

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique
Centre de Développement des Technologies Avancées

Mémoire de Master en énergétique

Etude des performances des groupes de production d'eau glacée du système de conditionnement d'air du CDTA

GHERBI Sofiane

Sous la direction de M. Nassim SAGGOU chef de service

Présenté et soutenu publiquement le 12/07/2017

Composition du jury :

Président	Yacine BELKACEMI	MCB	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR	MAA	ENP
Examineurs	Mohamed BENBRAIKA	MAA	ENP

ENP 2017

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique
Centre de Développement des Technologies Avancées

Mémoire de Master en énergétique

Etude des performances des groupes de production d'eau glacée du système de conditionnement d'air du CDTA

GHERBI Sofiane

Sous la direction de M. Nassim SAGGOU chef de service

Présenté et soutenu publiquement le 20/06/2017

Composition du jury :

Président	Yacine BELKACEMI	MCB	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR	MAA	ENP
Examineurs	Mohamed BENBRAIKA	MAA	ENP

Remerciements

Je tiens d'abord à remercier mes parents. C'est grâce à eux que je suis arrivé là. Je leur dois tout, MERCI du plus profond du cœur.

Ce travail ne se serait pas fait, sans l'aide de plusieurs personnes qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation.

D'abord, j'adresse mes vifs remerciements à mes encadrants à l'école Nationale Polytechnique et au CDTA, Division Salle blanche.

A l'ENP, je ne remercierais jamais assez mon promoteur en l'occurrence *Mr. BENNOUR H*, pour sa permanente disponibilité, son investissement et ces précieux conseils qui m'ont guidé dans l'élaboration de ce travail. C'est plus que l'élaboration d'un projet de fin d'étude qu'on a partagé ensemble mais plutôt un partage d'expérience qui vaut mille et un discours donc merci pour toute votre générosité Monsieur.

Au CDTA, Division salle blanche, je remercie particulièrement mon encadreur Mr. DJBALLI H, responsable du système de conditionnement d'air au département "Plate-forme Technologique de Micro-Fabrication" pour ses conseils très précieux, ainsi que pour toutes les suggestions et remarques qu'il a formulées tout au long de ce travail.

Je suis très reconnaissant à Mr. SAGGOU chef de Section Maintenance et sécurité Industrielle au département "Plate-forme Technologique de Micro-Fabrication" qui m'a parlé sur les problèmes concernant les salles blanches.

Je voudrais aussi remercier toute l'équipe de la salle blanche et en particulier : Mm. Yamina, Zaki et Walid qui m'ont donné beaucoup de leur temps de travail.

Je tiens également à adresser mes sincères remerciements à l'ensemble du personnel et de l'encadrement de l'Ecole Nationale Polytechnique, ainsi qu'à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Je remercie enfin tous mes amis et camarades de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à notre formation et à la réalisation de ce travail.

DEDICACES

A mes parents bien aimés, pour leurs soutiens et leurs amours.

A mes deux sœurs.

A tous mes amis.

A ma grande mère maternelle.

A la mémoire de mes grands parents maternels et paternels.

A toute la famille GHERBI et MOUSSI.

A tous ceux qui m'aiment.

GHERBI Sofiane

ملخص

في هذه الدراسة قمنا بدراسة دورة التبريد لمبردات المياه حيث تمت دراسة نمطين للتشغيل، النمط الاول تحت قيد درجة حرارة المياه المبردة الى غاية 6 ° C اما النمط الثاني يسمح بزيادة في درجة الحرارة هذه. تم إجراء محاكاة على برنامج MATLAB لمعرفة كيفية استجابة المبردات لتغيرات في الظروف الجوية الخارجية. الطاقة المستهلكة من قبل الضواغط والمراوح، والحمل الحراري للمكثف، وقد تم دراسة معامل نظام الأداء وفقا لحمولة التبريد، في حد ذاته يتأثر بالظروف الخارجية. وكشفت النتائج أن أداء المكونات المختلفة تكون أفضل مع النمط الثاني، ولكن النمط الأول هو يحقق الظروف الملحة للغرف البيضاء من حيث درجة الحرارة والرطوبة؛ وأظهرت النتائج أن المبردات صممت للتعامل مع الحالات القصوى.

الكلمات الدالة : حمل التبريد، معامل الأداء، مكثف، مبرد، تنظيم.

ABSTRACT

In this study we have modeled the operation of the refrigeration cycle of the chillers, two modes of operation of its units are studied, the first under the constraint of a chilled water temperature fixed to 6 ° C and the second tolerating an increase of this temperature. A simulation of the reaction of the thermodynamic cycle of the chillers to the variations of the external air conditions was carried out on MATLAB. The power consumed by the compressors and fans, the heat load of the condenser and the coefficient of performance of the system were studied as a function of the refrigerating load, which is itself dependent on the external conditions. The results revealed that the performance of the various components is favored by the second mode of operation, but the first mode is the one that is suitable for meeting the constraining requirements of clean rooms in terms of interior temperature and humidity; The results show that chillers are oversized to deal with extreme situations.

Key Words : Refrigeration load, Coefficient of performance, condenser, chillers, regulation.

Résumé

Dans cette étude nous avons modélisé le fonctionnement du cycle frigorifique des groupes de production d'eau glacée (chillers), deux modes de fonctionnement de ses unités sont étudiés, le premier sous la contrainte d'une température d'eau glacée fixée à 6°C et le deuxième tolérant une hausse de cette température. Une simulation de la réaction du cycle thermodynamique des chillers aux variations des conditions de l'air extérieur a été effectuée sur MATLAB. La puissance consommée par les compresseurs et les ventilateurs, la charge thermique du condenseur, le coefficient de performance du système ont été étudiés en fonction de la charge frigorifique, elle-même dépendante des conditions extérieures. Les résultats ont révélé que les performances des différents composants sont favorisées par le deuxième mode de fonctionnement, mais le premier mode est celui qui convient pour satisfaire les exigences contraignantes des salles blanches en termes de température et d'humidité à maintenir à l'intérieur; les résultats montrent que les chillers sont surdimensionnés pour faire face aux situations extrêmes.

Mots clés : Charge frigorifique, coefficient de performance, condenseur, chillers, régulation.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale	12
Chapitre I : Le cycle frigorifique à compression de vapeur.....	14
I.1 Introduction	15
I.2 Utilisation du froid dans le conditionnement d'air	15
I.3 Types de Système frigorifique	17
I.4 Machine frigorifique à compression de vapeur	17
I.4.1 Dans l'évaporateur	17
I.4.2 Dans le compresseur.....	17
I.4.3 Dans le condenseur.....	18
I.4.4 Dans le détendeur	18
I.4.5 Fonctionnement complet	19
I.5 Régulation et fonctionnement en équilibre permanent de la machine frigorifique	19
I.5.1 Régulation du compresseur.....	20
I.5.2 Limiter la pression maximale à la sortie du compresseur : le pressostat HP.....	20
I.5.3 Limiter la pression minimale à l'entrée du compresseur : le pressostat BP....	21
I.5.4 Surchauffe du moteur.....	21
I.5.5 Lubrification du compresseur.....	21
I.5.6 Coups de liquide réfrigérant.....	22
I.6 Coefficient de performance du cycle frigorifique à compression de vapeur (COP)	22
I.7 Conclusion	23

Chapitre II : Groupes de production d'eau glacée du CDTA	24
II.1 Introduction	25
II.2 Constructeur des groupes de production d'eau glacée « CARRIER »	25
II.3 Descriptif technique du groupe de production d'eau glacée 30GX-358	25
II.3.1 Fluide frigorigène 134a	26
II.3.2 Compresseurs bi-vis	27
II.3.3 Lubrification	28
II.3.4 Séparateur d'huile	28
II.3.5 Condenseur et ventilateur	29
II.3.6 Evaporateur	29
II.3.7 Module de détente électronique (EXV).....	29
II.3.8 Economiseur	30
II.4 Conclusion.....	31
Chapitre III : Analyse du cycle thermodynamique des chillers et résultats.....	32
III.1 Introduction	33
III.2 Procédure de calcul	33
III.2.1 Introduction des paramètres constants.....	33
III.2.2 Hypothèses de calcul	33
III.2.3 Introduction des paramètres variables	33
III.2.4 Calculs	34
III.3 Analyse des résultats et interprétation	38
III.3.1 Température de l'eau glacée maintenue à 6°C	38
III.3.2 Impact d'une variation de la Température de l'eau glacée sur les performances du chiller	41
III.4 Conclusion	42
Conclusion générale	44
Bibliographie	46

Liste des figures

Fig.1.1 : Distribution de l'air frais sur les locaux d'un bâtiment	15
Fig.1.2 : Traitement de l'air dans des caissons de climatisation	15
Fig.1.3 : Réfrigération "à détente directe"	16
Fig.1.4 : Réfrigération par circuit d'eau glacée	16
Fig.1.5 : équipement chargé de refroidir	16
Fig.1.6 : Diagramme P-H au niveau de l'évaporateur	17
Fig.1.7 : Diagramme P-H au niveau du compresseur	18
Fig.1.8 : Diagramme P-H au niveau du condenseur	18
Fig.1.9 : Diagramme P-H au niveau du détendeur	18
Fig.1.10 : Cycle frigorifique élémentaire	19
Fig.1.11 : Diagramme P-h du cycle frigorifique à compression de vapeur.....	19
Fig.2.1 : schéma de circulation du fluide frigorigène et de l'huile des circuits A et B	26
Fig.2.2 : vue de face du modèle 30GX-358	26
Fig.2.3 : Compresseur bi-vis	27
Fig.2.4 : Photo des 4 compresseurs et de l'évaporateur	27
Fig.2.5 : séparateur d'huile	28
Fig.2.6 : Disposition des condenseurs en forme de « V ».....	29
Fig.2.7 : Module de détente électronique EXV.....	30
Fig.2.8 : économiseur	30
Fig.3.1 : Cycle frigorifique du R134a.....	34
Fig.3.2 : évolution des fluides dans le condenseur	36
Fig.3.3 : Evolution de la charge frigorifique en fonction des conditions extérieures.....	38
Fig.3.4 : Evolution de la puissance consommée en fonction des conditions extérieures.....	39
Fig.3.5 : Evolution de la charge thermique du condenseur en fonction des conditions extérieures.....	40
Fig.3.6 : Evolution du coefficient de performance du chiller en fonction des conditions extérieures.....	40

Fig.3.7 : Evolution comparée des charges au niveau de l'évaporateur, du condenseur et du compresseur ainsi que celle du COP en fonction de la température extérieure pour une humidité de 50%	41
Fig.3.8 : Evolution de la puissance consommée (compresseurs +ventilateur) en fonction de la température extérieure pour différentes valeur de la température d'eau glacée.....	42
Fig.3.9 : Evolution de la charge thermique au condenseur en fonction de la température extérieure pour différentes valeurs de la température d'eau glacée	43
Fig.3.10 : Evolution du coefficient de performance en fonction de la température extérieure pour différentes valeurs de la température de l'eau glacée	43

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Spécifications techniques d'un climatiseur type	22
--	----

Nomenclature

T : Température (°C)

P : Pression (Pa)

\dot{m} : Débit massique (kg/s)

ϕ : Humidité relative (%)

C_p : Chaleur spécifique (J/kg.K)

h : Enthalpie spécifique du fluide frigorigène (J/kg)

s : Entropie spécifique du fluide frigorigène (J/kg.K)

T_e : Température d'évaporation du fluide frigorigène (°C)

T_c : Température de condensation du fluide frigorigène (°C)

C_c : Conductance thermique du condenseur (W/K)

ΔT_e : Pincement au niveau de l'évaporateur (K)

ΔT_c : Pincement au niveau du condenseur (K)

η_c : Rendement isentropique du compresseur

P_0 : Pression atmosphérique (Pa)

\dot{V} : Débit volumique aspiré par les 16 ventilateurs du condenseur (m^3/s)

R_a : Constante de l'air (J/kg · K)

C_{pa} : Chaleur spécifique de l'air à pression constante (J/kg · K)

T_{ex} : Température extérieure (°C)

ϕ_{ex} : Humidité relative extérieure (%)

T_{eg} : Température de l'eau glacée (°C)

\dot{Q}_e : Charge frigorifique au niveau de l'évaporateur (kW)

\dot{Q}_c : Charge frigorifique au niveau du condenseur (kW)

\dot{q} : Perte de charge au niveau de l'évaporateur (kW)

\dot{m}_{eg} : Débit de l'eau glacée (kg/s)

\dot{m}_f : Débit du fluide frigorigène (kg/s)

P_c : Pression de condensation (Pa)

\dot{W}_{comp} : Puissance consommée par le compresseur (W)

$\dot{W}_{ventilo}$: Puissance consommée par les 16 ventilateurs (W)

COP : Coefficient de performance

Introduction générale

Introduction générale

Ce travail est une extension de mon projet de fin d'études intitulé « Etude de la capacité du système de conditionnement d'air du CDTA à maintenir les conditions désirées de température et d'humidité à l'intérieur des salles blanches dans des conditions extérieures extrêmes », dans le cadre duquel une simulation numérique du comportement du système de conditionnement d'air de la centrale technologique du CDTA, en fonction des conditions extérieures a été menée à travers l'établissement du bilan thermique et le calcul des charges frigorifiques liées aux salles blanches et aux zones de soutien. Les résultats de la simulation nous ont ensuite permis de fixer les conditions limites de température et d'humidité extérieures au-delà desquelles les équipements de conditionnement d'air installés à l'intérieur du bâtiment, ne seront plus en mesure de garantir le maintien d'une humidité conforme à la classe des salles blanches. Une solution consistant en l'installation d'un équipement d'appoint au niveau des centrales de traitement d'air alimentant les salles blanches en air neuf a été proposée pour satisfaire les exigences rigoureuses des salles blanches en toutes circonstances.

Le froid nécessaire distribué par les équipements du système de conditionnement d'air, est produit à l'extérieur du bâtiment sous la forme d'une eau glacée au moyen de deux groupes de production (chillers), dont le fonctionnement est basé sur le cycle frigorifique à compression de vapeur avec des aérocondenseurs dont les performances sont également dépendantes des conditions extérieures.

La présente étude tentera d'apporter des réponses quant à la capacité des chillers à maintenir sa production d'eau glacée à 6 °C en toutes conditions, cette conditions étant essentielle, comme nous avons pu le démontrer dans le cadre du PFE, pour le maintien d'une humidité relative à 45 % à l'intérieur des salles blanches tout en s'assurant que la température y est de 21°C. L'étude se fera par la simulation numérique du comportement des groupes de production d'eau glacée (chillers), face à la demande en charge frigorifique du système de conditionnement d'air ainsi qu'à la hausse de température dans le milieu ambiant. Dans un premier chapitre, nous rappellerons et exposerons les caractéristiques d'un cycle frigorifique à compression de vapeur. Un deuxième chapitre sera consacré à la description des groupes de production d'eau glacée du CDTA et dans un troisième et dernier chapitre, nous procéderons à l'analyse des performances de ces groupes par la simulation de leur comportement en fonction des conditions extérieures, puis nous présenterons les résultats de l'étude et nous interpréterons.

***CHAPITRE I : Le cycle frigorifique à
compression de vapeur***

I.1 Introduction : Dans ce premier chapitre, nous allons décrire et caractériser le cycle frigorifique à compression de vapeur sur lequel repose le fonctionnement des groupes de production d'eau glacée du CDTA.

I.2 Utilisation du froid dans le conditionnement d'air :

Dans les installations de climatisation, la machine frigorifique permet d'évacuer vers l'extérieur la chaleur excédentaire des locaux.

En pratique, elle prépare de l'air frais ou de l'eau froide qui viendront compenser les apports de chaleur du soleil, des équipements de bureautique, des occupants,...etc, de telle sorte que le bilan chaud-froid soit à l'équilibre et que la température de consigne soit maintenue dans les locaux.

La technique la plus simple consiste à préparer de l'air frais qui sera diffusé via des gaines de distribution (voir Fig.1.1).

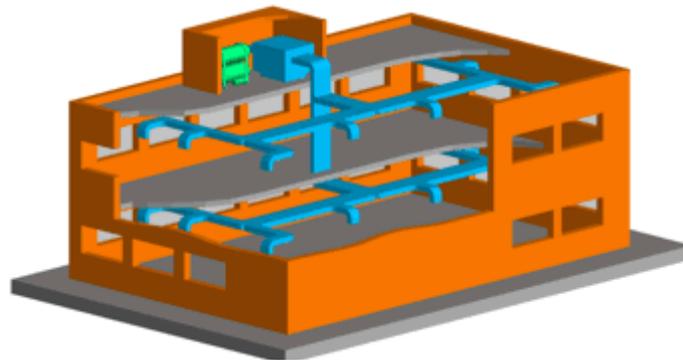


Fig.1.1 : Distribution de l'air frais sur les locaux d'un bâtiment.

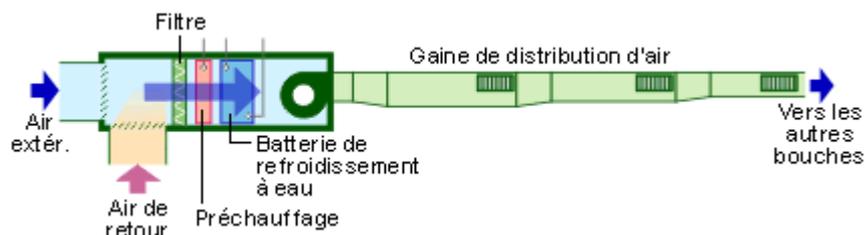


Fig.1.2 : Traitement de l'air dans des caissons de climatisation.

Pour le groupe frigorifique, on distingue deux modes principaux d'action :

- Soit le fluide frigorigène refroidit l'air en passant directement dans la batterie froide : on parle de "système à détente directe" parce que l'évaporateur de la machine frigorifique prend la place de la batterie froide dans le caisson de climatisation (fig.1.3).

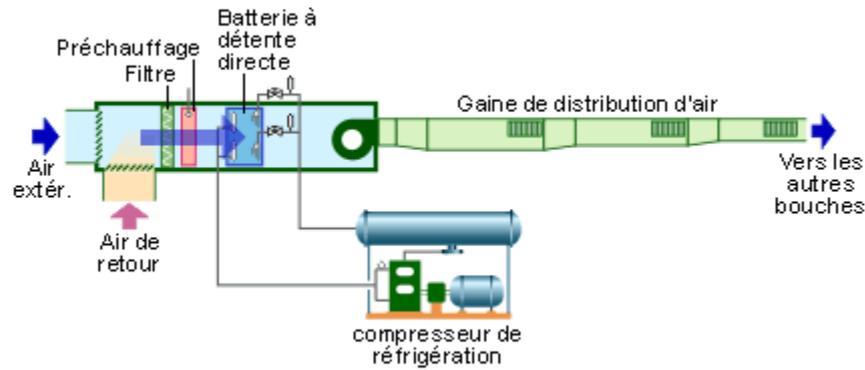


Fig1.3 : Réfrigération "à détente directe".

- Soit l'installation frigorifique prépare de l'eau froide à 6°C (généralement appelée "eau glacée"), eau qui alimentera la batterie froide du caisson de traitement d'air (fig.1.4).

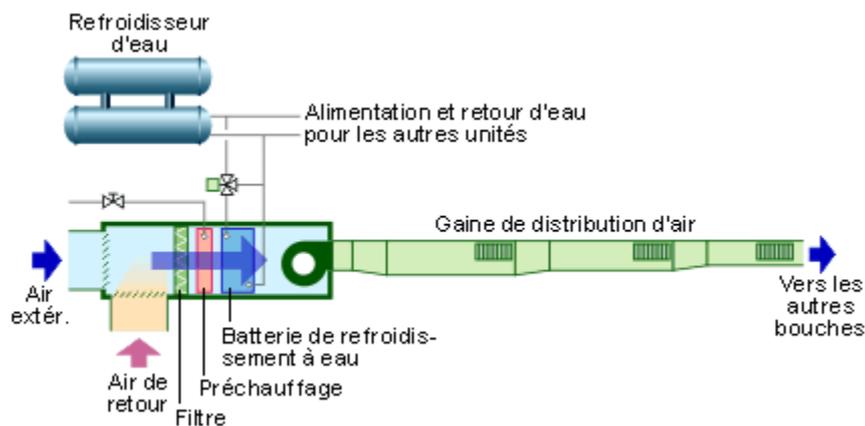


Fig1.4 : Réfrigération par circuit d'eau glacée.

Produire du froid sous-entend évacuer de la chaleur à l'extérieur du bâtiment, souvent en toiture, où on trouvera un équipement chargé de refroidir (fig.1.5) :

- **soit le fluide frigorigène directement** : c'est le condenseur de l'installation frigorifique.
- **soit de l'eau, qui elle-même sert à refroidir le fluide frigorigène** : c'est la tour de refroidissement.

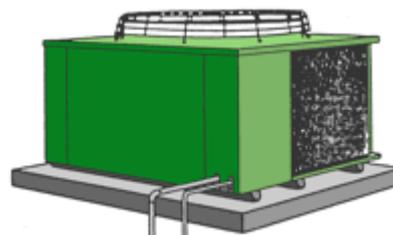


Fig1.5 : équipement chargé de refroidir [6]

I.3 Types de Système frigorifique :

Il existe dans l'industrie moderne trois méthodes de refroidissement, néanmoins les deux premières sont les plus largement utilisées :

- La compression de vapeur
- L'absorption
- Le thermoélectrique

I.4 Machine frigorifique à compression de vapeur :

La machine frigorifique à compression de vapeur se compose au minimum d'un évaporateur, un compresseur, un condenseur et un organe de détente.

Le fonctionnement de la machine frigorifique est basé sur la propriété du fluide frigorigène à s'évaporer et à se condenser à des températures différentes en fonction de la pression.

I.4.1 Dans l'évaporateur (fig.1.6): Dans un premier temps, le fluide frigorigène, à l'état partiellement liquide entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur (entre 6 et 7). Dans un deuxième temps, le vapeur formée est encore légèrement surchauffé par le fluide extérieur (entre 7 et 1).

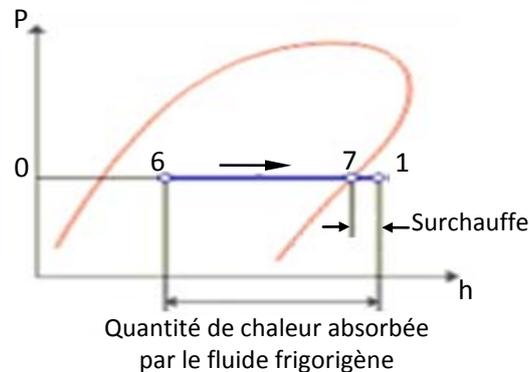


Fig1.6 : Diagramme P-H au niveau de l'évaporateur

I.4.2 Dans le compresseur (fig.1.7): Le compresseur va tout d'abord aspirer le fluide frigorigène à l'état de vapeur légèrement surchauffée à basse pression et à basse température (1). L'énergie mécanique apportée par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du fluide frigorigène. Une augmentation d'enthalpie en résultera.

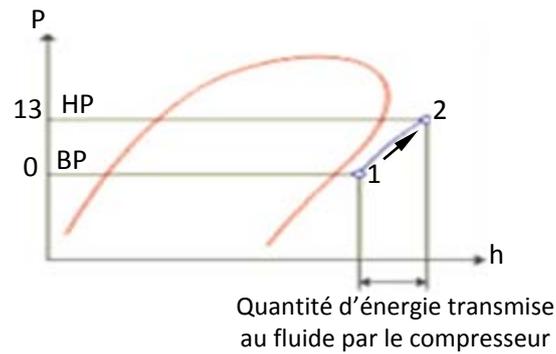


Fig1.7 : Diagramme P-H au niveau du compresseur.

I.4.3 Dans le condenseur (fig.1.8): Le fluide frigorigène à l'état de vapeur surchauffée provenant du compresseur, va céder sa chaleur au fluide extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), avant l'apparition de la première goutte de liquide (point 3). Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur (point 4). Le fluide frigorigène à l'état liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

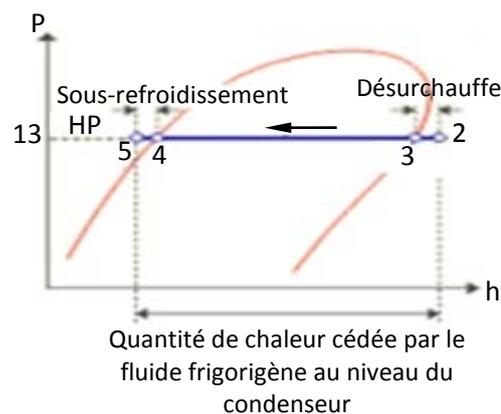


Fig1.8 : Diagramme P-H au niveau du condenseur.

I.4.4 Dans le détendeur (fig.1.9): La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif "abaisseur de pression" dans le circuit. C'est le rôle du détendeur. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température.

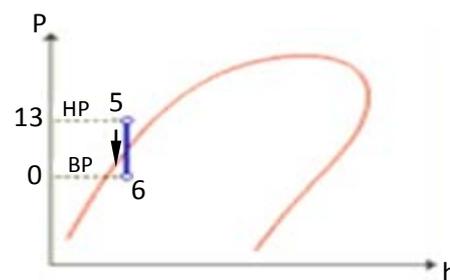


Fig1.9 : Diagramme P-H au niveau du détendeur.

I.4.5 Fonctionnement complet (fig.1.10 et fig.1.11)

Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique.

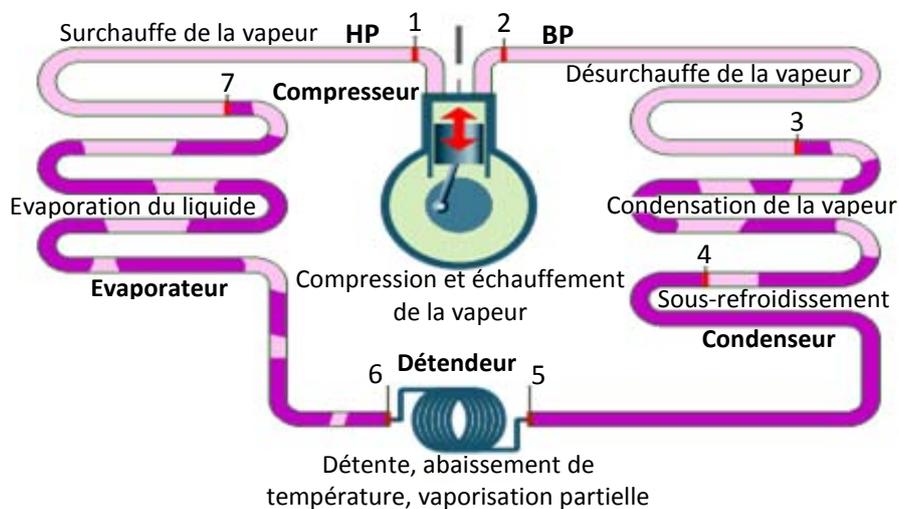


Fig.1.10 : Cycle frigorifique élémentaire.

L'ensemble du cycle est représenté sur le diagramme P-h de la figure 1.11.

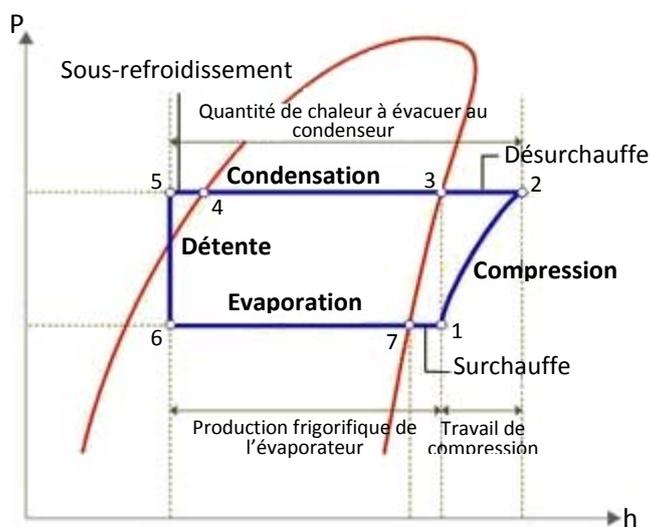


Fig1.11 : Diagramme P-h du cycle frigorifique à compression de vapeur

I.5 Régulation et fonctionnement en équilibre permanent de la machine frigorifique :

Le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera quelques degrés en dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se stabilisera quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur.

Or, les besoins en froid évoluent en permanence et la température extérieure varie constamment le long de la journée et selon les saisons.

Tout cela va bien-sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée. En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit massique de fluide frigorigène plus ou moins grand, définissant ainsi les puissances frigorifique à l'évaporateur et calorifique au condenseur.

La machine frigorifique peut être assimilée à un ensemble d'équipements, réunis par le réseau de fluide frigorigène et régulés chacun en poursuivant divers objectifs en parallèle.

I.5.1 Régulation du compresseur :

Une machine frigorifique est dimensionnée pour vaincre les apports thermiques maximum (ciel bleu, soleil éclatant et 40°C de température, par exemple). Elle est donc la plupart du temps surpuissante. Il faut donc pouvoir adapter la puissance frigorifique du compresseur à la charge partielle réelle.

Diverses techniques de régulation du compresseur sont possibles :

- arrêter le compresseur par "tout ou rien" ou par étages.
- réduire sa vitesse de rotation.
- le mettre partiellement hors service.
- prévoir un by-pass refoulement-aspiration.
- obturer l'orifice d'aspiration.

I.5.2 Limiter la pression maximale à la sortie du compresseur : le pressostat HP

La plus importante partie d'une installation frigorifique est sans aucun doute le compresseur. Il doit maintenir la quantité nécessaire de fluide frigorigène en circulation; il opère donc comme une pompe. La pression différentielle entrée-sortie est très importante et, selon le point de fonctionnement et le fluide frigorigène, elle se situe entre 5 et 20 bars environ.

Par exemple, en cas d'une panne de ventilateur au condenseur ou d'une forte chaleur de l'air extérieur, le refroidissement du fluide frigorigène dans le condenseur sera insuffisant, la température à l'évaporateur va augmenter, de même que la pression à l'entrée du compresseur. Le compresseur pourrait alors développer une pression de sortie supérieure à la valeur maximale permise. Afin de protéger l'installation, il est prévu sur cette partie Haute

Pression (HP), un pressostat qui déclenche le moteur d'entraînement lorsque la pression dépasse le niveau maximal permis par le constructeur.

I.5.3 Limiter la pression minimale à l'entrée du compresseur : le pressostat BP

La basse pression en amont du compresseur est également surveillée. Par exemple, dans le cas d'une demande de froid insuffisante à l'évaporateur, la chaleur de vaporisation transmise au fluide frigorigène n'est pas suffisante, ce qui conduit à une diminution de la pression à l'aspiration du compresseur, avec pour conséquence une diminution de la température d'évaporation ainsi que le givrage de la batterie froide ou le gel de l'eau glacée.

Or, quand du givre se forme dans une batterie, le coefficient d'échange diminue, la température d'évaporation diminue encore et le phénomène s'accélère. C'est pourquoi la basse pression est contrôlée et le compresseur est déclenché par le pressostat BP lorsque la pression à l'évaporateur descend en dessous d'une valeur minimale. Aussi, en cas de fuite de frigorigène, il est important de faire déclencher le compresseur, autrement il tournera sans réfrigérant et se détériorera en très peu de temps. En principe, la pression à l'évaporateur est largement supérieure à la pression atmosphérique.

I.5.4 Surchauffe du moteur :

Il faut éviter que la machine ne démarre et ne s'arrête trop souvent. En effet, des enclenchements répétitifs entraînent la surchauffe du moteur (le courant de démarrage étant beaucoup plus élevé que le courant nominal). Un temps de fonctionnement minimal est nécessaire entre deux déclenchements successifs pour évacuer cet excédent de chaleur.

Un dispositif, appelé "anti-court-cycle", limite la fréquence de démarrage des compresseurs et assure un temps minimal de fonctionnement.

I.5.5 Lubrification du compresseur

L'huile qui lubrifie le compresseur suit la vapeur du fluide frigorigène et se trouve ainsi dans le circuit. Le technicien de service doit contrôler que l'huile retourne bien au compresseur, par la pose adéquate des tuyauteries frigorifiques, le cas échéant en incorporant un séparateur d'huile.

Lorsque le compresseur n'est pas en service, un réchauffage du carter est réalisé. En effet, en cas de faibles températures ambiantes, l'huile peut absorber un peu de vapeur du fluide frigorigène. Comme cette huile se trouve principalement dans la cuvette du carter, il peut y avoir à cet endroit une concentration importante de fluide frigorigène dans l'huile. Lorsque l'installation est mise en service, une très rapide chute de pression apparaît, le fluide frigorigène tente alors de se vaporiser et de se séparer de l'huile. Celle-ci commence à mousser, ce qui peut provoquer des coups de liquide et un manque d'huile dans le

compresseur. Afin d'empêcher l'huile d'absorber du fluide frigorigène, la cuvette du carter est, lors du déclenchement de l'installation, réchauffée à l'aide d'une résistance électrique.

I.5.6 Coups de liquide réfrigérant :

Le compresseur a pour fonction de comprimer un gaz ou une vapeur. Les liquides étant pratiquement incompressibles, le compresseur sera endommagé si le réfrigérant le traverse en phase liquide plutôt que vapeur. Si, par exemple dans le cas d'un compresseur à piston, le piston pousse contre un fluide non compressible, il s'ensuit un "coup de liquide", et donc l'endommagement du piston et des clapets.

Lorsque l'installation est hors service, le liquide peut s'accumuler en amont du compresseur et lors du ré-enclenchement, provoquer un coup de liquide. Pour éviter cela, une vanne magnétique est souvent placée avant le détendeur. La vanne magnétique se ferme lorsque l'installation est déclenchée et évite au fluide frigorigène de retourner à l'évaporateur. Le raccordement électrique est effectué de telle sorte que le compresseur puisse fonctionner après la fermeture de cette vanne. Le compresseur s'arrête lorsque le pressostat basse pression déclenche. Aussitôt que la pression augmente à nouveau, le processus est répété. Ce processus est parfois appelé "le pump down".

Il faut noter que les coups de liquides ne concernent quasiment que les compresseurs à pistons. Les profils des vis ou des labyrinthes de Scroll peuvent s'écarter en cas d'aspiration de liquide. Et les turbocompresseurs ne sont pas des compresseurs volumétriques.

I.6 Coefficient de performance du cycle frigorifique à compression de vapeur (COP) :

La performance des systèmes frigorifiques est représentée par le coefficient de performance "COP", défini par [1] :

$$COP = \frac{\textit{le froid produit}}{\textit{le travail net consommé}}$$

Un climatiseur est énergétiquement efficace s'il demande peu d'énergie électrique au compresseur pour atteindre une puissance frigorifique donnée.

Si l'on prend pour exemple les spécifications techniques d'un climatiseur présent sur le marché (voir tableau 1.1 ci-dessous):

Tableaux 1.1 : Spécifications techniques d'un climatiseur type

Puissance frigorifique	kW	3,6
Puissance absorbée	kW	1,51

son coefficient de performance aura la valeur suivante :

$$COP = \frac{\text{puissance frigorifique}}{\text{puissance absorbée}} = \frac{3,6 \text{ kW}}{1,5 \text{ kW}} = 2,4$$

I.7 Conclusion : Après avoir présenté le cycle frigorifique à compression de vapeur, nous allons dans le chapitre suivant décrire les groupes de production d'eau glacée utilisés au CDTA avant de procéder à l'analyse de leurs performances en fonction des conditions extérieures.

***CHAPITRE II : Groupes de production d'eau
glacée du CDTA***

II.1 Introduction :

La plate-forme technologique du centre de développement des technologies avancées (CDTA) possède 2 groupes de production d'eau glacée (chillers) du constructeur « CARRIER », modèle 30GX-358 [2], responsables du refroidissement de l'eau du circuit d'eau froide alimentant toutes les batteries froides responsables du conditionnement d'air des salles blanches.

II.2 Constructeur des groupes de production d'eau glacée « CARRIER » :

Carrier est une société internationale, membre de la "United Technologies Corporation", spécialisée dans les équipements de conditionnement d'air. Elle porte le nom de l'ingénieur Willis Haviland Carrier, considéré comme l'inventeur de la climatisation.

En 1902, le Dr Willis H. Carrier invente et fabrique le premier climatiseur moderne au monde. Depuis cette date, "Carrier Corporation" est le numéro un mondial de la climatisation, avec plus de 4 millions d'unités vendues par an, assemblées dans plus de 40 usines de production, installées et entretenues sur les cinq continents.

II.3 Descriptif technique du groupe de production d'eau glacée 30GX-358 :

Le modèle 30GX-358 est l'un des groupes de production d'eau glacée les plus performants du constructeur « CARRIER », sa puissance frigorifique peut atteindre la valeur de 1 200 kW en fonctionnement nominal.

Le fluide frigorigène utilisé est le R134a, le groupe contient deux circuits identiques, désignés par les lettres « A » et « B », qui fonctionnent séparément mais partagent en commun l'évaporateur. Ainsi, en plus du ventilateur commun chaque circuit contient respectivement :

- 2 compresseurs bi-vis en parallèle.
- 4 condenseurs à air avec tubes en cuivre et ailettes en aluminium du côté extérieur (air).
- 8 ventilateurs.
- Un économiseur (échangeur à plaque).
- Une vanne de détente.

L'eau acheminée en direction des chillers passe à l'intérieur des tubes de l'évaporateur (en cuivre avec ailette en cuivre des côtés intérieur et extérieur) et traverse l'évaporateur de part en part pour être refroidie, alors que le fluide frigorigène du circuit A et celui du circuit B passe chacun à travers les deux calandres de l'évaporateur séparées par une plaque au milieu. La plaque permet aux deux débits de R134a de ne pas se mélanger, permettant ainsi un fonctionnement indépendants des deux circuits (Voir figures 2.1 et 2.2).

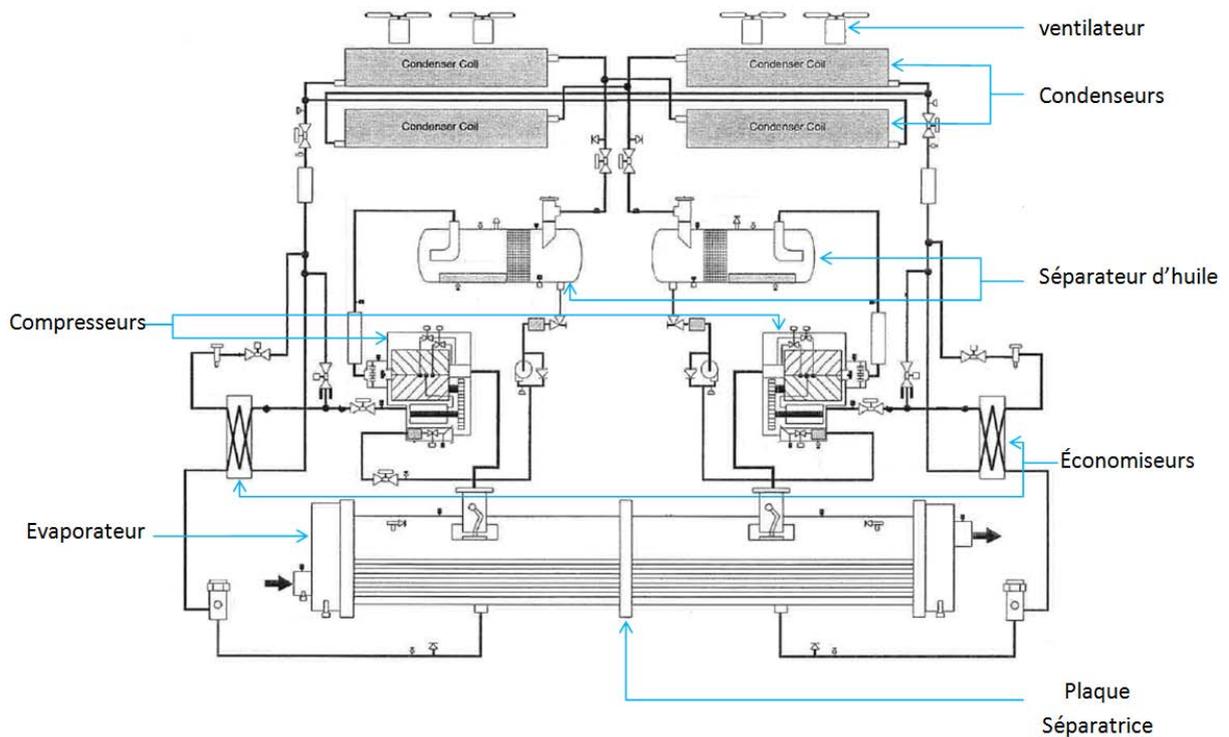


Fig.2.1 : schéma de circulation du fluide frigorigène et de l'huile des circuits A et B

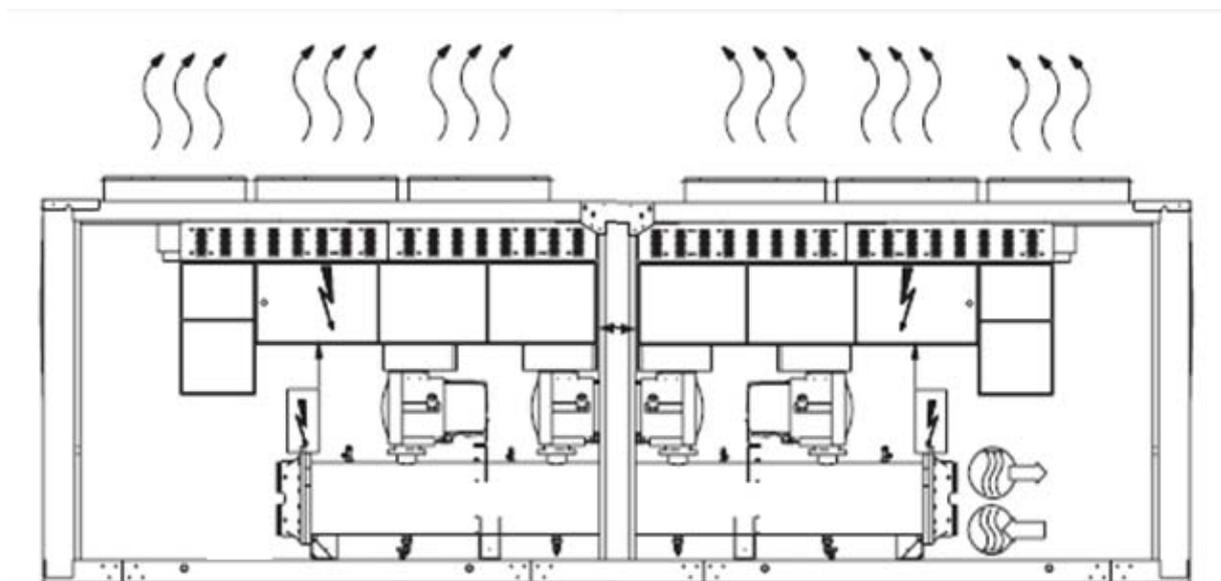


Fig.2.2 : vue de face du modèle 30GX-358 [7]

II.3.1 Fluide frigorigène 134a :

Les circuits A et B contiennent presque 170 kg de R134a chacun. Le R134a est un hydrocarbure halogéné de formule brute $C_2H_2F_4$, utilisé principalement comme fluide

frigorigène. Composé de la classe des hydrofluorocarbures (HFC), il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone (ODP=0), et ainsi donc a été désigné pour remplacer les divers CFC (en particulier le dichlorodifluorométhane R-12) dans les systèmes frigorifiques. Toutefois, il s'est avéré plus tard que sa contribution à l'effet de serre est très grande (GWP=1430), et on lui cherche aujourd'hui des remplaçants.

II.3.2 Compresseurs bi-vis :

Le modèle 30GX-358 possède 4 compresseurs du constructeur « CARLYLE » à engrenage 06N. Le compresseur à vis 06N possède un système de réduction de puissance. Ce système est constitué de deux étages de réduction qui diminuent la puissance du compresseur en réacheminant partiellement le gaz comprimé à nouveau vers l'aspiration ce qui permet d'obtenir 10 niveaux de puissance sur une même unité et offre la possibilité d'une régulation très flexible.



Fig.2.3 : Compresseur bi-vis[7].



Fig.2.4 : Photo des 4 compresseurs et de l'évaporateur.

Le compresseur à vis comporte deux vis synchronisées contre-rotatives qui permettent de comprimer le gaz. Comme pour le compresseur à piston, la compression est obtenue par une diminution du volume.

L'aspiration du gaz se fait suivant l'axe des vis du côté où leur empreinte est la plus creusée, de l'autre côté, après un parcours de plus en plus étroit entre les vis, le gaz comprimé est libéré.

Les frottements entre vis sont faibles. L'huile utilisée dans les compresseurs est refroidie, Car contrairement aux compresseurs à pistons, l'huile sert à la lubrification mais aussi au refroidissement.

II.3.3 Lubrification :

La lubrification du compresseur à vis O6N est réalisée avec le lubrifiant "CARRIER MATERIAL SPEC PP 47-32" [7].

II.3.4 Séparateur d'huile :

Le séparateur d'huile est un réservoir sous pression. Au refoulement, le gaz s'introduit à la partie haute du séparateur où la plus grande partie de l'huile se sépare et est évacuée vers le fond. Le gaz s'achemine ensuite à travers un filtre maillé où le restant d'huile est séparé et à son tour s'écoule au fond.

La virole du séparateur d'huile a une isolation thermique en mousse de polyuréthane de 19mm.

Le séparateur d'huile est équipé d'un cordon chauffant commandé par la régulation. Ce réchauffeur est équipé d'un thermostat interne qui coupe l'alimentation électrique lorsque la température atteint 85°C, puis se réarme automatiquement lorsque la température est redescendue à une valeur normale.



Fig.2.5 : séparateur d'huile

II.3.5 Condenseur et ventilateur :

Chaque circuit possède 4 condenseurs placés en parallèle en forme de « V », les tubes dans lesquels circule le fluide frigorigène sont en cuivre avec ailette en aluminium du côté extérieur. Au dessus des 4 condenseurs se trouve 8 ventilateurs permettant de faire circuler l'air à travers les condenseurs avec un débit de 85 520 l/s pour refroidir et permettre la condensation du fluide frigorigène.



Fig.2.6 : Disposition des condenseurs en forme de « V »

II.3.6 Evaporateur :

Le refroidisseur 30GX-358 utilise un évaporateur noyé, l'eau circule dans les tubes et le R134a est à l'extérieur dans la calandre. Une seule calandre est utilisée pour desservir les deux circuits de fluide frigorigène [9]. Il y a une plaque tubulaire centrale qui sépare les deux circuits de fluide frigorigène. Les tubes ont un diamètre de 2 cm et sont en cuivre, ailettés à l'intérieur comme à l'extérieur. Il n'y a qu'un seul circuit d'eau. En haut de l'évaporateur, il y a deux tubes d'aspiration, un pour chaque circuit. Chacun d'eux est muni d'une bride soudée sur laquelle vient se placer le compresseur (Voir figure 2.4).

La calandre de l'évaporateur a une isolation thermique réalisée avec de la mousse en polyuréthane de 19 mm et est équipée d'une vidange d'eau et d'un évent.

II.3.7 Module de détente électronique (EXV) :

Le microprocesseur commande la vanne par l'intermédiaire du module de régulation EXV. Un moteur pas à pas à dispositif de déclenchement linéaire est placé à l'intérieur de cette EXV. Le réfrigérant liquide haute pression s'introduit dans la vanne par le bas. Une série de fentes calibrées sont situées à l'intérieur de l'ensemble à orifice. Tandis que le réfrigérant passe à travers l'orifice, pour obtenir la chute de pression désirée ainsi que pour réguler le débit du réfrigérant dans des conditions de service différentes, un cylindre se déplace de

haut en bas sur l'orifice, modifiant ainsi la section de passage de ce dernier. Le cylindre est déplacé par le moteur pas à pas linéaire commandé directement par le processeur du module EXV. Alors que le moteur pas à pas tourne, il y a transfert du mouvement vers un déplacement linéaire par la vis mère. Ainsi, grâce au moteur pas à pas et à la vis mère, il y a obtention de 1500 pas de mouvement. Le grand nombre de pas et la longue course résultent en une régulation précise du débit du réfrigérant.



Fig.2.7 : Module de détente électronique EXV

II.3.8 Economiseur :

L'économiseur augmente la puissance du Chiller tout en permettant le refroidissement du moteur d'entraînement du compresseur. Les économiseurs utilisés sont des échangeurs à plaques alimentés en détente directe. Le circuit à détente directe de l'échangeur à plaque dont le débit est ajusté par les vannes de refroidissement moteur permet de sous refroidir le liquide issu de la condensation du R134a.



Fig.2.8 : économiseur

II.4 Conclusion : Dans le chapitre suivant, nous allons procéder à l'analyse du cycle thermodynamique des chillers dans le but d'en établir les performances puis d'étudier leur évolution en fonction des conditions extérieures.

***CHAPITRE III : Analyse du cycle
thermodynamique des chillers et
résultats***

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons simuler numériquement le comportement des groupes de production d'eau glacée (chillers), face à la demande en charge frigorifique du système de conditionnement d'air ainsi qu'à la hausse de température dans le milieu ambiant, puis on procédera à l'analyse et à l'interprétation des résultats.

III.2 Procédure de calcul :

La procédure consiste à introduire tous les paramètres constants ainsi que toutes les équations du modèle mathématique.

Par la suite, les paramètres à faire varier seront introduits pour le calcul de la puissance consommée par les compresseurs, la charge au niveau du condenseur et le coefficient de performance des chillers.

III.2.1 Introduction des paramètres constants :

- Pincement au niveau de l'évaporateur : $\Delta T_e = 3^\circ C.$
- Pincement au niveau du condenseur : $\Delta T_c = 8^\circ C.$
- Rendement isentropique du compresseur : $\eta_c = 0.86$
- Pression atmosphérique : $P_0 = 101325 Pa.$
- Débit volumique aspiré par les 16 ventilateurs du condenseur : $\dot{V} = 85.52 m^3/s.$
- Constante de l'air : $R_a = 287 J/kg \cdot K$
- Chaleur spécifique de l'air à pression constante : $C_{pa} = 1004 J/kg \cdot K$

III.2.2 Hypothèses de calcul :

On suppose que le cycle frigorifique ne comporte pas de surchauffe au niveau de l'évaporateur et pas de sous-refroidissement au niveau du condenseur, ce qui permet de définir le cycle avec seulement 4 états thermodynamiques du fluide frigorigène :

- Etat 1 : entrée du compresseur → fluide frigorigène à l'état de vapeur saturée à la pression d'évaporation.
- Etat 2 : sortie du compresseur → fluide frigorigène à l'état de vapeur surchauffée à la pression de condensation.
- Etat 3 : sortie du condenseur → fluide frigorigène à l'état de liquide saturée à la pression de condensation.
- Etat 4 : sortie de la vanne de détente → fluide frigorigène à l'état de mélange de vapeur et de liquide à la pression d'évaporation.

III.2.3 Introduction des paramètres variables :

- La température extérieure : $T_{ex}.$
- L'humidité relative extérieure : $\phi_{ex}.$
- Température de l'eau glacée : $T_{eg}.$

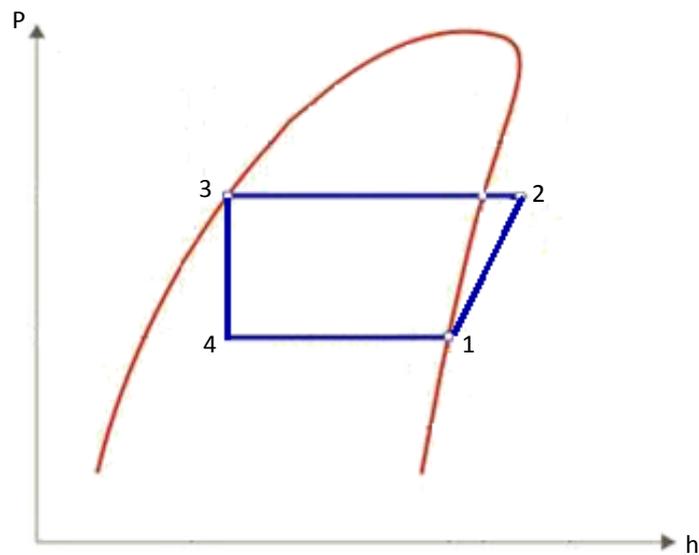


Fig.3.1 : Cycle frigorifique du R134a

III.2.4 Calculs :

Calcul de la charge frigorifique au niveau de l'évaporateur :

Les deux chillers sont placés en parallèle, le débit d'eau qui revient en leur direction est divisé en deux débits égaux et les deux chillers fonctionnent à l'identique, la simulation se fera donc pour un seul chiller.

La charge frigorifique \dot{Q}_{tot} nécessaire à l'ensemble du système de conditionnement d'air a été obtenue dans le cadre de mon projet de fin d'études [4] en fonction des trois paramètres ci-dessus, à savoir : la température extérieure, l'humidité relative extérieure et la température de sortie de l'eau glacée.

La charge frigorifique au niveau de l'évaporateur \dot{Q}_e d'un seul chiller est obtenue en divisant par deux la charge totale \dot{Q}_{tot} puis en lui rajoutant la charge frigorifique nécessaire pour compenser la perte de charge au niveau de l'évaporateur, soit \dot{q} . On aura donc :

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{Q}_{tot}}{2} + \dot{q}$$

$\dot{q} = 3.83 \text{ kW}$: Donnée par le constructeur pour un débit d'eau glacée $\dot{m}_{eg} = 38.47 \text{ kg/s}$.

Calcul de l'enthalpie spécifique h_1 et de l'entropie spécifique s_1 à l'entrée du compresseur :

La température d'évaporation est obtenue en retranchant de la température d'eau glacée (paramètre variable), la différence de température au pincement de l'évaporateur (donnée), soit :

$$T_e = T_{eg} - \Delta T_e$$

L'enthalpie spécifique h_1 et l'entropie spécifique s_1 correspondent à l'état de vapeur saturée à la température d'évaporation T_e :

$$h_1 = h_{g(T_e)} \quad \text{et} \quad s_1 = s_{g(T_e)}$$

La capacitance minimum au niveau du condenseur est celle de l'air, ce qui permet d'écrire en utilisant pour l'air l'équation d'état du gaz parfait :

$$C_{min,c} = \dot{m}_a C_{pa} = \left(\frac{P_0 \dot{V}}{R_a T_{ex}} \right) C_{pa}$$

Détermination de la pression de condensation P_c :

Pour une température donnée à l'évaporateur, le système réagit à la hausse de la température de l'air extérieur par une hausse du rapport de compression, jusqu'à atteindre la capacité maximale des compresseurs, atteinte à 2 300 kPa (pression de déclenchement des pressostats haute pression). Nous ferons donc varier la pression de condensation avec un pas de 10 kPa, d'une valeur initiale P_{ci} jusqu'à la valeur ci-dessus correspondant au déclenchement des pressostats.

La valeur initiale P_{ci} correspond à la pression de saturation à la température T_i du R134a au pincement condenseur :

$$T_i = T_{ex} + \Delta T_c$$

Pour chaque valeur de P_c , on calcule respectivement :

- 1) La température T_3 , égale à la température de saturation du R134a correspondant à la pression de condensation P_c
- 2) L'enthalpie spécifique h_{2S} correspondant à une compression isentropique :

$$h_{2S} = h(P_c, s_1)$$

- 3) L'enthalpie spécifique h_2 qui se déduit à partir du rendement isentropique du compresseur défini par :

$$\eta_c = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1}$$

d'où :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2S} - h_1}{\eta_c}$$

- 4) L'enthalpie spécifique h_3 correspondant à l'état de liquide saturé à P_c :

$$h_3 = h_{f(P_c)}$$

- 5) L'enthalpie spécifique de la vapeur saturée à la pression P_c , soit $h_{g(P_c)}$.
- 6) Le débit massique de fluide frigorigène \dot{m}_f est obtenu grâce à un bilan d'énergie effectué sur la partie du condenseur dédiée effectivement à la condensation de R134a (voir figure 3.2 ci-dessous) :

$$\dot{m}_f (h_{g(P_c)} - h_3) = C_{min,c} \cdot (T_3 - \Delta T_c - T_{ex})$$

d'où :

$$\dot{m}_f = \frac{C_{min,c} \cdot (T_3 - \Delta T_c - T_{ex})}{h_{g(P_c)} - h_3}$$

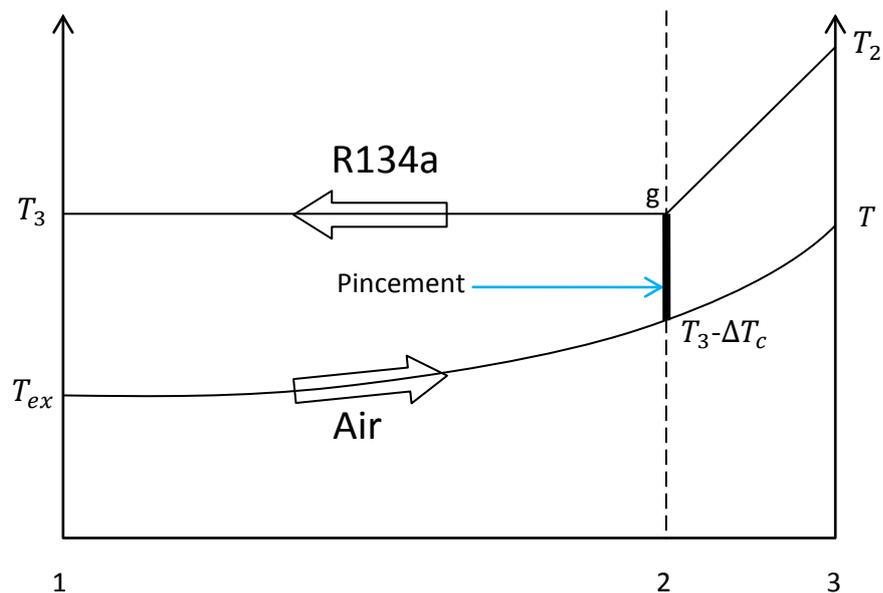


Fig.3.2 : évolution des fluides dans le condenseur

- 7) Calcul de la charge frigorifique au niveau de l'évaporateur en effectuant un bilan thermique sur le R134a et en se rappelant que la détente à travers la vanne est isenthalpique :

$$\dot{Q}_{e/calcul\acute{e}} = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_3)$$

Condition de validation de la valeur de P_c :

Si $(\dot{Q}_{e/calcul\acute{e}} > \dot{Q}_e)$ → valider la valeur de P_c

Sinon, poursuivre l'exécution de la procédure jusqu'à obtention de la valeur désirée.

Calcul des paramètres du cycle frigorifique et des performances du système :

Une fois la pression de condensation (P_c) déterminée, les paramètres suivants peuvent être connus :

- L'enthalpie spécifique du R134a aux états 2 et 3 (h_2 et h_3).
- Le débit massique de R134a (\dot{m}_f).

Ce qui permet de calculer également :

- la puissance électrique consommée qui est égale à :

$$\dot{Q}_{consommé} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{ventilo} = \dot{m}_f(h_2 - h_1) + \dot{W}_{ventilo}$$

- la charge thermique du condenseur :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f(h_2 - h_3)$$

- le coefficient de performance du chiller :

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{consommé}}$$

III.3 Analyse des résultats et interprétation :

A présent, nous allons présenter puis analyser les principaux résultats obtenus par la simulation du comportement d'un chiller, en fonction des conditions extérieures (température et humidité), tout d'abord en maintenant la température de l'eau glacée à 6°C [3], puis en la faisant varier jusqu'à la valeur de 10°C pour établir son impact sur les performances du chiller.

III.3.1 Température de l'eau glacée maintenue à 6°C :

La figure 3.3 présente l'évolution de la charge frigorifique en fonction des conditions extérieures (température et humidité), tandis que les figures 3.4 à 3.7 présentent l'évolution de différentes performances permettant au chiller de s'adapter à cette charge frigorifique.

Les courbes de la figure 3.3 indiquent que la demande en froid augmente aussi bien avec la température qu'avec l'humidité de l'air extérieur. Cependant, alors que son taux d'augmentation avec l'humidité relative reste constant (augmentation donc linéaire), il devient croissant avec la température (les écarts entre les différentes courbes deviennent plus importants à mesure que T_{ex} croit). Cette évolution reflète directement le comportement du système de conditionnement d'air face à une hausse de température et d'humidité pour assurer en permanence les mêmes conditions nominales à l'intérieur des salles blanches.

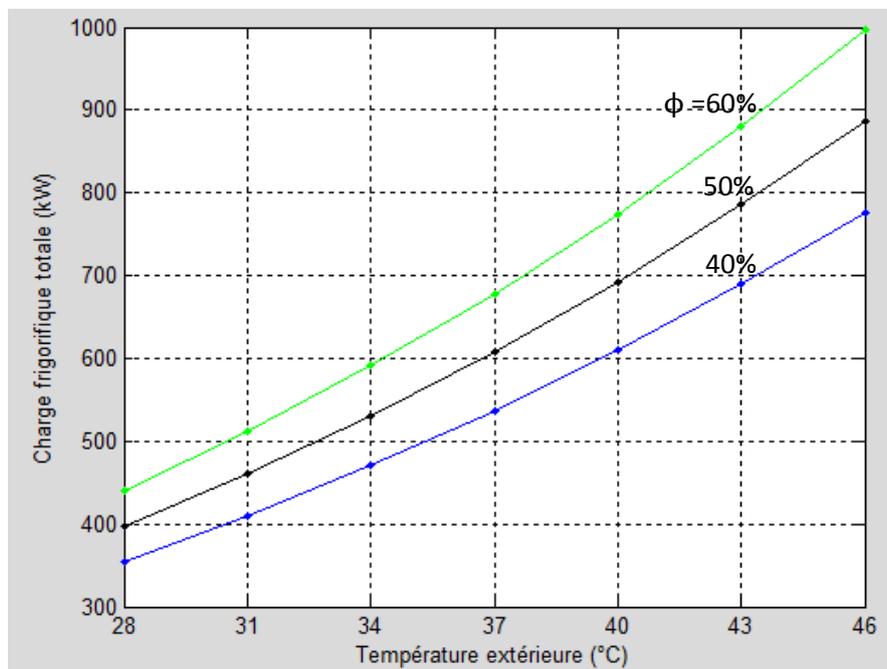


Fig.3.3 : Evolution de la charge frigorifique en fonction des conditions extérieures

Les courbes de la figure 3.4 présentent l'évolution de la puissance consommée (compresseur + ventilateur) en fonction des conditions extérieures. La puissance des ventilateurs est constante (~ 40 kW) et donc la puissance des compresseurs représente à elle seule la composante variable de la puissance consommée. L'augmentation de cette dernière fait suite à l'action du système de régulation qui tend à augmenter la pression de condensation pour maintenir le pincement de 8°C au niveau du condenseur à mesure que la température de l'air augmente.

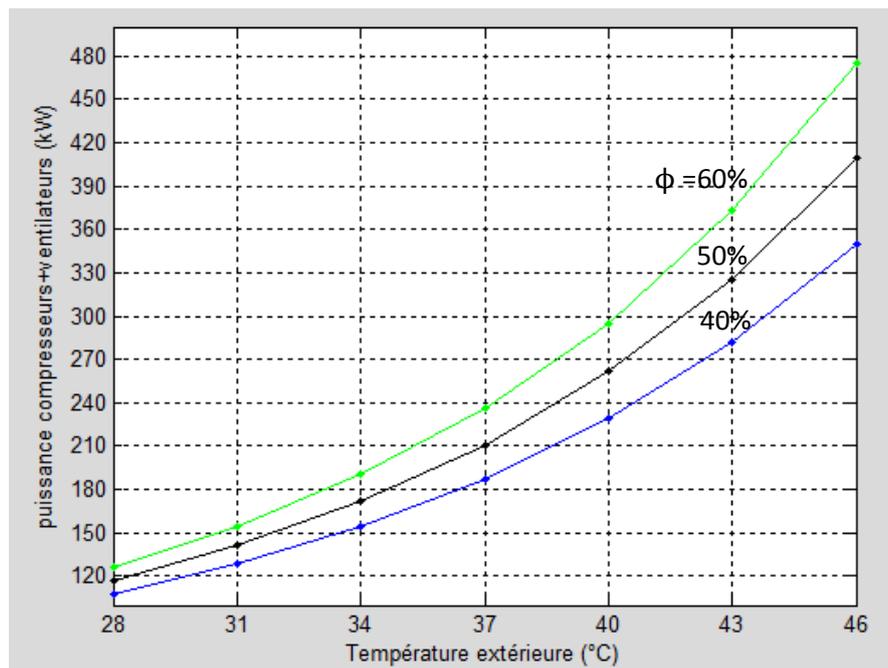


Fig.3.4 : Evolution de la puissance consommée en fonction des conditions extérieures

Les courbes de la figure 3.5 indiquent que l'évolution de la charge thermique du condenseur en fonction des conditions extérieures suit la même tendance que la puissance consommée par les compresseurs et la charge frigorifique, ce qui est tout à fait logique étant donné que, conformément au premier principe de la thermodynamique, elle représente la somme de ces deux quantités.

Les courbes de la figure 3.6, représentant l'évolution du coefficient de performance du chiller en fonction des conditions extérieures, montrent que ce dernier décroît à mesure que la température extérieure augmente, ce qui signifie que lorsque la température extérieure augmente, les frigorifiques deviennent de plus en plus coûteuses en énergie. Pour des températures inférieures à 37°C le coefficient de performance est favorisé par une hausse d'humidité, alors qu'il s'en trouve défavorisé à des températures plus grandes, ceci étant imputable au taux de décroissance du coefficient de performance en fonction de la température extérieure qui augmente avec l'humidité relative, autrement dit le coefficient

de performance est plus sensible aux variations de la température extérieure lorsque l'humidité de l'air est plus importante.

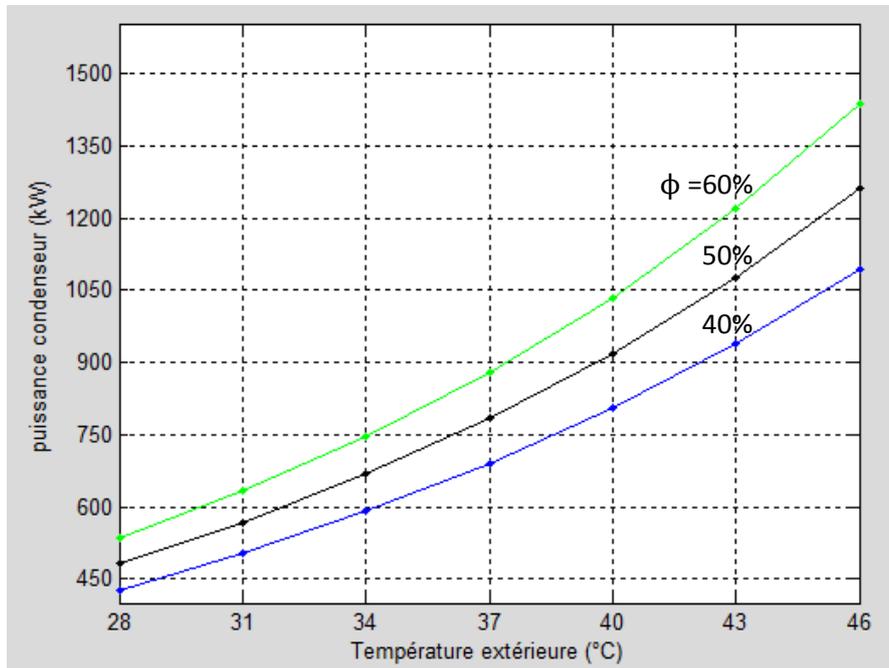


Fig.3.5 : Evolution de la charge thermique du condenseur en fonction des conditions extérieures

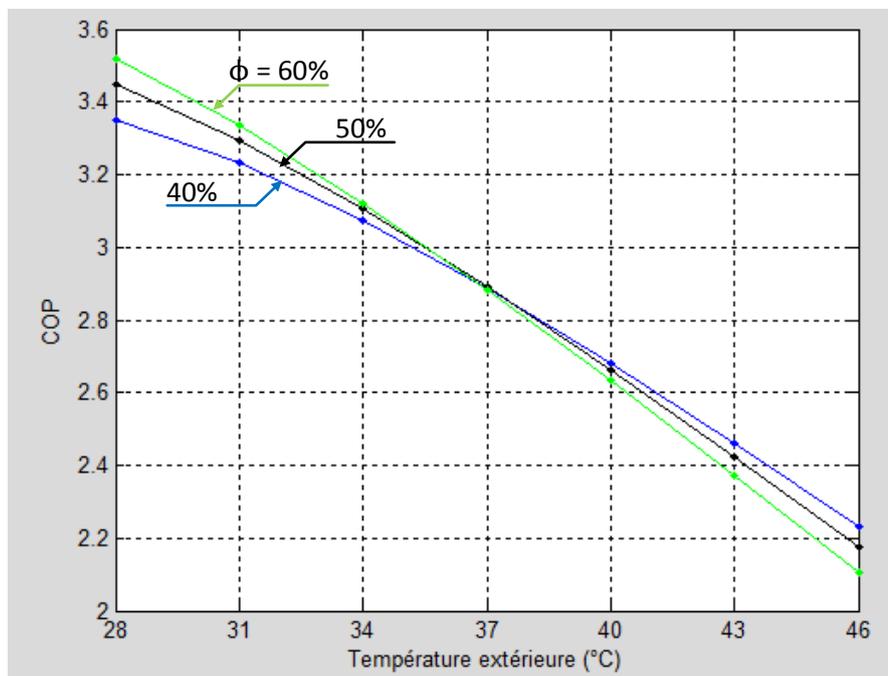


Fig.3.6 : Evolution du coefficient de performance du chiller en fonction des conditions extérieures

La figure 3.7 permet de voir que pour une variation faisant passer la valeur de la température extérieure de 28°C à 46°C, la charge est multipliée par un facteur d'environ 2, alors que la puissance consommée par l'installation est quant à elle multipliée par un facteur qui est presque égal à 4. Ceci explique la chute du coefficient de performance avec la température extérieure. La charge thermique au condenseur respecte parfaitement le premier principe de la thermodynamique en s'affichant partout comme la somme de la charge frigorifique et de la puissance des compresseurs.

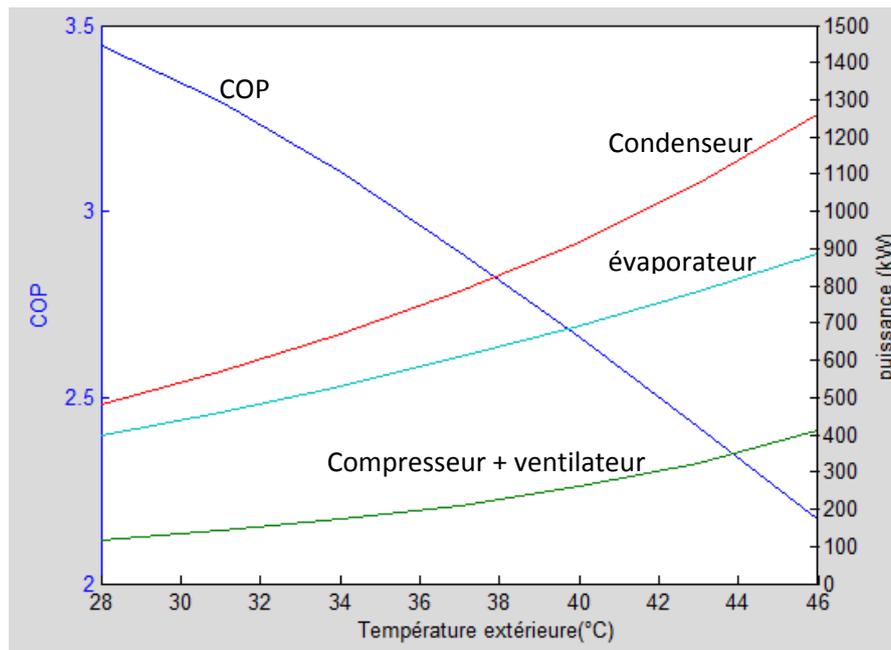


Fig.3.7 : Evolution comparée des charges au niveau de l'évaporateur, du condenseur et du compresseur ainsi que celle du COP en fonction de la température extérieure pour une humidité de 50%

III.3.2 Impact d'une variation de la Température de l'eau glacée sur les performances du chiller :

Au-delà de certaines conditions extérieures, la stratégie précédente qui consiste à maintenir la température d'évaporation à un niveau suffisamment bas pour permettre au système de produire de l'eau glacée à 6 °C, ne pourra plus opérer car le système atteindra sa pression maximum de déclenchement des présostats HP. Le système de régulation remontera alors la température de vaporisation du R134a et l'eau glacée sera produite à une température plus grande.

Les figures 3.8 à 3.10 présentent l'évolution des performances du chiller en fonction de la température extérieure pour une humidité relative extrême de 60%.

Les courbes de la figure 3.8 montrent qu'on obtient une diminution de la puissance consommée par les compresseurs à mesure que la température de sortie de l'eau glacée augmente, ceci trouve son explication dans le fait que le taux de compression diminue à cause de l'augmentation de la pression d'évaporation.

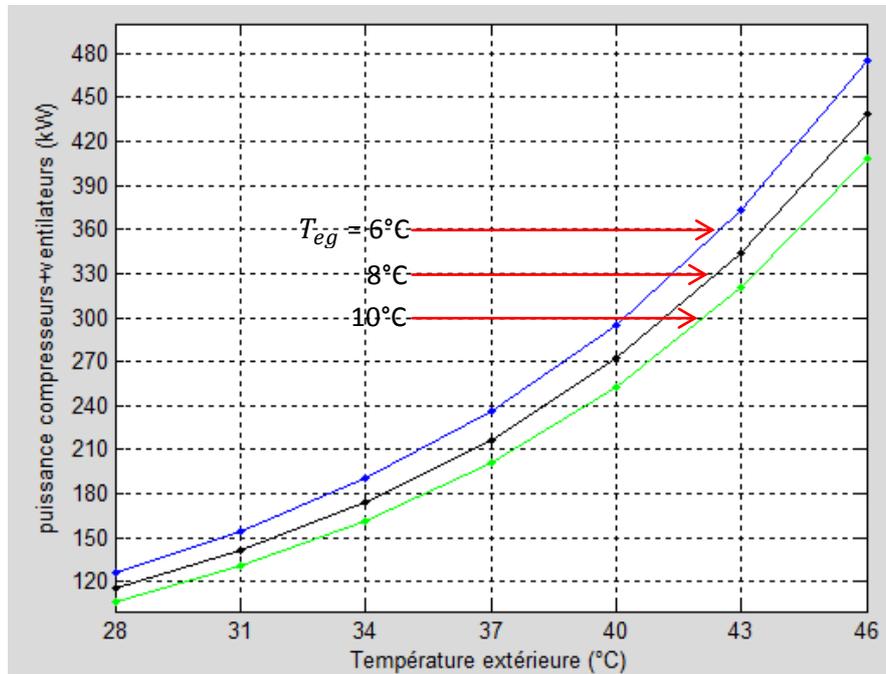


Fig.3.8 : Evolution de la puissance consommée (compresseurs +ventilateur) en fonction de la température extérieure pour différentes valeur de la température d'eau glacée

Les courbes de la figure 3.9 indiquent une diminution de la charge thermique du condenseur à mesure que la température de l'eau glacée augmente, ceci étant dû principalement à la réduction de la puissance consommée des compresseurs qui opèrent avec des rapports de compression plus petits.

Le coefficient de performance en fonction prend des valeurs plus grandes à mesure que la température de l'eau glacée augmente et permet une réduction de la puissance consommée au compresseur.

III.4 Conclusion : L'analyse thermodynamique du cycle à compression de vapeur sur lequel est basé le fonctionnement des groupes de production d'eau glacée du CDTA a montré que les performances de ces derniers sont fortement affectées par les variations de la température ambiante, surtout quand l'humidité de l'air est élevée. Cependant, l'analyse a montré que jusqu'à des températures extrêmes avoisinant les 46 °C, la puissance consommée par les groupes reste inférieure à la puissance maximale pour laquelle ils ont été conçus. Et ce n'est pas la puissance destinée aux équipements de régulation dont nous n'avons pu tenir compte, mais qui reste tout à fait négligeable devant celles des compresseurs et des ventilateurs, qui viendrait fausser les résultats de cette observation. Par ailleurs quand on peut tolérer une température d'eau glacée supérieure à 6 °C, les

performances de composants des chillers (notamment compresseurs et condenseurs) s'améliorent.

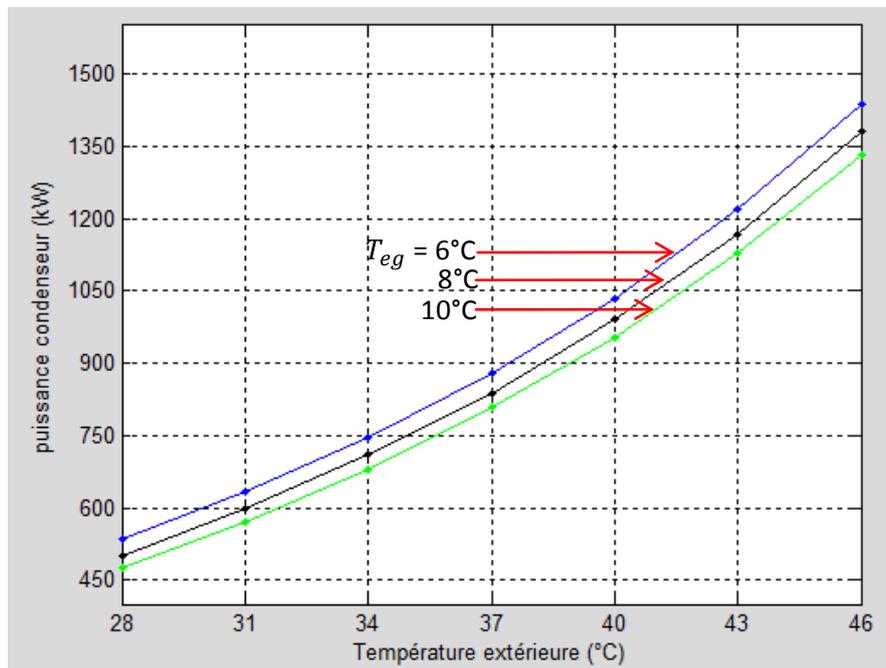


Fig.3.9 : Evolution de la charge thermique au condenseur en fonction de la température extérieure pour différentes valeurs de la température d'eau glacée

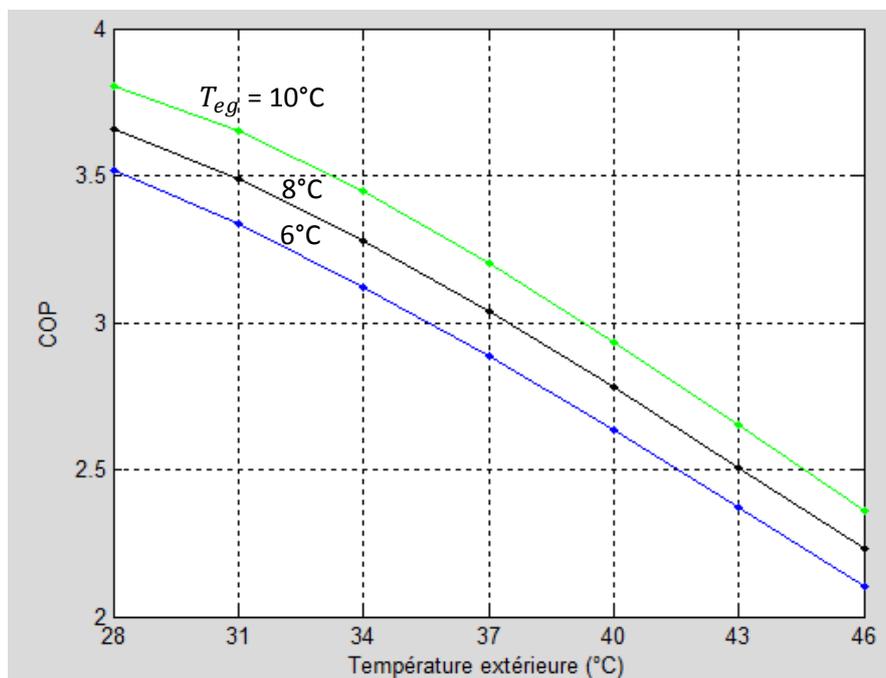


Fig.3.10 : Evolution du coefficient de performance en fonction de la température extérieure pour différentes valeurs de la température de l'eau glacée

Conclusion générale

Conclusion générale

La simulation du comportement des composants du groupe de production d'eau glacée (chillers) de la plate-forme technologique abritant les salles blanches au niveau du CDTA, en fonction des conditions extérieures, a été exécutée sur MATLAB.

Deux modes de fonctionnement des chillers ont été étudiés : le premier, basé sur une température d'eau glacée de 6°C, a montré que la performance des chillers est fortement affectée par les variations de la température ambiante, surtout quand l'humidité de l'air est élevée. L'analyse des résultats concernant ce mode de fonctionnement a toutefois révélé que, jusqu'à des températures extrêmes avoisinant les 46 °C, la puissance consommée par les groupes reste inférieure à la puissance maximale pour laquelle ils ont été conçus. Ceci est un indicateur du fait que les chillers ont été sciemment surdimensionnés pour être en mesure de répondre présent dans des conditions extérieures extrêmes. Le deuxième mode de fonctionnement, est conçu pour maintenir un bon niveau de performance des groupes lorsque le système de conditionnement d'air peut s'accommoder d'une température d'eau glacée supérieure à 6 °C. Dans ce cas en effet, les performances des composants des chillers (notamment celles des compresseurs et des condenseurs) s'améliorent induisant une amélioration du coefficient de performance du système frigorifique.

References Bibliographiques

- [1] FAYE C.MCQUISTON and JERALD D.PARKER, "heating Ventilating and Air Conditioning, ANALYSIS and DESIGN, THIRD EDITION", Etats Unis, 1988.
- [2] Site officiel du CDTA, disponible sur : <http://www.cdta.dz> (consulté le 29/04/2017)
- [3] Document du CDTA, « CDTA-0500-OM-0006-B-CHILLED WATER O&M-JOSF», données et schémas du circuit d'eau glacée de la centrale, Alger, 2009.
- [4] S.GHERBI, « Etude de la capacité du système de conditionnement d'air du CDTA à maintenir les conditions désirées de température et d'humidité à l'intérieur des salles blanches dans des conditions extérieures extrêmes », projet de fin d'étude, mécanique : ALGER, Ecole Nationale Polytechnique, 2017.
- [5] Document du CDTA, « CDTACDTA-0500-OM-0007-B-PROCESS COOLING WATER O&M-JOSF», données et schémas du système de refroidissement PCW de la centrale, Alger, 2009.
- [6] Site officiel de la société allemande M+W ZANDER, disponible sur : <http://www.mwgroup.net/our-markets/cleanroom-technologies-controlled-environments/> (consulté le 01/07/2017)
- [7] Manuel CARRIER (groupe de production d'eau glacée), « 30GX 082-358 30HXC 080-375 Screw Compressor Water-Cooled Liquid Chillers and Air-Cooled Liquid Chillers ».
- [8] Manuel SIEGLE+EPPEL (Centrale de Traitement d'Air), « AHUs_Specs_PK_N003_ENGL-rev.0 ».
- [9] Manuel GEA (échangeur de chaleur), « HX-1 Heat Exchanger ».