



école polytechnique de thiès

PTT.0462

PROJET DE FIN D'ETUDES

TITRE: UNITE DE REFRIGERATION

Auteur Ibrahima DIAGNE

Génie MECANIQUE

Date JUIN 78

PROJET DE FIN D'ETUDES

TITRE : UNITE DE REFRIGERATION



Auteur: Ibrahima DIAGNE

Genie: Mécanique

DATE : Juin 78

REMERCIEMENTS

Avant de commencer la rédaction de ce projet, nous tenons à remercier particulièrement notre directeur de projet M. PETITEAU pour sa disponibilité permanente, ses conseils durant les séances de laboratoire et ses directives lors de l'élaboration de ce texte.

Nos remerciements vont aussi à l'égard des techniciens du laboratoire de chaleur, particulièrement M.M. H'BODJ PROVENCHER et BERARD dont les interventions ont été très appréciées.

Nous ne termineront pas sans remercier les techniciens du service audiovisuel pour leur disponibilité lors de la présentation finale de ce texte.

AVANT PROPOS

Avant de commencer, il convient tout d'abord de souligner le côté expérimental de ce présent projet. En effet celui-ci est basé sur l'étude des différents travaux pratiques pouvant être réalisés sur la nouvelle unité de réfrigération de l'école dans le cadre des cours de thermodynamique appliquée (THERMO 221), de transmission de chaleur (CHAL 311) et d'air climatisé et réfrigération (VENT 421).
Le travail à faire est :

- 1) Installation de l'unité de réfrigération
- 2) Mise en marche, essai et calibration des différents éléments de l'unité
- 3) Réalisation de plusieurs expériences
- 4) Préparation à l'intention des étudiants d'un résumé de la théorie et du fonctionnement de l'appareil
- 5) Proposition et réalisation d'améliorations et d'expériences inédites

Pour l'accomplissement de ce projet, nous avons adopté la méthode de travail qui nous semblait la plus adaptée. Cette méthode consistait à diviser le travail en trois phases principales qui sont :

- Rappel des principes de la réfrigération
- Étude du fonctionnement et description de l'unité de réfrigération
- Réalisation des expériences retenues.

L'accomplissement de ce projet a abouti comme il se devait à la proposition des expériences les plus intéressantes parmi celles réalisées.

TABLE DES MATIERES

Avant Propos Page 4

1ère Partie

PRINCIPES DE REFRIGERATION

- Introduction " 6
- Etude thermodynamique d'une installation frigorifique " 7
- Etude pratique d'une installation frigorifique " 11

2ème Partie

DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

- Généralité " 15
- Description sommaire " 16
- Description des appareils " 18
- Blocages et dispositifs de sécurité " 22
- Mise en marche et conduite " 25
- Opérations de mesures " 28

3ème Partie

EXPERIENCES

- Introduction " 31
- Exp n° 1 Etude générale de l'installation " 32
- Exp n° 2. Etude de l'installation pour différents régimes de vitesses " 42

. Exp n° 3 . Etude de l'installation pour différents débits d'eau à l'évaporateur	page 49
. Exp n° 4 . Etude de l'installation pour différents débits d'eau au condenseur	" 54
. Exp n° 5 . Etude du condenseur et de l'évaporateur comme échangeurs de chaleur	" 61
. Propositions de modification	" 70
. CONCLUSION	" 71
. Références	" 72

1ère PARTIE

PRINCIPES DE REFRIGERATION

INTRODUCTION

D'une façon générale toute transformation physique, qui s'effectue avec apport de travail est capable de produire du froid; il en est de même de certaines transformations irréversibles.

Parmi les divers procédés possibles nous citerons :

- la détente adiabatique d'un gaz quelconque
- la vaporisation d'un liquide
- la détente isenthalpique d'un gaz non parfait
- le passage d'un courant électrique à travers la soudure de deux métaux différents etc --

En fait on n'utilise dans la pratique courante que les trois premiers procédés, seuls ou combinés. Dans cette catégorie on retrouve les procédés de réfrigération mécanique : l'agent réfrigérant (fluide frigorigène) est utilisé en circuit fermé; son rôle est de prélever de la chaleur au milieu à refroidir pour la transporter à un autre milieu qui l'absorbe, ce transport s'effectuant par une circulation continue assurée dans le cas qui nous intéresse (installation frigorifique à compression) par un compresseur.

Dans cette première partie, nous aurons à faire l'étude thermodynamique et pratique d'une installation frigorifique à compression en essayant d'être clair et constant quant à la définition des termes et symboles utilisés. Il est à noter que cette première partie vise un but essentiellement pratique, le rappel sommaire de la théorie n'est pas à expliquer tout ce qui est de la théorie, ni à donner des preuves analytiques de toutes les équations innumérées, mais consistes plutôt un résumé des faits à prouver expérimentalement.

1-) ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

1.2. Principe

Considérée du point de vue thermodynamique, une installation frigorifique est une machine thermique à deux sources fonctionnant en régime inverse :

Etant donnée une source chaude à température T_1 , et une source froide à température T_2 ($T_2 < T_1$) on fait décrire au fluide frigorigène un cycle fermé au cours duquel il soutire à la source froide une quantité de chaleur Q_2 , puis cède à la source chaude une quantité de chaleur Q_1 ; Au cours du transfert de chaleur, le fluide frigorigène reçoit un travail W égal à

$$W = Q_1 - Q_2.$$

L'effet frigorifique par unité de travail consommée par la machine est mesuré par le rapport $\varepsilon = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2}$

ε joue le rôle de « rendement » de la transformation, on l'appelle « coefficient de performance » ou COP

1.2. Installation frigorifique à compression

C'est le cas qui nous intéresse. Le cycle thermodynamique réalisé (théorique), est le cycle inverse de Carnot, constitué par deux isothermes respectivement pour la condensation et l'évaporation et par deux adiabatiques pour l'expansion et la compression. (fig 1)

Les principaux organes sont : (fig 2)

- le compresseur
- le condenseur
- la soupape d'expansion
- l'évaporateur.

Examinons les phénomènes constatés au passage du fluide à travers chacun de ces organes.

SCHEMA DE PRINCIPE - INSTALLATION FRIGORIFIQUE A COMPRESSION

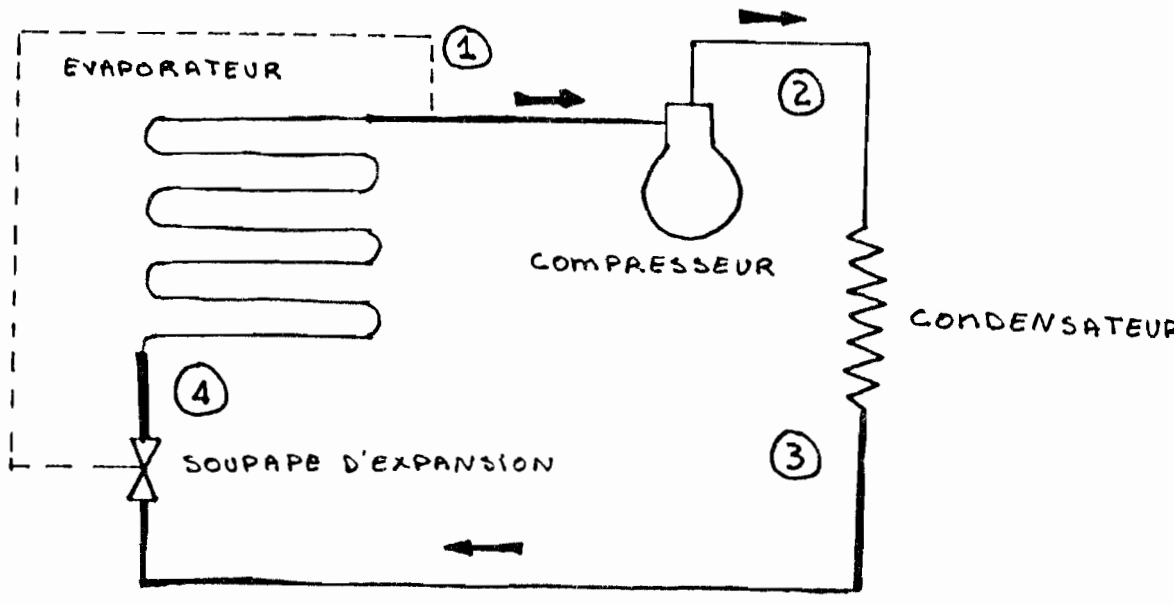


Fig 2

CYCLE INVERSE DE CARNOT

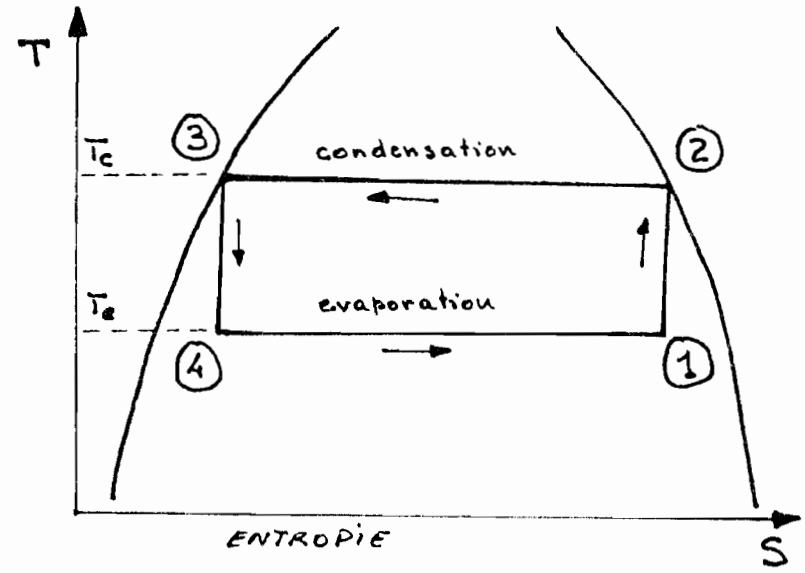


Fig 1

1.2.1 Compresseur

Le compresseur aspire les vapeurs froides en provenance de l'évaporateur et restitue au refroidissement des vapeurs comprimées et surchauffées. La transformation subie par le fluide est une compression isentropique.

1.2.2. Condenseur.

des vapeurs comprimées et à hautes températures, pénètrent dans le condenseur où après avoir été desurchauffées, elles sont condensées à température constante - la chaleur de desurchauffe et la chaleur latente de condensation sont enlevées par le médium de condensation - air ou eau - Si la température de ce médium est suffisamment basse, on peut obtenir un sous refroidissement du liquide (condensat).

1.2.3 Soupape d'expansion

Le liquide subit une chute de pression provoquant d'une part sa vaporisation partielle, d'autre part un refroidissement jusqu'à la température de vaporisation du liquide restant. La détente du fluide est une détente isenthalpique.

1.2.4 Evaporateur

Le mélange liquide vapeur se vaporise totalement dans l'évaporateur par ébullition à température constante. La pression dans l'évaporateur est maintenue constante par aspiration par le compresseur des vapeurs produites.

1.3 Cycles thermodynamique

Nous avons dit que le cycle thermodynamique réalisé est le cycle inverse de Carnot. Mais en réalité, le cycle de Carnot représente le cycle idéal de fonctionnement qui est pratiquement impossible de réaliser. Le cycle réel est un cycle qui tend vers celui de Carnot et entre le cycle réel et celui de Carnot on peut définir le cycle théorique qui sera une bonne approximation du cycle réel.

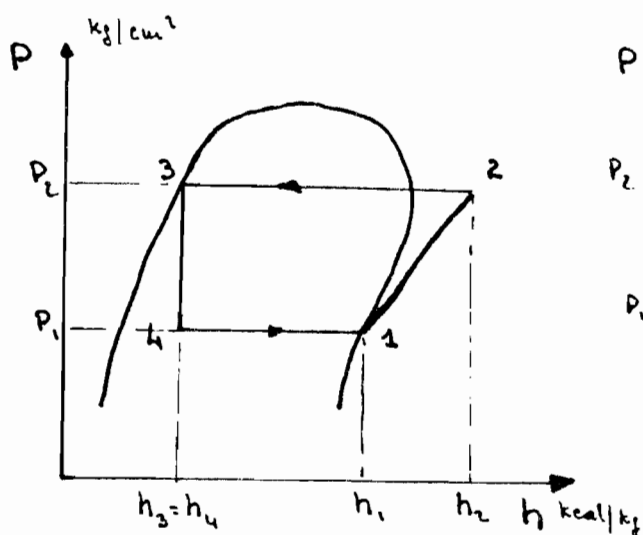


fig 3. Cycle théorique

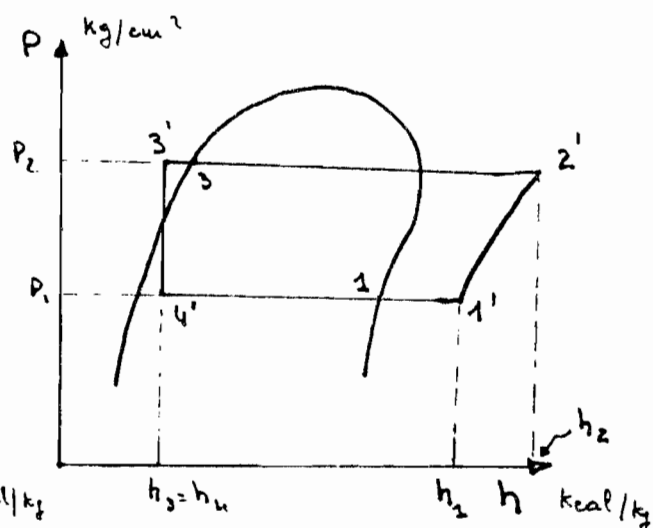


fig 4. Cycle réel

L'expression du COP est

$$E_r = \frac{h_{2'} - h_{3'}}{h_{2'} - h_{1'}}$$

La valeur de E_r nous permet de caractériser la « perfection » du cycle frigorifique en le comparant au COP E_c qui on aurait obtenu si l'installation frigorifique avait fonctionné suivant un cycle de Carnot ayant même température d'évaporation ($t_{1'}$) et de condensation ($t_{2'}$).

2-) ETUDE PRATIQUE D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

2.1 Rendement industriel d'une installation frigorifique

On définit le rendement industriel d'une installation frigorifique par la quantité maximum de frigories/heures rendue par kw de puissance absorbée

$$\eta_i = \frac{\text{Frigories rendues}}{\text{Kwh}}$$

Notons que la frigorie est une unité de quantité de chaleur. Elle correspond à une kilocalorie négative.

Si nous appelons :

Φ_c la production frigorifique de l'installation en fg/h

P la puissance consommée par le compresseur en kw

on a
$$\eta_i = \frac{\Phi_c}{P} \quad \eta_i \text{ en fg/kwh}$$

Par analogie à ε , le coefficient de performance qui est sans unité, on définit ε_i le coefficient de performance industriel comme étant

$$\varepsilon_i = \frac{\Phi_c}{860 P}$$

860 est le facteur de conversion du kw au kcal/h ou au fg/h

2-2. Calcul du rendement mécanique du compresseur

Si nous considérons ε_r le COP du cycle réel on peut définir la production frigorifique par kw indiquée comme étant :

$$k_i = 860 \varepsilon_r = 860 \frac{h_2' - h_3'}{h_2' - h_2'}$$
 voir fig 4

k_i est en fg/kwh .

On peut définir la puissance mécanique indiquée P_i comme étant

$$P_i = \frac{\Phi_c}{k_i}$$

où Φ_c = production frigorifique de l'installation en fg/h

k_i = production frigorifique par kw indiquée en fg/kwh

P_i = la puissance mécanique indiquée en kw

Si P est la puissance absorbée par le compresseur, le rendement mécanique du compresseur η_m est

$$\eta_m = \frac{P_i}{P}$$

2.3 Calcul du rendement de l'échange thermique au condenseur
 Nous avons dit au paragraphe 1.22 que la chaleur de surchauffe et la chaleur latente de condensation des vapeurs comprimées sont enlevées au condenseur par un médium de condensation (air ou eau).

Si Q_c est la quantité de chaleur enlevée par le médium Kcal/h

Q_{cTh} = la quantité de chaleur cédée par le fluide frigorigène Kcal/h
 Le rendement de l'échange thermique au condenseur η_c est

$$\eta_c = \frac{Q_c}{Q_{cTh}}$$

→ calcul de Q_{cTh} .

Si \dot{m} est le débit massique du réfrigérant kg/h

$(h_2' - h_3')$ = Δh du réfrigérant au condenseur Kcal/kg

on a
$$Q_{cTh} = (h_2' - h_3') \dot{m}$$

→ calcul de \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{h_2' - h_3'}$$

avec Q_e = nb de fg/h (ou Kcal/h) produites dans l'évaporateur

$(h_2' - h_3')$ = Δh du réfrigérant à l'évaporateur Kcal/kg

→ calcul de Q_c .

Si le médium de condensation est de l'eau

Si t_7 = température d'entrée de l'eau au condenseur $^{\circ}\text{C}$

t_8 = " de sortie " " " $^{\circ}\text{C}$

Q_{cond} : débit de l'eau au condenseur l/h ou kg/h

C = chaleur spécifique de l'eau $\text{Kcal/kg}^{\circ}\text{C}$

on a
$$Q_c = Q_{cond} \times C \times (t_8 - t_7).$$

2ème PARTIE

DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

-A- GENERALITES

La présente installation constitue une typique machine frigorifique à compression dont les organes principaux sont:

- . le compresseur
- . le condenseur
- . la soupape d'expansion
- . l'évaporateur

Comme fluide intermédiaire frigorifique est utilisé le fréon 22 le fréon est comprimé, puis il cède de la chaleur dans le condenseur et il passe à l'état liquide; à travers le robinet de réglage (soupape d'expansion) il se détend et se vaporise dans l'évaporateur, où il absorbe de la chaleur (effet frigorifique); il est enfin aspiré par le compresseur de façon à refermer le cycle.

Le circuit est schématisé dans ses éléments essentiels à la figure 2 1^{re} Partie.

Le cycle thermodynamique réalisé (théorique) est le cycle inverse de Carnot, constitué par deux isothermes, respectivement pour la condensation et l'évaporation et par deux adiabatiques pour l'expansion et la compression.

Le cycle frigorifique théorique est schématisé à la figure 1 de la 1^{re} Partie dans le diagramme TS.

-B- DESCRIPTION SOMMAIRE

Le schéma de principe est représenté sur la figure 1 sur laquelle apparaissent les éléments principaux et les accessoires qui constituent l'unité de réfrigération avec exploitation du froid sur circuit à eau ouvert.

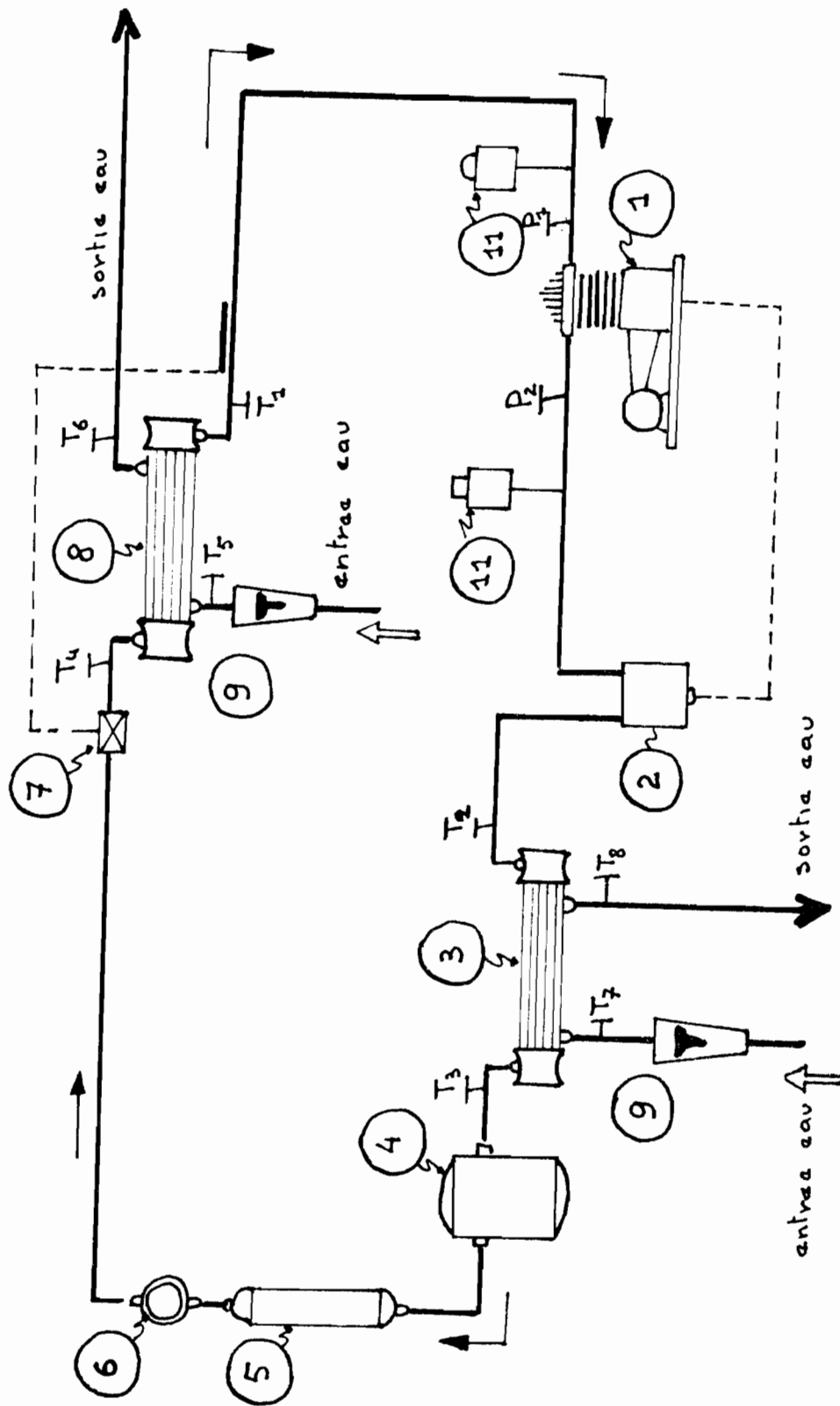
L'unité de réfrigération est constituée par :

- Compresseur : de type alternatif avec moteur électrique (1)
- Condenseur : à faisceau tubulaire refroidi à eau (3)
- Évaporateur : à faisceau tubulaire à eau ou à saumure (8)
- Soupape d'expansion : de type à commande à boule et train thermostatique (7)
- Cellule à saumure : parfaitement calorifugé avec électro-pompe de circulation

Les éléments accessoires de l'unité sont :

- Tableau électrique : avec commande et outillage de contrôle (11)
- Réservoir à Freon : de capacité de 2 litres
- Filtre déshydrateur : à gel de silice (5)
- Indicateur d'humidité : à visage chromatique (6)
- Séparateur d'huile : de type à joint (2)
- Débitmètre : pour la mesure des débits d'eau (9)

Fig 1 SCHEMA D'INSTALLATION



- C - DESCRIPTION DES APPAREILS

1') COMPRESSEUR

Il s'agit d'un électrocompresseur actionné par un moteur électrique type asynchrone triphasé alimentable à 380 V avec ligne triphasé + neutre - l'accouplement entre moteur et compresseur est réalisé avec courroie et poulie dont le réglage de la tension permet d'avoir différentes vitesses de rotation.

Le compresseur est de type vertical à deux cylindres, à effet simple, avec carter fermé et graissage par barbotage.

Le moteur électrique est doté de démarreur, muni de protection et témoin, le tout monté sur tableau électrique.

Il a les caractéristiques suivantes :

- type 1VT à FREON 22
- vitesse 900 tours / minute
- volume déplacé 4.4 m³/h
- puissance absorbée 2 CV

Sur le tableau électrique sont montés un voltmètre et un ampèremètre permettant de mesurer la tension et le courant d'alimentation. Sur le circuit du freon, de part et d'autre du compresseur, sont montés des manomètres qui donnent les valeurs des pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur (P_1 et P_2).

2') CONDENSEUR

Il est constitué par un faisceau tubulaire réalisé en cuivre, parcouru à l'intérieur par l'eau et léché à l'extérieur par le FREON. Le tout est contenu dans un corps cylindrique non calorifugé pour exploiter l'irradiation, surtout aux températures de condensation les plus hautes.

des caractéristiques techniques du condenseur sont les suivantes :

- surface d'échange : $S = 0,9 \text{ m}^2$ environ
- coefficient total d'échange $K_f = 600 \text{ Kcal/h} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$
- saut moyen température eau $\Delta t = 9^\circ\text{C}$
- débit maximum eau $q = 800 \text{ l/h}$
- calories échangées avec Δt et débit d'eau q $Q_c = 3900 \text{ Kcal/h}$

Un flux-mètre est monté à l'entrée du condenseur pour mesurer le débit de l'eau au condenseur.

3') EVAPORATEUR.

Du point de vue construction, il est analogue au condenseur que nous avons vu précédemment.

Le fluide peut être de l'eau normale en circuit ouvert ou de la saumure en circuit fermé. L'entrée et la sortie sur l'évaporateur ont des raccords et des soupapes pour exclure l'air ou l'huile des services.

Essentiel pour l'évaporateur est le calorifugeage sans lequel une bonne partie des frigories produites seraient dissipées dans le local sans être utilisées par le fluide réfrigérant.

4') SOUPAPE D'EXPANSION

Elle est insérée entre le condenseur et l'évaporateur pour faire arriver dans celui-ci une quantité de fluide équivalente à celle qui a été aspirée dans le condenseur. Le réglage automatique est réalisé avec une soupape thermostatique commandée par la température du fréon à la sortie de l'évaporateur.

En outre, la soupape réalise l'expansion du FREON qui se dilate par laminage à travers l'orifice d'écoulement de la soupape elle-même.

L'emploi normal de la soupape recouvre le champ de -40°C à $+10^\circ\text{C}$ de température d'évaporation. La pression maximum de

fonctionnement est de 22 atm.

5') RESERVOIR A FREON

Il est monté en aval du condenseur et sert de poumon entre la phase liquide et la phase de vapeur ; il constitue en outre une réserve dans le cycle pour la reintegration de petites pertes éventuelles ; il permet aussi d'emprisonner le fréon dans la phase liquide, quand il est nécessaire d'ouvrir le circuit pour entretien et aussi dans les longues périodes d'inaction. Sa capacité est de 2 litres.

6') FILTRE DESHYDRATEUR

Il est monté en aval du réservoir à fréon, et doit absorber l'eau éventuellement présente dans le fréon. Il utilise du gel de silice, un sel particulièrement hydroabsorbant, sous forme de granules. Il convient de noter qu'il est très important d'éliminer les traces d'eau dans le fréon, car l'eau peut se transformer en glace et bloquer la soupape d'expansion ; ou bien, si en plus de l'eau il y a aussi de l'huile, il se forme une émulsion qui provoque des masses agglutinées avec le fréon.

7') SEPARATEUR D'HUILE

Il est monté entre le compresseur et le condenseur et doit libérer le fréon de l'huile de graissage éventuellement entraînée par le compresseur, car une accumulation d'huile provoquerait une perte de rendement de l'évaporateur et, ce qui serait encore plus grave, le danger de grippage du compresseur. Son fonctionnement est basé sur des vitesses différentielles obtenues en faisant s'écouler le mélange des deux fluides dans des chambres de volume différent.

l'huile qui se sépare du frion, coule dans une bace de recueil puis lorsqu'elle arrive à un certain niveau, est expulsée par un dispositif automatique vers le carter du compresseur.

8.) INDICATEUR D'HUMIDITE ET DE PASSAGE

Il est monté en aval du filtre déshydrateur et sert de contrôle du bon fonctionnement de celui-ci. L'indicateur est à virage de couleur; la coloration est fournie par le gel de silice du filtre qui est traité de façon spéciale afin de changer de couleur quand la substance est saturée d'humidité: de l'air peut être aspiré de l'extérieur et apporter de l'humidité en quantité suffisante pour saturer le filtre.

En outre l'indicateur est muni d'un observatoire de cristal pour rendre visible le passage du frion et montrer ainsi le frion en phase liquide comme en phase vapeur. Quand l'installation est en marche on devra remarquer le frion seulement en phase liquide.

9.) SOUPAPE A SOLENOÏDE

Immédiatement en amont de la soupape thermostatique, est montée une soupape électrique destinée à intercepter le flux du frion, de façon à arrêter l'installation. La fermeture en effet détermine l'intervention des pressostats de blocage qui arrêtent le compresseur.

La soupape solénoïde est nécessaire car si le compresseur s'arrêtait directement, on aurait du liquide dans le compresseur à la mise en marche suivante ce qui provoquerait des "coups de belier" et une sollicitation mécanique excessive aux soupapes et aux culasses. La soupape solénoïde est utilisée par conséquent pour l'arrêt de l'installation.

-D- BLOCAGES ET DISPOSITIFS DE SECURITE

l'installation est munie des blocages de sécurité suivants, contre les fausses manoeuvres et les pannes éventuelles.

- relais thermiques de surcharge sur les moteurs électriques
- relais de décrochage pour haute pression de refoulement fièvre
- relais de décrochage pour basse pression d'aspiration fièvre
- relais de décrochage pour minima de température de l'eau dans l'évaporateur.

1') PROTECTIONS ELECTRIQUES

Le moteur du compresseur est alimenté au moyen d'un compteur qui fonctionne comme téléprotection moteur. La protection est réalisée avec des relais magnétothermiques sur les 3 phases. En cas de surcharge, même sur une phase, le déclenchement du relais détermine l'ouverture d'un contact en série à la bobine de fermeture du compteur. La bobine se désaimante et ouvre le compteur, interrompant ainsi l'alimentation du compresseur.

Pour remettre en fonction le relais du courant maximum, il faut pousser le bouton sur la partie postérieure du tableau. La protection du moteur électrique qui actionne la pompe de circulation de la saumure est analogue.

2') PRESSOSTATS DE MAXIMUM

L'installation est prévue pour une pression maximum de fonctionnement d'environ 16 atm, une valeur de la pression sensiblement supérieure peut déterminer l'endommagement des parties les plus délicates.

Une pression excessive peut être obtenue en mettant le compresseur en marche avec une soupape du circuit fermée.

ou par un refroidissement insuffisant du condenseur.

Le pressostat de maximum dont l'élément sensible est monté en aval du compresseur et intervient quand la pression du fion ou du refroidissement dépasse la valeur de tarage du pressostat la valeur normale de tarage est de 18 bar

L'intervention détermine l'ouverture d'un contact et la désactivation du relais de fermeture ce qui arrête le compresseur. La remise en fonction du bloc est installée sur le pressostat monté sur le tableau des fluides.

3') PRESSOSTAT DE MINIMUM

Une protection complémentaire de la précédente prévoit un second pressostat sur l'aspiration du compresseur, qui intervient quand la pression à l'aspiration descend au dessous de la valeur de tarage du pressostat qui normalement est de 0,2 bar.

Dans ce cas aussi l'intervention provoque l'excitation d'un relais de sécurité qui décroche le contact du compresseur. La remise en marche est automatique

4') THERMOSTAT DE MINIMUM

La soupape thermostatique d'expansion est normalement réglée pour travailler avec une température d'évaporation de 2 à 4°C cependant l'installation permet une expansion jusqu'à -40°C et si on varie le réglage de la soupape d'expansion il peut arriver que, en employant l'évaporateur pour refroidir l'eau en circuit ouvert, celle-ci congèle dans l'évaporateur en couvrant le risque de bloquer la circulation de l'eau et d'endommager l'évaporateur.

Pour éviter d'encourir ce risque, est monté sur la sortie eau de l'évaporateur un thermostat de blocage qui débranche

le compresseur quand la température de l'eau descend au dessous de la valeur de tarage, qui normalement est de 4°C

des références concernant le circuit général sont en relation avec les schémas de la figure 1 et 2

1) DEMARRAGE

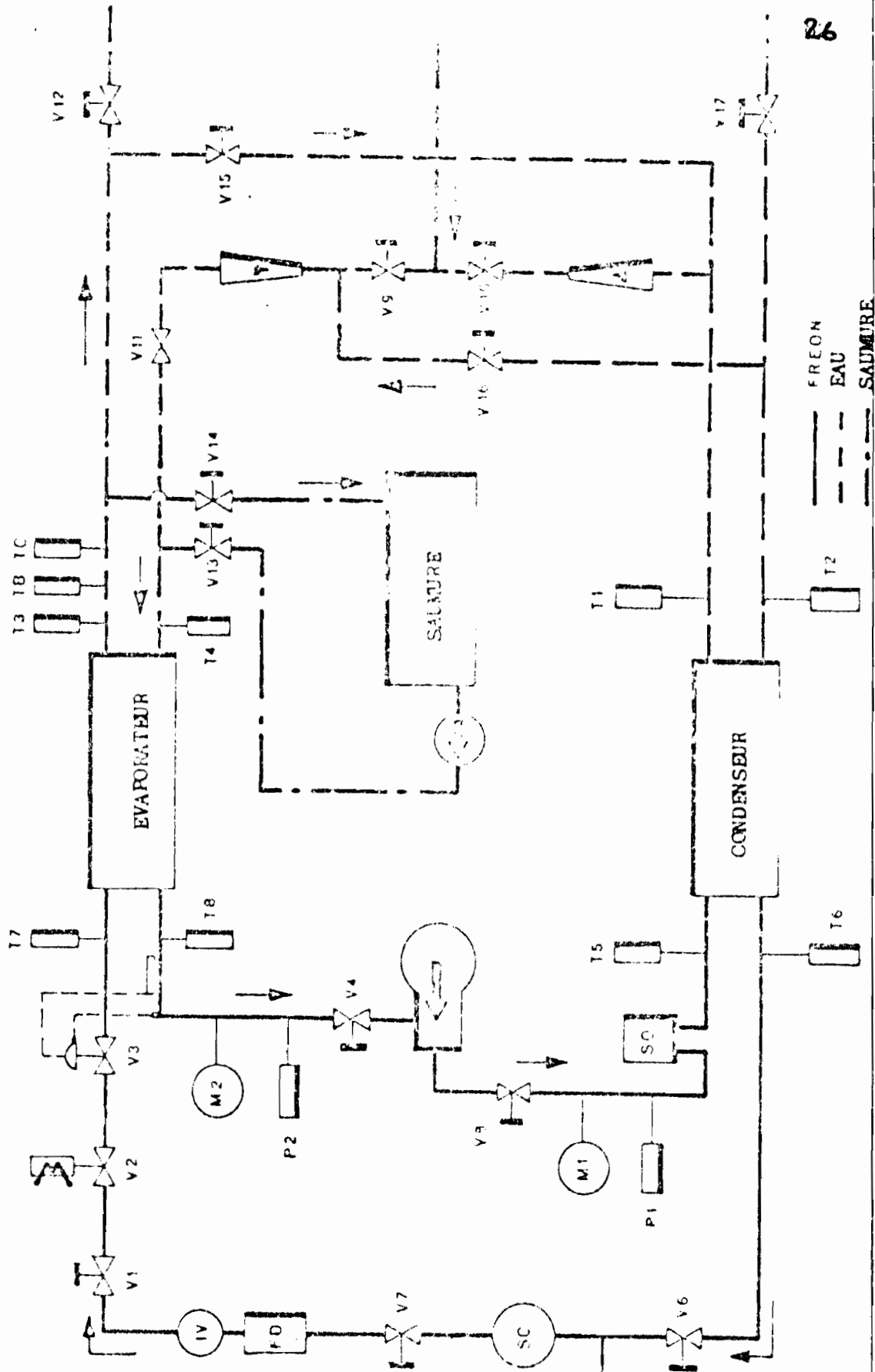
Avant le démarrage il faut contrôler

- que le réglage des pressostats P_1 et P_2 n'a pas été altéré il est conseillé $P_1 = 18 \text{ bar}$ $P_2 = 0,2 \text{ bar}$
- que le thermostat de minimum TB sur la sortie réfrigérée de l'évaporateur n'a pas été manipulé. la valeur fixe de tarage est de 4°C
- contrôler que la tension arrive au tableau; en fermant l'interrupteur général le témoin vert s'allumera et sur le voltmètre on pourra contrôler que la tension a bien la valeur juste

Pour mettre en marche, exécuter dans l'ordre

- ouverture de l'eau au condenseur au moyen de S10; il faut aussi ouvrir la S17 de décharge à l'égoût et contrôler que S15 et S16 sont fermées
- Choix du service entre réfrigération de l'eau ou de la saumure:
 - Pour l'eau, donner l'eau à l'évaporateur en ouvrant S9 et S11 et la décharge S12
 - Pour la saumure: contrôler que sont fermées S9, S11 et S12 et ouvrir S13 et S14
- Pour le service saumure porter le sélecteur sur la position "SAUMURE": l'électropompe de circulation partira (témoin rouge allumé).
- Pour le service eau laisser le sélecteur sur la position "EAU"

SCHEMA INSTRUMENTS ET SOUPAPES



e) Mettre en marche le compresseur en appuyant le bouton de marche PN, l'installation se mettra en régime en 6 à 8 minutes.

2') CONDUITE

Pour la conduite, il n'y a pas de prescriptions particulières; l'intervention des blocages est annoncées par les témoins sur le tableau. La remise en fonction de l'installation après l'intervention d'un blocage est installée sur le pressostat de maximum monté sur le tableau des fluides.

3') ARRET

- a) Ouvrir l'interrupteur général est **DECONSEILLE** parce que l'arrêt du compresseur provoque la présence de liquide à l'aspiration avec des "coups de beliers" lors du redémarrage
- b) Fermer complètement la soupape S4 sur l'aspiration et quand le compresseur s'arrête, ouvrir l'interrupteur général
- c) Si le circuit saumure est en fonction, avant d'oter la tension au tableau, porter le selecteur sur la position "EAU" et ainsi l'électropompe s'arrêtera.
- d) Une fois l'installation arrêtée, fermer l'eau qui va au condenseur et ensuite à l'évaporateur.

F. OPERATIONS DE MESURES

1') MESURES DE TEMPERATURES

Sur le circuit sont prévus les points de mesures suivantes :

- t_1, t_2 température entrée et sortie du freon à l'évaporateur
- t_2, t_3 " " " " au condenseur
- t_5, t_6 " " " de l'eau à l'évaporateur
- t_7, t_8 " " " " au condenseur

Pour la position des points de mesure, voir fig 1

L'installation est dotée de huit (8) thermomètres, à mettre dans les puissards correspondants pour les points de mesure sur le circuit

des thermomètres sont installés dans les puissards avec un peu d'huile anticongelante, pour faciliter la transmission thermique entre les points de mesure et la bulbe sensible : avec l'huile on obtient une précision plus grande et une inertie moindre dans la mesure

2') MESURE DE PRESSIONS

Sur l'installation, sont montés deux manomètres, un sur le côté basse pression du circuit à l'aspiration du compresseur, un autre sur le côté haute pression au refoulement du compresseur. Les deux manomètres ont un cadreur spécial pour installations frigorifiques où, en plus de la pression, figurent des échelles des températures correspondantes aux conditions de vapeur saturée aussi bien pour le freon 12 que pour le freon 22

Il convient de noter que les pressions lues sur les manomètres correspondent à des pressions relatives qui ont une différence

de 1 kg/cm^2 par rapport aux pressions absolues utilisées sur le diagramme du figon 22

3') MESURE DES GRANDEURS ELECTRIQUES

Sur le tableau électrique sont installés :

- 1 voltmètre avec champ d'échelle de 0 à 630 V
- 1 ampèremètre avec champ d'échelle de 0 à 5 A.

4') MESURE DES DEBITS

des débits d'eau sont assurés par deux fluxmètres montés à l'entrée du condenseur et de l'évaporateur côté eau. Le réglage des débits est assuré par des soupapes.

3^{ème} PARTIE

EXPERIENCES

INTRODUCTION

Dans cette troisième partie, nous proposons un certain nombre d'expériences qui nous ont paru les plus intéressantes parmi tant d'autres.

La première expérience nous permet de nous familiariser avec l'appareil d'une part, et d'autre part avec la détermination des COP, des rendements et le tracé des différents cycles.

Les trois autres expériences constituent chacune pour sa part, un développement de la première: elles consistent en l'étude de l'installation avec la variation des différentes caractéristiques du fonctionnement de la machine à savoir

- vitesse de rotation du compresseur.
- débit de l'eau à l'évaporateur
- débit de l'eau au condenseur

La dernière est une étude de l'installation dans le cadre du cours de transfert de chaleur; elle consiste à l'étude du condenseur et de l'évaporateur comme échangeur de chaleur.

Pour chaque expérience, on a donné un bref rappel de la théorie, ensuite on a exposé les opérations à effectuer et on a donné la voie à suivre pour l'élaboration des données obtenues expérimentalement.

Enfin le dernier chapitre de cette ^{troisième} ~~première~~ partie consiste à une proposition de modification de l'installation; cette proposition a été faite dans le but d'augmenter les possibilités de la machine dans le cadre des laboratoires, c'est-à-dire d'augmenter la souplesse du fonctionnement de l'installation.

EXPERIENCE N° 1ETUDE GENERALE DE L'INSTALLATION1) BUT

Cette 1^{re} expérience a pour but de nous permettre de nous familiariser avec l'appareil. On aura à déterminer à partir du tracé des principaux cycles les différents COP, le rendement de l'échange thermique au condenseur, le rendement mécanique du compresseur pour un régime de fonctionnement donné

2) THEORIE

2.1 Calcul du COP du cycle de Carnot ε_c (voir 1.3.1 1^{re} partie)

si t_u = température d'entrée du fluon à l'évaporateur (en °K)

t_s = " de sortie du fluon au condenseur (en °K)

$$\varepsilon_c = \frac{t_u}{t_s - t_u}$$

2.2. Calcul du COP du cycle théorique ε_{th}

Le cycle théorique est caractérisé par : (voir fig 3 1^{re} Partie)

- le fluon quitte l'évaporateur comme vapeur saturée sèche → point 1 sur la courbe de saturation
- 1-2 qui correspond à la compression et une transformation isentropique
- le fluon quitte le condenseur comme liquide saturé → point 3 sur la courbe de saturation
- 3-4 détente isenthalpique
- 2 et 3 sont sur l'isobare P_2 P_2 est la pression au refoulement du compresseur.
- 4 et 1 sont sur l'isobare P_1 P_1 est la pression à l'aspiration du compresseur

Donc la connaissance de P_2 et P_1 nous permet de positionner les points

1, 2, 3 et 4 et de déterminer les enthalpies pour ces points

$$\text{on a } \quad E_{th} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$$

2.3 Calcul du COP du cycle réel E_r

Soient

t_h, t_l les températures entrée et sortie du frigon à l'évaporateur

t_c, t_s " " " " au condenseur

P_1, P_2 les pressions absolues à l'aspiration et au refoulement du compresseur

La connaissance de ces valeurs nous permet de positionner les points 1', 2', 3' et 4' sur le diagramme P.h voir fig 4 1^{re} Partie

On en déduit les valeurs de h_1', h_2', h_3' →

$$E_r = \frac{h_1' - h_3'}{h_2' - h_3'}$$

2.4 Calcul du COP industriel E_i

Soient Φ_e la production frigorifique kg/h

P la puissance consommée par le compresseur kw

$$E_i = \frac{\Phi_e}{860 \cdot P}$$

→ Si V est la tension d'alimentation en Volts

I l'intensité du courant Ampères

$$P = \frac{1}{1000} V \cdot I$$

→ Si t_5, t_6 température entrée et sortie de l'eau à l'évaporateur

c chaleur spécifique de l'eau $\approx 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Q_{ev} : débit de l'eau à l'évaporateur kg/h

Φ_e la production frigorifique peut être considérée comme étant la quantité de chaleur cédée par l'eau au frigon

$$\Phi_e = Q_{ev} \cdot c \cdot (t_5 - t_6)$$

2.5 Rendement de l'échange thermique au condenseur
voir paragraphe 23 1^{er} Partie.

$$\eta_c = \frac{\Phi_c}{\Phi_{eth}}$$

→ $Q_{ch} = (h_{2'} - h_{3'}) \dot{m}$ Kcal/h
 où \dot{m} = débit massique du freon kg/h
 $(h_{2'} - h_{3'})$ = Δh du freon au condenseur Kcal/kg
 Q_{ch} : quantité de chaleur cédée par le freon au condenseur Kcal/h

$$\rightarrow \dot{m} = \frac{\Phi_e}{h_{2'} - h_{3'}}$$

où Φ_e : ab de fg/h produite dans l'évaporateur fg/h ou kcal/h
 $(h_{2'} - h_{3'})$: Δh du freon à l'évaporateur Kcal/kg

→ Φ_e production frigorifique peut être déterminée à partir de la quantité de chaleur cédée par l'eau dans l'évaporateur.

où t_5, t_6 : températures d'entrée et sortie de l'eau dans l'évaporateur °C

c : chaleur spécifique de l'eau = 1 kcal / kg °C

Q_{ev} : débit de l'eau dans l'évaporateur kg/h

ou a

$$\Phi_e = Q_{ev} \cdot c \cdot (t_5 - t_6)$$

$$\rightarrow \Phi_c = Q_{cond} \cdot c \cdot (t_8 - t_7)$$

où Φ_c : quantité de chaleur enlevée par l'eau au condenseur Kcal/h

t_7, t_8 : température entrée et sortie de l'eau au condenseur °C

c : chaleur spécifique de l'eau : 1 kcal / kg °C

Q_{cond} : débit de l'eau au condenseur

2.6 Rendement mecanique du compresseur

voir paragraphe 2.2 1^{er} Partie

Soit k_i la production frigorifique par kwh indiquée

$$k_i = 860 \varepsilon_r = 860 \frac{h_2' - h_3'}{h_2' - h_2'} \quad \text{Jg/kwh}$$

→ La puissance mecanique indiquée P_i est

$$P_i = \frac{\phi_e}{k_i} \quad \text{kw}$$

ou ϕ_e = production frigorifique en sub de Jg/h produites à l'évaporateur

Si P est la puissance absorbée par le compresseur, le rendement mecanique du compresseur est

$$\eta_m = \frac{P_i}{P}$$

P est déterminé à partir de

V la tension d'alimentation Volts

I l'intensité du courant Ampères

$$P = \frac{1}{1000} V \cdot I \quad \text{Kw}$$

3.) MANIPULATION

1) Mettre l'installation en marche et attendre 6 à 8 mn pour que le fonctionnement se stabilise.

2) Fixer le débit à l'évaporateur et au condenseur prendre

$$Q_{ev} = 300 \text{ l/h} \quad Q_{cond} = 600 \text{ l/h}$$

3) Après stabilisation faire le relevé de toutes les grandeurs nécessaires au calcul à partir

- t_4, t_2 température entrée et sortie du fluon à l'évaporateur

- t_2, t_3 " " " " au condenseur

- t_5, t_6 " " " de l'eau à l'évaporateur

- t_7, t_8 températures entrée et sortie de l'eau au condenseur
 - P_1, P_2 pressions absolues à l'aspiration et au refoulement du compresseur
- P_1 et P_2 lues sur les manomètres sont des pressions relatives, ajouter à chaque fois 1 kg/cm^2 pour avoir des pressions absolues qui sont utilisées sur le diagramme $\log P-h$ du freon ZL.
- V, I tension d'alimentation et intensité du courant

4) Déterminer à partir des mesures ci dessus les valeurs de h_1, h_2, h_3, h_4 sur le diagramme $\log P-h$ du freon ZL.

5) Faire le calcul de $\varepsilon_c, \varepsilon_{th}, \varepsilon_v, \varepsilon_i, \eta_c, \eta_m$ et faire le tracé du cycle théorique et du cycle réel.

6) Conclusion.

5) RELEVÉS EXPERIMENTAUX

t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C	t_4 °C	P_1 kg/cm ²	P_2 kg/cm ²	$t_7 = t_8$ °C	t_1 °C	t_8 °C	V Volts	I Amp
29.7	73	35.5	8.2	4.7	14.8	29.5	16	35.5	412	3.12

$$Q_{ev} = 300 \text{ l/h} \quad Q_{cond} = 600 \text{ l/h}$$

erreurs

$\Delta t = 0.7^\circ\text{C}$ (0.2° pour erreur de lecture + 0.5° pour non stabilisation de la température).

$$\Delta V = 5 \text{ volts} \quad \Delta I = 0.05 \text{ A} \quad \Delta Q = 10 \text{ l/h}$$

6) RESULTATS

6.1 Calcul du cycle de Carnot ε_c

$$\varepsilon_c = \frac{t_4}{t_3 - t_4} \quad \rightarrow \quad \frac{\Delta \varepsilon_c}{\varepsilon_c} = \Delta t \left[\frac{1}{t_4} + \frac{2}{t_3 - t_4} \right] \quad t_4, t_3 \text{ en } ^\circ\text{K}$$

$$\rightarrow \varepsilon_c = 8.26 \quad \frac{\Delta \varepsilon_c}{\varepsilon_c} = 4.5\%$$

6.2 Calcul du COP du cycle théorique ε_{th}

La trace du cycle théorique fig 1 nous donne

$$h_1 = 149.2 \text{ kcal/kg} \quad h_2 = 155.7 \text{ kcal/kg} \quad h_3 = 111.5 \text{ kcal/kg}$$

avec $\Delta h = 0.5 \text{ kcal/kg}$

$$\varepsilon_{th} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_{th}}{\varepsilon_{th}} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_2 - h_1} + \frac{1}{h_1 - h_3} \right]$$

$$\rightarrow \varepsilon_{th} = 5.80 \quad \frac{\Delta \varepsilon_{th}}{\varepsilon_{th}} = 18\%$$

6.3 Calcul du COP du cycle réel ε_r

La trace du cycle réel fig 1 nous donne

$$h_{2'} = 154 \text{ kcal/kg} \quad h_{2''} = 158.2 \text{ kcal/kg} \quad h_{3'} = 110.9 \text{ kcal/kg}$$

avec $\Delta h = 0.5 \text{ kcal/kg}$

$$\varepsilon_r = \frac{h_1 - h_{3'}}{h_{2'} - h_1} \rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_{2'} - h_1} + \frac{1}{h_1 - h_{3'}} \right]$$

$$\rightarrow \varepsilon_r = 10.26 \quad \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = 26.1\%$$

6.4 Calcul du COP industriel

$$\varepsilon_i = \frac{\Phi_c}{860 \cdot P} \quad \text{avec} \quad \Phi_c = \Phi_{ew} \cdot c \cdot (t_5 - t_6)$$

$$P = \frac{1}{1000} \cdot V \cdot I$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{\Delta \Phi_{ew}}{\Phi_{ew}} + \frac{2 \Delta t}{t_5 - t_6} + \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta I}{I}$$

$$\rightarrow \Phi_c = 4050 \text{ Jg/h} \quad P = 1.285 \text{ kW} \quad \varepsilon_i = 3.66 \quad \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = 14.8\%$$

6.5 Calcul du rendement de l'échange thermique au condenseur

$$\eta_c = \frac{\Phi_c}{\Phi_{eth}} \quad \text{avec} \quad \Phi_c = \Phi_{cond} \cdot c \cdot (t_8 - t_7)$$

$$\Phi_{cHh} = (h_{2'} - h_{3'}) \cdot \dot{m}$$

$$\dot{m} = \frac{\Phi_c}{h_{2'} - h_{3'}}$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \eta_c}{\eta_c} = \frac{\Delta Q_{cond}}{Q_{cond}} + \frac{\Delta t}{t_r - t_f} + \frac{\Delta \Phi_c}{\Phi_c} + \frac{c \Delta h}{h_{1'} - h_{3'}} + \frac{c \Delta h}{h_{2'} - h_{3'}}$$

$$\rightarrow \Phi_c = 3600 \text{ kcal/h} \quad \dot{m} = 34.6 \text{ kg/h} \quad \Phi_{cHh} = 4476 \text{ kcal/h}$$

$$\rightarrow \eta_c = 80.4\% \quad \frac{\Delta \eta_c}{\eta_c} = 41.4\%$$

6.6 Calcul du rendement mecanique du compresseur

$$\eta_m = \frac{P_i}{P} \quad \text{avec} \quad P_i = \frac{\Phi_c}{K_i} \quad \text{et} \quad \Phi_c K_i = 860 E_v$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta \Phi_c}{\Phi_c} + \frac{\Delta E_v}{E_v}$$

$$\rightarrow \eta_m = 35.7\% \quad \frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = 42.6\%$$

7.) DISCUSSIONS

L'analyse des valeurs des COP nous montre que

$$E_r = 10.26 > E_c = 8.26 > E_{Hh} = 5.80 > E_i = 3.66.$$

Donc on peut dire que la methode de determination de E_v n'est pas valable puisqu'il ne peut pas etre superieur au COP du cycle de Carnot qui represente le cycle ideal.

Sur la figure 1 on remarque que la transformation 1'-2' qui est une transformation polytropique est a gauche de l'isentrope passant par 1'. Ce qui n'est pas normal. Donc on peut dire que le point 2' qui correspond a l'etat du fluide a l'entree du condenseur est different d'un point 2'' qui correspond a l'etat du fluide au reflux du compresseur. Cette explication est valable si l'on sait qu'il existe une perte de chaleur dans la tuyauterie entre le compresseur et

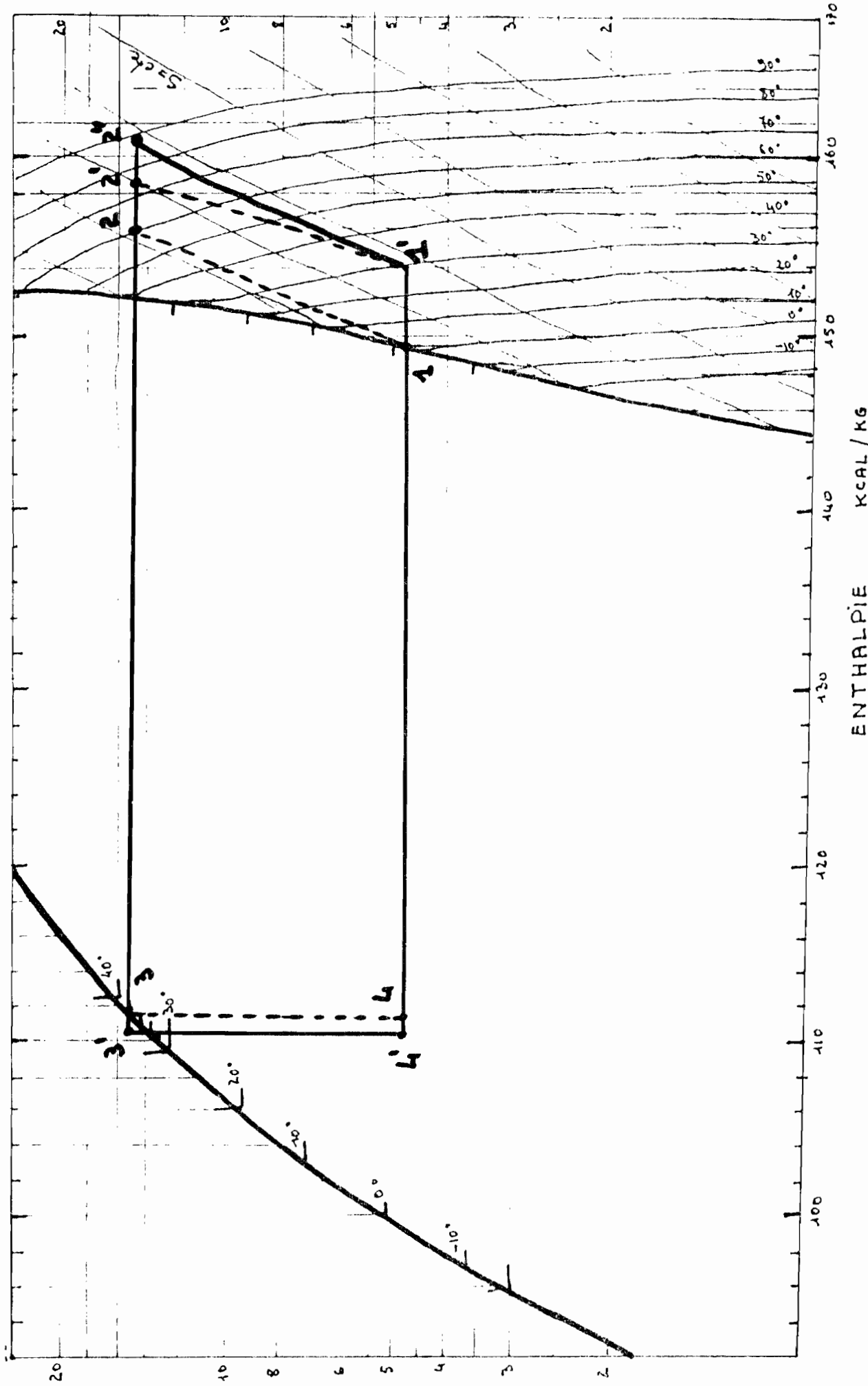


Fig 1 cycle theorique 1 2 3 4
 cycle reel : 1' 2' 3' 4'
 2' : entree freon au condenseur

le condenseur : les points 2' et 2'' sont sur l'isobare P_2 mais n'ont pas la même température. Sur notre installation on ne peut pas mesurer la température du fluide au refroidissement du compresseur donc on est obligé d'approximer la transformation 1'-2'' à une transformation isentropique

→ la nouvelle expression de ε_p est

$$\varepsilon_p = \frac{h_{1'} - h_{3'}}{h_{2''} - h_{1'}}$$

Sur la fig 1 on a $h_{2''} = 161.8 \text{ kcal/kg}$

$$\rightarrow \varepsilon_p = \frac{154 - 110.8}{161.8 - 154} = 5.54 \quad \text{au lieu de } 10.26$$

Avec notre approximation on retrouve la relation

$$\varepsilon_c = 8.26 > \varepsilon_H = 5.80 > \varepsilon_p = 5.54 > \varepsilon_i = 3.66$$

Le changement sur ε_p entraîne la non validité de η_m calculé en 6.6

$$\varepsilon_p = 5.54 \rightarrow k_i = 860 \varepsilon_p = 4764.4 \text{ [g] kWh}$$

$$P_i = \frac{\phi_c}{k_i} = \frac{4050}{4764.4} = 0.850 \text{ kW}$$

$$\rightarrow \eta_m = \frac{P_i}{P} = \frac{0.850}{1.285} = 66.1\% \quad \text{au lieu de } 35.7\%$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_p}{\varepsilon_p} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_{2''} - h_{1'}} + \frac{1}{h_{1'} - h_{3'}} \right] = 15.1\% \quad \text{au lieu de } 26.1\%$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta P_i}{P_i} = 31.6\% \quad \text{au lieu de } 42.6\%$$

8') CONCLUSION

41

Cette première expérience nous a permis essentiellement de constater un fait : il n'est pas possible de placer exactement le point 2'' qui correspond à l'état du freon au refoulement du compresseur puisque d'une part on ne peut pas déterminer la température du freon au refoulement du compresseur et que d'autre part ce point 2'' n'est pas identique au point 2' (entrée du freon au condenseur) à cause des pertes de chaleur dans la tuyauterie entre le compresseur et le condenseur. C'est ce qui nous a conduit à approximer la transformation 1'2' qui est une transformation polytropique à une transformation isentropique ; cette approximation sera valable pour les prochaines expériences. On peut dire que cette approximation est valable puisqu'il nous conduit à la relation $\epsilon_c > \epsilon_H > \epsilon_r > \epsilon_i$

ETUDE DE L'INSTALLATION POUR DIFFERENTS
REGIMES DE VITESSES1) BUT

Il s'agit de déterminer à partir de différents régimes de vitesses:

- le COP du cycle de Carnot ϵ_c
- le COP du cycle théorique ϵ_{th}
- le COP du cycle réel ϵ_r
- le COP industriel ϵ_i
- le rendement mécanique du compresseur

2) THEORIE

Voir EXPERIENCE N° 1

3) MANIPULATION

1. Mettre l'installation en marche et attendre 6 à 8 minutes pour que le fonctionnement se stabilise.
2. Maintenir constants durant toute l'expérience les débits d'eau à l'évaporateur et au condenseur; prendre $Q_{ev} = 300 \text{ l/h}$ et $Q_{cond} = 500 \text{ l/h}$
3. Pour une vitesse donnée, faire le relevé des grandeurs caractéristiques du fonctionnement de l'installation nécessaires au calcul; il s'agit de
 - t_1, t_1' : températures d'entrée et de sortie du fréon à l'évaporateur
 - t_2, t_3 : " " " " au condenseur
 - t_5, t_6 : " " " de l'eau à l'évaporateur
 - P_1, P_2 Pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur
 - V, I indication du voltmètre et de l'ampèremètre
3. Faire ces relevés pour différents régimes de vitesses prendre: $N = 900, 800, 700, 600, 500, 400, 300 \text{ t/mu}$

4. A partir de ces données déterminer sur le diagramme P-h du freon les enthalpies correspondant aux points 1, 2, 3, 1', 2'' et 3'
5. Faire le calcul de ε_c , ε_{th} , ε_v , ε_i , η_m et tracer les courbes correspondantes en prenant pour abscisse N.
6. Conclusions

REMARQUES:

1. P_1 et P_2 lues sur des manomètres BP et HP correspondent à des pressions relatives, ajouter toujours 1 kg/cm^2 pour obtenir des pressions absolues qui sont utilisées sur le diagramme P-h du freon
2. les débits d'eau au condenseur et à l'évaporateur sont sujets à des fluctuations, les surveiller durant toute l'expérience

4') RELEVES EXPERIMENTAUX.

N t/min	t_u °C	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C	P_1 kg/cm ²	P_2 kg/cm ²	t_5 °C	t_6 °C	V volt	I Amp
900	-1	26.5	72	32.2	4	13.8	27.8	15	420	3.20
800	-0.5	26.5	73.3	32.5	4.5	13.8	"	14.9	"	3.05
700	2.8	26.6	71.2	32.5	4.7	13.8	"	15.2	"	2.96
600	5.2	26.2	68	32.5	5.3	13.6	"	15.2	"	2.92
500	8	26.5	66	32.5	6.0	13.5	"	15.5	"	2.90
440	10	26	58	32.2	6.4	13.0	"	15.9	"	2.85

$$Q_{ev} = 300 \text{ l/h}$$

$$Q_{cond} = 500 \text{ l/h}$$

erreurs

$$\Delta t = 0.7^\circ\text{C} \quad (0.2^\circ \text{ pour lecture} + 0.5^\circ \text{ pour non stabilisation})$$

$$\Delta V = 5 \text{ volts}$$

$$\Delta I = 0.05 \text{ A}$$

$$\Delta Q = 10 \text{ l/h}$$

5°) RESULTATS

5.1 Calcul du COP du cycle de Carnot ε_c

$$\varepsilon_c = \frac{t_4}{t_3 - t_4} \rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_c}{\varepsilon_c} = \Delta t \left[\frac{1}{t_4} + \frac{1}{t_3 - t_4} \right] \text{ ou } t_4, t_3 \text{ en } ^\circ\text{K}$$

Exemple de calcul

$$a) N = 900 \text{ t/mu} \quad t_4 = -1^\circ\text{C} \quad t_3 = 32.2^\circ\text{C} \quad \Delta t = 0.7^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow \varepsilon_c = \frac{273 - 1}{32.2 + 1} = 8.19$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_c}{\varepsilon_c} = 2 \times 0.7 \left[\frac{1}{273 - 1} + \frac{1}{32.2 + 1} \right] = 4.5\%$$

tableau de resultats voir tableau 1

5.2 Calcul du COP du cycle théorique ε_{th}

$$\varepsilon_{th} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_3} \rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_{th}}{\varepsilon_{th}} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_1 - h_3} + \frac{1}{h_2 - h_3} \right]$$

h_1, h_2 et h_3 déterminés sur le diagramme P-h du fluide où $\Delta h = 0.5 \text{ kcal/kg}$

Exemple de calcul

$$a) N = 800 \text{ t/mu} \quad h_1 = 149.2 \text{ kcal/kg}; \quad h_2 = 155.3 \text{ kcal/kg}; \quad h_3 = 110.4 \text{ kcal/kg}$$

$$\rightarrow \varepsilon_{th} = \frac{149.2 - 110.4}{155.3 - 149.2} = 6.36$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_{th}}{\varepsilon_{th}} = 2 \times 0.5 \left[\frac{1}{149.2 - 110.4} + \frac{1}{155.3 - 149.2} \right] = 19.0\%$$

tableau de resultats voir tableau 1

5.3 Calcul du COP du cycle réel ε_r

$$\varepsilon_r = \frac{h_{1'} - h_{3'}}{h_{2''} - h_{3'}} \rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_{1'} - h_{3'}} + \frac{1}{h_{2''} - h_{3'}} \right]$$

$h_{1'}$, $h_{2''}$, h_3 , déterminés sur le diagramme P-h du fréon où
 $\Delta h = 0.5 \text{ kcal/kg}$
 NB. de point 2'' et sur l'isentrope passant par 1' et sur
 l'isobare P_2 (voir EXPERIENCE N° 1).

Exemple de calcul

$$\dot{N} = 800 \text{ tpm} \rightarrow h_{1'} = 153.3 \text{ kcal/kg} \quad h_{2''} = 161.5 \text{ kcal/kg}$$

$$h_3 = 110 \text{ kcal/kg}$$

$$\rightarrow \varepsilon_p = \frac{153.3 - 110}{161.5 - 153.3} = 5.28$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_p}{\varepsilon_p} = 2 \times 0.5 \left[\frac{1}{153.3 - 110} + \frac{1}{161.5 - 153.3} \right] = 14.5 \%$$

tableau de résultats voir tableau 2

5.4 Calcul du COP industriel

$$\varepsilon_i = \frac{\Phi_e}{860 \cdot P} \quad \text{avec} \quad \Phi_e = Q_w \cdot c (t_5 - t_6) \quad \text{et} \quad P = \frac{1}{1000} V \cdot I$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{\Delta Q_w}{Q_w} + \frac{2 \Delta t}{t_5 - t_6} + \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta I}{I}$$

Exemple de calcul

$$\dot{N} = 800 \text{ tpm} \quad Q_w = 300 \text{ l/h} \quad t_5 = 27.8^\circ \text{C} \quad t_6 = 14.9^\circ \text{C}$$

$$V = 420 \text{ volts} \quad I = 3.05 \text{ A} \quad c = 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$\rightarrow \Phi_e = 300 \times 1 \times (27.8 - 14.9) = 3870 \text{ Jg/h}$$

$$P = \frac{1}{1000} \times 420 \times 3.05 = 1.281$$

$$\rightarrow \varepsilon_i = \frac{3870}{860 \times 1.281} = 3.51$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{10}{300} + \frac{2 \times 0.7}{27.8 - 14.9} + \frac{5}{420} + \frac{0.05}{3.05} = 18.0 \%$$

tableau de résultats voir tableau 2

5.5 calcul du rendement mecanique du compresseur η_m

$$\eta_m = \frac{P_i}{P} \quad \text{avec} \quad P_i = \frac{\phi_c}{K_i} \quad \text{ou} \quad K_i = 860 \varepsilon_r$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta \phi_c}{\phi_c} + \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = \frac{\Delta Q_{ev}}{Q_{ev}} + \frac{2 \Delta t}{t_s - t_c} + \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r}$$

Exemple de calcul

$$\dot{a} \quad N = 800 \text{ tpm} \quad \phi_c = 3870 \text{ fg/h} \quad P = 1.281 \text{ kw} \quad \varepsilon_r = 5.28$$

$$\rightarrow \eta_m = \frac{3870}{860 \times 5.28 \times 1.281} = 66.5 \%$$

$$\frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = \frac{10}{300} + \frac{2 \times 0.7}{27.8 - 14.5} + \frac{5}{420} + \frac{0.05}{3.05} + 0.145 = 31.5 \%$$

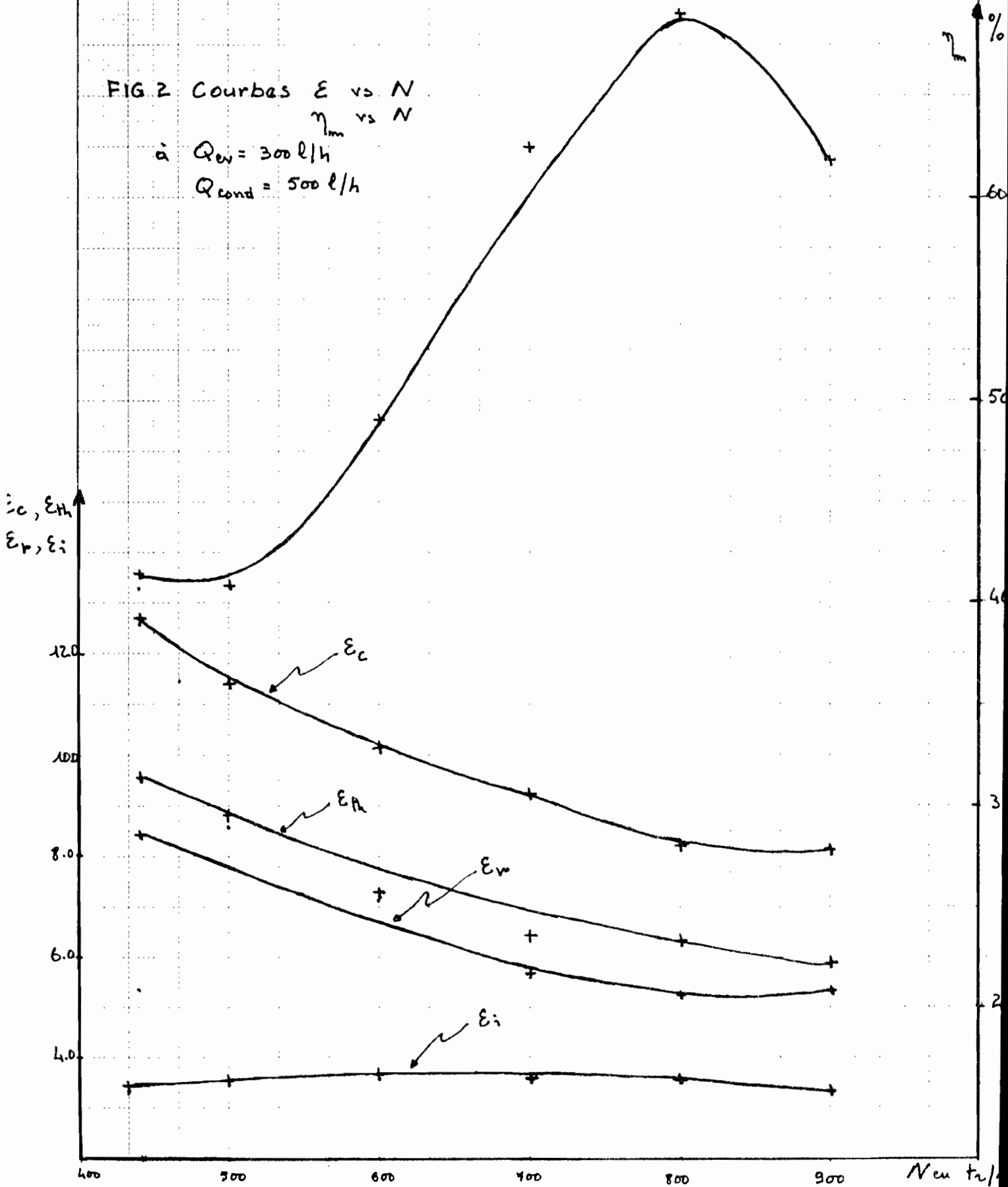
tableau de resultats voir tableau 2.

N tpm	ε_c	$\frac{\Delta \varepsilon_c}{\varepsilon_c}$ %	h_1 Kcal/kg	h_2 Kcal/kg	h_3 Kcal/kg	ε_{th}	$\frac{\Delta \varepsilon_{th}}{\varepsilon_{th}}$ %
900	8.19	4.5	148.8	155.3	110.4	5.91	18.0
800	8.26	4.5	149.2	155.3	110.4	6.26	19.0
700	9.27	5.0	149.2	155.2	110.4	6.47	19.8
600	10.19	5.4	149.5	155	110.2	7.14	20.7
500	11.47	6.0	149.9	154.4	110.2	7.82	21.7
440	12.7	6.5	150.0	154.2	110.0	9.52	26.3

Tableau 1

FIG 2 Courbes ϵ vs N
 η_m vs N

\dot{a} $Q_{ev} = 300 \text{ l/h}$
 $Q_{cond} = 500 \text{ l/h}$



N tr/min	h_1 Kcal/kg	h_2 Kcal/kg	h_3 Kcal/kg	ε_r	$\frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r}$ %	ε_i	$\frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i}$ %	η_m %	$\frac{\Delta \eta_m}{\eta_m}$ %
900	154.0	162.2	110	5.37	14.4	3.32	17.2	61.8	31.6
800	153.3	161.5	"	5.28	14.5	3.51	17.0	66.5	31.5
700	153.2	160.8	"	5.68	15.5	3.54	17.3	62.3	37.8
600	153.1	159.0	"	7.30	19.3	3.58	17.3	49.0	36.6
500	153.0	158.0	"	8.60	22.3	3.52	17.9	40.9	40.2
440	152.0	157.0	"	8.40	22.4	3.47	18.0	41.3	40.4

Tableau 2

→ Courbes ε_c , ε_{th} , ε_r , ε_i , η_m vs N voir fig 2

6) CONCLUSION

Cette expérience nous permet une fois de plus de voir l'écart entre les valeurs théorique (ε_c et ε_{th}) et les valeurs pratiques (ε_r et ε_i).

On peut voir aussi sur la figure 2 que la variation de ε_i qui est la plus représentative des COP suit celle du rendement mécanique du compresseur. Il convient de noter que la courbe η_m vs N suit l'allure générale des courbes de rendement des appareils du même genre que le compresseur à savoir ventilateurs, pompes... Ceci nous permet de conclure que le sujet à savoir : "étude de l'installation pour différentes vitesses de rotation" est intéressant comme sujet de laboratoire.

ETUDE DE L'INSTALLATION POUR DIFFERENTS DEBITS D'EAU A L'EVAPORATEUR.1) BUT

Il s'agit de déterminer à partir de différents débits d'eau à l'évaporateur :

- Le COP du cycle réel ϵ_r
- Le COP industriel ϵ_i
- Le rendement mécanique du compresseur.

2) THEORIE

Voir Experience n° 1

3) MANIPULATION

- Mettre l'installation en marche et attendre 6 à 8 minutes pour que le fonctionnement se stabilise
- Maintenir constants durant toute l'expérience le débit d'eau au condenseur et la vitesse de rotation du compresseur ; prendre

$$Q_{\text{cond}} = 500 \text{ l/h} \quad N = 800 \text{ tr/mn}$$

- Pour un débit d'eau à l'évaporateur donné, faire le relevé des grandeurs caractéristiques du fonctionnement de l'installation nécessaires aux calculs ; il s'agit de
 - t_1, t_2 températures entrée et sortie du fluide à l'évaporateur
 - t_3, t_4 " " " " au condenseur
 - t_5, t_6 " " de l'eau à l'évaporateur
 - P_1, P_2 Pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur
 - V, I indication du voltmètre et de l'ampèremètre

- Faire ces relevés pour différents débits d'eau à l'évaporateur ;
Prendre $Q_w = 200, 300, 400, 500, 600, 700$ l/h
- A partir de ces données déterminer sur le diagramme PH du frion les enthalpies correspondants aux points 1', 2'', et 3' - voir Exp n° 1.
- Faire le calcul de E_r , E_i et η_m pour les différents Q_w
- Conclusions.

REMARQUES

1. P_1 et P_2 lus sur les manomètres BP et HP correspondent à des pressions relatives ; ajouter à chaque fois 1 kg/cm^2 pour obtenir des pressions absolues.
2. Durant toute l'expérience, surveiller les débits d'eau : ils sont sujets à des fluctuations.
3. Avant de faire les relevés de mesure attendre 6 à 8 minutes pour que le fonctionnement se stabilise.

4.) RELEVÉS EXPERIMENTAUX.

$$Q_{cond} = 500 \text{ l/h}$$

$$N = 800 \text{ t/mu}$$

Q_w l/h	t_4 °C	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C	P_1 kg/cm ²	P_2 kg/cm ²	t_5 °C	t_6 °C	V Volt	I Ampères
200	0.2	15	64.0	33.0	4.3	13.8	27.6	8.0	415	3.06
300	1.0	26	71.0	"	"	14.0	"	14.5	"	3.08
400	1.5	26	73.0	"	"	"	"	18.0	"	"
500	1.5	27	74	"	"	"	"	20.1	"	"
600	1.5	27	74.9	"	"	"	"	21.5	"	"
700	1.5	26.8	75.0	"	"	"	"	22.4	"	"

Erreurs

$$\Delta t = 0.7^\circ \quad (0.2^\circ \text{ pour lecture} + 0.5^\circ \text{ pour non stabilisation})$$

$$\Delta V = 5 \text{ volts}$$

$$\Delta I = 0.05 \text{ A}$$

$$\Delta Q = 10 \text{ l/h}$$

5) RESULTATS.5.1 Calcul du COP du cycle réel ε_r .

$$\varepsilon_r = \frac{h_2' - h_3'}{h_2'' - h_2'} \rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_2' - h_3'} + \frac{1}{h_2'' - h_2'} \right]$$

h_2' , h_2'' et h_3' lues sur le diagramme enthalpique du fréon
ou $\Delta h = 0.5 \text{ kcal/kg}$.

NB : le point 2'' est sur l'isentrope passant par 1' voir Expi 1

Exemple de calcul

Pour $Q_w = 300 \text{ l/h}$ on a

$$P_1 = 4.3 \text{ kg/cm}^2 \quad t_1 = 26^\circ\text{C} \quad P_2 = 14 \text{ kg/cm}^2 \quad t_3 = 33^\circ\text{C}$$

sur le diagramme enthalpique on a

$$h_2' = 153.7 \text{ kcal/kg} \quad h_2'' = 161.5 \text{ kcal/kg} \quad h_3' = 110.3 \text{ kcal/kg}$$

$$\rightarrow \varepsilon_r = \frac{153.7 - 110.3}{161.5 - 153.7} = 5.56$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = 2 \times 0.5 \left[\frac{1}{153.7 - 110.3} + \frac{1}{161.5 - 153.7} \right] = 15.1\%$$

Resultats voir tableau 3.

5.2 Calcul du COP industriel

$$\varepsilon_i = \frac{\phi_e}{860 P} \quad \text{avec} \quad \phi_e = Q_w \cdot c \cdot (t_5 - t_6) \quad \begin{matrix} \text{kg/h} \\ \text{Kw} \end{matrix}$$

$$P = \frac{V \cdot I}{1000}$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{\Delta Q_w}{Q_w} + \frac{2 \Delta t}{t_5 - t_6} + \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta I}{I}$$

Exemple de calcul

Pour $Q_w = 300 \text{ l/h}$ on a

$$t_5 = 27.6^\circ\text{C} \quad t_6 = 14.5^\circ\text{C} \quad V = 415 \text{ volts} \quad I = 3.08 \text{ A}$$

$$\rightarrow \phi_e = 300 \times 1.2 \times (27.6 - 14.5) = 3930 \text{ Jg/h}$$

$$P = \frac{1}{1000} \times 415 \times 3.08 = 1.278 \text{ kW}$$

$$\rightarrow \varepsilon_i = \frac{3930}{860 \times 1.278} = 3.57$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{10}{300} + \frac{2 \times 0.7}{27.6 - 14.5} + \frac{5}{415} + \frac{0.05}{3.08} = 16.8 \%$$

Resultats voir tableau 3.

5.3 Rendement mecanique du compresseur

$$\eta_m = \frac{P_i}{P} \quad \text{avec} \quad P_i = \frac{\phi_e}{K_i} \quad \text{ou} \quad K_i = 860 \varepsilon_r$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta \phi_e}{\phi_e} + \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = \frac{\Delta Q_{ev}}{Q_{ev}} + \frac{2 \Delta t}{t_s - t_c} + \frac{\Delta v}{v} + \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r}$$

Exemple de calcul

a) $Q_{ev} = 300 \text{ l/h}$ ou q

$$\phi_e = 3930 \text{ Jg/h} \quad P = 1.278 \text{ kW} \quad \varepsilon_r = 5.56$$

$$\rightarrow \eta_m = \frac{3930}{860 \times 5.56 \times 1.278} = 64.2 \%$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \eta_m}{\eta_m} = \frac{10}{300} + \frac{2 \times 0.7}{27.6 - 14.5} + \frac{5}{415} + \frac{0.05}{3.08} + 0.151 = 31.9 \%$$

Resultats voir tableau 3

5.4 Tableau de résultats

Q_{ev} l/h	h_2 kcal/kg	h_2'' kcal/kg	h_3 kcal/kg	ε_r	$\frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r}$ %	ε_i	$\frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i}$ %	η_m %	$\frac{\Delta \eta_m}{\eta_m}$ %
200	152.0	159.7	110.3	5.41	15.4	3.59	15.0	66.3	30.4
300	153.7	161.5	"	5.56	15.1	3.57	16.8	64.2	29.7
400	153.7	161.5	"	5.56	"	3.49	19.9	62.8	35.0
500	153.9	161.7	"	5.59	"	3.44	23.5	61.6	38.6
600	153.9	161.7	"	5.59	"	3.36	27.4	60.1	42.5
700	153.8	161.6	"	5.58	"	3.34	31.1	59.9	46.2

Tableau 3.

6) Conclusion

L'examen du tableau des résultats nous montre que si l'on tient compte de la valeur des erreurs relatives, les valeurs de ε_r , ε_i , η_m ne varient pratiquement pas en fonction du débit d'eau à l'évaporateur. Ceci nous surprend si l'on sait qu'un réchauffement à l'évaporateur devrait être compensé par une plus grande production frigorifique, c'est-à-dire par une plus grande efficacité, une plus grande performance de l'installation, c'est-à-dire un plus grand COP. Cependant il faut noter que le fait d'augmenter le débit de l'eau n'influe pratiquement pas sur le réchauffement à l'évaporateur.

Une plus grande souplesse quant à ce réchauffement aurait pu être obtenue quand fait varier la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur. Ceci est l'objet de notre proposition de modification du circuit à la page 70

EXPERIENCE N°4

ETUDE DE L'INSTALLATION POUR DIFFERENTS DEBITS D'EAU AU CONDENSEUR

1) BUT

Il s'agit de déterminer à partir de différents débits d'eau au condenseur

- Le COP du cycle réel ϵ_r
- Le COP industriel ϵ_i
- Le rendement de l'échange thermique au condenseur η_c

2) THEORIE

Voir Experience n° 1

3) MANIPULATION

- Mettre l'installation en marche et attendre 6 à 8 minutes pour que le fonctionnement se stabilise
- Maintenir constants durant toute l'expérience le débit d'eau à l'évaporateur et la vitesse de rotation du compresseur ; prendre

$$Q_{ev} = 300 \text{ l/h} \quad N = 800 \text{ t/min}$$

- Pour un débit au condenseur donné, faire le relevé des grandeurs caractéristiques du fonctionnement de l'installation nécessaires au calcul ; il s'agit de :

t_4, t_1 températures entrée et sortie du freon à l'évaporateur

t_2, t_3 " " " " au condenseur

t_5, t_6 " " " de l'eau à l'évaporateur

t_7, t_8 " " " " au condenseur

P_1, P_2 Pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur

V, I indication du voltmètre et de l'ampèremètre

- Faire ces relevés pour différents débits d'eau au condenseur ; Prendre $Q_{\text{cond}} = 900, 700, 600, 500, 400, 300 \text{ l/h}$
- A partir de ces données, déterminer sur le diagramme enthalpique du fréon les enthalpies correspondantes aux points 1', 2'', 2' et 3' :
NB 2' correspond à l'état du fréon à l'entrée du condenseur tandis que 2'' correspond à l'état du fréon au refoulement du compresseur 2' et 2'' sont différents à cause des pertes de chaleur dans la tuyauterie entre le compresseur et le condenseur voir Expérience n° 1
- Faire le calcul de ε_r , ε_i et η_c pour les différents Q_{cond}
- Conclusion.

REMARQUES

- 1) P_1 et P_2 lues sur les manomètres BP et HP, correspondent à des pressions relatives ; ajouter à chaque fois 1 kg/cm^2 pour obtenir des pressions absolues.
- 2) Durant toute l'expérience, surveiller les débits d'eau ; ils sont sujets à des fluctuations
- 3) Avant de faire les relevés de mesures, attendre 6 à 8 min pour que le fonctionnement se stabilise

4) RELEVÉS EXPERIMENTAUX

voir tableau 4.

Erreurs sur les mesures

$$\Delta t = 0.7^\circ\text{C} \quad (0.2^\circ\text{C pour la lecture} + 0.5^\circ\text{C pour non stabilisation})$$

$$\Delta V = 5 \text{ volts}$$

$$\Delta I = 0.05 \text{ A}$$

$$\Delta Q = 10 \text{ l/h}$$

5) RESULTATS

5.2 Calcul du COP du cycle réel ε_r

$$\varepsilon_r = \frac{h_{2'} - h_{3'}}{h_{2''} - h_{1'}} \quad \rightarrow \quad \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = \Delta h \left[\frac{1}{h_{2'} - h_{3'}} + \frac{1}{h_{2''} - h_{1'}} \right]$$

Q _{cond} l/h	t ₄ °C	t ₂ °C	t _{2'} °C	t ₃ °C	P ₁ kg/cm ²	P ₂ kg/cm ²	t ₅ =t _{2'} °C	t ₆ °C	t ₈ °C	ε A
800	1.0	29.5	69.5	33.5	4.3	16.0	29.5	15.5	33.2	3.05
700	2.0	29.5	72.0	34.7	4.6	16.4	"	15.7	34.5	3.10
600	2.2	29.7	73.0	35.5	4.7	16.8	"	16.0	35.5	3.12
500	3.1	29.7	75.6	37.0	4.9	15.5	"	15.6	37.0	3.15
400	4.5	29.0	77.0	39.7	5.1	16.5	"	15.7	39.0	3.22
300	6.8	28.0	79.0	43.0	5.3	19.5	"	15.8	43.0	3.33

$$Q_{ev} = 800 \text{ l/h} \quad N = 800 \text{ t/min} \quad V = 412 \text{ v}$$

Tableau 4

5) RESULTATS5.1 Calcul du COP du cycle réel ε_v

$$\varepsilon_v = \frac{h_2' - h_3'}{h_2'' - h_2'} \quad \rightarrow \quad \frac{\delta \varepsilon_v}{\varepsilon_v} = 2 \Delta h \left[\frac{1}{h_2' - h_3'} + \frac{1}{h_2'' - h_2'} \right]$$

h_2' , h_2'' et h_3' lues sur le diagramme enthalpique du freon
 où $\Delta h = 0.5 \text{ kcal/kg}$

Exemple de calcul.

Pour $Q_{cond} = 800 \text{ l/h}$ on a

$$P_1 = 4.3 \text{ kg/cm}^2 \quad P_2 = 16.0 \text{ kg/cm}^2 \quad t_2 = 29.5^\circ\text{C} \quad t_3 = 33.5^\circ\text{C}$$

→ Sur le diagramme enthalpique on a

$$h_2' = 154.2 \text{ kcal/kg} \quad h_2'' = 162 \text{ kcal/kg} \quad h_3' = 110.5 \text{ kcal/kg}$$

$$\rightarrow \quad \varepsilon_v = \frac{154.2 - 110.2}{162 - 154.2} = 5.64$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r} = 2 \cdot 0.5 \left[\frac{1}{154.2 - 110.5} + \frac{1}{162 - 154.2} \right] = 15.1 \%$$

Resultats voir tableau 5.

5.2 Calcul du COP industriel

$$\varepsilon_i = \frac{\phi_e}{860 \cdot P} \quad \text{avec} \quad \phi_e = Q_{\text{cond}} \cdot c \cdot (t_5 - t_6) \quad \text{kg/h}$$

$$P = \frac{1}{1000} \cdot V \cdot I \quad \text{kw}$$

$$\rightarrow \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{\Delta Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{cond}}} + \frac{\Delta \Delta t}{t_5 - t_6} + \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta I}{I}$$

Exemple de calcul

Pour $Q_{\text{cond}} = 800 \text{ l/h}$ on a

$$t_5 = 29.5^\circ\text{C} \quad t_6 = 15.5^\circ\text{C} \quad V = 412 \text{ V} \quad I = 3.05 \text{ A}$$

$$\rightarrow \phi_e = 800 \cdot 1 \cdot (29.5 - 15.5) = 4200 \text{ kg/h}$$

$$P = \frac{1}{1000} \cdot 412 \cdot 3.05 = 1.257 \text{ Kw}$$

$$\rightarrow \varepsilon_i = \frac{4200}{860 \cdot 1.257} = 3.88$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{10}{800} + \frac{2 \cdot 0.4}{29.5 - 15.5} + \frac{5}{412} + \frac{0.05}{3.05} = 16.2 \%$$

Resultats voir tableau 5.

5.3 Rendement de l'échange thermique au condenseur η_c

$$\eta_c = \frac{\phi_e}{\phi_{cTh}} \quad \text{avec} \quad \phi_e = Q_{\text{cond}} \cdot c \cdot (t_8 - t_7) \quad \text{kcal/h}$$

$$\phi_{cTh} = h_2' - h_3' \quad \dot{m} \quad \text{kcal/h}$$

$$\text{ou} \quad \dot{m} = \frac{\phi_e}{h_2' - h_3'} \quad \text{kg/h}$$

Il convient de faire ici la distinction entre 2' et 2'' :
 2' correspond à l'état du freon à l'entrée du condenseur
 tandis que 2'' correspond à l'état du freon au refoulement
 du compresseur voir Expériences n° 1 paragraphe 7.

$$\frac{\Delta \eta_c}{\eta_c} = \frac{\Delta Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{cond}}} + \frac{2 \Delta t}{t_8 - t_7} + \frac{\Delta \Phi_e}{\Phi_e} + \frac{2 \Delta h}{h_{2'} - h_{3'}} + \frac{2 \Delta h}{h_{2''} - h_{3'}}$$

Exemple de calcul

Pour $Q_{\text{cond}} = 800 \text{ l/h}$ on a

$$t_7 = 29.5^\circ \quad t_8 = 33.2^\circ \quad t_2 = 69.5^\circ \text{C} \quad P_2 = 14 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Phi_e = 4200 \text{ Jg/h}$$

sur le diagramme enthalpique on a $h_{2'} = 158 \text{ kcal/h}$

$$h_{2''} = 154.2 \text{ kcal/kg} \quad h_{3'} = 110.5 \text{ kcal/kg}$$

$$\rightarrow Q_{\text{co}} = 800 \cdot (33.2 - 29.5) = 2960 \text{ Jg/h}$$

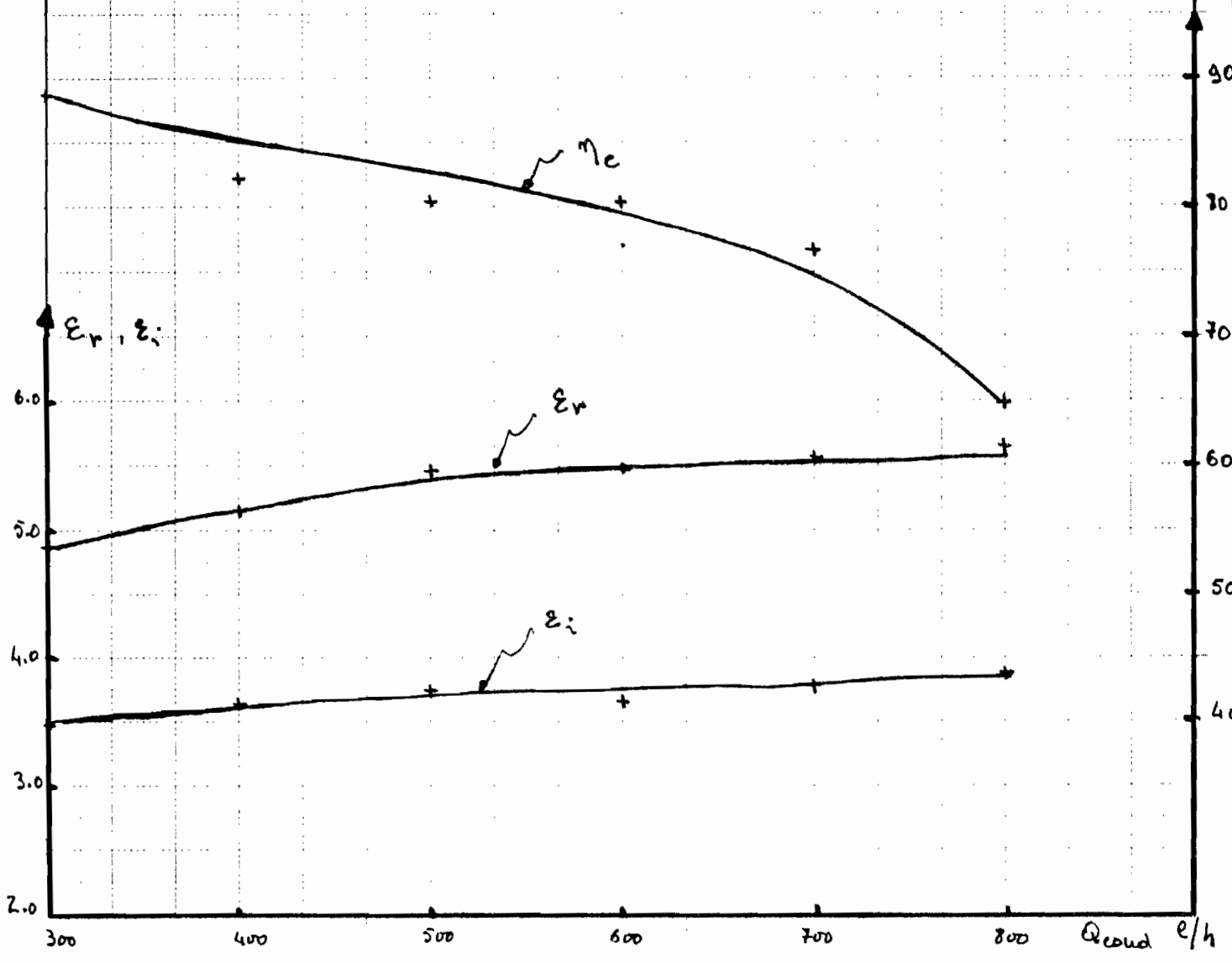
$$m_i = \frac{4200}{154.2 - 110.5} = 96.1 \text{ kg/h}$$

$$\Phi_{\text{cTh}} = (158 - 110.5) 96.1 = 4564.7 \text{ kcal/h}$$

$$\rightarrow \eta_c = \frac{2960}{4564.7} = 64.8\%$$

Résultat voir tableau 5.

Fig 3. Courbes ε vs Q_{cloud} (l/h)
 η_c (%) vs Q_{cloud} (l/h)
 à $N = 800 \text{ t/mn}$ et $Q_{\text{ev}} = 300 \text{ l/h}$



Q_{cond} l/h	$h_{2'}$ kcal/kg	$h_{2''}$ kcal/kg	$h_{3'}$ kcal/kg	ε_r	$\frac{\Delta \varepsilon_r}{\varepsilon_r}$ %	ε_i	$\frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_i}$ %	$h_{2'}$ kcal/kg	η_c %	$\frac{\Delta \eta_c}{\eta_c}$ %
800	154.2	162.0	110.5	5.64	15.1	3.88	16.2	158.0	64.8	54.7
700	154.2	162.0	110.8	5.56	15.1	3.77	16.3	158.4	77.1	45.4
600	154.0	161.8	111.2	5.49	15.3	3.66	16.1	158.5	80.4	41.4
500	154.0	161.7	112.0	5.41	14.9	3.74	16.2	159.0	80.3	37.3
400	154.0	162.7	112.8	5.15	14.9	3.63	15.7	158.8	82.2	34.3
300	154.0	162.2	114.0	4.87	14.7	3.48	16.3	158.5	88.6	31.9

Tableau 5

Courbes ε_r , ε_i , η_c vs Q_{cond} voir Fig 3

7.) CONCLUSION

d'examen de la figure 3 nous montre que ε_r et ε_i diminuent lorsque le débit d'eau au condenseur diminue. Ceci est concevable si l'on sait qu'un refroidissement au condenseur entraîne une baisse du COP. En effet la température d'entrée de l'eau au condenseur étant constante et inférieure à la température de condensation du freon, une augmentation du débit d'eau entraîne une plus grande évacuation de chaleur d'où un plus grand refroidissement au condenseur ce qui se traduit par une augmentation du COP.

EXPERIENCE N° 5

ETUDE DU CONDENSEUR ET DE L'EVAPORATEUR COMME ECHANGEUR DE CHALEUR

1) BUT

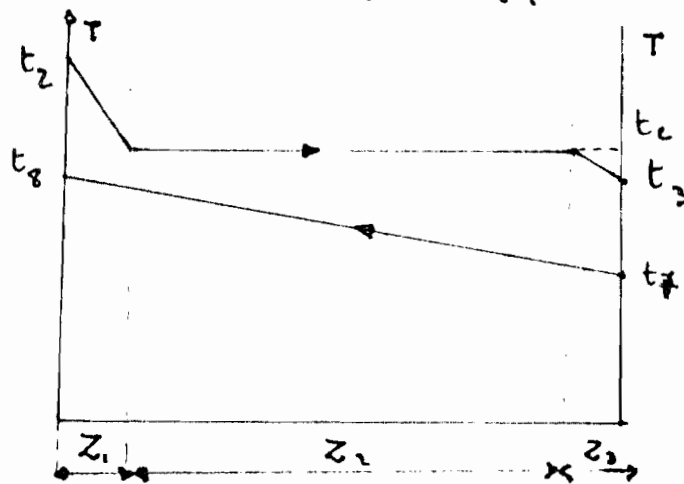
Determiner à partir de différentes conditions de marches (débits d'eau au condenseur) :

- le coefficient de transfert de chaleur au condenseur
- le coefficient de transfert de chaleur à l'évaporateur.

2) THEORIE

2.1 Etude du condenseur.

L'échange thermique se fait au condenseur entre le fréon et l'eau. Il est visualiser ici par la figure ci dessus.



où t_2, t_3 température entrée et sortie du fréon au condenseur
 t_7, t_8 " " " de l'eau " "
 t_c température de condensation du fréon

Donc on voit que le condenseur peut être scinder en 3 zones :

Z_1 : zone de surchauffe des vapeurs comprimées de freon de la température t_2 à t_c

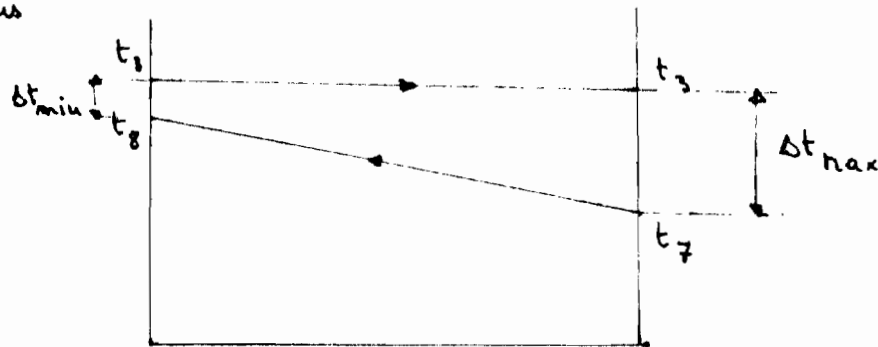
Z_2 : zone de condensation du freon à température constante t_c

Z_3 : zone de sous refroidissement de t_c à t_3

les conditions de transfert du flux calorifique sont différentes dans chaque zone et le coefficient de transfert de chaleur sera différent et variable dans chaque zone

Cependant pour les besoins du calcul on peut négliger les quantités de chaleur évacuées en Z_1 et Z_3 par rapport à celles évacuées en Z_2 . Donc on peut dire que au condenseur la température du freon est constante et est égale à t_c qui peut être assimilée à t_3

Zone d'échange thermique peut être représentée par la figure ci-dessus



Si Q_c : quantité de chaleur évacuée au condenseur Kcal/h

S : surface d'échange totale du condenseur m^2

K_c : coefficient d'échange du condenseur $\text{Kcal/h.m}^2.\text{°C}$

Δt_m : écart moyen de température au condenseur °C

on a

$$K_c = \frac{Q_c}{S \cdot \Delta t_m}$$

$$\rightarrow \Phi_c = Q_{\text{cond}} \cdot C \cdot (t_8 - t_7) \quad \text{Kcal/h}$$

où Q_{cond} : débit d'eau au condenseur kg/h
 C : chaleur spécifique de l'eau $\text{Kcal/kg}^\circ\text{C}$

$$\rightarrow \Delta t_m = F_T \cdot \Delta t_{\text{lu}}$$

où F_T : est un facteur de correction qui dépend du type de l'échangeur et des températures d'entrée et de sortie du fréon et de l'eau. Il est assimilé ici à 1 (en général $.75 < F_T < 1.00$).

$$\rightarrow \Delta t_m = \Delta t_{\text{lu}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} \quad \text{où} \quad \Delta t_{\text{max}} = t_3 - t_2$$

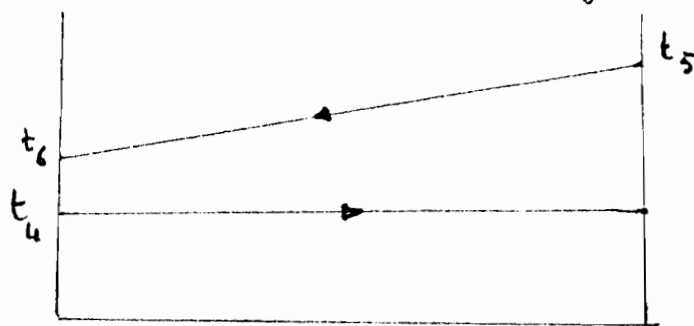
$$\Delta t_{\text{min}} = t_3 - t_8$$

2.2. Etude de l'évaporateur

L'échange thermique à l'évaporateur peut être divisé en deux phases

Z_1 : zone d'évaporation à température constante

Z_2 : zone de surchauffage des vapeurs de fréon
 Comme dans le cas du condenseur, on peut négliger la quantité de chaleur cédée dans la zone 2 par rapport à celle cédée dans la zone 1 et considérer que l'évaporation se fait à température constante pour le fréon voir fig ci-dessus



t_4 : température entrée du fluon à l'évaporateur ou température d'évaporation

t_5, t_6 : température entrée et sortie de l'eau à l'évaporateur.

Si Φ_{ev} : quantité de chaleur cédée par l'eau kcal/h

S : surface d'échange de l'évaporateur m^2

K_{ev} : coefficient d'échange de l'évaporateur kcal/h.m².°C

Δt_{ev} : écart moyen de température à l'évaporateur °C

on a

$$K_{ev} = \frac{\Phi_{ev}}{S \cdot \Delta t_{ev}}$$

si Q_{ev} est le débit de l'eau à l'évaporateur l/h

→ on a
$$\Phi_{ev} = Q_{ev} \cdot C \cdot (t_5 - t_6)$$

→
$$\Delta t_{ev} = \Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{enax} - \Delta t_{eniu}}{\ln \frac{\Delta t_{enax}}{\Delta t_{eniu}}}$$

si $\Delta t_{enax} = t_5 - t_4$

$\Delta t_{eniu} = t_6 - t_4$

3°) MANIPULATION

- Mettre l'installation en marche et attendre 6 à 8 minutes pour que le fonctionnement se stabilise
- Maintenir constants durant toute l'expérience le débit d'eau à l'évaporateur et la vitesse de rotation du compresseur

- Pour un débit de l'eau au condenseur donné, faire le relevé des grandeurs caractéristiques de l'installation nécessaires aux calculs ; il s'agit de.

t_4, t_2 température entrée et sortie du freon à l'évaporateur
 t_2, t_3 " " " " au condenseur
 t_7, t_8 " " de l'eau " "
 t_5, t_6 " " " " à l'évaporateur

- Faire ces relevés pour différents débits d'eau au condenseur
 Prendre $Q_{\text{cond}} = 900, 800, 700, 600, 500$ et 400 l/h

- A partir de ces données faire le calcul de K_c et K_{ev} pour différents débits au condenseur et tracer les courbes

K_c, K_{ev} vs Q_{cond}

- Pour le calcul prendre $S = 0,9 \text{ m}^2$

- Conclusions.

4.) RELEVÉS EXPERIMENTAUX

$$Q_{\text{ev}} = 300 \text{ l/h}$$

$$N = 800 \text{ tpm}$$

Q_{cond} l/h	t_4 °C	t_2 °C	t_2 °C	t_3 °C	$t_5 = t_7$ °C	t_6 °C	t_8 °C
900	1.0	27.0	76.5	31.5	27	15.5	34.0
800	1.5	26.7	75.0	33	"	15.0	34.0
700	1.7	27.0	75.5	32.5	"	15.5	35.0
600	2.8	26.5	77.2	34.5	"	14.8	36.0
500	3.5	26.7	78.0	35.5	"	15.0	37.8
400	4.6	26.5	78.5	37.0	"	15.2	39.5

Erreurs : $\Delta t = 0.7^\circ\text{C}$

$\Delta Q = 10 \text{ l/h}$

5.) RESULTATS5.1 Calcul du coefficient de transfert de chaleur du condenseur K_c

$$K_c = \frac{\phi_c}{S \cdot \Delta t_m}$$

$$\text{ou } \phi_c = Q_{\text{cond}} \cdot C \cdot (t_8 - t_7)$$

$$\Delta t_m = \Delta t_{\text{lm}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{(t_3 - t_7) - (t_3 - t_8)}{\ln \frac{t_3 - t_7}{t_3 - t_8}}$$

$$\rightarrow \frac{\Delta K_c}{K_c} = \frac{\Delta Q_c}{\phi_c} + \frac{\Delta (\Delta t_m)}{\Delta t_m}$$

On peut approximer Δt_m à la moyenne arithmétique de Δt_{max} et Δt_{min}

$$\frac{\Delta (\Delta t_m)}{\Delta t_m} = 2 \Delta t \left[\frac{1}{t_3 - t_7} + \frac{1}{t_3 - t_8} \right]$$

$$\rightarrow \frac{\Delta K_c}{K_c} = \frac{\Delta Q_c}{Q_c} + 2 \Delta t \left[\frac{1}{t_8 - t_7} + \frac{1}{t_3 - t_7} + \frac{1}{t_3 - t_8} \right]$$

Exemple de calcul

à $Q_{\text{cond}} = 900 \text{ l/h}$ on a

$$t_3 = 31.5^\circ \quad t_7 = 27^\circ \quad t_8 = 34^\circ \text{C}$$

On remarque ici que $\Delta t_{\text{min}} = t_3 - t_8$ est négatif. pour les besoins du calcul on prend la valeur absolue de Δt_{min}

$$\rightarrow \phi_c = 900 \times 1 \times (34 - 27) = 6300 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta t_m = \frac{(31.5 - 27) - (34 - 31.5)}{\ln \frac{31.5 - 27}{34 - 31.5}} = 3.4^\circ$$

$$\rightarrow K_c = \frac{6300}{3.4 \times 0.9} = 2058.8 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta k_c}{k_c} = \frac{10}{900} + 2 \times 0.7 \left[\frac{1}{34-27} + \frac{1}{34-31.5} + \frac{1}{31.5-27} \right] = 108.2\%$$

Resultats voir tableau 7.

5.2 Calcul du coefficient de transfert de chaleur de l'évaporateur K_{ev}

$$K_{ev} = \frac{\Phi_{ev}}{S \Delta t_{ev}}$$

où $\Phi_{ev} = Q_{ev} \cdot c \cdot (t_s - t_c)$ kcal/h

$$\Delta t_{ev} = \Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{e\max} - \Delta t_{e\min}}{\ln \frac{\Delta t_{e\max}}{\Delta t_{e\min}}} = \frac{(t_s - t_u) - (t_c - t_u)}{\ln \frac{t_s - t_u}{t_c - t_u}}$$

$$\rightarrow \frac{\Delta K_{ev}}{K_{ev}} = \frac{\Delta Q_{ev}}{Q_{ev}} + 2 \Delta t \left[\frac{1}{t_s - t_u} + \frac{1}{t_c - t_u} + \frac{1}{t_s - t_c} \right]$$

Exemple de calcul

à $Q_{cond} = 900 \text{ l/h}$ ou a

$Q_{ev} = 300 \text{ l/h}$ $t_s = 27^\circ\text{C}$ $t_u = 1^\circ\text{C}$ $t_c = 15.5^\circ\text{C}$

$$\rightarrow \Phi_{ev} = 300 \cdot 1 \cdot (27 - 15.5) = 3450 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta t_{ev} = \frac{(27-1) - (15.5-1)}{\ln \frac{27-1}{15.5-1}} = 19.6^\circ$$

$$\rightarrow K_{ev} = \frac{3450}{19.6 \times 0.8} = 195.6 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta K_{ev}}{K_{ev}} = \frac{10}{300} + 2 \times 0.7 \left[\frac{1}{27-1} + \frac{1}{15.5-1} + \frac{1}{27-15.5} \right] = 15.5\%$$

Resultats voir tableau 7

5.3 Tableau de résultats

Au vu des valeurs trouvées pour K_{ev} et K_c à $Q_{cond} = 900$ l/h on peut dire qu'on peut se dispenser de faire des calculs pour les autres débits d'eau au condenseur ; en effet :

- on trouve une erreur relative sur K_c de plus de 100 %
- les valeurs de K_c et K_{ev} sont totalement éloignées alors qu'elles devraient être du même ordre de grandeur car que le condenseur et l'évaporateur sont identiques du point de vue construction la seule différence résidant dans le calorifugeage de l'évaporateur la valeur donnée pour k par le manufacturier est

$$K = 600 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \text{ alors que } K_{ev} \approx 200 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ et}$$

$$K_c \approx 2000 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Le pendant on va continuer le calcul de K_c et K_{ev} dans le but d'analyser leur variation suivant celle de Q_{cond} . On a les résultats suivants.

Q_{cond} l/h	Φ_c Kcal/h	ΔT_m $^\circ\text{C}$	K_c Kcal/h.m ² .°C	Φ_{ev} Kcal/h	ΔT_{ev} $^\circ\text{C}$	K_{ev} Kcal/h.m ² .°C
900	6300	3.4	2059	3450	19.6	196
800	5600	2.8	2222	3600	18.9	212
700	5000	3.8	1637	3450	19.0	202
600	5400	3.7	1621	3660	17.4	234
500	5400	4.7	1277	3600	16.8	238
400	5000	5.4	1028	3540	15.8	249

Tableau 7

6) CONCLUSION.

Si on se réfère à notre petite discussion du paragraphe 5.3 on peut conclure que la méthode de détermination de K_c et K_{ev} n'est pas valable. Ceci réside essentiellement dans la non validité des hypothèses qu'on a dû formuler pour les besoins du calcul à savoir :

- négliger dans le cas du condenseur la zone de surchauffe et de sous refroidissement ce qui nous a conduit à supposer la température du fluon au condenseur constante et égale à t_3 alors qu'il y a un grand écart entre t_2 et t_3

- négliger la zone de surchauffage par rapport à la zone d'évaporation dans le cas de l'évaporateur

- la non validité des hypothèses a été vérifiée lorsqu'on a vu que Δt_{min} est négatif dans le cas du condenseur.

Donc on peut dire que l'étude du condenseur et de l'évaporateur n'est pas intéressante comme sujet de laboratoire sur notre installation

Cependant si on exclut la non validité de nos hypothèses cette expérience nous a permis essentiellement de voir que

$K_c \searrow$ lorsque $Q_{cond} \searrow$ (voir tableau 7) c'est à dire que le rendement de l'échange thermique au condenseur $\eta_c \searrow$ lorsque $Q_{cond} \searrow$ ce qui a été vérifié à l'expérience n°4

PROPOSITION DE MODIFICATION

L'objet de cette proposition de modification est d'assurer une plus grande souplesse quant au chauffage à l'évaporateur ou au refroidissement au condenseur. Il s'agit essentiellement de pouvoir faire une variante aux expériences 3 et 4.

1) MODIFICATION DU CIRCUIT DE L'EAU A L'EVAPORATEUR

Le but est d'avoir une plus grande souplesse quant au chauffage à l'évaporateur. Ceci est réalisable ⁱⁿalimenter l'évaporateur par un mélange de l'eau du robinet avec l'eau de décharge du condenseur qui s'est chauffée lors de la condensation du fréon : il suffit de faire un raccord entre la sortie du condenseur et l'entrée à l'évaporateur et un jeu de robinets permettra d'avoir la température désirée au débit désiré.

Sur la figure 2 on peut voir que la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur peut être fixée d'avance en réglant de façon adéquate les soupapes ∇ S 16, S 9 et S 17.

2) MODIFICATION DU CIRCUIT DE L'EAU AU CONDENSEUR

L'idée maîtresse est d'utiliser l'eau de décharge de l'évaporateur pour alimenter le condenseur en réalisant un mélange avec l'eau du robinet de façon à obtenir la température désirée au condenseur.

Sur la figure 2, on peut voir qu'un positionnement de S 12 et S 15 permet de réaliser cette idée.

CONCLUSION

d'étude des possibilités de l'unité de réfrigération quant aux expériences intéressantes réalisables, a été faite parallèlement dans le cadre des cours de CHAL 311, THERMO 221 et VENT 421. L'idée qui en émerge, si on se réfère aux résultats trouvés est que :

- un laboratoire de transfert de chaleur, basé sur l'étude du condenseur et de l'évaporateur comme échangeur de chaleur, ne serait pas intéressant compte tenu des difficultés rencontrées et des résultats trouvés voir TP n° 5.

- dans le cadre des cours de THERMO 221 et VENT 421, une variante des expériences 3 et 4 serait intéressante après modification du circuit eau à l'évaporateur et au condenseur voir p. 70

chapitre 6 proposition de modification page 70 ; en définitive l'expérience la plus intéressante concerne l'expérience n° 2 : étude de l'installation pour différents régimes de vitesse du compresseur.

Ceci nous paraît largement suffisant comme nombre d'expériences réalisables si l'on se réfère au nombre de séances de laboratoire qu'on fait dans ces cours.

Le pendant il convient de souligner que l'utilisation de l'unité de réfrigération peut être envisagée dans le cadre des laboratoires sur l'échangeur de chaleur.

REFERENCES

72

- INSTALLATION FRIGORIFIQUE DIDACTIQUE
MOD. F2 B
ISI GENOVA
Manuel de marche de l'unité de réfrigération
disponible au laboratoire de chaleur

- INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES tome 1 et 2
par P. J. RAPIN
PYC EDITION

- THERMODYNAMIQUE TECHNIQUE 26
par M. BAILLY
BORDAS