

12/79

الجامعة الوطنية للعلوم الهندسية  
UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

102

L'ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

SYSTEME DE CHAUFFAGE URBAIN  
PAR L'INTERMEDIAIRE DE  
LA POMPE A CHALEUR

Promoteur : Mr DIMITROV  
Mtre De Conferences

Etudié par:  
MELIANI.R  
SAÏBI.H

Promotion: Juin 1979

YEUX OCF SAVOYEUX

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

SYSTEME . DE . CHAUFFAGE . URBAIN  
PAR . L'INTERMEDIAIRE . DE  
LA . POMPE . A . CHALEUR

Promoteur : Mr DIMITROV  
Mtre De Conferences

Etudié par:  
MELIANI . R  
SAÏBI . H

Promotion : Juin 1979

--o-- R E M E R C I E M E N T S --o--

---

AVANT D'ENTAMER CETTE ÉTUDE, NOUS EXPRIMONS NOTRE GRATITUDE  
A MR DIMITROV, POUR SES CONSEILS QUI NOUS ONT ÉTÉ D'UN GRAND  
SECOURS, POUR L'ÉLABORATION DE CE PROJET.

NOUS REMERÇONS VIVEMENT TOUS LES PROFESSEURS QUI ONT CON-  
TRIBUÉ A NOTRE FORMATION.

NOS REMERCIEMENTS VONT AUSSI A MELLE HOUADRIA HASSINA, POUR  
NOUS AVOIR AIDÉ AU NIVEAU DE LA FRAPPE, DU TIRAGE ET DE LA  
MISE EN FORME DE CE PROJET.

-----oo00-----

--o-- DEDICACES --o--

-----

- A MON DÉFUNT PÈRE

- A MES PARENTS

- A MES AMIS

RACHID MELIANI

-----

--o-- P L A N --o--  
-----

- PREMIÈRE PARTIE :

- Introduction
- Calcul des déperditions
- Choix du système de chauffage
- Calcul de la surface de chauffe
- Puissance calorifique à installer
- Calcul des degrés-jours
- Calcul des différents éléments constituant le cycle
  - . Calcul des échangeurs
  - . Calcul du compresseur
- Choix des pompes à chaleur

- DEUXIÈME PARTIE :

- Climatisation des locaux abritants les piscines
- chauffage des piscines
- Exploitation économique et conclusion.

-----oOo-----

## I N T R O D U C T I O N

-----oOo-----

Dans toute installation frigorifique la **chaleur** est prise au milieu à refroidir pour être transmise à un milieu ayant une température plus élevée.

La réalisation d'un cycle frigorifique a donc pour résultat non seulement le refroidissement du milieu cédant la chaleur mais aussi l'échauffement du milieu récepteur de chaleur.

Ceci a suggéré à "LORD KELVIN" (en 1852) l'idée d'utiliser le cycle frigorifique pour le chauffage des locaux, c'est à dire de réaliser une machine dite "Pompe à chaleur".

Ce n'est qu'en 1930 que la pompe à chaleur a été utilisée pour le chauffage des locaux, c'était une installation à amoniac. Depuis elles n'ont fait que se développer au Etats-Unis et surtout en Suisse où pendant la période précédent la 2eme guerre mondiale les combustibles (Houille etc...) devenant très rares et chères on a songé à utiliser ce procédé.

Ce résultat ou procédé peut-être atteint en faisant décrire à certains fluides le cycle de Carnot inverse.

Aussi c'est dans cette optique que nous nous proposons dans ce projet, de faire l'étude du chauffage d'un local à l'aide de ce procédé de "Pompe à chaleur"

.../...

Avec l'amabilité de l'ONAT, nous avons réussi à avoir les plans de la station de thalassothérapie qui se trouve à Sidi-Ferruch, documents nécessaires aux calculs des déperditions qui sont à la base de tout dimensionnement d'une installation de chauffage c'est ce qui a été fait dans la première partie de ce projet.

Dans la deuxième partie, nous nous sommes proposés d'étudier le problème de deshumidification des locaux abritants les piscines ainsi que le chauffage de celles-ci.

Mais avant d'aborder ces problèmes, il est utile de faire un rappel sur la théorie des machines frigorifiques.

-----==oOo==-----



--- THEORIE DES MACHINES FRIGORIFIQUES ---  
A COMPRESSION DE VAPEUR  
 -----

La théorie thermodynamique d'une pompe à chaleur est identique à celle d'une machine frigorifique. Aussi nous tenons à exposer la théorie élémentaire de celle-ci.

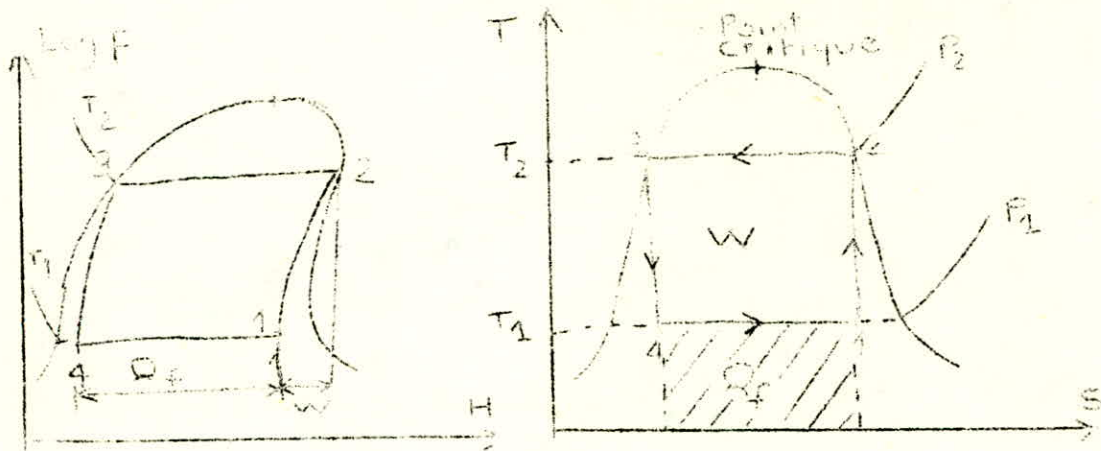
1.1. Eléments principaux d'un cycle à compression de vapeur :

Il comprend essentiellement :

- un évaporateur dans lequel le fluide frigorigène se vaporise en enlevant une certaine quantité de chaleur à la source froide :  $R_f$ . La vapeur est aspirée par le compresseur à la pression qui règne dans l'évap qui aspire les vapeurs formées.
- un compresseur mécanique, dans l'évaporateur à la pression  $P_2$ . En absorbant l'énergie mécanique  $W$ .
- un condenseur, dans lequel le fluide frigorigène se condense en cedant une certaine de chaleur  $Q_c$  à la **source** chaude.
- un détendeur fixe, abaisse la pression du fluide frigorigène de  $P_1$  à  $P_2$  et le ramène à l'état initial.

1.2. Cycle théorique (cycle de Carnot inversé) :

Dans l'industrie frigorifique on utilise couramment, en dehors du diagramme (S,T), le diagramme (H,p) proposé par Mollier ou plus souvent le diagramme (H,log p), pour notre cycle on a représenté les diagrammes suivants :



Il se décompose en 4 phases :

1. Vaporisation du fluide à la pression  $P_1$  à la température  $T_1$  constants dans l'évaporateur, avec absorption de  $Q_f$
2. Compression adiabatique de la vapeur humide de  $P_1$  à  $P_2$  cette compression absorbe un certain  $W$  fourni par une source d'énergie extérieure (moteur électrique ou thermique).
3. Condensateur du fluide dans le condenseur à pression  $P_2$  et  $T_2$  constants, et écoulement de la chaleur de condensation  $Q_c$ .
4. Détente adiabatique du fluide liquéfié dans un détendeur attelé sur le même arbre que le compresseur pour récupérer ce travail de détente de  $P_2$  à  $P_1$ .

sur le diagramme (T,S) on peut lire :

- aire (2,3,5,6,2) =  $Q_c$  évacué au condenseur
- aire (1,4,5,6,1) =  $Q_f$  absorbée à l'évaporateur
- aire (1,2,3,4',1) =  $W_c$  absorbée par le compresseur
- aire (3,4,4',3) =  $W_d$  récupéré par le moteur de détente
- aire (1,2,3,4,1) =  $W$  consommé par la machine

.../...

Selon le 1er principe de la thermodynamique

$$Q_f + W = Q_c$$

Selon le 2eme principe

$$\frac{Q_c}{T_c} = \frac{Q_f}{T_f} = \frac{Q_c - Q_f}{T_c - T_f} = \frac{W}{T_c - T_f}$$

Soit

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{Q_c}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \Phi \\ \frac{Q_f}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \varepsilon \end{array} \right.$$

$\varepsilon$  : coefficient d'effet frigorifique

$\Phi$  : coefficient d'effet calorifique

Pour la pompe à chaleur

$\varepsilon$  est aussi noté A et appelé coefficient d'amplification

$\Phi$  est noté P et appelé coefficient de performance de la pompe

Nota : On essaie dans la pratique d'avoir P donc A aussi grand que possible. ( $P = A + 1$ ).

Remarque importante : A et P ne sont point des rendements.

### 1.3. Cycle pratique :

- Suppression du moteur de détente :

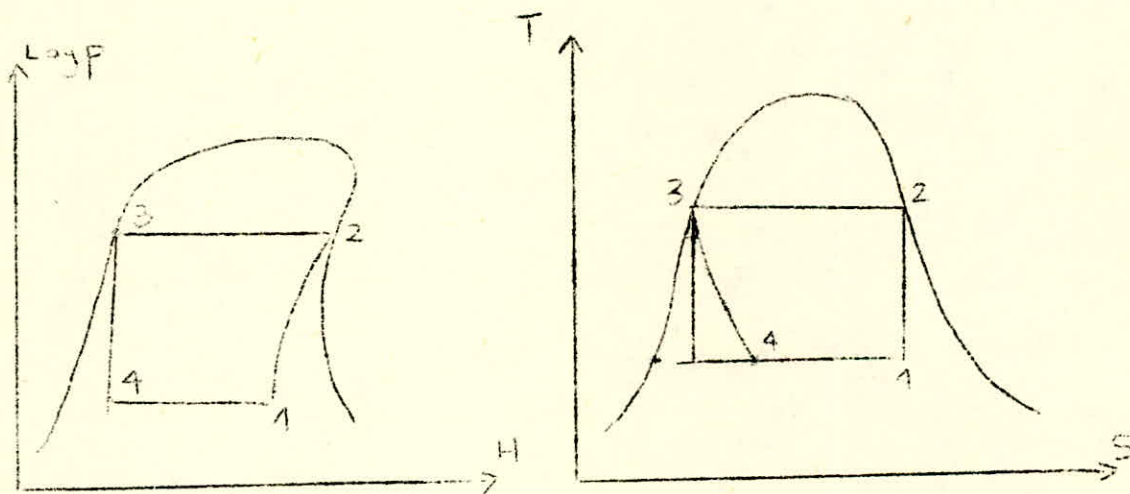
Pour la plupart des fluides frigorigènes qui évoluent loin du point critique, la chaleur massique du liquide le long de la

courbe de saturation est faible, le travail récupérable dans le moteur de détente est donc peu important en regard du travail absorbé par le compresseur.

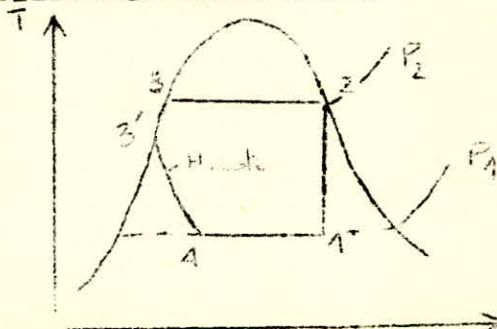
Aussi dans la pratique ce moteur de détente est remplacé par un robinet à ouverture très progressive qu'on appelle regleur (fonctionnement manuelle) ou détendeur (fonctionnement automatique), où l'on réalise un laminage ( $DH = 0$ ).

$Q_f$  diminue, mais ceci est compensé par la simplification de la machine.

Le nouveau diagramme sera donc :



1.4. Sous refroidissement :



- Cycle avec sous refroidissement -

.../...

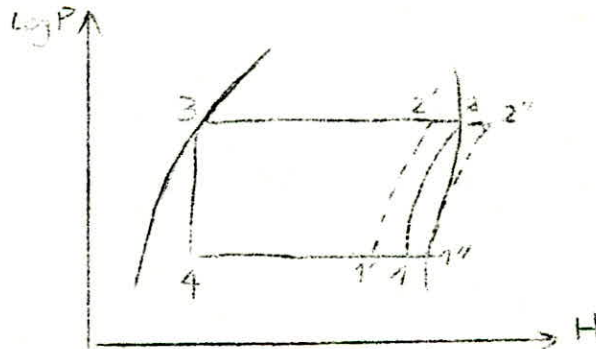
Si à la sortie du condenseur on fait circuler le fluide frigorigène dans un échangeur alimenté par de l'eau plus fraîche que celle qui sert à la condensation, nous pourrons abaisser sa température à  $P_{cste} = P_2$ , la détente s'effectuera suivant (3',4'), ceci a pour rôle d'augmenter  $Q_f$  donc  $A$  donc  $P$ , de plus ce gain est obtenu sans augmentation du travail du compresseur.

1.5. Régime humide :

Le cycle de Carnot choisi comme cycle de référence évolue entièrement à l'intérieur de la courbe de saturation, le point 1 origine de la compression est choisi de tel façon qu'en fin de compression la vapeur humide se retrouve à l'état de vapeur sèche (point 2).

En fait ce point 1 est très difficile, sinon impossible à déterminer.

Deux cas peuvent se poser :



Le point 1 se retrouve en 1'', il y aura une légère surchauffe en fin de compression.

Le point 1 se retrouve en 1', nous aura de la vapeur humide en fin de compression : c'est la marche en "régime humide".

.../...

Inconvénient de la marche en régime humide :

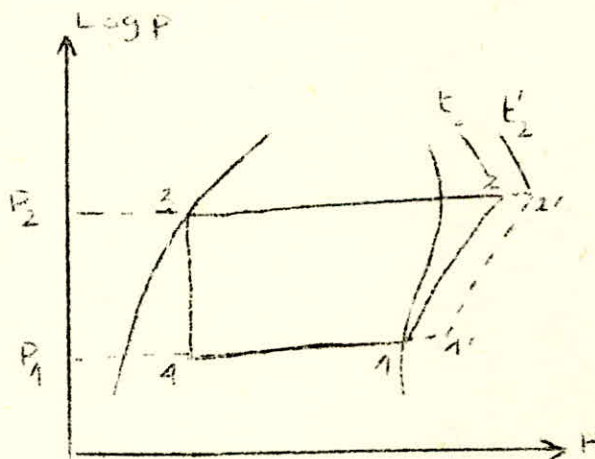
1/ Risque de coups de liquide si le volume de liquide restant en fin de compression est supérieur au volume de l'espace mort.

2/ Risque de diminution de la capacité d'aspiration du compresseur du fait de l'évaporation et de l'expansion de ce liquide au début de la course d'aspiration.

3/ Enfin la surface interne du cylindre étant en quelque sorte lavée par ce liquide, le film d'huile peut-être interrompu et le graissage n'est plus assuré.

1.6. Marche en régime sec ou surchauffé :

Née d'observations américaines selon lesquelles la production frigorifique est meilleure lorsqu'on aspire des vapeurs saturées sèches.



Dans ce régime, le point figuratif en début de compression est sur la courbe de saturation et la compression s'effectue entièrement dans la zone des vapeurs surchauffés.

En réalité pour des raisons de sécurité, le début de compression se trouve en un point (1') dans la zone de surchauffe ce qui élève la température en fin de compression.

--- Avantages ---

- 1/ Evite tous les inconvénients du régime humide
- 2/ L'effet frigorifique est augmenté (donc  $Q_f \Rightarrow Q_c$ )

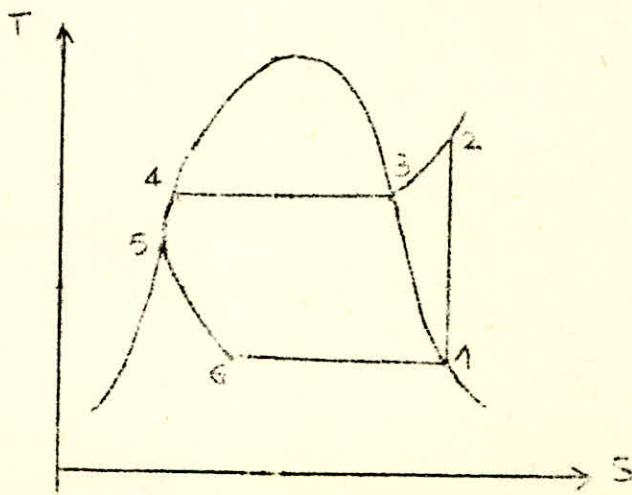
--- Inconvénients ---

- 1/ Augmentation de l'énergie motrice  $\Rightarrow$  diminution de P
- 2/  $T_2 - T_1$  augmentent  $\Rightarrow$  la lubrification du cylindre et des articulations de pistons peut devenir insuffisante vu que le coefficient de viscosité s'abaisse si  $DT > 120^\circ\text{C}$ .

Quoiqu'il en soit toutes les machines frigorifiques fonctionnent en surchauffe.

1.7. Cycle retenu :

Le cycle pratique figuré dans le diagramme entropique est le suivant :



1.8. Calcul des éléments caractéristiques du circuit :

\* effet frigorifique de 1 kg de fluide admis dans l'évaporateur

$$DHo = H_1 - H_6 = H_1 - H_5$$

\* volume de vapeur aspiré par le compresseur/kg

$$V_a = \frac{Q_f V_1}{(M_1 - H_5)}$$

$Q_f$  : production frigorifique

$V_1$  : volume massique au point 1

\* consommation d'énergie motrice pour 1kg de fluide

$$W = H_2 - H_1$$

\* coefficient d'effet calorifique (coefficient de performance)

$$P = \frac{H_2 - H_5}{H_2 - H_1}$$

\* Production frigorifique spécifique

l'unité SI est la frigorie par kWh

comme 1 KW h = 3600 kw

donc correspond à 36000 kJ soit  $\frac{3600}{4,185} \approx 860$  kcal.

$$\text{on a } \epsilon = \frac{Q_f}{W_c} \Rightarrow \epsilon W_c = Q_f$$

Pour un travail de 1 kWh la production frigorifique spécifique est

$$K_f = 860 \text{ F/kwh}$$

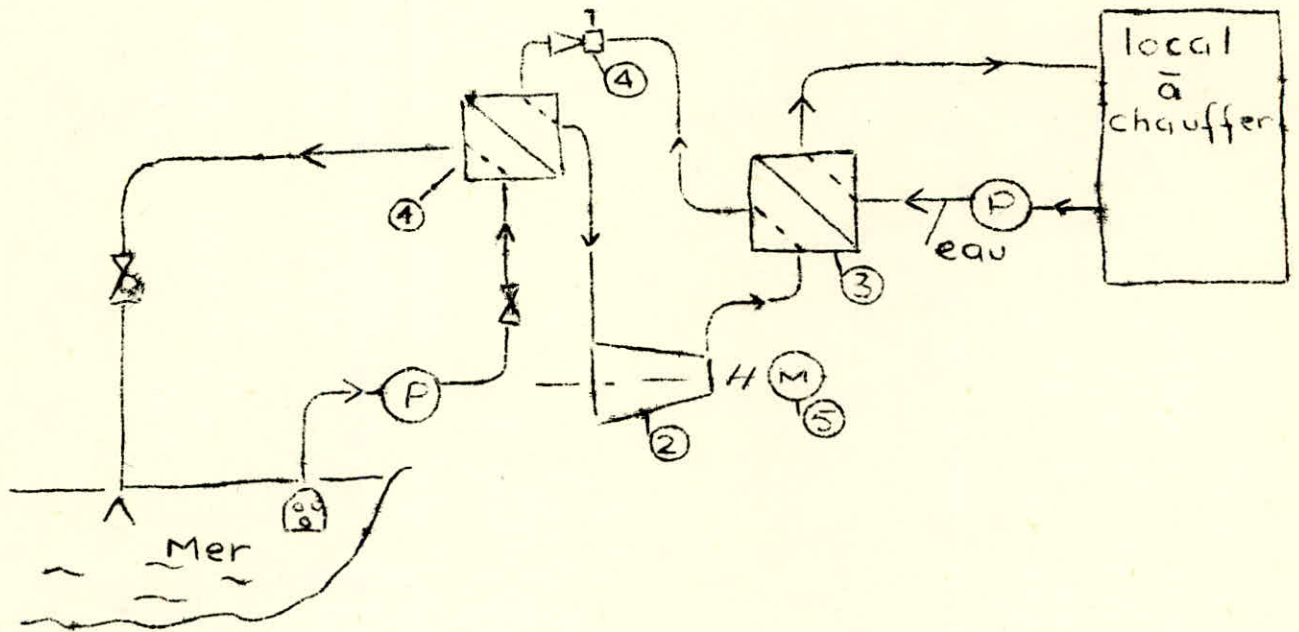
on démontre aussi que la production calorifique spécifique est

$$K_c = 860 \text{ kcal/kwh.}$$

.../..



# Chauffage du Batiment - Schema de principe -



- ① Evaporateur
- ② Compresseur
- ③ Condenseur
- ④ Detendeur
- ⑤ Moteur d'entraînement
- Ⓟ: pompe

} Thermobloc

Au passage par l'évaporateur le fluide frigorigène pompe de la chaleur à l'eau de mer en abaissant la température de celle-ci. Ensuite il la restitue à l'eau en se condensant au condenseur. Cette eau transporte donc les calories nécessaires au chauffage.

--- LE CALCUL DES DEPERDITIONS ---  
-----

Elles sont de 3 sortes :

1°/ Deperditions par transmission ( $Q_o$ )

2°/ Deperditions par infiltration ( $Q_1$ )

3°/ Deperditions par renouvellement d'air ( $Q_v$ )

1°/ Deperditions par transmission ( $Q_o$ )

Les deperditions calorifiques par transmission  $q_o$  se calculent pour chaque surface d'enveloppe d'un local cédant de la chaleur d'après les lois de la transmission globale de la chaleur en regime établi

$$\begin{cases} q_o = kS (t_i - t_e) \text{ kcal/h} \\ Q_o = \sum q_o \end{cases}$$

S : surface d'échange [m<sup>2</sup>]

K : coefficient globale de transmission [kcal/m<sup>2</sup> h°C]

$t_i$  et  $t_e$  : températures intérieures et extérieures.

2°/ Deperditions par infiltration ( $Q_1$ )

Elles sont dues à ce que la quantité d'air qui pénètre dans un local sous l'effet du vent et a cause des zones non etanches des portes et fenêtres emportent une quantité de chaleur.

$$Q_1 = \sum (al)_A RH (t_1 - t_2) Z_E$$

$\Sigma$  (41)<sub>A</sub> : perméabilité des portes et fenêtres au vent

R : caractéristique du local

H : Caractéristique d'immeuble

Ze: Facteur de majoration pour fenêtre d'angle

a : Perméabilité spécifique de l'air

l : Longueur du joint

Pour notre cas RIETSCHELL donne :

$$R = 0,84 \quad a = 1,5 \quad H = 1$$

3°/ Déperdition par renouvellement d'air :

La Substitution d'air froid extérieur à l'air chaud d'un local entraîne une déperdition de chaleur qui s'exprime par

$$Q_v \approx Ca Va (t_i - t_e) \text{ (kcal/h)}$$

Ca = chaleur spécifique volumique de l'air

Va = volume renouvelé (m<sup>3</sup>/h)

La valeur de Ca est de 0,3 kcal/m<sup>3</sup>h.

Pour Va on a convenu avec notre promoteur de prendre 25m<sup>3</sup>/h pour une chambre à 1 personne, le double si il y a 2 lits.

Pour les autres locaux (salle de gym, cuisines, douches...) le taux de renouvellement est indiqué dans nos calculs.

--- BESOINS CALORIFIQUES DU LOCAL ---

Ils sont donnés par la relation suivante :

$$Q = Q_t + Q_l + Q_v$$

$$\text{ou } Q_t = Q_o \times Z$$

Z étant un facteur de majoration

$$Z = 1 + Z_u + Z_a + Z_h = 1 + Z_d + Z_h$$

1/ Majoration Z<sub>d</sub> :

Elle groupe la majoration :

Z<sub>u</sub> = pour interruption journalière

Z<sub>a</sub> = pour compensation des parois extérieures froides.

Pour notre cas on a relevé Z<sub>d</sub> = 7

2/ Majoration Z<sub>h</sub> pour orientation :

orientation	S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
Z <sub>h</sub>	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

.../...

--- C A L C U L S ---  
-----

Données de base :

Température extérieure minimum = + 3°C

Température intérieure = 22°C

Température de la couche phratique = 10°C

Coefficients de transmission de chaleur :

Mur ouest	Brique ciment creuse 20 cm Doublage BTC 4 cm Plâtre 2 cm	} K = 2
Mur sud	Brique ciment creuse	K = 2
Fenêtre vitrée	5,5 mm (avec infiltration)	K = 6,5
Mur intérieur	B.C.cr	K = 2,1
Toiture	B.A 16 cm Liège 4 cm B penté 5 cm Carrelage + Mortier 4 cm	} K = 0,85
Dalle inter- médiaire	BA 20 cm Chape 7 cm	} K = 1,5
Dalle sur terre plein	Chape 7 cm Liège 2 cm Bet + gravier	} K = 1,0

- Rez - de - Chaussée -

Dénomination de la pièce $t_i = 22^\circ\text{C}$	Nombre	Orientation	Dimen- sions		Surface nette (m <sup>2</sup> )	Rensu vellemst d'air par heure (m <sup>3</sup> /h)	K	Q <sub>o</sub>	N Infiltration	Q <sub>v</sub>	Q <sub>tot</sub>	Surface de Chauffe (m <sup>2</sup> )	Surface du plafond (m <sup>2</sup> )
			L	l									
Loisirs -	1												
FE		O	25,6	2,5	64	V = 611 m <sup>3</sup>	6,5	7904					
FE		Z	2,4	2,5	6	2V = 1222 m <sup>3</sup> R	6,5	741	1,07	6968	24800	233	300
PE		Z	3	2,5	7,5		2	285					
FE		S	9,55	2,5	24		6,5	2850					
(patio) ME			10,5	0,5	5,25		2	200					
(patio) FE			10,5	2	21		6,5	2594					
PC			25,6	9,55	244,5		1	2934					
								17508					
Sanitaire -	1												
V = 70 m <sup>3</sup>													
ME		S	7	2,5	17,5	3V = 210	2	665	1,02	1200	2200	21	28
PC			7	<del>2,5</del>	28		1	336					
								1001					
Administra- tion													
V = 726 m <sup>3</sup>													
FE	8	S	21	2,5	52,5	2V = 2910	6,5	6484	1,02	16610	27000	253	290
ME	6	E	13,8	2,5	34,5		1	414					
PC			21	13,8	290		1	3478					
								10376					

Désignation de la pièce Temp intérieure $t_i = 22^\circ\text{C}$	Nombre	Orientation	Dim en m		Surface Nette	Renouvellement d'air par heure	K $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$	$Q_0$ $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\eta$ aperture	$Q_v$ $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$Q_{\text{rot}}$	Surface de Chauffe ( $\text{m}^2$ )	Surface du plafond ( $\text{m}^2$ )
			L (m)	P ou H (m)									
Vestiaire douche $V = 262,5$	2												
ME		Z	14	1,9	26,6	2V=525	2	1011					
FE		Z	14	0,6	8,4		6,5	1037	1,12	3000	6300	60	105
PC		IL	14	7,5	105		1	1260					
								<u>3308</u>					
Atelier $V = 118$													
ME		Z	7	1,9	13,3	2V=236	2	505	1,12	1347	3120	29	47,25
FE		Z	7	0,5	4,2		6,5	519					
PC			7	6,75	47,25		1	567					
								<u>1590</u>					
HALL $V = 1172\text{m}^3$													
Patio			10,5	2	21	2V=2354	6,5	2594					
FE			17,6	2	35,2		6,5	4347		<del>13060</del>	47000	440	709
ME			23,1	0,5	14		2	534					
								11115					
Puit de Lumière			14	2,05	90		6,5	8505	1				
PC			22,5	3,5	709			<u>6484</u>					
FE			21	2,5									

$Q_{\text{tot}} = 117000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$   
Req chauffage

# - Entresol -

Designation de la piece $t_i = 22^\circ\text{C}$	Nombre	Orientation	dimen- sions		Surface nette ( $\text{m}^2$ )	Renouvellement par heure ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	K $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$	$Q_0$ $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	Majoration N	$Q_v$ $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$Q_{\text{tot}} = 2Q_0 + Q_v + Q_L$	Surface de Chauffe	Surface du plafond
			F	H ou E									
Cuisines - $V = 420 \text{ m}^3$	1												
ME		N	21	2,5	19,5	$2V = 840$	2	741					168
ME		O	7,5	2,5	18,75		2	712,5	1,12	4788	10300	96	
FE		N			33		6,5	4075,5					
								<u>5529,0</u>					
Atelier - $V = 114,6 \text{ m}^3$	3												
ME		N	7	2,5	6,5	$2V = 230$	2	247					45,85
FE		N			11		6,5	1359	1,12	1307	3105	29	
								<u>1606</u>					
Salle de Reunion $V = 61,3 \text{ m}^3$	1												
ME		O	3,5	2,5	8,75	$2V = 193$	2	333					24,5
FE		S	7	2,5	17,5		6,5	2161	1,02	698	3240	30	
								<u>2464</u>					
Administrat $V = 300 \text{ m}^3$	1												
FE		S	21	2,5	52,5	$2V = 600$	6,5	6484					237
ME		E	11,3	2,5	28,3		2	1074	1,02	3420	11128	104,5	
								<u>7558</u>					
Entrance	1												
		O	7	2,5	17,5	$2V = 210$	2	665	1,02	1194	1575	17,6	28



Entresol

- Rez-de-Chaussée -

Designation de la piece $t_i = 22^\circ\text{C}$	Nombre	Orientation	dimen - mono		surface nette	Renouvellement d'air par heure (m <sup>3</sup> /h)	K $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$	Q <sub>0</sub> $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	N Majoration	Q <sub>v</sub> $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Q <sub>tot</sub> $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Surface de Chauffage	Surface du plafond
			L m	l <sub>m</sub> m									
Restaurant V = 300 x 3,5 = 1010 m <sup>3</sup>	1												
ME		ZZ	3	0,5	1,5	25 m <sup>3</sup> /h. per	2	57					
FE		ZZ	3	3	9	50 personne	6,5	1912					
ME		ZZ	27	0,5	13,5	d'ou	2	513					
FE		ZZ	27	3	81	V = 1250	6,5	1004	1,07	7125	19500	183	300
ME		ZZ	10,25	0,5	5,12		2	195					
FE		ZZ	10,5	3	30,75		6,5	3798					
PF		ZZ	30	10	300		0,85	4845					
								11524					
Restaurant Medecin. V =	1												
FE		NN	6,7	2,5	16,75	25 m <sup>3</sup> /h.p	6,5	2069					
ME		NN	7,6	2,5	19	10 pers	2	722					
PF		NN			52	V = 250	0,85	840	1,12	1425	5390	50	52
								3631					
Cafeteria	1												
FE		SS	10,5	2	20,4		6,5	2520					
FE		SS	18	2	36		6,5	4446	1,02		13000	122	
ME		SS	28,5	1,6	45,6		2	1733					
FE		SS	13,7	2,5	34,3		6,5	4230					

entra

10 - 16.500  
10 - 98500

1<sup>er</sup> Etage Façade Sud

Designation de la pièce $t_i = 22^\circ C$	Nombre	Orientation	dimen- sions		surface nette	Renouvellement d'air par heure ( $m^3/h$ )	K $\frac{kcal}{m^2 \cdot h^\circ C}$	$Q_0$ $\frac{kcal}{h}$	N Majoration	$Q_v$ $\frac{kcal}{h}$	$Q_{tot} = \sum Q_0 + Q_v + Q_L$ $\frac{kcal}{h}$	Surface de Chauffage ( $m^2$ )	surface du plafond ( $m^2$ )
			L	l <sub>2</sub> H									
- Salle tiede - $V = 87,5 m^3$ ME ME	1	S E	7 5,25	2,5 2,5	17,5 13	5V = 430	2 2	665 499	1,02	2451	3638	34	35
- Bureaux et lits $V = 58,6 m^3$ ME	3	S	3,35	2,5	8,4	2V = 117	2	318	1,02	668	993	9,4	23,4
- Vestiaires et douches $V = 92 m^3$ ME	5	S	7	2,5	17,5	4V = 368	2	665	1,02	2095	2773,3	26,3	36,75
- Boxes et massages $V = 62 m^3$ ME	2	S	7	2,5	17,5	2V = 124	2	665	1,02	706	1384	13	24,8
- Poulithérapie $V = 100 m^3$ ME	2	S	7	2,5	17,5	2V = 200	2	665	1,02	1137	1815	17	40
- Kinesithérapie $V = 1222 m^3$ FB	0	R	9,6	2	19	1V = 1222	6,5	2371 584	1,07	6962	10124	95	340

- 1<sup>er</sup> étage Façade nord -

Désignation de la pièce $t_i = 22^\circ\text{C}$	Nombre	Orientation	Dimensions		Surface nette	Renouvellement d'air par heure ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	K $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$	$Q_0$ $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$	Majoration $\downarrow$	$Q_v$ $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$	$Q_{\text{at}}$ $= 2Q_0 + Q_v + Q_i$ $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$	Surface de Chauffage ( $\text{m}^2$ )	Surface du Plafond ( $\text{m}^2$ )
			L	P									
Salle Tiede $V = 87,5 \text{ m}^3$	1												
ME	1	Z	7	2,5	17,5	5V = 430	2	665	1,12	2451	3755	35,3	35
ME		E	5,25	2,5	13		2	499					
								1164					
Bureaux et lits $V = 58,6 \text{ m}^3$	6												
ME	6	N	3,35	2,5	8,4	2V = 117,2	2	318	1,12	668	1025	10	23,4
Vestiaires et douches $V = 92 \text{ m}^3$	4												
ME	4	N	7	2,5	17,5	4V = 368	2	665	1,12	2095	2840	27	36,75
Salle Gymnast $V = 71,75 \text{ m}^3$	4												
ME	4	N	7	2,5	17,5	5V = 359	2	665	1,12	2045	2790	26,2	28,7
Salle postère $V = 180 \text{ m}^3$	9												
ME	9	O	10,5	2,5	26,25	3V = 540	2	997,5	1,12	3075	7862	74	72
FE		N	6,85	2,5	17,1		6,5	2115					
PF			6,68	10,5	72		0,85	1162					
								4274,5					

1<sup>er</sup> étage - Terrasse Vitrée - V = 517,5 m<sup>3</sup>

Designation de la pièce  
t<sub>i</sub> = 22°C

Designation de la pièce t <sub>i</sub> = 22°C	Nombre	Orientation	Dimen-sions		Surface nette	Renouvellement d'air par heure (m <sup>3</sup> /h)	K kcal m <sup>2</sup> h°C	Q <sub>0</sub> kcal/h	Majoration	Q <sub>v</sub> kcal/h	Q <sub>tot</sub> (kcal/h) = 2Q <sub>0</sub> + Q <sub>v</sub> + Q <sub>L</sub>	Surface de chauffe (m <sup>2</sup> )	Surface du Plafond (m <sup>2</sup> )
			L (m)	l (m)									
FE	1	S	3	1,5	4,5	2V=1035	6,5	550		5900			
FE		N	6	1,5	9		6,5	1100			14400	190	210
FE		O	12	1,5	18		6,5	2220	1,02		<u>+ 5900</u>		
PF			23	9	207		0,85	3383			20300		
Perte Patio/Terrasse			9,6	1,6	15,4		2	584					
ME			9,6	2	19,2		6,5	2371					
FE								<u>10208</u>					
Pertes par infiltration (terrasse)						Q <sub>L</sub> = 3 × 84 × 0,84 × 19 = 4000							
						Q <sub>L</sub> niveau 1 ≈ 12000 kcal/h							
										Q <sub>tot</sub> niveau 1 = 104000 kcal/h			

- 2<sup>ème</sup> étage -

Désignation de la temper t° intérieure t <sub>i</sub> = 22°C	Nombre	Orientation	Dimen- sions		Surface hette	Renouvellement d'air par heure (m³/h)	K $\frac{kcal}{m^2 h °C}$	Q <sub>0</sub> $\frac{kcal}{h \cdot m^2 °C}$	Majoration Z	Q <sub>v</sub> $\frac{kcal}{m^2 h °C}$	Q <sub>tot</sub> ( $\frac{kcal}{h}$ ) = Z Q <sub>0</sub> + Q <sub>v</sub> + Q <sub>L</sub>	Surface de Chauffe (m²)	Surface du plafond (m²)
			L (m)	l <sub>oa</sub> (m)									
Chamb. d'angle ME FE	2	E <del>SE</del> N	5,77	2,4	16,3	50	2	617,4	1,12	285	2089	19,6	22,6
			3,35	2,4	8	8	6,5	993					
								<u>1610,4</u>					
Chamb. interm - à 1 lit FE	6	N	3,35	2,4	8	25	6,5	993	1,12	143	1256	12	16
			3,35	2,4	8	50	6,5	993					
- à 2 lits FE	20	N	3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,12	285	1397	13	23,8
- Tisanderie V = 72,36 m³ ME FE	1	E E	9	1,2	10,8	3V = 217	2	410,4	1,07	1238	3104	29	30,15
			9	1,2	10,8		6,5	1334					
								<u>1744,4</u>					
- Chamb. d'angle ME FE	2	E E	6,77	2,4	16,3	50	2	617,4	1,02	285	1928	18,1	22,6
			3,35	2,4	8	8	6,5	993					
								<u>1610,4</u>					
- Chamb interm - à 1 lit FE	8		3,35	2,4	8	25	6,5	993	1,02	143	1156	11	
- à 2 lits FE	18		3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,02	285	1298	12,2	

Q<sub>L</sub> = 11000 kcal/h

Q<sub>totale</sub>  
2<sup>ème</sup> étage = 90200 kcal/h

### 3<sup>eme</sup> Etage

Designation de la piece  $t_c = 22^\circ C$	Nombre	Orientation	Dimensions		Surface Nette	Renouvellement d'air par heure ( $m^3/h$ )	K $\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$Q_0$ (kcal/h)	Majoration Z	$Q_v$ (kcal/h)	$Q_{tot}$ (kcal/h) = $ZQ_0 + Q_v + Q_L$	Surface de Chauffage ( $m^2$ )	Surface du Plafond ( $m^2$ )
			L (m)	l ou H (m)									
Chambre d'angle ME FE	2	E	6,77	2,4	16,3	50m	2	617,4	1,12	285	2090	19,6	22,6
		N	3,35	2,4	8	50	6,5	$\frac{993}{1610,4}$					
Chambre Inter. (1 lit). FE	16	N	3,35	2,4	8	25	6,5	993	1,12	143	1255	12	16
Chambre Inter. (2 lits). FE	10	N	3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,12	285	1397	13	23,8
Chambre d'angle ME FE	2	O	6,77	2,4	16,3	50	2	617,4	1,02	285	1928	18	22,6
		S	3,35	2,4	8	50	6,5	$\frac{993}{1610,4}$					
Chamb. Inter (1 lit) FE	16	S	3,35	2,4	8	25	6,5	993	1,02	143	1156	11	16
Chamb. Inter (2 lits) FE	10	S	3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,02	285	1298	12,2	16

$Q_L = 11000$

$Q_{total} = 84500 \text{ kcal/h}$

4<sup>eme</sup> etage - Façade - Nord

Designation de la piece $t_{in} = 22^{\circ}C$	Nombre	Orientation	dimensions		Surface nette	Renouvellement d'air par heure	K $\frac{kcal}{m^2 \cdot h^{\circ}C}$	$Q_0$ $\frac{kcal}{h}$	Majoration Z	$Q_v$ $\frac{kcal}{h}$	$Q_{tot} (\frac{kcal}{h})$ $= ZQ_0 + Q_v + Q_L$	Surface de Chauffage (m <sup>2</sup> )	Surface du plafond (m <sup>2</sup> )
			L (m)	L ou H (m)									
chambre d'angle	1	O	4,77	2,4	11,45	25 m <sup>3</sup>	2	435,02	1,12	143	2050	19 m <sup>2</sup>	16
ME	1	O	4,77	2,4	11,45	25 m <sup>3</sup>	2	435,02	1,12	143	2050	19 m <sup>2</sup>	16
FE		N	3,35	2,4	8		6,5	993	1,12				
PF		N	3,35	4,77	16		0,85	258	1,12				
								<u>1704</u>					
chambre d'angle	1	E	7,10	2,4	17	50	2	647,52	1,12	286	2550	23	23,8
ME	1	E	7,10	2,4	17	50	2	647,52	1,12	286	2550	23	23,8
FE		N	3,35	2,4	8		6,5	993	1,12				
PF		N	7,10	3,35	23,8		0,85	384,13	1,12				
								<u>2024,65</u>					
chambre intermedia (1 lit)	19	N	3,35	2,4	8	25	6,5	993	1,12	143	1544	14,5	16
FE	19	N	3,35	2,4	8	25	6,5	993	1,12	143	1544	14,5	16
PF		N	4,77	3,35	16		0,85	258	1,12				
								<u>1251</u>					
chambre inter (2 lits)	7	N	3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,12	286	1828	17,1	23,8
FE	7	N	3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,12	286	1828	17,1	23,8
PF		N	7,1	3,35	23,8		0,85	384	1,12				
								<u>1377</u>					

$$Q_L = 28 \times 8,15 \times 0,84 \times 1,5 \times 19 \approx 5500 \text{ kcal/h}$$

$$Q_L / \text{chambre} = 196 \text{ kcal/h}$$

- 4 etage façade Sud -

Designation de la pièce $t_i = 22^\circ\text{C}$	Nombre	Orientation	Dimen- sions		Surface Nette	Renouvellement d'air par heure ( $m^3/h$ )	K $\frac{\text{kcal}}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ\text{C}}$	$Q_0$ (kcal/h)	N Majoration	$Q_v$ (kcal/h)	$Q_{\text{tot}}$ (kcal/h) $= 2Q_0 + Q_v + Q_L$	Surface de chauffe ( $m^2$ )	Surface du Plafond ( $m^2$ )
			L (m)	l (m)									
Chambre d'angle ME	1	O	4,77	2,4	11,45	25	2	435	1,02	143	1862	17,5	16
		S	3,35	2,4	8	6,5	993						
		PF	4,77	3,35	16	0,85	258						
								<u>1686</u>					
chambre d'angle ME	1	E	7,1	2,4	17	50	2	647,5	1,02	285	2350	22	23,8
		S	3,35	2,4	8	6,5	993						
		PF	7,1	3,35	23,8	0,85	384,4						
								<u>2024,9</u>					
chambre interm (1 lit)	19	S							1,02	143	1419	13,3	16
		FE	3,35	2,4	8	25	6,5	993					
		PF	4,77	3,35	16	0,85	258						
								<u>1251</u>					
chamb. inter (2 lits)	7	S	3,35	2,4	8	50	6,5	993	1,02	285	1690	16	23,8
		PF	7,1	3,35	23,8	0,85	384,4						

$Q_L = 5500 \text{ kcal/h}$  (Pour toute la façade sud)

$Q_{\text{tot}} 4^{\text{me}} \text{ etage} = 100000 \text{ kcal/h}$



Hypothèses :

L'architecture du bâtiment étant très compliquée, les écarts de températures dans les locaux sont au maximum de 3°C, on a supposé que la  $T_i$  est uniforme et prise égale à la température la plus fréquente c:a.d.22°C. Ceci facilite les choses, car les échanges à l'intérieur sont nulles, ils ne se feront qu'à travers les façades extérieures, le plancher et la toiture.

--- Bi Ian ENERGETIQUE ---  
-----

	Besoins calorifiques
Rez de chaussée	117.000 kcal/h
Entresol	98.500 kcal/h
1er étage	104.000 "
2eme étage	90.200 "
3eme étage	84.500 "
4eme étage	100.000 "
T O T A L	----- 594.200 "

Arrondissons cela et fixons nos besoins énergétiques pour le chauffage du local à :  $Q = 600.000$  kcal/h.

---CHOIX DU SYSTEME DE CHAUFFAGE ---  
-----

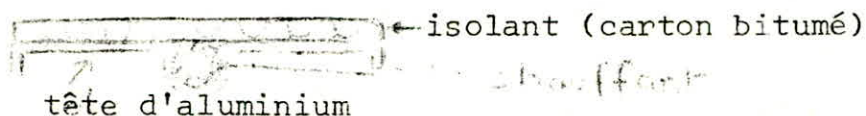
Comme, lorsque la température du fluide chauffant employé croit, le coefficient de performance de la pompe à chaleur diminue rapidement, il convient pour les chauffages à eau chaude d'adopter des températures de départ d'eau aussi basses que possible.

.../...

Ceci conduit dans les installations par radiateur à augmenter en conséquence la surface de chauffe de ceux-ci donc accroît le prix de l'installation. Aussi a-t-on délaissé ce procédé.

La pompe à chaleur peut, avantageusement, être envisagée pour les chauffages par plafonds ou planchers chauffants car la température du fluide chauffant à produire est relativement basse.

Dans notre cas, nous avons convenu d'utiliser un système par panneaux chauffant fixé au plafond, dont la constitution est représentée sur la figure ci-dessous.



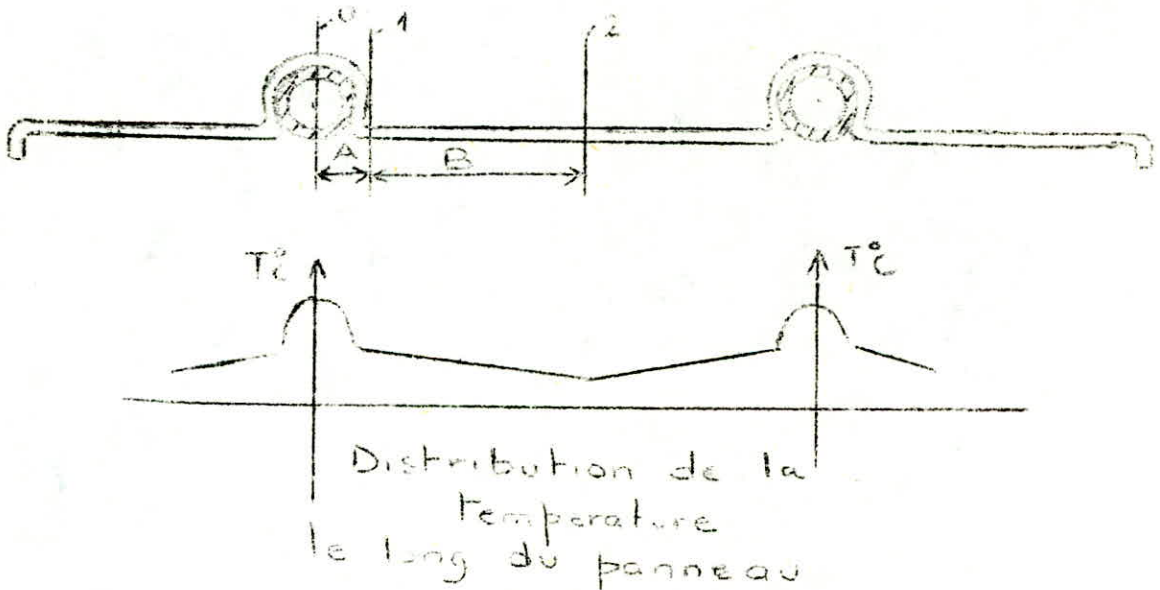
Comme tout panneau chauffé cède de la chaleur vers le haut et le bas on utilise un isolant de bonne qualité pour que la chaleur cédée vers le haut soit petite par rapport à celle cédée vers le bas.

#### 1°/ Limite de température du plafond :

Pour éviter aux occupants d'une pièce une gêne causée par le rayonnement d'une surface, la température de celle-ci ne doit quelque soit le système de chauffage, pas être trop élevée. CHRENKO a pu, à la suite de très nombreuses observations, affirmer que la température du plafond et la température ambiante moyenne, à hauteur de la tête (et qui est d'environ 32°C) ; ne doit pas dépasser 2,2°C. Aussi on a convenu de choisir la température moyenne du plafond chauffant à 34°C. Celle-ci étant fixée, il nous faut déterminer la température moyenne de l'eau de chauffage.

2°/ Température moyenne de l'eau de chauffage :

Celle-ci a été déterminée en appliquant la théorie de l'ailette mince indiquée sur le RIETSCHEL,



Comme  $A \ll B$  on calculera la température moyenne sur la zone B. Pour cela, il nous faut la distribution de la température le long de cette zone ; celle-ci est donnée par la relation

$$\theta_x = \theta_1 \frac{\text{ch}(mbx)}{\text{ch}(mbB)} \quad \text{où } \theta = T_x - t_i = t_x - 22^\circ\text{C}$$

$$\text{ou } mb = \sqrt{\frac{x}{\lambda \delta S \theta}}$$

$x$  est la somme des coefficients partiels vers le haut et le bas.

$\lambda_\delta$  : coefficient de conduction calorifique du panneau d'aluminium

$\delta$  : épaisseur du panneau d'aluminium

D'autre part si  $Q_B$  est la cession de chaleur dans la zone B on a

$$\theta_0 - \theta_1 = \frac{Q_B}{V} \quad (1)$$

$\theta_0$  : température relative moyenne de l'eau dans les tubes

$\frac{1}{V}$  : coefficient de résistance calorifique

On peut écrire aussi

$$Q_B = \sqrt{x_B \lambda_B \delta_B} \theta_1 h(m_B B) \quad (3)$$

de (2) et (3) on tire

$$\theta_1 = \frac{V \theta_0}{\sqrt{x_B \lambda_B \delta_B} h(m_B B) + V} = \frac{\theta_0}{\frac{\sqrt{x_B \lambda_B \delta_B} h(m_B B) + V}{V}}$$

D'où la distribution de la température dans la zone B

$$\theta_x = \frac{\theta_0}{\frac{\sqrt{x_B \lambda_B \delta_B} h(m_B B) + V}{V}} \times \frac{c h(m_b x)}{c h(m_b B)}$$

d'autre part

$$\theta_{moy} = \frac{\int_0^B \theta_x dx}{\int_0^B dx} = \frac{1}{B} \int_0^B \theta_x dx$$

$$\theta_{moy} = \frac{K \theta_0}{m_b B} \frac{\delta h(m_b B)}{c h(m_b B)} = \frac{K \theta_0}{(m_b B)} h(m_b B)$$

$$\text{avec } K = \frac{1}{\frac{\sqrt{x_B \lambda_B \delta_B} + V}{V}}$$

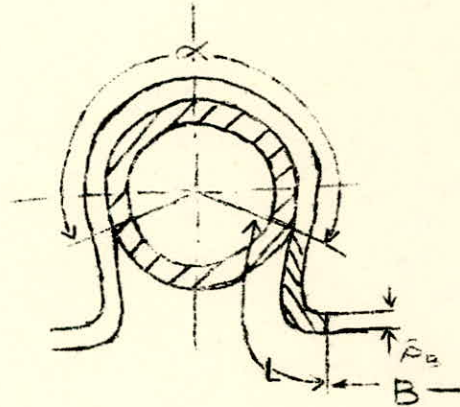
La température absolue du plafond étant fixée on a donc fixé la température relative de celle-ci c'est à dire  $\theta_{moy}$   
Dans le présent cas

$$\theta_{moy} = 34 - 22 = 12^{\circ}\text{C}$$

Aussi la température moyenne relative de l'eau dans les tubes  $\theta_0$  est donnée par la relation

$$\theta_0 = \frac{(m_b B) \theta_{moy}}{k t R (m_b B)} = 12 \frac{(m_b B)}{k t h (m_b B)}$$

## Application numérique



--Diamètre des tubes	$d$ (mm)	21,25
- Angle d'enroulement du panneau autour du tube.	$\alpha$	240°
- Epaisseur du panneau	$S_b$ (mm)	0,6
- Distance entre le tube et la racine du panneau	$L$ (mm)	12
--Coefficient de conductivité du panneau	$\lambda_b$ ( $\frac{kcal}{mh^{\circ}C}$ )	180
· Largeur du panneau	$B$ (mm)	100
--Ecartement des tubes	$l$ (mm)	220
- $\frac{L}{S_b}$		20
- $\frac{1}{V}$ (pour $\frac{L}{S_b}$ )	$\frac{mh^{\circ}C}{kcal}$	0,504
- Coeff de transmission vers le bas	$\alpha_2$	5,5
- coeff vers haut	$\alpha_1$	2,75
- coeff de transmi		8,25
- $mB = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda_b S_b}}$		8,74

Tout calcul fait on a :

sachant  $\theta$  moy = 12°C

$$\theta_o = 23^{\circ}C = T \text{ moyen} = 45^{\circ}C$$

Comme  $(t_e - t_s)_{\text{eau}} = 10^{\circ}C$

$$\frac{t_e + t_s}{2} = T_{\text{moyen}} = 45^{\circ}$$

$t_e = 50^{\circ}C$
$t_s = 40^{\circ}C$

./.

--- CALCUL DE LA SURFACE DE CHAUFFE ---  
-----

Ayant choisi le système de chauffage, il nous faudrait maintenant calculer la surface de chauffe nécessaire pour chaque local. Celle-ci est donnée par la relation :

$$S = \frac{Q_i}{q}$$

où  $Q_i$  : besoin calorifique du local  $i$   $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)$

$q$  : cession de chaleur spécifique  $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}\right)$

Sachant que le mode de transmission d'un panneau chauffant se fait par convection et rayonnement

où :

$$q = (\alpha_c + \alpha_r) (t_p - t_i)$$

$\alpha_c$  : coefficient de transmission par convection

$\alpha_r$  : coefficient de transmission par rayonnement

Pour un panneau chauffant utilisant des tubes de fer.

$$\alpha_c = 1,1 \sqrt{t_p - t_i} \quad (\text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ \text{C})$$

$$\alpha_r = B.C \quad (\text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ \text{C})$$

$$B.C = \frac{\left(\frac{T_p}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_o}{100}\right)^4}{t_p - t_o} ; c = 4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{h}^\circ \text{K}^4$$

$t$  : température moyenne du plafond

$t_o$  : température de la paroi la plus froide de la chambre.

Pour un panneau utilisant des tubes d'aluminium

$$(\alpha_s + \alpha_v)_{Al} = (\alpha_s + \alpha_v)_{fer} \quad (1,1 \div 1,25)$$

Nos calculs

$$t_p = 34^\circ C \quad T_p = 307^\circ K$$

$$t_o = 18^\circ C \quad T_o = 291^\circ K$$

$$t_i = 22^\circ C$$

$$B = \frac{(3,07)^4 - (2,91)^4}{16} = 1,07$$

d'où

$$\alpha_s = 4,5 \times 1,07 = 4,8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ C$$

$$\alpha_v = 1,1 \sqrt[4]{34 - 22} = 2,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ C$$

$$= (\alpha_s + \alpha_v)_{fer} = 7,1 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ C$$

si on prend une majoration de 1,2

$$(\alpha_s + \alpha_v)_{Al} = 8,54 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ C.$$

$$q = 8,54 (34 - 22) = 106,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

Vous trouverez joints aux calculs de déperditions le calcul de la surface de chauffe de chaque local.

Vous pourrez aussi remarquer que pour certains locaux la surface de chauffe est supérieure à la surface disponible du plafond que nous avons pris soin de calculer.

Pour palier à cela, on compense la différence par des panneaux fixés sur les murs latéraux.

.../...



--- PUISSANCE CALORIFIQUE A INSTALLER ---  
-----

La puissance calorifique à installer devant être fournie par la pompe s'obtient par la relation ;

$$\Phi = Q(1 + Z_R + Z_A)$$

$Q$  = besoins calorifiques du local à chauffer

$Z_A$  = coefficient de sécurité

$Z_R$  = supplément pour les pertes calorifiques du réseau de tuyauterie. Il dépend du mode d'installation du réseau, suivant qu'il est très bien protégé, suivant que les conduites sont avec calorifugeage ou bien placées très défavorablement,

En général pour les installations de chauffage on prend

$$Z_R + Z_A = 0,1$$

Mais proposons-nous d'évaluer le pourcentage de pertes dans la tuyauterie par rapport à la puissance calorifique à transporter.

Comme exemple : Calculons ces pertes dans le 4ème étage.

Puissance transportée  $Q = 100.000$  kcal/h

Evaluons les pertes dans un mètre de tuyauterie.

Sur les tableaux de perte de charge on relève un diamètre optimum pour la charge donnée de 60/70 mm.

On a aussi pris comme épaisseur du calorifuge  $e = 30$  mm d'après le tableau suivant :

$\emptyset$ int (mm)	e (mm)
10 à 30	20
30 à 70	30
70 à 100	40
> 100	50

e : épaisseur économique du calorifuge.

Calcul des déperditions calorifiques par mètre de tuyauterie :

$$Q_{\text{perdes}} = k_R (t_1 - t_2)$$

ou

$$k_R = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 D_1} + \frac{1}{2\lambda_E} \text{Log} \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{2\lambda_{is}} \text{Log} \frac{D_3}{D_2} + \frac{1}{\alpha_2 D_3}}$$

avec :

$\alpha_1$  : coefficient de transmission calorifique sur la surface interne du tube

$\alpha_2$  : coefficient de transmission calorifique sur la surface du calorifuge

$D_1$  : diamètre intérieur du tube

$D_2$  : diamètre extérieur du tube ou diamètre intérieur du calorifuge

$D_3$  : diamètre extérieur du tube isolé

$\lambda_E$  : coefficient de conductivité calorifique de l'acier

$\lambda_{is}$  : coefficient de conductivité calorifique du calorifuge

$t_1$  : température du fluide à l'aller

$t_2$  : température extérieur.

En général, on peut prendre  $\alpha_1 = 1000 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$

et  $\alpha_2$  est donné par la relation

$$\alpha_2 = 8,1 + 0,045 (t'_z - t_z)$$

où  $t'_z$  est la température à la surface du tube isolé, qui doit tout d'abord être estimé.

Nous prenons  $t'_z = 30^\circ \text{C}$  ;  $t_z = 22^\circ \text{C}$

$$\lambda_e = 50 \text{ (kcal/m h}^\circ \text{C)}$$

$$\lambda_s = 0,1 \text{ (kcal:m h}^\circ \text{C)}$$

$$D1 = 60 \text{ mm} \quad D2 : 70 \text{ mm} ; D3 : 130 \text{ mm.}$$

$$\alpha_2 = 8,1 + 0,045 (30 - 22) = 8,46 \text{ (kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C)}$$

on obtient en remplaçant dans la relation  
donnant  $k_R$

$$k_R = 0,78 \text{ (kcal/m h}^\circ \text{C)}$$

Pour un mètre de conduite

$$q_{\text{perte}} = 0,78 \times (50 - 22) = 21,84 \text{ kcal/m}^\circ \text{h}$$

Si nous estimons la longueur de la conduite dans le 4ème étage à 100 m, vu que notre bâtiment fait 98 m de lon.

Les pertes totales sont de :

$$Q_{\text{pert}} = 100 \times 21,84 = 2184 \approx 2200 \text{ kcal/h}$$

ce qui correspond à 1 pourcentage de % de perte =  $\frac{2200}{100.000} = 2,2\%$

$$\text{Donc } Z_R = 0,022$$

./.

Nous convenons donc de prendre

$$\boxed{Z_R + Z_A = 0,1}$$

Donc la puissance calorifique à installer est de

$$\Phi = Q \times 1,1$$

$$\Phi = 600.10^3 \times 1,1 = 660.000 \text{ kcal/h}$$

./.

--- CALCUL DES DEGRES JOURS ---  
-----

GENERALITES :

La réalisation des objectifs du chauffage (créer dans les locaux fermés des températures extérieures<sup>(\*)</sup>) entraîne une liaison étroite entre la puissance d'un équipement de chauffage et les conditions atmosphériques et climatiques locales.

Si l'on veut donc réaliser une installation de chauffage satisfaisant dans des conditions économiques admissibles à toutes les exigences de l'hygiène et de la technique, on doit d'abord être familiarisé avec les principes fondamentaux de la science du climat.

C'est ce qui a été fait dans ce qui suit grâce aux relevés météorologiques qui nous ont été non sans difficulté remis par la station météorologique d'Oran.

1°)- Evolution annuelle de la température de l'air (Graphe N°1)

En effectuant la moyenne des températures journalières moyennes d'un même mois on obtient la température moyenne mensuelle. Ces dernières portées sur un graphique en fonction du temps donnent l'évolution annuelle de la température de l'air.

2°)- Calcul des degrés jours de chauffe (Graphe n°2) :

2.1. Cette méthode donnant des prévisions de consommation de chauffage est d'un emploi pratique et général.

Si l'on désigne par :

(\*) Lire : températures indépendantes des influences extérieures ./. .

Q : la consommation totale de chaleur pendant la période de chauffe

q : la consommation de chaleur du bâtiment par jour et par degré de différence de température entre l'air à l'intérieur et l'extérieur.

$t_i - t_{am}$ , la différence entre la température à l'intérieur et la température extérieure moyenne.

Z nombre de jours de chauffage.

La consommation de chaleur pour Z jours de chauffe est :

$$Q = q (t_i - t_{am}) Z$$

Pour désigner le produit  $(t_i - t_{am}) Z$  on a introduit l'expression "degrés-jours" que l'on note Gt. On a donc :

$$Gt = (t_i - t_{am}) Z$$

Pour un même bâtiment chauffé à la même température dans 2 lieux différents on a :

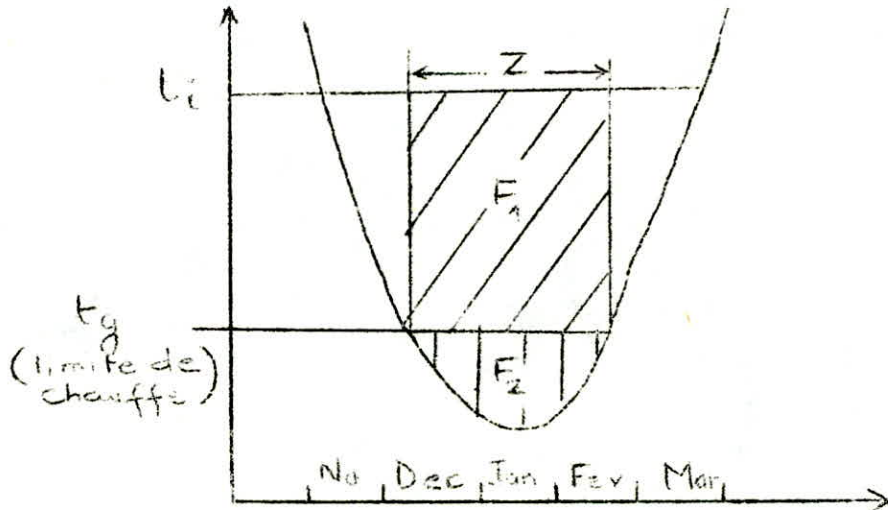
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(t_i - t_{am})_1 Z_1}{(t_i - t_{am})_2 Z_2} = \frac{Gt_1}{Gt_2} \end{array} \right.$$

q étant une constante qui ne dépend que de l'importance et du mode de construction du bâtiment.

On voit donc que les quantités de chaleur nécessaires dans les 2 lieux sont dans le rapport des nombres des degrés jours correspondants.

## 2.2. Détermination des degrés jours :

Elle s'obtient à partir de la courbe annuelle de température de l'air et est expliquée suivant le schéma suivant :



connaissant la température de limite de chauffe usuelle et la température intérieure voulue.

Le nombre  $Gt$  est égale à la surface hachurée ( $F_1 + F_2$ ).

En introduisant  $t_g$  on a :

$$Gt = Z (t_i - t_g) + Z (t_g - t_{am}).$$

$$F_1 \text{ correspond à } Z (t_i - t_g)$$

$F_2$  correspond à  $Z (t_g - t_{am})$ . Sa valeur numérique est appelée besoin thermique.

Pour notre cas on a :

$$t_i = 22^\circ\text{C}, t_g \text{ a été choisi égale à } 14^\circ\text{C}$$

On a relevé

$$\begin{cases} Gt = 972 \\ Z = 114 \text{ jours de chauffage} \end{cases}$$

./.

3°) Courbe de Fréquence Cumulée (Graphe n°3 :

Si on range les températures journalières moyennes observées pendant plusieurs années par ordre croissant et si on détermine pour chacune d'elle le nombre de jours de l'année où la température est inférieure ou égale à celle qu'on s'est fixé on obtient la courbe de fréquence cumulée de la température de l'air.

4°) Courbe de durée de charge (Graphe n°4 :

Déduite directement de la courbe précédente mais sur la période de chauffage uniquement.

La charge journalière maximale est comme on le sait obtenue pour la température extérieure minimum.

$$Q_{\max} = K (t_i - t_{\min})$$

Pour une température extérieure donnée  $t_a$

( $t_a > t_{\min}$ ) la charge serait

$$Q = K (t_i - t_a)$$

d'où le facteur de charge

$$B = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(t_i - t_a)}{(t_i - t_{\min})}$$

Aussi pour chaque température on relève le facteur de charge qu'on reporte en ordonné et en abscisse, le nombre de jour pendant lequel cette température est atteinte.

La courbe de durée de charge ainsi obtenue, nous montre que de fortes puissances ne sont nécessaires que pendant très peu de jours par an.



Ainsi, on peut y voir que le facteur de charge n'exède 0,6 que pendant une dizaine de jours. Mais par contre, il est égal à 0,5 pendant 55 jours, donc pendant la moitié de la période de chauffage. Ceci, nous a amené à choisir pour notre installation 2 pompes à chaleur devant fournir chacune la moitié de la puissance calorifique calculée auparavant donc 330.000 kcal/h, d'autre part, il est généralement admis que la température de condensation du fluide frigorigène est supérieure de 5°C à la température d'entrée de l'eau au condenseur, et qu'elle soit inférieure de 5°C à la température de sortie de l'eau à l'évaporateur.

Pour notre problème

Condenseur t entrée eau = 50°C  $\Rightarrow$  T cond = 55°C

Evaporateur t sor eau = 10°C  $\Rightarrow$  T évap = 5°C

Caractéristiques de la pompe	
fluide frigorigène	F.12
température condensation	55°C
température évaporation	5°C
puissance calorifique	300.000 kcal/h

- Releve mensuel des températures -  
- moyennes Journalieres -

Jours	Janv	Fev	Mars	Avr	Mai	Juin
1	12,2	13,5	15,3	10,05	15,6	17,15
2	11,4	11,85	13,5	11,65	14,9	17,15
3	12,1	10,75	15	13,65	14,6	18,1
4	12,9	11,5	13,2	16,6	13,1	18,15
5	11,5	13,4	13,5	15,8	13,65	18,95
6	12,9	11,5	12,1	11,95	14,9	19,35
7	13,25	16,3	14,6	13,2	15,2	18,5
8	12,05	17,6	13,6	13,75	16	18,5
9	12,5	16,2	11,45	12,95	15,6	19,7
10	13,85	14,4	12,4	11,4	16,2	19,35
11	12,9	15,45	11,4	11,85	15,7	17,55
12	14,7	16	11,2	12,7	15,2	19,25
13	12,9	13,8	11,05	13,75	16,6	18,8
14	15,55	14	12,1	13,5	16,75	18,6
15	14,4	13,85	10,9	15,3	17,4	20,3
16	12,6	12,95	12,3	16	17,2	20,25
17	14,7	12,6	15,45	17,2	22,9	19,05
18	10,85	11,5	15,4	16	24,15	21,5
19	11,7	11,75	12,95	17,15	17,9	21,4
20	12,25	13,2	11	16,4	17,4	20,7
21	11,1	12,2	11,9	15	17,9	22,65
22	9,9	12	14	15,4	17,5	20,6
23	10,8	12,2	13,8	16,6	18,2	20,8
24	13,3	10,6	12,6	18	18,4	20,9
25	13,25	11,4	14,1	19,7	16,5	21
26	14,1	11,05	15,05	18,8	17,4	21,35
27	13,4	11	14,05	15,05	19,7	22,4
28	14,4	15,6	15,8	14,75	17,6	23,1
29	13,2		16,6	15,85	17,75	22,8
30	15,5		11,8	15,9	19,4	22,65
31	13,3		11,05		19,85	
Tmoy	13	13,33	13,2	15	17,16	20

Releve Mensuel des températures  
Journalières - moyennes

Jours	Juil	Aout	Sept	Oct	Nov	Dec
1	21,1	25	23,1	22,65	18,4	12,95
2	22,7	22,3	23,9	22,5	14,6	12,35
3	25,15	21,3	23,15	22,5	14,95	16,1
4	22,65	21,5	24,1	22,6	16,6	12,2
5	22,05	24,5	24,65	21,95	17,15	15,4
6	23,1	26	25,35	21,3	14,2	14,85
7	21,9	24	24,2	21,2	13,4	13,85
8	23,6	24,8	24,9	20,85	14,25	14,85
9	22,35	24,5	23,4	22,1	15,1	16,8
10	24,4	25,1	23,25	21,6	17,15	16,8
11	24,5	23,7	23,25	19,55	19,05	14,4
12	23,3	24,3	23,9	17,75	21,25	14,3
13	24,2	24,95	24,2	18	20,65	14,1
14	25,45	24,5	24,55	19,5	20	14,35
15	23,2	27	21,2	18,5	16,45	17,2
16	28,5	25,5	23,45	17,5	16,65	15
17	28,85	25,2	23,35	18,9	12,25	14,5
18	25,5	24,9	22,4	18,2	11,4	12,7
19	26,75	24,6	23,85	18,5	12,65	13
20	24,1	23,2	18,95	13,8	12,4	12
21	26,5	29,2	22,45	19,8	14,7	11,95
22	23,05	24,6	22,3	19,05	13	11,85
23	23	23,4	21,45	18,1	14,2	11,35
24	23,2	24,1	21	20	15,2	12,35
25	22,5	24,2	22	15,3	13,7	12
26	23,1	24,85	23,5	17,5	13,05	12
27	21,5	23,4	24	16,5	13	12,3
28	23,55	23,3	23,7	18,45	14,95	13,15
29	23,75	24,6	26,1	20,75	14,85	13
30	24,45	23,8	22,15	18,4	12,35	12,45
31	26,85	24,1		17,75		13,5
TMOY	24	23,8	23,4	19,64	15,35	13,65



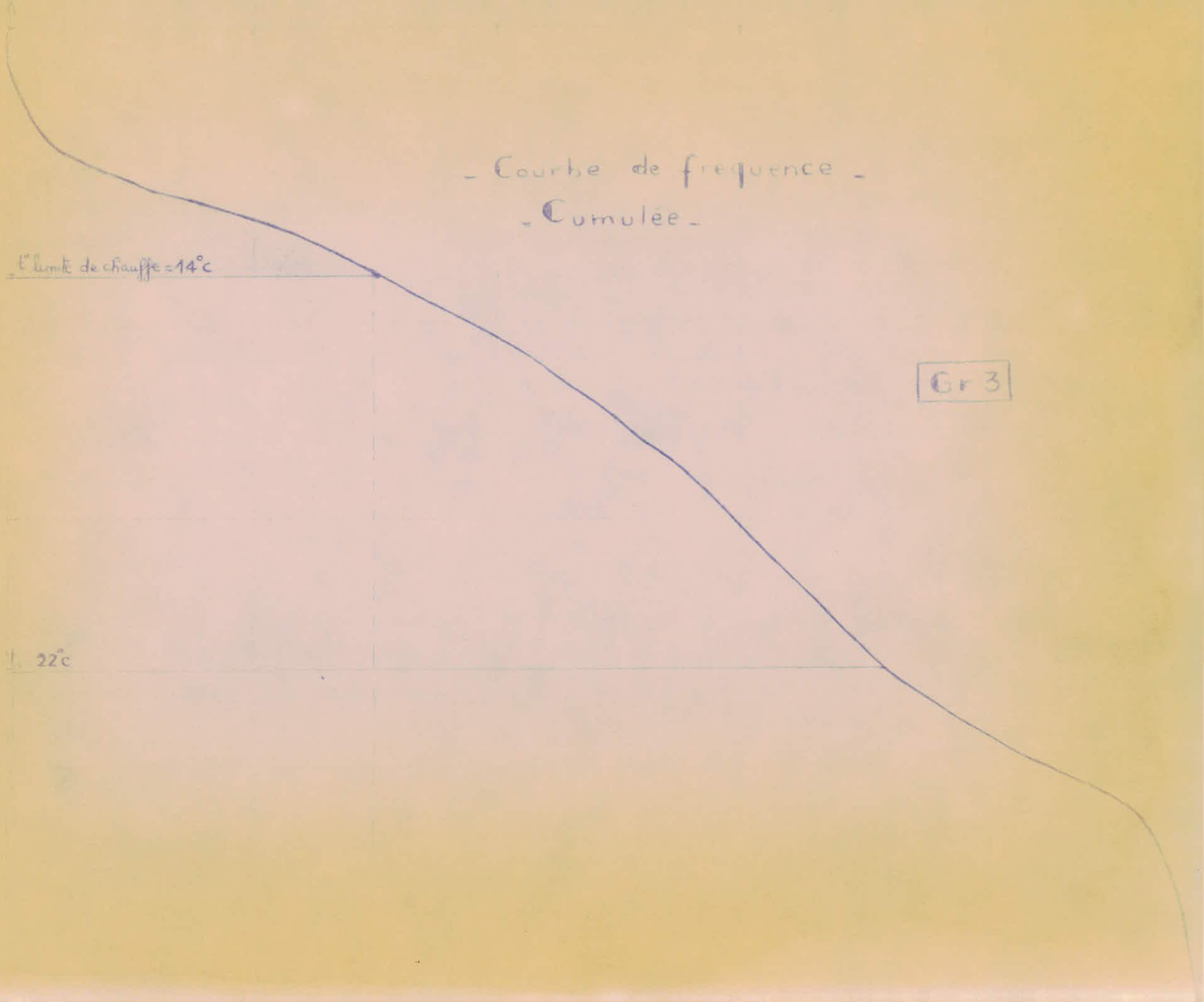


- Courbe de fréquence -  
- Cumulée -

l'unité de chauffe = 14°C

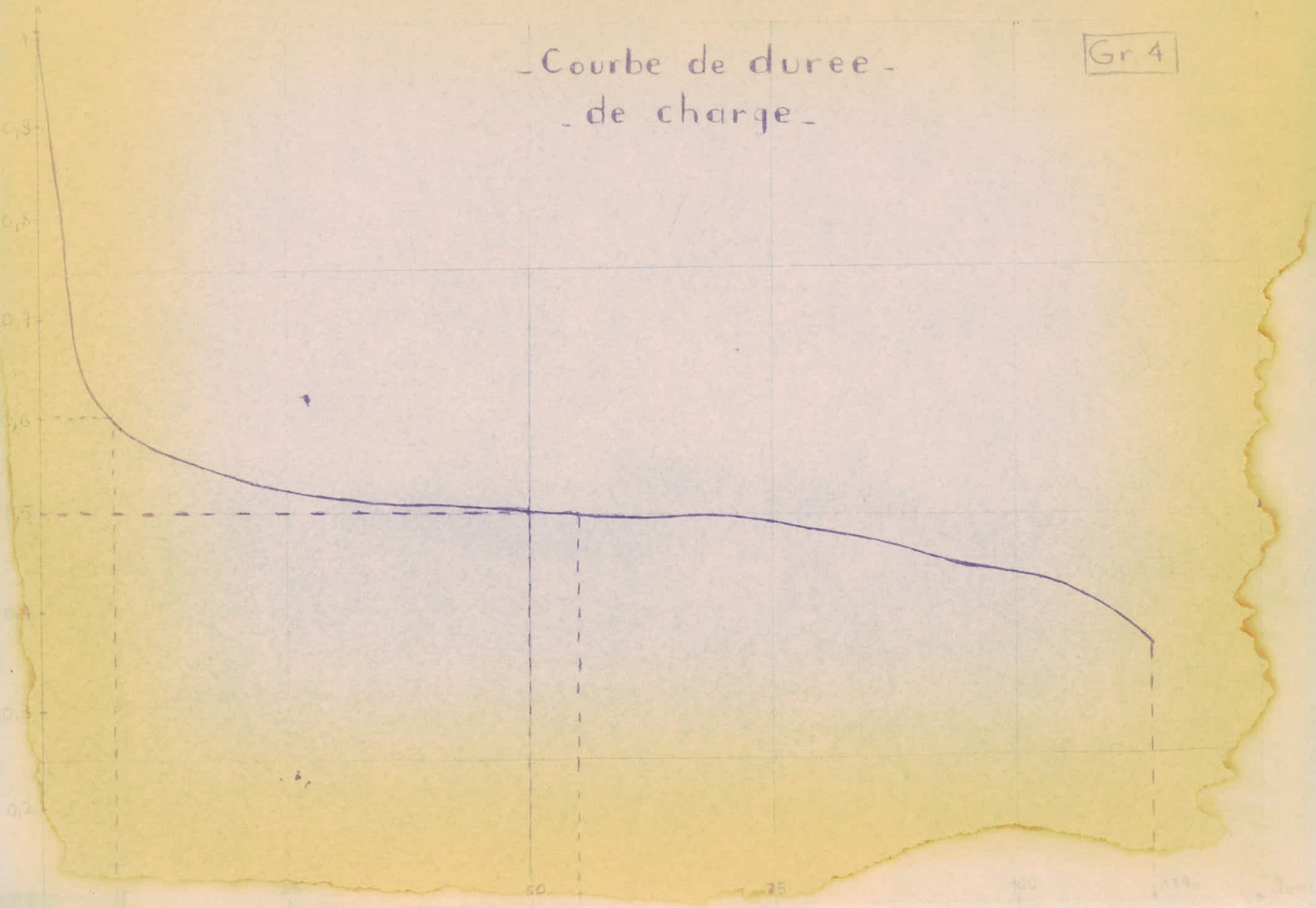
Gr 3

1. 22°C



- Courbe de duree -  
- de charge -

Gr 4



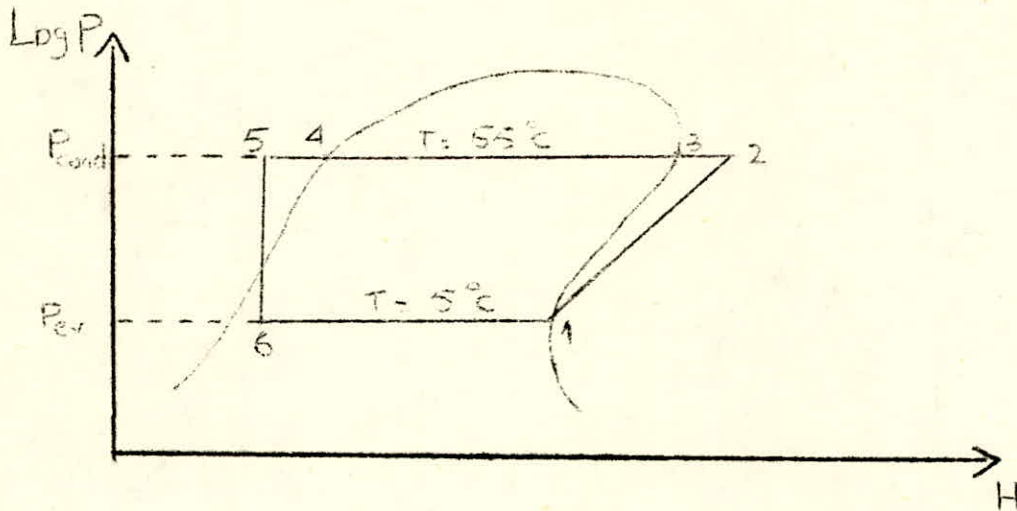
--- TRACE DU CYCLE ---

$T^{\circ}$  condensation =  $55^{\circ}\text{C}$

$T^{\circ}$  évaporation =  $5^{\circ}\text{C}$

Amplitude du sous-refroidissement =  $10^{\circ}\text{C}$

Fluide frigorigène : - Freon 12 -



Point	Enthalpie		volume massique (m <sup>3</sup> /Kg)	T° (°C)	Pression (Bar)
	(kj/kg)	kcal/kg			
1	657	157	0,048	5°C	3,68
2	682	163	0,014	63°C	13,5
3	676	161,5		55°C	13,5
4	555	132,6		55	13,5
5	523	125		45	13,5
6	523	125	0,0075	5°C	3,68



- Effet calorifique :

$$q_c = H_2 - H_5 = 38 \text{ kcal/kg}$$

- Effet frigorifique :

$$q_f = H_1 - H_6 = 32 \text{ kcal/kg}$$

- Travail unitaire de compression

$$w_c = q_c - q_f = 6 \text{ kcal/kg}$$

- Coefficient de performance

$$\varphi = \frac{q_c}{w_c} = \frac{38}{6} = 6,33$$

- Taux de compression

$$v = \frac{13,5}{3,68} = 3,66$$

--- TABLEAU DES CONSTANTES PHYSIQUES ---

---

Avant d'aborder le calcul des échangeurs, nous avons d'abord relevé sur les tables de thermodynamique les constantes physiques pour le fluide frigorigène (F.12) et l'eau. Ces constantes ont toutes été relevées pour la température moyenne des fluides.

REMARQUE :

N'ayant pas pu avoir les constantes physiques de l'eau de mer nous avons considéré celle ci comme étant de l'eau usuelle.

Au condenseur :

$$T_{\text{moyen eau}} = \frac{50 + 40}{2} = 45^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{moy freon}} = T_{\text{cond}} = 55^{\circ}\text{C}$$

A l'évaporateur :

$$T_{\text{moy eau}} = \frac{14 + 10}{2} = 12^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{moy fréon}} = T_{\text{evap}} = 5^{\circ}\text{C}$$

- Pour l'eau :

$T(^{\circ}\text{C})$	$\rho (\text{kg}/\text{m}^3)$	$\lambda (\frac{\text{kcal}}{\text{mh}^{\circ}\text{C}})$	$\mu (\frac{\text{kg}}{\text{mh}})$	$c_p (\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}})$
12	999,14	0,499	4,463	1
45	989,75	0,544	2,14	0,997

- Pour le F.12 :

$T(^{\circ}\text{C})$	$\rho$	$\lambda$	$\mu$	$r (\frac{\text{kcal}}{\text{kg}})$
5°	1378	0,0817	0,970	
55	1190	0,0651	0,559	28,88

- Variation de la conductivité du cuivre avec la température

$T (^{\circ}\text{C})$	$^{\circ}\text{C}$	100°
$\lambda$	334 (kcal/mh'c)	324 (kcal/mh°c)

--- CALCUL DES ECHANGEURS DE CHALEUR ---

(Condenseur Evaporateur)

- N O T A T I O N S -

- $C_p$  : chaleur spécifique en kcal/kg°C
- $D_1$  : diamètre intérieur du tube en mètre
- $D_2$  : diamètre extérieur du tube en mètre
- $e$  : épaisseur du tube en mètre
- $g$  : accélération de la pesanteur (m/h<sup>2</sup>)
- $R$  : coefficient de transmission global de la chaleur en kcal/m<sup>2</sup>h°C
- $R_1$  : coefficient de transmission de la chaleur de l'eau aux tubes en kcal/m<sup>2</sup>h°C
- $R_2$  : coefficient de la chaleur des tubes au freon (en condensation ou évaporation) en kcal/m<sup>2</sup>h°C
- $l$  : longueur des tubes (m)
- $m_e$  : débit massique d'eau en kg:h
- $m_f$  : débit massique du fréon en kg:j
- $r$  : chaleur de condensation en kcal/kg
- $N_u$  : nombre de Nusselt
- $P_r$  : nombre de Prandtl
- $q_t$  : échange de chaleur spécifique en kcal/m<sup>2</sup>h
- $Re$  : nombre de Reynolds
- $S_e$  : surface d'échange en m<sup>2</sup>
- $St$  : nombre de Stanton

- $T_0$  : température d'évaporation du fluide frigorigène en °C  
 $T_c$  : température **de condensation** du fluide frigorigène en °C  
 $T_e$  : température d'entrée de l'eau dans les tubes en °C  
 $T_s$  : température de sortie de l'eau dans les tubes  
 $T_F$  : température de la paroi extérieure des tubes (°C)  
 $U_e$  : vitesse de l'eau dans les tubes en (m/h)

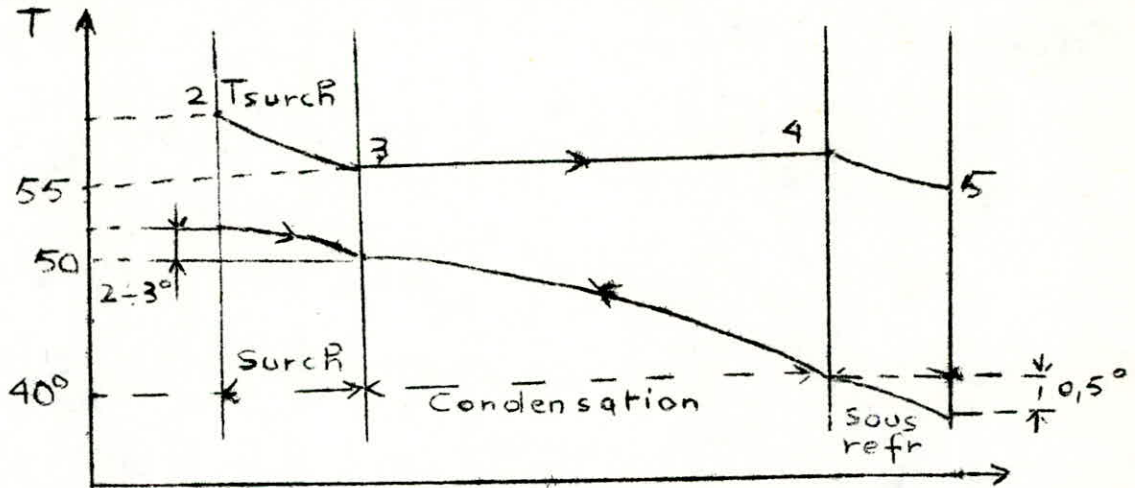
ALPHABET GREC :

- $\Phi$  : chaleur échangée le long de la surface S en kcal/h  
 $\Delta\theta$  : différence  
 $\lambda$  : coefficient de conductibilité thermique du matériau constituant les tubes (cuivre) en kcal/hm°C  
 $\lambda_e$  : coefficient de conductibilité thermique de l'eau kcal/hm°C  
 $\lambda_f$  : coefficient de conductibilité du freon  
 $\rho_e$  : masse volumique de l'eau (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\mu_e$  : viscosité dynamique de l'eau (kg/m.h)  
 $\mu_f$  : " " de l'agent frigorigène (kg/m.h)  
 $\rho_f$  : masse volumique de l'agent frigorigène en kg/m<sup>3</sup>

./.

--- LE CONDENSEUR ---

Le condenseur d'une machine frigorifique est essentiellement un échangeur de chaleur. Il est donc primordial qu'il possède un bon coefficient global de transmission thermique  $K$ .



on peut donc voir sur le schéma ci-dessus qu'il y a 3 zones fonctionnelles.

- 1°) Zone des desurchauffe (2 - 3) ou l'échange de chaleur se fait entre la vapeur du fluide frigorigène et l'eau.
- 2°) Zone de condensation (3 - 4) : l'échange se fait entre la vapeur condensante et l'eau.
- 3°) Zone de sous refroidissement (4 - 5) : l'échange se fait entre l'agent frigorigène à l'état liquide et l'eau.

Les conditions de transfert du flux calorifique seront différentes dans chaque zone donc  $K$  a une valeur propre ( $K_1, K_2, K_3$ ), dans chacune de celles-ci.

En fait, ceci est simplifié par les constructeurs d'appareils par l'adoption d'un coefficient pratique moyen de transmission de chaleur compte tenu du fait que les échanges de chaleur dans les zones 1 et 3 sont faibles par rapport à celle évacuée dans la zone 2.

Pour notre cas on calculera le coefficient de transmission global dans la zone 2 et l'on majorera la surface d'échange par un coefficient de 1,1.

Le médium étant l'eau, qui agit par chaleur sensible (par élévation de la température).

Le condenseur peut-être

- à immersion
- à double-tube et contre courant (appropriés pour un échange  $\Phi < 70.000 \text{ kcal/h}$ )
- à faisceau - multitubulaires ( $v_{\text{eau}} = \frac{1}{1,5}$ )

Nous avons retenu ce dernier cas.

Données :

$$T_c : 55^\circ\text{C}$$

$$T_e = 40^\circ\text{C}$$

$$T_s = 50^\circ\text{C}$$

$$\Phi_c = 330.000 \text{ kcal/h}$$

Choix :

Tubes en cuivre 20/24

Vitesse de l'eau dans les tubes  $v_e = 1,5 \text{ m/s} = 5400 \text{ m/h}$

- Calcul de la surface d'échange :

d'où

$$\boxed{\begin{aligned} \Phi_c &= h S_e \Delta\theta \\ S_e &= \frac{\Phi_c}{h \Delta\theta} \end{aligned}}$$

$\Delta\theta$  est donné par la formule de HANS - BRAND

$$\Delta\theta = \frac{\Delta\theta_{\max} - \Delta\theta_{\min}}{\ln \frac{\Delta\theta_{\max}}{\Delta\theta_{\min}}}$$

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{\max} &= T_c - T_e \\ \Delta\theta_{\min} &= T_s - T_c \end{aligned}$$

Application numérique :

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{\max} &= 15^\circ\text{C} \\ \Delta\theta_{\min} &= 5^\circ\text{C} \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad \Delta\theta = 9,1^\circ\text{C}$$

- Calcul du coefficient global de transmission h :

Entre 2 fluides à travers une paroi solide h est donné par la relation

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_1} + \frac{\sum e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}$$

a - calculons h1

$$h_1 = C_p \rho_e V_e St$$

Le nombre de Stanton est défini par

$$St = 0,023 Re^{-0,2} Pr^{-2/3}$$

$$Re = \frac{V_e D_1 \rho_e}{\mu_e} = \frac{5400 \times 0,02 \times 989,75}{2,14} = 49950$$

$$Pr = \frac{C_p \mu_e}{\lambda_e} = \frac{0,997 \times 2,14}{0,544} = 3,92$$

$$St = (0,023) (49950)^{-0,2} (3,92)^{-2/3} = 10^{-3}$$

d'où

$$h_1 = (989,75) \times (0,997) \times (5400) \times 10^{-3} = 5328 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\boxed{h_1 = 5328 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

b - calcul du coefficient h2

Pour la condensation sur la paroi extérieure à des tubes horizontaux

h<sub>2</sub> est donné par la relation

$$h_2 = 0,725 \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{N D_2 \mu (T_c - T_p)} \right]^{1/4}$$

./.

où N = nombres de tubes sur la verticale nous supposons N = 20

$$T_p = \frac{1}{2} \left[ \frac{T_e * T_s}{2} + T_c \right] = 50^\circ\text{C}$$

connaissant toutes les constantes physique du F12 on obtient

$$h_2 = 1310 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

c - calcul du coefficient global h

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{5328} + \frac{0,004}{330} + \frac{1}{1310}$$

d'où

$$h = 1038 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

d - calcul de la surface d'échange

$$S_o = \frac{\bar{\Phi}_c}{h \Delta\theta} = \frac{330.000}{1038 \times 9,1} = 34,93 \text{ m}^2$$

Avec la majoration citée précédemment on adopte :

$$S_e = 1,1 \times S_o = 38,42 \text{ m}^2$$

e - section du groupement :

$$S_g = \frac{m}{\rho_e V_e} = \frac{\bar{\Phi}_c}{C_p (T_s - T_e) \rho_e V_e} \quad (\text{m}^2)$$

$$S_g = \frac{330.000}{997 \times 10 \times 5400} = 0,061 \text{ m}^2 = 610 \text{ cm}^2$$

f - nombre de tubes dans le groupement :

$$n_s = S_g \quad n = \frac{S_g}{s} = 19,5$$

Où s : section d'un tube

$$n = \frac{S_g \times 4}{d^2} = 19,5 \text{ on prend } n = 20 \text{ tubes} \quad ./.$$



--- L'EVAPORATEUR ---

Comme pour le condenseur, nous avons choisi un échangeur à virole et des tubes de même diamètre ; la vitesse de l'eau dans les tubes étant aussi la même.

a) Calcul de  $h_1$

$$h_I = \rho_e C_p V_e St$$

$$Re = \frac{V_e \rho_e d}{\mu} = \frac{(999,4) \times 5400 \times 0,02}{4,463} = 24200$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} = \frac{1 \times 4,463}{0,499} = 8,93$$

$$St = (0,023) (24200)^{-0,2} \times (8,93)^{-2/3} = 7 \times 10^{-4}$$

$$h_1 = 1 \times 999,4 \times 5400 \times 7 \times 10^{-4} = 3780 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

$h_1 = 3780 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$
---

b) Calcul de  $h_2$  :

Suivant les cas on peut calculer  $h_2$  par les relations suivantes :

$$\text{Si } q_f < 1800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

$$h_2 = (8,0 \times 0,027 T_o) q_f^{0,6} \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

$$\text{Si } q_f > 1800$$

$$h_2 = (103,5 + 0,1 T_o) q_f^{0,25} \times \Phi$$

./.

$\varphi$  est une constante correctrice pour indiquer l'existence d'huile dans le freon qui a pour effet de gêner le transfert de chaleur.

$$\varphi = 1 \text{ à } 0,7$$

$\varphi = 1$  si la concentration d'huile est nulle

$\varphi = 0,7$  pour une concentration d'huile = 10%

Comme nous le voyant ces 2 méthodes sont itératives, c'est à dire qu'on choisit une valeur de  $q_f$ .

On calcul le coefficient global  $h$  et on recalcul  $q_f$  par la relation

$$q_f = \frac{\Phi_o}{S} = h \Delta \theta \text{ jusqu'à avoir } q_f \text{ choisi égal } q_f \text{ calculé.}$$

Quelques essais nous ont montré qu'on ne pouvait être dans le cas  $q_f < 1800 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ$

Après plusieurs itérations avec  $q_f > 1800 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ$

Si on choisit  $q_f = 8200 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

on a puisque  $T_o = 5^\circ\text{C}$

$$h_2 = (8,135) \times (4700)^{0,6} = 1814 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

d'où

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{1814} = \frac{0,004}{330} + \frac{1}{3780}$$

d'où

$$h = 1207 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$= \frac{\Delta \theta_{\text{max}} - \Delta \theta_{\text{min}}}{\text{Ln} \frac{\Delta \theta_{\text{max}}}{\Delta \theta_{\text{min}}}}$$

$$\Delta \theta_{\text{max}} = T_e - T_o = 14 - 5 = 9^\circ\text{C}$$

$$\Delta \theta_{\text{min}} = T_s - T_o = 10 - 5 = 5^\circ\text{C}$$

$$= 6,8$$

$$q_f \text{ calculé} = 1207 \times 6,8 = 8213 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

On voit donc que la valeur de  $q_f = 8200$  est correcte cela nous permet de calculer la surface d'échange.

$$S_e = \frac{\Phi_0}{q_f} = \frac{277900}{8200} = 33,89 \text{ m}^2$$

c) Section du groupement :

$$S_g = \frac{\dot{m}}{e_e V_e C_p(T_e - T_s) e_e V_e} \quad (\text{m}^2)$$

$$S_g = \frac{278.000}{1000 \times 4 \times 5400} = 0,0128 \text{ m}^2 = 128 \text{ cm}^2$$

d) Nombre du tube dans un groupement :

$$n = \frac{S_g}{s} = \frac{S_g \times 4}{\pi d_i^2} = 40 \quad \boxed{n = 40 \text{ tubes}}$$

c) Nombre total de tubes (N)

On a choisit la longueur des tubes égale à 1,9 m ce qui donne un nombre total de tubes :

$$N = \frac{S_e}{\pi \times d_{ex} \times l} = \frac{33,89}{\pi \times (0,024) \times 1,9} = 240 \text{ tubes}$$

donc un nombre de groupement

$$x = \frac{240}{40} = 6$$

$l = 1,9 \text{ m}$ $N = 240 \text{ T}$ $x = 6 \text{ Gr}$
--

--- CARACTERISTIQUES DU COMPRESSEUR ---

Une fois les échangeurs dimensionnés essayons de voir quelles seront les caractéristiques du compresseur si l'on devait en construire un.

Les données de base que le constructeur, désirant établir une série de machines frigorifiques, se donne sont :

- $\dot{Q}_c$  (kJ/h) puissance frigorifique
- $P_0$  (bar) pression d'aspiration
- $P_c$  (bar) pression de condensation

on doit alors déterminer :

- $q_m$  (kg/h) : débit massique à déplacer
- $P$  (kw) : Puissance **absorbée sur l'arbre** du compresseur
- $Y$  : le nombre de cylindres
- $l$  (m) : course des pistons
- $w$  (rd/s) : vitesse de rotation
- $d$  : alésage

Le nombre de ces inconnues étant très grand par rapport à celui des données, il est indispensable de faire certaines hypothèses. On doit tout d'abord se donner à priori par analogie avec des compresseurs existant.

- $P_v$  rendement volumétrique
- $M_i$  rendement indiqué
- $M_m$  rendement mécanique.

Pour la détermination des quatres grandeurs (y, d, l, w) nous introduisons la vitesse lineaire admissible :

$$M_m = \frac{lw}{\pi} \text{ et l'on se fixe en général le rapport } \frac{l}{a}$$

dans la pratique :

$$U_m = 2,5 \cdot 4 \text{ m/s}$$

$$\frac{l}{a} = 0,65 \text{ à } 1$$

Données :

$$\dot{Q}_0 = 278.000 \text{ kcal/h}$$

$$P_o = 3,68 \text{ bars}$$

$$P_c = 13,5 \text{ bars}$$

Valeurs relevées sur des diagrammes :

$V_1$  : volume massique à l'aspiration ;  $V_1 = 0,048 \text{ kg/m}^3$

$C_v$  et  $M_m$  sont donnés en fonction de  $(\frac{P_c}{P_o})$  à partir d'expérience allemande sur les compresseurs travaillant au R12

$$M_v = 0,75 ; M_m = 0,70 \text{ de plus } M_i = 0,70$$

on se fixe :

Le nombre de tours  $N = 750 \text{ tr/mm}$

$$U_m = 3,5 \text{ m/s}$$

$$\frac{l}{a} = 1$$

./.

Calculs :

- Débit massique du fluide à déplacer

$$q_m = \frac{\Phi_0}{q^o} = \frac{278 \times 000}{32} = 8700 \text{ kg/h}$$

- Volume aspiré

$$V_a = q_m \times v_1 = 8700 \times 0,048 = 417,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Volume balaye ou débit volumique

$$V_D = \frac{V_a}{\epsilon_v} = 556 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Coefficient d'effet frigorifique

$$\epsilon = \frac{q_0}{w_c} = \frac{32}{6} = 5,33$$

- Production frigorifique spécifique théorique

$$K_{th} = 860 \epsilon = 4580 \text{ kcal/R} \times \text{kW}$$

- Production frigorifique spécifique indiquée

$$K_i = M_i K_{th} = 3200 \text{ kcal/R} \times \text{kW}$$

- Puissance indiquée

$$P_i = \frac{\Phi_0}{K_i} = 86 \text{ kW}$$

- Puissance absorbée sur l'arbre

$$P = \frac{P_i}{M_m} = \frac{86}{0,7} = 122 \text{ kW}$$

Détermination des dimensions :

1ere équation  $q_v = Y \frac{d^2}{8} \omega$  (m<sup>3</sup>/h)  $\omega$  en (rd/h)

2eme équation  $\frac{l}{d} = 1$

3eme équation  $\frac{l \omega}{8} = 3,5$

-  $l = d = \frac{3,5 \times 8}{\omega} = \frac{3,5 \times 8 \times 60}{2 \times \pi \times 750} = 0,14$

$l = d = 14 \text{ cm.}$

./.

- Calcul du nombre de cylindres :

$$Y = \frac{8 \text{ qv}}{d^2 \text{ lw}} = \frac{8 \times 556}{(0,14)^3 \times 2 \times 750 \times 60} = 5,73$$

On prend  $Y = 6$  cylindres

- Cylindrée totale :

$$C = \frac{\text{qv} \cdot 10^6}{(\text{cm}^3) N \times 60} = \frac{556 \times 10^6}{750 \times 60} = 12355 \text{ cm}^3$$

- Cylindrée unitaire :

$$C = \frac{d^2}{4} \times \frac{C}{6} = 2060 \text{ cm}^3.$$

./.

--- CHOIX DES POMPES A CHALEUR ---  
-----

Un problème important se pose à l'ingénieur une fois ses calculs fait, c'est celui de choisir dans la gamme de la documentation dont il dispose la pompe à chaleur qui serait apte à fournir la puissance calorifique dont il a besoin.

Pour notre cas, il n'y a que BBC-YORK qui nous a envoyé une documentation semi-technique, semi-commerciale sur les pompes à chaleur eau - eau.

Nous nous proposons dans cette partie d'essayer de trouver le coefficient de correction entre une pompe fonctionnant pour une température d'évaporation et une température de condensation données et la même pompe fonctionnant avec nos paramètres.

- HYPOTHESES :

La documentation reçue, nous donne la puissance calorifique disponible en fonction des températures de sortie de l'eau à l'évaporateur et au condenseur. Nous supposons que :

- au condenseur  $T_{\text{condensation}} = T_{\text{sortie eau}} + 5^{\circ}\text{C}$
- à l'évaporateur  $T_{\text{évaporation}} : T_{\text{sortie eau}} - 5^{\circ}\text{C}$

De plus nous supposons que l'amplitude du sous refroidissement est toujours de  $10^{\circ}\text{C}$ .

\* Calcul du coefficient de correction -

Si on appelle

Qon : la puissance frigorifique normale, c'est à dire celle indiquée dans le catalogue.



$Q_{om}$  : la puissance frigorifique de marche, c'est à dire que l'on désire avoir.

On a :

$$\text{donc } \begin{cases} Q_{om} = Q_{on} \frac{q_{vm}}{q_{vn}} \frac{\lambda_M}{\lambda_N} & \text{kcal/h} \\ r = \frac{q_{vm}}{q_{vn}} \frac{\lambda_M}{\lambda_N} \end{cases}$$

$q_v$  : performance volumétrique kcal/m<sup>3</sup>

$\lambda$  : coefficient d'admission ou coefficient de remplissage.

× Calcul de la performance volumétrique  $q_v$

$$q_v = \frac{q_o}{v^1} \quad [ \text{kcal/m}^3 ]$$

$q_o$  = effet frigorifique (kcal/kg)

$v^1$  = volume massique à l'aspiration (kg/m<sup>3</sup>)

Ces deux valeurs sont à relever sur le cycle une fois celui-ci tracé.

• Relève des caractéristiques des cycles :

Nous avons considéré **trois** cycles, le nôtre avec  $t_o = + 5^\circ\text{C}$  ;  
 $t_c = + 55^\circ\text{C}$ , puis deux cycles parmi les trois indiqués sur le catalogue pour pouvoir effectuer une vérification.

./.

. Vérification de la formule précédente :

Sachant que le coefficient de correction entre le cycle (to = 15, tc = 60) et le cycle (to = 25 ; tc = 70) est de r = 1, 21, calculons-le avec notre relation en affectant l'indice 1 au premier cycle.

$$r = \frac{q_{vn2}}{q_{vn1}} \frac{\lambda_2}{\lambda_1}$$

$$q_{vn1} = \frac{q_{o1}}{V_{11}} = \frac{132}{0,0357} = 3700 \text{ (kj/kg)}$$

$$q_{vn2} = \frac{q_{o2}}{V_{12}} = \frac{120}{0,03} = 4200 \text{ (kj/kg)}$$

$$r = \frac{4200}{3700} \times \frac{0,765}{0,745} = 1,16$$

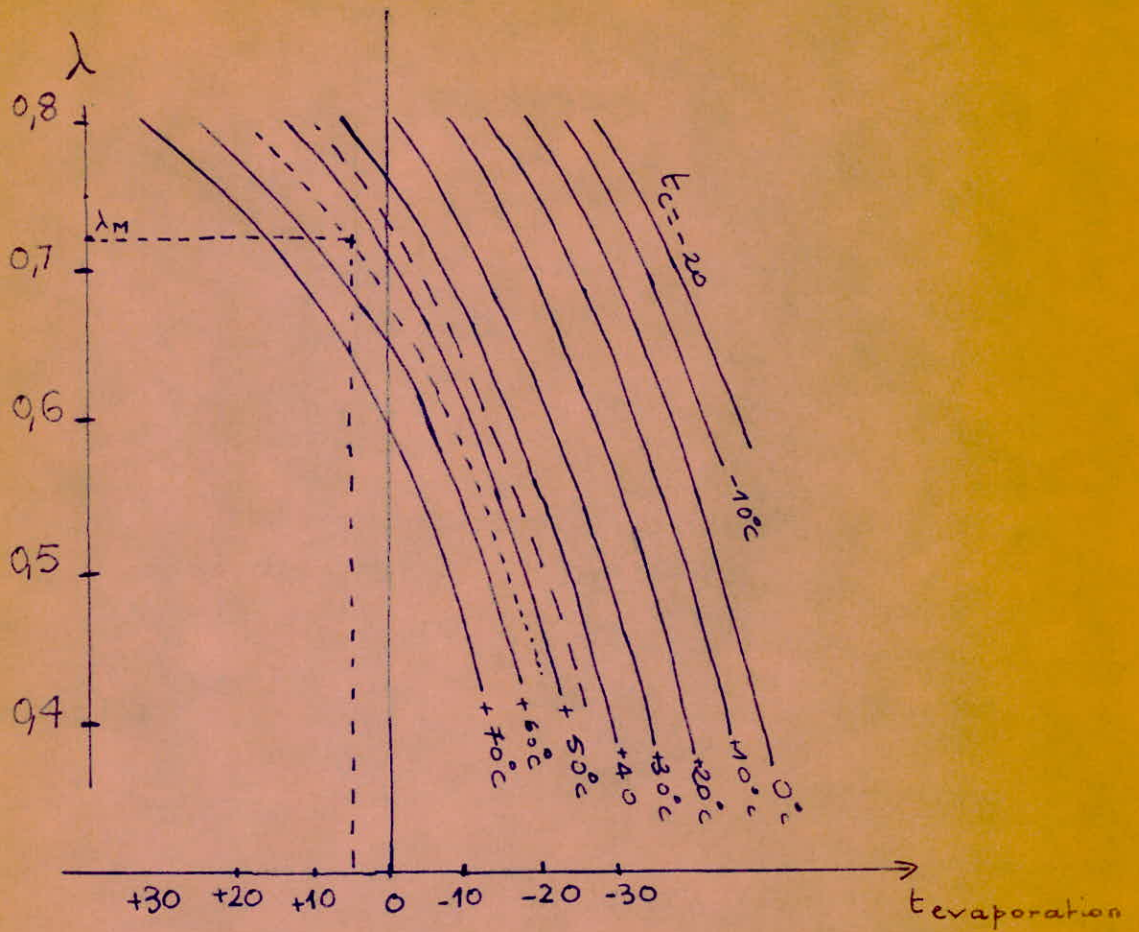
donc une précision de :

$$\frac{\Delta r}{r} = \frac{121 - 1,16}{1,21} = 0,04 = 4\%$$

Ce qui est très appréciable.

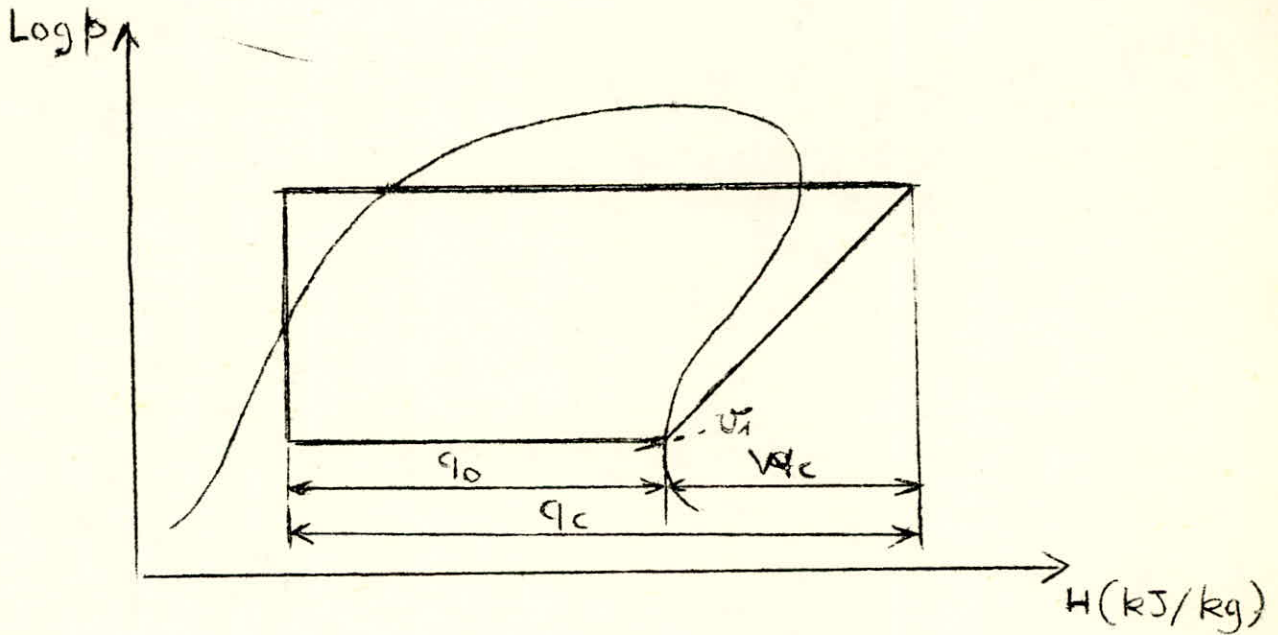
\* Choix de la pompe :

Avec tout ce qui a été dit auparavant, nous avons relevé sur un tableau les puissances calorifiques et frigorifiques de chaque machine si elle fonctionnait avec nos paramètres. Ces relevés ont été fait à partir de 2 cycles différents. On peut y avoir que les résultats ramenés à nos paramètres ne diffèrent que très peu, l'erreur étant de 4%.



Abaque donnant  $\lambda$  en fonction de  $t_o$  et  $t_c$  pour R.12

# Caracteristiques des Cycles



	$T_0 / T_c$		
	+5°C/+55°C	+15°C/+60°C	+25°C/+70°C
$q_c$ (kJ/kg)	159	153	145,5
$q_0$ (kJ/kg)	133,9	132	126
$u_1$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,048	0,0357	0,03
$\lambda$	0,71	0,745	0,765

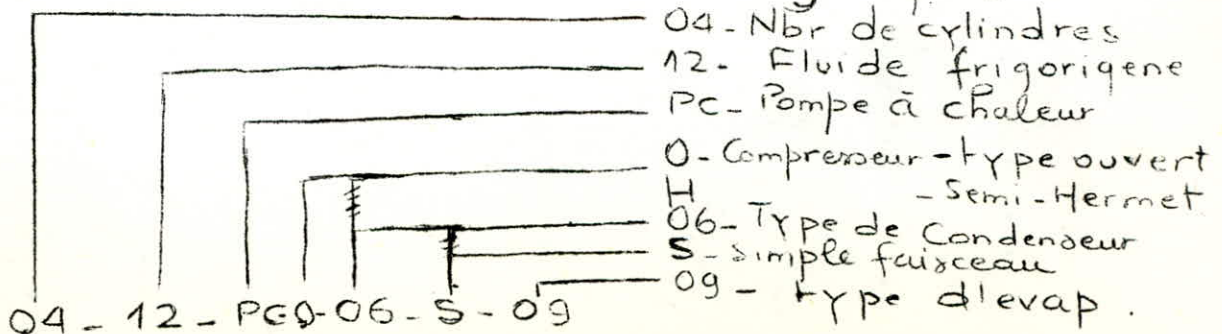
$Q_c$ : puissance calorifique disponible en recuperation au R12 (kcal/R)

$Q_0$ : puissance frigorifique (kcal/R)

Type	Temp de Sortie d'eau Evap/ Cond			
	+20°C / +55°C		+10°C / +50°C	
04-12-PC	118.000	101 800	73 300	87 000
06-12-PC	174.000	150 100	108.000	128 000
08-12-PC	235.000	202 750	146.000	173 500
10-12-PC	296.000	255.300	184.000	218 500
12-12-PC	348.000	300 200	216 200	256 700
14-12-PC	414.000	357 000	257 200	305 400
16-12-PC	476.000	410 600	295 700	351.000
	$Q_{CN1}$	$Q_{ON1}$	$Q_{OM}$	$Q_{CM}$

Type	Temp de Sortie d'eau Evap/ Cond			
	+30°C / +65°C		+10°C / +50°C	
04-12-PC	143.000	123 800	76 280	90 600
06-12-PC	211 000	182 700	112 500	133 600
08-12-PC	285.000	246 800	152 000	180 500
10-12-PC	359 000	310 900	191 500	227 400
12-12-PC	423 000	366 300	225 600	268.000
14-12-PC	502 000	434 700	267 800	318 000
16-12-PC	578 000	500.000	308 300	366 100.
	$Q_{CN2}$	$Q_{ON2}$	$Q_{OM}$	$Q_{CM}$

### Identification des groupes



Nos besoins étant :

$Q_c = 330.000 \text{ kcal/h}$

$Q_o = 278.000 \text{ kcal/h}$

Il n'y a que le type 16-12.PC qui nous convient. On prendra donc 2 pompes de ce type.

--- PARTIES ESSENTIELLES DE L'EQUIPEMENT ---

Maintenant que les pompes sont choisies, nous indiquons la liste des composants qui sont indispensables pour obtenir un fonctionnement économique et sûr de la pompe à chaleur. L'acheteur doit s'assurer de leur existence à l'achat d'un appareil.

- Un robinet d'inversion à quatre voies
- Un détendeur thermostatique pour les 2 échangeurs de chaleur
- Des régulateurs pour une distribution précise du fluide frigorigène.
- Une bouteille collectrice sur la conduite d'alimentation
- Un contacteur de sécurité temporisé pour permettre le démarrage du compresseur sans temps d'arrêt de déclenchement.
- Un pressostat, haute et basse pression
- Un élément filtreur et déshydrateur sur la tuyauterie du fluide frigorigène.

--- CLIMATISATION DANS LES PISCINES ---

Le problème qui se pose est la deshumidification de l'air dans les piscines couvertes, vu que l'air s'humidifie à cause de l'évaporation de l'eau dans celles-ci.

Nous allons donc voir quelles seront les caractéristiques et le débit de l'air soufflé en période estivale et hivernale.

D'autre part, n'ayant pu avoir la valeur réelle de la température de l'eau, on a pris celle-ci égale à la température, du corps humain c.a.d. 37°C.

- LOI D'EVAPORATION -

$$W = 46,5 \frac{\beta}{B} F (h^M - h_B) \quad [\text{kg/h}]$$

avec

$$B = 0,40 + 0,3 \sqrt{V}$$

$\beta$  :  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}} \right]$  coefficient d'évaporation

$V$  :  $\left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$  vitesse de l'air au dessus de la surface de l'eau

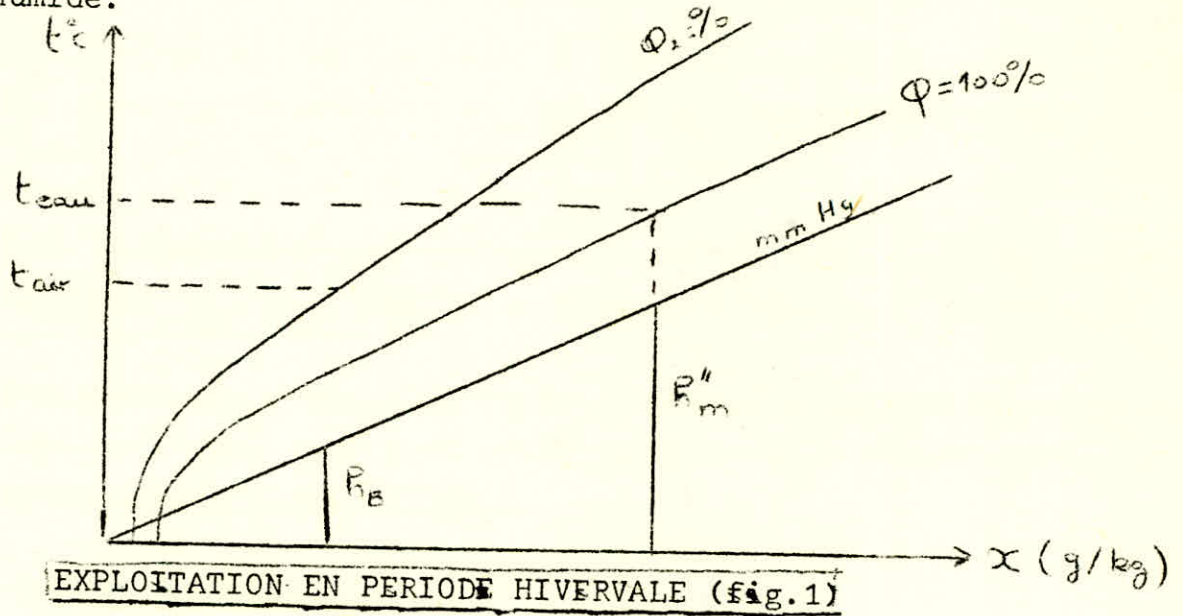
$B$  : pression barométrique  $\left[ \text{mm Hg} \right]$

$F$  :  $\left[ \text{m}^2 \right]$  surface de la piscine (eventuellement la surface mouillée)

$h^M$  :  $\left[ \text{mm Hg} \right]$  pression partielle de la vapeur d'eau saturée à la surface mouillée

$h_B$  :  $\left[ \text{mm Hg} \right]$  pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air de la pièce.

Regardons ce que cela représente sur le diagramme de la vapeur humide.



- Caractéristiques

$t_E = 3^\circ\text{C}$	$\varphi_E = 65\%$	$x_E = 13\text{g/kg}$
$t_I = 22^\circ\text{C}$	$\varphi_I = 70\%$	$x_I = 11,5\text{g/kg}$

. Calcul du débit soufflé :

$$h_B = 14 \text{ mm Hg}$$

$$h_M'' = 47,1 \text{ mm hg}$$

le choix de la vitesse de l'air a été choisi à

$V = 0,3 \text{ m/s}$ , vitesse admise pour éviter les courants d'air,  
on en déduit :

$$\beta = 0,4 + 0,3 \sqrt{0,3} = 0,564 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3\text{h}}$$

$$B = 760 \text{ mmhg}$$

./.



- Masse d'eau évaporée par unité de surface :

$$W_1 = 46,5 \times \frac{0,564}{760} (47,1 - 14) = 1,14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}$$

Ce qui représente une évaporation d'un niveau de 1,14 mm d'eau.

- Masse d'eau totale évaporée :

Dimension des 2 piscines :

$$F = 170 \text{ m}^2$$

$$\underline{W = F.W_1 = 193,8 \text{ kg/h}}$$

- Débit massique d'air :

si  $x_i$  est l'humidité absolue de l'air dans la pièce

$x_s$  l'humidité absolue de l'air soufflé.

Le débit massique de l'air soufflé est

$$L_M = \frac{W}{x_i - x_s}$$

Le problème qui se pose pour nous est de choisir  $x_s$ . Généralement comme choix normal  $x_i - x_s = 2 \text{ g/kg}$ , mais ceci nous conduit à 1 débit volumique qui vaut 25 fois le volume des salles abritant les piscines aussi avons nous convenu de prendre la valeur  $x_i - x_s = 3 \text{ g/kg}$ . Ce qui nous donne comme débit massique

$$L_M = \frac{193,8}{3 \cdot 10^{-3}} = 64,6 \cdot 10^3 \text{ kg air/h}$$

- Caractéristiques de l'air soufflé :

$$t_s = 30^\circ\text{C}, \quad \phi_s = 32\% \quad x_s = 8,5 \text{ g/kg}$$

pour  $t_s = 30^\circ\text{C}$ , la masse volumique de l'air est

$$\rho = 1,165 \text{ kg/m}^3$$

./.

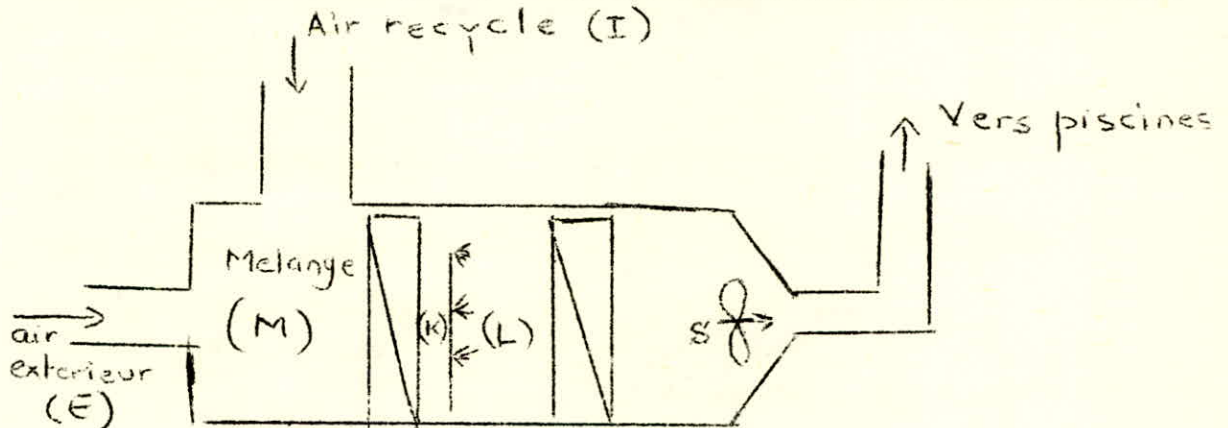
Débit volumique d'air :

$$L_v = \frac{L_M}{1,165} = \frac{64,610^3}{1,165} = 55,10^3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Donc un taux de renouvellement de

$$C = \frac{L_v}{v.pis- cines} = \frac{55000}{3500} = 15$$

- SCHEMA DU DISPOSITIF DE CLIMATISATION EN PERIODE HIVERVALE :



L'air extérieur est mélangé par souci d'économie à de l'air intérieur (I) dans le rapport  $\frac{2}{1}$  dans la chambre de mélange. Puis cet air, passe d'abord dans un préchauffeur qui l'amène à l'état (K). Ensuite il passe à travers un humidificateur qui l'amène en (L) et finalement il traverse un réchauffeur avant d'être soufflé dans les locaux abritants les piscines à l'état (S).

Calcul des puissances des différents appareils :

- puissance du préchauffeur :

$$Q_{pr} = L_M \Delta I = L_M (i_K - i_M)$$

$$Q_{pr} = 64,6 \cdot 10^3 \times 18 = 166.000 \text{ kcal/h}$$

- Puissance du réchauffeur :

$$Q_r = L_M (i_s - i_L) = 64,6 \cdot 10^3 \times 21 \times 0,25 = 340.000 \text{ kcal/h.}$$

./.

--- EXPLOITATION EN PERIODE ESTIVALE --- :

Caractéristiques physiques de l'air :

air extérieur :  $t_E = 32^\circ\text{C}$ ,  $\Phi_E = 75\%$ ,  $x_E = 23\text{g/kg}$

air intérieur :  $t_I = 26^\circ\text{C}$ ,  $\Phi_I = 70\%$ ,  $x_I = 15\text{g/kg}$

. Calcul du débit soufflé :

La valeur de  $h_B$  change mais celle de  $h_M$  reste constante.

pour  $t_I = 26^\circ\text{C}$   $h_B = 18$

on a donc :

. Masse d'eau évaporée :

$$W_1 = 46,5 \times \frac{0,564}{760} (47,1 - 18) = 1 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$$

$$W = F \times W_1 = 170 \text{ kg/h}$$

. Débit massique de l'air soufflé :

Si l'on décide de conserver la différence d'humidité absolue  
 $x_I - x_S = 3 \text{ g/kg}$ , on a :

$$L_M = \frac{170 \cdot 10^3}{3} = 56,6 \cdot 10^3 \text{ kg/g}$$

caractéristique de l'air soufflé

$$t_S = 33,5^\circ, \quad \Phi_S = 38\%, \quad x_S = 12 \text{ g/kg}$$

. Débit volumique de l'air soufflé :

Pour la température de  $33,5^\circ\text{C}$ , la masse volumique de l'air  
est de :

$$\rho_{\text{air}} = 1,16 \text{ kg/m}^3 \text{ d'où}$$

$$L_V = \frac{L_M}{\rho} = \frac{56,6 \cdot 10^3}{1,16} = 49.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

./.

. Différentes transformations que subit l'air extérieur :

1°/ Mélange avec l'air intérieur (recyclé) dans le rapport  $\frac{2}{1}$

ce qui nous donne le point M.

2°/ Refroidissement par le réfrigérant à surface (transf M → K) et du fait de la condensation qui en résulte, on assèche l'air à un point (L) tel que l'on atteigne de très près (95% environ) le point de rosée de l'air d'apport (transf K → L).

3°/ Cet air, passe ensuite à travers un réchauffeur qui l'amène à l'état S avant d'être soufflé à travers le ventilateur dans les piscines (transf. L → S).

. Puissance du réfrigérant à surface :

$$\text{ref} = L_M (i_M - i_K) = 56,6 \cdot 10^3 \times 8 = 453 \cdot 10^3 \text{ kcal/h}$$

. Puissance du réchauffeur :

$$\text{rech} = L_M (i_S - i_L) = 215.000 \text{ kcal/h}$$

. Puissance du ventilateur :

Celle-ci a été calculée pour le plus fort débit volumique c'est à dire celui en période hivernale.

$$N = \frac{L_v \cdot \Delta p}{3600 \eta} \quad \left[ \text{kgm/s} \right]$$

mm de CE

Généralement  $\Delta p = 40 \text{ mm CE}$   
 $\eta = 0,65$

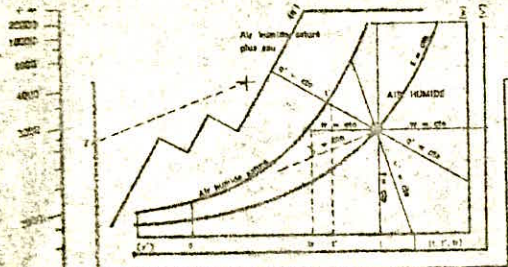
$$\text{soit } N = \frac{55.000 \times 40}{3600 \times 0,65} = 940 \text{ kg m/s}$$

$$N \approx 9,22 \text{ kW}$$

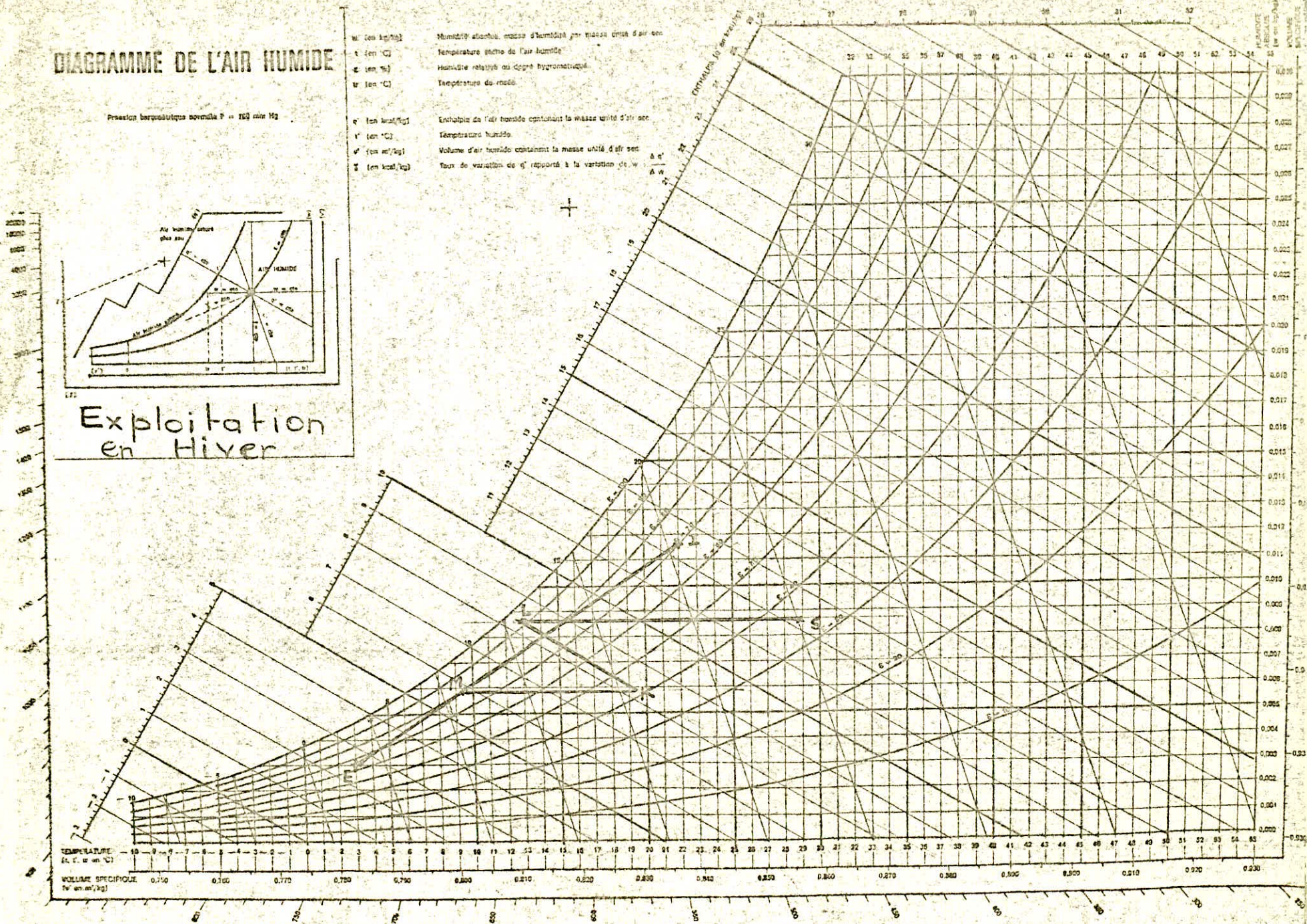
# DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale  $P = 760$  mm Hg

- $w$  (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec
- $t$  (en °C) Température sèche de l'air humide
- $\phi$  (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique
- $t_r$  (en °C) Température de rosée
- $q$  (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec
- $t_h$  (en °C) Température humide
- $v$  (en m<sup>3</sup>/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec
- $\frac{\Delta q}{\Delta w}$  (en kcal/kg) Taux de variation de  $q$  rapporté à la variation de  $w$



Exploitation en Hiver



Taux de variation de  $q$  rapporté à la variation de  $w$  (k en kcal/kg)

--- CHAUFFAGE DES PISCINES ---  
-----

- Il y a lieu de considérer 2 phases :

1ere phase de rechauffage :

C'est la période correspondant à la montée en température de l'eau du bassin.

La puissance calorifique ( $P_R$ ) horaire qui doit être fournie par la pompe à chaleur est la somme de :

1°) La puissance ( $P_1$ ) nécessaire au réchauffage de l'eau du bassin à la température choisie

$$P_1 = \frac{1000 \times V \times \Delta t}{N} \quad (\text{kcal/h})$$

2°) La puissance ( $P_2$ ) nécessaire à compenser les déperditions calorifiques

$$P_2 = KV \Delta T \quad (\text{kcal/h})$$

Au total :

$$P_R = V \quad t \quad \frac{1000}{N} + K \quad (\text{kcal/h})$$

V : volume de la piscine

$\Delta t$ : écart entre la température de l'eau du bassin avant et après réchauffage

N : Temps de réchauffage

N très court (24h par exemple pour une piscine privée)

N plus long (48 ou 72h pour une piscine publique à usage continu)

K : coefficient en kcal/h/m<sup>3</sup>

en général K = 6

./.

2eme phase de maintien en temperature :

La puissance calorifique ( $P_M$ ) est la somme de :

1°) ( $P_3$ ) : puissance d'élévation de la température de l'eau recyclée

$$P_3 = \frac{1000 \times V \times \Delta t}{B}$$

B : coefficient de renouvellement

2°) ( $P_4$ ) : puissance correspondant au déperdition calorifique (évaporation, convection, réseau...).

$$P_M = (P_3) + (P_4)$$

- Application à notre problème :

T eau = 37°C ; T init = 14° : T air = 22°C

surface des bassins S = 170 m<sup>2</sup>

volume des piscines V = 204 m<sup>3</sup>

coefficient de convection  $\alpha = 6,5 \text{ kcal} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$

B = 10

N = 48 heures

\*1ere phase de réchauffage

$$P_R = 204 \times 23 \left[ \frac{1000}{48} + 46 \right] = 122\,000 \text{ kcal/R}$$

\*2eme phase de maintien de température

Avant d'arriver à la pompe, l'eau est mélangée à de l'eau neuve pour compenser les pertes par évaporation, puis elle passe par des stations de filtrage. On suppose qu'à l'entrée du condenseur elle a une température de 32°C.

$$P_3 = \frac{1000 \times \Delta t \times V}{B} = \frac{1000 \times (37-32) \times 204}{10} = 100\,000 \text{ kcal/h}$$

./.

. Déperdition par évaporation :

$$(P4)_1 = r \times W$$

r : chaleur de vaporisation ; r = 575 kcal/kg (pour  $t_{\text{eau}} = 37^\circ\text{C}$ )

W : masse d'eau évaporée ; W = 194 kg/h

$$(P4)_1 = 575 \times 194 = 111000 \text{ kcal/h}$$

\* Déperdition par convection

$$(P4)_2 = \alpha S (t_{\text{eau}} - t_{\text{air}}) = 6,5 \times 170 \times 15 = 16500 \text{ kcal/h}$$

\* pertes dans le réseau :

On prend ceux-ci égaux à 4% des pertes précédentes, ce qui nous donne une puissance totale de :

$$P_M = 240.000 \text{ kcal/h}$$

\* Calcul de la température de l'eau à la sortie du condenseur ( $t_s$ ).

Chaleur fournie par la pompe = chaleur prise par l'eau recyclée

$$P_M = \dot{m} C \Delta \theta$$

$\dot{m}$  : débit massique de l'eau

$$\dot{m} = \frac{1}{10} \text{ volume} \times 1000 = 20400 \text{ kg/h}$$

d'où

$$= \frac{240.000}{204000} = 12^\circ\text{C}$$

$$t_s = 32 + 12 = 44^\circ\text{C}$$

./.



\* Caractéristiques de la pompe thermique :

$$t_o = 5^{\circ}\text{C}$$

$$t_c = 44 + 6^{\circ}\text{C} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_c = P_M = 240.000 \text{ kcal/h}$$

. Choix du groupe thermobloc :

On applique la méthode citée auparavant. On a en traçant le cycle ( $5^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$ )

$$q_{oM} = 133,5 \text{ kJ/h}$$

$$q_{cM} = 157,5 \text{ kJ/h}$$

$$V_1 = 0,048 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0,75$$

Calculons le rapport entre la puissance frigorifique de marche  $Q_{oM}$  et la puissance frigorifique  $Q_{oN}$  correspondant à ( $t_o = 15^{\circ}\text{C}$ ,  $t_c = 60^{\circ}\text{C}$ ).

$$\frac{Q_{oM}}{Q_{oN}} = \frac{q_{vM}}{q_{vN}} \cdot \frac{M}{N} \quad \text{kcal/h}$$

on a :

$$q_{vN} = 3700$$

$$N = 0,745$$

$$q_{vM} = \frac{q_{oM}}{V_1} = \frac{133,5}{0,048} = 2781$$

d'où

$$\frac{Q_{oM}}{Q_{oN}} = \frac{2781}{3700} \times \frac{0,75}{0,745} = 0,76$$

./.

Donc une pompe fonctionnant à ( $t_0 = 15^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 60^\circ\text{C}$ ) ne fournira que les  $\frac{3}{4}$  de sa puissance disponible si elle marchait sous nos paramètres.

C'est la pompe du type 10 - 12 - PC qui nous convient, elle est capable de fournir une puissance calorifique de :

$$Q_{CM} = 318.000 \times \underline{0,76} = 264.500 \text{ kcal/h}$$

donc tout juste supérieure à la notre

$$(Q_c = 240.000 \text{ kcal/h}).$$

./.

--- EXPLOITATION ECONOMIQUE ---  
-----

Un facteur déterminant pour l'application d'une pompe à chaleur est l'économie de son exploitation pour la production de la chaleur par rapport à d'autres modes de chauffage.

Nous savons qu'avec un chauffage électrique à résistance, chaque Kwh d'énergie électrique produit 860 kcal/h. Si nous utilisons la même quantité d'énergie dans une pompe à chaleur nous obtiendrons fois cette quantité d'énergie ou est le coefficient de performance de la pompe définie comme suit :

$$\varphi = \frac{\text{Production frigorif} + \text{puissance absorbée}}{\text{Puissance absorbée}}$$

ou plus simplement :

$$\varphi = \frac{\text{kcal/h que l'on reçoit}}{\text{kcal/h que l'on dépense}}$$

Dans notre cas :

$$\varphi_{th} = \frac{273 + 55}{50} = 6,56$$

Mais ce coefficient théorique est diminué du rendement du compresseur et de son moteur électrique, ainsi que celui d'autres organes de commande éventuels.

Nous supposons que :

$$\varphi = 4$$

Ainsi : l'énergie dépensée sera donc 5 fois moins importante que si le chauffage était assuré par des résistances électriques. (Convecteurs, cables blindés etc...).

Examinons maintenant les dépenses énergiques pour un chauffage au fluel, à gaz et à la pompe à chaleur pour une puissance de 10.000 kcal.

CHAUFFAGE AU FLUEL :

Prix : 0,20 DA/l  
Rendement de l'installation = 0,75  
Pouvoir calorifique 8.600 kcal/l

$$\text{Energie dépensée} = \frac{10.000}{0,75} = 13.330 \text{ kcal}$$

$$\text{Quantité de fluide utilisée} = \frac{13.300}{8.600} = 1,44 \text{ l}$$

$$\text{Dépense} = 1,55 \times 0,2 = 0,31 \text{ DA/10.000 kcal}$$

CHAUFFAGE AU GAZ :

Prix 0,48 DA/Nm<sup>3</sup>  
Rendement = 0,80  
Pouvoir calorifique 9100 kcal/Nm<sup>3</sup>

$$\text{Energie dépensée} = \frac{10.000}{0,80} = 12.500 \text{ kcal}$$

$$\text{Volume de gaz utilisé} = \frac{12.500}{9.100} = 1,37 \text{ m}^3$$

$$\text{Dépense} = 1,37 \times 0,48 = 0,66 \text{ DA/10.000 kcal.}$$

CHAUFFAGE A LA POMPE A CHALEUR :

Prix : courant de nuit 0,03 DA/kwh  
courant de jour 0,163 DA/kwh  
COP 4

On suppose que la pompe fonctionne 14 h par(jour 10 h de nuit, 4 h de jour).

$$\text{Tarif moyen} = \frac{10 \times 0,03 \times 4 \times 0,163}{14} = 0,067 \text{ DA/kw}$$

$$\text{Energie dépensée} = \frac{1}{4} \left( \frac{10.000}{860} \right) = 2,9 \text{ kwh.}$$

Dépense = 2,9 x 0,067 = 0,19/10.000 kcal.
---

Nous venons donc de voir à la lumière de ces résultats que la pompe à chaleur est techniquement plus intéressante. Et ceci ira en croissant car, la production d'énergie électrique prendra de l'ampleur à l'avenir et ceci se fera à l'aide d'unités de grande puissance, ce qui réduira le prix de revient du kwh à l'avenir.

Il faut reconnaître, qu'il existe encore beaucoup de facteurs qui rendent cette comparaison difficile.

Il y a d'abord le fait que le prix d'achat d'une pompe varie dans des limites importantes alors que ce prix peut être déterminé exactement dans le cas des autres systèmes.

La comparaison des dépenses de fonctionnement est également difficile par ce qu'il faut considérer le fonctionnement pendant une année entière pour une pompe à chaleur (celle-ci pouvant fonctionner en été) contre seulement la durée de chauffage pour les autres systèmes.

Mais ceci n'empêche pas la pompe d'être d'un emploi très fréquent dans le domaine de la concentration (concentration de jus de fruits, de tomate etc...).

--0-- BIBLIOGRAPHIE --0--

- . RIETSCHHELL et RAÏSS : Techniques de chauffage et ventilation.  
(Tomes 1 et 2)
- . H.VEITH-G.WISNIEWSKY ; Les pompes à chaleur
- . P.J. RAPIN : Installations frigorifiques
- . GREGORIG : Echangeurs de chaleur.
- . Documentations (BBC-YOPK ; SULZER ; CIAT).

-----00-----

