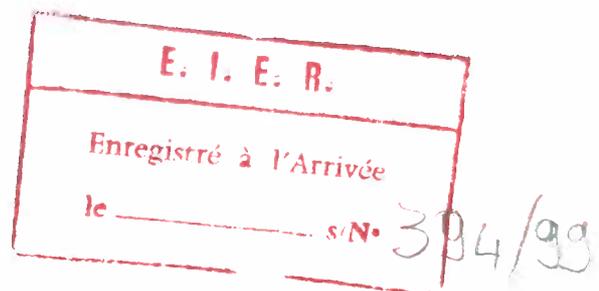


MEMOIRE DE FIN D'ETUDES 1999

Présenté par :

ZAGARE Firmin

Diagnostic d'équipements techniques des hôtels Indépendance et OK-INN



MENTION :

Encadrement
T. DJIAKO

DEDICACES

Je dédie ce mémoire aux personnes qui me sont les plus chères, à savoir mon père **Joachim ZAGARE** et ma mère **Marie COMPAORE** qui n'ont ménagé aucun effort pour faire de moi ce que je suis aujourd'hui, à mes frères et soeurs qui m'ont toujours soutenu et secouru quand il le fallait, en particulier mon aîné **Guy** à qui je dois beaucoup.

Ce travail est également dédié à tous mes amis et collègues de la 28^{ème} promotion des ingénieurs de l'EIER, avec qui j'ai passé de très bons moments tout au long des trois années que nous avons passées ensemble.

Qu'ils en soient tous remerciés et trouvent ici l'expression de ma modeste reconnaissance.

REMERCIEMENTS

Ce mémoire a été réalisé grâce au concours et à la disponibilité de plusieurs personnes qui ont facilité mon travail de façon directe ou indirecte. Sans être exhaustif, je citerai ici :

- Monsieur Thomas DJAKO, directeur du mémoire. Malgré ses nombreuses occupations, il fait preuve de patience et de disponibilité afin que ce document voie le jour. Je lui en suis très reconnaissant.

- Monsieur Babacar SY, directeur de la société SAREC et ancien élève de l'EIER, qui m'a toujours reçu avec plaisir et m'a fait partager sa très grande expérience du froid et de la climatisation.

- Messieurs Ousséni OUEDRAOGO et Justin BASSOLE, respectivement chercheur au département froid et énergie et technicien au laboratoire d'électrotechnique, qui ont bien voulu m'aider et me guider dans les travaux de terrain.

- Monsieur le directeur de l'hôtel OK-IN et tout son personnel, qui m'ont accepté dans leur structure.

- Madame la directrice de l'hôtel INDEPENDANCE et son personnel, en particulier monsieur COMPAORE, chef du service dépannage.

A tous, je réitère mes vifs remerciements et ma gratitude.

RESUME

Les équipements et installations techniques font partie intégrante de la vie quotidienne des citadins, et même de celle de certains habitants de zones rurales. En effet, que ce soit à titre domestique ou professionnel, des appareils comme les ordinateurs, les photocopieurs, les équipements de climatisation, les installations électriques sont utilisés chaque jour, mais souvent dans de mauvaises conditions qui diminuent leur durée de vie et leurs performances. De plus, cette mauvaise utilisation, accompagnée d'une absence ou d'une insuffisance d'entretien, induit très souvent des consommations supplémentaires d'énergie, donc des dépenses de fonctionnement plus élevées.

En nous intéressant au cas des hôtels INDEPENDANCE et OK-INN, nous avons souhaité mettre en évidence les problèmes que peuvent avoir des structures d'hébergement dans l'entretien de leurs équipements les plus sollicités, en particulier dans le domaine du froid et de la climatisation. En effet, ces structures subissent de la part des clients une pression qui les oblige en principe, à disposer d'équipements toujours fonctionnels et performants. Pour faire ressortir ces difficultés, nous avons procédé à un diagnostic de ces installations. Notre travail a consisté à faire des observations visuelles, à mesurer quelques grandeurs caractéristiques en vue de faire une analyse du fonctionnement de ces équipements.

Il ressort de ce diagnostic que, de façon générale, les équipements de climatisation ont des performances très moyennes et souvent médiocres. Cela s'explique pour plusieurs raisons dont les plus courantes sont :

- les conditions climatiques pour lesquelles ces équipements ont été fabriqués ne sont pas adaptées à celles que nous vivons dans nos pays.
- le non suivi et le manque d'entretien courant des équipements, ce qui laisse les pannes s'accumuler et s'aggraver, les mettant en péril.

La recommandation principale à faire à ces structures est d'assurer une maintenance régulière de leurs installations, par le biais notamment d'une société de maintenance qualifiée avec qui elles auront signé un contrat. Il faut également prévoir des budgets annuels d'entretien et de maintenance .

LISTE DES ANNEXES

- ANNEXE II-3-2 : CYCLE DE FONCTIONNEMENT THEORIQUE DE LA CHAMBRE FROIDE.

- ANNEXE II-1-2 : CYCLE DE FONCTIONNEMENT THEORIQUE - CIRCUIT DE PRODUCTION D'EAU GLACEE.

- ANNEXE II-4-1 : CYCLE DE FONCTIONNEMENT THEORIQUE DES CLIMATISEURS INDIVIDUELS.

- ANNEXE II-1-3-a : CYCLE DE FONCTIONNEMENT REEL DU COMPRESSEUR 1/GROUPE 1.

- ANNEXE II-1-3-b : CYCLE DE FONCTIONNEMENT REEL DU COMPRESSEUR 2/GROUPE 1

- ANNEXE II-1-3-c : CYCLE DE FONCTIONNEMENT REEL DU COMPRESSEUR 1/GROUPE 2

- ANNEXE II-1-3-d : CYCLE DE FONCTIONNEMENT REEL DU COMPRESSEUR 2/GROUPE 2

- ANNEXE 2 : FICHES DE MESURES
 - Tableau N°1: mesures effectuées sur la chambre froide
 - Tableau N°2: mesures effectuées sur les climatiseurs - fenêtre
 - Tableau N°3: mesures effectuées sur les splits.
 - Tableau N°4: mesures effectuées sur les groupes à eau glacée.
 - Tableau N°5: mesures effectuées sur les ventilo - convecteurs.

- ANNEXE 3 : CALCULS DES CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES GROUPES DE PRODUCTION D'EAU GLACEE

- ANNEXE 4 : CALCULS DES CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES CLIMATISEURS INDIVIDUELS

- ANNEXE 5 : SCHEMA D'ENSEMBLE DE LA CENTRALE DE CLIMATISATION

ANNEXE 6 : SCHEMA D'ENSEMBLE DES TOURS DE REFOIDISSEMENT

SOMMAIRE

A - INTRODUCTION	1
B - CAS DE L'HOTEL OK-INN	3
I - PRÉSENTATION DE LA STRUCTURE	3
II - INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES ET DE CLIMATISATION	3
II-1 GÉNÉRALITÉS	5
II-1-1 Les machines frigorifiques à compression	8
II-1-2 Aperçu sur les machines frigorifiques à absorption	10
II-2 MESURES DE BASE ET OUTILS DU DIAGNOSTIC	11
II-3 LA CHAMBRE FROIDE	11
II-3-1 Description	11
II-3-2 Etude du fonctionnement théorique	12
II-3-3 Etude du fonctionnement réel	14
II-3-4 Propositions et recommandations	14
II-4 LES CLIMATISSEURS INDIVIDUELS	14
II-4-1 Etude du fonctionnement théorique	15
II-4-2 Etude du fonctionnement réel	20
II-4-3 Propositions et recommandations générales	20
III- INSTALLATION HYDRAULIQUE : LA POMPE DE FORAGE	20
III-1 DESCRIPTION	20
III-2 OBSERVATIONS	21
III-2 RECOMMANDATIONS	22
INSTALLATION ÉLECTRIQUE : LE GROUPE ÉLECTROGÈNE DE SECOURS	22
IV-1 DESCRIPTION	22
IV-2 OBSERVATIONS	23
IV-3 PROPOSITIONS ET RECOMMANDATIONS	23
C - CAS DE L'HOTEL INDEPENDANCE	23
I - PRÉSENTATION DE LA STRUCTURE	23
II- LE SYSTÈME DE CLIMATISATION À EAU GLACÉE AVEC CONDENSATION À	24
II-1 LES GROUPEMENTS DE PRODUCTION D'EAU GLACÉE	24
II-1-1 Description et principe de fonctionnement	25
II-1-2 Etude du fonctionnement théorique	27
II-1-3 Etude du fonctionnement réel	40
II-1-4 Propositions et recommandations	41
II-2 LES TOURS DE REFROIDISSEMENT	41
II-2-1 Description et principe de fonctionnement	42
II-2-2 Etude du fonctionnement réel	44
II-2-3 Propositions et Recommandations	45
II-3 LES VENTILO - CONVECTEURS	45
II-3-1 Description et principe de fonctionnement	46
II-3-2 Analyse des mesures effectuées	47
II-3-3 Propositions et Recommandations	47

D - CONCLUSION GENERALE

A - INTRODUCTION

Le développement galopant de la science et de la technologie met chaque jour à la disposition des usagers des équipements de tout genre devenus indispensables pour le bon déroulement de leurs activités. Ces équipements sont en général conçus pour réaliser des performances données dans des plages de fonctionnement précisées par les constructeurs. Mais force est de reconnaître que la majorité des utilisateurs, notamment en Afrique, ignorent ou ne tiennent pas toujours compte des prescriptions et recommandations des constructeurs, de sorte que leurs équipements fonctionnent souvent en - deçà de leur performances attendues.

Pour de grandes entreprises comme l'hôtel Indépendance et l'hôtel OK-INN, utilisant un grand nombre d'équipements techniques (climatiseurs, chambres froides, groupes électrogènes, pompes, etc.), il est nécessaire, voire indispensable d'assurer leur suivi continu afin d'optimiser leur rendement. Cela leur permettrait par exemple de réduire leur factures d'électricité qui sont en général très élevées. Ce suivi passe nécessairement par un diagnostic qui doit permettre de relever tout dysfonctionnement dans ces installations. C'est ce qui constitue l'objet du présent mémoire dont le thème est : "**Diagnostic d'équipements techniques des hôtels Indépendance et OK-INN**". Il faut préciser que ce travail porte surtout sur les installations de froid et de climatisation. Néanmoins, nous ferons un diagnostic sommaire d'autres équipements.

Pour réaliser ce diagnostic, nous avons adopté la démarche suivante:

- Observation: il s'agit de visiter chaque installation, d'observer son fonctionnement et de relever tous les facteurs pouvant être la cause ou la conséquence de leur dysfonctionnements ou au contraire de leur bon fonctionnement.

- Mesures et contrôle de certains paramètres techniques: il s'agit, pour chaque équipement, d'identifier, d'observer et de mesurer (lorsque c'est possible) les paramètres pouvant permettre une analyse de son fonctionnement ou de son état physique.

- Diagnostic proprement dit: il découle de l'analyse des mesures et observations effectuées et permet par la suite de faire des propositions et recommandations.

B - CAS DE L'HOTEL OK-INN

I - Présentation de la structure

L'hôtel OK-INN a été construit en 1982 par un opérateur économique national et est rentré en exploitation à partir de 1983. A partir de 1987, l'entreprise est passée sous le contrôle de la chambre de commerce du Burkina qui l'a mise en location.

L'hôtel a subi plusieurs transformations et extensions, dont les dernières ont eu lieu il y a un peu plus d'un an à l'occasion de grandes manifestations. Il est actuellement classé en catégorie " *** trois étoiles " et comprend vingt (20) chambres et quinze (15) bungalows, tous climatisés. Son taux d'occupation moyen est de l'ordre de 86 %. Il emploie environ quarante cinq (5) personnes dont certaines sont affectées au service traiteur et l'agence de voyage de l'hôtel.

Les équipements techniques de l'hôtel auxquels nous nous sommes intéressés sont les suivants :

- Des climatiseurs-windows équipant les chambres et d'autres plus puissantes pour les bungalows et les bureaux de la direction.
- Des splits pour la réception, le bar et le restaurant.
- Une chambre froide pour la conservation de la viande et autres denrées alimentaires.
- Un groupe électrogène ALSTHOM de 210 KVA.
- Une pompe immergée de forage de marque CAPRARI.

II - Installations frigorifiques et de climatisation

II-1 Généralités

Une machine frigorifique est un appareil qui permet de refroidir un milieu à une température inférieure à celle de l'ambiance. L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps chaud vers un corps froid, on peut définir une machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu froid vers un milieu chaud.

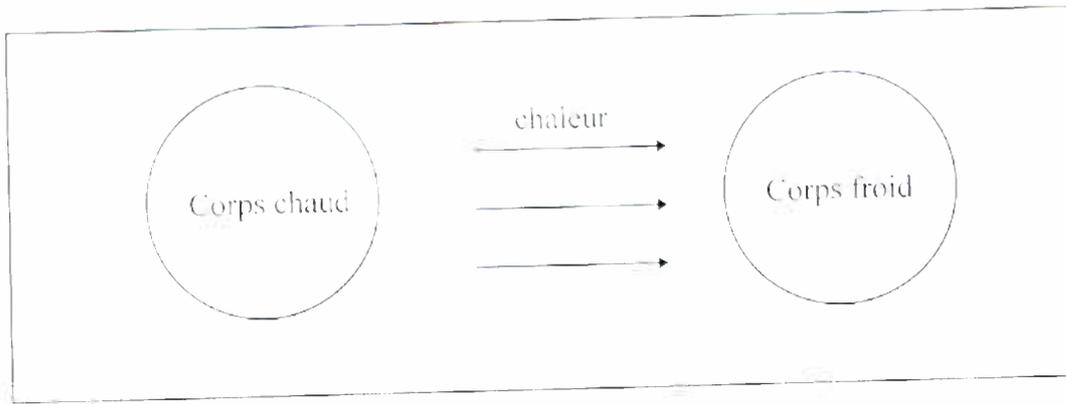


Fig. 1 : Ecoulement naturel de la chaleur

Le transfert inverse nécessite obligatoirement une dépense d'énergie qui doit être fournie par l'extérieur, comme le montre la figure ci-dessous.

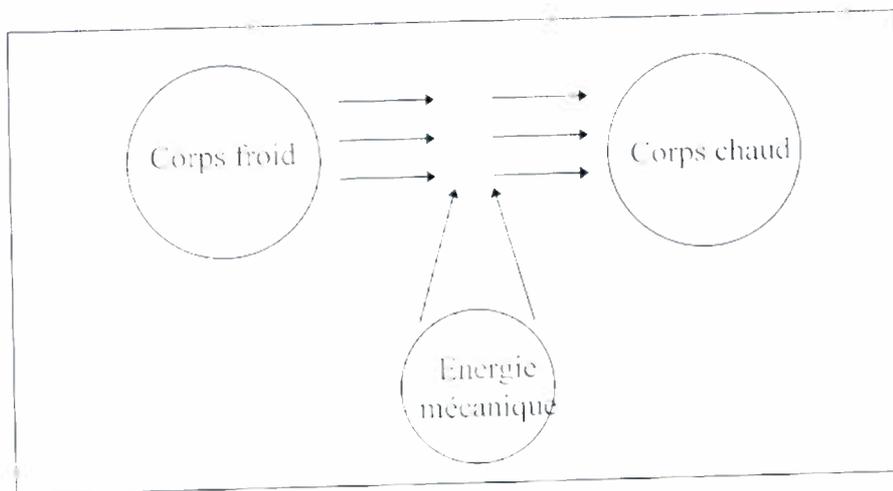


Fig2. : Ecoulement de chaleur dans une machine frigorifique

Le rôle d'une machine frigorifique est de transférer une quantité de chaleur d'un niveau bas de température (source froide) à un niveau supérieur de température (source chaude). L'appareil prélève de la chaleur (donc produit du froid) à la source froide, et la transmet (donc produit de la chaleur) à la source chaude. Une pompe à chaleur est une machine frigorifique fonctionnant à l'envers.

Il existe deux types de systèmes permettant d'effectuer ce transfert de chaleur: les systèmes frigorifiques à compression qui sont les plus courantes (et qui concerneront tous les équipements frigorifiques étudiés dans le présent mémoire), et les systèmes frigorifiques à absorption, très peu utilisés jusque là.

II-1-1 Les machines frigorifiques à compression

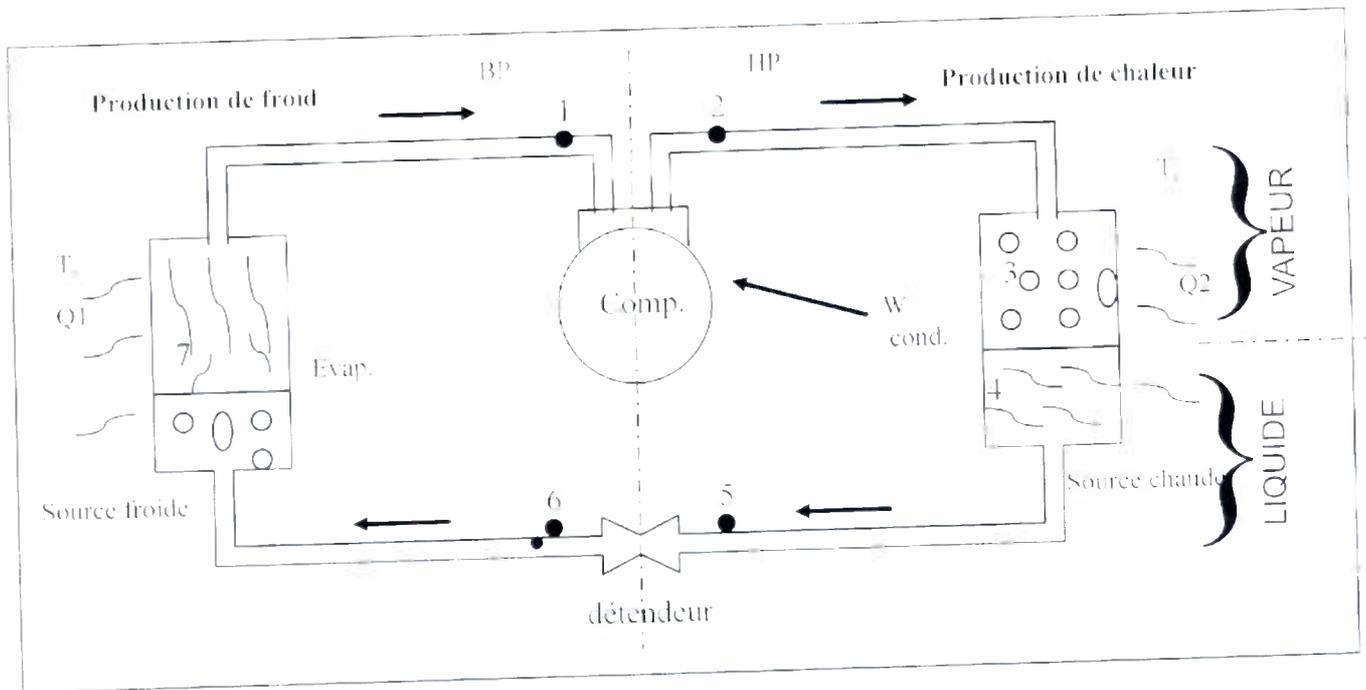


Fig3. : Principe de fonctionnement d'une machine à compression

Elle comporte un circuit frigorifique constitué des éléments principaux suivants:

- Un compresseur chargé d'aspirer le gaz frigorigène à basse pression et basse température et de le comprimer pour élever sa température et sa pression. Le gaz passe de l'état 1 à l'état 2 (Voir fig3).

- Un condenseur: le gaz chaud sous la haute pression P_2 provenant du compresseur est dirigé vers le condenseur qui est un échangeur de chaleur dans lequel circulent le fluide extérieur à réchauffer (air ou eau) d'un côté, et le fluide frigorigène de l'autre. Les gaz chauds cèdent leur chaleur au fluide extérieur, ce qui correspond à la phase de désurchauffe des gaz haute pression jusqu'à l'état où la température des gaz frigorigènes atteint la température d'équilibre liquide vapeur sous la pression P_2 . La vapeur va alors se condenser à température et pression constante : c'est la phase de condensation proprement dite. Lorsque toute la vapeur est condensée, il peut y avoir un sous refroidissement du liquide formé de l'état 4 à l'état 5, la température de condensation étant supérieure à celle du fluide extérieur.

- Un organe de détente : le fluide formé dans le condenseur est détendu de la haute pression P_2 à la basse pression P_1 . Au cours de cette détente, qui peut avoir lieu dans un détendeur ou dans un capillaire, il se produit une formation de phase gazeuse. La détente se produit sans échange avec l'extérieur ni de chaleur, ni d'énergie mécanique et fait passer le fluide de l'état 5 à l'état 6.

- Un évaporateur : à basse pression, la température d'équilibre liquide vapeur du fluide frigorigène est plus faible. L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel circule d'un côté le fluide frigorigène provenant du détendeur, de l'autre côté le fluide extérieur auquel on prend de la chaleur (air ou eau). Le fluide frigorigène liquide provenant du détendeur va entrer en ébullition dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur au fluide extérieur. Lorsque tout le fluide frigorigène est vaporisé, le fluide se trouve à l'état 7. Le gaz formé est généralement réchauffé légèrement par le fluide extérieur, c'est la phase de surchauffe qui fait passer le gaz de l'état 7 à l'état 1 à pression constante. Le gaz est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.

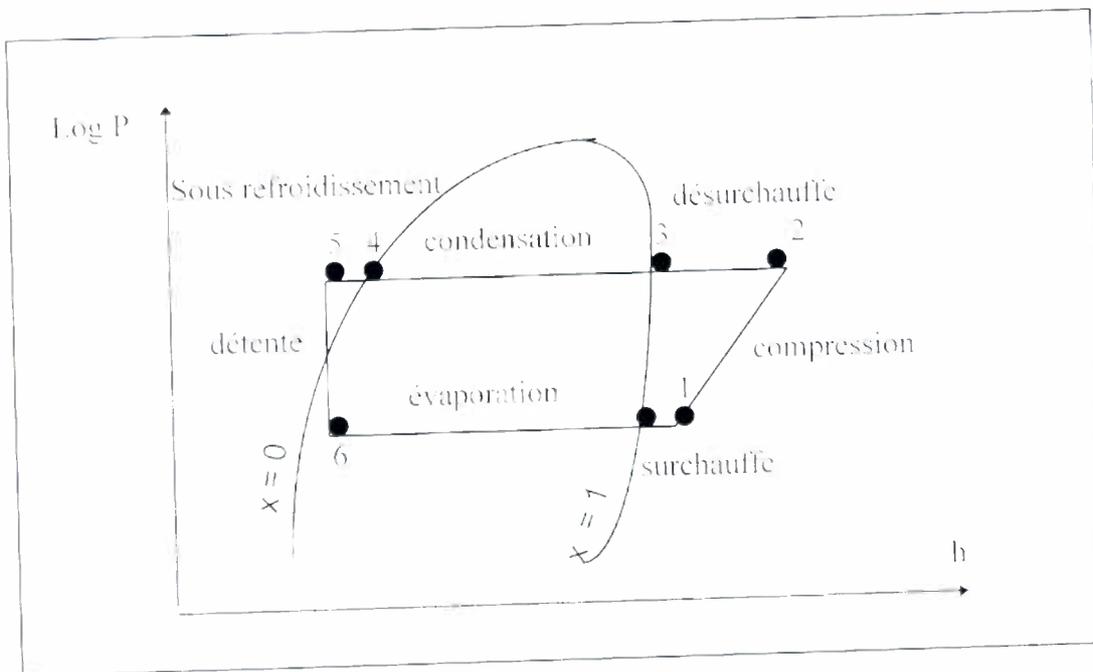


Fig4. : Les différentes phases d'un cycle à compression sur un diagramme enthalpique

Dans les systèmes frigorifiques à compression, on peut distinguer deux groupes :

- Les systèmes produisant le froid par détente directe comme c'est le cas de l'ensemble des équipements de l'hôtel OK-INN, étudiés ci-dessous.

- Les systèmes à fluide intermédiaire comme les centrales à eau glacée que nous aborderons dans le cas de l'hôtel Indépendance.

Pour les équipements utilisant les cycles à détente directe, le froid est produit par la détente du fluide frigorigène qui passe ainsi à l'état vapeur à l'intérieur de l'évaporateur, en absorbant la chaleur de l'air de la salle. Ces équipements comprennent tous les climatiseurs dans lesquels l'évaporateur refroidit l'air directement. Dans cette catégorie, on peut classer les appareils de petite et moyenne puissance, et elle peut être scindée en deux sous - groupes :

- Les appareils monoblocs

Dans ce groupe, on peut citer les climatiseurs - windows, les climatiseurs monoblocs de toiture, etc.

Ils ont un groupe de production de froid incorporé comprenant (fig.5) un compresseur (hermétique pour les petites et moyennes puissances) utilisant un réfrigérant et entraîné par un moteur électrique ; un condenseur refroidi généralement par l'air extérieur au local et constitué par des batteries de tubes à ailettes, dont le refroidissement est " activé " par un ventilateur hélicoïdal soufflant l'air extérieur à travers le condenseur. Pour permettre à cet air de refroidir le condenseur, il faut qu'une façade du climatiseur soit à l'extérieur du local à climatiser. Lorsque les puissance deviennent importantes, le condenseur est refroidi par de l'eau ; un évaporateur qui produit le refroidissement de l'air du local. Il est aussi constitué par une batterie de tubes à ailettes, un ventilateur centrifuge qui aspire l'air du local et le souffle à travers l'évaporateur. L'air refroidi est diffusé dans le local au moyen de grilles montées dans la façade avant du climatiseur. Un by-pass réglable permet de mélanger un certain débit d'air neuf à l'air frais soufflé dans le local, de façon à assurer la ventilation de ce dernier.

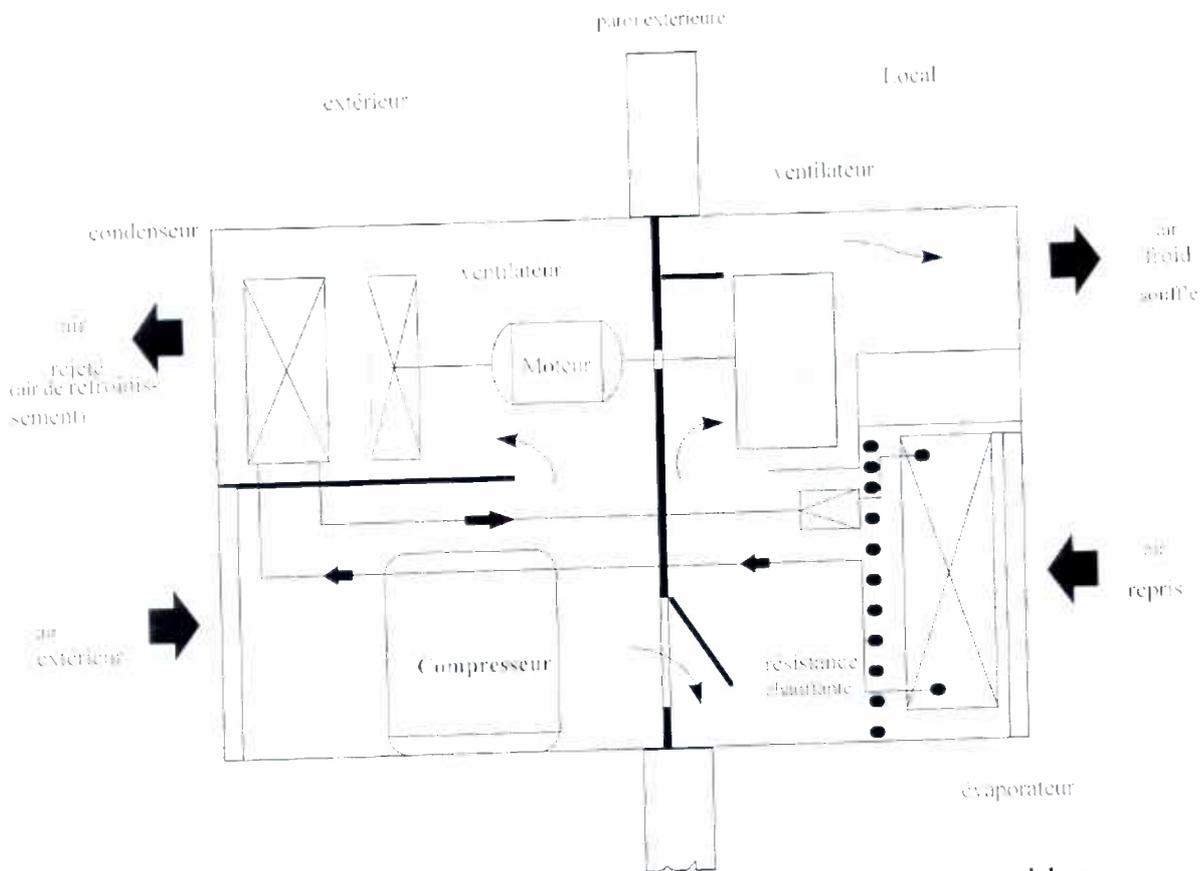


Fig. 5: Principe de fonctionnement d'un climatiseur monobloc

- Les équipements à éléments séparés

Ils sont composés de deux unités : l'unité intérieure constituée par un évaporateur, et l'unité extérieure comprenant le compresseur et le condenseur.

On peut citer dans ce groupe les splits, les multisplits (un groupe de condensation pour plusieurs éléments intérieurs), les armoires de climatisation, etc.

II-1-2 Aperçu sur les machines frigorifiques à absorption

Le principe des circuits frigorifiques à absorption, à la différence des circuits à compression, comporte peu ou pas de pièces mécaniques en mouvement, ce qui limite ou supprime l'usure. En revanche, ce principe offre des rendements assez mauvais. Le fluide utilisé est principalement l'ammoniac ou le bromure de lithium. En général, l'ammoniac est utilisé pour les équipements de faible puissance et le bromure de lithium pour de grandes puissances (> 500 000 fg/h). Un autre avantage des circuits frigorifiques à absorption est que les sources d'énergie sont variées, disponibles et parfois relativement peu coûteuses : gaz butane, pétrole, etc. En effet,

ces installations permettent une production frigorifique en utilisant une source calorifique directe peu coûteuse ou même perdue : vapeur, eau de refroidissement, gaz industriels non récupérés, etc.

Jusqu'à nos jours, les installations frigorifiques ou de climatisation à absorption sont assez marginales, sauf aux Etats Unis où elles atteignent plus de 20 % des équipements du secteur tertiaire et au Japon où elles atteignent plus de 50 % [1].

Le cycle frigorifique d'une machine à absorption se compose :

- d'un condenseur où la vapeur de frigorigène cède sa chaleur à l'extérieur et passe ainsi à l'état liquide.

- d'un évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore en absorbant la quantité de chaleur au fluide à refroidir.

- d'un système de compression thermique (qui absorbe les vapeurs à basse pression et les restitue à haute pression) réalisé par : un mélange à basse pression dans l'absorbeur, entre la vapeur sortant de l'évaporateur et une solution riche en sel concentrée (bromure de lithium) ; un transfert de cette solution riche vers le bouilleur à l'aide de la pompe de solution ; une séparation thermique à haute pression par ébullition dans le bouilleur chauffé au gaz naturel, séparant la vapeur de frigorigène qui ira au condenseur et la solution " pauvre " (en frigorigène) qui retournera à l'absorbeur.

Il faut signaler que dans le système eau - bromure de lithium, l'eau est le frigorigène et la solution aqueuse de bromure de lithium constitue l'absorbant. Avec ce système, la température accessible la plus froide est toujours supérieure à 0°C, température de congélation de l'eau. Elle est légèrement supérieure à 2 ° C.

Comme nous l'avons déjà souligné, cette technologie est très peu utilisée, d'autant plus que les systèmes à compression ont atteint des niveaux de performance très appréciable et des coûts de plus en plus bas.

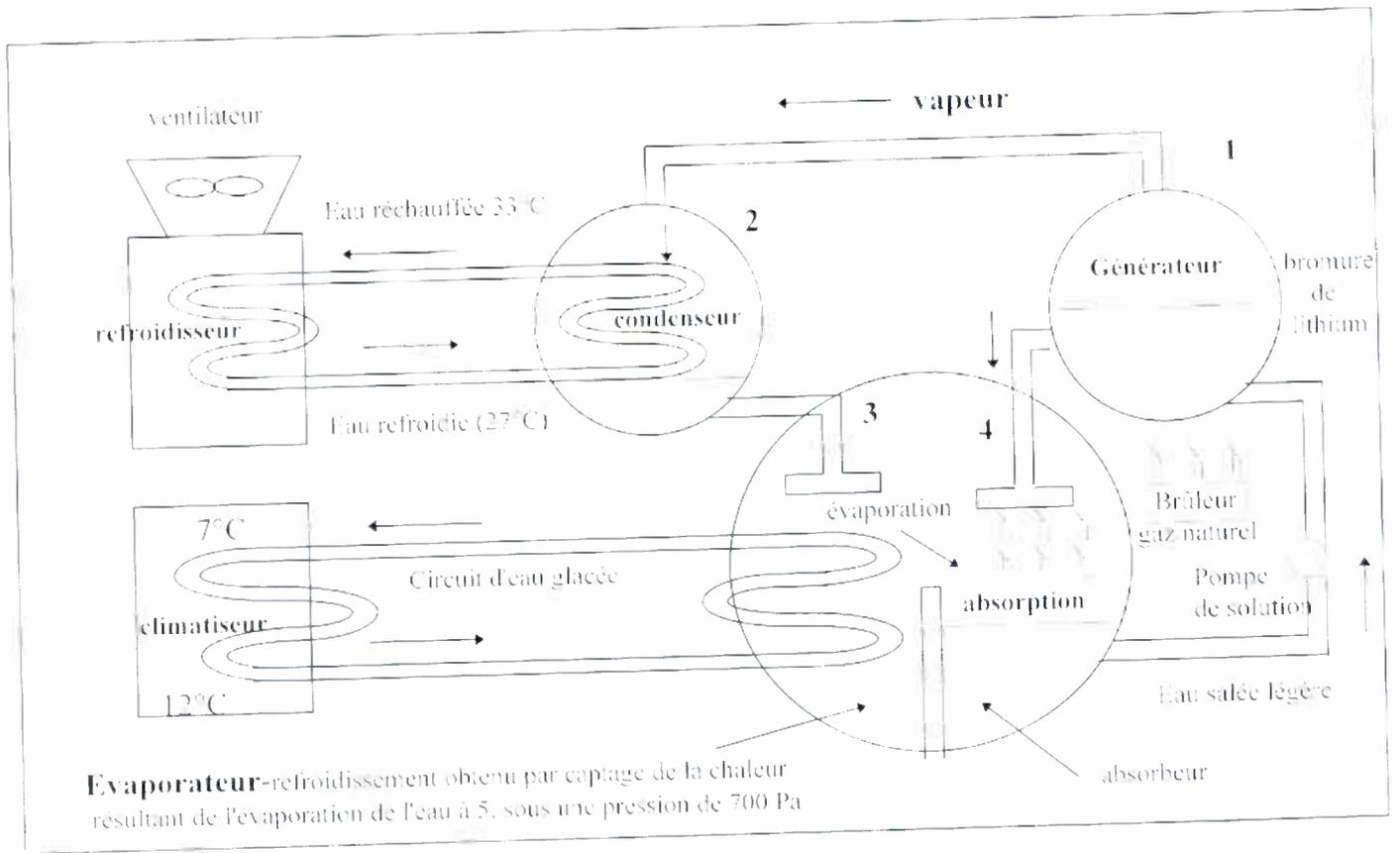


Fig. 6 : Principe d'une machine à absorption

II-2 Mesures de base et outils du diagnostic

Les principales installations de froid et de climatisation dont dispose l'hôtel OK-INN sont:

- Climatiseurs - windows de marque Goldstar, modèle GA-1265LCS équipant les chambres et d'autres de même marque, modèle GA-1865FCS, pour les bungalows et les bureaux de la direction.
- Splits de marque Technibel dont certains de type GR AZ50, et d'autres de type GRE189.

- Une chambre froide pour la conservation des denrées alimentaires.

Pour faire le diagnostic de ces équipements, nous nous baserons essentiellement sur l'étude des propriétés de l'air. A cet effet, nous mesurerons les caractéristiques suivantes:

- Le débit de soufflage à l'évaporateur et au condenseur : nous utiliserons un anémomètre qui nous donnera la vitesse de soufflage, un ruban pour mesurer la section de soufflage, ce qui nous permettra de calculer le débit d'air correspondant.

- Les températures de soufflage à l'évaporateur et au condenseur, de l'air ambiant dans les salles et à l'extérieur : ces températures seront prises à l'aide d'un thermocouple, muni de sondes de contact et d'ambiance.

- L'hygrométrie de l'air à l'extérieur et dans les salles, à l'aide d'un hygromètre.

Nous porterons une appréciation générale sur l'état de ces installations, leurs conditions de fonctionnement, toutes choses pouvant avoir une influence sur leurs rendements.

II-3 La chambre froide

II-3-1 Description

C'est une salle rectangulaire de 3.70 m x 2.50 m x 2.32 m comportant uniquement une porte pivotante de 1.80 m x 0.78 m. Les murs sont en maçonnerie de 0.34 m d'épaisseur comprenant une certaine épaisseur d'isolant (en général du polystyrène) dont nous n'avons pas pu déterminer la nature. Le revêtement intérieur est en carreaux, sauf le plafond qui est en béton armé. Cette salle est équipée d'une unité intérieure de production de froid, elle-même reliée à une unité extérieure fixée sur la toiture de la chambre froide.

L'unité intérieure est un évaporateur suspendu au plafond et muni de deux ventilateurs. Un thermostat d'ambiance, réglé à 5°C avec un différentiel de 3°C permet au compresseur de s'arrêter lorsque la température de la chambre froide atteint 5°C et de redémarrer lorsqu'elle remonte à 8°C.

L'unité extérieure, placée sur le toit, est composée d'un compresseur hermétique, d'un condenseur, d'un ventilateur, d'un pressostat combiné (HP = 24 bars, BP = 3 bars).

II-3-2 Etude du fonctionnement théorique

- Fluide frigorigène : R12
- température d'évaporation : 0 °C.
- pression d'évaporation : 3.1 bar.
- Température de la chambre : 5 °C.
- Humidité relative : 90 %.

- température de condensation : **55 °C**
- pression de condensation : **14 bar**.
- Nous prendrons une surchauffe et un sous-refroidissement de 5 °C.

Ces valeurs nous permettent de tracer le cycle de fonctionnement théorique (annexell-3-2), dont les caractéristiques des points sont définis dans le tableau N°7 de l'annexe 4.

Etant donné que la machine frigorifique de la chambre froide est constituée d'éléments de récupération dont nous n'avons pas pu identifier toutes les caractéristiques techniques nécessaires, nous nous limiterons à la détermination des paramètres ci-dessous :

- Production frigorifique spécifique : q_f

$$q_f = 26 \text{ kcal/kg} = 108.7 \text{ kJ/kg}$$

- Production calorifique spécifique : q_k

$$q_k = 137.9 \text{ kJ/kg}$$

- Taux de compression : $\tau = \frac{HP}{BP}$

$$\tau = 4.5$$

$$\text{COP} = \frac{\theta_i}{\theta_s - \theta_i}$$

$$\text{COP} = 5$$

II-3-3 Etude du fonctionnement réel

- Observations générales

- Le groupe de condensation est situé en toiture-terrasse, sous abri, pas très bien aéré.
- La surface d'échange du condenseur est très sale.
- Evaporateur très encrassé
- Il n'y a aucun manomètre sur l'installation : impossible de mesurer les pressions d'évaporation et de condensation, donc d'obtenir les températures correspondantes.
- Pas de déshydrateur
- Pas de séparateur d'huile.

- Sécurité - pressostats :

HP = 24 bar ; différentiel = 4 bar, réglé à l'usine.

La valeur de coupure du pressostat est trop élevée car la HP a une valeur de 14 bar en fonctionnement théorique. Cela permet de penser que ce groupe frigorifique travaille très loin de son fonctionnement normale.

BP = 3 bar ; différentiel = 2.5 bar.

Ce réglage est très proche de la pression d'aspiration. Cela risque de provoquer la coupure du pressostat chaque fois que cette pression baissera légèrement.

- Régulation : thermostat d'ambiance réglé à 5 °C, avec un différentiel de 3 °C.

- Nous n'avons pas pu mesurer l'intensité absorbée par le compresseur car la nature de l'installation exigeait que l'on démonte le boîtier de commande, ce qui allait à l'encontre des engagements pris avec la direction de l'hôtel. Nous avons donc dû nous contenter des mesures du tableau N°1 en annexe 2.

• Caractéristiques de l'air

- température d'ambiance : 13 °C.

- humidité relative : 88 %

température de l'air soufflé : 12 °C.

- $\Delta\theta$ sur l'air = 1 °C : cette valeur de $\Delta\theta$ est très faible car la valeur recommandée en froid commercial doit varier entre 3 et 5 °C. On peut donc penser qu'il y a une anomalie fonctionnelle de l'évaporateur. En effet, nous avons déjà signalé l'état d'encrassement très avancé de la surface d'échange de l'évaporateur. Cela a pour effet de diminuer le coefficient d'échange thermique, d'où une mauvaise qualité de l'échange. D'autre part, l'encrassement provoque une baisse du débit d'air à l'évaporateur, ce qui diminue la puissance frigorifique. En effet, cette puissance est de **1052.4 kcal/h = 1.22 kW**

- La puissance frigorifique est assez faible, mais étant donnée les dimensions réduites de la chambre froide (21.5 m³), cette puissance semble suffisante car selon les informations que nous avons recueillies la température descend souvent jusqu'à la consigne (5 °C). Mais si l'on s'en tient aux mesures effectuées, on peut dire que ce groupe fonctionne mal car il n'y a pratiquement pas d'échange à l'évaporateur ($\Delta\theta$)

sur l'air = 1 °C). De plus, la température de l'ambiance reste très élevée pour la plupart des produits à conserver : charcuterie, fruits et légumes, etc. Les conditions d'hygiène ne sont pas assurées. Nous ne pouvons malheureusement pas donner une appréciation plus détaillée car n'ayant pas pu faire le bilan thermique de la chambre. De plus, les caractéristiques du groupe frigorifique ne sont pas lisibles car c'est un groupe de récupération.

- Le débit d'air est : $Q_{\text{air}} = 864 \text{ m}^3/\text{h}$

Il est relativement correct par rapport aux valeurs nominales des différents constructeurs (\approx de 500 à 1200 m^3/h pour des splits de 3200 à 8500 w - Airwell).

II-3-4 Propositions et recommandations

- Effectuer un nettoyage minutieux des échangeurs (évaporateur, condenseur) et redresser les ailettes tordues.

- Prévoir sur le circuit frigorifique des prises pour fixer des manomètres en vue de contrôler régulièrement la HP et la BP.

- installer un déshydrateur et un séparateur d'huile.

- Il faudra surveiller l'évolution de la puissance absorbée par le compresseur pour s'assurer que l'utilisation d'un tel groupe de récupération n'a pas des charge de fonctionnement plus élevées qu'une nouvelle installation bien dimensionnée à la suite d'un bilan thermique bien mené.

II-4 Les climatiseurs individuels

II-4-1 Etude du fonctionnement théorique

Les hypothèses de référence sont les suivantes [8]:

- Température extérieure : 41 °C
- humidité relative extérieure : 35 %.
- Température ambiante du local : 24 °C.
- humidité relative intérieure : 50 %.

Ces conditions seront remplies pour une température d'évaporation de 6 °C et une température de condensation de 55 °C. Ces valeurs correspondent (pour le R 22) à des pressions d'évaporation et de condensation de 6.1 bar et 22 bar.

- Nous adopterons une surchauffe et un sous - refroidissement de 5 °C.

Ces valeurs nous permettent de tracer le cycle de fonctionnement théorique (ANNEXE II-4-1) dont les caractéristiques des principaux points sont données dans le tableau N°6 de l'annexe 4.

II-4-2 Etude du fonctionnement réel

II-4-2-1 Les climatiseurs - fenêtres

Pour ces climatiseurs monoblocs, nous n'avons pas pu effectuer certaines mesures essentielles comme l'intensité absorbée par le compresseur, les pressions d'évaporation et de condensation. En effet, étant donné que ces équipements ne possèdent pas de manomètres déjà installés, il aurait fallu en fixer, ce qui présente un grand risque d'introduction d'air dans le circuit frigorifique. De même, pour mesurer les intensités au compresseur, il aurait fallu démonter la protection métallique du climatiseur afin d'accéder aux fils électriques. Tout cela n'a pas été possible car allant à l'encontre des engagements pris avec la direction de l'hôtel. Nous avons donc dû nous contenter des mesures qui sont présentées dans le tableau N°2 de l'annexe 2. Les calculs sont également présentés en annexes 4.

1) Climatiseur de la chambre N° 1

• Observations générales

- Filtre à air propre :
- Evacuation des condensats : dans le vide, non canalisée.
- Condenseur assez propre.
- Bruit du compresseur : normal: pas d'anomalie.
- Organes de sécurité - régulation : nous n'avons pas pu vérifier leur existence car le bloc de condensation n'a pas été démonté, mais nous supposons qu'ils existent car il s'agit d'un modèle assez récent et parce que cet équipement a été installé (à neuf) il y a seulement un an.

• Caractéristiques de l'air

- température extérieure : 32 °C.
- humidité relative extérieure : 50 %
- température intérieure : 24 °C.
- température de soufflage : 16 °C.

- humidité relative intérieure : 58 %

- $\Delta\theta$ sur l'air : 8 °C. Cet écart est correct par rapport aux valeurs recommandées (de 6 à 10 °C).

- Débit d'air à l'évaporateur: **657.7 m³/h**

Il est relativement correct car les valeurs nominales varient généralement entre 300 et 800 m³/h [10].

- Puissance frigorifique : **1536 fg/h**

La puissance frigorifique nominale est de 12000 BTU/h = 3000 fg/h, ce qui nous permet de dire que ce climatiseur fonctionne normalement car les caractéristiques de l'air mesurées sont proches des valeurs souhaitées.

2) Climatiseur de la chambre N°19

• Observations générales

- Filtre à air propre ;

- Evacuation des condensats : non canalisée; les condensats tombent sur le climatiseur de la chambre de dessous.

- Condenseur assez propre.

- Bruit du compresseur : normal; pas d'anomalie.

- Organes de sécurité - régulation : nous n'avons pas pu vérifier leur existence car le bloc de condensation n'a pas été démonté, mais nous supposons qu'ils existent car il s'agit d'un modèle assez récent et parce que cet équipement a été installé (à neuf) il y a seulement un an.

• Caractéristiques de l'air

- température extérieure : 34.5 °C.

- humidité relative extérieure : 42.3 %

- température intérieure : 24 °C.

- température de soufflage : 16 °C.

- humidité relative intérieure : 58 %

- $\Delta\theta$ sur l'air à l'évaporateur = 8 °C. Cet écart est correct par rapport aux valeurs recommandées (de 6 à 10 °C).

- Débit d'air : **678.6 m³/h**

Le débit d'air à l'évaporateur (à la vitesse normale) est relativement correct car les valeurs nominales varient généralement entre 300 et 800 m³/h [10].

- Puissance frigorifique : **1585 fg/h**

Le fonctionnement de ce climatiseur est satisfaisant car la température et l'humidité intérieures obtenues sont proches des valeurs souhaitées. De plus, la production frigorifique est relativement correcte.

3) Climatiseur du bungalow B

- Observations générales

- Filtre à air propre
- Condenseur propre
- Evacuation des condensats: dans le vide; non canalisée.
- Bruit: il y a des vibrations ne semblant pas provenir du compresseur, mais plutôt du ventilateur.
- Organes de sécurité - régulation: inaccessibles.

- Caractéristiques de l'air

- température extérieure : 35 °C.
- humidité relative extérieure : 36.3 %
- température intérieure : 26 °C.
- température de soufflage : 9 °C.
- humidité relative intérieure : 44.5 %
- $\Delta\theta$ sur l'air = 17 °C.

- Débit d'air: **518.4 m³/h.**

- Puissance frigorifique : **6712 fg/h**

La puissance frigorifique nominale est de 17500 BTU/h = 4375 fg/h, ce qui nous fait dire que sa valeur en fonctionnement réel est excessive car elle est largement supérieure à sa valeur nominale. Ce résultat erroné est certainement dû à de mauvaises mesures.

4) Climatiseur du bungalow D

- Observations générales

- Filtre à air propre

- Condenseur propre
- Evacuation des condensats: dans le vide; non canalisée.
- Bruit: normal ; pas d'anomalies.
- Organes de sécurité - régulation: inaccessibles.
- Caractéristiques de l'air
 - température extérieure : 35 °C.
 - humidité relative extérieure : 42.3 %
 - température intérieure : 25 °C.
 - température de soufflage : 15 °C.
 - humidité relative intérieure : 48 %
 - $\Delta\theta$ sur l'air = 10 °C. Cet écart de température est correct.
 - Débit d'air: **615.6 m³/h.**
 - Puissance frigorifique : **1720 fg/h**

La puissance frigorifique nominale est de 17500 BTU/h = 4375 fg/h, ce qui nous permet de dire sa valeur en fonctionnement réel est assez correcte car elle est égale à environ 40 % de sa valeur nominale : la charge thermique est faible. La température et l'humidité intérieures sont assez proches des valeurs souhaitées.

II-4-2-2 Les climatiseurs à éléments séparés ou splits

1) Split-réception

- Observations générales
 - Condenseur très sale.
 - Evaporateur soufflant sur une vitrine d'affichage.
 - Bruit: pas de bruit particulier.
 - Organes de sécurité - régulation: inaccessibles.
- Caractéristiques de l'air
 - température extérieure: 37 °C.
 - humidité relative extérieure: 47.1%
 - température intérieure: 32 °C.
 - température de soufflage: 13 °C.
 - humidité relative intérieure: 62.5 %
 - $\Delta\theta$ sur l'air: 19 °C. Cette valeur de $\Delta\theta$ est excessive .
 - Débit d'air à l'évaporateur : **360 m³/h.** Ce débit est relativement correct.

Les caractéristiques de l'air à l'intérieur du local sont très différentes des conditions idéales prises comme hypothèses. Par conséquent, ce climatiseur ne fonctionne pas correctement.

2) Split N°1-bar

- Observations générales
 - Condenseur sale.
 - Bruit: pas de bruit particulier.
 - Organes de sécurité - régulation: inaccessibles.
- Caractéristiques de l'air humide
 - température extérieure : 32 °C.
 - humidité relative extérieure : 51.1%
 - température intérieure : 30 °C.
 - température de soufflage : 16 °C.
 - humidité relative intérieure : 59.2 %
 - $\Delta\theta$ sur l'air = 11 °C. Cette valeur de $\Delta\theta$ est relativement correcte.
 - Débit d'air: **360 m³/h.**

Le débit d'air mesuré est relativement correct car pour une puissance frigorifique nominale d'environ 2500 kW, les débits d'air est de cet ordre. Parcontre, les caractéristiques de l'air dans la salle restent éloignées de celles souhaitées.

3) Split N°2-bar

- Observations générales
 - Condenseur sale.
 - Groupe de condensation bien aéré mais exposé au soleil.
 - Bruit: pas de bruit particulier.
 - Organes de sécurité - régulation: inaccessibles.
- Caractéristiques de l'air humide
 - température extérieure : 34 °C.
 - humidité relative extérieure : 46.5%
 - température intérieure : 30 °C.
 - température de soufflage : 19 °C.

- humidité relative intérieure : 55.4 %

- $\Delta\theta$ sur l'air: 11 °C. Cette valeur de $\Delta\theta$ est assez proche des valeurs recommandées .

- Débit d'air: 450 m³/h.

Le débit d'air mesuré est relativement correct car pour une puissance frigorifique nominale d'environ 2500 kW, le débit d'air est de cet ordre. Parcontre, la température obtenue dans la salle est excessive par rapport à celle voulue, c'est - à - dire 24 °C.

II-4-3 Propositions et recommandations générales

En ce qui concerne les climatiseurs - fenêtres, leur fonctionnement semble correct et nous n'avons décelé aucune anomalie. Néanmoins il faudrait fixer des tuyaux d'évacuation des condensats sur ces climatiseurs afin que l'eau ne coule pas un peu partout.

Pour les splits, dans leur ensemble, ils montrent une insuffisance en production frigorifique et présentent des écarts importants de température entre l'ambiance des salles et l'air soufflé à l'évaporateur. Il est à signaler que ces climatiseurs sont très vieux et nécessiteraient un renouvellement.

III- Installation hydraulique : la pompe de forage

III-1 Description

L'hôtel OK-INN dispose d'un forage qui l'alimente entièrement en eau potable. Il a un débit d'exploitation maximum de 2.2 m³/h. Dans ce forage, est installée une pompe immergée de marque CAPRARI, de modèle E4C/20 étages, d'une puissance de 1.5 CH = 1.1 kW. Cette pompe refoule l'eau dans un château de 25 m³, à une hauteur d'environ 15 m. La conduite de refoulement est enterrée jusqu'au château où elle remonte.

III-2 Observations

- Il n'existe aucune installation de contrôle sur le réseau hydraulique (ampèremètre, voltmètre, manomètre, compteur, débitmètre...). Ces équipements permettraient de suivre à tout moment le fonctionnement de la pompe et de le comparer à son fonctionnement théorique. Pour cela il faudrait mesurer les valeurs de la HMT pour

différentes valeurs du débit. Ceci permettrait de tracer la courbe caractéristique réelle de la pompe. De même, la connaissance des caractéristiques de la conduite de refoulement (nature, longueur, diamètre) devrait permettre de tracer, sur le même diagramme, la courbe caractéristique du réseau dont l'intersection avec la première donne le point de fonctionnement réel de la pompe. Si la pompe fonctionne correctement, ce point devrait être proche du point de fonctionnement théorique. Dans le cas contraire, ce serait le symptôme d'un dysfonctionnement de la pompe, ce qui permet de déceler les pannes avant qu'elles ne deviennent très graves.

- Le tableau de commande de l'installation ne comporte que deux boutons poussoirs (marche - arrêt). La commande est donc manuelle et il n'y a pas de voyants lumineux indiquant les différents états de la pompe (marche, danger, défaut, etc.).
- La pompe fonctionne sans électrodes basse et haute permettant d'assurer une sécurité de fonctionnement. En effet, l'électrode basse fixe le plus bas niveau de l'eau admissible pour ne pas dénoyer la pompe. Elle est chargée de couper l'alimentation électrique du moteur dès que ce niveau est atteint. Le moteur redémarre lorsque le niveau de l'eau remonte jusqu'à l'électrode haute.

L'absence de ces électrodes expose la pompe au risque de fonctionner à sec, ce qui diminue considérablement sa durée de vie.

III-2 recommandations

- Installer sur le réseau:
 - un manomètre, un débitmètre, un compteur, qui permettront un suivi des paramètres hydrauliques de la pompe et du réseau.
 - un ampèremètre qui donnera l'intensité absorbée par la pompe. La comparaison de cette intensité avec la valeur nominale permet d'identifier certains dysfonctionnements de la pompe.
- Il serait bon d'installer par la suite un tableau de commande plus complet permettant de contrôler le fonctionnement de la pompe.
- Il faudrait également installer un flotteur dans le château, permettant de couper la pompe dès lors que le niveau maximum du réservoir est atteint. Cela éviterait que l'eau se déverse chaque fois que l'on veut remplir le château comme c'est le cas

actuellement. De plus, il dispenserait d'une surveillance permanente du pompage qui est du reste très long.

En effet, si l'on considère le débit d'exploitation maximum du forage qui est de $2.2 \text{ m}^3/\text{h}$, pour remplir le château de 25 m^3 , il faudrait environ 12 heures. Le temps de remplissage réel serait plus long car le débit de la pompe devrait être inférieur au débit d'exploitation maximum, afin de ne pas mettre en péril la réalimentation de la nappe. De ce fait, pour réduire ce temps, il faudrait faire un deuxième forage afin d'augmenter le débit de remplissage.

IV- Installation électrique : le groupe électrogène de secours

IV-1 Description

Pour pallier les multiples coupures d'électricité préjudiciables à ses activités, l'hôtel OK-INN s'est doté d'un groupe électrogène. Ses caractéristiques sont les suivantes :

Type : 22H

Alternateur : UNILEC

210 KVA - $\text{Cos } \varphi = 0.8$ - 168 kW

1500 tr/mn - 50 Hz - 3 phases

380 V - triangle - 319 A.

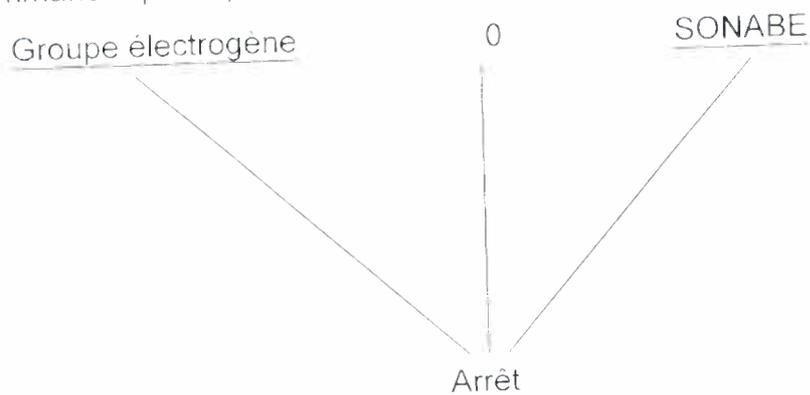
Moteur : ALSTHOM

type : Dieselaïr 120

184 kW - V12.

250 ch - 1500 tr/mn

La mise en service du groupe électrogène se fait par l'intermédiaire d'un tableau de commande qui se présente schématiquement de la manière suivante :



IV-2 Observations

- Le groupe électrogène est installé dans une maisonnette grillagée sur trois côtés, permettant ainsi une aération maximale.
- Le moteur est alimenté par deux batteries de 95 Ah et 12 Volts chacune. Les niveaux d'électrolyte dans ces batterie sont assez bas, ce qui explique que leur charges soient faibles.
- Le niveau d'huile est correct.
- Niveau de carburant: correct.
- Etanchéité du moteur: fuites importantes d'huile.
- Courroie de transmission: usée.
- Pompe à gasoil électrique: en panne ; remplacé par une pompe manuelle.

IV-3 Propositions et recommandations

Dans l'ensemble, le groupe électrogène donne satisfaction à l'hôtel car il pallie jusque là les insuffisances de la SONABEL. Néanmoins, son fonctionnement peut être meilleur si certaines précautions et aménagements sont effectués.

- Remplacer les courroies de transmission usées car elles risquent de céder pendant le fonctionnement du moteur.
- Démarrer le groupe chaque matin et le laisser fonctionner pendant environ une heure. Cela permettrait aux batteries de se recharger.

C - CAS DE L'HOTEL INDEPENDANCE

I - Présentation de la structure

L'hôtel Indépendance est une entreprise d'état dirigée par un directeur et un conseil d'administration. Il a ouvert ses portes pour la première fois en Décembre 1961. Il comprend cent soixante dix (170) chambres dont cinq (5) suites et cinq (5) duplexes, toutes climatisées. Il comprend également des infrastructures annexes qui sont : une piscine, un tennis, un billard, un casino, une boîte de nuit, une galerie marchande comprenant plusieurs boutiques, une pharmacie, deux restaurants, deux bars, et deux restaurant - bars au tennis - club et à l'aéroport international de Ouagadougou.

Toutes ces infrastructures ont pour objectif de créer les meilleures conditions possibles pour des clients de plus en plus exigeants. Mais force est de reconnaître que l'hôtel rencontre certaines difficultés, notamment dans la création et le maintien du confort climatiques. En effet, son système de climatisation centrale, très vieux, a du mal à satisfaire les clients. Nous essayerons dans notre étude de mettre en évidence les différents problèmes existants sur ce système et de proposer des ébauches de solutions.

II- Le système de climatisation à eau glacée avec condensation à eau.

Pour ces systèmes, qui fonctionnent sur des cycles à fluide intermédiaire, le refroidissement de l'air est réalisé par un fluide à une température suffisamment basse, lui-même refroidi par un circuit frigorifique complet, dont la condensation peut se faire à air ou à eau. Ils couvrent une gamme de puissance allant de 10 000 à 400 000 fg/h [1]. Le fluide souvent utilisé est l'eau. Le fluide refroidi est alors envoyé par une pompe dans les éléments de traitements d'air: ventilo - convecteurs, caissons ou centrales de traitement d'air , etc ...

II-1 les groupes de production d'eau glacée

II-1-1 Description et principe de fonctionnement

La centrale de climatisation à eau de l'hôtel INDEPENDANCE a été installée dans les années 1970-1980 dans une salle d'environ 58 m² de surface sur 3.20 m de hauteur. Cette salle est pratiquement en sous-sol car son plancher est à plus d'un mètre (1 m) au - dessous du niveau moyen du sol. Elle est refroidie par deux climatiseurs - fenêtres chargés de faire baisser la température ambiante afin d'améliorer le rendement des machines.

La centrale comprend d'une part deux groupes refroidisseurs fonctionnant en parallèle, dont chacun est composé de deux compresseurs hermétiques accessibles, deux condenseurs à eau, un évaporateur de type refroidisseur de liquide commun aux deux compresseurs. Il est traversé par un circuit d'eau glacée. D'autre part, il y a quatre pompes centrifuges dont deux assurent la circulation de l'eau glacée des groupes de refroidissement vers les ventilo - convecteurs situés dans les chambres ou bureaux administratifs. Les deux autres pompes quant à elles, sont chargées

d'assurer la circulation de l'eau de refroidissement des condenseurs entre ceux-ci et les tours de refroidissement situées un peu plus loin de la salle des machines (voir annexes 5 et 6).

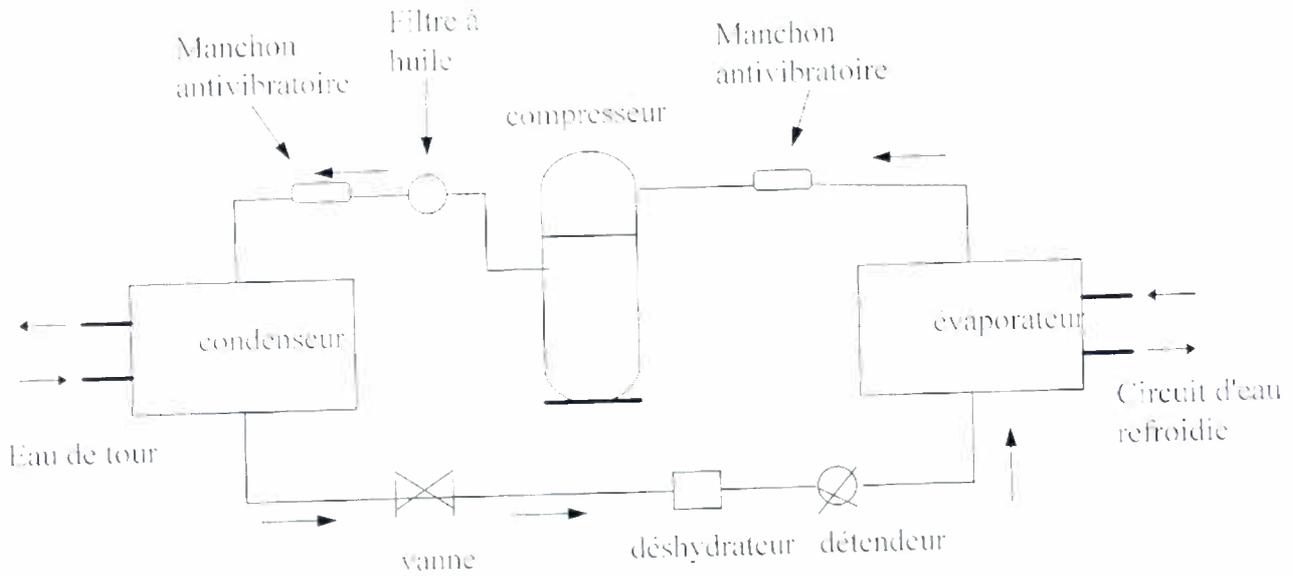


Fig. 7 : Schéma de principe d'un circuit refroidisseur de liquide

Pour chaque groupe, il y a donc deux circuits frigorifiques indépendants (voir fig.7), mais un seul circuit d'eau glacée passe à travers les deux éléments d'évaporation, et un circuit d'eau de refroidissement commun alimente séparément chaque condenseur.

II-1-2 Etude du fonctionnement théorique

Dans cette partie, nous adopterons les hypothèses de fonctionnement théorique ci-dessous, sur la base des températures recommandées pour l'eau glacée et l'eau de refroidissement des condenseurs :

Pour un fonctionnement correct, on admet que l'eau glacée entre à l'évaporateur à 12 °C et en sort à 7 °C.

- Température d'évaporation $\theta_{\text{ev}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$.

- On a des condenseurs à eau avec tours de refroidissement :

- Température d'entrée de l'eau au condenseur : $\theta_{\text{ec}} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$
- Echauffement moyen de l'eau aux condenseurs : $\Delta\theta_{\text{ec}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

- Température extérieure : 41 °C.
- Humidité relative extérieure : 35 %
- Echauffement de l'eau entre la sortie des tours et l'entrée des condenseurs :

2 °C.

- Température de condensation θ_c : 42.5 °C.

- Nous adopterons pour le fonctionnement normal théorique une surchauffe et un sous-refroidissement de 5 °C.

- Les pertes de charge dans les tuyauteries seront négligées.

A partir de ces hypothèses, nous pouvons tracer le cycle frigorifique d'une machine frigorifique en fonctionnement théorique (voir Annexe II-1-2). Le cycle théorique aura l'allure suivante :

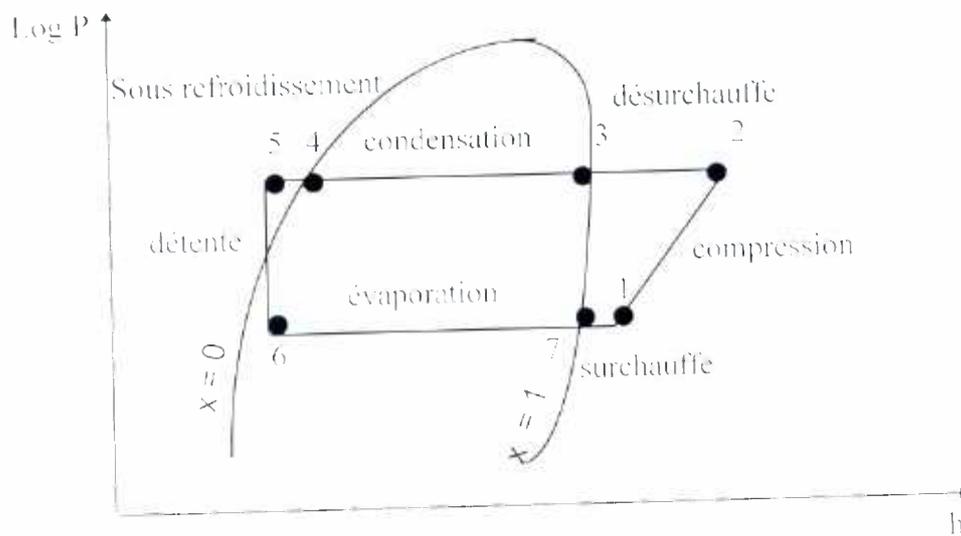


Fig.8 : Allure d'un cycle théorique d'un groupe de production d'eau glacée

Nous obtenons alors les caractéristiques ci-dessous, calculées dans les annexes.

• Puissance frigorifique

Cette valeur devrait être obtenue en faisant le bilan calorifique des locaux climatisés de l'hôtel. Néanmoins, nous faisons l'approximation qu'elle est égale à la puissance frigorifique des groupes installés donnée par le constructeur, qui est en général légèrement supérieure à la valeur du bilan calorifique.

Caractéristiques du groupe :

- Marque : DAIKIN
- Modèle : UW 80 EBSYE
- Puissance frigorifique : $\dot{q}_0 = 235.77 \text{ kW}$
- Puissance calorifique : $\dot{q}_c = 294.36 \text{ kW}$
- Puissance absorbée : $P_{\text{abs}} = 60.59 \text{ kW}$
- Intensité nominale : $I_n = 2 \times 58 \text{ A}$ (fiches de meures de la société SEEE).

Nous ferons cette étude par compresseur sur chaque groupe de production.

Par conséquent, pour une machine frigorifique (1 compresseur + 1 condenseur + 1 évaporateur), ces valeurs seront divisées par deux.

- Production frigorifique spécifique

$$q_f = 161 \text{ kg/kg} = 38.5 \text{ kcal/kg}$$

- Débit - masse de R22

$$m = 2633.3 \text{ kg/h}$$

Paramètres calculés :

- Rendements :

- Indiqué : $\eta_f = \eta_v = 0.844$

- mécanique : $\eta_m = 0.9$

- Puissance moteur : $P_{\text{mot}} = 33.7 \text{ kW}$

- Puissance calorifique évacuée au condenseur : $\dot{Q}_c = 124566.7 \text{ kcal/h} = 144.9 \text{ kW}$

- Débit d'eau de refroidissement : $Q_{\text{e}} = 24.91 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow Q_{\text{c}} = 25 \text{ m}^3/\text{h}$.

- Coefficients de performance :

$$\text{COP}_{\text{ref}} = 4.3$$

$$\text{COP}_{\text{theo}} = 6.7$$

II-1-3 Etude du fonctionnement réel

Cette partie consiste en une analyse du fonctionnement des groupes sur la base des caractéristiques frigorifiques et mécaniques, en prenant comme référence les valeurs du fonctionnement théorique. Nous donnerons également une appréciation sur l'état général des équipements.

Tracé des cycles de fonctionnement réel (annexes II-1-3-a, II-1-3-b, II-1-3-c, II-1-3-d).

- Les pressions HP, BP et d'huile ont été lues pendant le fonctionnement sur les manomètres de contrôle installés dans l'armoire de commande.

- Par approximation, nous considérerons que les pressions d'aspiration et de refoulement sont respectivement égales aux pressions d'évaporation P_0 et de condensation P_1 .

- Les températures de sortie au condenseur et à l'évaporateur sont approchées par les températures de surface prises au thermocouple. immédiatement à la sortie du condenseur et à l'entrée du manchon antivibratoire qui sépare l'évaporateur au compresseur. Les différents points du cycle sont définis ci-dessous.

- 1 : aspiration compresseur
- 2 : refoulement compresseur
- 2 : entrée condenseur
- 2'-3 : désurchauffe
- 3-4 : condensation
- 5 : sortie condenseur
- 4-5 : sous - refroidissement
- 5' : entrée détendeur
- 5'-6 : détente
- 6-7 : évaporation
- 1 : sortie évaporateur
- 7-1 : surchauffe.

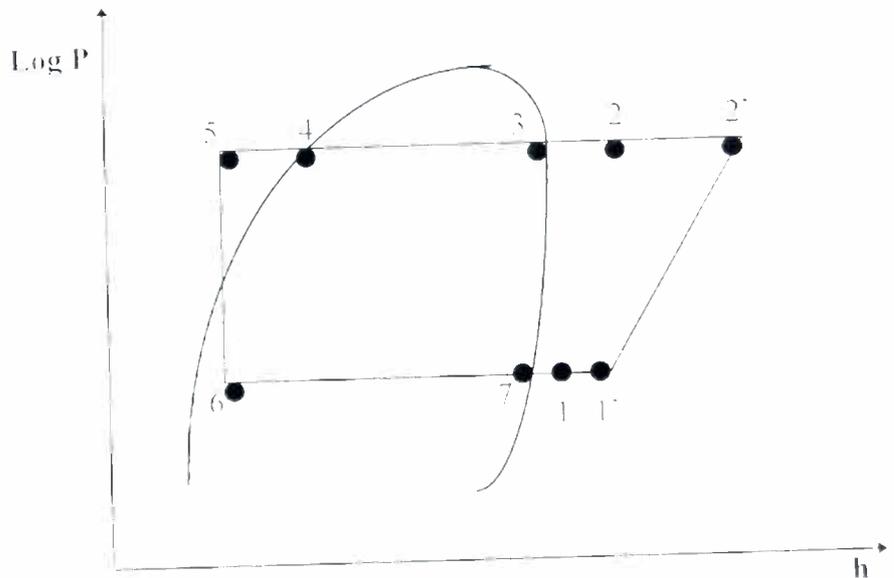


Fig.9 : Allure d'un cycle de fonctionnement réel

A- GROUPE 1

Observations générales sur le groupe :

Ce groupe, de marque DAIKIN, modèle UW 80 EBSYE, est composé de deux circuits frigorifiques indépendants ayant le même évaporateur - refroidisseur de liquide et comprenant chacun :

- un compresseur hermétique accessible à pistons : modèle HC752L-YE, triphasé.

- un condenseur à eau : modèle CXC1922-2-Y de volume 0.033 m^3 .
- un détendeur thermostatique : R22

Ce groupe a été installé en 1983 et se trouve dans un état de propreté relativement correct. Les mesures ont été faites dans les conditions suivantes :

- température ambiante dans la salle des machines : $33.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- humidité relative dans la salle : 34.7%
- température d'entrée eau glacée : $9 \text{ }^\circ\text{C}$
- température de sortie eau glacée : $6 \text{ }^\circ\text{C}$
- température d'entrée eau de refroidissement : $33 \text{ }^\circ\text{C}$
- température de sortie eau de refroidissement : $36.5 \text{ }^\circ\text{C}$

i) Compresseur 1

- Niveau d'huile du compresseur : à peu près au $\frac{3}{4}$, ce qui est correct.
- Détendeur thermostatique : fonctionne normalement ; pas d'anomalie.
- Voyant liquide : pas de bulle gazeuses indiquant un débit trop important du détendeur, la présence d'air ou le manque de fluide.
- Bruit du compresseur : normal ; pas de coup de liquide ou de problèmes de fixation.
- Etanchéité du circuit frigorifique : correcte ; pas de fuite visible de gaz.
- Pas de trace de gras à l'extérieur du circuit.
- Intensité absorbée par le compresseur : $I \approx 38.3 \text{ A}$. Cette valeur est très faible par rapport à l'intensité nominale $I_n = 58 \text{ A}$ (relevée sur une ancienne fiche de mesures de la société SEEE qui assurait la maintenance). Donc on peut dire que la charge en fluide frigorigène est insuffisante.
- Température d'évaporation : $\theta_e = 3 \text{ }^\circ\text{C}$; assez correcte car la température d'évaporation en fonctionnement théorique est de $2 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Température de condensation : $\theta_c = 49 \text{ }^\circ\text{C} > \theta_{c, \text{théor}} = 42.5 \text{ }^\circ\text{C}$. La température de condensation est élevée par rapport à la valeur théorique.
- Température de refoulement : $\theta_r = 90 \text{ }^\circ\text{C} \gg \theta_{r, \text{théor}} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$. Cela peut s'expliquer par des clapets de refoulement non étanches, des clapets d'aspiration ou segments de pistons non étanches, un débit insuffisant du détendeur (filtre du détendeur obstrué), un débit insuffisant d'eau de refroidissement. Pour détecter définitivement les pannes, il faudrait démonter la culasse du compresseur et vérifier l'état des clapets.

installer un compteur d'eau à l'entrée de chaque condenseur pour vérifier le débit qui le traverse effectivement.

- Pression de refoulement : $P_{ref} = P_{th} = 19 \text{ bars} \gg P_{th} \text{ (théorique)} = 16.5 \text{ bars}$. La pression de refoulement est très élevée : cela peut être dû à un débit d'eau de refroidissement insuffisant ou d'un encrassement du condenseur (qui ne peut être déclaré qu'après son ouverture).

- Sous-refroidissement au condenseur : $6 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette valeur est relativement correcte car la valeur théorique est de $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Surchauffe à l'évaporateur : $3 \text{ }^\circ\text{C}$. La surchauffe est faible car une bonne surchauffe doit être comprise entre 5 et $8 \text{ }^\circ\text{C}$. Ceci peut provoquer des " coups de liquide " au compresseur.

- Déclenchement du thermostat : ce compresseur est utilisé en complément de puissance. Il est donc soumis à la régulation d'un thermostat en fonction de la demande en froid.

- Ecart de températures aux échangeurs :

*Au condenseur :

$\Delta\theta \text{ (eau)} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$, faible par rapport à la valeur normale ($5 \text{ }^\circ\text{C}$).

$\Delta\theta \text{ (condensation - eau de refroidissement)} = 14.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Cet écart est exagéré et peut s'expliquer par un débit d'eau insuffisant au condenseur. En effet, ce débit (calculé plus loin) est de $17.2 \text{ m}^3/\text{h}$ qui est largement inférieur au débit théorique qui vaut $25 \text{ m}^3/\text{h}$. Il peut s'agir aussi d'un encrassement du condenseur, déjà supposé.

*A l'évaporateur :

$\Delta\theta \text{ (eau)} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$, très faible par rapport à la valeur théorique qui vaut $6 \text{ }^\circ\text{C}$. On peut supposer un encrassement de l'évaporateur (à vérifier) qui rend l'échange mauvais.

$\Delta\theta \text{ (eau glacée - évaporation)} : 4.5 \text{ }^\circ\text{C}$, faible car $\Delta\theta$ doit varier entre 6 et $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Puissance frigorifique : $\Phi_{th} = 36873.6 \text{ fg/h}$. Cette valeur est très faible par rapport à la puissance théorique car elle ne représente qu'environ 36% de celle-ci. Cela peut être dû à un débit d'eau insuffisant au condenseur ou un mauvais état des clapets du compresseur.

- Production frigorifique spécifique

$$q_f = 36.8 \text{ kcal/kg} < q_f \text{ (théorique)} = 38.5 \text{ kcal/kg}$$

- Puissance moteur : $P_m = 21.5 \text{ kW} < P_m \text{ (théorique)} = 33.7 \text{ kW}$.

- Puissance absorbée par le compresseur : $P_{abs} = 17.2 \text{ kW} < P_{abs} \text{ (théo)} = 27 \text{ kW}$.

- Puissance calorifique : $\dot{Q}_c = 60 \text{ kW} < \dot{Q}_c \text{ (théo)} = 144.8 \text{ kW}$

- Débit d'eau de refroidissement : $Q_e = 17.2 \text{ m}^3/\text{h} < Q_e \text{ (théo)} = 25 \text{ m}^3/\text{h}$.

- Coefficient de performance :

$$\text{COP} = 2.5 < \text{COP (théo)} = 4.3$$

ii) Compresseur 2

- Niveau d'huile du compresseur : difficile à apprécier car le voyant d'huile semble sale de l'intérieur.

- Détendeur thermostatique : fonctionne normalement ; pas d'anomalie.

- Bruit du compresseur : normal : pas de coup de liquide ou de problèmes de fixation.

- Etanchéité du circuit frigorifique : correcte : pas de fuite visible de gaz.

- Pas de trace de gras à l'extérieur du circuit.

- Intensité absorbée par le compresseur : $I \approx 54 \text{ A}$. Cette valeur est proche de l'intensité nominale $I_n = 58 \text{ A}$ (" fiches de mesures de SEEE). Donc on peut dire que la charge en fluide est relativement correcte.

- Température d'évaporation : $\theta_s = 3 \text{ }^\circ\text{C}$: assez correcte car la température d'évaporation en fonctionnement théorique est de $2 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Température de condensation : $\theta_c = 57 \text{ }^\circ\text{C} \gg \theta_{c \text{ (théo)}} = 42.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Elle est trop élevée de la valeur en fonctionnement théorique.

- Température de refoulement : $\theta_2 = 108 \text{ }^\circ\text{C} \gg \theta_2 \text{ (théorique)} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$. Cela peut s'expliquer par des clapets de refoulement non étanches, des clapets d'aspiration ou segments de pistons non étanches, un débit insuffisant du détendeur (filtre du détendeur obstrué), un débit insuffisant d'eau de refroidissement, à la présence d'air ou de gaz incondensables. Il faudrait vérifier l'état des clapets et du filtre et s'assurer qu'il y ait un débit d'eau correct au condenseur.

- Pression de refoulement : $P_2 = P_2 = 23 \text{ bars} \gg P_2 \text{ (théorique)} = 16.5 \text{ bars}$. La pression de refoulement est très élevée : cela est dû à un débit d'eau de

refroidissement insuffisant (seulement 15 m^3) et peut-être à un encrassement du condenseur (à vérifier).

- Sous-refroidissement au condenseur = $16 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette valeur est trop élevée et peut être le signe d'un excès de charge en fluide frigorigène (peu probable car la valeur de l'intensité absorbée est correcte).

- Surchauffe à l'évaporateur : $4 \text{ }^\circ\text{C}$. La surchauffe est un peu faible, mais proche de la surchauffe théorique qui est de $5 \text{ }^\circ\text{C}$; elle est donc relativement correcte.

- Ecart de températures aux échangeurs :

* Au condenseur :

$\Delta\theta$ (eau) : $4 \text{ }^\circ\text{C}$, proche de la valeur normale ($5 \text{ }^\circ\text{C}$).

$\Delta\theta$ (condensation - eau de refroidissement) : $22 \text{ }^\circ\text{C}$. Cet écart est exagéré et peut s'expliquer par un débit d'eau insuffisant au condenseur. En effet, ce débit (calculé plus loin) est de $15.2 \text{ m}^3/\text{h}$ qui est largement inférieur au débit théorique qui vaut $25 \text{ m}^3/\text{h}$. Il peut s'agir aussi d'un encrassement du condenseur ou de la présence d'air ou de gaz incondensables (à vérifier).

* A l'évaporateur :

$\Delta\theta$ (eau) : $3 \text{ }^\circ\text{C}$, très faible par rapport à la valeur théorique qui vaut $6 \text{ }^\circ\text{C}$. On peut supposer un encrassement de l'évaporateur (à vérifier) qui rend l'échange mauvais

$\Delta\theta$ (eau glacée - évaporation) : $4.5 \text{ }^\circ\text{C}$, faible car $\Delta\theta$ doit varier entre 6 et $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Puissance frigorifique : $\Phi_n = 39976 \text{ fg/h}$. Cette valeur est très faible par rapport à la puissance théorique car elle ne représente qu'environ 39% de celle-ci. Cela est probablement dû à un débit d'eau insuffisant au condenseur ou un mauvais état des clapets du compresseur.

- Production frigorifique spécifique

$$q_r = 38 \text{ kcal/kg} \approx q_r \text{ (théorique)} = 38.5 \text{ kcal/kg}$$

- Puissance moteur : $P_m = 30.3 \text{ kW} < P_m \text{ (théorique)} = 33.7 \text{ kW}$.

- Puissance absorbée par le compresseur : $P_{abs} = 24.2 \text{ kW} < P_{abs} \text{ (théo)} = 27 \text{ kW}$.

- Puissance calorifique : $\Phi_s = 70.7 \text{ kW} < \Phi_s \text{ (théo)} = 144.8 \text{ kW}$

- Débit d'eau de refroidissement : $Q_e = 15.2 \text{ m}^3/\text{h} < Q_e \text{ (théo)} = 25 \text{ m}^3/\text{h}$.

- Coefficient de performance :

$$COP = 1.9 < COP \text{ (théo)} = 4.3$$

Les caractéristiques principales du groupe 1 sont reportées dans le tableau comparatif ci-dessous. La production frigorifique de ce groupe pendant nos mesures représente environ 39 % de la production nominale, ce qui est faible. La puissance absorbée représente environ 77 % de sa valeur nominale, ce qui signifie que la demande en froid est inférieure à la production nominale. En effet, ce groupe fonctionne en complément par rapport au groupe n°2. On note néanmoins un mauvais échange à l'évaporateur et au condenseur, suggéré par de mauvais écarts de températures de l'eau. Les valeurs des COP montrent également que ce groupe fonctionne très en - deçà de ses valeurs nominales. Les causes éventuelles de ces dysfonctionnements sont résumées dans le tableau 2.

	Caractéristiques théoriques	Caractéristiques réelles	
	Machine théorique	Machine 1	Machine 2
q_r (kcal/kg)	38.5	36.8	38
ϕ_o (fg/h)	101381.1	36873.6	39938
P_{abs} (kW)	27	17.2	24.2
P_m (kW)	33.7	21.5	30.3
ϕ_c (kcal/h)	124566.7	51665.6	60784
COP	4.3	2.5	1.2
eau. Cond (m ³ /h)	25	17.2	15.2
Temp. Entrée/Sortie eau glacée (°C)	12 / 7	9 / 6	9 / 6
Temp. Entrée/Sortie eau condenseurs(°C)	34 / 39	33 / 36	33 / 37

Tableau 1: fonctionnement comparé du groupe 1 et de la machine théorique

GROUPE 1			
Comp.1		Comp.2	
pannes	remède	pannes	remède
charge de fluide insuffisante	compléter la charge	présence d'air ou de gaz incondensables	purge d'air
clapets de refoulement, d'aspiration ou segments de pistons non étanches	remplacer les clapets	clapets de refoulement, d'aspiration ou segments de pistons non étanches	remplacer les clapets
débit insuffisant du détendeur	corriger le réglage du détendeur	débit insuffisant du détendeur	corriger le réglage du détendeur
débit d'eau de refroidissement insuffisant	- vérifier le débit de la pompe. - vérifier et détartrer les tuyaux s'il y a lieu	débit d'eau de refroidissement insuffisant	- vérifier le débit de la pompe. - vérifier et détartrer les tuyaux s'il y a lieu
encrassement du condenseur	effectuer un détartrage du condenseur	encrassement du condenseur	effectuer un détartrage du condenseur
évaporateur encrassé	détartrage de l'évaporateur	évaporateur encrassé	détartrage de l'évaporateur

Tableau 2 : Synthèse des pannes du groupe 1

B- GROUPE 2

Observations générales sur le groupe

Ce groupe, de marque DAIKIN, modèle UW 80 EBSYE, est composé de deux circuits frigorifiques indépendants ayant le même évaporateur - refroidisseur de liquide et comprenant chacun :

- un compresseur hermétique accessible à pistons : modèle 6HC752L-YE, triphasé.

- un condenseur à eau : modèle CXC2724C-1 de volume 0.075 m³.
- un détendeur thermostatique : R22

Ce groupe se trouve dans un état de propreté relativement correct. Les mesures ont été faites dans les conditions suivantes :

- température ambiante dans la salle des machines : 33.2 °C
- humidité relative dans la salle : 34.7 %
- température d'entrée eau glacée : 12 °C
- température de sortie eau glacée : 8 °C
- température d'entrée eau de refroidissement : 31 °C
- température de sortie eau de refroidissement : 33.5 °C

i) Compresseur 1

- Niveau d'huile du compresseur : très bas, à peu près au 1/3. Cela peut être dû à une obstruction du filtre d'aspiration, à un encrassement du filtre sur le retour d'huile ou à la fermeture du robinet sur la tuyauterie du retour d'huile (à vérifier).
- Détendeur thermostatique : fonctionne normalement ; pas d'anomalie.
- Voyant liquide : perception difficile.
- Bruit du compresseur : normal ; pas de coup de liquide ou des problèmes de fixation.
- Etanchéité du circuit frigorifique : correcte ; pas de fuite visible de gaz.
- Pas de trace de gras à l'extérieur du circuit.
- Intensité absorbée par le compresseur : $I \approx 45$ A. Cette valeur est relativement correcte par rapport à l'intensité nominale $I_n = 58$ A. Donc on peut dire que la charge en fluide frigorigène assez bonne.
- Température d'évaporation : $\theta_e : -3$ °C ; très basse car la température d'évaporation en fonctionnement théorique est de 2 °C. L'évaporateur est probablement encrassé ou givré.
- Température de condensation : $\theta_c : 45$ °C $>$ $\theta_{c, théo} = 42.5$ °C. La température de condensation est assez proche de la valeur théorique.
- Température de refoulement : $\theta_r = 97$ °C \gg $\theta_r = 65$ °C. Cela peut s'expliquer par des clapets de refoulement non étanches, des clapets d'aspiration ou segments de pistons non étanches, un débit insuffisant du détendeur (filtre du détendeur obstrué),

un débit insuffisant d'eau de refroidissement, à la présence d'air ou de gaz incondensables.

- Pression de refoulement : $P_2 = P_k = 17.5$ bars : assez proche du P_k (théorique) : 16.5 bars. La pression de refoulement est relativement correcte.

- Sous-refroidissement au condenseur : 8 °C. Cette valeur est relativement correcte (si on considère l'intervalle recommandé 4 à 7 °C), mais assez élevée par rapport à la valeur théorique qui est de 5 °C.

- Surchauffe à l'évaporateur : 12 °C. La surchauffe est excessive car une bonne surchauffe doit être comprise entre 5 et 8 °C. Cela aura pour effet de faire baisser la puissance frigorifique.

- Ecart de températures aux échangeurs :

*Au condenseur :

$\Delta\theta$ (eau) : 2 °C, très faible par rapport à la valeur normale (5 °C).

$\Delta\theta$ (condensation - eau de refroidissement) : 13 °C. Cet écart est exagéré et peut s'expliquer par un encrassement du condenseur ou de la présence d'air ou de gaz incondensables.

*A l'évaporateur :

$\Delta\theta$ (eau) : 4 °C, assez faible par rapport à la valeur théorique qui vaut 6 °C. On peut supposer un encrassement de l'évaporateur (à vérifier) qui rend l'échange mauvais.

$\Delta\theta$ (eau glacée - évaporation) : 13 °C, un peu élevé car $\Delta\theta$ doit varier entre 6 et 10 °C.

- Puissance frigorifique : 41574 fg/h.

Cette valeur est très faible par rapport à la puissance théorique car elle ne représente qu'environ 41 % de celle-ci. Cela peut être dû à un débit d'eau insuffisant au condenseur, un mauvais état des clapets du compresseur.

- Production frigorifique spécifique

$$q_i = 41 \text{ kcal/kg} > q_i \text{ (théorique)} = 38.5 \text{ kcal/kg}$$

- Puissance moteur : $P_m = 25.2$ kW < P_m (théorique) = 33.7 kW.

- Puissance absorbée par le compresseur : $P_{abs} = 20.2$ kW < P_{abs} (théo) ≈ 27 kW.

- Puissance calorifique : $\phi_e = 68.5$ kW < ϕ_e (théo) = 144.8 kW

- Débit d'eau de refroidissement : $Q_e = 29.5$ m³/h > Q_e (théo) = 25 m³/h.

- Coefficient de performance :

$$\text{COP} = 2.4 < \text{COP (théo)} = 4.3$$

ii) Compresseur 2

- Niveau d'huile du compresseur : très bas, à peu près au 1/3. Cela peut être dû à une obstruction du filtre d'aspiration, à un encrassement du filtre sur le retour d'huile ou à la fermeture du robinet sur la tuyauterie du retour d'huile.
- Détendeur thermostatique : fonctionne normalement : pas d'anomalie évidente.
- Voyant liquide : perception difficile.
- Bruit du compresseur : normal : pas de coup de liquide ou des problèmes de fixation.
- Etanchéité du circuit frigorifique : correcte : pas de fuite visible de gaz.
- Pas de trace de gras à l'extérieur du circuit.
- Intensité absorbée par le compresseur : $I \approx 44.3$ A. Cette valeur est relativement correcte par rapport à l'intensité nominale $I_n = 58$ A. Donc on peut dire que la charge en fluide frigorigène assez bonne.
- Température d'évaporation : $\theta_p = -7$ °C ; très basse car la température d'évaporation en fonctionnement théorique est de 2 °C. Cela s'explique par le faible débit d'eau au condenseur (16 m³/h). Il est également possible que l'évaporateur ou son filtre soit encrassés ou que le premier soit givré (à observer).
- Température de condensation : $\theta_c = 51$ °C > $\theta_{c, \text{théo}} = 42.5$ °C. La température de condensation est très élevée par rapport à la valeur théorique.
- Température de refoulement : $\theta_s = 111$ °C >> $\theta_s = 65$ °C. Cela peut s'expliquer par des clapets de refoulement non étanches, des clapets d'aspiration ou segments de pistons non étanches, un débit insuffisant du détendeur (filtre du détendeur obstrué), un débit insuffisant d'eau de refroidissement, à la présence d'air ou de gaz incondensables.
- Pression de refoulement : $P_s = P_r = 20$ bars : pression de refoulement très élevée par rapport à P_s (théorique) = 16.5 bars : cela est dû à un débit d'eau de refroidissement insuffisant (16 m³/h << 25 m³/h) ou d'un encrassement du condenseur.

- Sous - refroidissement au condenseur : $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cette valeur est très élevée (si on considère l'intervalle recommandé 4 à $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ et la valeur théorique qui est de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$).
- Surchauffe à l'évaporateur : $16\text{ }^{\circ}\text{C}$. La surchauffe est excessive car une bonne surchauffe doit être comprise entre 5 et $8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cela aura pour effet de faire baisser la puissance frigorifique.
- Ecart de températures aux échangeurs :

*Au condenseur :

$\Delta\theta$ (eau) : $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, très faible par rapport à la valeur normale ($5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

$\Delta\theta$ (condensation - eau de refroidissement) : $18.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cet écart est exagéré et peut s'expliquer par un encrassement du condenseur ou de la présence d'air ou de gaz incondensables.

*A l'évaporateur :

$\Delta\theta$ (eau) : $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, assez faible par rapport à la valeur théorique qui vaut $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. On peut supposer un encrassement de l'évaporateur (à vérifier) qui rend l'échange mauvais.

$\Delta\theta$ (eau glacée - évaporation) : $17\text{ }^{\circ}\text{C}$, très élevé car $\Delta\theta$ doit varier entre 6 et $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Puissance frigorifique : 31272.8 fg/h . Cette valeur est très faible par rapport à la puissance théorique car elle ne représente qu'environ 31 % de celle-ci. Cela peut être dû à un débit d'eau insuffisant au condenseur, un excès de fluide (condenseur noyé), un mauvais état des clapets du compresseur.

- Production frigorifique spécifique

$$q_r = 38.8\text{ kcal/kg} \approx q_r\text{ (théorique)} = 38.5\text{ kcal/kg}$$

- Puissance moteur : $P_m = 24.9\text{ kW} < P_m\text{ (théorique)} = 33.7\text{ kW}$.

- Puissance absorbée par le compresseur : $P_{abs} = 19.9\text{ kW} < P_{abs}\text{ (théo)} = 27\text{ kW}$.

- Puissance calorifique : $\phi_k = 56.3\text{ kW} < \phi_k\text{ (théo)} = 144.8\text{ kW}$

- Débit d'eau de refroidissement : $Q_r = 16.1\text{ m}^3/\text{h} < Q_r\text{ (théo)} = 25\text{ m}^3/\text{h}$.

- Coefficient de performance :

$$\text{COP} : 1.8 < \text{COP (théo)} = 4.3$$

Les caractéristiques principales du groupe 1 sont reportées dans le tableau comparatif ci-dessous. La production frigorifique de ce groupe pendant nos mesures représente environ 36 % de la production nominale, ce qui est faible. La puissance

absorbée représente environ 74 % de sa valeur nominale, ce qui signifie que la demande en froid est inférieure à la production nominale. Ceci n'est pas normal car ce groupe devrait satisfaire les besoins en froid jusqu'à sa production maximale à partir de laquelle il est complété par le groupe N°1. On note également un mauvais échange au condenseur, suggéré par de mauvais écarts de températures de l'eau. Les valeurs des COP montrent également que ce groupe fonctionne très en - deçà de ses valeurs nominales. Les causes éventuelles de ces dysfonctionnements sont résumées dans le tableau 4.

	Caractéristiques théoriques	Caractéristiques réelles	
	Machine théorique	Machine 1	Machine 2
q. (kcal/kg)	38.5	41	38.8
ϕ_e (fg/h)	101381.1	41574	31272.8
P_{abs} (kW)	27	20.2	19.9
P_m (kW)	33.7	25.2	24.9
ϕ_c (kcal/h)	124566.7	68.5	56.3
COP	4.3	2.4	1.8
eau. Cond (m ³ /h)	25	29.5	16.1
Temp. Entrée/Sortie eau glacée (°C)	12 / 7	12 / 8	12 / 8
Temp. Entrée/Sortie eau condenseurs(°C)	34 / 39	31 / 33	31 / 34

Tableau 3: fonctionnement comparé du groupe 2 et de la machine théorique

GROUPE 2			
Comp.1		Comp.2	
pannes	remède	pannes	remède
Niveau d'huile très bas	- Nettoyer le filtre d'aspiration, recycler ou remplacer le filtre à huile. - vérifier que le robinet du retour d'huile n'est pas fermé	Niveau d'huile très bas	- Nettoyer le filtre d'aspiration, recycler ou remplacer le filtre à huile. - vérifier que le robinet du retour d'huile n'est pas fermé
évaporateur encrassé ou givré	- le nettoyer - vérifier le circuit d'eau de l'évaporateur	évaporateur encrassé ou givré	- le nettoyer - vérifier le circuit d'eau de l'évaporateur
clapets de refoulement, d'aspiration ou segments de pistons non étanches	remplacer les clapets	clapets de refoulement, d'aspiration ou segments de pistons non étanches	remplacer les clapets
débit d'eau de refroidissement insuffisant	- vérifier le débit de la pompe. - vérifier et détartrer les tuyaux s'il y a lieu	débit d'eau de refroidissement insuffisant	- vérifier le débit de la pompe. - vérifier et détartrer les tuyaux s'il y a lieu

Tableau 4 : synthèse des pannes du groupe 2

II-1-4 Propositions et recommandations

Les groupes de production d'eau glacée de l'hôtel indépendance présentent plusieurs problèmes de fonctionnement. La plupart de ces problèmes sont consécutifs à la vétusté de ces équipements qui ont plus de 15 ans de fonctionnement continu. Pour améliorer néanmoins les performances de cette centrale, nous proposerons ce qui suit :

- Une révision générale des groupes : vérifier les moteurs des compresseurs, changer les joints, les clapets, renouveler l'huile, etc. Cette révision doit se faire une fois par an et pourrait être programmée pendant la période froide (Novembre à Janvier), ce qui atténuerait les désagréments qui en découlent.

- Installer tous les organes de contrôle et de sécurité qui manquent ou sont hors service : manomètres (amont - aval des pompes d'eau glacée, amont - aval des pompes d'eau de refroidissement), thermomètres (entrée - sortie d'eau glacée, entrée - sortie d'eau de refroidissement), débitmètres sur les circuits d'eau glacée et de refroidissement. Ces instruments permettent de mesurer les pertes de charge à l'intérieur des échangeurs et de détecter ainsi des symptômes d'encrassement.

- Changer les vannes d'isolement qui sont toutes rouillées et bloquées : impossible d'isoler une partie de l'installation pour des réparations.

- Constituer un stock de pièces de rechange les plus importantes car il sera de plus en plus difficile d'en trouver, les constructeurs ayant arrêté de fabriquer ce type de groupes.

- Prévoir un budget de renouvellement de ces groupes car ils peuvent céder d'un jour à l'autre, vu leur amortissement avancé.

- Confier la maintenance des équipements à un prestataire compétent sur la base d'un contrat. Cela facilite le suivi régulier et les interventions rapides en cas d'urgence. A défaut de cela, il faudrait doter le service interne de dépannage de l'hôtel, de moyens suffisants afin de pouvoir intervenir chaque fois que c'est nécessaire, avant que les pannes ne deviennent irréparables.

II-2 Les tours de refroidissement

II-2-1 Description et principe de fonctionnement

Le refroidissement des condenseurs de la centrale de climatisation est assuré par de l'eau recyclée, elle-même refroidie par deux tours métalliques de type ouvert, de forme parallélépipédique, situées hors de la salle des machines, dans un espace relativement bien aéré (voir annexe 6). Elles sont fixées sur un socle métallique de 2,80 m de haut.

L'eau qui a été réchauffée dans les condenseurs arrive dans chaque tour par une conduite, reliée à un collecteur par un T. Son refroidissement dans les tours se

fait grâce à la vaporisation dans l'air, par absorption de chaleur par cet air, d'une partie de cette eau (fig.10). Pour faciliter cette vaporisation, l'eau est divisée de façon à obtenir une grande surface de contact avec l'air. Ensuite, elle est ventilée énergiquement, ce qui active le processus d'évaporation. Cette grande surface d'évaporation de l'eau est obtenue par un bloc de feuilles en PVC formant des nids d'abeilles. L'eau est répartie à la partie supérieure des tours par pulvérisation et la ventilation se fait à contre - courant. Une partie de l'eau s'évapore en cédant de la chaleur à l'air, ce qui refroidit le reste de l'eau. Cette eau est récupérée dans un bac à la partie inférieure des tours. La consommation d'eau des tours (partie évaporée) est généralement de l'ordre de 3% du débit en circulation [3].

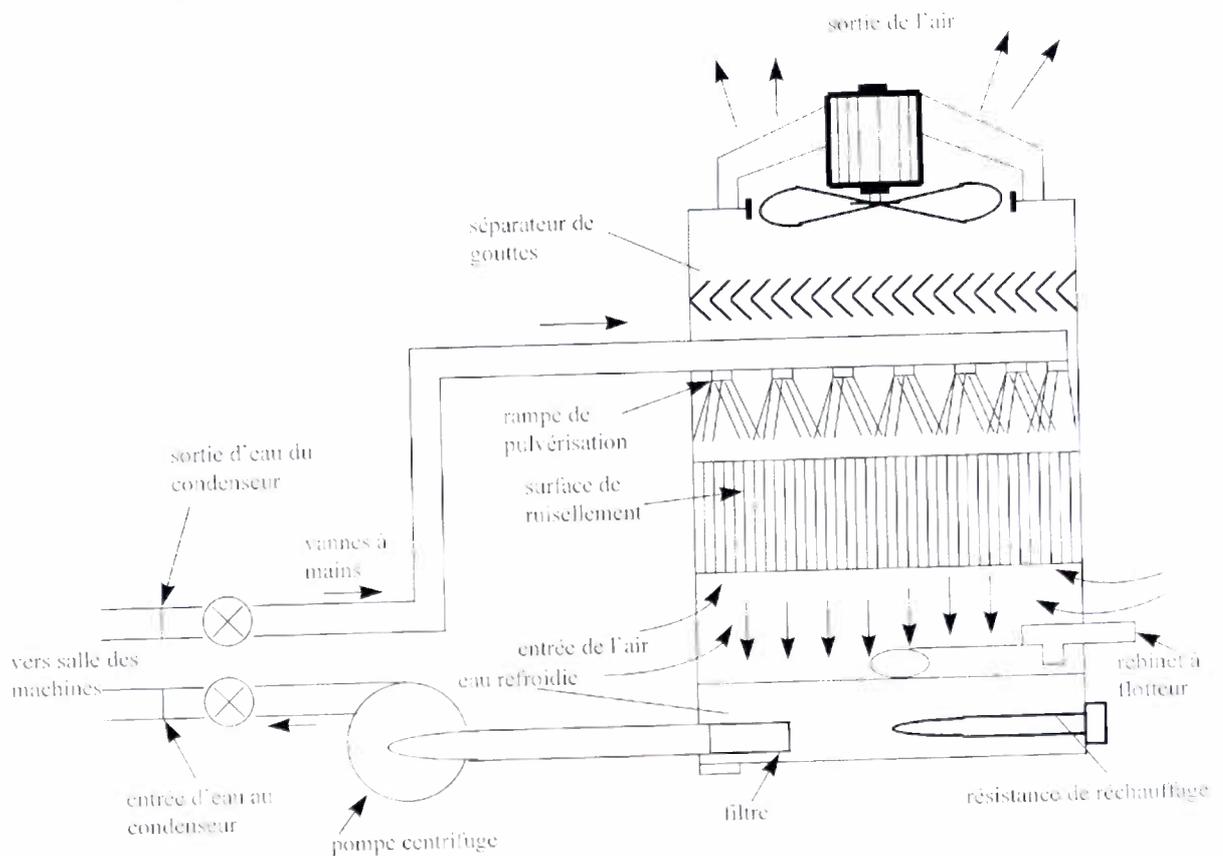


Fig.10 : schéma de principe d'une tour de refroidissement

II-2-2 Etude du fonctionnement réel

Fabricant : BROCHOT

Puissance dissipée : 2 x 267500 kcal/h

Débit d'eau : 2 x 45 m³/h

Date d'installation : Décembre 91

La grandeur caractéristique des tours de refroidissement est l'approche qui est la différence entre la température de sortie de l'eau de la tour t_{se} , et celle du bulbe humide de l'air t_h , que l'on obtient sur le diagramme de l'air humide à partir de la température sèche et de l'humidité relative de l'air. Elle varie généralement de 3 à 6 °C.

Nous avons pu faire les mesures suivantes :

- température de sortie de l'eau : t_{se}
- température d'entrée de l'eau : t_{ee}
- humidité relative : HR
- température sèche de l'air ambiant : t_s

De même, la performance d'une tour de refroidissement se mesure par son coefficient d'efficacité défini par :

$$R = \frac{t_{ce} - t_{se}}{t_{ce} - t_h}$$

	TOUR N° 1	TOUR N°2
t_{ee} (°C)	36	34
t_{se} (°C)	34	32
HR.air (%)	35,8	
t_s (°C)	35,3	
t_h (°C)	23,2°	
Approche (°C)	10,8	8,8
R	0,16	0,19

Tableau N°5 : Caractéristiques mesurées des tours de refroidissement

On constate que les rendements sont trop faibles (un bon rendement tend vers 1). De même, les approches des deux tours ne sont pas dans l'intervalle correct, c'est-à-dire entre 3 et 6 °C, ce qui montre un mauvais fonctionnement des tours. On note également :

- parois attaquées par la corrosion, mal recollées : il y a des pertes d'eau à plusieurs endroits.

- en plus des pertes ci-dessus, il faut signaler une fuite d'eau permanente due au trop - plein dans le bac de réception. Cela est dû au fait que les robinets à flotteurs qui alimentent les tours en eau de ville d'appoint ne fonctionnent pas correctement. En effet, cet appoint d'eau provient du surpresseur alimentant tout l'hôtel en eau de ville. De ce fait, la pression de l'eau sur les flotteurs est tellement forte que ceux-ci ne peuvent pas se refermer quand le niveau maximum de l'eau est atteint, ce qui entraîne un déversement. Les flotteurs soumis en permanence à cette forte pression finissent par se détériorer. Ce déversement a été canalisé pour être évacué dans les égouts. La mesure de ce débit d'eau perdue nous a donné $Q_{perdu} = 0,1$ l/s. Comme les tours fonctionnent pratiquement 24 h / 24 h, nous pouvons estimer la quantité d'eau perdue dans le mois :

$$V_{perdu} = 0,1 \times 30 \times 24 \times 3600 = 259200 \text{ l} = 259 \text{ m}^3 .$$

Le volume d'eau perdue chaque mois est d'environ 260 m³ / mois.

- on constate aussi que l'eau de ville d'appoint n'est pas traitée. Autrement dit, cette eau risque d'augmenter la concentration de l'eau de refroidissement en sels dissous, ce qui provoque l'entartrage des tuyaux et des condenseurs. Nous avons effectué une analyse de dureté totale sur un échantillon de l'eau des tours. Cette analyse a donné des concentrations de 12,2 mg/l de calcium, soit environ 3 °F et 3,24 mg/l de Mg (magnésium), soit 1,3 °F, ce qui donne une dureté totale TH = 4,3 °F. Sachant que le TH recommandé est de 8 à 15 °F (degré français), on peut dire que le TH est trop faible au moment de la prise de l'échantillon.

- il n'y a pas de manomètres au refoulement des pompes qui assurent la circulation de l'eau de refroidissement. Les pressions lues sur ces manomètres auraient permis, grâce aux courbes caractéristiques des pompes, de déterminer le débit réel d'eau transitant dans les tours, et de le comparer au débit donné par le constructeur.

II-2-3 Propositions et Recommandations

- Refaire l'étanchéité des tours afin de limiter au maximum les pertes dues à la corrosion. La lutte contre la corrosion est assez délicate car elle favorise la formation d'une fine couche isolante à la surface du métal, ce qui le protège. Cette couche est constituée d'un mélange de carbonate de calcium, d'hydroxyde de fer et de carbonate de fer. De ce fait, il y a un risque, si des précautions ne sont pas prises,

que cette couche atteigne des épaisseurs considérables, ce qui diminuera le rendement calorifique des condenseurs et aussi la section effective des tuyauteries.

- En ce qui concerne les pertes dues au non fonctionnement des flotteurs, une solution à ce problème serait d'installer un système de détente juste en amont de ces derniers. Cela aurait pour effet de régler et réduire la pression de l'eau jusqu'à une valeur supportable par les flotteurs et permettant leur fonctionnement normal, ce qui éliminera les pertes.

- Pour éviter les dépôts calcaires, il faut effectuer régulièrement des purges de déconcentration par le robinet prévu à cet effet sur chaque tuyau d'entrée de l'eau chaude dans les tours, et non par le trop - plein comme c'est le cas présentement. Cela offre l'avantage de diminuer la quantité d'eau à refroidir (car l'eau purgée est remplacée par l'eau de ville) et d'obtenir un meilleur refroidissement du volume restant.

- Installer des manomètres au refoulement des pompes, un compteur d'eau sur la conduite d'appoint en eau de ville : cela permettra de contrôler les pertes d'eau par évaporation dans les tours.

- Refaire périodiquement la peinture des parois internes des tours pour freiner la corrosion.

II-3 Les ventilo - convecteurs

II-3-1 Description et principe de fonctionnement

Un ventilo - convecteur est un appareil terminal (c'est-à-dire placé dans la salle à climatiser) contenant une batterie incorporée à travers laquelle un réseau de tuyauteries distribue de l'eau chaude ou de l'eau glacée. La ventilation du local est assurée par une prise d'air neuf située dans la façade du bâtiment derrière le ventilo - convecteur, ou par un réseau spécial de conduits distribuant l'air neuf à chaque appareil.

Les batteries des ventilo - convecteurs sont soumises à une convection forcée grâce à des ventilateurs incorporés, de sorte que l'air est repris dans le local à climatiser ; il est filtré et mélangé à de l'air neuf, puis pulsé à travers la batterie de l'appareil et enfin soufflé à débit constant et température variable dans le local. Il est

prévu une régulation des caractéristiques de l'air soufflé sur chaque ventilo - convecteur. Les principales fonction d'un ventilo - convecteur sont donc :

- filtration de l'air repris et de l'air neuf admis dans l'appareil
- chauffage ou refroidissement de l'air mélangé
- déshumidification éventuelle de l'air mélangé
- soufflage dans le local de l'air mélangé, réchauffé ou refroidi

Il existe plusieurs types d'appareils :

- Les ventilo - convecteurs en allège qui sont installés contre une paroi extérieure, de façon à admettre dans le caisson de mélange une certaine quantité d'air neuf extérieur.
- Les ventilo - convecteurs plafonniers qui sont installés en plafond près d'une paroi extérieure.
- Les ventilo - convecteurs verticaux qui sont incorporés dans un habillage prévu dans le local à climatiser.

II-3-2 Analyse des mesures effectuées

A l'hôtel Indépendance, il y a environ cent soixante (160) ventilo - convecteurs, du type plafonniers, et dans la plupart des cas (chambre), ils sont installés en faux - plafond avec habillage et sont difficilement accessibles. En raison du temps relativement court dont nous avons disposé pour cette étude, nous avons été contraints de ne faire les mesures que sur un échantillon de chambres. Elles sont présentées dans le tableau N°5 de l'annexe 2

On fera les remarques suivantes :

- Au premier étage, la majorité des ventilo - convecteurs sont en panne, ainsi que plusieurs chambres au deuxième et troisième étage.
- La plupart des ventilo - convecteurs n'ont plus de filtre à air.
- Certains commutateurs de changement de vitesse des ventilateurs n'existent plus et les ventilo - convecteurs ne fonctionnent plus que sur une seule vitesse.
- De façon générale, les chambres situées à l'extrême Est (c'est-à-dire les plus éloignées des groupes de production d'eau glacée) ont des températures de soufflage très élevées : de 25 à 32,5 °C, alors que les températures normales de soufflage au sortir des batteries est de 14 à 16 °C.

- Les températures ambiantes t_{int} à l'intérieur des chambres sont très élevées (jusqu'à 33°C). les températures les plus basses étant enregistrées au rez-de-chaussée (25 à 26 °C). La température de confort étant située autour de 24°C, on peut conclure à un mauvais fonctionnement du système de climatisation à un niveau ou à un autre.

- Les écarts entre les températures de soufflage et celles des chambres sont de façon générale très élevées et très disparates (de 3 à 12 °C). Cela peut s'expliquer par les emplacements des chambres par rapport à l'ensoleillement, et aussi par le fait que les mises en températures de ces chambres sont plus longues que le temps séparant la mise en marche des ventilo - convecteurs et les mesures.

Ce mauvais fonctionnement peut être dû :

- A une mauvaise circulation de l'eau glacée. En effet, les températures de soufflage étant élevées dans les chambres les plus éloignées des groupes de production d'eau glacée, on peut penser que les ventilo - convecteurs de ces chambres sont mal alimentés en eau glacée. Cela s'expliquerait par des tuyauteries bouchées le long du réseau d'eau glacée, ou un mauvais équilibrage du dit réseau.

- Il peut s'agir également d'anomalies liées aux ventio - convecteurs :

- tuyauteries des batteries bouchées
- moteur du ventilateur amortis : il faut signaler que la plupart de ces moteur ont déjà été rebobinés au moins une fois.

II-3-3 Propositions et Recommandations

- Vérifier le réseau d'eau glacée : remplacer les vannes d'arrêts qui sont rouillées au niveau des dérivations alimentant les chambres ;

- Refaire le schéma du réseau car certaines unités terminales ont été supprimées ou rajoutées par rapport au système initial. Cela permettra ensuite de faire un équilibrage du réseau afin que toutes les unités terminales soient convenablement alimentées en eau glacée. Pour se faire, il suffit d'installer des vannes qui vont permettre de régler convenablement le débit d'eau glacée pour chaque partie du réseau.

- Remplacer les moteurs des ventilateurs si cette opération est plus économique à terme que de remplacer les ventilo - convecteurs qui ont plus de 15 ans d'utilisation.

- Démontez entièrement les ventilo - convecteurs qui ne l'ont pas encore été pour les réhabiliter : dépoussiérage, rinçage des batteries et débouchage des tuyaux. ...

- Remplacer ou régénérer les filtres à air
- Graisser une fois par an.

D - CONCLUSION GENERALE

La modernisation s'accompagne partout dans le monde d'une utilisation de plus en plus grande d'instruments, de machines et d'équipements divers concourant tous au mieux - être des bénéficiaires. En Afrique, particulièrement au Burkina Faso, ces équipements sont souvent de seconde main et leur entretien n'est pas toujours assuré.

Pour l'hôtel OK-INN, les installations sont souvent réalisées de façon très sommaire et n'incluent pas toutes les mesures de contrôle et de sécurité. La maintenance n'est pas régulière et le personnel en charge de cette maintenance serait plus performant s'il était formé en conséquence.

Pour l'hôtel INDEPENDANCE, il y a une meilleure organisation, avec un service de dépannage composé d'un personnel assez compétent, mais qui ne dispose pas toujours des moyens humains et matériels nécessaires pour faire face aux multiples pannes. En effet, la plupart des équipements, en particulier le système de climatisation centrale sont très vieux et mal entretenus souvent par manque de budget prévu à cet effet. Les réparations sont alors faites avec les moyens de bord, ce qui fait que qu'elles ne sont pas durables.

Ces deux cas peuvent être généralisés dans une certaine mesure non seulement à toute la ville de Ouagadougou, mais aussi à tout le reste du pays. Ils traduisent une absence ou une mauvaise politique de maintenance et de renouvellement des équipements qui sont pourtant sollicités presque tout l'année. Pour des structures d'hébergement comme les hôtels, la mise hors service du système de climatisation peut occasionner la perte d'une bonne partie de sa clientèle, ce qui représente un grand dommage financier. Par conséquent, il serait bon d'avoir des solutions alternatives permettant de pallier ce manque en attendant la réparation définitive des pannes.

Bibliographie

(1) : LA CLIMATISATION

Principes de base - technologie des matériels - méthodes de calcul - installation -
dépannage

Yves GUENAND

1972-Librairie Desforges S.A - 232 Pages.

(2) : ITINERAIRE DU FRIGORISTE

Entretien - Dépannage - Sauvegarde de l'Environnement

Jacques BERNIER

1995 - PYC EDETION LIVRES - 244 Pages

(3) : MANUEL DU CONDITIONNEMENT D'AIR

Tome III : Technique du conditionnement d'air

G. Andréieff de Notbeck

1978 - PYC - EDITION -PARIS - 274 Pages

(4) : MANUEL DU CONDITIONNEMENT D'AIR

Tome IV : Technologie des matériels de conditionnement d'air - Centrales frigorifiques.

G. Andréieff de Notbeck

1981 - PYC EDITION - PARIS - 415 Pages.

(5) : CONCEPTION ET CALCUL DES PROCEDES DE CLIMATISATION

M. BRUN et G. PORCHER.

1987 - EDITION CHAUD - FROID - PLOMBERIE - 188 Pages.

(6) : MANUEL DE DEPANNAGE

DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES A DETENTE DIRECTE ET CONDENSATION
PAR AIR .

FRIGODEP - FRIGODIAG

1990 - Kotzaoglanian

(7) : **PRODUCTION DU FROID**

Thomas DJIAKO

Mars 1992 - EIER

(8) : **COURS DE CLIMATISATION**

Yézouma COULIBALY

1997 - EIER

(9) : **CLIM-CHAUFFAGE•CONFORT**, bulletin N°6 de Mai 1996.

(10) : **catalogue AirWell-1996**

ANNEXE 2 :
FICHES DE MESURES

EVAPORATEUR										CONDENSEUR									
θ_{int} (°C)	θ_{ae} (°C)	HR _{ae} (%)	θ_{as} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	θ_{surf} (°C)	V (m/s)	S (m ²)	θ_{exi} (°C)	θ_{ae} (°C)	HR _{ae} (%)	θ_{as} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	θ_{surf} (°C)	V (m/s)	S (m ²)		
13.5	13	88	12	94	8	6	1.6	0.15	42	42	40	46	33	48	44	4.35	0.33		

Tableau N°1 : mesures effectuées sur la chambre froide

EVAPORATEUR										CONDENSEUR									
Affectation	Situation	θ_{ae} (°C)	HR _{ae} (%)	θ_{as} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	θ_{surf} (°C)	V (m/s)	S (m ²)	θ_{ae} (°C)	HR _{ae} (%)	θ_{as} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	V (m/s)	S (m ²)	
Ch.19	R+1	24	58	16	95	20	18	16	6.5	0.029	34.3	42.3	-	-	-	-	-	-	0.145
bungalow B	RDC	26	44.5	9	100	11	7	6.6	0.045	35	36.3	53	-	-	-	-	38	0.85	0.204
bungalow D	RDC	25	48	15	90	22	11	6.5	0.045	35	42.3	51	-	-	-	-	42	2	0.204

Tableau N°2 : mesures effectuées sur les climatiseurs-fenêtres

EVAPORATEUR											CONDENSEUR						
Affectation	Situation	θ_{ae} (°C)	HR _{ae} (%)	θ_{as} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	θ_{surf} (°C)	V (m/s)	S (m ²)	θ_{ae} (°C)	HR _{ae} (%)	θ_{as} (°C)	HR _{as} (%)	θ_{sortie} (°C)	θ_{surf} (°C)	V (m/s)	S (m ²)
Reception	DRC	29	62.5	13	100	10	12	2	0.12	37	47.1	40	40	-	43	6.6	2.2
Bar	DRC	27	59.2	16	100	17	10	2	0.11	32	51.1	40	33	39	41	2.2	2.29
Bar	RDC	27	55.4	19	90	19	11	2.5	0.11	34	46.5	43	46.5	-	24	5	2.29

Tableau N°3: mesures effectuées sur les splits

- θ_{ae} : température de l'air à l'entrée
- θ_{as} : température de l'air à la sortie
- HR_{ae} : humidité relative de l'air à l'entrée
- HR_{as} : humidité relative de l'air à la sortie
- θ_{sortie} : température du fluide à la sortie de l'échangeur (valeur approchée)
- S : section de soufflage de l'air
- V : vitesse de soufflage de l'air
- θ_{surf} : température mesurée sur la surface des ailettes.

CARACTERISTIQUES MESUREES	GROUPE 1		GROUPE 2	
	Compresseur 1	Compresseur 2	Compresseur 3	Compresseur 4
température culasse (°C)	75	88	78	90
température carter (°C)	56	61	58	63
température refoulement (°C)	90	108	97	111
température entrée manchon - condenseur (°C)	90	107	96	108
température sortie manchon - condenseur (°C)	89	107	95	107
température entrée - condenseur (°C)	81	92	91	103
température sortie - condenseur/avant vanne (°C)	43	41	37	41
température sortie - condenseur/après vanne (°C)	43	41	35	40
température entrée - détenteur (°C)	43	40	32	30
température sortie - détenteur (°C)	3	1	0	0
température entrée manchon - évaporateur (°C)	6	7	9	9
température sortie manchon - évaporateur (°C)	4	7	9	9
température aspiration - compresseur (°C)	7	7	9	9
température entrée eau - condenseur (°C)	33	33	31	31
température sortie eau - condenseur (°C)	36	37	33	34
température entrée eau - évaporateur	9	9	12	12
température sortie eau - évaporateur	6	6	8	8
Pression de refoulement (relative) (bar)	18	22	16.5	19
Pression d'aspiration (relative) (bar)	4.5	4.5	3.5	3
Pression d'huile (relative) (en bar)	10	7.5	5.5	5
Pressostat HP/différentiel (bar)	21 / 3.5	21 /	inaccessible	inaccessible
Pressostat BP (bar)	absent	absent	absent	absent
Pressostat Huile (bar)	1	1	0.5	0.5
température de consigne eau glacée (°C)	7	7	9	9

Tableau N°4 : mesures effectuées sur les groupes de production d'eau glacée (15 h - 16 h 30)

N° Chambre	Situation	Heure	température soufflage (°C)	vitesse Soufflage (m/s)	section Soufflage (m ²)	température intérieur (°C)	Humidité relative int. (%)	débit (M ³ /h)
303	R + 3 (extrême EST)	9 h 30	27	1.73	0.057	32.7	43	355
302	R + 3 (extrême EST)	9 h 40	25	2.33	0.057	32.1	45.3	478
321	R + 3 (milieu)	10 h	18	1.53	0.057	30	41.6	314
318	R + 3 (milieu)	10 h 05	20	1.84	0.057	29	46.5	377.6
330	R + 3 (extrême Ouest)	10 h 15	17	0.76	0.057	32	38.8	156
230	R + 2 (extrême Ouest)	10 h 25	20	0.89	0.060	30	44.2	192.2
203	R + 2 (extrême EST)	10 h 30	25	1.19	0.057	30	50	244.2
202	R + 2 (extrême EST)	10 h 40	27	2.12	0.057	30	52.5	435
220	R + 2 (milieu)	10 h 45	20	1.20	0.060	28	51.7	259.2
105	R + 1 (extrême EST)	11 h	32.5	1.60	0.060	32	53.5	345.6
103	R + 1 (extrême EST)	11 h 15	33	2.28	0.060	33	48.1	492.5
043	RDC	11 h 25	17	1.75	0.057	25	43.4	359.1
032	RDC	11 h 35	18	1.20	0.057	25.5	44.2	246.2
030	RDC	11 h 50	19	0.98	0.057	26	48.1	201

Tableau N°5 : mesures effectuées sur les ventillo - convecteurs

ANNEXES 3 :

CALCULS DES CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES DES
GROUPES DE PRODUCTION D'EAU GLACÉE

I- CARACTERISTIQUES THEORIQUES DES GROUPES DE PRODUCTION D'EAU GLACEE

- Température d'évaporation θ_0 : l'évaporateur étant du type refroidisseur de liquide, l'écart recommandé entre la température d'évaporation et la température moyenne de l'eau glacée est de 6 à 10 °C. Nous adopterons $\Delta\theta = 7$ °C.

Pour un fonctionnement correct, on admet que l'eau glacée entre à l'évaporateur à 12 °C et en sort à 7 °C, ce qui fait une température moyenne de l'eau glacée $\theta_{me} = 9.5$ °C. On prendra $\theta_{me} = 9$ °C.

$$\text{D'où } \Delta\theta = \theta_{me} - \theta_0 \Rightarrow \theta_0 = \theta_{me} - \Delta\theta = 9 - 7 = 2 \text{ °C}$$

$$\theta_0 = 2 \text{ °C}$$

- Température de condensation θ_k :

On a des condenseurs à eau avec tours de refroidissement :

- Température d'entrée de l'eau au condenseur :

On a $\theta_{ext} = 41$ °C et $HR_{ext} = 35$ %. Sur un diagramme de l'air humide, on obtient $\theta_h = 27.2$ °C, soit $\theta_h = 27$ °C (θ_h = température du bulbe humide de l'air).

D'autre part, l'approche de la tour de refroidissement, définie par $a = \theta_{set} - \theta_h$ (θ_{set} = température de sortie de l'eau de la tour). Nous prendrons $a = 5$ °C, ce qui donne $\theta_{set} = 27 + 5 = 32$ °C. Etant donnée la distance entre la tour et les condenseurs, nous prendrons un échauffement moyen de 2 °C sur ce parcours de l'eau refroidie, d'où :

$$\theta_{ecc} = 34 \text{ °C}$$

- Echauffement moyen de l'eau aux condenseurs : $\Delta\theta_{ec} = 5$ °C

$$\Rightarrow \text{température moyenne de l'eau de refroidissement} = 34 + 5/2 = 36.5 \text{ °C.}$$

$$\text{D'autre part on a : } \theta_k - \theta_{me} = 6 \text{ °C} \Rightarrow \theta_k = 6 \text{ °C} + \theta_{me} .$$

$$\theta_k = 6 + 36.5 = 42.5 \text{ °C.}$$

$$\theta_k = 42.5$$

- Nous adopterons pour le fonctionnement normal théorique une surchauffe et un sous-refroidissement de 5 °C.

- Les pertes de charge dans les tuyauteries seront négligées.

Les différents points du cycles théorique sont définis dans le tableau ci-dessous :

Points	θ (°C)	h (KJ/Kg)	P (bar)	x	v (m ³ /kg)
1	7	411	5.3	1	0.045
2	65	439	16.5	1	0.016
3	42.5	418	16.5	1	0.014
4	42.5	256	16.5	0	
5	35.5	250	16.5	0	
6	2	250	5.3	0.20	
7	2	407	5.3	1	0.044

Tableau N°1 : Caractéristiques du cycle de fonctionnement théorique

La représentation précise de ce cycle est faite en annexe II-1-2

- Production frigorifique spécifique nette à l'évaporateur : q_f

$$\begin{aligned} q_f &= h_1 - h_6 \\ &= 411 - 250 \\ &= 161 \text{ kJ/kg} = 38.5 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

$$q_f = 38.5 \text{ kal/kg}$$

- Débit - masse de R22 : m

On a $m = \phi_0 / q_f$ avec ϕ_0 = puissance frigorifique d'une machine. Les données fournies par le constructeur sur les groupes sont :

- Marque : DAIKIN
- Modèle : UW 80 EBSYE
- Puissance frigorifique : $\phi_c = 235.77 \text{ kW}$
- Puissance calorifique : $\phi_s = 294.36 \text{ kW}$
- Puissance absorbée : $P_{abs} = 60.59 \text{ kW}$
- Intensité nominale : $I_n = 2 \times 58 \text{ A}$ (fiches de meures de la société SEEE).

Pour une machine frigorifique (1 compresseur + 1 condenseur + 1 évaporateur), ces valeurs seront divisées par deux.

$$\Rightarrow \phi_0 = 235.77/2 = 117.89 \text{ kW} = 101381.1 \text{ Kcal/h}$$

$$\phi_0 = 117.9 \text{ kW} = 101381 \text{ fg/h}$$

d'où $m = 101381.1/38.5 = 2633.28 \text{ Kg/h}$

$$m = 2633.3 \text{ Kg/h}$$

- Rendement volumétrique : η_v

$$\begin{aligned}\eta_v &= 1 - 0.05 \cdot \tau \\ &= 1 - 0.05 \cdot \text{HP/BP} \\ &= 1 - 0.05 \cdot 16.5/5.3 \\ &= 0.844\end{aligned}$$

- Rendement indiqué : $\eta_i = \eta_v$

$$\eta_i = 0.844$$

- Rendement mécanique : $\eta_m = 0.9$

- Puissance absorbée pour produire ϕ_0 : P_{abs}

$$P_{\text{abs}} = \frac{m(h_2 - h_1)}{\eta_i \cdot \eta_m}$$

$$P_{\text{abs}} = 2633.3 \cdot (439 - 411) / (0.844 \cdot 0.9) = 97067.4 \text{ KJ/h} = 26.96 \text{ kW}$$

$$P_{\text{abs}} = 23185.6 \text{ Kcal/h} = 26.96 \text{ kW} = 27 \text{ kW}$$

- Puissance moteur : $P_m = 1.25 \times P_{\text{abs}}$

$$P_m = 1.25 \cdot 26.96 = 33.70 \text{ kW}$$

$$P_m = 33.7 \text{ kW}$$

- Production calorifique spécifique : q_f

$$\begin{aligned}q_f &= h_2 - h_5 \\ &= 439 - 250 = 189 \text{ KJ/Kg} = 45.22 \text{ Kcal/Kg}\end{aligned}$$

$$q_f = 45.2 \text{ Kcal/Kg}$$

- Puissance calorifique évacuée au condenseur : $\phi_k = \phi_0 + P_{\text{abs}}$

$$\phi_k = 101381.1 + 23185.6 = 124566.7 \text{ Kcal/h} < \phi_k(\text{ constructeur })$$

$$\phi_k = 124566.7 \text{ Kcal/h}$$

- Débit d'eau de refroidissement

$$\bullet \text{ Débit - masse : } m_e = \frac{\phi_k}{\theta_{\text{sec}} - \theta_{\text{ecc}}}$$

avec θ_{sec} = température de sortie de l'eau du condenseur

θ_{ecc} = température d'entrée de l'eau au condenseur

$$m_e = 124566.7 / (39 - 34) = 24913.3 \text{ Kg/h} = 24.91 \text{ t/h}$$

$$m_e = 24.91 \text{ t/h} = 25 \text{ t/h}$$

• Débit - volume : $Q_e = 24.91 \text{ m}^3/\text{h} = 25 \text{ m}^3/\text{h}$

- Coefficients de performance : COP

$$\text{COP}_{\text{théorique}} = \frac{\theta_0}{\theta_k - \theta_0} = (273 + 2)/(42.5 - 2) = 6.79$$

$$\text{COP}_{\text{théorique}} = 6.8$$

$$\text{COP}_{\text{réel}} = \frac{\dot{\phi}_0}{P_{\text{abs}}} = 117.89/26.96 = 4.3$$

$$\text{COP}_{\text{réel}} = 4.3$$

II- ETUDE DU FONCTIONNEMENT REEL

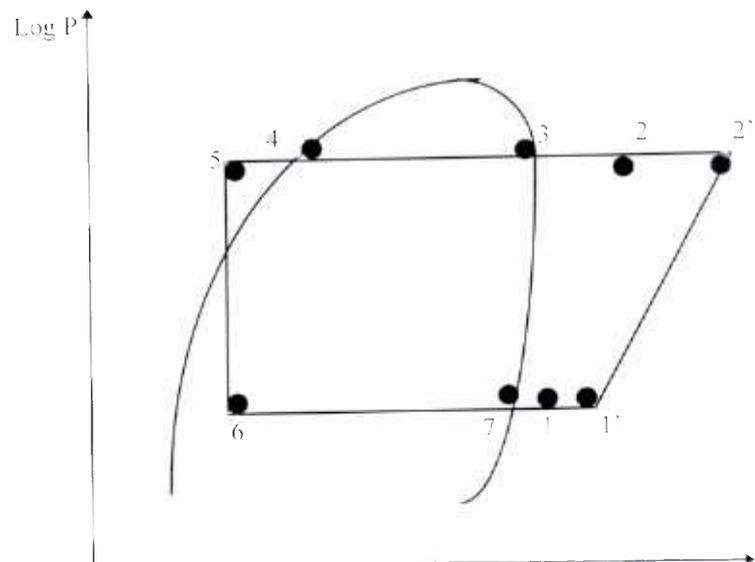
Tracé des cycles de fonctionnement réel :

- Les pressions HP, BP et d'huile ont été lues pendant le fonctionnement sur les manomètres de contrôle installés dans l'armoire de commande.

- Par approximation, nous considérerons que les pressions d'aspiration et de refoulement sont respectivement égales aux pressions d'évaporation P_0 et de condensation P_k .

- Les températures de sortie au condenseur et à l'évaporateur sont approchées par les températures de surface prises au thermocouple, immédiatement à la sortie du condenseur et à l'entrée du manchon antivibratoire qui sépare l'évaporateur au compresseur. Les différents points du cycle sont définis ci-dessous.

- 1' : aspiration compresseur
- 2' : refoulement compresseur
- 2 : entrée condenseur
- 2'-3 : désurchauffe
- 3-4 : condensation
- 5 : sortie condenseur
- 4-5 : sous - refroidissement
- 5' : entrée détendeur
- 5'-6 : détente
- 6-7 : évaporation
- 1 : sortie évaporateur
- 7-1 : surchauffe.



A- GROUPE DE PRODUCTION N°1

i) Compresseur 1

Calcul des caractéristiques :

- Production frigorifique spécifique nette à l'évaporateur : $q_r = h_1 - h_6$
- $q_r = 410 - 256 = 154 \text{ kJ/kg} = 36.8 \text{ kcal/kg}$

$$q_r = 36.8 \text{ kcal/kg}$$

• Puissance du moteur : $P_m = 3 \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi$

On a : $U = 220 \text{ V}$ = tension du réseau

I = intensité de ligne mesurée sur chaque phase : $I = 38.3 \text{ A}$

$\cos \varphi = 0.85$

$\Rightarrow P_m = 3 \times 220 \times 38.3 \times 0.85 = 21486.3 \text{ W} = 21.5 \text{ kW}$

$$P_m = 21.5 \text{ kW} = 18490 \text{ kcal/h}$$

D'autre part, on a $P_m = 1.25 \times P_{\text{abs}} \Rightarrow P_{\text{abs}} = P_m / 1.25$

* Puissance absorbée

$$P_{\text{abs}} = 17.2 \text{ kW} = 14792 \text{ kcal/h}$$

Points	θ ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	P (bar)	x	V (m^3/kg)
1'	7	412	5.5	1	0.045
2'	90	458	19	1	
2	81	450	19	1	
3	49	419	19	1	
4	49	266	19	0	
5	43	256	19	0	
5'	43	256	19	0	
6	3	256	5.5	0.25	
7	3	408	5.5	1	
1	6	410	5.5	1	

Tableau N°2 : caractéristiques des points du cycle réel

- Rendement indiqué : $\eta_i = \eta_v = 1 - 0.05 \cdot \text{HP/BP}$

$$\eta_i = 1 - 0.05 \cdot 19 / 5.5 = 0.827$$

$$\eta_i = 0.827$$

- Rendement mécanique : $\eta_m = 0.9$

- Débit - masse de R22 : $m = \eta_v \cdot \eta_m \times \frac{P_{abs}}{h2' - h1'}$

$m = 0.827 \times 0.9 \times 17.2 / (458 - 412) = 0.278 \text{ kg/s} = 1001.89 \text{ kg/h}$

$m = 1002 \text{ kg/h}$

- Puissance frigorifique : $\phi_0 = m \times q_f$

$\phi_0 = 1002 \times 36.8 = 36873.6 \text{ kcal/h} = 42.9 \text{ kW}$

$\phi_0 = 36873.6 \text{ fg/h}$

- Puissance calorifique évacuée au condenseur : $\phi_k = \phi_0 + P_{abs}$

$\phi_k = 36873.6 + 14792 = 51665.6 \text{ kcal/h}$

$\phi_k = 60 \text{ kW} = 51665.6 \text{ kcal/h}$

- Débit - masse d'eau de refroidissement : $m_e = \frac{\phi_k}{\theta_{sec} - \theta_{ec}}$

$m_e = 51665.6 / (36 - 33) = 17221.87 \text{ kg/h} = 17.22 \text{ t/h}$

$m_e = 17.2 \text{ t/h}$

- Débit - volume d'eau de refroidissement :

$Q_e = 17.2 \text{ m}^3/\text{h}$

- Coefficients de performance

$\text{COP}_{\text{réel}} = \frac{\phi_0}{P_{abs}}$

$= 42.9 / 17.2 = 2.5$

$\text{COP}_{\text{réel}} = 2.5$

$\text{COP}_{\text{théo}} = \frac{\theta_c}{\theta_k - \theta_c}$

$= (273 + 3) / (49 - 3) = 6$

$\text{COP}_{\text{théo}} = 6$

ii) Compresseurs 2

Calcul des caractéristiques :

- Production frigorifique spécifique nette à l'évaporateur : $q_f = h1 - h6$

- $q_f = 411 - 252 = 159 \text{ kJ/kg} = 38.04 \text{ kcal/kg}$

$q_f = 38 \text{ kcal/kg}$

- Puissance du moteur : $P_m = 3 \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi$

On a : $U = 220 \text{ V}$ = tension du réseau

I = intensité de ligne mesurée sur chaque phase : $I = 54 \text{ A}$

$\cos \varphi = 0.85$

$$\Rightarrow P_m = 3 \times 220 \times 54 \times 0.85 = 30294 \text{ W} = 30.3 \text{ kW}$$

$$P_m = 30.3 \text{ kW} = 26058 \text{ kcal/h}$$

D'autre part, on a $P_m = 1.25 \times P_{abs} \Rightarrow P_{abs} = P_m / 1.25$

* Puissance absorbée

$$P_{abs} = 24.2 \text{ kW} = 20846.4 \text{ kcal/h}$$

Points	θ ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	P (bar)	x	V (m^3/kg)
1'	7	411	5.5	1	0.045
2'	108	470	23	1	
2	92	455	23	1	
3	57	419	23	1	
4	57	278	23	0	
5	41	256	23	0	
5'	40	252	23	0	
6	3	252	5.5	0.24	
7	3	407	5.5	1	
1	7	411	5.5	1	

Tableau N°3 : caractéristiques des points du cycle réel

- Rendement indiqué : $\eta_i = \eta_v = 1 - 0.05 \cdot \text{HP/BP}$

$$\eta_i = 1 - 0.05 \cdot 23/5.5 = 0.791$$

$$\eta_i = 0.791$$

- Rendement mécanique : $\eta_m = 0.9$

- Débit - masse de R22 : $m = \eta_i \cdot \eta_m \times \frac{P_{abs}}{h_2' - h_1'}$

$$m = 0.791 \times 0.9 \times 24.2 / (470 - 411) = 0.292 \text{ kg/s} = 1051.2 \text{ kg/h}$$

$$m = 1051 \text{ kg/h}$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m \times q_f$

$$\Phi_0 = 1051 \times 38 = 39938 \text{ kcal/h} = 46.4 \text{ kW}$$

$$\Phi_0 = 39938 \text{ fg/h}$$

- Puissance calorifique évacuée au condenseur : $\Phi_k = \Phi_0 + P_{\text{abs}}$

$$\Phi_k = 39938 + 20846.4 = 60784.4 \text{ kcal/h}$$

$$\Phi_k = 70.7 \text{ kW} = 60784 \text{ kcal/h}$$

- Débit - masse d'eau de refroidissement : $m_e = \frac{\Phi_k}{\theta_{\text{sec}} - \theta_{\text{ecc}}}$

$$m_e = 60784 / (37 - 33) = 15196 \text{ kg/h} = 15.2 \text{ t/h}$$

$$m_e = 15.2 \text{ t/h}$$

- Débit - volume d'eau de refroidissement :

$$Q_e = 15.2 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Coefficients de performance

$$\begin{aligned} \text{COP}_{\text{réel}} &= \frac{\Phi_0}{P_{\text{abs}}} \\ &= 46.4 / 24.2 = 1.9 \end{aligned}$$

$$\text{COP}_{\text{réel}} = 1.2$$

$$\begin{aligned} \text{COP}_{\text{théo}} &= \frac{\theta_c}{\theta_c - \theta_f} \\ &= (273 + 3) / (57 - 3) = 5.1 \end{aligned}$$

$$\text{COP}_{\text{théo}} = 5.1$$

B- GROUPE DE PRODUCTION N°2

i) Compresseur 1

Calcul des caractéristiques :

- Production frigorifique spécifique nette à l'évaporateur : $q_f = h_1 - h_6$

- $q_f = 413 - 242 = 171 \text{ kJ/kg} = 40.91 \text{ kcal/kg}$

$$q_f = 41 \text{ kcal/kg}$$

- Puissance du moteur : $P_m = 3 \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi$

On a : $U = 220 \text{ V}$ = tension du réseau

I = intensité de ligne mesurée sur chaque phase : $I = 45 \text{ A}$

$\cos \varphi = 0.85$

$$\Rightarrow P_m = 3 \times 220 \times 45 \times 0.85 = 25245 \text{ W} = 25.2 \text{ kW}$$

$$P_m = 25.2 \text{ kW} = 21672 \text{ kcal/h}$$

D'autre part, on a $P_m = 1.25 \times P_{abs} \Rightarrow P_{abs} = P_m / 1.25$

* Puissance absorbée

$$P_{abs} = 20.2 \text{ kW} = 17337.6 \text{ kcal/h}$$

Points	θ ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	P (bar)	x	V (m^3/kg)
1'	9	413	4.5	1	0.055
2'	97	465	17.5	1	
2	91	460	17.5	1	
3	45	419	17.5	1	
4	45	260	17.5	0	
5	37	248	17.5	0	
5'	32	242	17.5	0	
6	-3	242	4.5	0.21	
7	-3	405	4.5	1	
1	9	413	4.5	1	

Tableau N°4 : caractéristiques des points du cycle réel

- Rendement indiqué : $\eta_i = \eta_v = 1 - 0.05 \cdot \text{HP/BP}$

$$\eta_i = 1 - 0.05 \cdot 17.5 / 4.5 = 0.806$$

$$\eta_i = 0.806$$

- Rendement mécanique : $\eta_m = 0.9$

- Débit - masse de R22 : $m = \eta_v \cdot \eta_m \times \frac{P_{abs}}{h_{2'} - h_{1'}}$

$$m = 0.806 \times 0.9 \times 20.2 / (465 - 413) = 0.282 \text{ kg/s} = 1014.4 \text{ kg/h}$$

$$\mathbf{m = 1014 \text{ kg/h}}$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m \times q_f$

$$\Phi_0 = 1014 \times 41 = 41574 \text{ kcal/h} = 48.3 \text{ kW}$$

$$\mathbf{\Phi_0 = 41574 \text{ fg/h} = 48.3 \text{ kW}}$$

- Puissance calorifique évacuée au condenseur : $\Phi_k = \Phi_0 + P_{\text{abs}}$

$$\Phi_k = 41574 + 17337.6 = 58910 \text{ kcal/h}$$

$$\mathbf{\Phi_k = 68.5 \text{ kW} = 58910 \text{ kcal/h}}$$

- Débit - masse d'eau de refroidissement : $m_e = \frac{\phi_k}{\theta_{\text{sec}} - \theta_{\text{ec}}}$

$$m_e = 58910 / (33 - 31) = 29455 \text{ kg/h} = 29.5 \text{ t/h}$$

$$\mathbf{m_e = 29.5 \text{ t/h}}$$

- Débit - volume d'eau de refroidissement :

$$\mathbf{Q_e = 29.5 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- Coefficients de performance

$$\text{COP}_{\text{réel}} = \frac{\phi_0}{P_{\text{abs}}}$$

$$= 48.3 / 20.2 = 2.4$$

$$\mathbf{\text{COP}_{\text{réel}} = 2.4}$$

$$\text{COP}_{\text{théo}} = \frac{\theta_1}{\theta_1 - \theta_2}$$

$$= (273 - 3) / (45 + 3) = 5.6$$

$$\mathbf{\text{COP}_{\text{théo}} = 5.6}$$

ii) Compresseur 2

Calcul des caractéristiques :

- Production frigorifique spécifique nette à l'évaporateur : $q_f = h_1 - h_6$

- $q_f = 414 - 252 = 162 \text{ kJ/kg} = 38.8 \text{ kcal/kg}$

$$\mathbf{q_f = 38.8 \text{ kcal/kg}}$$

- Puissance du moteur : $P_m = 3 \cdot U \cdot I \cdot \cos(\varphi)$

On a : $U = 220 \text{ V}$ = tension du réseau

I = intensité de ligne mesurée sur chaque phase : $I = 44.3 \text{ A}$

$$\cos \varphi = 0.85$$

$$\Rightarrow P_m = 3 \times 220 \times 44.3 \times 0.85 = 24852.3 \text{ W} = 24.9 \text{ kW}$$

$$P_m = 24.9 \text{ kW} = 21414 \text{ kcal/h}$$

$$\text{D'autre part, on a } P_m = 1.25 \times P_{\text{abs}} \Rightarrow P_{\text{abs}} = P_m / 1.25$$

* Puissance absorbée

$$P_{\text{abs}} = 19.9 \text{ kW} = 17131.2 \text{ kcal/h}$$

Points	θ ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	P (bar)	x	V (m^3/kg)
1'	9	414	4	1	0.063
2'	111	474	20	1	
2	103	467	20	1	
3	51	419	20	1	
4	51	268	20	0	
5	41	254	20	0	
5'	40	252	20	0	
6	-7	252	4	0.29	
7	-7	404	4	1	
1	9	414	4	1	

Tableau N°5 : caractéristiques des points du cycle

- Rendement indiqué : $\eta_i = \eta_v = 1 - 0.05 \cdot \text{HP/BP}$

$$\eta_i = 1 - 0.05 \cdot 20/4 = 0.750$$

$$\eta_i = 0.750$$

- Rendement mécanique : $\eta_m = 0.9$

$$\text{- Débit - masse de R22 : } m = \eta_p \cdot \eta_m \times \frac{P_{\text{abs}}}{h_{2'} - h_{1'}}$$

$$m = 0.750 \times 0.9 \times 19.9 / (474 - 414) = 0.224 \text{ kg/s} = 805.95 \text{ kg/h}$$

$$m = 806 \text{ kg/h}$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m \times q_f$

$$\Phi_0 = 806 \times 38.8 = 31272.8 \text{ kcal/h} = 36.4 \text{ kW}$$

$$\Phi_0 = 31272.8 \text{ fg/h} = 36.4 \text{ kW}$$

- Puissance calorifique évacuée au condenseur : $\Phi_k = \Phi_0 + P_{abs}$

$$\Phi_k = 31272.8 + 17131.2 = 48404 \text{ kcal/h}$$

$$\Phi_k = 56.3 \text{ kW} = 48404 \text{ kcal/h}$$

- Débit - masse d'eau de refroidissement : $m_e = \frac{\Phi_k}{\theta_{sc} - \theta_{ec}}$

$$m_e = 48404 / (34 - 31) = 16134.7 \text{ kg/h} = 16.1 \text{ t/h}$$

$$m_e = 16.1 \text{ t/h}$$

- Débit - volume d'eau de refroidissement :

$$Q_e = 16.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Coefficients de performance

$$\text{COP}_{\text{réel}} = \frac{\Phi_0}{P_{abs}}$$

$$= 36.4 / 19.9 = 1.8$$

$$\text{COP}_{\text{réel}} = 1.8$$

$$\text{COP}_{\text{théo}} = \frac{\theta_0}{\theta_k - \theta_0}$$

$$= (273 - 7) / (45 + 7) = 4.6$$

$$\text{COP}_{\text{théo}} = 4.6$$

ANNEXE 4 :

CALCUL DES CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES DES
CLIMATISEURS INDIVIDUELS ET DE LA CHAMBRE FROIDE

CLIMATISEURS-FENETRES

A- Etude du fonctionnement théorique

- Température d'évaporation: θ_0

En climatisation, on a: $\Delta\theta_{total}$ (entrée d'air - évaporation) = 16 à 20 °C (" Manuel du dépanneur").

Il est généralement convenu de fixer les critères suivants pour un confort thermique:

$20\text{ °C} \leq \theta_1 \leq 28\text{ °C}$, avec θ_1 = température du local à climatiser.

$20\% \leq HR_1 \leq 80\%$, HR_1 = humidité relative de l'air dans le local.

Nous adopterons $\theta_1 = 24\text{ °C}$, $HR_1 = 50\%$ et un $\Delta\theta_{total} = 18\text{ °C}$. On aura donc:

$$\Delta\theta_{total} = \theta_1 - \theta_0 \Rightarrow \theta_0 = \theta_1 - \Delta\theta_{total}$$

$$\theta_0 = 24 - 18 = 6\text{ °C}$$

$$\theta_0 = 6\text{ °C}$$

On obtient alors la pression d'évaporation $P_0 = 6.1\text{ bar}$.

- Température de condensation: θ_k

Nous avons un condenseur à air, donc $\Delta\theta_{total} = \theta_k - \theta_{ext} = 10\text{ à }20\text{ °C}$.

$\theta_{ext} = 41\text{ °C}$ et nous prendrons $\Delta\theta_{total} = 14\text{ °C} \Rightarrow \theta_{tk} = 41 + 14 = 55\text{ °C}$.

Comme la machine fonctionne au R22, on obtient la pression de condensation $P_k =$

22 bar

- Nous adopterons une surchauffe et un sous - refroidissement de 5 °C.

Ces valeurs nous permettent de tracer le cycle de fonctionnement théorique dont les caractéristiques des principaux points sont données dans le tableau ci-dessous:

$\theta_{int} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{int} = 58 \%$ $\Rightarrow \rho_{air} = 1.16786 \text{ kg/m}^3$, d'où $m_{air} = 1.16786 \times 657.7 = 768.1 \text{ kg/h}$

D'autre part : $\theta_{ae} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{ae} = 58 \%$ $\Rightarrow h_{ae} = 12.4 \text{ kcal/kg}$

$\theta_{as} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ $\Rightarrow HR_{as} = 95 \%$ $\Rightarrow h_{as} = 10.4 \text{ kcal/kg}$

D'où $\phi_0 = 768.1 (12.4 - 10.4) = 1536.2 \text{ kcal/h}$.

$$\phi_0 = 1536.2 \text{ fg/h} = 1.8 \text{ kW}$$

II- Climatiseur de la chambre N°19

- Marque : Goldstar

- Modèle : GA-1265LCS-R22 650 g.

1340/1360 w, 12000 BTU/h = 3000 fg/h

6.3/5.9 A.

II-2 Caractéristiques de l'air humide

• A l'évaporateur

- $\Delta\theta$ sur l'air = $24 - 16 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Débit d'air : $Q_{air} = V_{air} \cdot S$

$Q_{air} = 6.5 \times 0.029 = 0.1885 \text{ m}^3/\text{s} = 678.6 \text{ m}^3/\text{h}$

$$Q_{air} = 678.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Puissance frigorifique : $\phi_0 = m_{air} (h_{ae} - h_{as})$

$m_{air} = \rho_{air} \times Q_{air}$

$\theta_{int} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{int} = 58 \%$ $\Rightarrow \rho_{air} = 1.16786 \text{ kg/m}^3$,

d'où $m_{air} = 1.16786 \times 678.6 = 792.5 \text{ kg/h}$

D'autre part : $\theta_{ae} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{ae} = 58 \%$ $\Rightarrow h_{ae} = 12.4 \text{ kcal/kg}$

$\theta_{as} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ $\Rightarrow HR_{as} = 95 \%$ $\Rightarrow h_{as} = 10.4 \text{ kcal/kg}$

D'où $\phi_0 = 792.5 (12.4 - 10.4) = 1585 \text{ kcal/h}$.

$$\phi_0 = 1585 \text{ fg/h}$$

III- Climatiseur du bungalow B

- Marque: Goldstar

- Modèle: GA-1865FCS-R22 720 g

240 v 12 A 2300 w 18000 BTU/h = 4500 fg/h

220 v 11 A 2250 w 17500 BTU/h = 4375 fg/h

Caractéristiques de l'air humide

- A l'évaporateur

$$\Delta\theta \text{ sur l'air} = \theta_{ae} - \theta_{as} = 26 - 9 = 17 \text{ }^\circ\text{C}.$$

- Débit d'air: $Q_{air} = V_{air} \times S$

$$Q_{air} = 6.6 \times 0.045 = 0.297 \text{ m}^3/\text{s} = 1069.2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$Q_{air} = 1069.2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m_{air} (h_{ae} - h_{as})$

$$m_{air} = \rho_{air} \times Q_{air}$$

$$\theta_{int} = 26 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } HR_{int} = 44.5 \% \Rightarrow \rho_{air} = 1.1642 \text{ kg/m}^3,$$

d'où $m_{air} = 1.1642 \times 1069.2 = 1244.8 \text{ kg/h}$

D'autre part : $\theta_{ae} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{ae} = 44.5 \% \Rightarrow h_{ae} = 11.9 \text{ kcal/kg}$

$$\theta_{as} = 9 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow HR_{as} = 100 \% \Rightarrow h_{as} = 6.5 \text{ kcal/kg}$$

D'où $\Phi_0 = 1244.8 (11.9 - 6.5) = 6711.9 \text{ kcal/h}.$

$$\Phi_0 = 6712 \text{ fg/h} = 7.8 \text{ kW}$$

IV- Climatiseur du bungalow D

- Marque: Goldstar

- Modèle: GA-1865FCS-R22 720 g

$$240 \text{ v} \quad 12 \text{ A} \quad 2300 \text{ w} \quad 18000 \text{ BTU/h} = 4500 \text{ fg/h}$$

$$220 \text{ v} \quad 11 \text{ A} \quad 2250 \text{ w} \quad 17500 \text{ BTU/h} = 4375 \text{ fg/h}$$

Caractéristiques de l'air humide

- A l'évaporateur

$$\Delta\theta \text{ sur l'air} = \theta_{ae} - \theta_{as} = 25 - 15 = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

- Débit d'air: $Q_{air} = V_{air} \times S$

$$Q_{air} = 6.5 \times 0.045 = 0.293 \text{ m}^3/\text{s} = 1053 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$Q_{air} = 1053 \text{ m}^3/\text{h}.$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m_{air} (h_{ae} - h_{as})$

$$m_{air} = \rho_{air} \times Q_{air}$$

$$\theta_{int} = 25 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } HR_{int} = 48.1 \% \Rightarrow \rho_{air} = 1.1641 \text{ kg/m}^3,$$

d'où $m_{air} = 1.1641 \times 1053 = 1225.8 \text{ kg/h}$

D'autre part : $\theta_{ae} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{ae} = 48.1 \% \Rightarrow h_{ae} = 11.8 \text{ kcal/kg}$

$$\theta_{as} = 15 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow HR_{as} = 90 \% \Rightarrow h_{as} = 9.4 \text{ kcal/kg}$$

D'où $\Phi_0 = 1225.8 (11.8 - 9.4) = 2941.9 \text{ kcal/h.}$

$$\Phi_0 = 2942 \text{ fg/h} = 3.4 \text{ kW}$$

V- Split de la réception

Marque :Technibel

Modèle : GR AZ 50

220 V monophasé-50 Hz

R22-1800 g-25 bar

Froid : 13 A-2430 W

Chaud : 19 A-4000 W-220 V

Caractéristiques de l'air humide

• A l'évaporateur

$\Delta\theta$ sur l'air = $\theta_{ae} - \theta_{as} = 29 - 13 = 16 \text{ }^\circ\text{C.}$

- Débit d'air: $Q_{air} = V_{air} \times S$

$$Q_{air} = 2 \times 0.05 = 0.1 \text{ m}^3/\text{s} = 360 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$Q_{air} = 360 \text{ m}^3/\text{h.}$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m_{air} (h_{ae} - h_{as})$

$$m_{air} = \rho_{air} \times Q_{air}$$

$$\theta_{int} = 29 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } HR_{int} = 62.5 \% \Rightarrow \rho_{air} = 1.1412 \text{ kg/m}^3,$$

$$\text{d'où } m_{air} = 1.1412 \times 360 = 410.8 \text{ kg/h}$$

$$\text{D'autre part : } \theta_{ae} = 29 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } HR_{ae} = 62.5 \% \Rightarrow h_{ae} = 16.6 \text{ kcal/kg}$$

$$\theta_{as} = 13 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow HR_{as} = 100 \% \Rightarrow h_{as} = 8.8 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{D'où } \Phi_0 = 410.8 (16.6 - 8.8) = 3204.2 \text{ kcal/h.}$$

$$\Phi_0 = 3204.2 \text{ fg/h} = 3.7 \text{ kw}$$

VI- Split n°1 du bar

Marque :Technibel

Modèle : GRE 189

380 V triphasé-50 Hz

R22-1284 g

Froid : 6.5 A-4500 kcal/h-3200 w

Caractéristiques de l'air humide

- A l'évaporateur

$$\Delta\theta \text{ sur l'air} = \theta_{ae} - \theta_{as} = 27 - 16 = 11 \text{ }^\circ\text{C.}$$

- Débit d'air: $Q_{air} = V_{air} \times S$

$$Q_{air} = 2 \times 0.05 = 0.1 \text{ m}^3/\text{s} = 360 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$Q_{air} = 360 \text{ m}^3/\text{h.}$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m_{air} (h_{ae} - h_{as})$

$$m_{air} = \rho_{air} \times Q_{air}$$

$$\theta_{int} = 27 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } HR_{int} = 59.2 \% \Rightarrow \rho_{air} = 1.1516 \text{ kg/m}^3,$$

d'où $m_{air} = 1.1516 \times 360 = 414.6 \text{ kg/h}$

D'autre part : $\theta_{ae} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{ae} = 59.2 \% \Rightarrow h_{ae} = 14.6 \text{ kcal/kg}$

$$\theta_{as} = 16 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow HR_{as} = 100 \% \Rightarrow h_{as} = 10.7 \text{ kcal/kg}$$

D'où $\Phi_0 = 414.6 (14.6 - 10.7) = 1616.9 \text{ kcal/h.}$

$$\Phi_0 = 1617 \text{ fg/h} = 1.9 \text{ kw}$$

VII- Split n°2 du bar

Marque :Technibel

Modèle : GRE 189

380 V triphasé-50 Hz

R22-1284 g

Froid : 6.5 A-4500 kcal/h-3200 w

Caractéristiques de l'air humide

- A l'évaporateur

$$\Delta\theta \text{ sur l'air} = \theta_{ae} - \theta_{as} = 27 - 19 = 8 \text{ }^\circ\text{C.}$$

- Débit d'air: $Q_{air} = V_{air} \times S$

$$Q_{air} = 2.5 \times 0.05 = 0.125 \text{ m}^3/\text{s} = 450 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$Q_{air} = 450 \text{ m}^3/\text{h.}$$

- Puissance frigorifique : $\Phi_0 = m_{air} (h_{ae} - h_{as})$

$$m_{air} = \rho_{air} \times Q_{air}$$

$$\theta_{int} = 27 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } HR_{int} = 55.4 \% \Rightarrow \rho_{air} = 1.1534 \text{ kg/m}^3,$$

d'où $m_{air} = 1.1534 \times 450 = 519 \text{ kg/h}$

D'autre part : $\theta_{ae} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ et $HR_{ae} = 55.4 \% \Rightarrow h_{ae} = 14 \text{ kcal/kg}$

$$\theta_{as} = 19 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow HR_{as} = 90 \% \Rightarrow h_{as} = 12.1 \text{ kcal/kg}$$

D'où $\Phi_0 = 519 (14 - 12.1) = 986.1 \text{ kcal/h}$.

$$\Phi_0 = 986 \text{ fg/h} = 1.2 \text{ kW}$$

CHAMBRE FROIDE

- Etude du cycle de fonctionnement théorique

Détermination de la température d'évaporation : θ_0

Les produits sont à conserver à la température de 5°C avec une humidité relative d'environ 90 %. En effet, le thermostat d'ambiance est réglé à cette température. Donc la température du médium (l'air) est de 5°C . Or on a $\Delta\theta = \theta_{\text{med}} - \theta_0 = 5^\circ\text{C}$.

$$\Rightarrow \theta_0 = \theta_{\text{med}} - 5^\circ\text{C} \Rightarrow \theta_0 = 5 - 5 = 0^\circ\text{C}.$$

La température d'évaporation est : $\theta_0 = 0^\circ\text{C}$, ce qui correspond à une pression d'évaporation $P_0 = 3.1 \text{ bar}$.

- Détermination de la température de condensation : θ_k

Nous avons un condenseur à air, ce qui nous permet d'écrire :

$$\Delta\theta_{\text{total}} = \theta_k - \theta_{\text{ext}} = 10 \text{ à } 20^\circ\text{C} \text{ ("Manuel du dépanneur", P17)}.$$

Nous prendrons $\Delta\theta_{\text{total}} = 14^\circ\text{C}$. La température de référence de l'air ambiant extérieur à Ouagadougou sera prise égale à 41°C . On aura donc:

$$\theta_k - 41 = 14 \Rightarrow \theta_k = 55$$

Cette valeur de θ_k correspond à la pression d'aspiration $P_k = 14 \text{ bar}$.

- Le fluide frigorigène utilisé est le R12.

- Nous prendrons une surchauffe et un sous - refroidissement de 5°C .

Ces valeurs nous permettent de tracer le cycle de fonctionnement théorique, dont les caractéristiques des principaux points sont définies dans le tableau ci-dessous.

Points	θ ($^{\circ}$)	h (kcal/kg)	P (bar)	x	V (m ³ /kg)
1	5	138	3.1	1	
2	70	145	14	1	
3	55	142	14	1	
4	55	114	14	0	
5	50	112	14	0	
6	0	112	3.1	0.33	
7	0	137	3.1	1	

Tableau N°7 : Caractéristiques du cycle théorique

l) Caractéristiques du fonctionnement théorique

- Production frigorifique spécifique : $q_f = h_1 - h_6$

$$q_f = 138 - 112 = 26 \text{ kcal/kg.}$$

$$q_f = 26 \text{ kcal/kg} = 108.7 \text{ kJ/kg}$$

- Production calorifique spécifique : $q_k = h_2 - h_5$

$$q_k = 145 - 112 = 33 \text{ kcal/kg} = 137.9 \text{ kJ/kg}$$

- Taux de compression : $\tau = \frac{HP}{BP}$

$$\tau = 14/3.1 = 4.5$$

$$- \text{COP} = \frac{\theta_3}{\theta_3 - \theta_0}$$

$$\text{COP} = 273/55 = 4.96 \approx 5$$

$$\text{COP} = 5$$

II- Etude du fonctionnement réel

II-2 Caractéristiques de l'air

- A l'évaporateur

$$- \Delta\theta \text{ sur l'air} = 13 - 12 = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Puissance frigorifique: Φ_0

$$\Phi_0 = m_{\text{air}} \times (h_{\text{ae}} - h_{\text{as}}), \text{ avec :}$$

m_{air} = débit - masse d'air

h_{ae} = enthalpie de l'air à l'entrée de l'évaporateur

h_{as} = enthalpie de l'air à la sortie de l'évaporateur.

$\theta_{\text{ae}} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$ et $\text{HR}_{\text{ae}} = 88 \%$, cela donne (diagramme de l'air humide) $h_{\text{ae}} = 8.1$

kcal/kg

$\theta_{\text{as}} = 12 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \text{HR}_{\text{as}} = 94 \%$, on obtient $h_{\text{as}} = 7.1$ kcal/kg.

$\theta_{\text{int}} = 13.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ et $\text{HR}_{\text{int}} = 88 \%$ $\Rightarrow \rho_{\text{air}} = 1.218 \text{ kg/m}^3$

Le débit d'air est : $1.6 \times 0.15 = 0.24 \text{ m}^3/\text{s} = 864 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\mathbf{Q_{\text{air}} = 864 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$\Phi_0 = 1.218 \times 864 \times (8.1 - 7.1) = 1052 \text{ kcal/h} = 1.22 \text{ kW}$$

$$\Phi_0 = \mathbf{1052.4 \text{ kcal/h} = 1.22 \text{ kW}}$$

ANNEXE II-3-2 : cycle de fonctionnement théorique de la chambre froide

APPENDICE VIII

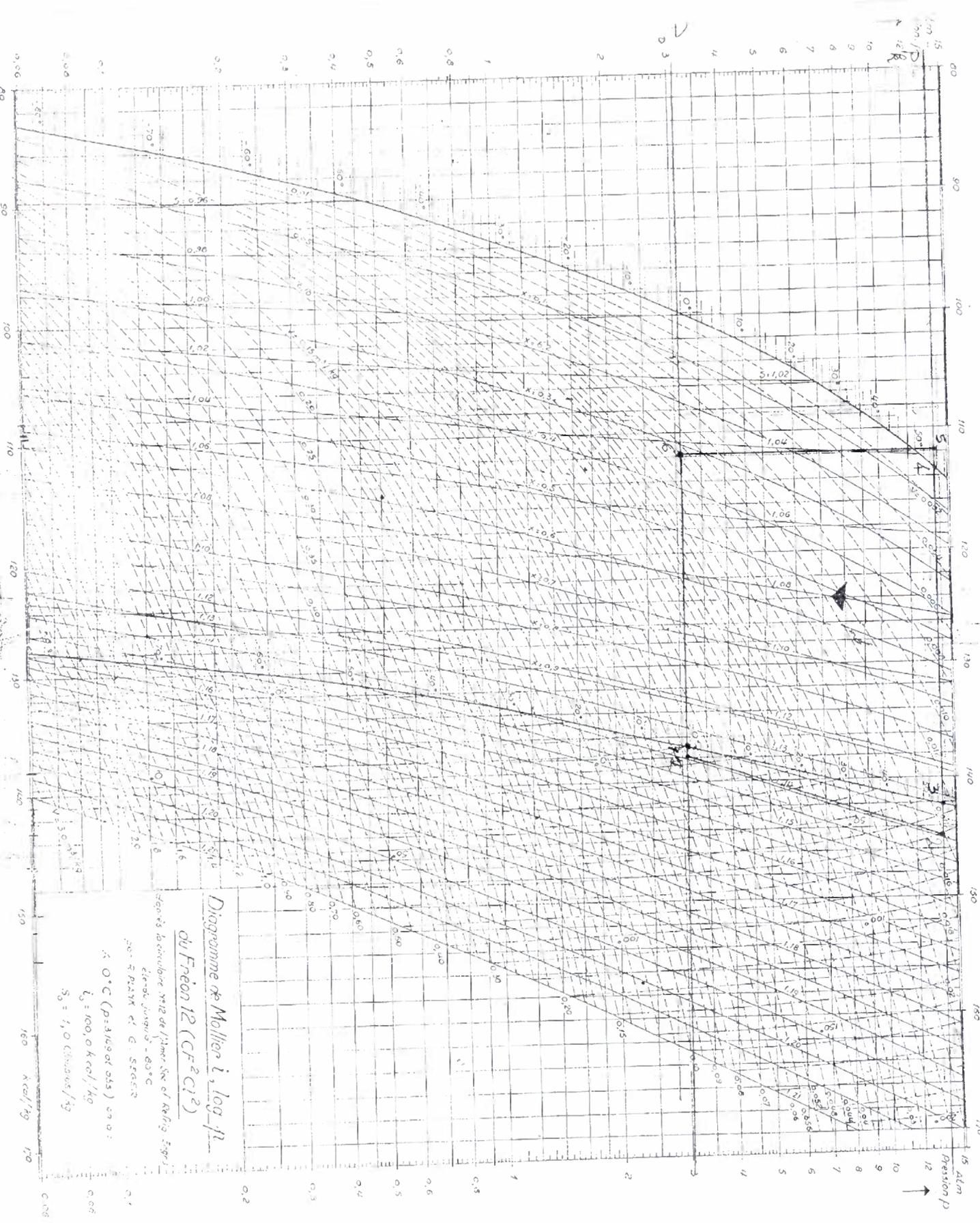


Diagramme de Mollier $h, \log p$
du Freon 12 (CF_2Cl_2)

Échelle de la courbe de saturation 1/12 de l'axe des ordonnées et de l'axe des abscisses

200° F. POINT de G. - 57.65° F.

$t_c = 0^\circ C$ ($p = 3.116 \text{ or } 0.55$) atm

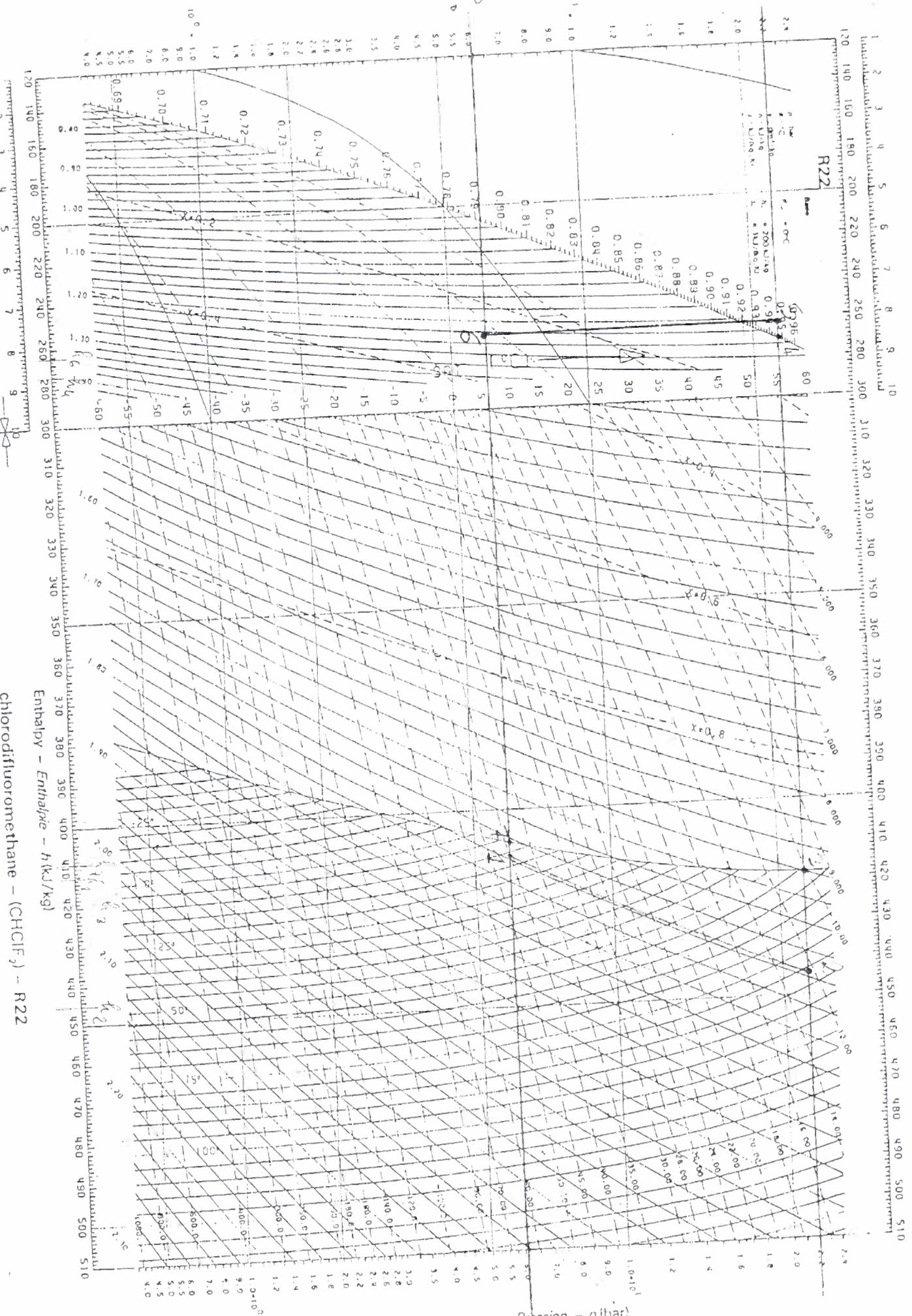
$t_3 = 100.0 \text{ kcal/kg}$

$S_0 = 1.0 \text{ cal/deg/kg}$

150 kcal/kg 170

ANNEXE II 4-A: Formulaires thermiques spécifiques individuels

Pressure - Pression - p (bar)

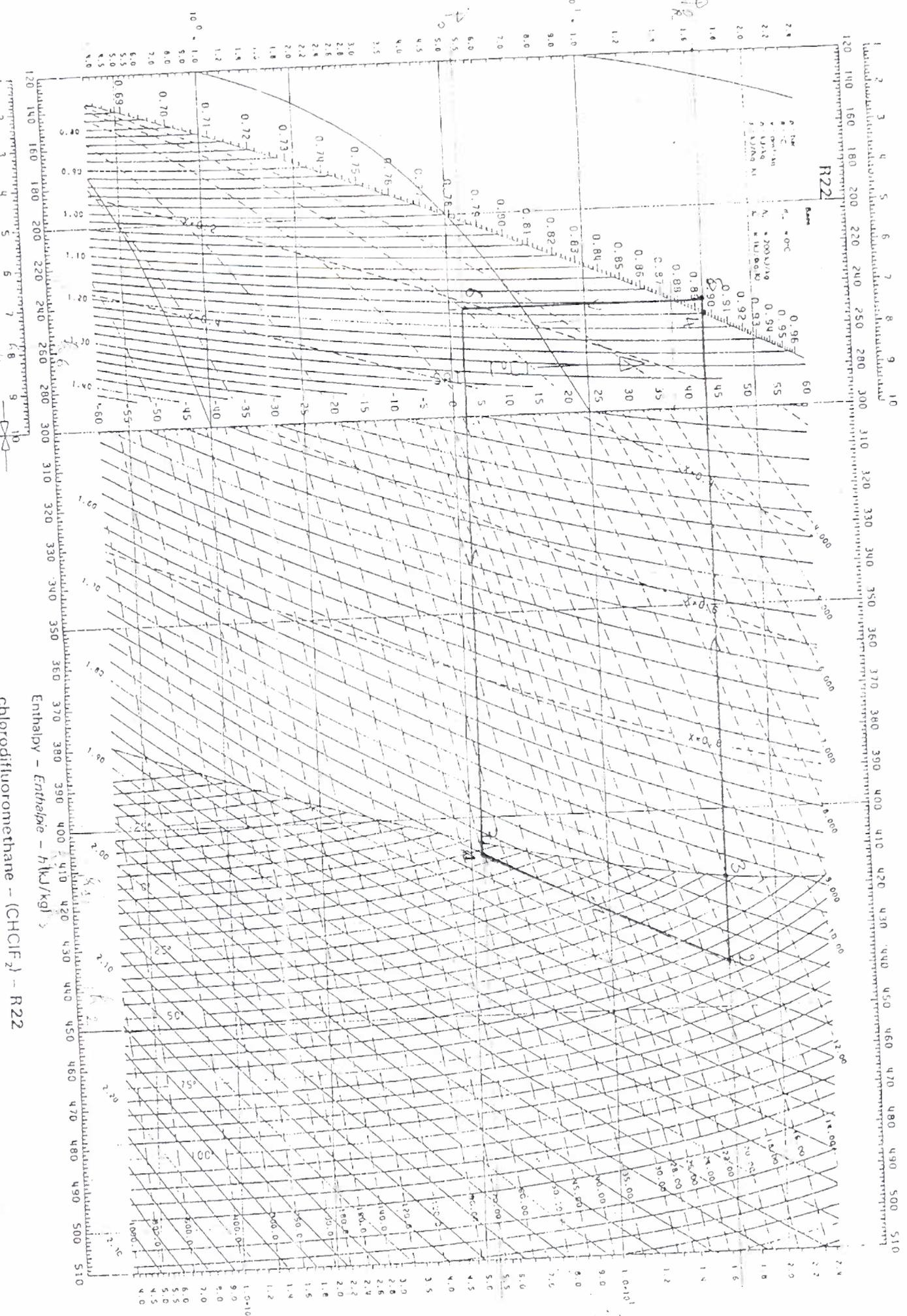


chlorodifluoromethane - (CHClF₂) - R22

Pressure - Pression - p (bar)

ANNEXE II-1-2: cycle frigorifique - Eau glaée

Pressure - Pression - p (bar)

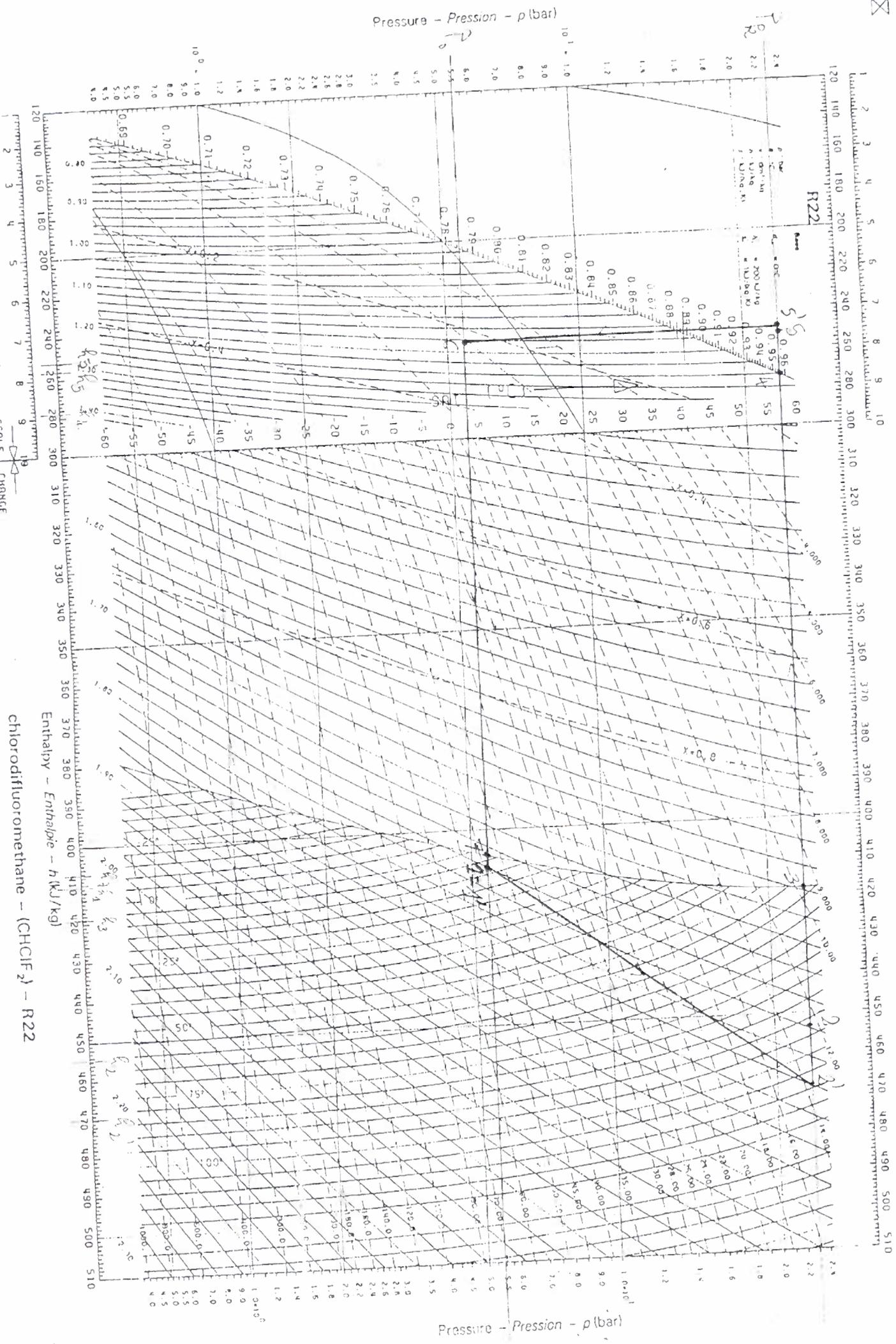


Enthalpy - Enthalpie - h (kJ/kg)

chlorodifluoromethane - (CHClF₂) - R22

Pressure - Pression - p (bar)

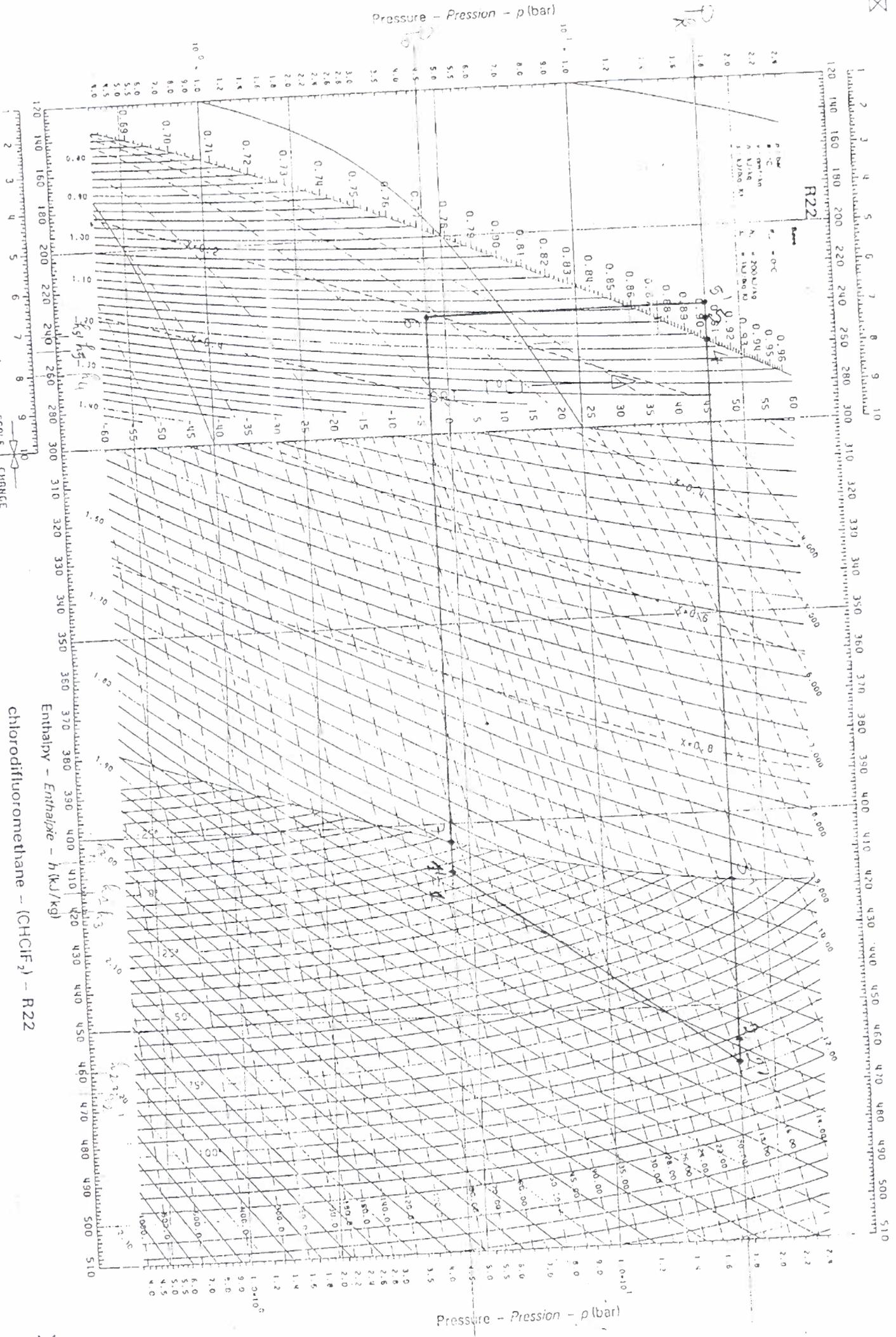
ANNEXE II-1-3.5: Cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur R22



Chlorodifluoromethane - (CHClF₂) - R22

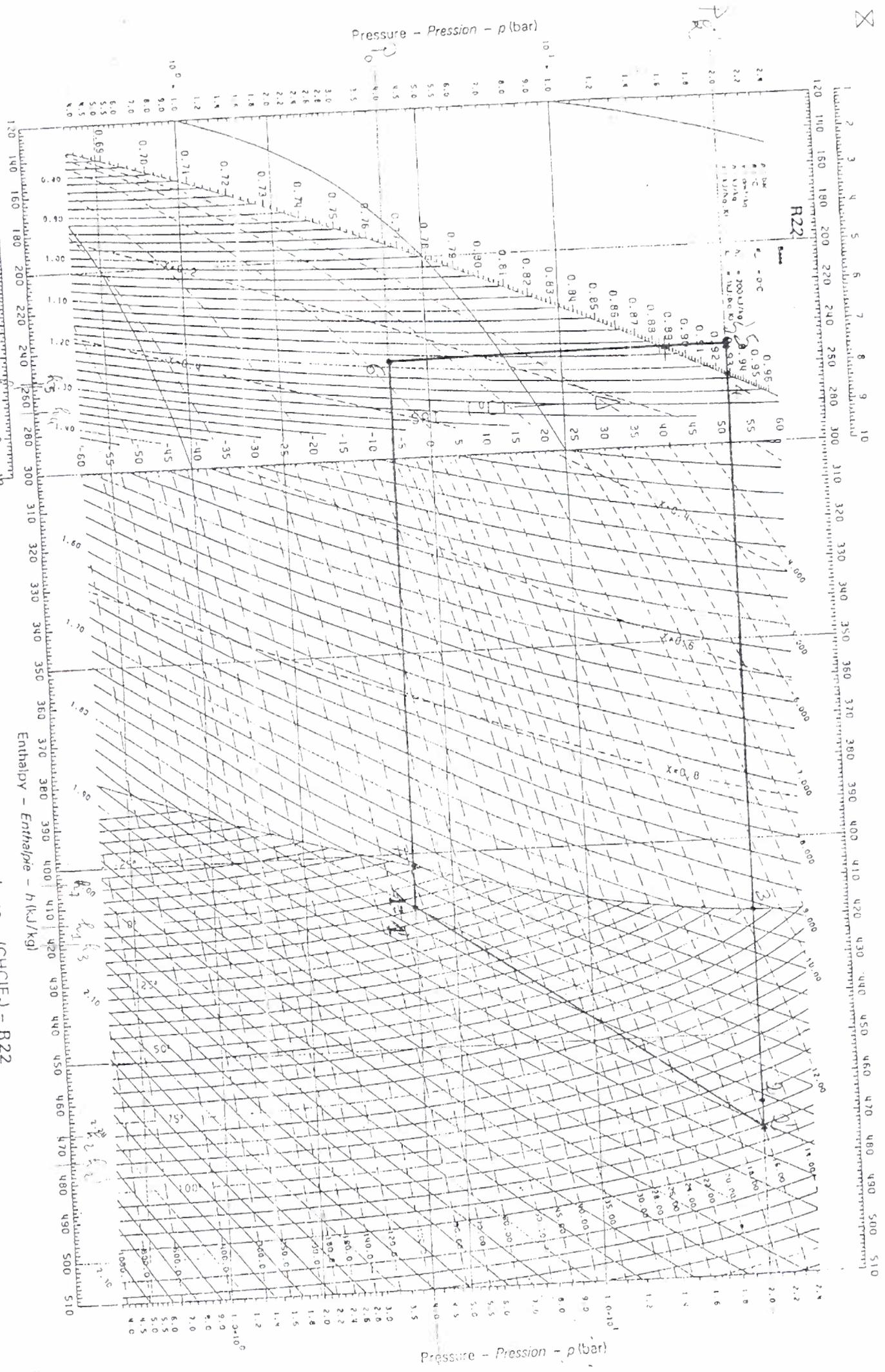


ANNEXE II-1-3-C: Cycle de conditionnement de l'air - comp. 1 / 5ème part - 15.11.16 - 16.11.16



ANNEXE II-134: Carte de fonctionnement de la machine à vapeur 2

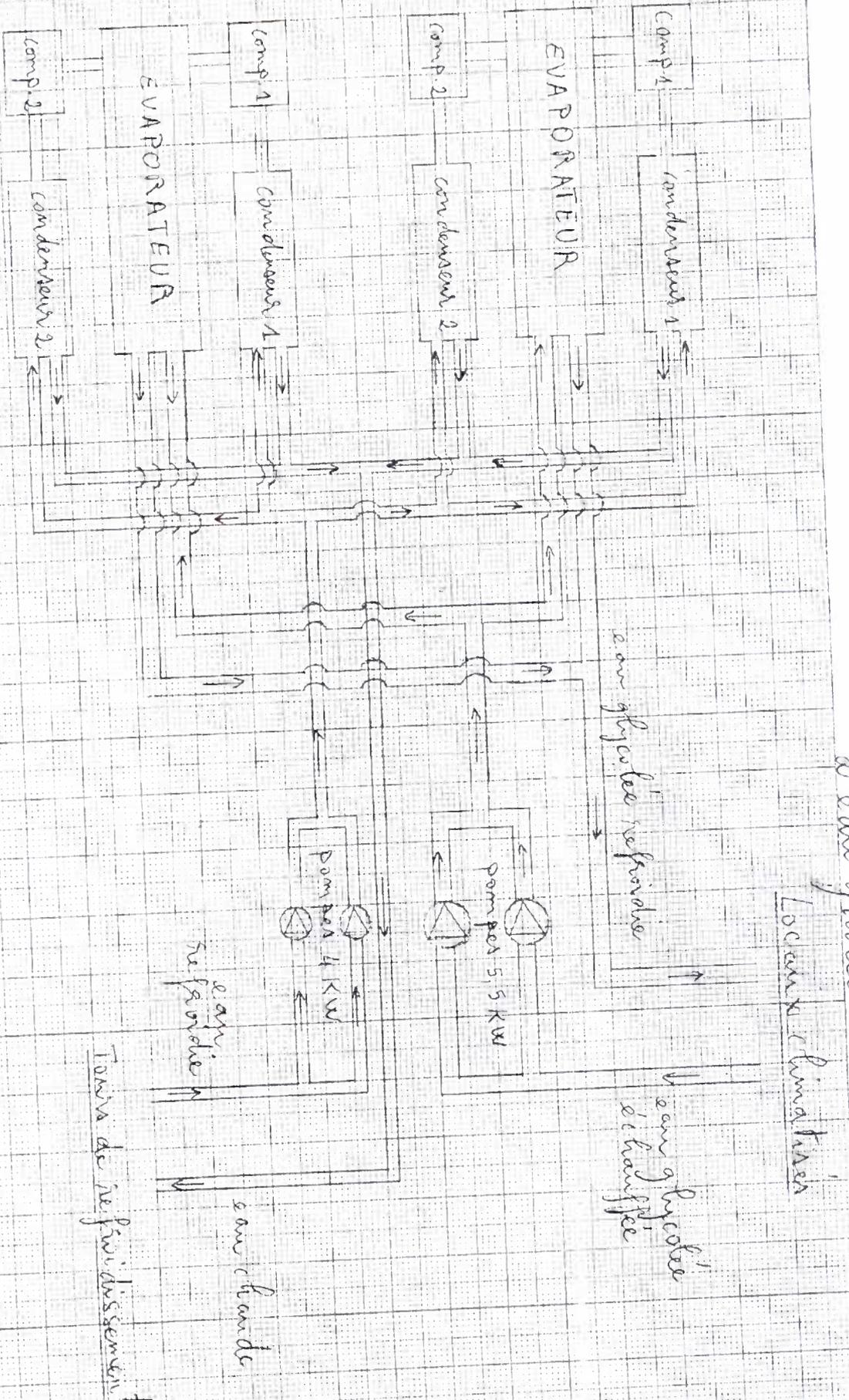
184-16H3D



chlorodifluoromethane - (CHClF₂) - R22

SCALE CHANGE

ANNEXE 5 : Schéma d'ensemble du système de refroidissement



Local climatisé

eau glycolée refroidie

eau glycolée de chauffage

eau chaude

eau refroidie

Tours de refroidissement

pompe 4 kW

pompe 5,5 kW

EVAPORATEUR

EVAPORATEUR

condenseur 1

condenseur 2

Comp 2

Comp 1

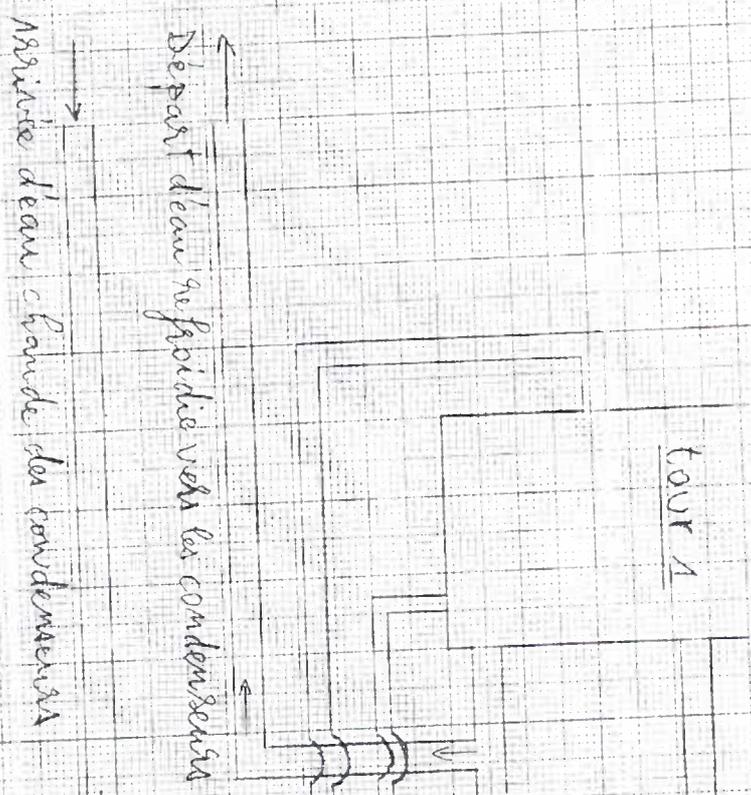
Comp 1

Comp 2

condenseur 2

condenseur 1

ANNEXE 6 : Schema d'ensemble des tours de refroidissement



← Apport d'eau de ville
→ Déversement des trop-plein