



MINISTERE DES AFFAIRES ECONOMIQUES

NUMERO DE PUBLICATION : 1009557A5

NUMERO DE DEPOT : 09400695

Classif. Internat. : F25D F02C

Date de délivrance le : 06 Mai 1997

Le Ministre des Affaires Economiques,

Vu la Convention de Paris du 20 Mars 1883 pour la Protection de la propriété industrielle;

Vu la loi du 28 Mars 1984 sur les brevets d'invention, notamment l'article 22;

Vu l'arrêté royal du 2 Décembre 1986 relatif à la demande, à la délivrance et au maintien en vigueur des brevets d'invention, notamment l'article 28;

Vu le procès verbal dressé le 20 Juillet 1994 à 14H40 à l'Office de la Propriété Industrielle

ARRETE:

ARTICLE 1.- Il est délivré à : BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, INC.
7595 Montevideo Road, Jessup, MARYLAND(ETATS-UNIS D'AMERIQUE)

représenté(e)s par : DE PALMENAER Roger, BUREAU VANDER HAEGHEN - K.O.B. S.A., Rue Colonel Bourg 108A,- B 1030 BRUXELLES.

un brevet d'invention d'une durée de 20 ans, sous réserve du paiement des taxes annuelles, pour : METHODE ET APPAREILLAGE DE PREREFROIDISSEMENT D'AIR AVEC DISPOSITIF DE REFRIGERATION A CONTACT INDIRECT.

INVENTEUR(S) : Smith Glenn W., Long Corner Road 700, Mt. Airy, MD (US); Cates Robert E., North Baygreen Drive 657, Arnold, MD (US); McCloskey William D., Old Frederick Road 2200, Baltimore, MD (US)

PRIORITE(S) 23.07.93 US USA 096744

ARTICLE 2.- Ce brevet est délivré sans examen préalable de la brevetabilité de l'invention, sans garantie du mérite de l'invention ou de l'exactitude de la description de celle-ci et aux risques et périls du(des) demandeurs(s).

Bruxelles, le 06 Mai 1997
PAR DELEGATION SPECIALE :

WUYTS L.
Directeur.

METHODE ET APPAREILLAGE DE PREREFROIDISSEMENT D'AIR
AVEC DISPOSITIF DE REFRIGERATION A CONTACT INDIRECT

Arrière-plan de l'invention

5

La présente invention fournit un dispositif de pré-refroidissement d'air d'aspiration pour turbines à gaz et autres appareils avec aspiration d'air. De manière plus spécifique, un système de pré-refroidissement avec
10 modes alternatifs de fonctionnement sélectionnables est capable de réduire jusqu'à une température inférieure à la température ambiante la température de l'air d'aspiration d'une turbine à gaz; de réduire ou réguler l'humidité contenue dans l'air d'aspiration du compresseur
15 d'une turbine à gaz; et d'augmenter la densité de l'air envoyé au compresseur de la turbine à gaz.

Les turbines à gaz, qui comprennent de manière générale une prise d'air, un compresseur, une chambre de combustion, des turbines et un échappement, compriment le
20 flux d'air entrant pour le mélanger avec le combustible avant l'allumage du mélange air-combustible dans les chambres de combustion pour génération des gaz à haute température servant à entraîner la turbine. Les turbines à gaz sont employées pour la génération de puissance
25 mécanique dans les véhicules tels que les avions, et sont également couplées aux générateurs électriques dans les centrales électriques de l'industrie de génération de l'énergie électrique, particulièrement pendant les périodes de pointes de consommation. L'emploi des tur-
30 bines à gaz pour la génération d'énergie électrique, ou générateur à turbine à gaz, prévaut particulièrement pendant les mois d'été pour renforcer les centrales électriques normales (p.ex. les centrales à vapeur ou hydroélectriques) lors des pointes de consommation pendant les
35 journées très chaudes lorsque les demandes de condition-

nement d'air provoquent souvent une augmentation de la demande de puissance électrique. Les générateurs à turbine à gaz sont également utilisés comme unités de base dans les plus petites centrales et pour les systèmes de co-génération. Cependant, le rendement de sortie en kW ou rendement thermique des générateurs à turbine à gaz est inversement proportionnel à la température de l'air d'aspiration du générateur à turbine à gaz. C'est-à-dire que le générateur à turbine à gaz a un moins bon rendement avec de l'air d'aspiration à température élevée, 95 degrés Fahrenheit (35°C) par exemple qu'avec de l'air d'aspiration à 20 degrés Fahrenheit (-7°C), chose en fait connue depuis de nombreuses années dans l'industrie des turbines.

Différents appareillages et méthodes ont été utilisés pour réduire la température de l'air d'aspiration d'un générateur à turbine à gaz afin de minimiser l'impact ou le désavantage sur la puissance utile du générateur à turbine à gaz. Cependant, l'augmentation de la demande de puissance utile du générateur électrique se présente fréquemment durant les périodes de pointes de consommation, telles que les journées chaudes d'été, lors de la consommation maximale pour refroidissement, ce qui est malheureusement également la période de l'année où les températures ambiantes sont les plus élevées. Donc, l'augmentation de puissance électrique et le coût économique de réduction de la température de l'air d'aspiration du compresseur à turbine à gaz sont fréquemment injustifiés, le coût de la puissance supplémentaire consommée par la réduction de la température de l'air d'aspiration pouvant être supérieur aux gains potentiels de puissance utile de la turbine à gaz. Par conséquent, l'industrie de génération d'énergie électrique continue de chercher des méthodes et des appareillages à coûts minimums pour diminuer la température de l'air d'aspi-

ration des turbines à gaz.

Un appareillage de refroidissement d'air fréquemment utilisé pour diminuer la température de l'air d'aspiration des turbines à gaz est un refroidisseur à évaporation monté en ligne directement en amont de la prise d'air de la turbine à gaz, qui fonctionne comme un appareillage à refroidissement direct par évaporation (DEC). Cependant, la réduction de température obtenue à l'aide de cet appareillage DEC ne peut être qu'approximativement 85% de la différence entre les température thermomètre sec et température de thermomètre humide. Plus important encore, l'appareillage DEC ne peut fournir de bénéfices substantiels que si l'humidité relative ambiante est nettement inférieure à 75%, et de préférence comprise entre 20% et 60%. A titre d'exemple, de l'air ambiant à une température d'environ 95 degrés Fahrenheit (35°C) au thermomètre sec et une température d'environ 78 degrés Fahrenheit (25°C) au thermomètre humide ne peut être refroidi qu'à une température de thermomètre sec d'environ 80,5 degrés Fahrenheit (27°C). De plus, cet air dont la température a été réduite peut avoir une humidité relative dépassant 90% (pourcent) ou, en fait, lors de changements de temps subits, être saturé avec entraînement de gouttelettes d'eau, lesquelles gouttelettes peuvent heurter et éroder ou autrement endommager les ailettes de turbine.

Bien que pour les turbines on préfère un air d'aspiration réfrigéré ou refroidi, et que, comme mentionné ci-dessus, cela améliore la capacité du générateur à turbine à gaz, la sélection d'une température spécifique d'air réfrigéré influence la capacité de production du générateur à turbine à gaz. La température d'air d'aspiration du compresseur de la turbine doit être supérieure à 32 degrés Fahrenheit (0°C) pour éviter la formation de givre sur les ailettes du compresseur, l'air

d'aspiration réfrigéré pouvant présenter une humidité relative de 100% ou entraîner de l'humidité en provenance du processus de réfrigération de l'air. De plus, l'augmentation rapide de la vitesse de l'air dans l'aspiration du compresseur entraîne une perte de pression statique de l'air pouvant atteindre 4 pouces d'eau, ce qui peut entraîner une diminution supplémentaire de température et la condensation de l'humidité. Donc, il peut être souhaitable et plus avantageux de disposer d'air d'aspiration réfrigéré à 45 degrés Fahrenheit (7°C) et environ 85% d'humidité relative, ce qui permet d'absorber plus facilement les variations de température et d'humidité de l'air tout en préservant l'intégrité du fonctionnement amélioré de la turbine à gaz avec l'air réfrigéré. Les options et avantages relatifs de la réfrigération de l'air d'aspiration de turbines à gaz sont discutés dans l'article "Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chilling", document qui a été présenté lors du Congrès et de l'Exposition sur les Turbines à Gaz de 1990 à Bruxelles, Belgique.

Une tour de refroidissement est une structure familière associée à un appareillage de refroidissement, laquelle tour de refroidissement est généralement constituée d'un dispositif à circulation de fluide (p.ex. de l'eau) servant à rejeter de la chaleur dans l'atmosphère. La tour de refroidissement possède généralement un échangeur de chaleur monté dans le circuit de fluide, le fluide étant mis en circulation à travers l'échangeur de chaleur à l'aide d'une pompe pour retour vers la tour de refroidissement et alimenté par gravité sur un milieu échangeur de chaleur. La tour de refroidissement à recirculation et le dispositif échangeur de chaleur enrichissent tous deux l'air qui les traverse en chaleur et vapeur d'eau et demandent généralement un système d'eau d'appoint pour compenser le fait qu'une grande partie du

fluide de refroidissement s'évapore.

Dans un système de refroidissement à évaporation directe, qui est un dispositif de refroidissement et d'humidification faisant circuler l'air via un milieu à échange direct de chaleur de l'air vers l'eau tel qu'un laveur à air, le refroidissement et l'humidification ont généralement lieu lors du passage de l'air à travers un film d'eau froide mis en recirculation permanente. Il s'agit d'un processus à enthalpie constante, toute évaporation requérant d'enlever de la chaleur à l'air (c.-à-d. une diminution de température), et la température de l'eau en recirculation étant simultanément réduite jusqu'à la température de thermomètre humide de l'air entrant. Après un certain temps, mis à part un léger apport calorifique dû au pompage, l'eau en recirculation atteint approximativement la température de thermomètre humide de l'air par le moyen de la seule évaporation. Contrairement à la tour de refroidissement, le refroidisseur à évaporation directe n'emploie pas d'échangeur de chaleur et rejette de l'air dont par conséquent la température de thermomètre sec a diminué, qui est essentiellement saturé en humidité, c.-à-d. qui présente de manière typique une humidité relative supérieure à 90%. Cependant, il faut empêcher que l'humidité contenue dans l'air froid transféré du refroidisseur à évaporation vers un autre appareillage puisse geler lorsque la température de l'air diminue et, par conséquent, la température de thermomètre humide de l'air entrant doit être maintenue largement au-dessus de 32 degrés Fahrenheit (0°C), par exemple à minimum 40 degrés Fahrenheit (4,5°C). Bien que les refroidisseurs à évaporation ne puissent pas produire d'air sortant froid pendant les journées chaudes, l'air sortant du système de refroidissement à évaporation directe sera froid les jours à température ambiante froide, et il peut être nécessaire de réchauffer l'air

avant d'envoyer l'air saturé en humidité vers la prise
d'air d'une turbine à gaz, ce réchauffage régulant
l'humidité et permettant une évaporation supplémentaire
des gouttelettes d'eau éventuellement présentes afin
5 d'empêcher la formation de givre dans l'appareillage
situé en aval.

Réduire la température du fluide de refroidis-
sement en-dessous de la température de thermomètre humide
de l'air entrant dans un appareillage DEC, par exemple à
10 l'aide d'eau glacée dans une structure séparée, peut
diminuer encore plus la température de l'air sortant en-
dessous de la température de thermomètre humide de l'air
ambiant. Lorsque la température de l'eau sortant du dis-
positif de réfrigération à contact indirect (ICC) tombe
15 en-dessous du point de rosée de l'air entrant, ceci
entraîne à la fois une diminution de la température de
l'air en-dessous de la température de thermomètre humide
et une déshumidification. La température finale de l'eau
sortante dépendra de l'évacuation externe de chaleur et
20 de la quantité d'eau transférée à travers le laveur à
air, mais lorsque la température de thermomètre sec de
l'air tombe en-dessous des conditions de rosée de l'am-
biance, il y a condensation d'une partie de l'humidité
contenue dans l'air. Dès lors, la diminution de la tempé-
25 rature du fluide de refroidissement (généralement de
l'eau) dans un dispositif de réfrigération à contact
indirect jusqu'à une température située bien en-dessous
du point de rosée peut amener en-dessous du point de
rosée à la fois la température de thermomètre humide et
30 la température de thermomètre sec de l'air traversant
l'appareillage DEC. Les paramètres de l'air ambiant tels
que la vitesse du vent, la température et l'humidité
peuvent fluctuer rapidement avec les changements de
temps, ce qui peut affecter les caractéristiques
35 d'échange de chaleur d'un dispositif de réfrigération à

contact indirect, provoquant une réfrigération excessive de l'air sortant, peut-être jusqu'à 35 degrés Fahrenheit (2°C) ou en-dessous, ce qui pourrait conduire à des dépôts de givre dans la région de moindre pression du cône d'aspiration de la turbine par exemple. Donc, un
5 appareillage auxiliaire peut être requis afin de fournir à la prise d'air de la turbine à gaz de l'air dans des conditions garantissant un minimum de température et un minimum d'humidité relative.

10 Bien qu'il soit connu que la réfrigération de l'air d'aspiration utilisé dans une turbine à gaz influence le rendement et le fonctionnement de la turbine à gaz, l'air d'aspiration réfrigéré doit être fourni de manière contrôlée, efficace, économique et sans augmenta-
15 tion indésirable de la consommation de puissance auxiliaire pendant les pointes de fonctionnement. La "qualité" préférée pour l'air d'aspiration de la turbine dépend de la différence entre les température de thermomètre humide et température de thermomètre sec de l'air
20 ambiant de même que l'humidité relative souhaitée de l'air d'aspiration, de la pression barométrique et du changement global de densité de l'air. Tous ces paramètres reflètent le caractère de la diminution de température de l'air et l'influence sur le fonctionnement de la
25 turbine à gaz. Dès lors, il est nécessaire de prendre en considération tous ces paramètres pour l'alimentation d'une turbine à gaz à l'aide d'un débit massique d'air à température réduite.

La caractérisation précise des conditions dési-
30 rées de température et/ou d'humidité de l'air sont reprises dans un diagramme psychrométrique, qui fournit des relations semi-empiriques donnant les grandeurs thermopsychrométriques de l'air. Le psychromètre est un instru-
ment servant à la mesure des température de thermomètre
35 humide et température de thermomètre sec de l'air. Les

diagrammes psychrométriques sont des nomogrammes construits pour fournir des moyens pratiques de détermination des propriétés de mixtures air-vapeur d'eau, telles que l'humidité, le point de rosée, l'enthalpie, le volume spécifique et la pression de vapeur d'eau, en fonction de la pression barométrique et des températures obtenues à l'aide du psychromètre. Donc, dans l'exemple cité de turbine à gaz conçue pour une température d'air d'aspiration de 45 degrés Fahrenheit (7°C) avec 85% d'humidité relative, on obtient une température raisonnable de fonctionnement avec un taux d'humidité acceptable et un risque minimal de formation de givre sur les ailettes de turbine tout en pouvant absorber des variations inattendues de climat. Le réglage du mélange d'air entrant n'est pas toujours assuré par l'utilisation d'un appareillage à contact indirect ou d'une tour de refroidissement, l'air traversant la tour pouvant présenter une température réduite jusqu'à approximativement la température de thermomètre humide de l'air ambiant. Il est également souhaitable de contrôler l'humidité de l'air d'aspiration de la turbine afin de minimiser le risque d'entraînement de gouttelettes d'eau vers la prise d'air de la turbine.

Dans un article, "Progrès Technologiques avec Possibilités de Conditionnement d'Air et de Réfrigération" de Raymond Cohen, une disposition alternative d'amélioration de l'air d'aspiration d'une turbine à gaz est fournie par un système faisant appel à des tubes de refroidissement à ailettes fonctionnant en circuit fermé, refroidis par une solution de glycol/eau d'un système de formation de glace fonctionnant en-dehors des heures de pointes de consommation, utilisant le même fluide pour la formation de glace en-dehors des heures de pointes de consommation. L'air est amené à travers ces tubes de refroidissement pour en réduire la température depuis une température nominale de référence de 90 degrés Fahrenheit

(32°C) jusqu'à approximativement 60 degrés Fahrenheit (16°C) pour injection ou transfert dans une turbine à gaz couplée à un générateur servant à la production d'énergie électrique. Un système de fabrication de glace travaillant en-dehors des heures de pointes de consommation fabrique et stocke de la glace en-dehors des heures de pointe de consommation électrique. La glace stockée est utilisée pour réduire la température du fluide de refroidissement dans les tubes de refroidissement pendant le fonctionnement de la turbine afin de réduire la température de l'air d'aspiration de la turbine à gaz. Cependant, le système ne possède pas de dispositif de contrôle de l'humidité relative de l'air, requiert un type d'échangeur de chaleur externe à tubes à ailettes provoquant une perte élevée de pression statique, et la différence de température terminale y associée, et la réduction de température de l'air est limitée par le fonctionnement du système en un étage, n'offrant pas la flexibilité d'autres modes de fonctionnement.

Le brevet US 4.137.058 de Schlom et al. expose un échangeur de chaleur à évaporation indirecte dont les parois possèdent une face humide et une face sèche pour le refroidissement d'un gaz pour le compresseur d'une turbine. L'échangeur de chaleur fournit un courant d'air froid sec et un courant d'air froid humide des deux côtés de ces parois pour transfert vers la prise d'air et le refroidisseur intermédiaire du compresseur d'une turbine de production d'électricité. Dans des réalisations alternatives, des unités de refroidissement par évaporation indirecte sont connectées en série pour combiner de l'air froid sec du deuxième refroidisseur à évaporation indirecte, qui est combiné avec l'air froid humide de la première unité de refroidissement par évaporation indirecte, lesquelles unités sont utilisées pour le refroidisseur intermédiaire d'un système de compression

de gaz à deux étages. L'air froid sec résultant est utilisé comme air d'aspiration pour le compresseur à air d'une turbine à gaz. Dans une troisième réalisation, le courant d'air froid sec et un courant d'air froid humide
5 émis par le refroidisseur à évaporation indirecte sont combinés et transférés pour utilisation comme air d'aspiration du compresseur d'une turbine à gaz, cependant aucun air froid n'est fourni au refroidisseur intermédiaire dans cette réalisation décrite.

10 Dans une dernière réalisation, le courant d'air froid sec provenant du refroidisseur à évaporation indirecte est utilisé comme courant d'air entrant pour le côté humide du refroidisseur à évaporation indirecte et l'air résultant, censé être très froid et humide,
15 alors utilisé comme air d'aspiration du compresseur à air de la turbine.

L'appareillage connu de refroidissement d'air, qui comprend des installations mécaniques de réfrigération, des refroidisseurs d'air à évaporation et des installations de réfrigération à absorption, est à même de
20 fournir un air d'aspiration froid, ou à température plus froide que l'air ambiant, à une turbine à gaz afin d'améliorer son rendement et ses performances de fonctionnement. Cependant, aucune importance n'a été accordée au
25 contrôle de l'élimination des gouttelettes d'humidité entraînées, à la densité de l'air, à l'humidité relative à une température spécifique dans le volume d'air d'aspiration, ou la fabrication et la récolte de glace en-dehors des heures de pointe de consommation pour stockage
30 de froid, laquelle glace fournit le fonctionnement pendant les heures de pointe de consommation sans requérir de consommation d'énergie électrique du compresseur de réfrigération en ligne. De plus, ils représentent un coût d'investissement beaucoup plus élevé, leur fonctionnement
35 est moins économique et ils constituent fréquem-

ment une charge électrique supplémentaire pour les turbines à gaz couplées aux générateurs électriques.

Le présent appareillage de refroidissement d'air fournit un dispositif de réfrigération à contact indirect offrant la flexibilité de modes alternatifs de fonctionnement. Il peut également fonctionner en coopération avec une structure auxiliaire de traitement de l'air servant à pré-refroidir l'air sortant et à contrôler sa température et son humidité. Plus particulièrement, cet appareillage est couplé à une turbine à gaz afin de l'alimenter en air à température réduite sans être soumis à la contrainte d'installer et de faire fonctionner pendant les heures de pointe de consommation un système de compression de vapeur en grandeur réelle comprenant un coûteux compresseur. La turbine à gaz peut être couplée à un générateur électrique.

Dans des conditions idéales, un système de pré-refroidissement d'air pour turbine à gaz fournirait l'air d'aspiration de la turbine à gaz avec augmentation maximum de la densité de l'air et régulation des propriétés de l'air d'aspiration, telles que la température et l'humidité relative. Le système de pré-refroidissement fonctionnerait dans différents modes afin de réguler les propriétés de l'air d'aspiration tout en minimisant les coûts de fonctionnement et en s'adaptant aux conditions existantes de climat et de variations de charge. Dans le cas d'une turbine à gaz couplée à un générateur électrique, de tels générateurs sont fréquemment utilisés pour renforcer la capacité de centrales hydro-électriques, centrales nucléaires, centrales à combustibles fossiles en service ou autres moyens de génération d'énergie électrique. Un appareillage de stockage thermique en coopération avec un dispositif de réfrigération à contact indirect, un refroidisseur à évaporation indirecte et un appareillage de réchauffage peut fournir de l'air réfri-

géré à température réduite et une humidité relative régulée à un coût normal en utilisant le fonctionnement en-dehors des heures de pointe de consommation pour générer une masse froide servant à réduire la température du fluide de refroidissement pour réaction avec l'air chaud ambiant, pendant toute période de demande, qui est généralement une période de demande élevée ou de pointe pour les générateurs à turbine à gaz. Ceci fournit un système qui peut comprendre des systèmes relativement plus petits pour fournir la masse froide, qui est généralement de la glace, dont la génération s'étend sur une longue période, de 12 à 16 heures par exemple, pour réaction avec le fluide de refroidissement pendant le fonctionnement de système de pré-refroidissement. L'aspect économique du système de stockage thermique est amélioré par l'augmentation de la puissance utile en kW de la turbine et l'augmentation de rendement de la turbine et peut être comparé aux incitants offerts par les compagnies de distribution d'énergie électrique à certains clients, principalement pour les opérations de type HVAC (chauffage, ventilation, conditionnement d'air) à caractère commercial, pour la réduction de la consommation électrique pendant les périodes de consommation élevée ou de pointes de consommation. Caractéristiques de ces périodes de pointes de consommation sont les températures extrêmement élevées de milieu d'après-midi des mois d'été, entraînant à certains endroits des "chutes d'intensité lumineuse". Dans la condition de chute d'intensité lumineuse, les compagnies de distribution d'énergie électrique en arrivent à acheter de la puissance électrique, si elle est disponible, à d'autres usines productrices ou à fonctionner à tension de sortie réduite ou à employer d'autres méthodes afin d'utiliser la puissance disponible au cours de ces périodes de consommation élevée. Par conséquent, il est assez évident que l'utilisation de puis-

sance rare et plus chère pendant une période de consommation élevée pour réduire la température de l'air d'aspiration de la turbine n'est pas économiquement raisonnable. De plus, il peut être démontré qu'il est possible
5 d'utiliser de manière continue un système de stockage thermique à un débit contrôlé pour réduire la température de l'air d'aspiration de la turbine.

Un avantage non évident de la réduction de la température de l'air en-dessous du point de rosée est la
10 récupération de l'humidité condensée, qui est essentiellement constituée d'eau déminéralisée, pour utilisation par injection dans les zones de combustion de la turbine afin de contrôler les émissions d'oxydes d'azote.

15 Résumé de l'invention

La présente invention fournit un système de pré-réfrigération d'air pour réduire la température de l'air de sortie en-dessous de la température ambiante, contrôler l'humidité relative de l'air de sortie, augmen-
20 tant de manière concomitante la densité de l'air et contrôlant de manière générale l'entraînement d'humidité ou de gouttelettes d'eau. L'appareillage de pré-refroidissement possède des chemins d'écoulement d'air alternatifs pour s'adapter aux variations de conditions atmosphériques ambiantes autant que pour mettre à la disposition de
25 l'utilisateur des modes de traitement ou caractéristiques alternatifs de l'air d'aspiration. Les caractéristiques désirées de l'air d'aspiration sont fournies par utilisation des capacités individuelles de refroidissement et
30 d'échange d'air des composants du système, lesquels composants sont capables de faire varier la température et l'humidité relative de l'air de sortie et, par conséquent, la densité de l'air. Dans une réalisation particulière, des mesures sont prévues pour l'utilisation alternée d'une tour de refroidissement et cycle de transfert
35

de chaleur unique sur base d'un cycle journalier pour desservir plus d'un composant afin de minimiser les besoins en matériel de l'appareillage. Le système de pré-réfrigération de l'air peut fonctionner de manière à
5 réduire la température et l'humidité de l'air ambiant jusqu'à 100% d'humidité relative.

Plus spécifiquement, un système journalier ou hebdomadaire utilise une installation frigorifique de fabrication de glace (IMP) en-dehors des heures de pointe
10 (IMP), dans le but de réduire la température de l'eau froide servant de fluide de refroidissement et former de la glace, stockant la glace et réchauffant ensuite la glace pour obtenir un milieu de transfert de chaleur alimenté en eau glacée à échange de masse et de chaleur à
15 contact indirect, qui peut être disposé en série dans le flux d'air avec un refroidisseur d'air à évaporation indirecte équipé d'une tour de refroidissement et d'un banc de tubes à ailettes, et un banc de tubes de réchauffage pour la production à relativement bas prix d'air
20 d'aspiration à température et humidité réduite servant à alimenter un appareil consommateur d'air tel qu'une turbine à gaz. La fabrication et le stockage de glace permettent de disposer d'un fluide de refroidissement à température réduite ou d'eau glacée pour diminuer la
25 température de l'air d'aspiration d'une turbine à gaz en-dessous de la température qui peut être obtenue par simple recirculation d'un fluide de refroidissement, qui est limitée par la température de l'air ambiant.

30 Brève description des dessins

Dans les figures des dessins, les mêmes numéros de référence désignent des composants similaires, et dans les dessins;

la FIG. 1 est un diagramme schématique d'une
35 réalisation préférée du système de pré-réfrigération

d'air couplé à un appareil consommateur d'air représenté sous forme d'une turbine à gaz;

la FIG. 2 montre un appareillage connu de refroidissement par évaporation délivrant de l'air refroidi par évaporation à la prise d'air du compresseur d'une turbine à gaz;

la FIG. 3 montre quelques chemins alternatifs d'écoulement de refroidissement de l'air ambiant à travers le système à multiples composants de la FIG. 1;

la FIG. 4 montre un premier mode opératoire du système de la FIG. 1;

la FIG. 5 montre un deuxième mode opératoire du système de la FIG. 1;

la FIG. 6 montre un troisième mode opératoire du système de la FIG. 1;

la FIG. 7 montre un quatrième mode opératoire du système de la FIG. 1;

la FIG. 8 est un cinquième mode opératoire montrant la possibilité de fonctionnement suivant l'état de la technique de la FIG. 2 avec le système de la FIG. 1;

la FIG. 9 est un diagramme psychrométrique illustrant la relation existant pour la température de thermomètre sec en fonction de la teneur en vapeur d'eau par livre d'air sec, ainsi que la relation existant entre la température de thermomètre humide, l'enthalpie, le point de rosée, l'humidité relative et le volume spécifique;

la FIG. 10 est un graphique illustrant les performances qui peuvent être atteintes par une turbine à gaz en ce qui concerne la puissance délivrée en kW et le taux de transfert de chaleur en fonction de la température d'aspiration (d'air) du compresseur;

la FIG. 11 montre les chemins du fluide et de l'air pour le système de la FIG. 1;

la FIG. 12 montre les chemins du fluide et de

l'air pour le système de la FIG. 1 en fonctionnement;

la FIG. 13 montre une réalisation alternative offrant un refroidissement supplémentaire continu et simultané de l'unité de stockage thermique et de l'air
5 vers le compresseur de la turbine à gaz;

la FIG. 14 montre de manière schématique la configuration de base de la présente invention utilisant un dispositif de réfrigération à contact indirect pour réduire la température de l'air d'aspiration d'un généra-
10 teur à turbine;

la FIG. 15 est une réalisation alternative de la disposition montrée à la FIG. 14;

la FIG. 16 est un diagramme illustrant une réalisation alternative de la présente invention;

la FIG. 17 est une réalisation alternative de l'appareillage de la présente invention;

la FIG. 18 est une autre réalisation de l'appareillage et de la disposition de la présente invention;

la FIG. 19 est encore une autre réalisation de l'appareillage et de la disposition de plusieurs des éléments de la présente invention;

la FIG. 20 est une disposition alternative de l'appareillage et des composants de la Fig. 18; et

la FIG. 21 est une réalisation alternative de l'appareillage et des composants de la FIG. 17.

Description détaillée de l'invention

Un système de réfrigération d'air 300 fournissant de l'air à température réduite à un appareillage consommateur d'air, tel qu'une turbine à gaz 20, est représenté sous forme de diagramme à la Figure 14. Bien que le système 300 puisse fonctionner avec tout appareillage, tel qu'un moteur à aspiration d'air ou un échangeur de chaleur, ou des systèmes de conditionnement d'air de grande capacité, la structure et le fonctionnement du

système 300 seront décrits avec une référence particulière pour la turbine à gaz 20, qui est couplée au générateur 21. Comme mentionné dans le brevet US N° 5.193.352, qui est incorporé ici par référence, cette
5 disposition d'accouplement turbine-générateur n'est pas rare dans l'industrie de la production d'énergie électrique et est fréquemment utilisée comme groupe de génération d'énergie électrique à démarrage rapide dans les périodes de pointes de consommation, et constitue
10 également le seul type de générateur d'énergie électrique pour certaines sociétés de production d'énergie électrique.

L'alimentation d'un générateur à turbine à gaz en air à température réduite ou densité augmentée apporte
15 généralement une augmentation du rendement de la turbine et de la puissance utile ou kW au générateur. L'amélioration du rendement du couple turbine-générateur est illustrée à la Figure 10, qui montre la différence de pourcentage de capacité nominale en fonction de la température de l'air d'aspiration du compresseur (turbine) pour
20 les différentes variables taux de transfert calorifique, débit d'air, consommation calorifique. Il est clairement évident qu'avec la diminution de la température de l'air d'aspiration, la puissance utile du couple turbine-générateur augmente tandis que le taux de transfert calorifique diminue. A titre d'exemple, une modification de la
25 température de l'air d'aspiration d'environ 105°F à environ 40°F réduit le taux de transfert calorifique d'environ 9%, mais elle améliore la puissance utile d'environ 35%. Le rendement de l'ensemble de la turbine 20 et
30 du générateur 21 est amélioré lorsque le taux de transfert calorifique diminue ou lorsque la puissance utile en kW augmente dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Dans la réalisation préférée du brevet cité
35 plus haut de Smith et al.-5.193.352, le système de

refroidissement d'air 10 pour la turbine à gaz 20 possède un dispositif de réfrigération à contact direct DCC 12, couplé à une unité 14 de fabrication de glace, un appareillage de refroidissement à évaporation indirecte (IEC) 16, et un serpentín de réchauffage 18 pour régulation de l'humidité de l'air sortant. Chacun des DCC 12 et IEC 16 peut fonctionner de manière indépendante pour refroidir l'air d'aspiration de la turbine à gaz 20 en-dessous de la température de l'air ambiant, et ces composants peuvent fonctionner soit séparément, soit en conjonction l'un avec l'autre et l'un ou l'autre de l'unité de fabrication de glace 14 ou du serpentín 18 pour améliorer le contrôle de l'humidité ou la réduction de température de l'air d'aspiration. Plusieurs séquences opératoires potentielles pour le système 10 sont représentées à la Figure 3, mais celles-ci sont purement illustratives et ne constituaient pas une limitation de l'invention exposée. Dans la réalisation illustrée à la Figure 1, la disposition, le placement et l'ordre des composants sont représentés suivant une disposition linéaire, cependant, la disposition physique du passage de l'écoulement d'air à travers ou autour d'un composant individuel, un élément ou une séquence d'éléments peut comprendre des silencieux, des canalisations, des conduits, des baffles ou d'autres dispositifs physiques de transfert d'air connus, pour fournir un mode de fonctionnement sélectionné et un assemblage physique des composants. Une remarque similaire est applicable à l'exposé de la présente invention. Bien que les figures de ce brevet de Smith et al.-'352 soient jointes ici à titre de référence, l'illustration et la discussion de la présente invention fait plus spécialement référence aux Figures 14-21.

Dans une première réalisation de la présente invention, comme montré sous forme de diagramme à la Figure 14, un système de refroidissement d'air 300 est

couplé au compresseur 20 à la prise d'air 19. Le système de refroidissement d'air 300 possède un dispositif de réfrigération à contact indirect (ICC) 302 couplé à un appareillage ou ensemble de refroidissement 305, un
5 dispositif de réfrigération à évaporation indirecte (IEC) 16 et un serpentin de réchauffage pour la régulation de l'humidité de l'air sortant 18. Chacun de l'IEC 16, du serpentin de réchauffage 18 et de l'ICC 302 peut fonctionner de manière indépendante pour refroidir
10 l'air d'aspiration de la turbine à gaz 20 en-dessous de la température de l'air ambiant, et ces composants peuvent fonctionner soit séparément, soit en conjonction l'un avec l'autre et l'un ou l'autre du serpentin de réfrigération à glace 302 ou du serpentin de réchauf-
15 fage 18 pour un contrôle amélioré de l'humidité ou de la réduction de température de l'air d'aspiration. Plusieurs dispositions alternatives sont montrées dans les figures 14-21. Dans les réalisations illustrées de ces figures, la disposition physique du passage de l'écoulement
20 d'air à travers ou autour d'un composant individuel, un élément ou une séquence d'éléments peut comprendre des silencieux, de canalisations, des conduits, des baffles ou d'autres dispositifs de transfert d'air connus, afin de fournir un mode de fonctionnement sélectionné et un
25 assemblage physique des composants.

Dans les figures, l'ICC 302 peut fonctionner de manière à refroidir l'air ambiant à envoyer vers la prise d'air 19 de la turbine. A titre d'exemple de disposition de l'ICC de refroidissement, l'air ambiant à une première
30 température de thermomètre sec et une première humidité absolue est dirigé à travers l'ensemble illustré de tubes à ailettes de l'ICC 302, ce qui est le chemin d'écoulement du fluide de refroidissement. L'air sort de l'ensemble de tubes à ailettes du côté aval 134 pour être trans-
35 féré vers la prise d'air 19 de la turbine à gaz à une

deuxième température de thermomètre sec et une deuxième humidité absolue plus basses. Un réservoir ou bac de recueil 136, qui est illustré aux Figures 16-21, recueille les condensats accumulés sur l'ensemble tubes à ailettes du processus de déshumidification. Ce condensat peut être évacué vers un drain, un réservoir de stockage, une tour de refroidissement 52 pour être utilisé comme eau déminéralisée, ou vers tout autre système d'évacuation ou de recueillement, cependant, cette évacuation ne fait pas partie de la présente invention. Un premier fluide de refroidissement, tel qu'un fluide réfrigérant à deux phases, peut être utilisé dans l'ensemble ICC de tubes à ailettes de la réalisation de la Figure 14, laquelle réalisation utilise l'ensemble ICC d'une manière qui est associée à un circuit de fluide de réfrigération 305 de type fondamental. Dans cette illustration, qui est utilisée pour démontrer les étapes de base de fonctionnement de l'invention sans en limiter la portée, un fluide de réfrigération comprimé et condensé est envoyé d'un condenseur à évaporation 306 à travers un conduit 308 vers la vanne de détente thermique 310. La vanne 310 peut être actionnée de manière automatique et son fonctionnement est connu de l'homme de métier. Lorsque le réfrigérant comprimé et condensé ou premier fluide de refroidissement circule dans le serpentin de l'ICC 302, il se détend, sa pression diminue et sa température augmente. Ce réfrigérant détendu est généralement un composant gazeux et, à travers le conduit 312, il est envoyé de l'ICC 302 vers le compresseur 304, qui en augmente la pression et refoule à travers le conduit 314 un réfrigérant sous haute pression vers le condenseur 306, dans lequel le réfrigérant sous haute pression est condensé en un matériau généralement liquide pour recirculation vers l'ICC 302. De cette manière, le compresseur 304 joue le rôle d'une pompe. Le condenseur à

évaporation 306 joue le rôle d'une tour de refroidissement et comprend une pompe de recirculation, un bac de recueil et un conduit 316 pour amener le fluide de refroidissement de la tour de refroidissement afin d'évacuer la chaleur du réfrigérant comprimé suivant un processus connu.

Dans la Figure 14, plusieurs étapes de fonctionnement additionnelles sont notées à la turbine 20, comprenant la possibilité d'introduction d'azote gazeux en amont de la zone de combustion de la turbine 20 afin de réduire encore plus la température de l'air et d'augmenter sa densité, permettant ainsi de fournir un volume d'air plus important pour une combustion plus complète du combustible chargé dans le compresseur. Cependant, ceci ne fait pas partie de l'invention et est généralement considéré comme une action coûteuse pour augmenter la puissance utile d'un appareil à combustion. Les produits d'échappement de la turbine sont illustrés comme évacués de la turbine sans s'occuper de leur traitement spécifique.

Dans la Figure 15, la structure et le fonctionnement du système 300 sont similaires à l'appareil décrit et montré à la Figure 14, cependant une unité de stockage thermique (TSU) 60 est maintenant ajoutée au circuit de réfrigérant. Dans un exemple de TSU, un appareil, réservoir ou boîtier 61 peut contenir un milieu de stockage, tel qu'un certain volume d'eau. Un serpentin 66, représenté comme serpentin dans le réservoir 61, est raccordé à la TXV 310 pour recevoir le fluide réfrigérant comprimé et condensé de manière à réfrigérer ou geler au moins une partie de l'eau contenue dans le réservoir 61 et à renvoyer le réfrigérant réchauffé vers le compresseur 304 pour recirculation à travers le circuit de réfrigération. Le fluide réfrigéré, de l'eau par exemple, peut alors être mis en circulation par la pompe 42 à travers

le conduit 40 vers l'ICC 302 pour refroidir l'air du système 300. Le fluide réchauffé est renvoyé au réservoir 61 à travers le conduit de retour 72. Dans cette réalisation, le circuit de réfrigération compresseur-condenseur 14 peut fonctionner en-dehors des heures de pointes de consommation pour réfrigérer ou refroidir le fluide contenu dans le réservoir 61, ce qui utiliserait moins de combustible coûteux ou de coûts énergétiques. Après cela, la capacité de refroidissement ainsi stockée pourrait être mise à profit par le système 300 pendant les heures de pointes de consommation pour refroidir l'air afin de générer de la puissance électrique de pointe à bon rendement en utilisant de l'énergie produite en-dehors des heures de pointe, l'ICC 302 fonctionnant avec le fluide refroidi/gelé.

Dans la Figure 16, une illustration plus détaillée d'une réalisation alternative comprend l'ICC 302 monté de façon à former un angle aigu avec l'axe longitudinal 320. Dans cette disposition, les préfiltres optionnels 322 sont dessinés à la prise d'air 324 en amont de l'IEC 50, qui peut fonctionner de manière similaire à celle décrite ci-dessus et dans le brevet de Smith et al.-'352. L'air à température réduite venant de l'IEC 50 est envoyé vers l'ICC 302, qui est un ensemble de tubes à ailettes placé suivant l'angle aigu 'A'. Dans cette illustration, l'ensemble de tubes à ailettes 326 possède une première zone [légèrement ombrée] 328 en amont et une deuxième 330 zone plus fortement ombrée située en aval, lesquelles sont séparées par une ligne en pointillés. En position redressée, ces zones 328 et 330 seraient approximativement séparées par un axe vertical. Dans cette disposition inclinée, l'humidité condensant dans la zone aval 330 en provenance du processus de déshumidification est supposée s'écouler vers la zone plus claire amont 328 pour être recueillie

dans un réservoir ou bac de recueil 136 et être évacuée à travers la tuyauterie 137 vers un réservoir, un drain ou un dispositif de recyclage. Lorsque cette humidité s'écoule sur les tubes à ailettes de la zone 328, elle est supposée aider le refroidissement et le transfert de chaleur de l'air passant à travers la zone de tubes amont. Ensuite, l'air refroidi et déshumidifié est transféré vers le serpentin de réchauffage 18 et la prise d'air 19 de la turbine comme mentionné ci-dessus.

10 Dans la Figure 16, l'ICC 302 est représenté couplé à la TSU 60, qui est couplée à un appareil de refroidissement au glycol 340 pour réfrigérer le milieu réfrigérant de la TSU 60. Dans cette figure, un dispositif de réfrigération au glycol 342 est raccordé par le conduit 344 au serpentin de refroidissement 66 du réservoir 61 pour fournir un fluide de refroidissement servant à réfrigérer et congeler le fluide qui y est contenu. Le dispositif de réfrigération au glycol 342 est lui-même raccordé à un circuit et appareillage de réfrigération 350, qui comprend le compresseur 352, le condenseur 354 et la TXV 356 pour fournir un réfrigérant froid au dispositif de réfrigération au glycol 342. Dans cette disposition, le réfrigérant chaud du dispositif de réfrigération 342 est amené au compresseur 352 par le conduit 358 pour compression et transfert en aval vers le condenseur 354 à travers le conduit 360. Le réfrigérant condensé est envoyé vers la TXV 356 à travers la tuyauterie 362 et donc vers le dispositif de réfrigération 342. Comme mentionné dans cette figure, le condenseur 354 est raccordé à la tour de refroidissement 364 par les tuyauteries 366 et 368, ce circuit de fluide comprenant la pompe de recirculation 370 afin de fournir un fluide liquide de refroidissement tel que de l'eau au condenseur 354. Le condenseur 354 est raccordé de manière similaire à la tour de refroidissement 52 par les conduits

372 et 374, la vanne à trois voies 376 raccordant les conduits 54 et 372 pour diriger l'écoulement du fluide refroidi vers un des condenseurs 354 et IEC 50. Dans cette dernière disposition, il est uniquement nécessaire
5 d'utiliser la tour de refroidissement 364 si le compresseur 352 est utilisé pendant le fonctionnement du système de refroidissement 300 pendant les périodes de pointes de consommation.

Dans cette disposition de la Figure 16, le
10 fluide réfrigéré ou gelé du réservoir 61 et de la TSU 60 est envoyé vers l'ICC 302 à travers le conduit 40 et renvoyé au réservoir 61 à travers la tuyauterie 72. Cependant, dans cette réalisation, la première vanne à trois voies 380 est placée entre le réservoir 61 et la pompe 42
15 et peut être actionnée de manière à envoyer le fluide réfrigéré vers la pompe 42 en réponse à un signal du premier capteur de température 384 situé en aval de l'ICC 302, qui envoie un signal à travers la ligne 386 au contrôleur 382 afin d'actionner le servomécanisme 388, et
20 donc la vanne 380, par l'intermédiaire de la ligne 390. La deuxième vanne à trois voies 392 est montée dans le conduit de retour 72 et raccordée au réservoir 61 et à la première vanne à trois voies 380 par la tuyauterie 394. Le servomécanisme 396 de la vanne 392 est couplé au contrôleur 382 par l'intermédiaire de la ligne 398 et peut
25 être actionné pour commander l'écoulement en réponse à un signal du capteur 384.

La vanne à deux voies 400 est placée entre le conduit de décharge 54 et le conduit de décharge 402 du serpentín de réchauffage et peut être actionnée pour
30 fournir du fluide de refroidissement au serpentín 18 en réponse à un signal du deuxième capteur de température 406 situé en aval du serpentín 18, lequel capteur est raccordé au contrôleur 382 par l'intermédiaire de la
35 ligne 408. Un signal de commande est fourni au servoméca-

nisme 410 par la ligne 412 depuis le contrôleur 382 pour actionner l'apport de fluide au serpentin 18. Le fluide est renvoyé au conduit 58 en raccordant la ligne 404 pour retour vers la tour de refroidissement 52.

5 Dans la Figure 17, une réalisation alternative de la structure exposée plus en détail à la Figure 16 utilise un condenseur à évaporation 306 à la place de l'ensemble condenseur 354 et tour de refroidissement 364 de la Figure 16. Dans cette réalisation alternative, il
10 est mentionné spécifiquement que l'utilisation de la tour de refroidissement 52 peut être évitée pendant les heures de pointes de consommation grâce à l'utilisation du condenseur à évaporation 306, le compresseur 352 étant mis hors service. Dans cette réalisation, la pompe 430
15 est branchée de manière à recirculer le fluide de refroidissement en provenance du pied de la tour de condensation 432 vers le sommet de la tour via le conduit 434. La vanne à trois voies 436 est positionnée dans le conduit 434 et peut être actionnée de manière à dévier l'écoulement de la pompe 430 soit vers la deuxième vanne à trois
20 voies 438, soit vers la conduite de décharge 440 de l'IEC pour communication avec l'IEC 50. La deuxième vanne 438 peut être actionnée de manière à recevoir le fluide de la pompe 430 et de la vanne 436, ainsi que pour recevoir le
25 fluide réchauffé de l'IEC 50 pour transfert à travers les tubes 442 dans le condenseur 306. Il est à noter que les vannes 436 et 438 sont toutes deux actionnables par servomécanismes, mais ne sont pas représentées comme couplées au contrôleur 382. Le choix de fonctionnement, manoeuvre et connexion est un choix de conception. En
30 fonctionnement, la disposition du circuit de refroidissement représentée à la Figure 17 lui permet de fonctionner comme une tour de refroidissement pendant les périodes où le compresseur 342 est hors service. Dès lors, la tour de
35 refroidissement 52 peut être omise, mais elle est repré-

sentée dans la figure comme appareillage de secours disponible dans le cas d'un dysfonctionnement du condenseur à évaporation.

Une autre réalisation est illustrée à la Figure 18 avec un circuit alternatif d'alimentation en réfrigérant fournissant le fluide de réfrigération et de congélation aux serpentins 66 de la TSU 60. Dans cette réalisation, le condenseur 354 est couplé à la tour de refroidissement 364 et envoie le liquide réfrigérant à un receveur 450 à travers le conduit 452 pour communication avec les serpentins 66 par les tuyauteries 454, 455 et la pompe 456, qui est raccordée au contrôleur 382 par lequel elle peut être actionnée via la ligne 458. La ligne de retour 460 transfère le réfrigérant réchauffé, qui peut être gazeux, du serpentin 66 vers le receveur 450. Le condenseur 354 comprend un flotteur 462 en amont du circuit 452 pour fournir une fonction de demande et de commutation dépendant de la perte de charge pour envoyer le réfrigérant condensé vers le receveur à basse pression 450. Dans cette réalisation, il est mentionné que la tour de refroidissement IEC 52 peut être utilisée en remplacement de la tour de refroidissement 364 pour rejeter la chaleur perdue du condenseur 354 pendant les périodes où le compresseur 352 est hors service. Cependant, le choix de cette alternative est un choix de conception et peut dépendre du cycle de fonctionnement du compresseur 352.

Dans la Figure 19, la structure générale de la réalisation illustrée à la Figure 16 est élargie pour utiliser le réfrigérant au glycol comme fluide de refroidissement dans l'ICC 302. Dans cette configuration, la vanne à trois voies 470 est positionnée dans le conduit de décharge 344 en amont du serpentin 66 pour transfert du glycol froid vers le serpentin 66, et elle est également raccordée au conduit 72 pour recevoir le fluide réchauffé revenant de l'ICC 302. La ligne de retour 472

et la pompe 474 sont raccordées à une deuxième vanne à trois voies 476 qui contrôle l'écoulement de fluide vers le dispositif de réfrigération au glycol 342, laquelle vanne est également raccordée à la ligne d'alimentation
5 40 de l'ICC 302 de manière à fournir à l'ICC 302 le glycol qui a été réfrigéré dans la TSU 60. Une deuxième vanne à deux voies 478 est raccordée à la ligne de retour 72 entre l'ICC 302 et la vanne 470 par le conduit 480 et en amont de la pompe 474 pour envoyer le
10 fluide glycol revenant de l'ICC 302 vers la pompe 474. Le servomécanisme de la vanne 478 est couplé au contrôleur 382 par la ligne 391 et peut être actionné en réponse à un signal du capteur 384.

Une autre réalisation dans la Figure 20 utilise
15 la configuration de base illustrée dans la Figure 18, qui fait appel à un réfrigérant et une disposition avec un receveur à basse pression et un condenseur à évaporation 306 au lieu de la tour de refroidissement 364. Dans ce cas, le réfrigérant est envoyé du compresseur 352 vers le
20 condenseur à évaporation 306. Dans la réalisation de la Figure 20, la pompe 456 envoie le réfrigérant liquide du receveur 450 vers le serpentin 66 et le réfrigérant gazeux ainsi que le liquide éventuellement entraîné sont renvoyés au receveur 450 par le conduit 482.

25 La Figure 21 montre une autre réalisation de la présente invention combinant la structure de l'appareillage de la Figure 17 avec le mode de fonctionnement de la structure de la Figure 19 pour utiliser l'alimentation directe en glycol de l'ICC 302. Le condenseur à évaporation est utilisé en lieu et place de la disposition avec
30 condenseur et tour de refroidissement. De plus, cet appareillage utilise la possibilité de refroidissement au glycol directement depuis le dispositif de réfrigération au glycol ainsi que la mise à disposition de glycol comme
35 fluide de réfrigération pour le milieu de stockage dans

la TSU 60. Le glycol est envoyé vers le dispositif de réfrigération au glycol 342 pour être envoyé à la vanne 470 et à la TSU 60, et revenir ensuite au dispositif de réfrigération au glycol 342 pendant le cycle de réfrigération et de congélation du milieu de stockage. Cependant, durant cette période de non-fonctionnement du compresseur, la pulvérisation d'eau du condenseur à évaporation 306 peut être utilisée pour refroidir le fluide de refroidissement de l'IEC 50, évitant ainsi la nécessité de la tour de refroidissement 352. Le fait d'éviter la nécessité de la tour de refroidissement est représenté par les lignes en traits interrompus 372 et 373 servant au transfert de fluide entre l'IEC 50 et l'eau de pulvérisation du condenseur à évaporation 306, à travers les vannes 436, 438 et la pompe 432.

Le refroidisseur à évaporation indirecte 16 peut être utilisé pour refroidir sensiblement l'air le traversant et, dans une réalisation préférée, comprend la tour de refroidissement 52 et les tubes à ailettes 50 comme échangeur de chaleur. Le serpentin 50 est raccordé par le conduit 54 à la pompe 56 en deuxième position dans la ligne et à la tour de refroidissement 52 située en première position, la pompe 56 pouvant être utilisée pour faire circuler le fluide de refroidissement, de l'eau par exemple, à travers le serpentin 50 et le conduit 54. Le serpentin 50, qui est refroidi par le fluide de refroidissement venant de la tour de refroidissement 52, refroidit l'air passant le long des tubes à ailettes 50 sans ajouter d'eau ou d'humidité au flux d'air.

Dans la Figure 1, le conduit 54 est représenté comme couplé à l'installation de fabrication de glace (IMP) 62 et la traversant. Dans la réalisation de la Figure 14, le serpentin 50 est directement couplé à la tour de refroidissement 52 par le conduit 54 et la pompe 56. Cependant, la tour de refroidissement 52 peut

également être utilisée en coopération avec l'IMP 62 pour refroidissement pendant le fonctionnement avec fabrication de glace afin de réduire le nombre de composants requis pour un système 10, qui a été décrit et discuté dans le brevet antérieur de Smith et al.-352.

Comme dans la structure exposée précédemment de ce brevet '352, il est connu que tout l'air passant le long du serpentin 50 n'est pas en contact avec les tubes ou ailettes. Cependant, d'un point de vue pragmatique, le volume d'air entrant ou d'air ambiant passant le long des tubes 50 peut être traité comme en contact avec les tubes 50, la partie de cet air qui n'est pas directement en contact avec les tubes étant mélangée avec la partie de cet air qui est en contact direct pour fournir une température moyenne d'air de sortie. Le calcul et la prise en compte des quantités relatives des parties du volume d'air spécifiquement en contact ou non en contact peuvent être réalisés à l'aide de fonctions mathématiques, telles que le facteur de by-pass. Dans un environnement commercial, la quantité spécifique d'air non en contact mélangée avec la quantité d'air en contact fournit une température généralement uniforme de l'air de sortie du serpentin 50. L'air refroidi du serpentin 50 peut être envoyé directement à la turbine 20 par les conduits à air; transféré à travers le dispositif de refroidissement d'air à contact indirect (ICC) 302 avec la pompe ou le compresseur 304 hors service; transféré à travers l'ICC 302, le compresseur 304 étant en service, avec ou sans unité de stockage thermique (TSU) 306 dans le circuit de fluide pour réduction supplémentaire de la température de l'air; et, transféré à travers le serpentin de réchauffage 18. Le chemin particulier d'écoulement de l'air dépend du choix de l'opérateur et peut être sélectionné manuellement; défini automatiquement par des baffles ou déflecteurs; ou autrement défini au sein du système 300.

Le serpentin de réchauffage 18 dans les figures est placé entre le refoulement ou côté sortie 134 de l'ICC 302 et la prise d'air 19 de la turbine, et peut fonctionner de manière à augmenter légèrement la température de l'air sortant et contrôler l'humidité de l'air
5 envoyé vers la turbine 20. Le serpentin de réchauffage 18 est de préférence un tube à ailettes raccordé de manière à recevoir directement le liquide envoyé vers l'IEC 16, lequel fluide est à température réduite mais pas nécessairement une température de congélation, est fourni à la
10 pression de fluide au serpentin de réchauffage 18 pour transfert de chaleur à l'air passant le long du serpentin 18. Un léger réchauffement de l'air refroidi sortant n'est pas contre-productif, au contraire il permet de contrôler à la fois la température et l'humidité de l'air
15 sortant. Dans la réalisation de la Fig. 16, le fluide de refroidissement s'écoulant vers le serpentin IEC 50 et le conduit 54 est envoyé par l'intermédiaire d'une vanne de régulation à servocommande 400 soit vers le serpentin de réchauffage 18 pour réchauffage et contrôle de l'humidité
20 relative de l'air sortant, soit vers l'IEC 50. Plus spécifiquement, le conduit 54 envoie le fluide de refroidissement du serpentin IEC 50 vers la vanne 400. Ce fluide de refroidissement peut être dirigé directement par la vanne 400 et le servomécanisme 410 en réponse à un signal
25 reçu des capteurs 406 ou 384, de façon à ce que le fluide de refroidissement soit envoyé vers le serpentin de réchauffage 18 à travers le premier conduit 402, ou alternativement vers le conduit 54 et le serpentin IEC
30 50. Le fluide de refroidissement du serpentin de réchauffage 18 est recyclé à travers les conduits 404 et 58 vers la tour de refroidissement 52. Le contrôle et l'ajustement de la température de l'air sortant peuvent être réalisés par variation du débit de fluide de refroidissement
35 à travers le serpentin de réchauffage 18, et peut être

5 régulé en fonction de paramètres d'environnement ou de fonctionnement, sondés ou mesurés par les capteurs 406 ou 384, qui peuvent être couplés à la vanne 400 par le contrôleur 382 et les lignes 386, 412 afin de réguler sa position de manière à fournir un écoulement partiel à travers le serpentin 18 et à dévier le reste de l'écoulement du fluide traversant le conduit 54 vers le serpentin IEC 50.

10 Chacun des multiples composants du système 300, tels que les servomécanismes 410 et 388, respectivement des vannes 400 et 380, ainsi que les pompes 42, 56 et 370, peut être à action manuelle ou prédéfinie. Ils peuvent également être couplés et commandés par un contrôleur 382 connu de l'homme de métier. Le contrôleur 382
15 peut fonctionner de manière à recevoir des signaux de paramètres mesurés, tels que la température de l'air, les températures des fluides de refroidissement, la vitesse d'écoulement de l'air, l'humidité relative, les pressions ou autres grandeurs physiques, des capteurs 384 et 406
20 afin de fournir des signaux de commande vers les vannes à servocommande, pompes ou autres éléments susceptibles d'être commandés, sur la base des signaux détectés. Dans un exemple de régulation, les capteurs 384 et 406 sont respectivement positionnés en amont et en aval du serpentin de réchauffage 18. A titre d'exemple, les capteurs
25 384, 406 fournissent un signal, tel que la température, respectivement sur les lignes 386 et 408, à un comparateur situé dans le contrôleur 382 pour génération d'un signal de commande du servomécanisme 410 via la ligne
30 412. Des signaux similaires de couplage et de commande peuvent être transmis aux pompes 42 et 56 via des lignes non représentées, respectivement depuis un quelconque des capteurs 384 et 406. Dans les figures, les capteurs 384 et 406 sont raccordés au contrôleur 382 par les lignes
35 386 et 408, respectivement, afin de fournir le signal

détecté au contrôleur 382. Des signaux de commande similaires peuvent être fournis par le contrôleur 382 aux servomécanismes de plusieurs vannes. La condition de fonctionnement spécifique ou le paramètre détecté par les capteurs 384 et 406, tel que l'humidité ou la température, le choix de la liaison directe d'un capteur avec une pompe ou un servomécanisme ou le nombre et la position des capteurs constituent des choix de conception et non une limitation. La condition de fonctionnement spécifique, le paramètre physique surveillé ou le dispositif de détection relèvent également du choix du propriétaire et/ou de l'opérateur du système 300.

Le système 300 est conçu pour le refroidissement, la récupération de la vapeur d'eau contenue dans l'air et/ou la régulation de l'humidité du flux d'air envoyé vers la turbine à gaz 20, mais il peut également fonctionner, toutes les pompes étant mises hors service, de façon à permettre le transfert d'air ambiant vers la turbine à gaz 20 sans modification de la structure physique du système 300. Cependant, comme les turbines à gaz 20 pour la génération d'énergie électrique sont fréquemment utilisées en appoint des équipements de production d'énergie électrique pendant les périodes de pointes de consommation, il est souhaitable de réduire la température de prise d'air de la turbine par envoi de l'air ambiant à travers au moins soit l'IEC 16 ou l'ICC 302 afin d'augmenter la puissance utile de la turbine à gaz, et de réduire la consommation en combustible de l'usine par kW produit, ce changement positif de puissance disponible et de rendement pendant les périodes de température ambiante élevée étant reflété par les pentes relatives des courbes représentées à la Fig. 10.

L'obtention d'une température d'aspiration d'air plus basse, ainsi que la régulation de l'humidité relative, peuvent être accomplis à l'aide du système 300

à l'aide d'un certain nombre de modes de fonctionnement. La disposition exacte des tuyauteries, des conduits, baffles et autres appareillages servant à diriger le flux d'air le long d'un chemin d'écoulement sélectionné ne sont pas illustrés dans les figures, mais sont connus de l'homme de métier. Le mode opératoire de l'état de la technique illustré à la Fig. 2 par la seule utilisation du refroidisseur à évaporation 130 pour l'air d'aspiration peut uniquement apporter le changement de température mentionné ci-dessus dans des conditions ambiantes de faible humidité relative. La diminution de température de thermomètre sec espérée peut être d'environ 90% de la différence entre les température de thermomètre humide et température de thermomètre sec ambiantes. L'air sortant de ce refroidisseur à évaporation, qui est transféré vers la turbine 20, peut être saturé en humidité dans ce mode opératoire, mais aucune mesure spécifique n'est prévue pour réguler l'humidité relative. Donc, il existe une possibilité d'entraînement de gouttelettes d'eau en suspension, ce qui peut être dommageable pour les ailettes de la turbine à gaz 20.

Comme mentionné ci-dessus, des modes de fonctionnement alternatifs et des cheminement alternatifs des flux d'air et de fluide réfrigérant dans le système précédent 10 sont représentés à la Fig. 3 dans un schéma fonctionnel d'écoulement en forme d'organigramme où les combinaisons de plusieurs composants du système sont disposées de manière à fournir l'air sortant à la turbine à gaz (G-T) 20. Le chemin d'écoulement particulier tant pour l'air entrant que pour les fluides réfrigérants dépend du choix de l'opérateur et peut être fonction de la température et de l'humidité relative de l'air ambiant, ainsi que des caractéristiques de l'air sortant et des caractéristiques de charge désirées. On peut obtenir un air sortant plus froid que ce qui est disponible à la

sortie de l'IEC 16 en utilisant l'ICC 302 et la TSU 60 pour réduire la température du fluide de refroidissement vers l'ICC 302, dont le fluide de refroidissement peut être environ à la température de congélation de l'eau. On

5 peut s'attendre à ce que la température du fluide de refroidissement réfrigéré soit nettement inférieure à la température de thermomètre humide de l'air entrant, ce qui diminuera encore la température de l'air sortant. Comme la température de l'eau glacée servant de fluide de

10 refroidissement est nettement inférieure au point de rosée de l'air entrant, il en résulte une déshumidification, l'humidité qui se condense étant recueillie dans un réservoir ou bac de recueil 136 et pouvant être utilisée pour d'autres buts ou autrement évacuée. La température

15 finale du fluide de refroidissement réchauffé venant de l'ICC 302 vers la ligne de retour 72, qui est une mesure du refroidissement de l'air, dépendra du transfert total de chaleur et du volume de fluide de refroidissement, mais la température de l'air sortant de l'ICC 302 diminu-

20 era nettement en-dessous de la température de l'air qui est refroidi par évaporation d'eau à la température de l'air ambiant. De plus, la densité de l'air à température réduite augmentera au-dessus de la densité de l'air ambiant.

25 Plusieurs des modes de fonctionnement énumérés à la Fig. 3 sont illustrés sous forme de diagrammes aux Fig. 4-8 et 12. Dans la Fig. 12, l'air ambiant passe le long du serpentin IEC 50, de l'unité DCC 30 et du serpentin de réchauffage 18. Le deuxième fluide de refroidisse-

30 ment refroidi venant de la tour de refroidissement 52 est recirculé à travers le conduit 54 vers le serpentin 50 pour refroidir l'air ambiant passant le long du serpentin pour être envoyé au DCC 12. Le fluide de refroidissement est représenté comme traversant l'IMP 62, cependant, si

35 le condenseur et le compresseur ne sont pas en service,

l'effet sur ce flux de fluide est nul et une dérivation
similaire pourrait être réalisée à l'aide d'un ensemble
vanne et conduit de déviation. Le fluide de refroidisse-
ment dans le conduit 58 est représenté comme étant dévié
5 à travers la vanne 92 à la fois vers le conduit 100 et
vers le conduit 102, qui envoient le fluide réchauffé
vers la tour de refroidissement 52 pour refroidissement
et recyclage à travers le serpentin IEC 50. L'air ambi-
ant, comme montré à la Fig. 3, voit sa température
10 réduite de Z à A avec une teneur constante en humidité
absolue, et arrive directement à l'unité DCC 30. Dans la
structure particulière de la Fig. 12, la disposition des
différents composants apporte de subtils avantages à
l'utilisateur. Spécifiquement, l'utilisation du serpentin
15 IEC 50 pour réduire initialement la température de l'air
diminue la quantité de refroidissement d'air requise dans
l'unité DCC 30, qui peut fournir un temps plus long de
fonctionnement pour le fluide de refroidissement réfri-
géré dans la chambre TSU 65, réduit le débit de fluide de
20 refroidissement nécessaire à travers l'unité DCC 30 et
donc la capacité de la pompe peut alternativement permet-
tre un débit d'air à traiter plus grand pour la même
capacité de la pompe ou peut être considéré comme un
moyen d'augmenter la capacité de fonctionnement du sys-
tème 10.

Dans un exemple spécifique d'un générateur
électrique couplé à une turbine, on peut montrer que
réduire la température de l'air d'aspiration de 101,6 F
à 42 F a pour effet de donner une augmentation de
30 puissance utile de 52600 kW à 66630 kW, ce qui représente
un gain de 14030 kW ou d'environ 27% de puissance sans
augmentation d'émissions indésirables. L'obtention de
cette augmentation de puissance ne demande pas de con-
sommation excessive d'énergie, sauf pour la pompe, la
35 masse de fluide de refroidissement de la TSU 60 étant

générée à une période souhaitable, c.-à-d. aux périodes de consommation minimum, et utilisée aux périodes de pointes de consommation. La génération de la masse de fluide de refroidissement dans la TSU 60 est illustrée à la Fig. 11, où le deuxième fluide de refroidissement venant de la tour de refroidissement 52 est transféré vers le condenseur de l'IMP 62 et le réfrigérant de l'IMP 62 est pompé par la pompe 68 à travers les serpentins 66 dans la chambre TSU 65 pour réfrigérer ou congeler le premier fluide de refroidissement dans la TSU 60. Le deuxième fluide est remis en circulation dans le circuit de fluide de l'IEC 16 pour retour à la tour de refroidissement 52 sans déviation à travers le serpentin de réchauffage 18. Pendant le cycle de régénération dans la TSU 60, aucun fluide de refroidissement du bac de recueil 136 n'est envoyé à travers la chambre 65. Cependant, il est reconnu que, dans une situation dynamique, à la fois la régénération de la masse de refroidissement et le flux du premier fluide de refroidissement à travers la TSU 60 pourraient se produire simultanément, mais à un débit réduit. L'étude de la dynamique de tout système donné requiert la détermination des débits de fluide de refroidissement, des températures ambiantes, des capacités des composants du système et des besoins opératoires. Le mode de fonctionnement spécifique individuel dépend du choix de l'utilisateur.

Dans la Fig. 5, l'IEC 16 est le seul composant de refroidissement d'air et lors du fonctionnement en continu, le deuxième fluide de refroidissement sera environ à la température de l'air ambiant. Le débit de fluide dans le DCC 12 est réduit par la mise hors service de la pompe 42 et aucun débit de fluide n'est envoyé vers le serpentin de réchauffage 18 via la vanne 92. Le débit d'air résultant venant du serpentin IEC 50 traverse l'unité DCC 30 et le serpentin de réchauffement 18 pour

être envoyé à la prise d'air 19 de la turbine sans autre réduction de température. L'effet sur le fonctionnement de ce refroidissement dans l'IEC est représenté à la Fig. 9 par un changement des caractéristiques de l'air du point Z au point A, ce qui fournit une réduction de la température de thermomètre sec, mais une augmentation de l'humidité relative sans changement de la teneur totale en humidité de l'air. Comme le point de rosée n'est pas atteint, l'air n'est pas déshumidifié. Un effet similaire serait constaté dans la présente invention si l'ICC 302 et le serpentin de réchauffage 18 étaient mis hors service.

La seule utilisation du DCC 12 pour agir sur l'air ambiant afin de réduire la température de l'air est illustrée à la Fig. 7. La pompe 56 de circulation du deuxième fluide de refroidissement à travers le circuit de fluide de l'IEC 16 n'étant pas en service, l'air ambiant n'est pas affecté par son passage dans le serpentin IEC 50. De plus, aucun fluide n'est envoyé au serpentin de réchauffage 18. Le contact direct de l'air ambiant avec le fluide de refroidissement sur le milieu contenu dans l'unité DCC 30 fournit une réduction de la température de l'air en-dessous du point de rosée initiant la condensation et une réduction supplémentaire de température jusqu'à environ la température du fluide de refroidissement. L'air sortant du côté refoulement 34 est à ou environ à la température du fluide de refroidissement et la teneur en humidité du point de rosée. L'envoi de l'air sortant vers la prise d'air 19 de la turbine n'est pas affecté par le passage à travers le serpentin de réchauffage 18. On peut s'attendre à un effet similaire en utilisant uniquement l'ICC 302.

Toutes les discussions ci-dessus se basent sur un temps de séjour adéquat de l'air dans chacun des composants et sur une température appropriée de fonction-

nement.

Le système 300 permet la réduction de la température et la régulation de l'humidité de l'air ambiant avant introduction dans un appareillage consommateur d'air. Le système 300 donne à l'opérateur une grande flexibilité dans le choix des composants afin d'atteindre une température et un niveau d'humidité spécifiques. Plus particulièrement, la structure des Fig. 14-21 fournit un appareillage permettant ce qui suit: refroidissement de l'air ambiant par évaporation indirecte; réfrigération de l'air par contact indirect afin de réduire à la fois la température et l'humidité absolue de l'air; et léger réchauffage de l'air réfrigéré pour réduire l'humidité relative et minimiser l'entraînement éventuel de gouttelettes d'humidité.

De plus, l'action de chacun des multiples composants sur l'air qui le traverse peut être activée au choix de l'opérateur. Le choix de l'activation des composants peut être fonction d'un point final désiré ou température de sortie d'air, humidité absolue ou relative, conditions d'air entrant ou autres paramètres de fonctionnement.

Dans la réalisation préférée de la Fig. 17, le système 300 est couplé à un générateur à turbine à gaz 20 et peut fonctionner de manière à fournir de l'air à température réduite à la turbine du générateur 20. L'air ambiant traverse le serpentin IEC 50 qui peut fonctionner par passage du fluide de refroidissement à travers la tour de refroidissement 52, les conduits 54 et 58, et le serpentin IEC 50 pour réduire la température de l'air de Z à A avec la même humidité absolue que celle indiquée dans le diagramme psychrométrique de la Fig. 9.

En aval de l'IEC 16 se trouve l'ICC 302 avec l'unité ICC 326 recevant le flux d'air. L'unité 326 peut fonctionner comme refroidisseur à contact indirect pour

réduire la température de l'air et le déshumidifier simultanément. L'appareillage de fabrication de glace 14 peut refroidir le fluide de refroidissement circulant à travers l'unité 326 en-dessous du point de rosée de l'air. En fonctionnement avec l'unité 326, le fluide de refroidissement réfrigéré réagira avec l'air du serpentin IEC 50, qui peut être soit de l'air refroidi soit de l'air ambiant, pour réduire la température de l'air jusqu'à et en-dessous du point de rosée de l'air entrant l'unité ICC 326, ce qui a pour conséquence à la fois une diminution de la température et une déshumidification de l'air. Le choix de l'utilisation de l'appareillage de fabrication de glace 14 et plus spécifiquement de l'unité de stockage thermique 60 est un choix de l'utilisateur/opérateur et peut dépendre des propriétés désirées pour l'air transféré au générateur à turbine 20. Dans un système à cycle journalier, une masse de refroidissement comme la glace est générée et stockée pendant un cycle, cette masse de refroidissement étant alors disponible pour réduire la température d'un fluide de refroidissement mis en contact avec elle. Ce cycle de génération de masse de refroidissement dans l'exemple de générateur de l'illustration peut se produire en-dehors des périodes de pointe, par exemple la nuit, ce qui minimise les coûts de génération de la masse de refroidissement (glace), le prix de l'énergie électrique étant généralement inférieur pour les utilisateurs commerciaux en-dehors des heures de pointes de consommation. La masse de refroidissement dans la TSU 60 reste alors inutilisée jusqu'à ce que le fluide de refroidissement soit envoyé à travers la TSU 60. Comme cette masse est immédiatement disponible dans l'exemple des Fig. 16-21, il est clairement apparent que son intégration dans le circuit d'écoulement de fluide de l'ICC 326 demande un effort minimal, qui peut initier une

réduction de température du fluide de refroidissement et, par conséquent, de l'air transféré à travers l'unité ICC 326. Comme mentionné ci-dessus, les vannes 392 et 388 peuvent être disposées de manière à freiner ou réguler le
5 débit à travers la TSU 60 afin d'ajuster la température du fluide de refroidissement, la vitesse de fusion de la glace ou d'autres paramètres.

Le flux d'air passe ensuite à travers le serpentín de réchauffage 18, qui peut fonctionner de manière
10 à chauffer l'air venant de l'unité ICC 326. De manière pragmatique, l'élévation de la température de l'air ne présente généralement de signification qu'à des très basses températures de l'air, la teneur en humidité étant proche ou égale à celle du point de rosée. Le serpentín
15 de réchauffage 18 peut fonctionner par déviation du fluide de refroidissement du conduit 54, lequel fluide de refroidissement alimente le serpentín IEC 50. Le fluide est dévié par la vanne 400 à travers le conduit 402 pour réchauffer le serpentín de réchauffage 18 et ensuite
20 renvoyé au conduit 404 pour recyclage à travers le serpentín IEC 50 et la tour de refroidissement 52. Le serpentín de réchauffage 18 peut fonctionner de manière à élever légèrement la température de l'air sortant de l'unité ICC 302 et à réduire son humidité relative jus-
25 qu'à environ 85%, ce qui minimisera le risque d'entraînement de gouttelettes d'humidité.

Les composants de fonctionnement choisis et le degré de réduction de la température ou de déshumidification de l'air à chaque étape du processus relèvent du
30 choix de l'utilisateur, cette versatilité et les options possibles pouvant servir à minimiser les coûts de fonctionnement ou alternativement fournir des configurations alternatives de systèmes ne requérant pas tous les multiples éléments.

35 Tandis que seules quelques réalisations spéci-

fiques de l'invention ont été décrites et exposées, il est clair que de nombreuses variations peuvent y être apportées. Le but des revendications qui suivent sera dès lors de couvrir toutes modifications et altérations pouvant tomber dans la portée réelle et l'esprit de l'invention.

Revendications

1. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz, ledit système pouvant être utilisé pour recevoir et traiter l'air ambiant et envoyer ledit air de combustion à ladite turbine à une température de sortie souhaitée, ledit air ambiant ayant une température de thermomètre humide, une température de thermomètre sec, une humidité absolue et une densité de l'air ambiant, ladite température de sortie de l'air de combustion étant inférieure à ladite température de thermomètre humide de l'air ambiant et ladite densité de sortie de l'air de combustion étant supérieure à ladite densité de l'air ambiant, ledit système comprenant:
- un dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte qui peut être utilisé afin de réduire la température de l'air traversant ledit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte jusqu'à une première température, une première humidité absolue et une première densité de l'air;
 - un dispositif de réfrigération à contact indirect possédant un côté d'aspiration d'air;
 - un côté refoulement d'air;
 - une entrée de fluide de refroidissement;
 - une sortie de fluide de refroidissement et des moyens d'échanger la chaleur entre un premier fluide de refroidissement et l'air traversant ledit dispositif de réfrigération à contact indirect;
 - ladite turbine possédant une prise d'air de turbine afin de recevoir l'air de combustion communiquant par l'intermédiaire dudit dispositif de réfrigération à contact indirect;
 - une unité de stockage thermique à glace avec un fluide changeant de phase dans ladite unité et des moyens pour

réduire la température dudit fluide changeant de phase à une température inférieure à ladite température de thermomètre sec de l'air et geler au moins une partie dudit fluide;

- 5 ledit fluide changeant de phase pouvant être utilisé comme premier fluide de refroidissement dans ledit dispositif de réfrigération à contact indirect;
- des moyens pour raccorder ledit dispositif de réfrigération à contact indirect et ladite unité de
- 10 stockage thermique pour assurer le passage d'un fluide changeant de phase;
- des moyens pour la recirculation d'un fluide, lequel moyen de recirculation est couplé audit connecteur afin de permettre le passage d'un fluide changeant de phase de
- 15 ladite unité de stockage thermique vers ledit moyen échangeur de chaleur dudit dispositif de réfrigération à contact indirect afin de réduire ladite première température dudit air circulant par ledit dispositif de réfrigération à contact indirect à moins de ladite
- 20 température de thermomètre humide de l'air ambiant.

2. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 1, comprenant en plus un deuxième fluide de refroidissement pouvant être utilisé
- 25 dans ledit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte afin de refroidir ledit air ambiant jusqu'à ladite première température;

- un premier moyen de refroidir ledit deuxième fluide de refroidissement dudit dispositif de
- 30 réfrigération d'air à évaporation indirecte;

- un deuxième moyen de raccorder ledit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte et ledit premier moyen de refroidissement, ledit premier moyen de raccordement pouvant être utilisé afin d'envoyer ledit
- 35 deuxième fluide de refroidissement à une première

température dudit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte vers ledit premier dispositif de refroidissement pour réduire sa première température à une deuxième température inférieure à ladite première
5 température dans ledit premier moyen de refroidissement et de fournir ledit deuxième fluide de refroidissement à ladite deuxième température audit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte pour refroidir ledit air ambiant.

10 3. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 2, dans lequel ledit premier moyen de refroidissement est une première tour de refroidissement,
15 ledit deuxième moyen d'interconnexion dudit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte et de ladite première tour de refroidissement pouvant être utilisé pour envoyer ledit deuxième fluide de refroidissement entre ladite première tour et ledit dispositif de
20 réfrigération d'air à évaporation indirecte afin de réduire la température dudit air envoyé à travers ledit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte.

4. Un système de pré-refroidissement pour l'air
25 de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 1, dans lequel ledit moyen pour réduire la température dudit fluide changeant de phase possède un condenseur à évaporation, un moyen de compression, un fluide réfrigérant compressible et un
30 deuxième moyen d'interconnexion et un moyen à soupape dans ledit deuxième moyen d'interconnexion dudit dispositif de réfrigération à contact indirect, dudit moyen de compression et dudit condenseur à évaporation afin d'envoyer ledit fluide réfrigérant à l'un desdits
35 moyens de réduction de la température dudit fluide

changeant de phase et vers ledit dispositif de réfrigération à contact indirect afin de réduire ladite température de l'air traversant lesdits dispositif de réfrigération d'air à contact indirect et système de pré-
5 refroidissement.

5. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 4, dans lequel ledit moyen à soupape est au moins une soupape à trois voies et
10 une pompe de recirculation dans ledit moyen d'interconnexion entre ledit condenseur à évaporation et ledit dispositif de réfrigération à contact indirect.

6. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme
15 revendiqué dans la revendication 5, dans lequel ledit moyen de compression est un compresseur placé entre le dispositif de réfrigération à contact indirect et ledit condenseur à évaporation.

7. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme
20 revendiqué dans la revendication 1, comprenant en plus un condenseur à évaporation, un fluide réfrigérant compressible, un moyen de compression et un deuxième moyen d'interconnexion dudit moyen réducteur à unité de
25 stockage thermique à glace avec lesdits condenseur à évaporation et compresseur afin d'envoyer le fluide réfrigérant compressible vers ladite unité de stockage thermique à glace afin de réduire la température dudit fluide changeant de phase.

8. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme
30 revendiqué dans la revendication 1, dans lequel ledit fluide changeant de phase est soit de l'eau glacée, soit du glycol, soit un mélange de glycol et d'eau.

9. Un système de pré-refroidissement pour l'air
35

de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 1, comprenant en plus un moyen de réchauffage dudit air, ledit moyen de réchauffage étant ledit dispositif placé entre ledit
5 dispositif de réfrigération à contact indirect et ladite turbine audit côté sortie d'air pour recevoir et réchauffer ledit air provenant du dispositif de réfrigération à contact indirect à une température souhaitée.

- 10 10. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 9, comprenant par ailleurs un deuxième fluide de refroidissement pouvant être utilisé dans ledit dispositif de réfrigération d'air
15 à évaporation indirecte pour refroidir l'air ambiant à ladite première température,
un premier moyen pour refroidir ledit deuxième fluide de refroidissement provenant dudit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte;
20 un deuxième moyen pour interconnecter ledit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte et ledit premier moyen de refroidissement, ledit deuxième moyen d'interconnexion pouvant être utilisé pour envoyer ledit deuxième fluide de refroidissement à une première
25 température dudit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte afin de réduire la première température dudit fluide de refroidissement à une deuxième température du fluide de refroidissement inférieure à ladite première température dans ledit
30 premier moyen de refroidissement et fournir ledit deuxième fluide de refroidissement à ladite deuxième température audit dispositif de réfrigération d'air à évaporation indirecte pour refroidir ledit air ambiant, dans lequel ledit moyen de réchauffage est couplé audit
35 deuxième moyen d'interconnexion afin de recevoir ledit

deuxième fluide de refroidissement dans le but de commander ledit moyen de réchauffage et la température de l'air traversant ledit moyen de réchauffage vers ladite turbine.

5 11. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 1, dans lequel ledit moyen échangeur de chaleur du dispositif de réfrigération à contact indirect est un serpentín de réfrigération.

10 12. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 1, dans lequel ledit moyen échangeur de chaleur du dispositif de réfrigération à contact indirect est un serpentín comportant au moins
15 un tube,
une pluralité d'ailettes de refroidissement étant montées sur ledit tube afin d'améliorer le transfert de chaleur entre ledit air et un fluide changeant de phase.

 13. Un système de pré-refroidissement pour
20 l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 8, dans lequel ledit moyen de transmission du deuxième fluide de refroidissement possède un condenseur à évaporation, un moyen de compression et un deuxième moyen d'interconnexion dudit
25 dispositif de réfrigération à contact indirect, dudit moyen de compression et dudit condenseur à évaporation afin d'envoyer ledit deuxième fluide de refroidissement vers ledit dispositif de réfrigération à contact indirect afin de réduire ladite température de l'air traversant
30 lesdits dispositif de réfrigération et système de pré-refroidissement.

 14. Un système de pré-refroidissement pour l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme revendiqué dans la revendication 13, comprenant en plus
35 un moyen de détection d'au moins une température,

pression ou débit de fluide,
un servomécanisme raccordé audit moyen de recirculation
et un moyen de raccordement dudit moyen de détection et
dudit servomécanisme, ledit moyen de détection pouvant
5 être utilisé pour communiquer un signal audit
servomécanisme afin de commander ledit moyen de
recirculation et le débit dudit deuxième fluide de
refroidissement vers ledit dispositif de réfrigération à
contact indirect.

- 10 15. Un système de pré-refroidissement pour
l'air de combustion envoyé dans une turbine à gaz comme
revendiqué dans la revendication 1, dans lequel ledit
dispositif de réfrigération à contact indirect possède un
serpentin comprenant au moins un tube,
15 une pluralité d'ailettes de refroidissement montées sur
ledit tube afin d'améliorer le transfert de chaleur entre
ledit air et ledit fluide changeant de phase,
ledit système de pré-refroidissement ayant un axe
longitudinal généralement horizontal,
20 ledit serpentin ayant une extrémité supérieure, une
extrémité inférieure, un côté aspiration et un côté
refoulement à proximité de ladite turbine à gaz,
l'extrémité supérieure dudit serpentin étant inclinée en
direction dudit dispositif de réfrigération à contact
25 indirect et dudit côté aspiration de ladite extrémité
inférieure de manière à définir un angle aigu par rapport
audit axe longitudinal, qui fournit un moyen de collecter
l'humidité condensée sur lesdites ailettes audit côté de
refoulement afin de favoriser l'écoulement par gravité du
30 condensat dudit serpentin vers le côté aspiration dudit
serpentin afin de mouiller lesdites ailettes du côté
aspiration dudit serpentin et d'améliorer le
refroidissement de la face du serpentin comportant les
ailettes humides et de réduire le risque d'entraînement
35 secondaire desdits condensats dans l'air envoyé vers

ladite turbine à gaz.

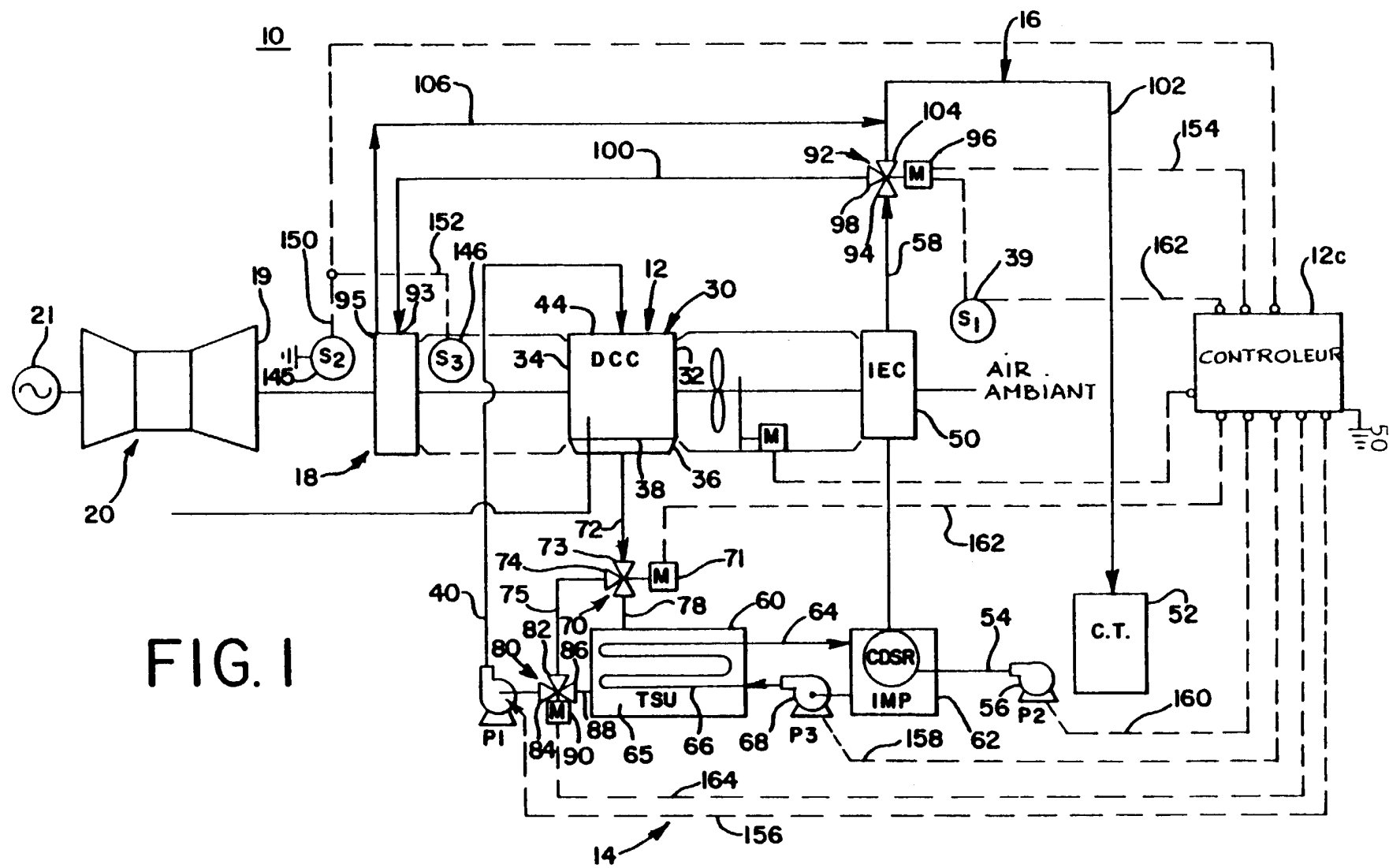


FIG. 2

51

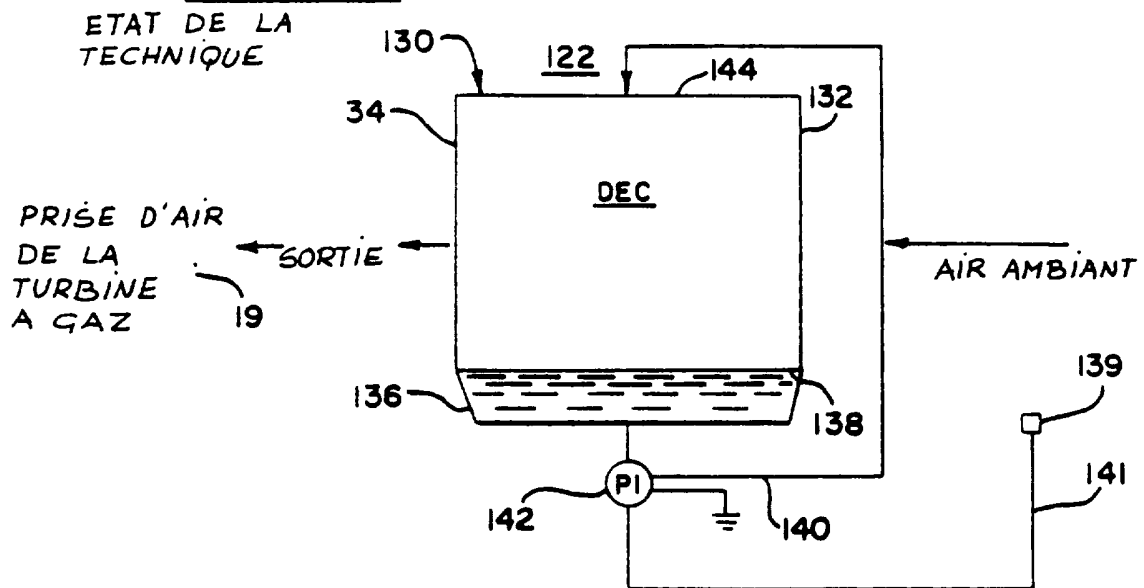


FIG. 10

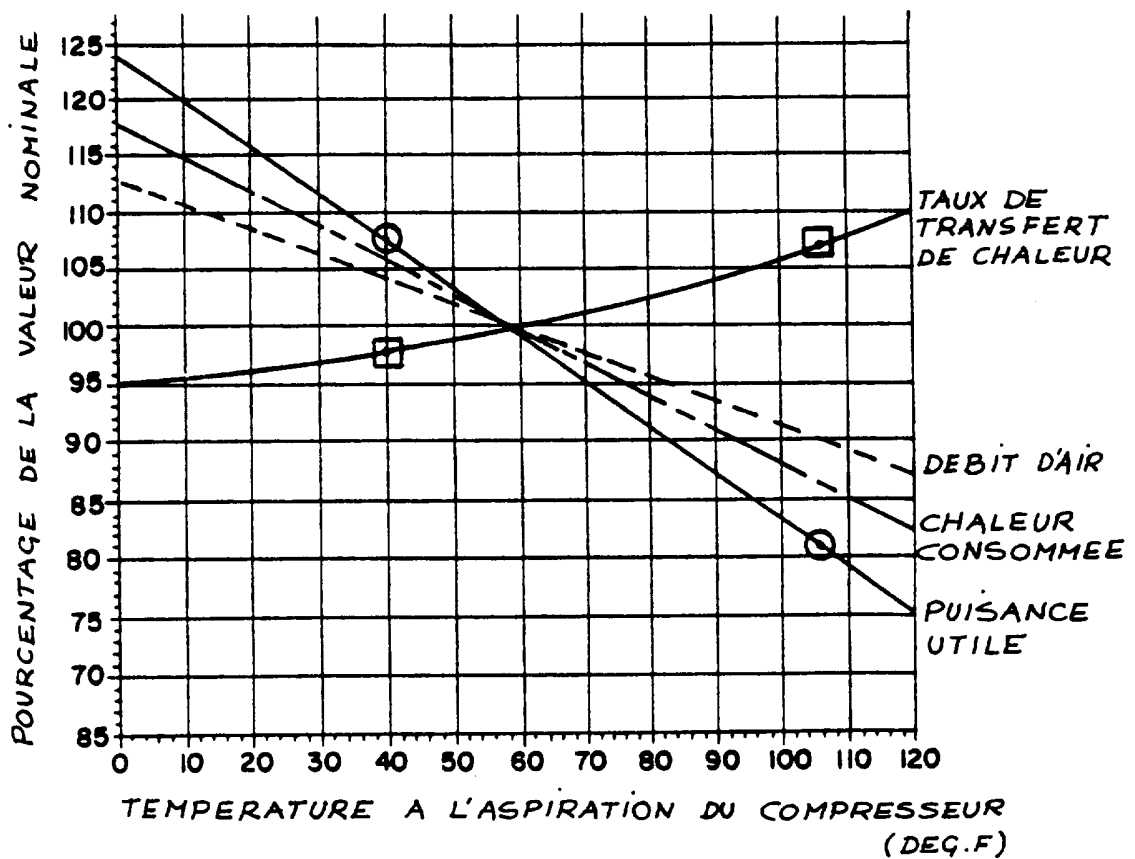
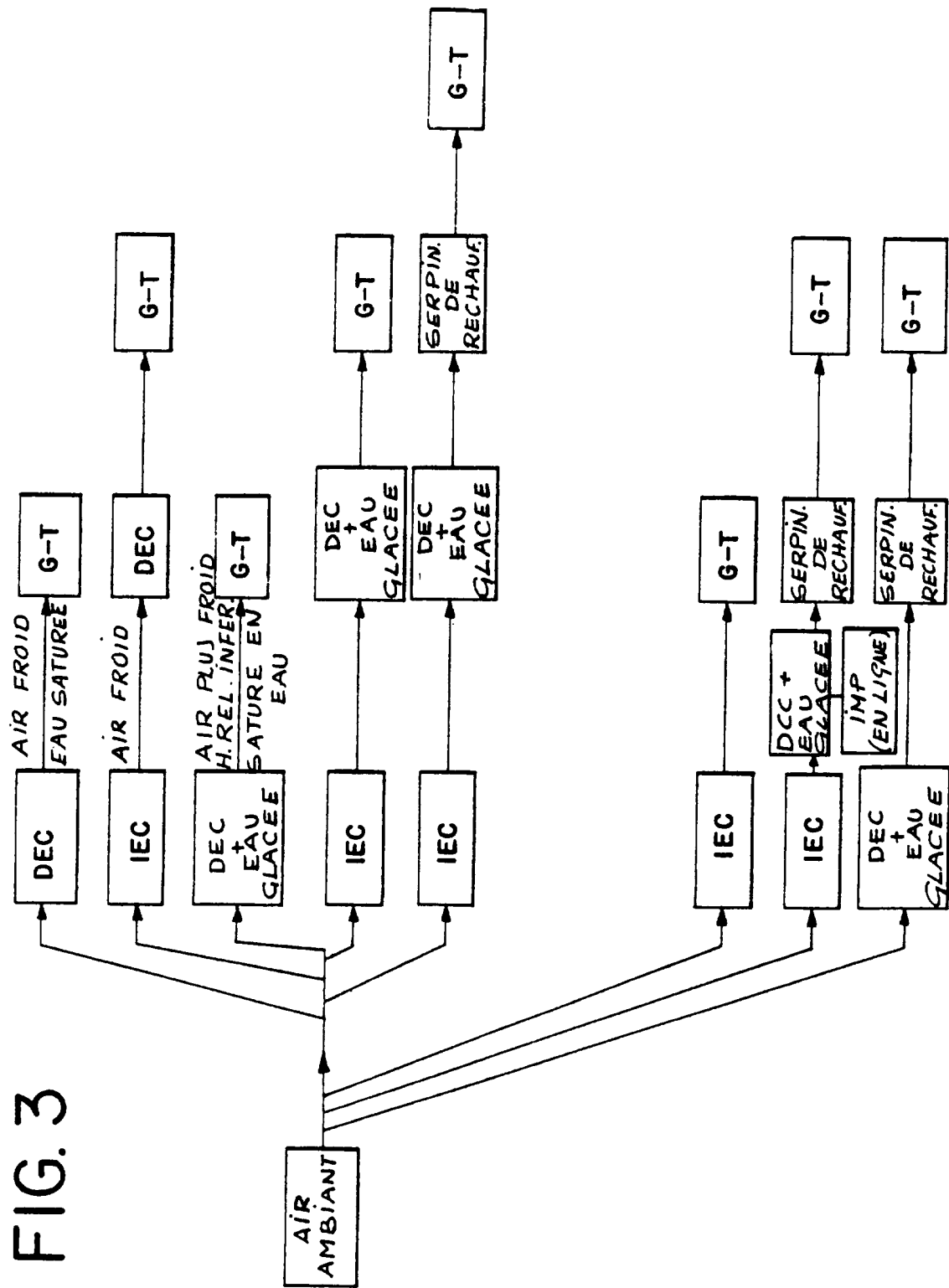


FIG. 3



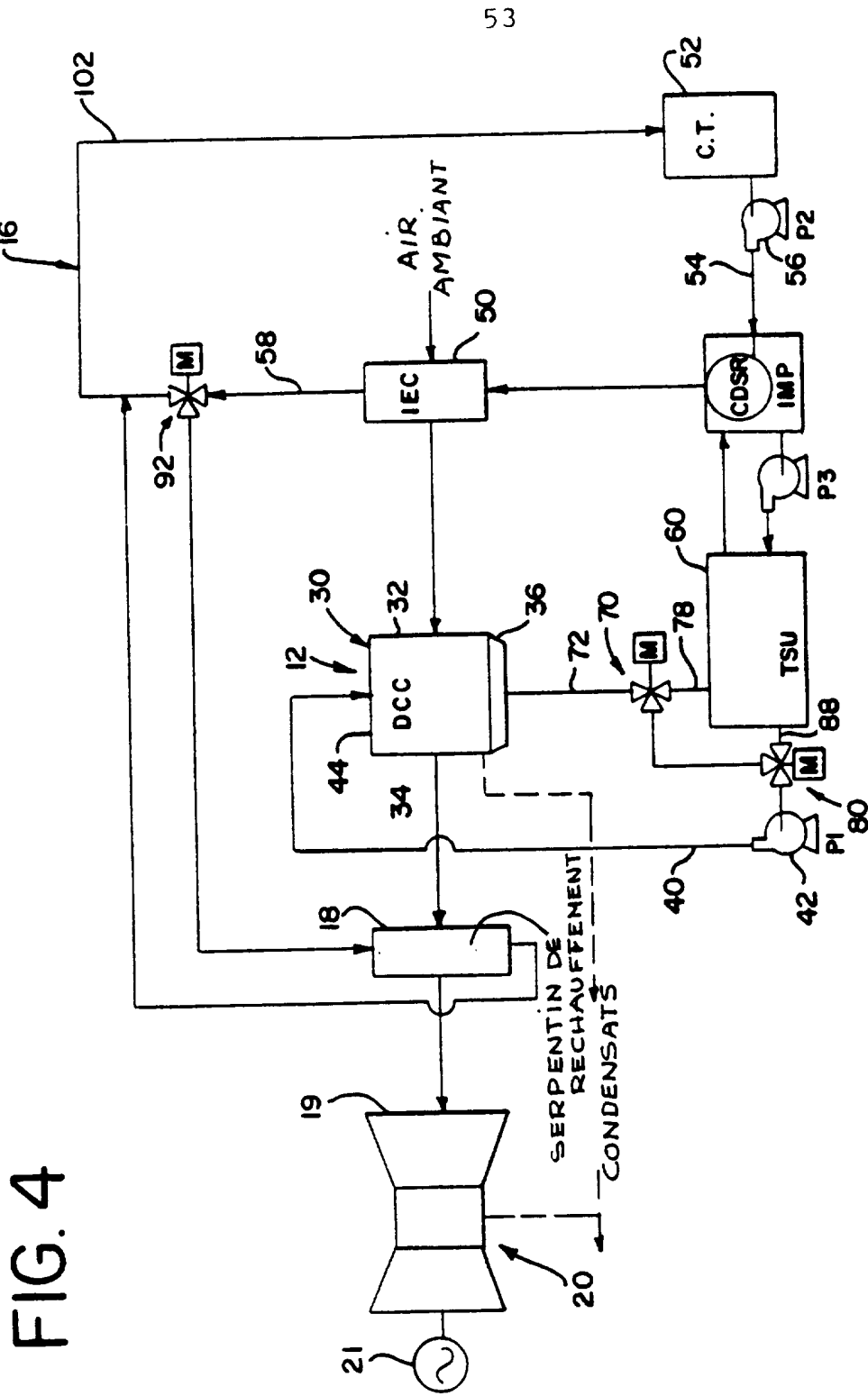


FIG. 5

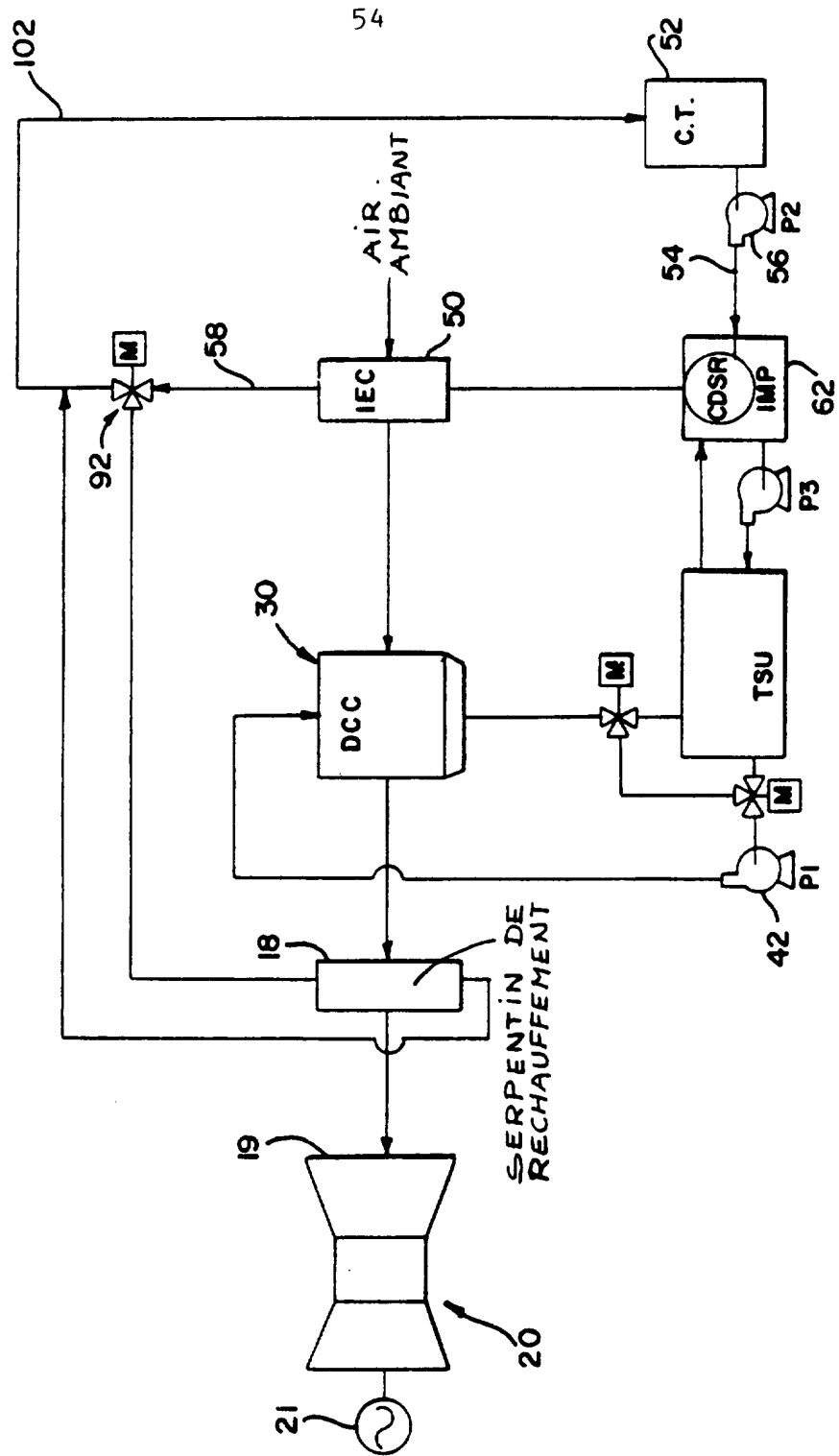
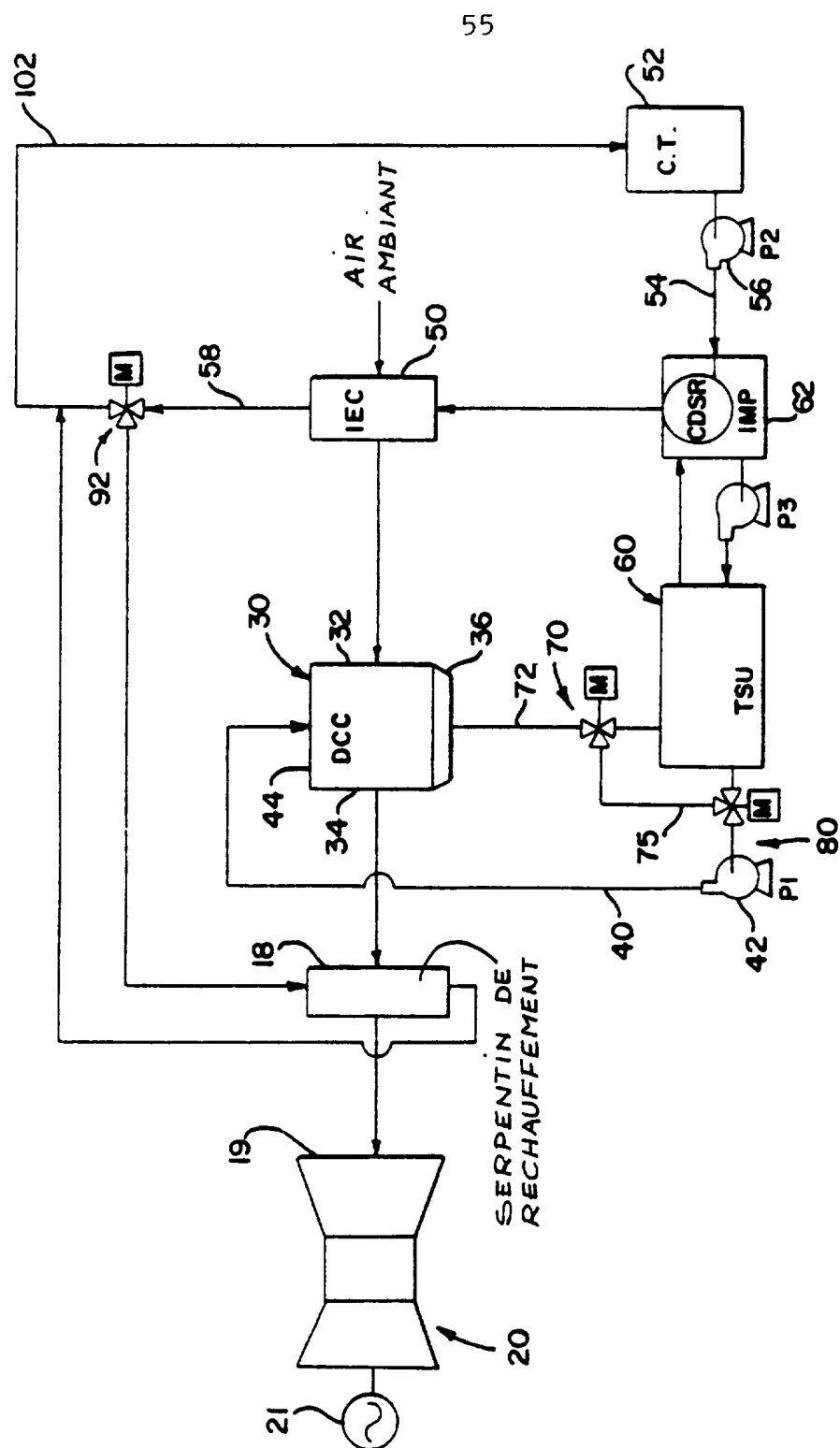


FIG. 6



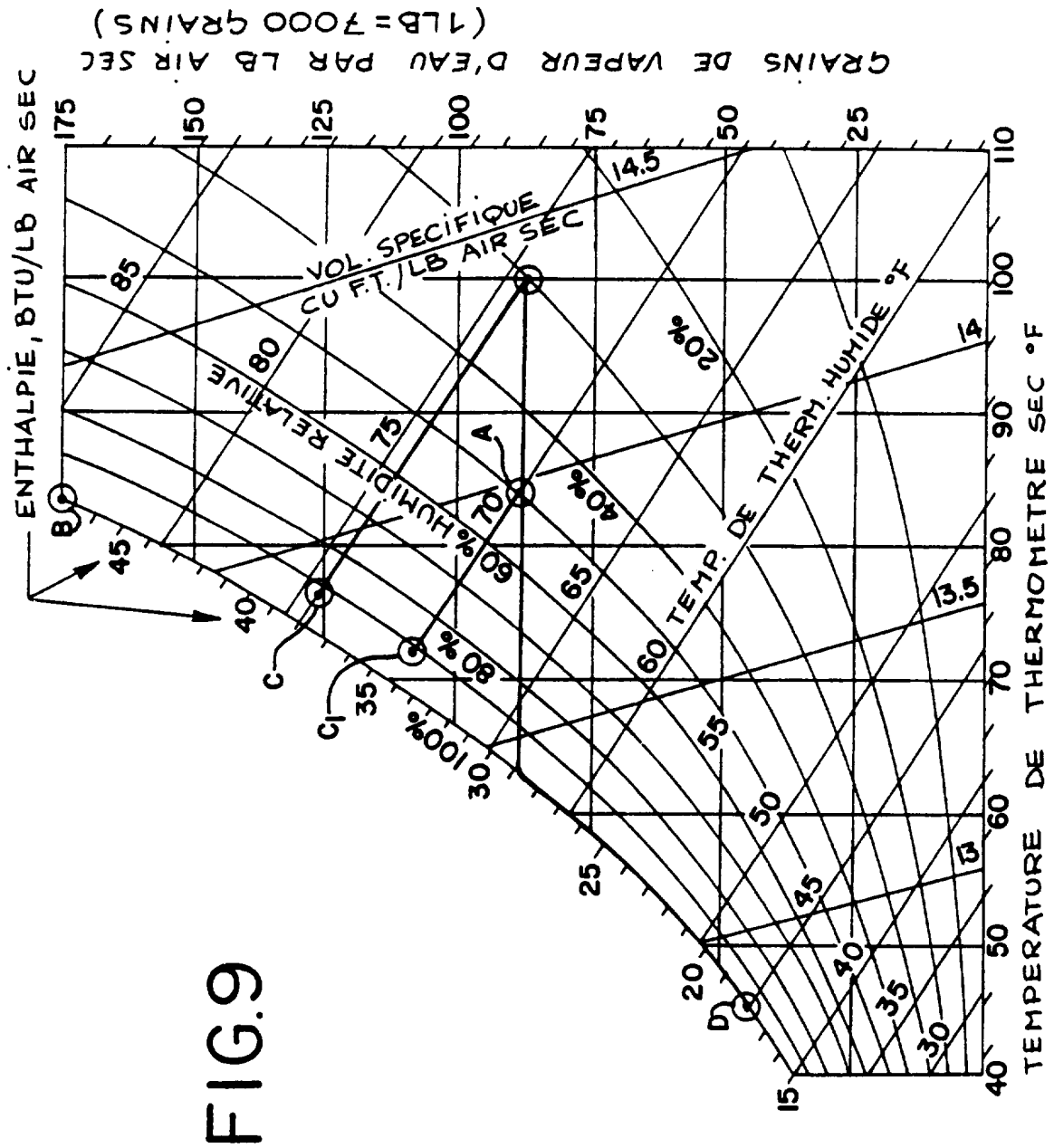


FIG. 11

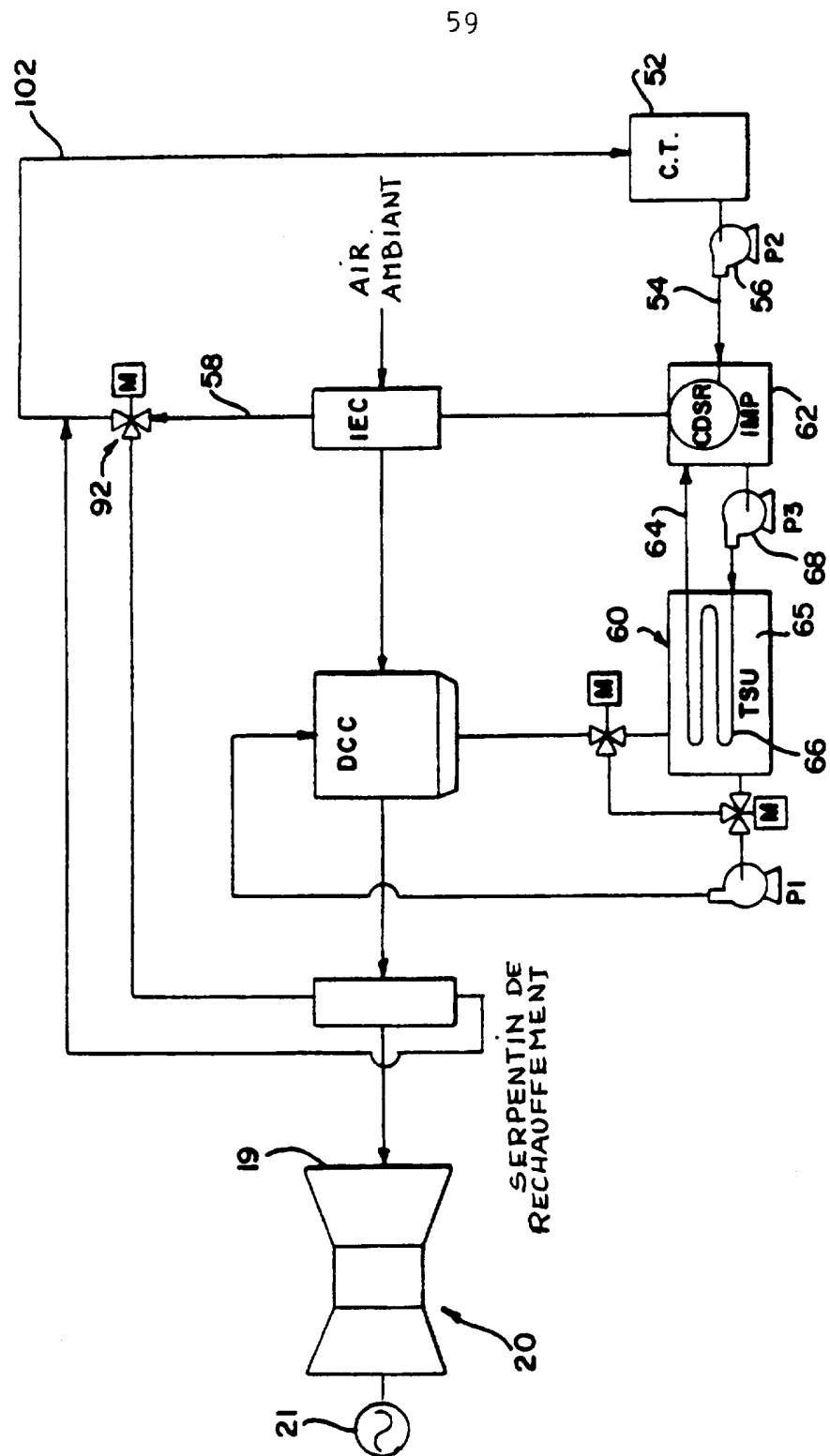


FIG. 12

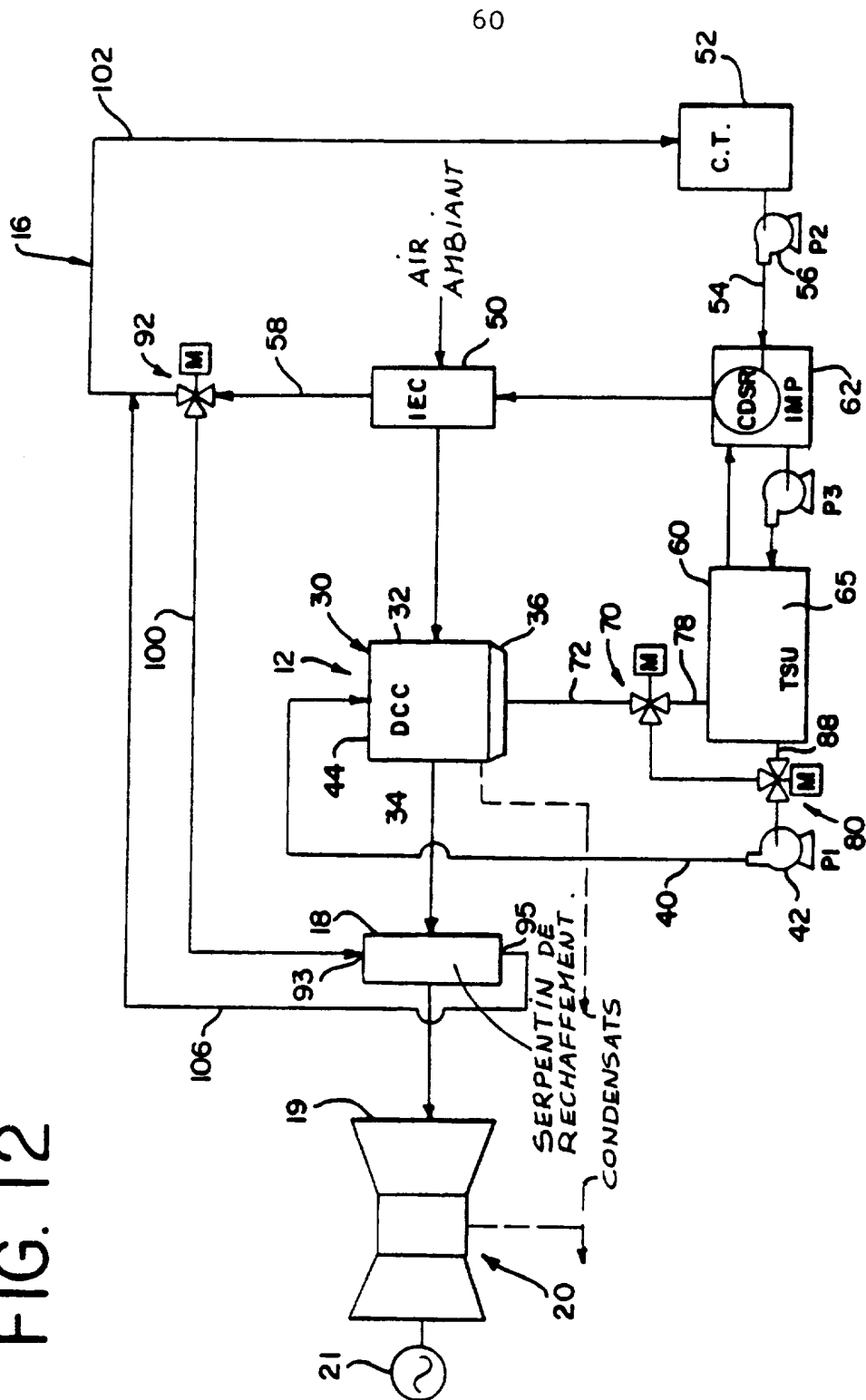


FIG. 14

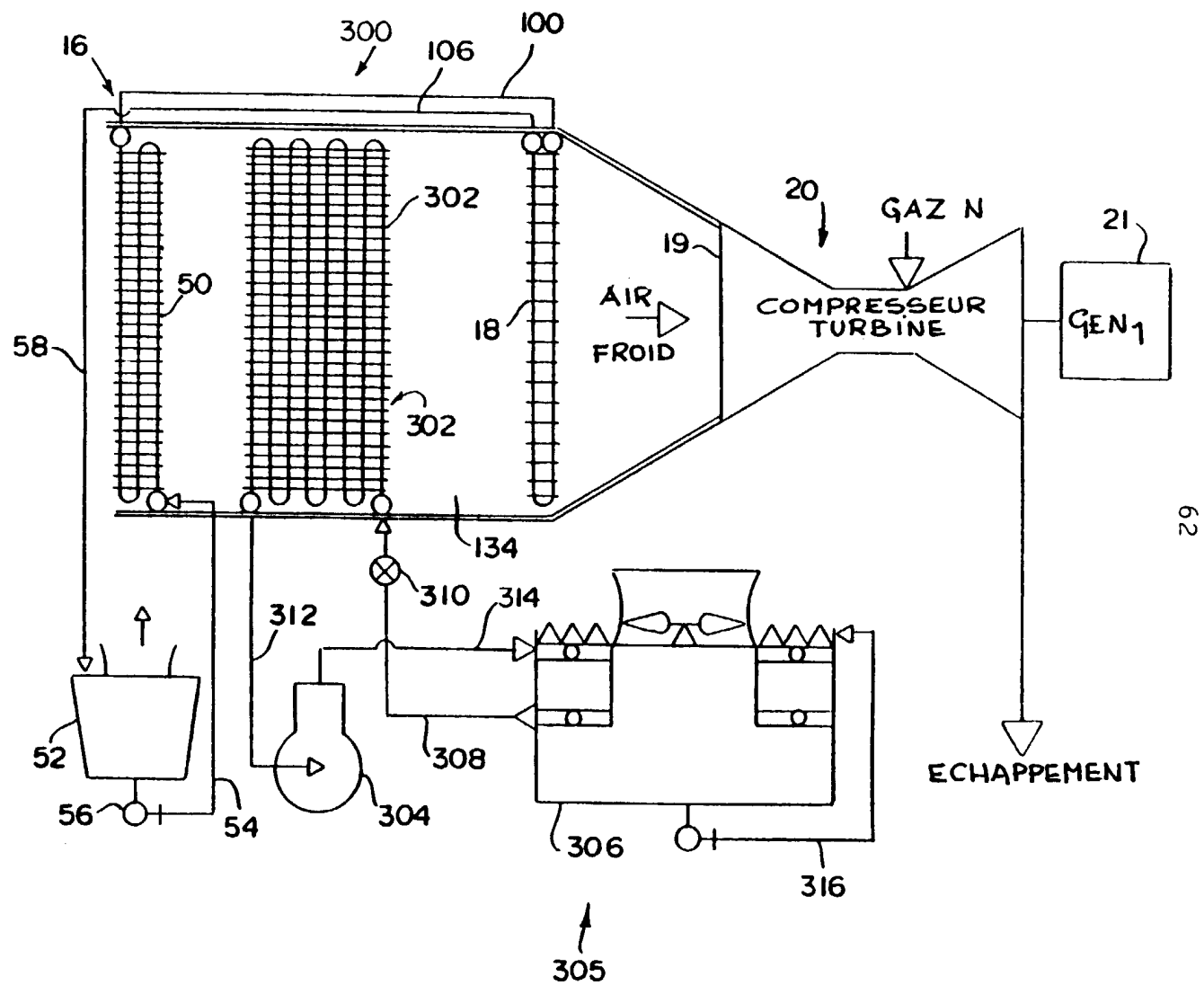
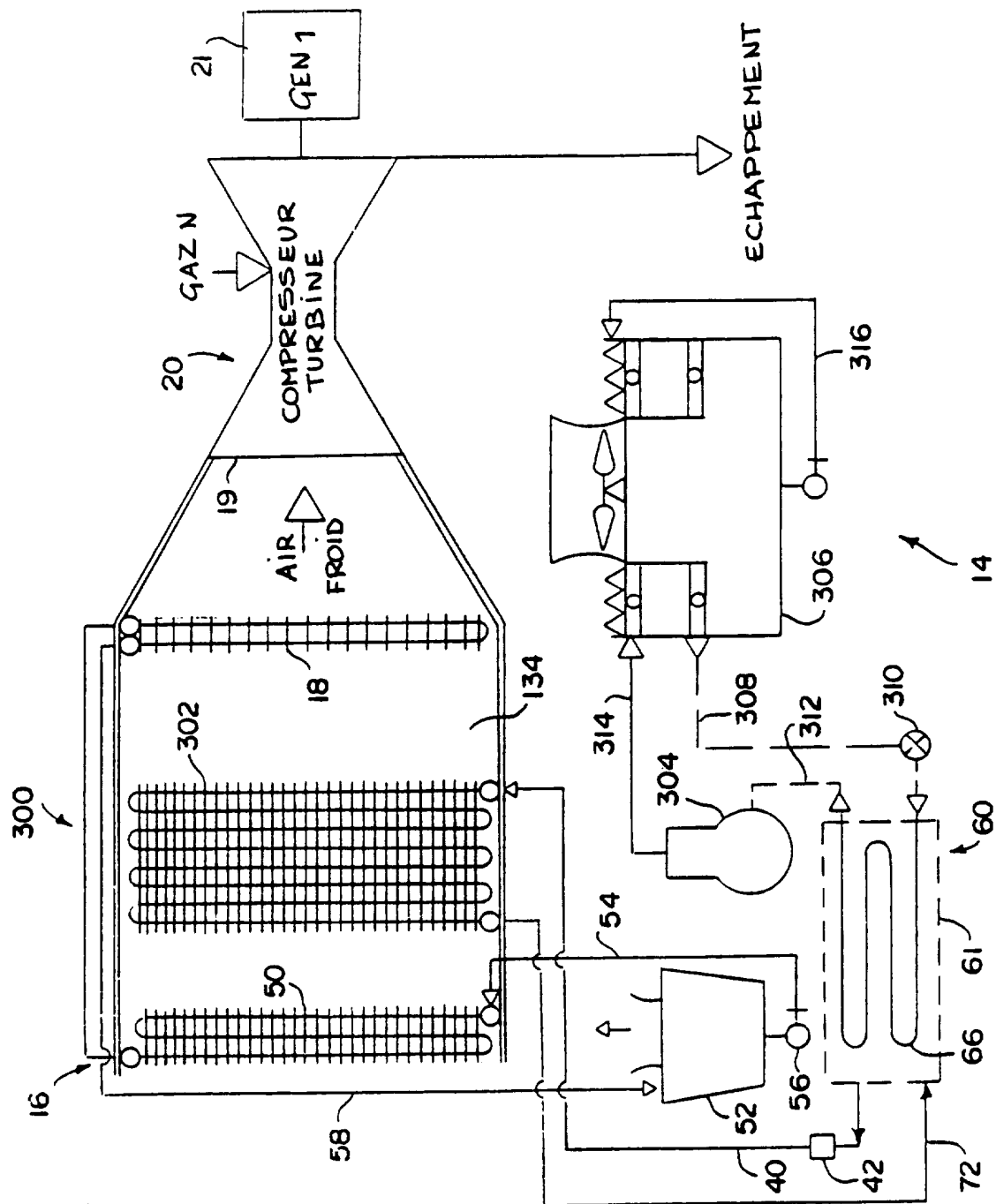


FIG. 15



66

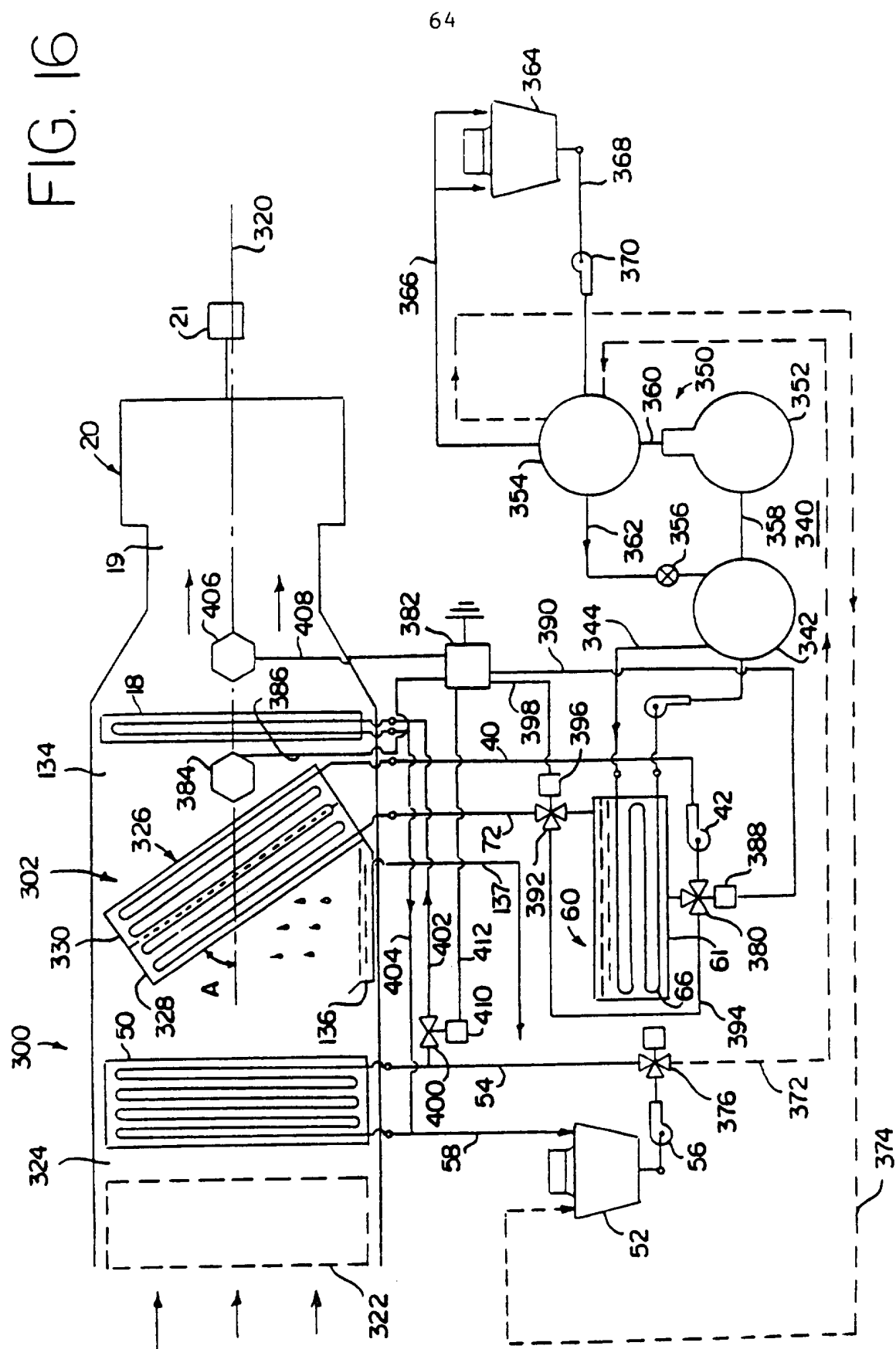


FIG. 17

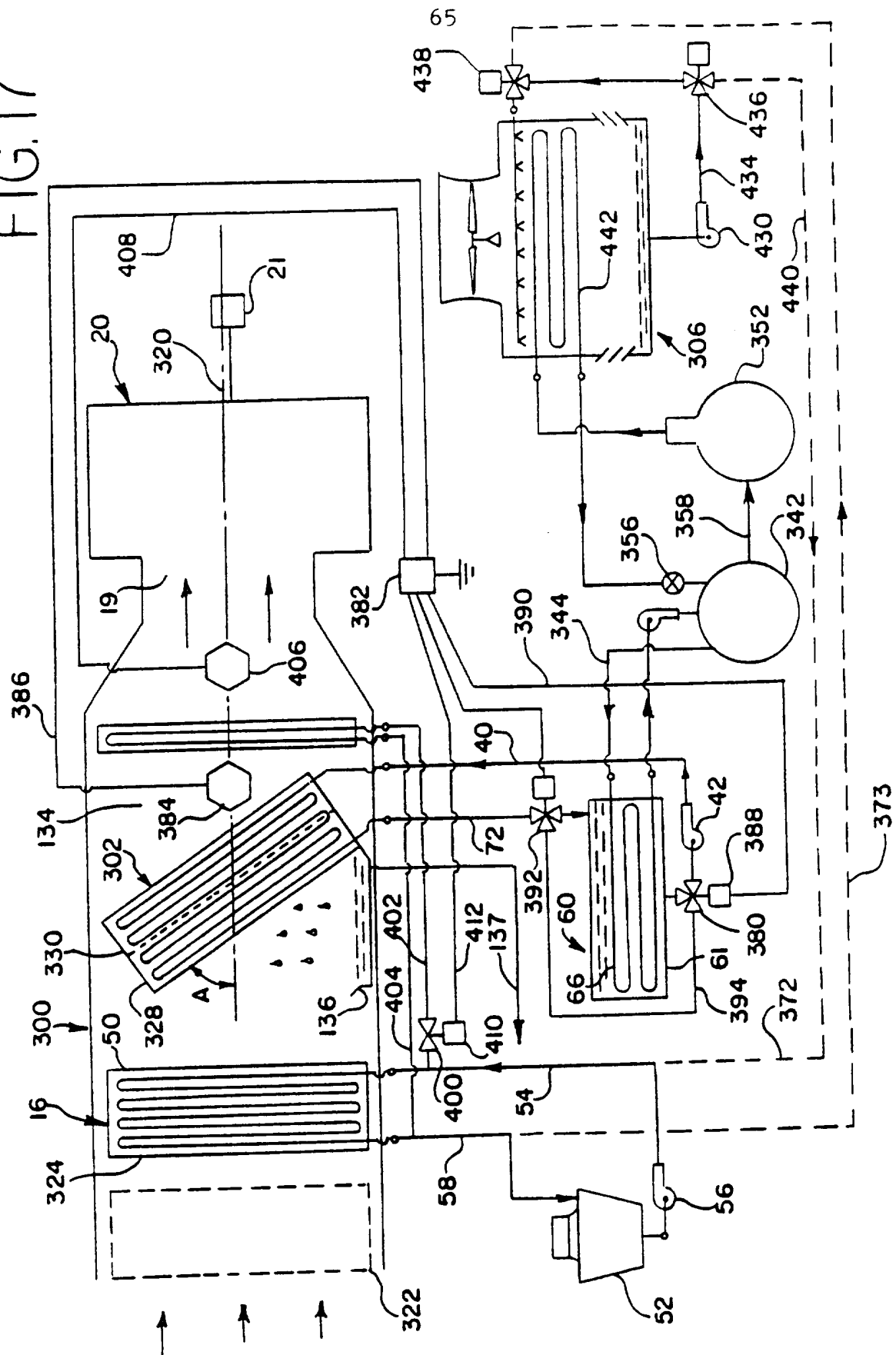


FIG. 19

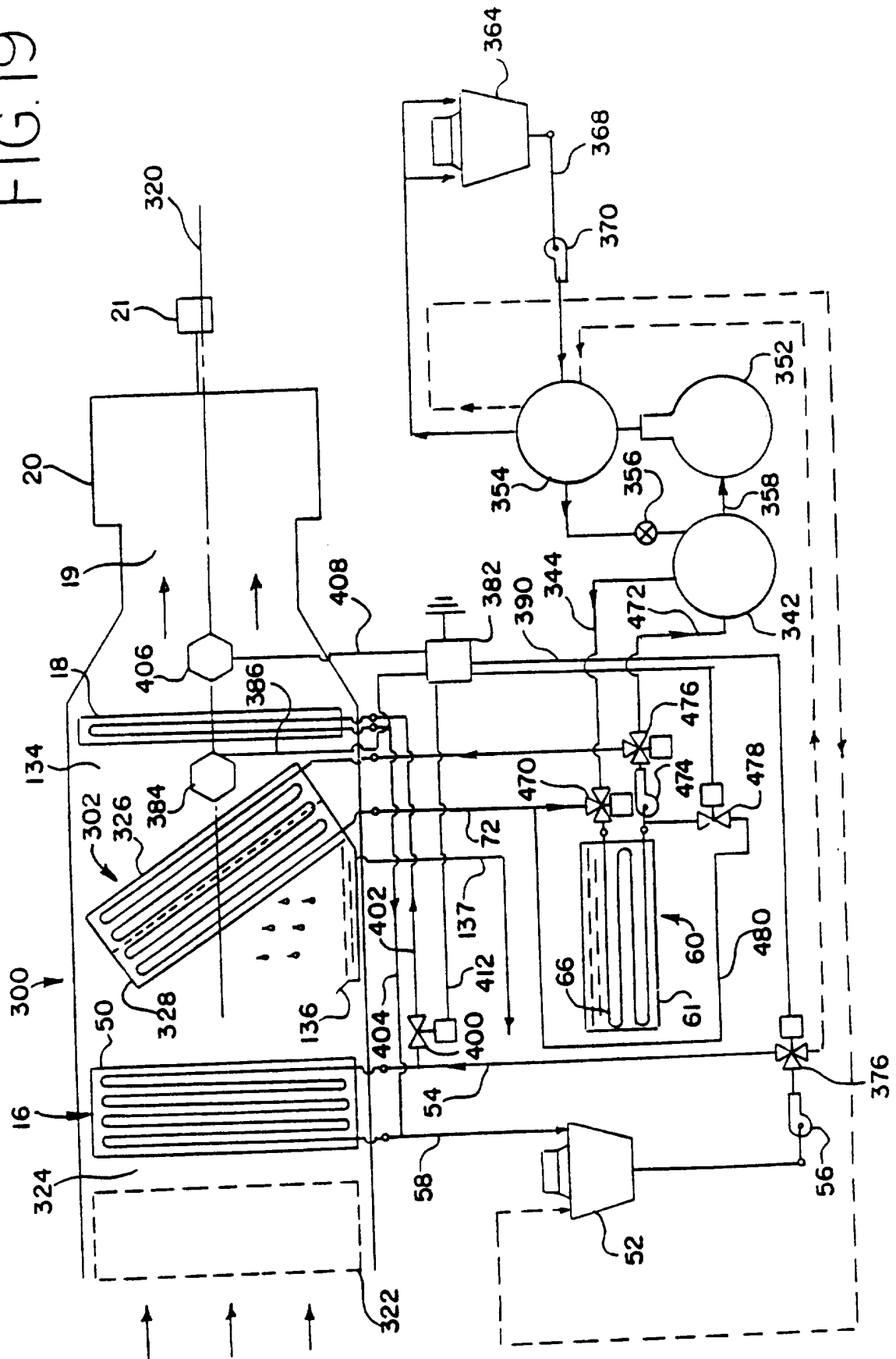


FIG. 20

68

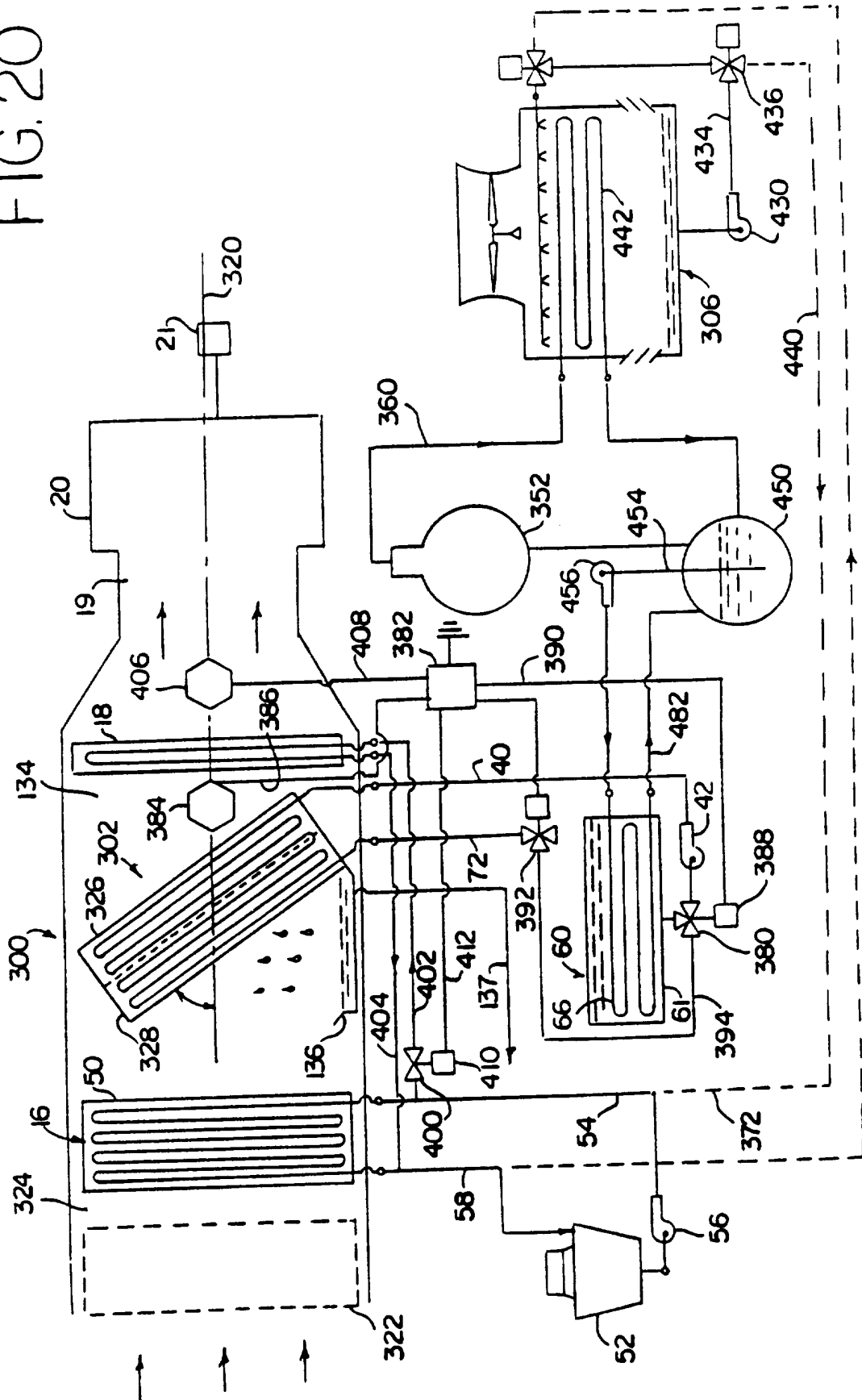
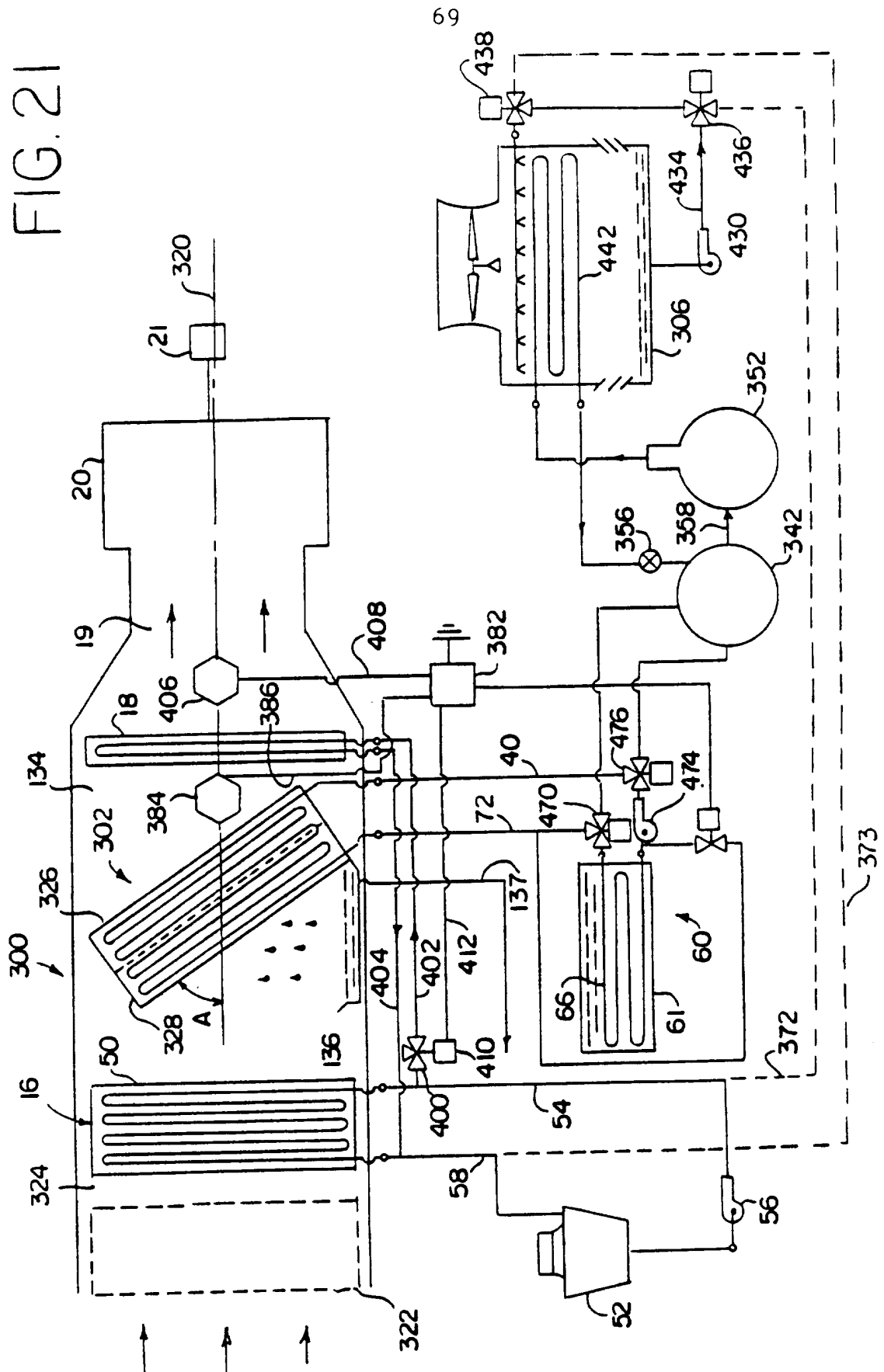


FIG. 21





Europees
Octrooibureau

VERSLAG BETREFFENDE HET ONDERZOEK

opgesteld krachtens artikel 21 § 1 en 2
van de Belgische wet op de uitvindingsoctrooien
van 28 maart 1984

Nummer van de
nationale aanvraag:

BO 5196
BE 9400695

VAN BELANG ZIJNDE LITERATUUR			
Categorie	Vermelding van literatuur met aanduiding voor zover nodig, van speciaal van belang zijnde tekstgedeelten of tekeningen	Van belang voor conclusie(s)Nr.:	CLASSIFICATIE VAN DE AANVRAAG (Int.Cl.6)
A,D	US-A-5 193 352 (SMITH GLENN W ET AL) 16 Maart 1993 ---	1,5,10	F25D16/00 F02C7/143
A	US-A-4 271 678 (LIEBERT RALPH C) 9 Juni 1981 * samenvatting * ---	1,5,10	
A	US-A-5 228 302 (EIERMANN KENNETH L) 20 Juli 1993 * samenvatting * ---	1,5,10	
A	GB-A-736 108 (SCHMUCKLER) * conclusies * -----	1,5,10	
			ONDERZOCHE GEBIEDEN VAN DE TECHNIEK (Int.Cl.6)
			F25D F02C
Datum waarop het onderzoek werd voltooid		Voeronderzoeker	
29 Augustus 1996		Van Gestel, H	
CATEGORIE VAN DE VERMELDE LITERATUUR			
X : op zichzelf van bijzonder belang Y : van bijzonder belang in samenhang met andere documenten van dezelfde categorie A : achtergrond van de stand van de techniek O : verwijzend naar niet op schrift gestelde stand van de techniek P : literatuur gepubliceerd tussen voorrangs- en indieningsdatum		T : niet tijdig gepubliceerde literatuur over theorie of principe ten grondslag liggend aan de uitvinding E : eerdere octrooi-publicatie maar gepubliceerd op of na indieningsdatum D : in de aanvraag genoemd L : om andere redenen vermelde literatuur & : lid van dezelfde octrooifamilie, corresponderende literatuur	

**AANHANGSEL BEHORENDE BIJ HET RAPPORT BETREFFENDE
HET ONDERZOEK NAAR DE STAND VAN DE TECHNIEK,
UITGEVOERD IN DE BELGISCHE OCTROOIAANVRAGE NR.**

BO 5196
BE 9400695

Het aanhangsel bevat een opgave van elders gepubliceerde octrooiaanvragen of octrooien (zogenaamde leden van dezelfde octrooifamilie), die overeenkomen met octrooischriften genoemd in het rapport.
De opgave is samengesteld aan de hand van gegevens uit het computerbestand van het Europees Octrooibureau per
De juistheid en volledigheid van deze opgave wordt noch door het Europees Octrooibureau, noch door de Octrooiraad gegarandeerd ;
de gegevens worden verstrekt voor informatiedoeleinden.

29-08-1996

In het rapport genoemd octrooigeschrift	Datum van publicatie	Overeenkomend(e) geschrift(en)	Datum van publicatie
US-A-5193352	16-03-93	AU-B- 645457	13-01-94
		AU-B- 1283392	05-11-92
		CA-C- 2060999	18-04-95
		JP-B- 2504663	05-06-96
		JP-A- 5133244	28-05-93
		KR-B- 9411341	05-12-94

US-A-4271678	09-06-81	CA-A- 1097074	10-03-81

US-A-5228302	20-07-93	US-A- 5181552	26-01-93
		AU-B- 3136193	15-06-93
		CA-A,C 2123202	27-05-93
		US-A- 5337577	16-08-94
		WO-A- 9310411	27-05-93
		US-A- 5493871	27-02-96

GB-A-736108		GEEN	
