114 afin de former ladite source de chaleur à laquelle est soumise ledit générateur 114 de la machine frigorifique 100 et en débouchant dans la boucle d'eau intermédiaire 220 en amont dudit échangeur 224 de la boucle d'eau intermédiaire 220, au niveau d'une prise 234.

Selon cette deuxième variante et cette troisième variante, les températures dans la boucle d'eau intermédiaire 220 changent, le débit peut rester identique. L'investissement est plus faible ; par contre les conditions de fonctionnement de l'échangeur 224 côté client sont modifiées.

On se rapporte maintenant à la figure 5 présentant une alternative de réalisation appliquée au premier mode de réalisation de la figure 1, et qui serait applicable aux variantes des figures 2, 3 et 4 précédemment décrites.

En effet, sur certaines turbines, surtout sur les sites où les températures hivernales sont souvent froides (proche ou moins de 0°C), il

existe un système, dit « anti-icing » (ou dégivrage), qui permet lorsque la température extérieure est trop faible (et l'humidité trop élevée) de réchauffer l'air à l'entrée de la turbine.

5 Dans ce cas, ladite turbine à gaz comporte en outre un système de dégivrage 240 formant une deuxième source de froid et la conduite d'alimentation en air 210 est soumise à ladite deuxième source de froid.

10 Dans le cas de la figure 5, on voit que le système de dégivrage 240 comporte une conduite d'alimentation en eau 242 et un échangeur 244

Dans ce cas, il existe déjà un échangeur de chaleur 244 sur le flux d'air à l'entrée de la turbine à gaz 200, à savoir sur la conduite d'alimentation en air 210.

15 Également, l'éjecteur 102 peut se servir de cet échangeur 244 pour refroidir l'air lorsque les températures sont trop élevées (et donc lorsque le système de dégivrage 240 n'est actuellement pas utilisé) : l'éjecteur 102 refroidit l'eau passant dans cet échangeur 244 du système de dégivrage 240. L'idée est d'installer l'évaporateur 108 de la machine frigorifique 100 sur la conduite 242 d'eau. L'eau de cette conduite
20 d'alimentation en eau est « chaude » en hiver, afin de dégivrer l'air de la conduite 210 et elle est froide (c'est-à-dire refroidie par la machine frigorifique 100) en été, lorsqu'il fait plus chaud.

Cette configuration de la figure 5 peut bien sûr être couplée avec celles décrites précédemment aux figures 2 à 4.

25 Sur de nombreuses turbines à gaz, il n'y a pas une seule cheminée mais deux cheminées d'évacuations des gaz d'échappement. En effet, comme il est visible sur les figures 6 à 8, une vanne réglable 300 (encore appelée « *diverter* ») permet d'ajuster le débit sortant de la conduite d'échappement 212 sur les cheminées 302 et 304. Ainsi, dans la
30 pratique actuelle, aucune récupération de chaleur n'est faite dans la première cheminée 302 de laquelle les fumées sortent très chaudes, mais avec un débit qui est souvent faible dans la conduite d'évacuation 312 de la première cheminée 302.

35 Ainsi, actuellement, la récupération de chaleur, notamment pour la cogénération, est effectuée dans la seconde cheminée 304 à travers la chaudière de récupération 222, avec des débits sont plus

importants dans la conduite d'évacuation 314 de cette seconde cheminée 304. Cependant, dans cette seconde cheminée 304, les fumées sortent alors moins chaudes que celles sortant de la première cheminée 302.

On va se tourner vers les figures 6 à 8 illustrant plusieurs configurations possibles pour la mise en œuvre de l'installation avec turbine à gaz selon l'invention (100 et 200) au sein d'un réseau de chauffage comprenant une boucle d'eau de distribution 226 reliée à une boucle d'eau intermédiaire 220 par un échangeur 224 côté client et une chaudière de récupération 222.

On peut alors en effet placer le système à éjecteur 100 à trois endroits différents :

- Sur la première cheminée 302 (figure 6) : la conduite d'évacuation 312 de la première cheminée 302 passe dans le générateur 114, tandis que la conduite d'évacuation 314 de la seconde cheminée 304 est dirigée sur la chaudière de récupération 222.

Dans ce cas, la conduite d'échappement 212 comporte au moins une première cheminée 302 et une deuxième cheminée 304 pour l'échappement des fumées, la deuxième cheminée étant placée en aval de la première cheminée avec, entre la première cheminée 302 et la deuxième cheminée 304, une vanne de réglage d'échappement 300, et les fumées sortent de la première cheminée 302, par la conduite d'évacuation 312 de la première cheminée 302, forment ladite source de chaleur.

- Sur la seconde cheminée 304, après la chaudière de récupération 222. Le système à éjecteur 100 ne sera pas mis avant la chaudière de récupération 222 pour éviter de ne pas pouvoir remplir le besoin client (la chaleur utilisée par le système à éjecteur 100 doit être de la chaleur non valorisée par le client), selon la figure 7. Dans ce cas, la conduite d'évacuation 314 de la seconde cheminée 304 traverse en premier lieu la chaudière de récupération 222, puis en aval de la chaudière de récupération 222, le générateur 114 du système à éjecteur 100. Dans cette situation, ladite boucle d'eau intermédiaire 220 forme ladite source de chaleur puisque ladite boucle d'eau intermédiaire 220 est reliée via la chaudière de récupération 222 au générateur de vapeur 114 du circuit de haute pression 110.

- Sur la boucle d'eau chaude intermédiaire 220, après la chaudière de récupération 222. Il y a toujours trois configurations

réalisables: en parallèle, en série sur l'aller et en série sur le retour. Seule la configuration en parallèle est ici représentée sur la figure 8 : la conduite d'évacuation 314 de la seconde cheminée 304 traverse en premier lieu la chaudière de récupération 222 qui est placée sur la boucle d'eau
5 intermédiaire 220, en aval de l'échangeur 224 côté client. Dans ce cas, et d'une façon plus générale, la conduite d'échappement 212 comporte au moins une première cheminée 302 et une deuxième cheminée 304 pour l'échappement des fumées, la deuxième cheminée 304 étant placée en aval de la première cheminée 302 avec, entre la première cheminée 302
10 et la deuxième cheminée 304, une vanne de réglage d'échappement 300, et les fumées sortant de la seconde cheminée 304 par la conduite d'évacuation de la seconde cheminée 314, traversent ladite chaudière de récupération 222.

Dans le cas de la configuration en parallèle illustrée sur la
15 figure 8, on retrouve la conduite d'eau 230 formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire 220 à l'emplacement d'une prise 231 située en aval de la chaudière de récupération 222 en passant dans le générateur 114 afin de former ladite source de chaleur à laquelle est soumise ledit générateur 114 de la machine frigorifique 100 et en débouchant dans la
20 boucle d'eau intermédiaire 220 en aval dudit échangeur 224 de la boucle d'eau intermédiaire 220 (prise 232 sur la figure 8).

Cette application permet de valoriser la chaleur rarement valorisée aujourd'hui (chaleur des turbines à gaz en-dessous de 100°C), et de l'utiliser pour augmenter la puissance électrique produite par la turbine
25 206.

L'installation selon la présente invention s'accompagne d'une régulation optimale permettant de fonctionner durant toute l'année (c'est-à-dire quelles que soient les conditions extérieures et les contraintes de charge électrique et thermique imposées à la turbine 206).

30 En effet, selon un deuxième aspect de l'invention, le demandeur a établi une régulation, basée sur des résultats expérimentaux obtenus sur un prototype, qui s'appuie sur la prise en compte de la chaleur disponible dans les fumées sortant de la turbine à gaz 200 par la conduite d'échappement 212, une limitation de la température minimale
35 de l'air autorisée à l'entrée de la turbine à gaz 200 dans la conduite d'alimentation en air 210 (valeur T_f minimale dépendant des conditions

extérieures) et un modèle de fonctionnement optimal du système à éjecteur 100.

D'une façon générale, comme il apparaît sur les figures 9 et 10, le système à éjecteur 100 se commande à travers deux variables : la
5 vitesse de rotation V de la pompe 112 et le degré d'ouverture O de l'organe de détente 106 (électrovanne).

L'objectif de la commande du système est de refroidir au maximum l'air rentrant dans la turbine 206 (dans la limite des conditions techniques d'opération de la turbine 206) en assurant les meilleures
10 performances possible du système à éjecteur 100, et en prenant en compte les contraintes que sont la température ambiante T_{amb} et la chaleur disponible dans les fumées CH_{dispo} , soit dans la conduite d'échappement 212 (figures 1 à 5), soit à la sortie de la cheminée 302 ou 304 (figures 6 à 8), à savoir dans la conduite d'évacuation de la première
15 cheminée 312 ou dans la conduite d'évacuation de la seconde cheminée 314.

Selon un premier mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 9, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite, dans
20 lequel on réalise une régulation de ladite machine frigorifique (système à éjecteur 100) en régulant la vitesse V de ladite pompe 112 et le niveau d'ouverture (O) dudit organe de détente 106, à partir d'une température de consigne (TC_{air}) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air 210 située en aval de la source de froid (T_f), à savoir à l'entrée du
25 compresseur 202, en utilisant un double régulateur PID.

Dans ce cas, il faut décorréliser l'influence des deux paramètres d'entrée (ici la vitesse V de la pompe 112 et l'ouverture O de l'organe de détente 106) et utiliser un régulateur PID sur chaque entrée, à
savoir un premier régulateur PID 402 à l'entrée de la pompe 112 pour
30 régler sa vitesse V et un deuxième régulateur PID 404 à l'entrée de l'organe de détente 106 pour régler son degré d'ouverture O .

Selon un deuxième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 10, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite, dans
35 lequel on réalise une régulation de ladite machine frigorifique 100 en régulant la vitesse V de ladite pompe 112 et le niveau d'ouverture O dudit

organe de détente 106, à partir d'une température de consigne (T_{Cair}) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air 210 située en aval de la source de froid (T_f), en utilisant une commande optimale et/ou robuste multi-variable prenant en considération la température de l'air ambiant
5 T_{amb} , la chaleur disponible dans les gaz d'échappement CH_{dispo} (énergie en J ou puissance en W) et la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f réalisée). Il s'agit donc d'une optimisation des valeurs d'entrée du système à éjecteur 100.

10 Ainsi, ce type de système à éjecteur 100 peut être régulé par exemple en utilisant une commande multi-variable basée sur un modèle de fonctionnement de ce système. La régulation consistera alors en une optimisation des valeurs d'entrée (vitesse V de pompe 112 et ouverture O de l'organe de détente 106) en connaissant les valeurs mesurées de la
15 sortie (température d'air refroidie T_f réalisée) et des contraintes (température extérieure T_{amb} et chaleur disponible dans les fumées CH_{dispo}).

Le calcul d'optimisation consiste en une inversion du modèle choisi pour représenter le système à éjecteur 100.

20 Ce modèle peut prendre différentes formes différentes :
- un ensemble d'abaques reliant les performances du système et la température d'air refroidie T_f réalisée, à la température extérieure T_{amb} , à la chaleur disponible dans les fumées CH_{dispo} , à la vitesse V de la pompe 112 et à l'ouverture O de l'organe de détente 106.

25 - un modèle identifié à partir d'un ensemble (suffisamment important) de mesures effectuées sur le système à éjecteur 100. Ce modèle peut prendre la forme d'équations d'état.

- un modèle déterministe, c'est à dire un ensemble d'équations (et un algorithme de calcul) reliant entre eux les différents paramètres
30 (notamment T_f réalisée, T_{amb} , CH_{dispo} , V et O). Ce modèle est souvent exprimé sous la forme d'équations d'état.

La solution à choisir entre ces trois possibilités dépend des données disponibles, de la fréquence de rafraichissement des valeurs d'entrée nécessaire et de la possibilité, ou non, d'avoir des modèles
35 physiques déterministes. En effet, ces solutions demandent des temps de calcul plus ou moins importants : par exemple, l'utilisation d'abaques

permet un calcul très rapide (quelques secondes), alors que l'utilisation d'un modèle déterministe demande beaucoup plus de temps (jusqu'à quelques minutes)

Selon un troisième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 11, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite selon le deuxième mode de réalisation du second aspect, dans lequel on réalise une régulation primaire de ladite machine frigorifique 100 en régulant (par des PIDs par exemple) la vitesse V de ladite pompe 112 et le niveau d'ouverture O dudit organe de détente 106, à partir de la consigne d'au moins deux paramètres de régulation primaire choisis parmi des paramètres de la machine frigorifique 100 comprenant la température du fluide lors du changement d'état dans l'évaporateur ($T_{\text{évap}}$), la température du fluide lors du changement d'état dans le générateur (T_g), le débit de fluide dans le circuit de basse pression (m_1 ou débit primaire), le débit de fluide dans le circuit de haute pression (m_2 ou débit secondaire), la différence (Lift) entre la température lors du changement d'état dans le condenseur (T_{cond}) et lors du changement d'état dans l'évaporateur ($T_{\text{évap}}$) et le rapport entre le débit de fluide (m_1) dans le circuit de basse pression 110 et le débit de fluide (m_2) dans le circuit de haute pression 120 (appelé taux d'entraînement w), et

- on réalise une régulation secondaire de ladite machine frigorifique 100 dans laquelle on utilise un système régulateur pour calculer les valeurs de consigne desdits paramètres de régulation primaire choisis.

La régulation « primaire », que nous pouvons aussi appeler «régulation de bas niveau », permet de commander directement la pompe 112 (vitesse V) et l'organe de détente 106 (le niveau d'ouverture O de l'organe de détente 106, qui est en général une vanne). Les sorties de la régulation primaire sont donc des grandeurs de commande, en l'occurrence la vitesse de la pompe 112 (V) et le niveau d'ouverture de l'organe de détente 106 (O). En entrée, la régulation primaire présente deux mesures et deux consignes calculées par la régulation «secondaire ». Ces deux mesures et ces deux consignes doivent correspondre à la même paire de paramètres. Par exemple, si une des consignes est la température d'évaporation $T_{\text{évap}}$, il faut que cette température soit

mesurée. Il est aussi possible d'utiliser un outil mathématique (appelée observateur) qui permet de déduire d'autres mesures la valeur de la température d'évaporation actuelle. Dans le cas où on utilise le lift ($T_{\text{cond}} - T_{\text{évap}}$) et/ou le taux d'entraînement ($w = m_2/m_1$), un observateur est indispensable (on ne peut mesurer directement ces grandeurs).

La définition de cette régulation primaire doit intégrer un modèle (simple) liant les grandeurs mesurées à la vitesse de la pompe (V) et à l'ouverture de l'organe de détente (O).

La régulation « secondaire » permet de calculer, à l'aide des mesures des contraintes imposées au système comprenant la turbine à gaz 200 et la machine frigorifique 100, les consignes de la régulation « primaire ».

Sur la figure 12, on a représenté une variante du troisième mode de réalisation du second aspect, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire est un système régulateur PID à partir d'une température de consigne (T_{Cair}) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air 210 située en aval de la source de froid, à savoir à l'entrée du compresseur 202.

Sur les figures 13 à 18 :

- « Entrées » désigne les mesures ou les données nécessaires au fonctionnement de la régulation.

- « Sorties » désigne les résultats obtenus, qui servent ici de consigne pour la régulation de l'éjecteur (régulation primaire).

- « Corrélations » désigne des données expérimentales ou bibliographiques reliant l'humidité extérieure H_{amb} à la température minimale de sécurité permettant d'éviter tout givrage dans la turbine (T_{f} minimale).

Selon un quatrième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 13 en traits pleins, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite selon le troisième mode de réalisation du second aspect, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte un premier modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit la consigne de débit de fluide en sortie de générateur (m_1 optimal) à partir

d'une première série de grandeurs comprenant la température de l'air ambiant T_{amb} .

Le premier modèle calcule le point optimal, c'est-à-dire sans aucune contrainte prise en compte. Sa seule donnée d'entrée est la
5 température extérieure T_{amb} (ou la température de condensation de l'eau qui dépend directement de la température extérieure T_{amb}).

Selon une variante du quatrième mode de réalisation du second aspect, illustrée sur la figure 13 avec les éléments supplémentaires en traits pointillés, on propose un procédé de régulation d'une installation
10 avec turbine à gaz telle que précédemment décrite, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur (100), appelé « modèle de l'éjecteur 3 », situé en aval du premier modèle mathématique du système à éjecteur appelé « modèle de l'éjecteur 1 », qui fournit plusieurs
15 informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f réalisée) et la température de consigne (T_{Cair}) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air 210 calculée par le premier modèle
20 mathématique.

Dans ce cas, on ajoute donc un calcul de régulation (par exemple un PID) à la sortie du premier modèle de l'éjecteur, qui prend en compte la différence entre la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) après
25 refroidissement (T_f réalisée) et la température de consigne (T_{Cair}) calculée par le premier modèle mathématique.

Selon une autre variante du quatrième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 16 en traits pleins, on propose un
30 procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite selon le troisième mode de réalisation du second aspect, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre l'humidité de l'air ambiant H_{amb} pour déterminer la valeur minimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur (T_f minimale) et le
35 système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit

plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur (T_f réalisée) et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine 206 (TARmin).

Le troisième modèle calcule le fonctionnement du système en prenant en compte la température limite de refroidissement de l'air (qui peut être fixe ou calculée) ou plus généralement la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (TARmin). Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 sans cette contrainte (donc le résultat du premier modèle et notamment la température d'air refroidie atteint selon le point de fonctionnement du premier modèle de l'éjecteur soit T_f réalisée) et la température limite de refroidissement de l'air TARmin.

Selon un cinquième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 14 en traits pleins, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite selon le quatrième mode de réalisation du second aspect, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre des grandeurs représentatives des gaz d'échappement (telles que température en entrée et/ou débit et/ou capacité calorifique) et comporte en outre un deuxième modèle mathématique du système à éjecteur 100, appelé « modèle de l'éjecteur 2 », qui fournit une valeur optimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (T_f optimale), à partir d'une deuxième série de grandeurs comprenant la chaleur disponible dans les gaz d'échappement (CHdispo), la température du fluide dans le condenseur (T_{cond}) et le débit de fluide en sortie de générateur (m_1 réalisé).

Le deuxième modèle mathématique calcule le deuxième point de fonctionnement du système en prenant en compte la chaleur disponible dans les gaz d'échappement CHdispo. Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 sans cette contrainte (donc le résultat du premier modèle) et la chaleur disponible dans les gaz d'échappement (CHdispo) (conduite d'échappement 212). Pour ce faire, on effectue en amont de ce deuxième modèle mathématique, la comparaison entre la chaleur consommée au premier point de

fonctionnement du système, avec la puissance maximale possible, à savoir la chaleur réellement disponible dans les gaz d'échappement (fumées) CHdispo.

Selon une première variante du cinquième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 14 avec les éléments supplémentaires en traits pointillés, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur (100),
5
10
15
situé en aval du deuxième modèle mathématique du système à éjecteur, qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée) et la température de consigne (TC_{air}) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air 210 calculée par le premier modèle mathématique.

Dans ce cas, on ajoute donc un calcul de régulation (par exemple un PID) à la sortie du deuxième modèle de l'éjecteur, qui prend en compte la différence entre la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) après refroidissement (T_f réalisée) et la température de consigne (TC_{air}) calculée par le deuxième modèle mathématique.
20

Selon une deuxième variante du cinquième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 17 en traits pleins, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite en relation avec la figure 14 et selon le cinquième mode de réalisation du second aspect, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f minimale fixe)
25
30
et le maximum entre ladite valeur optimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f optimale) et une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f minimale), ledit maximum étant la plus grande valeur entre T_f optimale et
35
 T_f minimale et formant la température réelle de l'air de la conduite

d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f réalisée), et dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur (T_f réalisée) et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine 206 (TAR_{min}).

A noter que dans la plupart des cas $TAR_{min} = T_f$ minimale et correspond à la température de l'air après refroidissement par le système à éjecteur (machine frigorifique 100) : en effet TAR_{min} est la température de l'air refroidi minimale acceptable à l'entrée de la turbine 206 et T_f minimale est la valeur prédéterminée minimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202.

Le deuxième modèle mathématique calcule le premier point fonctionnement du système en prenant en compte la chaleur disponible CH_{dispo} . Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 sans cette contrainte (donc le résultat du premier modèle) et la chaleur disponible dans les gaz d'échappement (CH_{dispo}) (conduite d'échappement 212). Pour ce faire, on effectue en amont de ce deuxième modèle mathématique, la comparaison entre la chaleur consommée au premier point de fonctionnement du système, avec la puissance maximale possible, à savoir la chaleur réellement disponible dans les gaz d'échappement (fumées) CH_{dispo} .

Selon une troisième variante du cinquième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 18 en traits pleins, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre l'humidité de l'air ambiant H_{amb} pour déterminer la valeur minimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f minimale) et le maximum entre ladite valeur optimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f optimale) et une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f minimale fixe), ledit maximum étant la plus grande valeur entre T_f

optimale et T_f minimale et formant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f réalisée), et dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à

5 éjecteur 100 qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air 210 à l'entrée du compresseur 202 (T_f réalisée) et la

10 température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine 206 (TARmin).

Le deuxième modèle mathématique calcule le deuxième point de fonctionnement du système en prenant en compte la chaleur disponible CHdispo. Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 sans cette contrainte (donc le résultat du premier

15 modèle) et la chaleur disponible dans les gaz d'échappement (CHdispo) (conduite d'échappement 212). Pour ce faire, on effectue en amont de ce deuxième modèle mathématique, la comparaison entre la chaleur consommée au premier point de fonctionnement du système, avec la puissance maximale possible, à savoir la chaleur réellement disponible

20 dans les gaz d'échappement (fumées) CHdispo.

Selon une alternative de la deuxième ou de la troisième variante du cinquième mode de réalisation du second aspect, on propose un procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite, dans lesdites informations sur le point de

25 fonctionnement optimal de l'installation comprennent au moins une des informations parmi le débit de fluide en sortie de l'évaporateur 108 (m_2 réalisé), le rapport (w) entre le débit de fluide en sortie de l'évaporateur 108 (m_2 réalisé) et le débit de fluide en sortie de générateur 114 (m_1 réalisé), la température de changement d'état de l'évaporateur 108

30 (Tévap), la différence (Lift) entre la température de changement d'état du condenseur 104 (Tcond) et la température de changement d'état de l'évaporateur 108 (Tévap), la pression au générateur 114 (P_g) et la pression à l'évaporateur 108 (Pévap).

Ainsi, comme on le voit sur la figure 18 :

35 - Le deuxième modèle mathématique calcule le deuxième point de fonctionnement du système en prenant en compte la chaleur

disponible CHdispo. Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 sans cette contrainte (donc le résultat du premier modèle) et la chaleur disponible dans les gaz d'échappement (CHdispo) (conduite d'échappement 212). Pour ce faire, on effectue en

5 amont de ce deuxième modèle mathématique, la comparaison entre la chaleur consommée au premier point de fonctionnement du système, avec la puissance maximale possible, à savoir la chaleur réellement disponible dans les gaz d'échappement (fumées) CHdispo, et

- le troisième modèle, placé en aval du deuxième modèle,
- 10 calcule le fonctionnement du système en prenant en compte la température limite de refroidissement de l'air (qui peut être fixe ou calculée) ou plus généralement la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (TARmin). Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 avec la contrainte de la
- 15 chaleur réellement disponible dans les gaz d'échappement CHdispo (donc le résultat du deuxième modèle) et la température limite de refroidissement de l'air TARmin.

Selon un sixième mode de réalisation du second aspect, illustré sur la figure 15 en traits pleins, on propose un procédé de

20 régulation d'une installation avec turbine à gaz telle que précédemment décrite selon le quatrième mode de réalisation du second aspect, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (Tf minimale) et

25 dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée

30 du compresseur (Tf réalisée) et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (TARmin).

Le troisième modèle calcule le fonctionnement du système en prenant en compte la température limite de refroidissement de l'air (qui peut être fixe ou calculée) ou plus généralement la température

35 minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (TARmin). Ses données d'entrée sont : le fonctionnement du système à éjecteur 100 sans

cette contrainte (donc le résultat du premier modèle ou du second modèle et notamment la température d'air refroidie atteint selon le point de fonctionnement du premier modèle de l'éjecteur soit T_f réalisée) et la température limite de refroidissement de l'air TAR_{min} .

5 Les prises en compte des contraintes se font via une comparaison entre les points de fonctionnement calculés précédemment et la contrainte.

Par exemple, dans le second modèle, on va vérifier si la chaleur consommée par le système à éjecteur 100 sans contraintes (donc le résultat du premier modèle) est inférieure à la chaleur disponible CH_{dispo} . Sinon, on va restreindre le fonctionnement du système pour diminuer la consommation de chaleur : la contrainte va s'exercer d'abord sur le débit primaire $m1$.

De même, dans le troisième modèle, on va vérifier si la température du froid produit dans le système à éjecteur 100 sans cette contrainte (T_f optimale résultat du premier ou du second modèle) est supérieure à la température limite (TAR_{min}). Sinon, on va restreindre le fonctionnement du système à éjecteur 100 pour diminuer la production de froid : ce qui va augmenter la température du froid produit (T_f réalisée), diminuer le débit secondaire $m2$.

De préférence, on utilise deux variables de consigne (ou informations sur les points de consigne) : une sur le côté générateur 114 et une sur le côté évaporateur 108. Généralement, mais ce n'est pas obligatoire, on va prendre des variables de même type : deux températures ($T_{évap}$ et T_g donc) ou deux pressions ($P_{évap}$ et P_g) ou deux débits ($m1$ et $m2$).

Le lift ($T_{cond} - T_{évap}$) et le taux d'entraînement ($w = m2/m1$) sont des « indicateurs de performance » qui, utilisés ensemble, contiennent suffisamment d'informations pour servir de variables de consigne.

Selon une alternative de réalisation du second aspect de l'invention, applicables aux procédés de régulation décrits précédemment en relation avec les figures 13 à 18, ledit troisième modèle mathématique du système à éjecteur (100) est corrigé par ajout au point de fonctionnement optimal de l'installation de la différence entre la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à

l'entrée du compresseur (202) après refroidissement (T_f réalisée) et la température de consigne (TC_{air}) calculée par le troisième modèle mathématique et prenant en compte la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (206) (TAR_{min}).

5 En effet, comme on le voit sur les figures 13 à 18 en considérant les éléments en traits pointillés, on ajoute avant le troisième modèle de l'éjecteur un retour de la mesure de la température de l'air refroidi (T_f réalisée) résultant de l'application des consignes précédemment établies pour l'installation selon le premier aspect de
10 l'invention, formée de l'ensemble turbine à gaz 200 et machine frigorifique 100, au moyen d'un calcul de régulation (par exemple PID) qui fournit la température de consigne (TC_{air}) à l'entrée du troisième modèle de l'éjecteur.

Cette disposition supplémentaire en boucle fermée permet
15 de corriger les régulations décrites en relation avec les figures 13 à 18 qui sans ces éléments représentés en traits pointillés, ont la particularité d'être en boucle ouverte : c'est-à-dire qu'il n'y a pas de retour du fonctionnement réel de l'installation selon le premier aspect de l'invention et formé de l'ensemble turbine à gaz 200 et machine frigorifique 100.
20 Ainsi, grâce à cette disposition supplémentaire, on empêche une dérive sur le système ou que le premier modèle mathématique et/ou le deuxième modèle mathématique de la machine frigorifique 100 formant le système à éjecteur soi(en)t (ou devienne(nt)) mal calibré(s), et donc on évite des erreurs sur la régulation, ce par quoi on peut atteindre le point
25 de fonctionnement souhaité.

Afin d'évaluer les gains obtenus par un tel système, des calculs ont été réalisés sur des données correspondant à différents climats pour une turbine de 4.5MW.

Ces calculs s'appuient sur plusieurs hypothèses :

- 30 - L'humidité de l'air n'est pas prise en compte,
 - La capacité calorifique de l'air sec est constante avec la température,
 - Le cout du système éjecteur est linéaire avec la puissance en froid à fournir,
35 - La consommation électrique de l'éjecteur est linéaire avec la puissance en froid fournie,

- La perte de puissance de la turbine due aux pertes de charge dans l'évaporateur dépend du refroidissement effectué et de la puissance de la turbine,

- Le débit d'air à refroidir est linéaire avec la
5 consommation de gaz naturel,

- Le système est régulé selon la méthode décrite précédemment en relation avec la figure 18.

Ces calculs montrent qu'il est possible d'obtenir un gain autour de 2.1% par rapport à la puissance sans CTIAC sur une telle
10 turbine pour un fonctionnement de novembre à mars (de 0.4% à 8.6% selon le climat) ou de 5.1% sur l'ensemble de l'année (de 3% à 10.5% selon le climat). Le système éjecteur (machine frigorifique 100) consomme autour de 5.3% du gain de puissance obtenue.

Ces résultats ont été obtenus pour plusieurs climats
15 différents : humides ou secs, chauds ou tempérés. Nos calculs montrent que l'invention est intéressante quel que soit le climat : aussi bien à Abu Dhabi, qu'à Marseille, Bucarest ou Varsovie.

Les résultats obtenus montrent également :

- Une consommation électrique supérieure à un
20 système à absorption mais inférieure à un système à compression mécanique,

- Un gain comparable au système à absorption ou à compression mécanique,

- La performance du système dépend peu des
25 conditions extérieures : le système est performant quel que soit le climat considéré. En effet, les performances du système (en particulier COP ou coefficient de performance thermique et électrique restent assez constantes pour toutes conditions extérieures (grâce à la régulation optimale appliquée). Les différences de gain de puissance électrique sont
30 plus dues au gain potentiel lié au climat qu'aux performances du système lui-même : tout système de CTIAC est plus intéressant dans un climat chaud que dans un climat froid.

REVENDECATIONS

1. Installation avec turbine à gaz, caractérisée en ce qu'elle comporte :
- une machine frigorifique (100) fonctionnant avec un fluide, comprenant :
 - 5 ° un circuit de haute pression (110) avec un générateur (114) alimenté par une pompe (112) et soumis à une source de chaleur ,
 - ° un circuit de basse pression (120) avec un évaporateur (108) alimenté par un organe de détente (106) et formant une première source de froid,
 - 10 ° un circuit de pression intermédiaire (130) avec un éjecteur (102) et un condenseur (104) placé en aval dudit éjecteur (102), dans laquelle le fluide sortant du générateur (114) et le fluide sortant de l'évaporateur (108) alimentent ledit éjecteur (102) et le fluide sortant du condenseur (104) alimente ladite pompe (112) et ledit organe de détente
 - 15 (106),
 - une turbine à gaz (200) avec un compresseur (202) alimenté en air par une conduite d'alimentation en air (210) et dont la sortie est reliée à l'entrée d'une chambre de combustion (204) alimentée en carburant, la sortie de la chambre de combustion (204) étant reliée avec l'entrée d'une
 - 20 turbine (206) présentant une sortie avec des gaz d'échappement circulant dans une conduite d'échappement (212), dans laquelle la conduite d'alimentation en air (210) est soumise à une source de froid et la conduite d'échappement (212) appartient à ladite source de chaleur.
- 25 2. Installation selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'elle comporte en outre une boucle d'eau intermédiaire (220) appartenant à ladite source de chaleur et comprenant une chaudière de récupération (222) traversée par la conduite d'échappement (212), et un échangeur (224) apte à fournir de la chaleur vers une autre boucle d'eau
- 30 de distribution (226).
3. Installation selon la revendication 2, caractérisée en ce qu'elle comporte en outre une conduite d'eau (230) formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire (220) à l'emplacement d'une prise (231) située en aval de la chaudière de récupération (222) en
- 35 passant dans le générateur (114) afin de former ladite source de chaleur à

laquelle est soumise ledit générateur (114) de la machine frigorifique (100) et en débouchant dans la boucle d'eau intermédiaire (220) en aval dudit échangeur (224) de la boucle d'eau intermédiaire (220).

4. Installation selon la revendication 2, caractérisée en ce qu'elle comporte en outre une conduite d'eau (230') formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire (220) à l'emplacement d'une prise (232) située en aval dudit échangeur (224) de la boucle d'eau intermédiaire (220) en passant dans le générateur (114) afin de former ladite source de chaleur à laquelle est soumise ledit générateur (114) de la machine frigorifique (100) et en débouchant dans la boucle d'eau intermédiaire (220) en aval de ladite prise (232) et en amont de la chaudière de récupération (222).

5. Installation selon la revendication 2, caractérisée en ce qu'elle comporte en outre une conduite d'eau (230'') formant une dérivation de la boucle d'eau intermédiaire (220) à l'emplacement d'une prise (231) située en aval de la chaudière de récupération (222) en passant dans le générateur (114) afin de former ladite source de chaleur à laquelle est soumise ledit générateur (114) de la machine frigorifique (100) et en débouchant dans la boucle d'eau intermédiaire (220) en amont dudit échangeur (224) de la boucle d'eau intermédiaire (220).

6. Installation selon la revendication 1, caractérisée en ce que ladite turbine à gaz comporte un système de dégivrage (240) formant une deuxième source de froid et en ce que la conduite d'alimentation en air (210) est soumise à ladite deuxième source de froid.

7. Installation selon la revendication 1, caractérisée en ce que la conduite d'alimentation en air (210) est soumise à ladite première source de froid.

8. Installation selon la revendication 1 ou la revendication 2, caractérisée en ce que la conduite d'échappement (212) comporte au moins une première cheminée (302) et une deuxième cheminée (304) pour l'échappement des fumées, la deuxième cheminée (304) étant placée en aval de la première cheminée (302) avec, entre la première cheminée (302) et la deuxième cheminée (304) une vanne de réglage

d'échappement (300), et en ce que les fumées sortant de la première cheminée (302) forment ladite source de chaleur.

9. Installation selon la revendication 2, caractérisée en ce que ladite boucle d'eau intermédiaire 220 forme ladite source de chaleur.

5 10. Installation selon la revendication 3, 4 ou 5, caractérisée en ce que la conduite d'échappement (212) comporte au moins une première cheminée (302) et une deuxième cheminée (304) pour l'échappement des fumées, la deuxième cheminée (304) étant placée en aval de la première cheminée (302) avec, entre la première cheminée (302) et la deuxième cheminée (304), une vanne de réglage d'échappement (300), et en ce que les fumées sortant de la seconde cheminée (304) traversent ladite chaudière de récupération (222).

11. Procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel :
15 - on réalise une régulation de ladite machine frigorifique (100) en régulant la vitesse (V) de ladite pompe (112) et le niveau d'ouverture (O) dudit organe de détente (106), à partir d'une température de consigne (TCair) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air (210) située en aval de la source de froid (Tf), en utilisant un double régulateur
20 PID.

12. Procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, dans lequel :
- on réalise une régulation de ladite machine frigorifique (100) en régulant la vitesse (V) de ladite pompe (112) et le niveau
25 d'ouverture (O) dudit organe de détente (106), à partir d'une température de consigne (TCair) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air située en aval de la source de froid (Tf), par optimisation de commande multi-variable prenant en considération la température de l'air ambiant (Tamb), la chaleur disponible dans les gaz d'échappement (CHdispo) et la
30 température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (Tf réalisée).

13. Procédé de régulation d'une installation avec turbine à gaz selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, dans lequel :
- on réalise une régulation primaire de ladite machine

frigorifique (100) en régulant la vitesse (V) de ladite pompe (112) et le niveau d'ouverture (V) dudit organe de détente (106), à partir de la consigne d'au moins deux paramètres de régulation primaire choisis parmi des paramètres de la machine frigorifique (100) comprenant la

5 température du fluide lors du changement d'état dans l'évaporateur (108) (Tévap) , la température du fluide lors du changement d'état dans le générateur (114) (Tg), le débit de fluide dans le circuit de basse pression (120) (m1 ou débit primaire), le débit de fluide dans le circuit de haute pression (110) (m2 ou débit secondaire), la différence (Lift) entre la

10 température lors du changement d'état dans le condenseur (Tcond) et lors du changement d'état dans l'évaporateur (Tévap) et le rapport (w) entre le débit de fluide dans le circuit de basse pression (m1) et le débit de fluide dans le circuit de haute pression (m2), et

- on réalise une régulation secondaire de ladite machine frigorifique dans

15 laquelle on utilise un système régulateur pour calculer les valeurs de consigne desdits paramètres de régulation primaire choisis.

14. Procédé de régulation selon la revendication 13, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire est un système régulateur PID à partir d'une température de consigne (TCair) pour l'air de

20 ladite conduite d'alimentation en air (210) située en aval de la source de froid.

15. Procédé de régulation selon la revendication 13, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte un premier modèle mathématique du système à éjecteur (100) qui fournit la

25 consigne de débit de fluide en sortie de générateur (m1 optimal) à partir d'une première série de grandeurs comprenant la température de l'air ambiant (Tamb).

16. Procédé de régulation selon la revendication 15, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte

30 en outre des grandeurs représentatives des gaz d'échappement et comporte en outre un deuxième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit une valeur optimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (Tf optimale), à partir d'une deuxième série de grandeurs comprenant la chaleur

35 disponible dans les gaz d'échappement (CHdispo), la température du

fluide dans le condenseur (T_{cond}) et le débit de fluide en sortie de générateur (m_1 réalisé).

17. Procédé de régulation selon la revendication 15 ou 16, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur (100) qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée) et la température de consigne (T_{Cair}) pour l'air de ladite conduite d'alimentation en air 210 calculée par le premier modèle mathématique.

18. Procédé de régulation selon la revendication 15, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (T_f minimale) et dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur (100) qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée) et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (206) (T_{ARmin}).

19. Procédé de régulation selon la revendication 15, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre l'humidité de l'air ambiant (H_{amb}) pour déterminer la valeur minimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (202) (T_f minimale) et le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée) et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (206) (T_{ARmin}).

20. Procédé de régulation selon la revendication 16, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (T_f minimale) et le maximum entre ladite valeur optimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air à l'entrée du compresseur (202) (T_f optimale) et une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f minimale), ledit maximum formant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (T_f réalisée), et dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée) et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (206) (T_{ARmin}).

21. Procédé de régulation selon la revendication 16, dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire prend en compte en outre l'humidité de l'air ambiant pour déterminer la valeur minimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f minimale) et le maximum entre ladite valeur optimale de la température de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f optimale) et une valeur prédéterminée minimale de température de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f minimale), le maximum formant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée), et dans lequel le système régulateur de la régulation secondaire comporte en outre un troisième modèle mathématique du système à éjecteur 100 qui fournit plusieurs informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation à partir d'une troisième série de grandeurs comprenant la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) (T_f réalisée)

et la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (TAR_{min}).

22. Procédé de régulation selon la revendication 20 ou la revendication 21, caractérisé en ce en ce que lesdites informations sur le point de fonctionnement optimal de l'installation comprennent au moins une des informations parmi le débit de fluide en sortie de l'évaporateur (108) (m_2 réalisé), le rapport (w) entre le débit de fluide en sortie de l'évaporateur (108) (m_2 réalisé) et le débit de fluide en sortie de générateur (114) (m_1 réalisé), la température de changement d'état de l'évaporateur (108) (Té_{evap}), la différence (Lift) entre la température de changement d'état du condenseur (104) (T_{cond}) et la température de changement d'état de l'évaporateur (108) (Té_{evap}), la pression au générateur (114) (P_g) et la pression à l'évaporateur (108) (Pé_{evap}).

23. Procédé de régulation selon l'une quelconque des revendications 18 à 22, dans lequel ledit troisième modèle mathématique du système à éjecteur (100) est corrigé par ajout au point de fonctionnement optimal de l'installation de la différence entre la température réelle de l'air de la conduite d'alimentation en air (210) à l'entrée du compresseur (202) après refroidissement (T_f réalisée) et la température de consigne (TC_{air}) calculée par le troisième modèle mathématique et prenant en compte la température minimale de l'air acceptable à l'entrée de la turbine (206) (TAR_{min}).

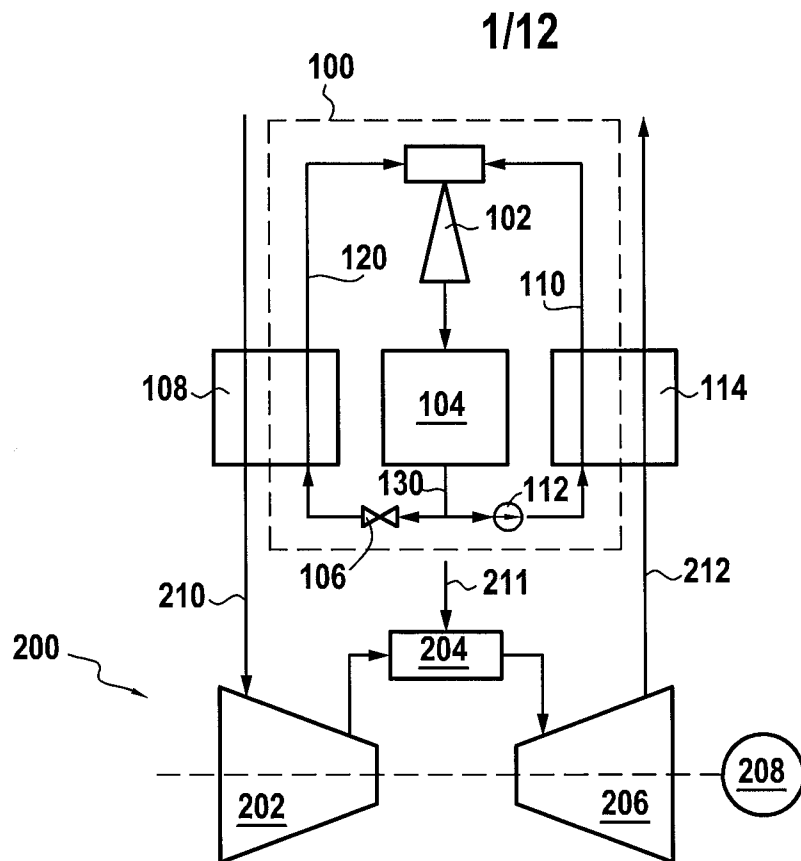


FIG.1

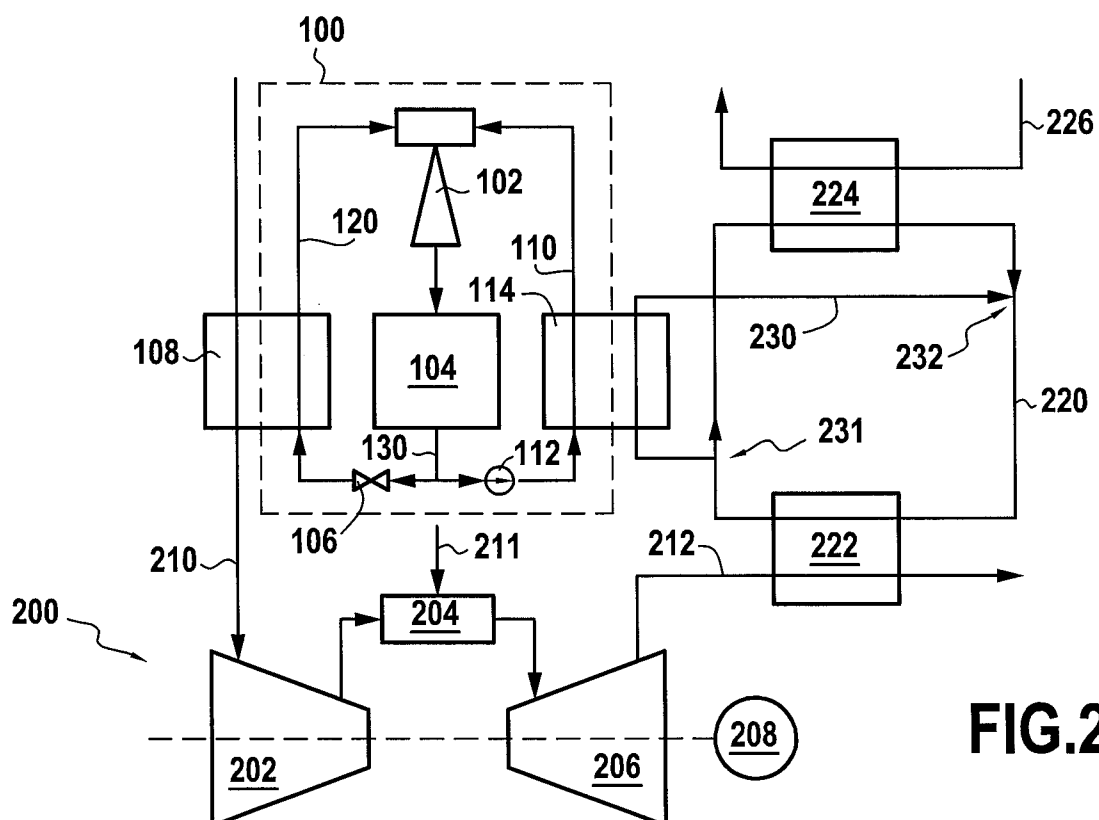


FIG.2

2/12

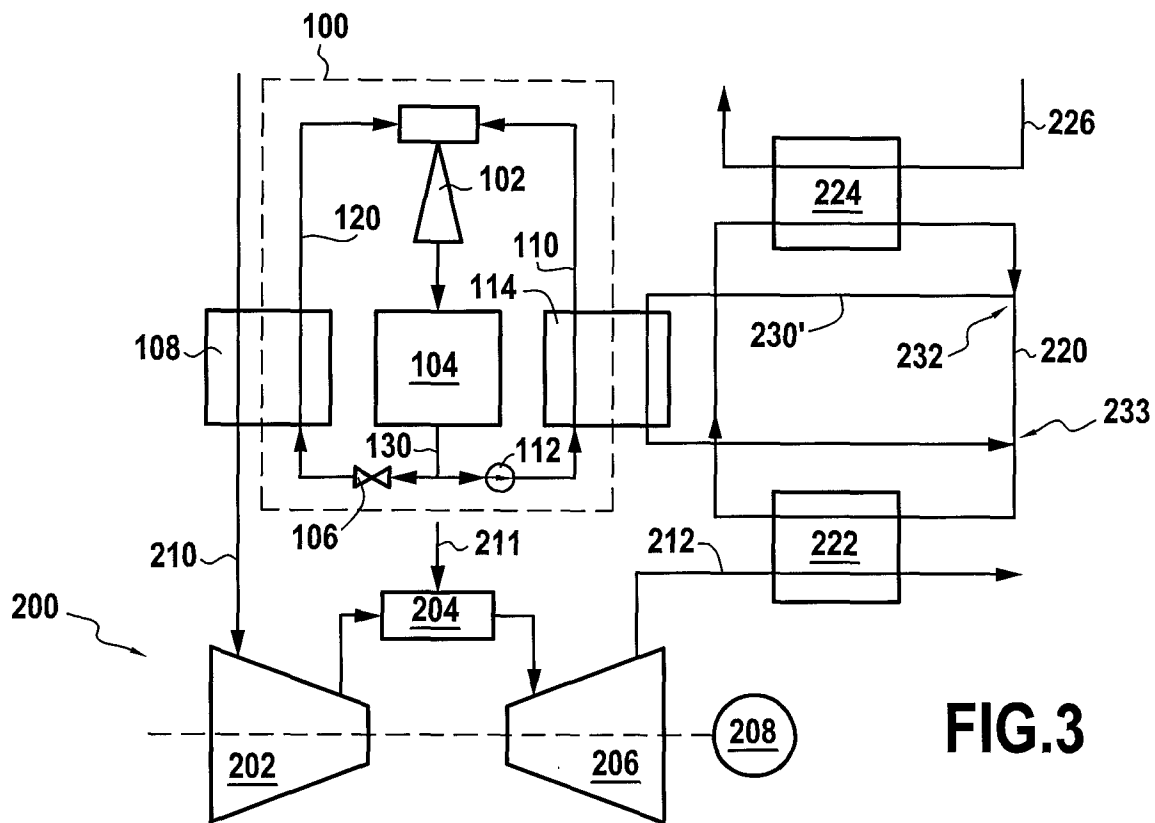


FIG. 3

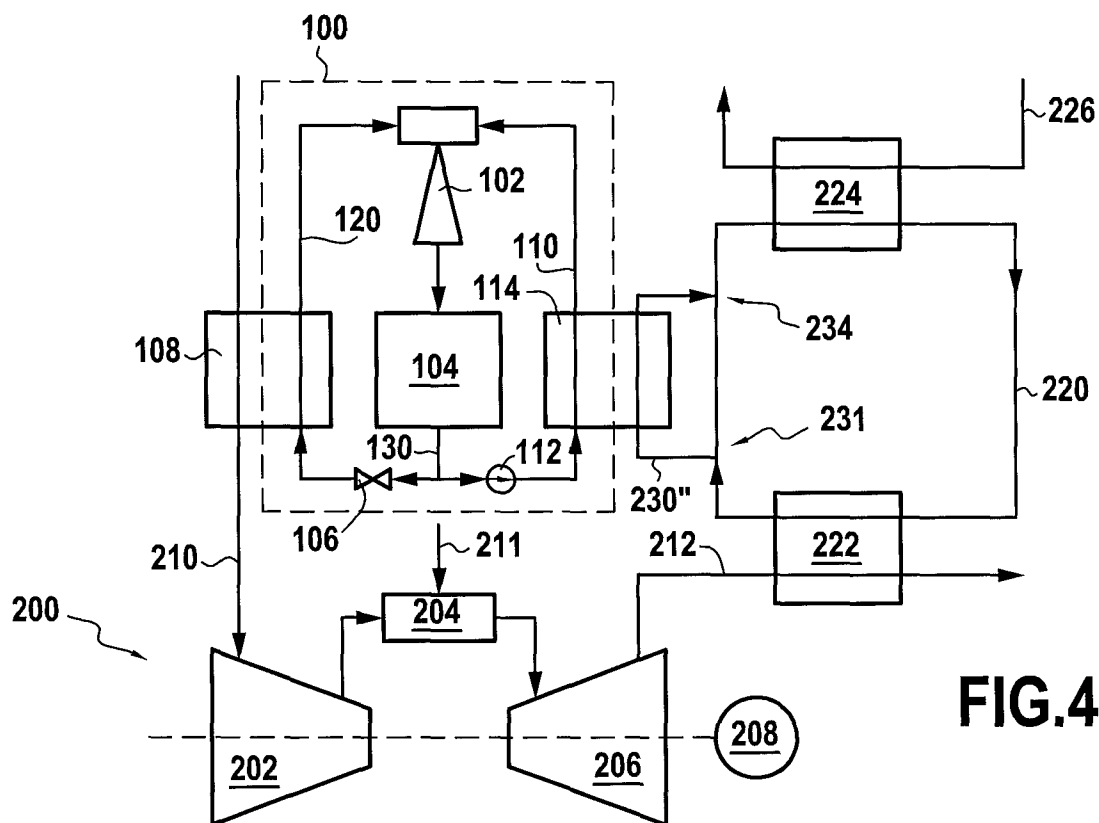


FIG. 4

FIG.5

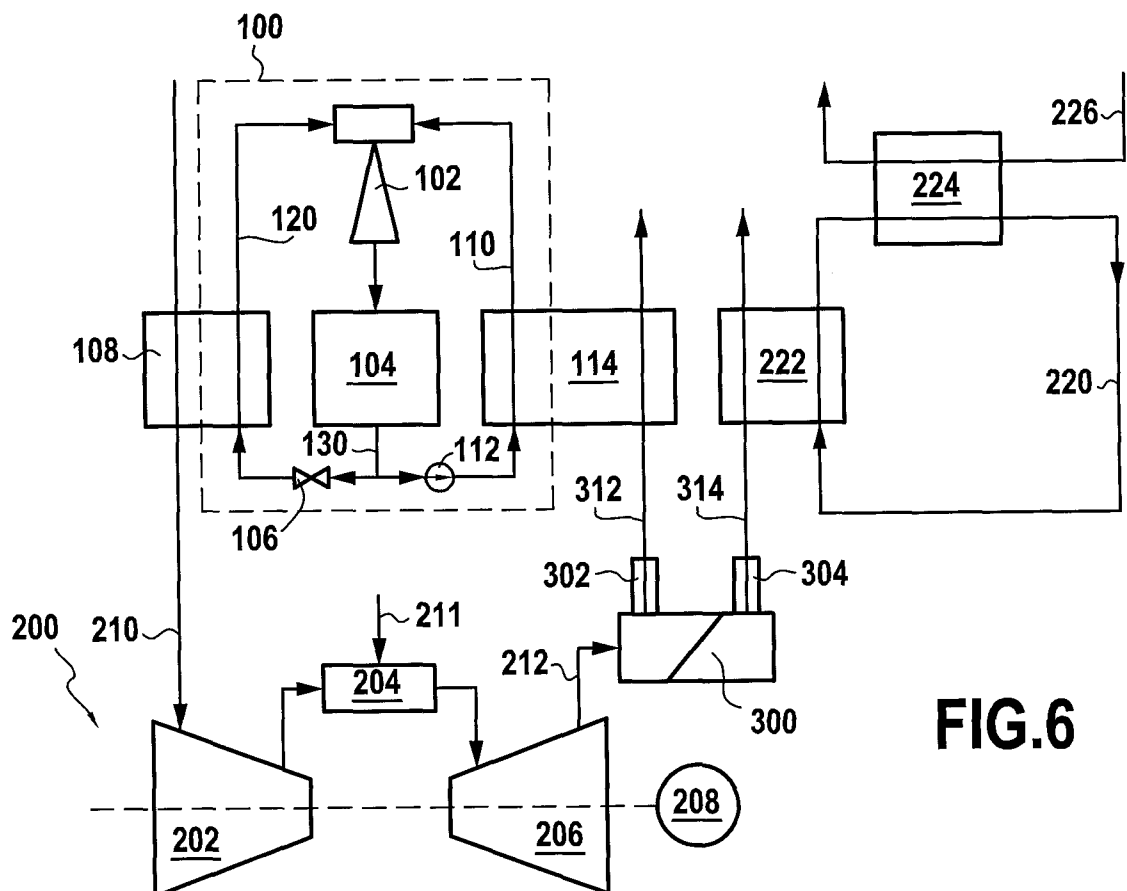
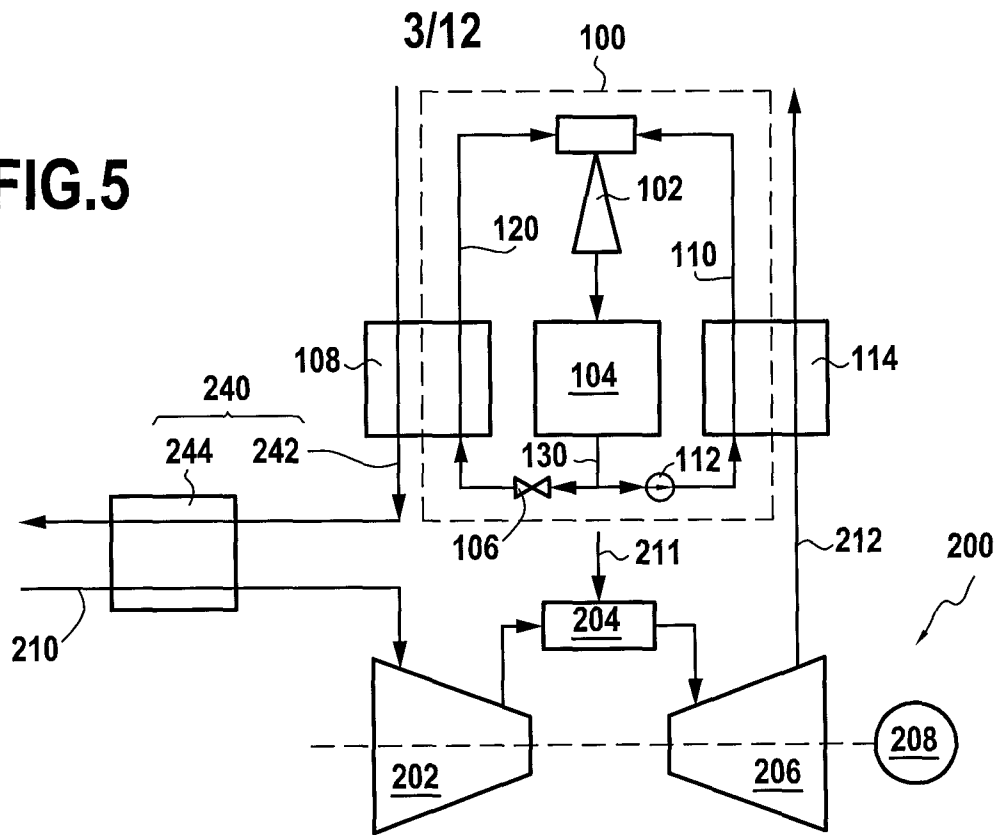
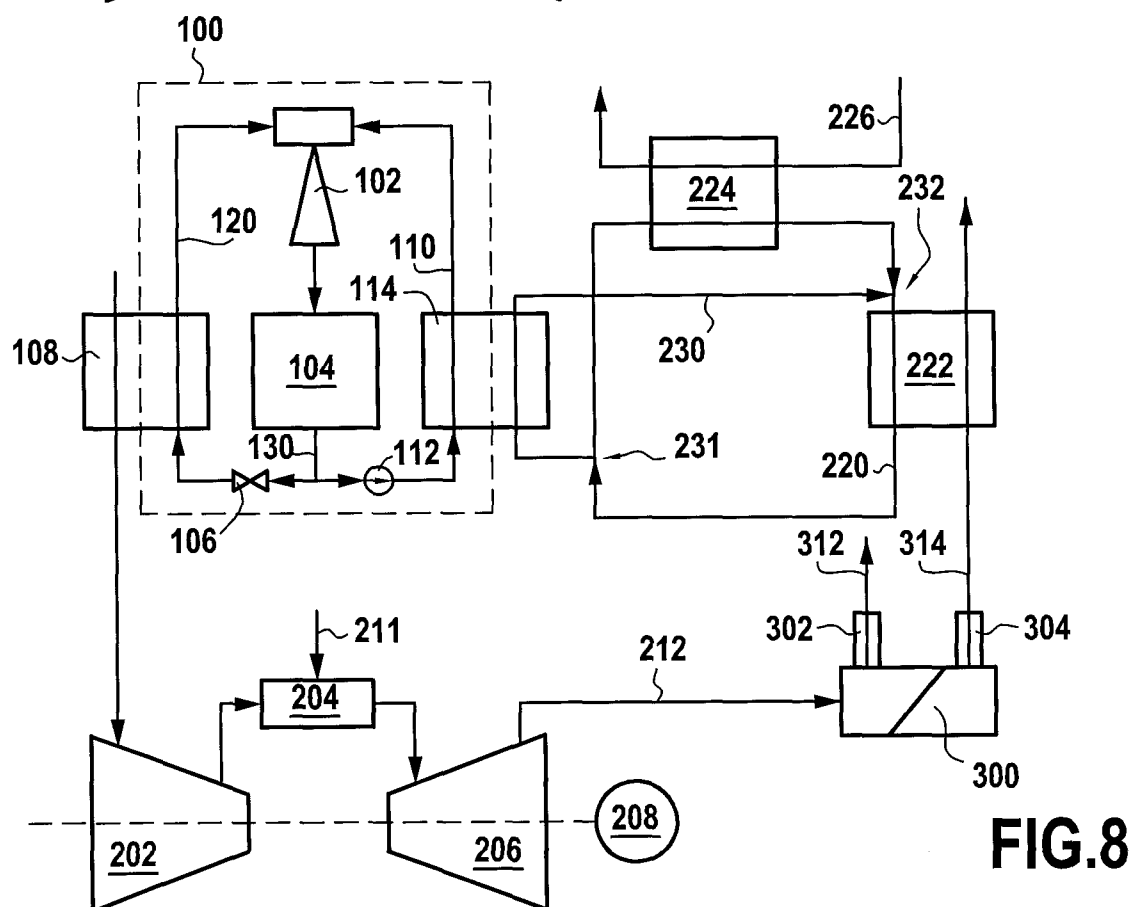
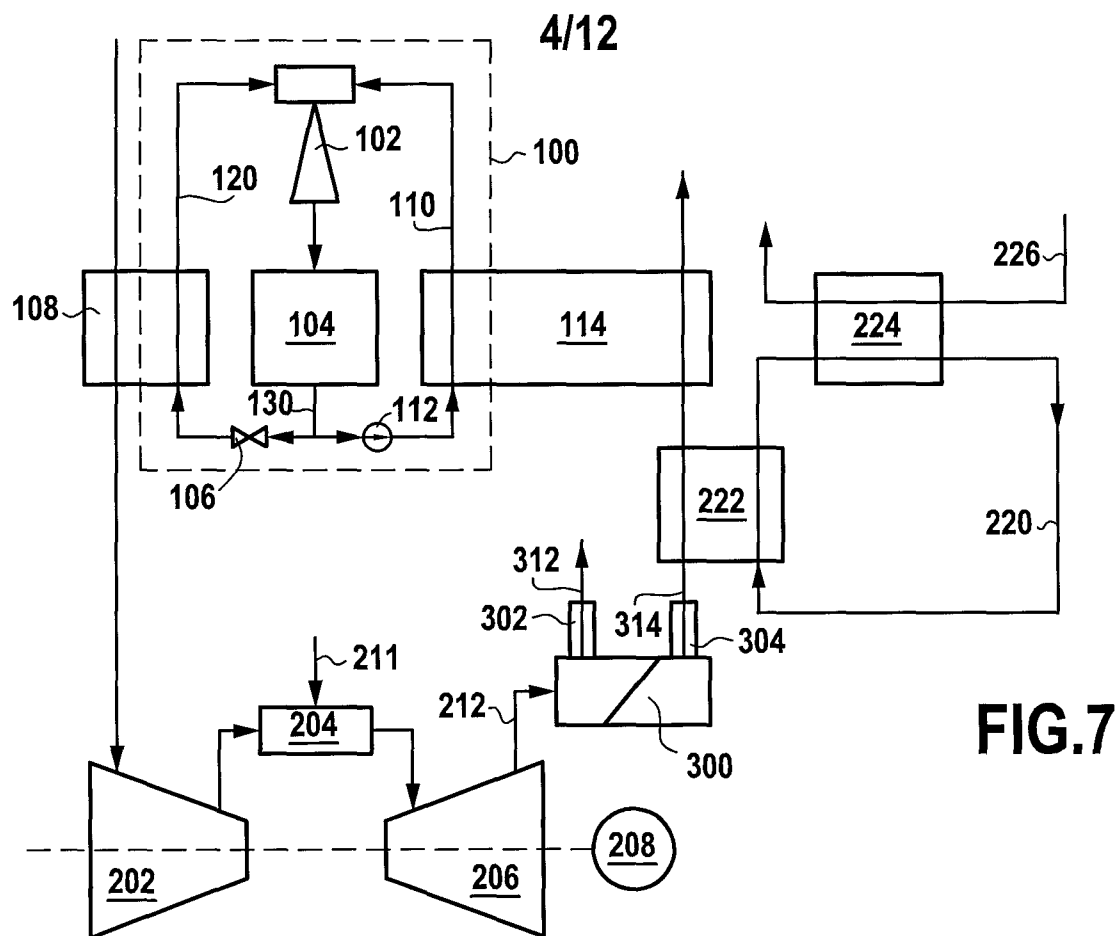


FIG.6



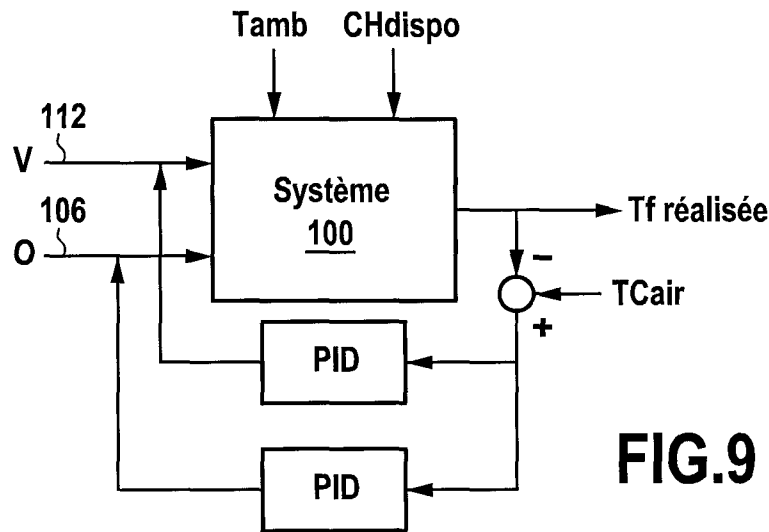


FIG.9

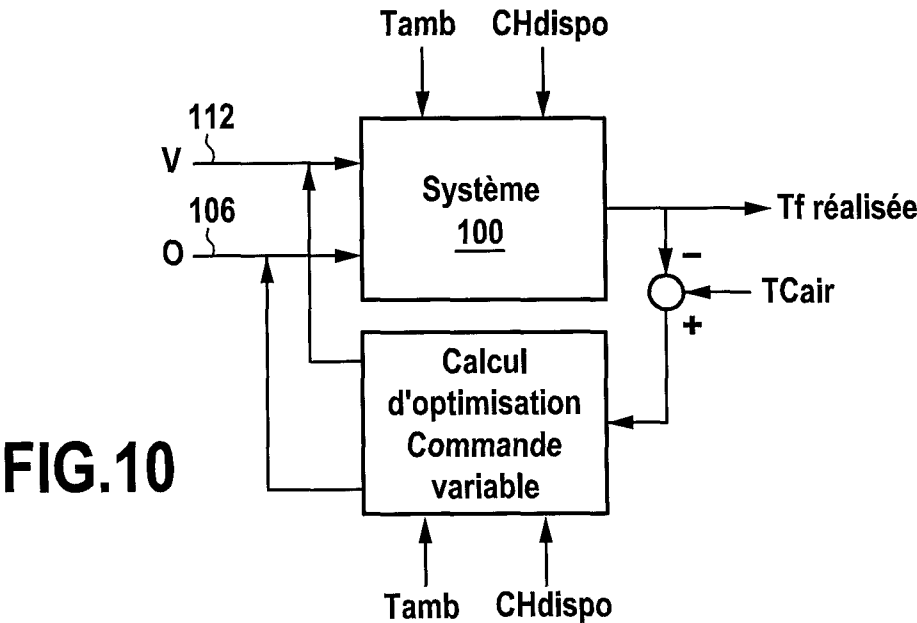


FIG.10

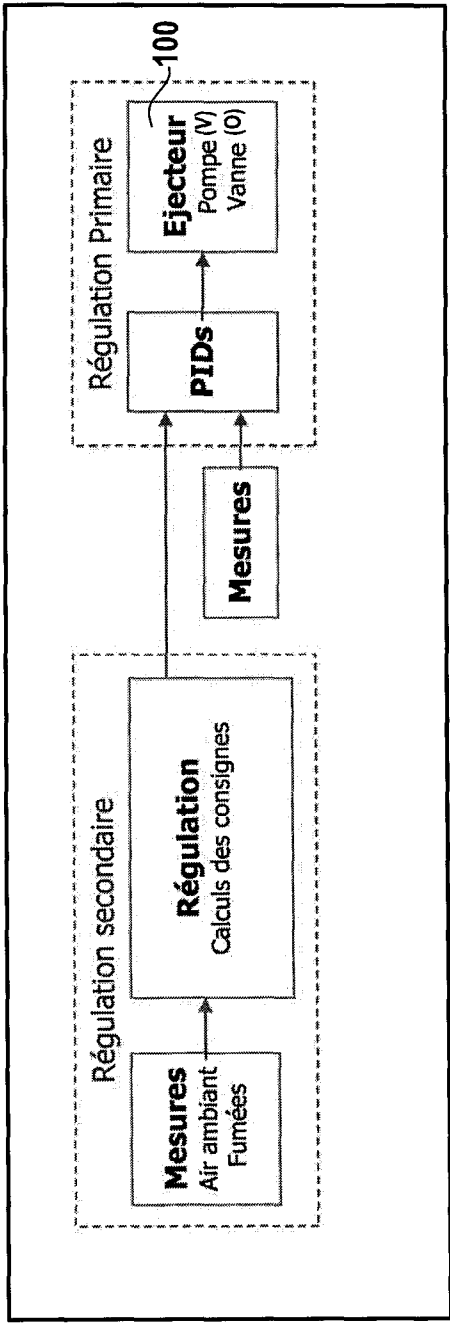


FIG.11

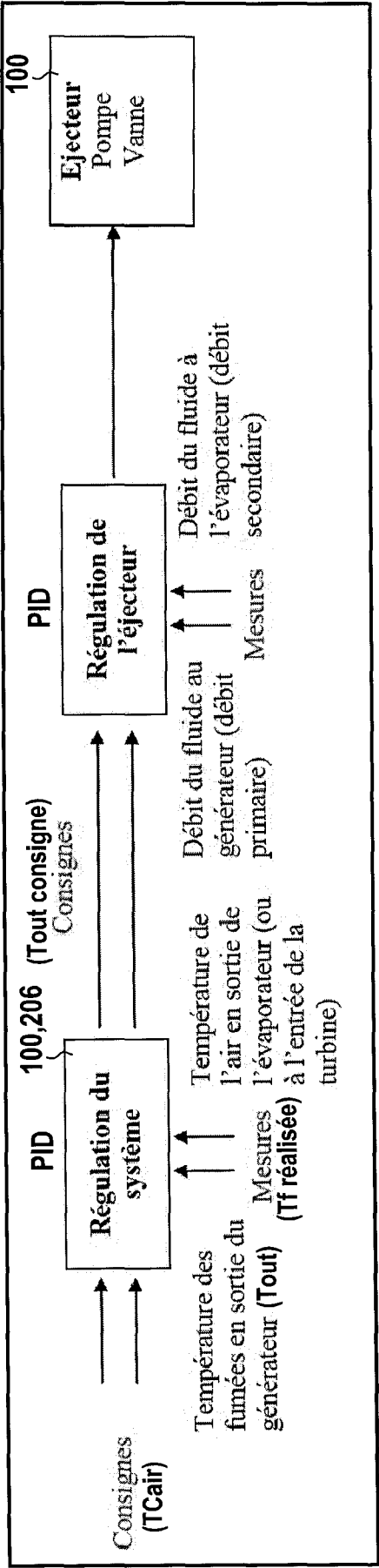


FIG.12

7/12

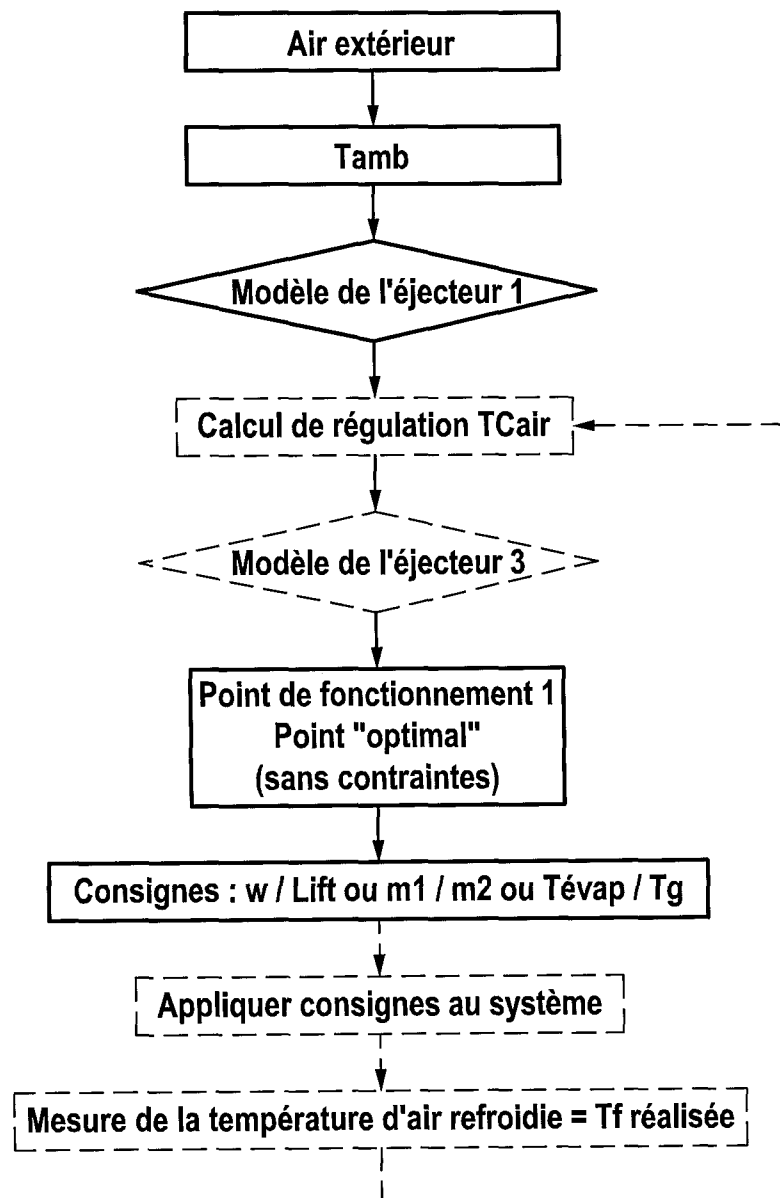


FIG.13

8/12

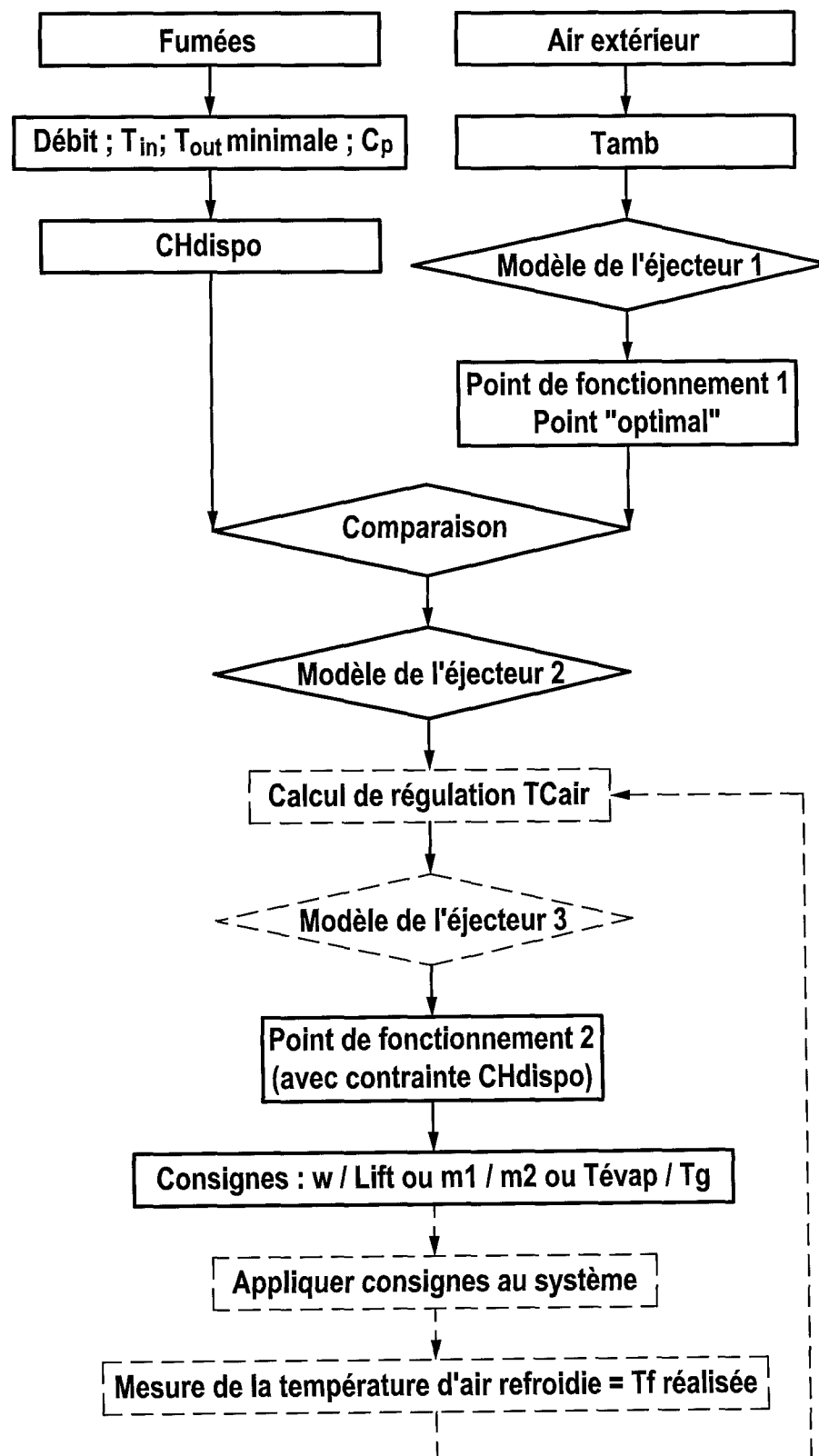


FIG.14

9/12

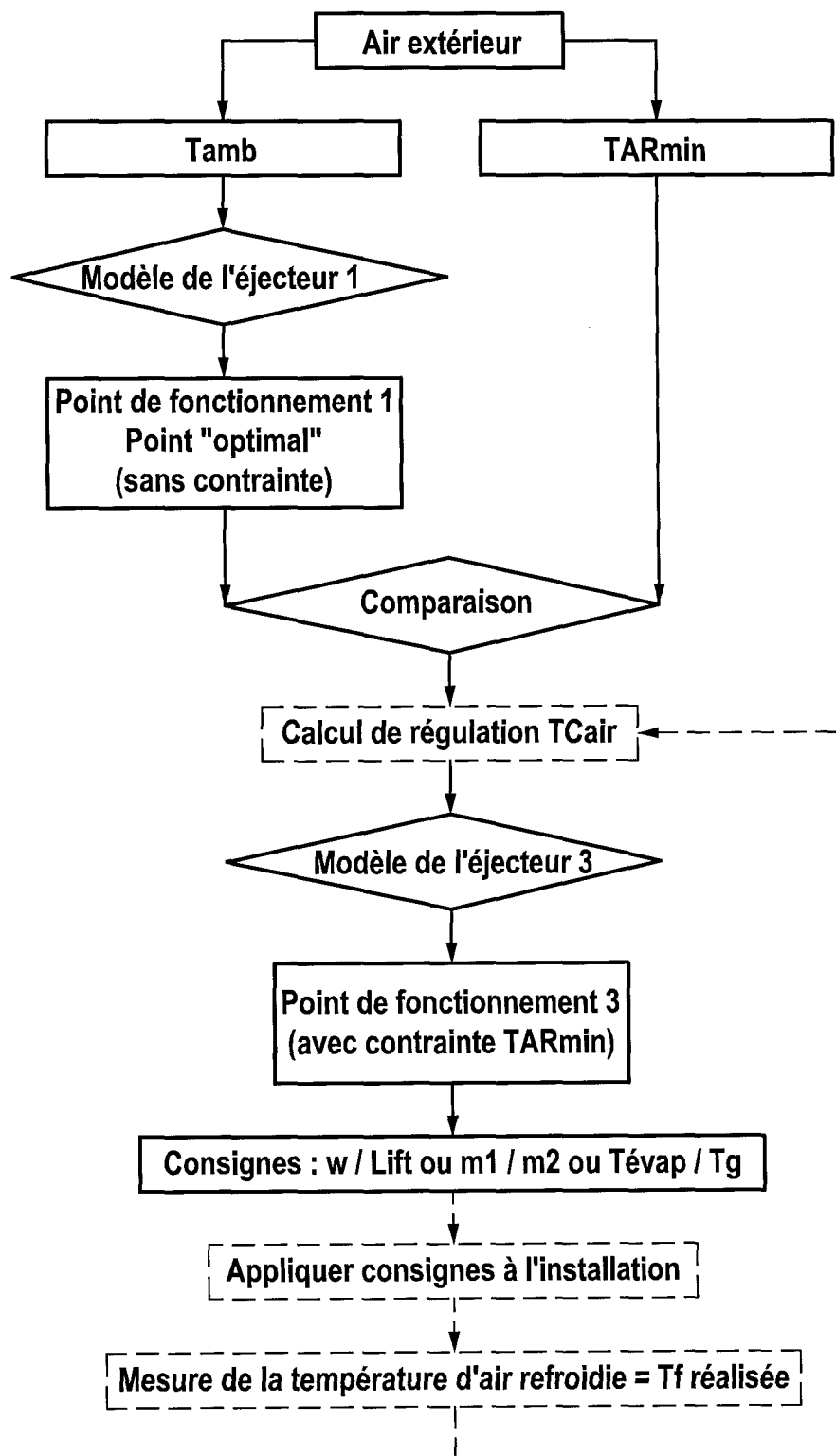


FIG.15

10/12

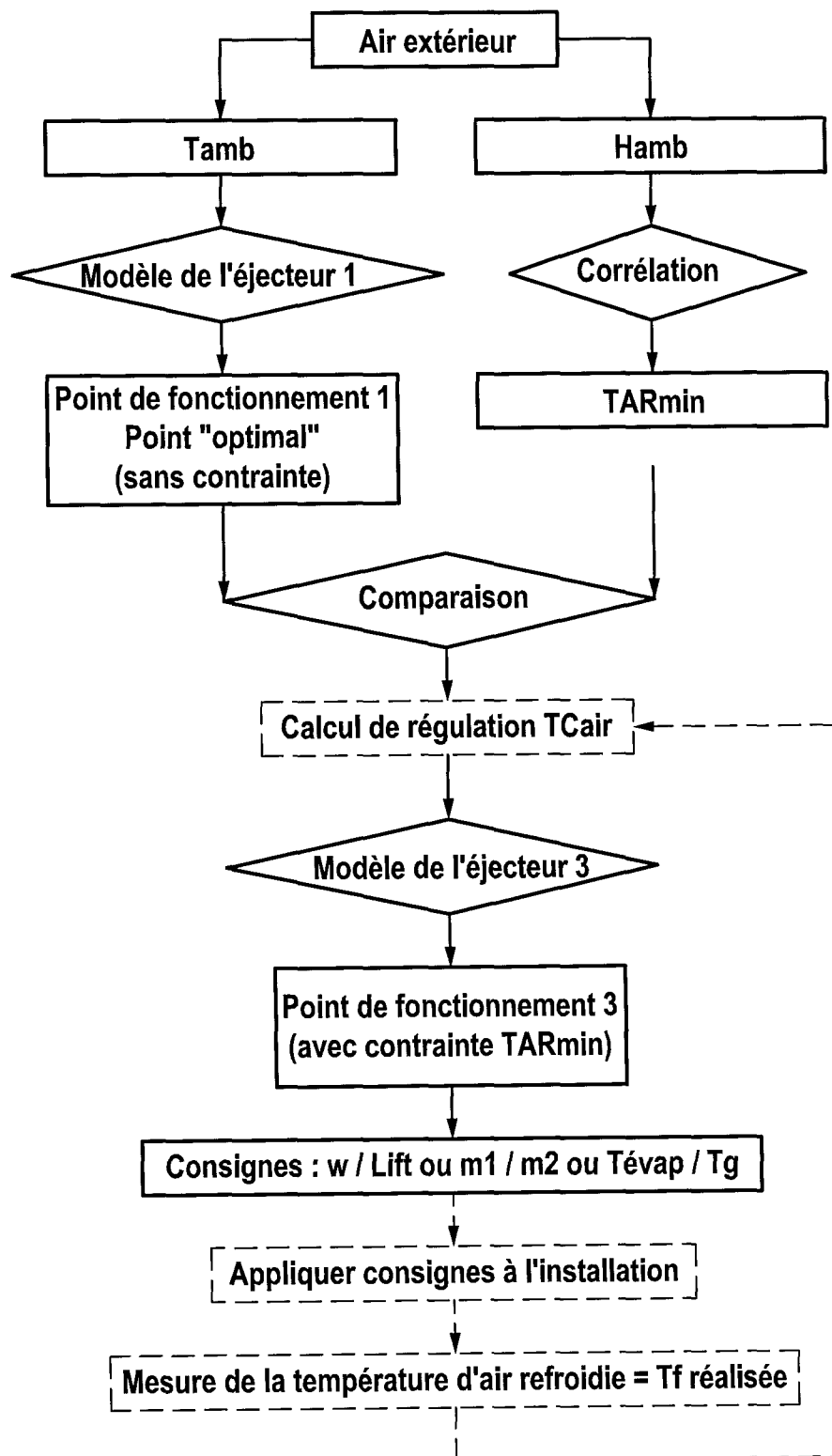
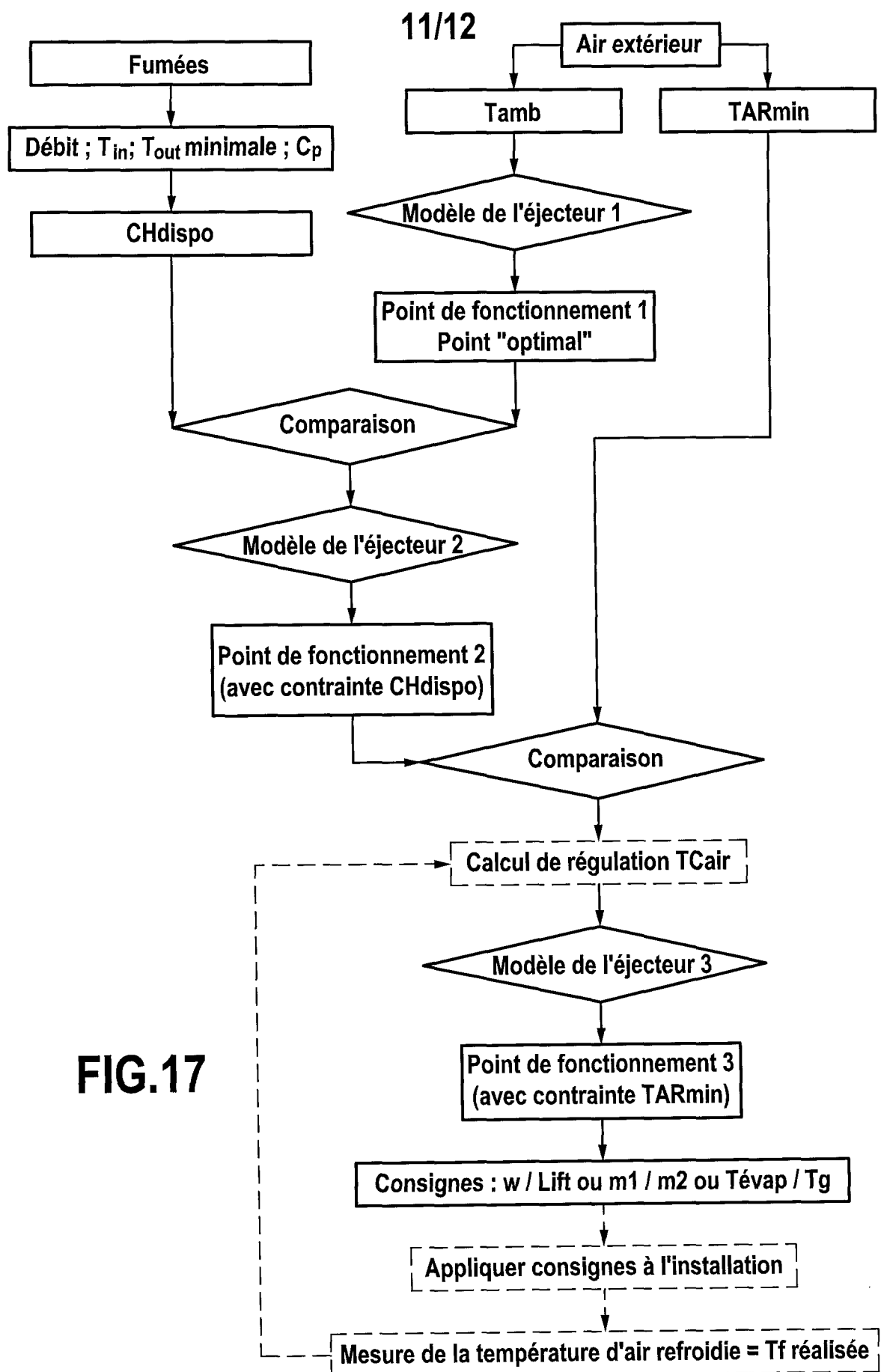
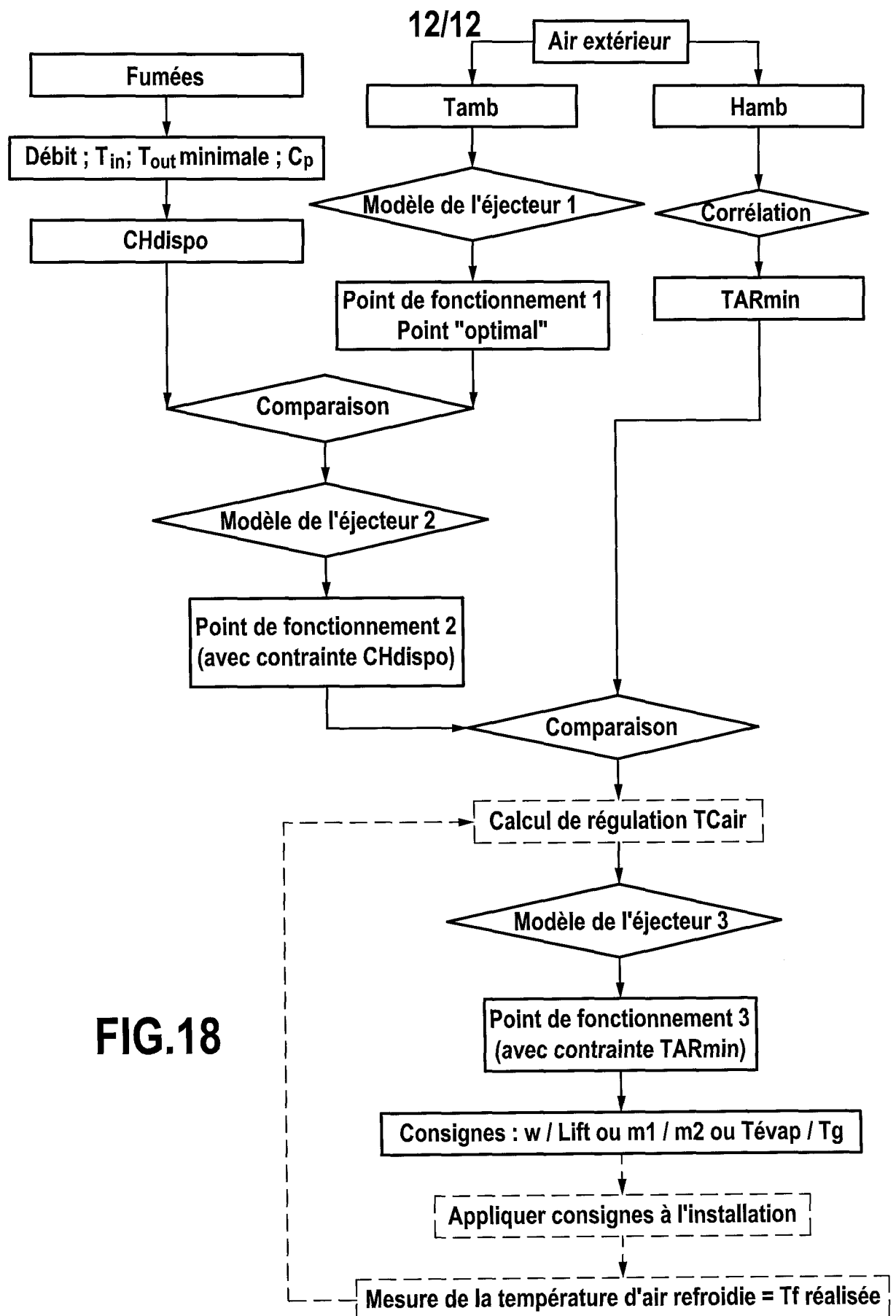


FIG.16





INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2014/052105

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F02C7/143 F25B7/00
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F02C F25B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 4 237 689 A (SAMPIETRO ACHILLES C [US]) 9 December 1980 (1980-12-09)	1-10
Y	column 4, line 51 - column 6, line 61 figure 4	11-23
Y	----- WO 03/065781 A1 (ERICSSON TELEFON AB L M [SE]; TSOI VADIM [SE]) 7 August 2003 (2003-08-07) page 10, line 19 - page 12, line 2 figure 4	11-23
A	----- GB 611 768 A (THOMAS WALTER FALCONER BROWN; PARSONS & MARINE ENG TURBINE) 3 November 1948 (1948-11-03) the whole document ----- -/-	1-10



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

31 March 2014

Date of mailing of the international search report

04/04/2014

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Gebker, Ulrich

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2014/052105

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2011/136717 A1 (SCANIA CV AB [SE]; WIKSTROEM HANS [SE]) 3 November 2011 (2011-11-03) abstract page 7, line 22 - page 8, line 2 figure 1 -----	11-23

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2014/052105

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 4237689	A	09-12-1980	NONE
WO 03065781	A1	07-08-2003	NONE
		AT 389313 T	15-03-2008
		CA 2473792 A1	07-08-2003
		CN 1618263 A	18-05-2005
		EP 1472918 A1	03-11-2004
		ES 2300434 T3	16-06-2008
		JP 4184973 B2	19-11-2008
		JP 2005517288 A	09-06-2005
		US 2005083654 A1	21-04-2005
		WO 03065781 A1	07-08-2003
GB 611768	A	03-11-1948	NONE
WO 2011136717	A1	03-11-2011	NONE
		EP 2564043 A1	06-03-2013
		JP 2013527369 A	27-06-2013
		SE 1050410 A1	27-10-2011
		WO 2011136717 A1	03-11-2011

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°

PCT/EP2014/052105

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE
INV. F02C7/143 F25B7/00
ADD.

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE

Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement)
F02C F25B

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche

Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
X	US 4 237 689 A (SAMPIETRO ACHILLES C [US]) 9 décembre 1980 (1980-12-09)	1-10
Y	colonne 4, ligne 51 - colonne 6, ligne 61 figure 4	11-23
Y	----- WO 03/065781 A1 (ERICSSON TELEFON AB L M [SE]; TSOI VADIM [SE]) 7 août 2003 (2003-08-07) page 10, ligne 19 - page 12, ligne 2 figure 4	11-23
A	----- GB 611 768 A (THOMAS WALTER FALCONER BROWN; PARSONS & MARINE ENG TURBINE) 3 novembre 1948 (1948-11-03) le document en entier ----- -/-	1-10



Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents



Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe

* Catégories spéciales de documents cités:

"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

"E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

"L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

"O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

"P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

"T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

"X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément

"Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier

"&" document qui fait partie de la même famille de brevets

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée

31 mars 2014

Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale

04/04/2014

Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale

Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Fonctionnaire autorisé

Gebker, Ulrich

C(suite). DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS		
Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	WO 2011/136717 A1 (SCANIA CV AB [SE]; WIKSTROEM HANS [SE]) 3 novembre 2011 (2011-11-03) abrégé page 7, ligne 22 - page 8, ligne 2 figure 1 -----	11-23

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°

PCT/EP2014/052105

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
US 4237689	A	09-12-1980	AUCUN	

WO 03065781	A1	07-08-2003	AT 389313 T	15-03-2008
			CA 2473792 A1	07-08-2003
			CN 1618263 A	18-05-2005
			EP 1472918 A1	03-11-2004
			ES 2300434 T3	16-06-2008
			JP 4184973 B2	19-11-2008
			JP 2005517288 A	09-06-2005
			US 2005083654 A1	21-04-2005
			WO 03065781 A1	07-08-2003

GB 611768	A	03-11-1948	AUCUN	

WO 2011136717	A1	03-11-2011	EP 2564043 A1	06-03-2013
			JP 2013527369 A	27-06-2013
			SE 1050410 A1	27-10-2011
			WO 2011136717 A1	03-11-2011
