

CS-06033



THESE

présentée à

**L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE UNIVERSITAIRE DE TECHNOLOGIE
(E.N.S.U.T.)**

en vue de l'obtention

du Diplôme de DOCTEUR - INGENIEUR

Spécialité : PHYSIQUE

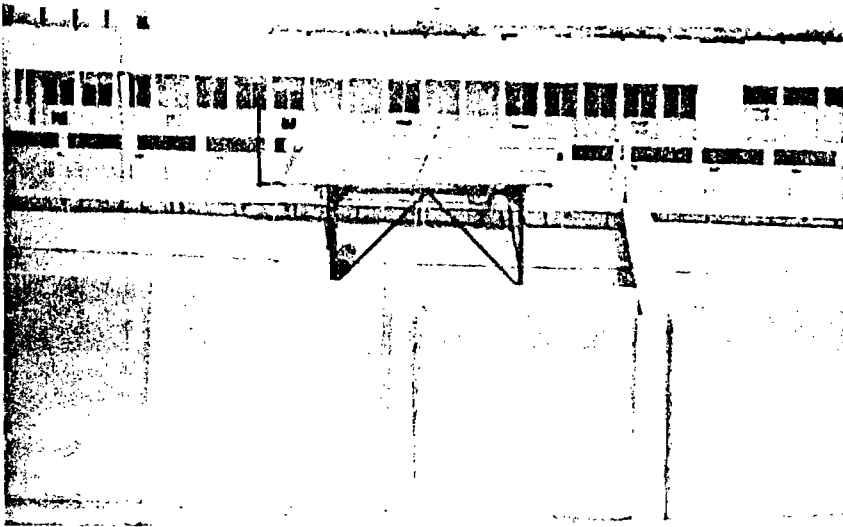
par

Mamadou ADJ

ETUDE ET REALISATION D'UN PROTOTYPE DE REFRIGERATEUR SOLAIRE A RESERVE DE FROID DESTINE A LA CONSERVATION DES VACCINS

soutenue le 18 novembre 1987 devant le Jury composé de :

Président : M. S. SECK, Professeur
Examineurs : MM. B. CHAPPEY, Professeur
D. FALL, Professeur
A. GIRARDEY, Maître de Conférences
T. SECK, Maître-Assistant
M. LO, DG SVP Equipement
L. PROTIN, Professeur

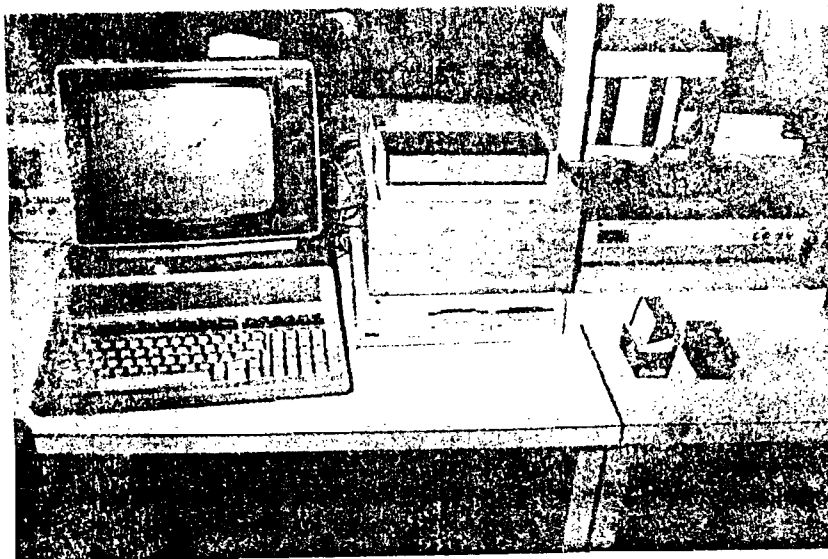
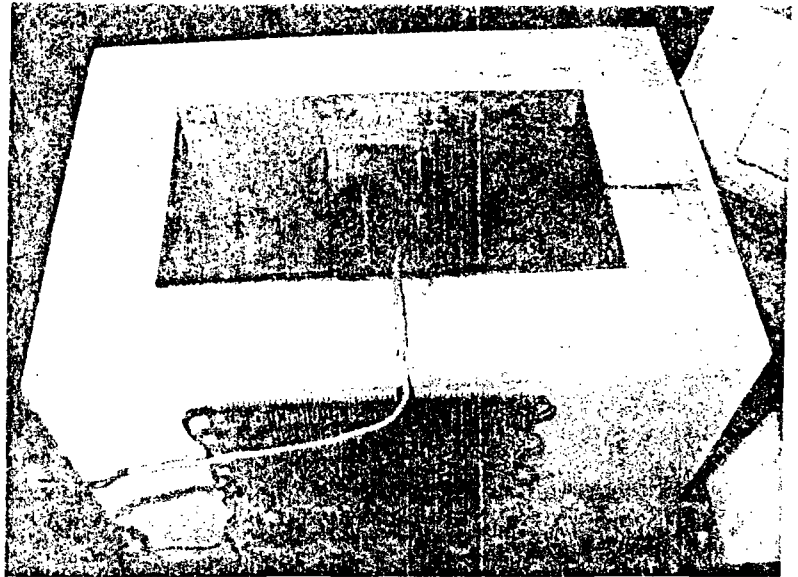


PHOTOGRAPHIE N°1

-Installation des panneaux de photopiles sur le toit du Laboratoire.

PHOTOGRAPHIE N°2

-Vue de dessus de l'enceinte réfrigérée. On remarque au centre la réserve de froid.



PHOTOGRAPHIE N°3

-Le système d'acquisition et de traitement numérique des données.

REMERCIEMENTS

Ce travail a été effectué dans le Laboratoire d'Énergétique Appliquée de l'E.N.S.U.T créé il y a tout juste trois ans et dont l'existence doit beaucoup à la volonté affirmée de M. le Pr. S. SECK, Directeur de l'E.N.S.U.T de Dakar et de M. le Pr. B. CHAPPEY, Directeur de l'I.U.T de Créteil-Evry. Ils ont conjugué leurs efforts pour mettre à ma disposition les moyens nécessaires. Qu'ils soient ici assurés de ma profonde reconnaissance. Je les remercie également d'avoir bien voulu accepter de faire partie du Jury de soutenance.

M. le Pr. D. FALL, Doyen de la Faculté des Sciences de Dakar et Directeur du C.E.R.E.R, m'a fait l'honneur de bien vouloir juger mon travail et de faire partie du Jury. Qu'il veuille bien accepter mes sincères remerciements. J'adresse également mes remerciements à toute son équipe de Chercheurs du C.E.R.E.R, pour leur compréhension et leur aide.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à M. A. GIRARDEY, Maître de Conférences en Énergétique, détaché de l'Université Paris XII et Chef du Département Génie Electrique de l'E.N.S.U.T, mais aussi Responsable du Laboratoire d'Énergétique Appliquée. Il m'a encadré tout au long de ce travail et n'a jamais cessé de m'aider et de me conseiller. Je le remercie pour son dévouement sans faille tant dans la Recherche que dans l'Enseignement au niveau de l'École.

Mes remerciements vont également à M. L. PROTIN, Professeur, Responsable du Laboratoire d'Énergie Solaire de l'E.N.S.U.T, qui a bien voulu faire partie du Jury.

Je veux également remercier chaleureusement M. T. SECK, Maître-Assistant et Chef du Département Informatique de l'E.N.S.U.T, pour avoir participé à mon encadrement, pour ses conseils et son soutien constant. Il n'a pas ménagé ses efforts pour que ce travail aboutisse.

M. M. LO, Directeur Général de la Société S.V.P - Equipement s'est intéressé dès le début à mon travail. Je le remercie pour son encouragement et sa confiance ainsi que son aide matérielle.

Je ne saurais oublier tous ceux qui de près ou de loin m'ont apporté aide et soutien moral : Messieurs A. COULIBALY, D. TRAORE, R. PONSOT, B. SELLE, J.M. ROLLAND, MAKANO et tous les Collègues des autres Laboratoires de recherches et Départements de l'E.N.S.U.T. Qu'ils acceptent mes remerciements.

J'associe à ces remerciements ma famille, mes parents et tout particulièrement mon épouse.

Enfin, la frappe de ce document a été gracieusement et aimablement réalisée avec le traitement de texte Amsword sur Amstrad CPC 6128 par Madame E. GIRARDEY, je lui en suis très reconnaissant et l'en remercie.

SOMMAIRE

	<u>Pages</u>
<u>NOTATIONS</u>	1
<u>INTRODUCTION</u>	3
<u>CHAPITRE I - PRESENTATION DU SYSTEME EXPERIMENTE.</u>	5
I-1. PRESENTATION DES DIFFERENTES FILIERES DE PRODUCTION DE FROID A PARTIR DE L'ENERGIE SOLAIRE	5
I-2. PRESENTATION DU REFRIGERATEUR SOLAIRE	8
I-2.1. L'enceinte réfrigérée	8
I-2.2. Le motocompresseur	9
I-2.3. Le panneau photovoltaïque	14
I-3. SYSTEME D'ACQUISITION ET DE TRAITEMENT DES DONNEES... ..	17
I-3.1. Les capteurs	17
I-3.1.1. La mesure de température.....	17
I-3.1.2. La mesure du courant et de puissance	19
I-3.1.3. La centrale de mesure	20
I-3.1.4. Le micro-ordinateur	21
<u>CHAPITRE II - MODELISATION DU SYSTEME</u>	22
II-1. CARACTERISTIQUES DE L'ENCEINTE REFRIGEREE	22
II-1.1. Coefficient de déperditions de l'enceinte ..	22
II-1.2. Dimensionnement de l'enceinte réfrigérée ...	25
II-2. EVALUATION DES TEMPERATURES DE PAROI INTERNE DE L'ENCEINTE	30
II-3. PERFORMANCE DU GROUPE FRIGORIFIQUE DANFOSS	33
II-3.1. Principe d'une machine frigorifique à com- pression d'un fluide	33
II-3.2. Coefficient de performances	34
II-3.3. Modélisation de la machine frigorifique	35
II-4. THERMOCINETIQUE DE LA RESERVE DE FROID	43
II-5. REPONSE DE L'ENCEINTE AUX VARIATIONS DE TEMPERATURE EXTERIEURE	46
<u>CHAPITRE III - RESULTATS EXPERIMENTAUX - PRESENTATION ET COMMENTAIRES</u>	49
III-1. PROTOCOLE D'EXPERIMENTATION	49
III-2. EVOLUTION DE LA TEMPERATURE INTERIEURE "A VIDE", COMPRESSEUR ARRETE	51
III-2.1. Température intérieure du compartiment T ₁ ..	52
III-2.2. Evaluation du coefficient de déperdition K ..	54
III-2.3. Détermination de la température intérieure moyenne en fonction de la température ex- térieure moyenne	56
III-2.4. Température des parois du compartiment ...	59
III-3. EVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE LA CHARGE, COMPRES- SEUR ARRETE	60
III-4. EVOLUTION DES TEMPERATURES DANS LES COMPARTIMENTS ..	61
III-4.1. Evolution des températures - Charge ini- tiale nulle	63
III-4.2. Evolution de la température de la charge, avec apport d'une charge complémentaire ..	66
III-5. DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES ENERGETIQUES DE LA MACHINE THERMIQUE	69

<u>CHAPITRE IV - OPTIMISATION DU SYSTEME</u>	74
IV-1. EVOLUTION DE LA TEMPERATURE JOURNALIERE	75
IV-2. EVOLUTION DE L'ENSOLEILLEMENT	76
IV-3. PUISSANCE FOURNIE PAR UN MODULE	86
IV-4. OPTIMISATION DU FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE	87
IV-5. DETERMINATION DU COEFFICIENT DE DECHARGE DE LA BATTERIE	88
IV-5.1. Charge de la batterie	90
IV-5.2. Décharge de la batterie	90
IV-6. DIMENSIONNEMENT DES MODULES ET DE LA BATTERIE	90
IV-6.1. Dimensionnement à partir d'un bilan énergétique horaire	90
IV-6.1.1. Calcul du nombre de modules et de la capacité de la batterie jour par jour pour la région de Dakar	91
IV-6.1.2. Calcul du nombre optimal de modules	93
IV-6.2. Dimensionnement à partir des valeurs E_t et T_{ext}	95
<u>CHAPITRE V - ESSAIS ET FONCTIONNEMENT EN SITUATION RELLE</u> ...	100
V-1. FONCTIONNEMENT AVEC UNE TEMPERATURE DE CONSIGNE D'ARRET DU COMPRESSEUR EGAL à -1°C	101
V-1.1. Fonctionnement avec charge principale et charge annexe constantes	101
V-1.2. Fonctionnement à charge principale constante et charge annexe renouvelée quotidiennement ..	104
V-1.3. Fonctionnement à charge principale constante avec ouvertures périodiques du compartiment et charge annexe renouvelée tous les jours par fractions	104
V-2. FONCTIONNEMENT A CHARGE PRINCIPALE CONSTANTE ET CHARGE ANNEXE RENOUVELEE TOUS LES JOURS PAR FRACTIONS AVEC UNE TEMPERATURE DE CONSIGNE D'ARRET DU COMPRESSEUR EGAL A -5°C	106
<u>CONCLUSION</u>	109
<u>ANNEXES</u>	
<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	

NOTATIONS

<u>SYMBOLE</u>	<u>DEFINITION</u>	<u>UNITE</u>
a :	diffusivité thermique	m^2/s
c_p :	chaleur spécifique à p = C ^{ste}	$J/kg \cdot ^\circ K$
e :	épaisseur de l'isolant	mètre (m)
F :	facteur de forme	mètre
G_{th} :	conductance thermique	$W/^\circ K$
H :	enthalpie massique	J/kg
h :	coefficient d'échanges superficiels	$W/m^2 \cdot ^\circ K$
I :	intensité du courant électrique	ampère (A)
K :	coefficient de déperditions	W/m^2
L :	enthalpie de changement de phase	J/kg
m :	masse	kilogramme (kg)
N :	vitesse de rotation	tour/minute
n :	numero du jour de l'année	
p :	pression	pascal (P_m)
P :	puissance	Watt (W)
q_m :	débit massique	kg/s
R :	résistance électrique	ohm (Ω)
R_{th} :	résistance thermique	$^\circ K/W$
t :	temps	seconde (s)
T :	température	kelvin ($^\circ K$)

.../...

<u>SYMBOLE</u>	<u>DEFINITION</u>	<u>UNITE</u>
T_{in} :	température de l'air à l'intérieur	°K
T_{ext} :	température extérieure (ambiante)	"
T_{pi} :	température de paroi à l'intérieur	"
T_{ch} :	température de la charge thermique	"
T_{ev} :	température d'évaporation	"
T_{cd} :	température de condensation	"

LETTRES GRECQUES :

β :	angle d'inclinaison des panneaux	radian
Δt :	pas de temps	seconde
Δx :	pas d'espace	mètre
δ :	déclinaison	radian
ϵ :	position du front eau-glace	mètre
λ :	conductivité thermique	W/m. °K
ρ :	masse volumique	k_g/m^3
Φ :	flux de chaleur	Watt

Remarque :

Pour la commodité, nous exprimons dans le texte les températures en degrés Celsius (°C) et les angles en degrés.

INTRODUCTION

Il est évident que l'Énergie Solaire peut jouer un rôle important dans les pays en voie de développement. Elle peut se substituer dans les zones rurales aux énergies conventionnelles non disponibles et contribuer ainsi, à l'amélioration de la qualité de vie des populations concernées (éclairage, froid, télévision communautaire, etc...).

Parmi les utilisations possibles de l'énergie solaire, la production de froid présente un intérêt qui n'échappe à personne :

- . conservation de moyenne durée des médicaments dans le centre de santé,
- . conservation d'assez courte durée des produits à l'occasion de campagnes de vaccination des populations ou du cheptel,
- . conservation des denrées alimentaires et pourquoi pas la production d'eau fraîche.

Le travail que nous présentons ici, concerne un réfrigérateur solaire conçu et réalisé dans le Laboratoire d'Énergétique Appliquée de l'E.N.S.U.T de Dakar, destiné à la conservation des vaccins et dont les performances sont conformes aux recommandations de l'Organisation Mondiale de la Santé /2/,/4/. Rappelons qu'il s'agit de maintenir une température moyenne égale à 4°C à l'intérieur d'une enceinte réfrigérée dans un milieu ambiant dont la température peut atteindre 43°C au cours de la journée. L'autonomie de fonctionnement requise en cas d'incident ou d'absence de soleil est fixée à 5 jours.

On mesure donc les contraintes draconiennes imposées par l'O.M.S. Cela explique, que l'on trouve finalement très peu de réalisations économiquement acceptables, pas trop encombrantes et respectant ces normes.

L'originalité de notre système réside essentiellement dans le fait qu'il dispose d'une réserve de froid effective de plus de 5 jours et est très économe en énergie. D'autre part la solution adoptée réduit le stockage d'énergie par accumulateur électrique d'environ 80%. Nous montrons également que la surface des capteurs photovoltaïques est aussi très sensiblement réduite, notre étude permettant d'ailleurs une optimisation de cette surface.

Notre prototype a un volume utile de l'ordre de 60 litres, mais nous présentons au chapitre II des abaques permettant de transposer, sans difficulté, nos résultats, à des volumes différents.

Enfin, nous ne résistons pas à l'envie de citer ce journaliste de "Jeune Afrique" (n° 1365 - rubrique Santé) :

"...Comment expliquer à un fonctionnaire à Genève que les réfrigérateurs qu'il croit bourrés de vaccins, contiennent souvent pour moitié du Coca-Cola et de la bière..."

Il faudra que nous le rassurions, la conception de notre réfrigérateur tient compte de ce comportement fort compréhensible des utilisateurs...!

DESCRIPTION DU SYSTEME EXPERIMENTE

I-1. PRESENTATION DES DIFFERENTES FILIERES DE PRODUCTION DE FROID A PARTIR DE L'ENERGIE SOLAIRE

Nous citons pour mémoire les systèmes à absorption et adsorption qui ne semblent pas pour l'instant pouvoir répondre à notre problème. Nous avons donc retenu d'emblée la solution du type conversion photovoltaïque de l'énergie solaire et compression mécanique. Les systèmes classiques de ce type peuvent être représentés par le schéma synoptique de la figure n° 1.

On y reconnaît un panneau de photopiles (modules), un ensemble de batteries, un groupe motocompresseur, un condenseur à l'air libre et un évaporateur installé dans l'enceinte à réfrigérer.

Pour fixer les idées, si l'enceinte a un volume de l'ordre de 60 litres et est correctement isolée, le respect des normes de l'O.M.S exige l'installation d'une capacité de stockage par batteries de l'ordre de 200 A/h. Les inconvénients de cette solution sont à l'évidence un coût élevé des batteries, un encombrement et un poids non négligeables du stock d'énergie (de l'ordre de 36 litres, 75 Kgs). Le rendement de déstockage est limité à environ 70% et comme inconvénient majeur, l'autonomie devient quasiment nulle en cas de panne du groupe.

Ce sont ces considérations qui nous ont amenés à imaginer un système où une grande partie du stockage "électrolytique" est remplacée par un stockage direct du froid sous forme d'enthalpie de changement d'état (solidification de l'eau). Ce stock est placé directement dans

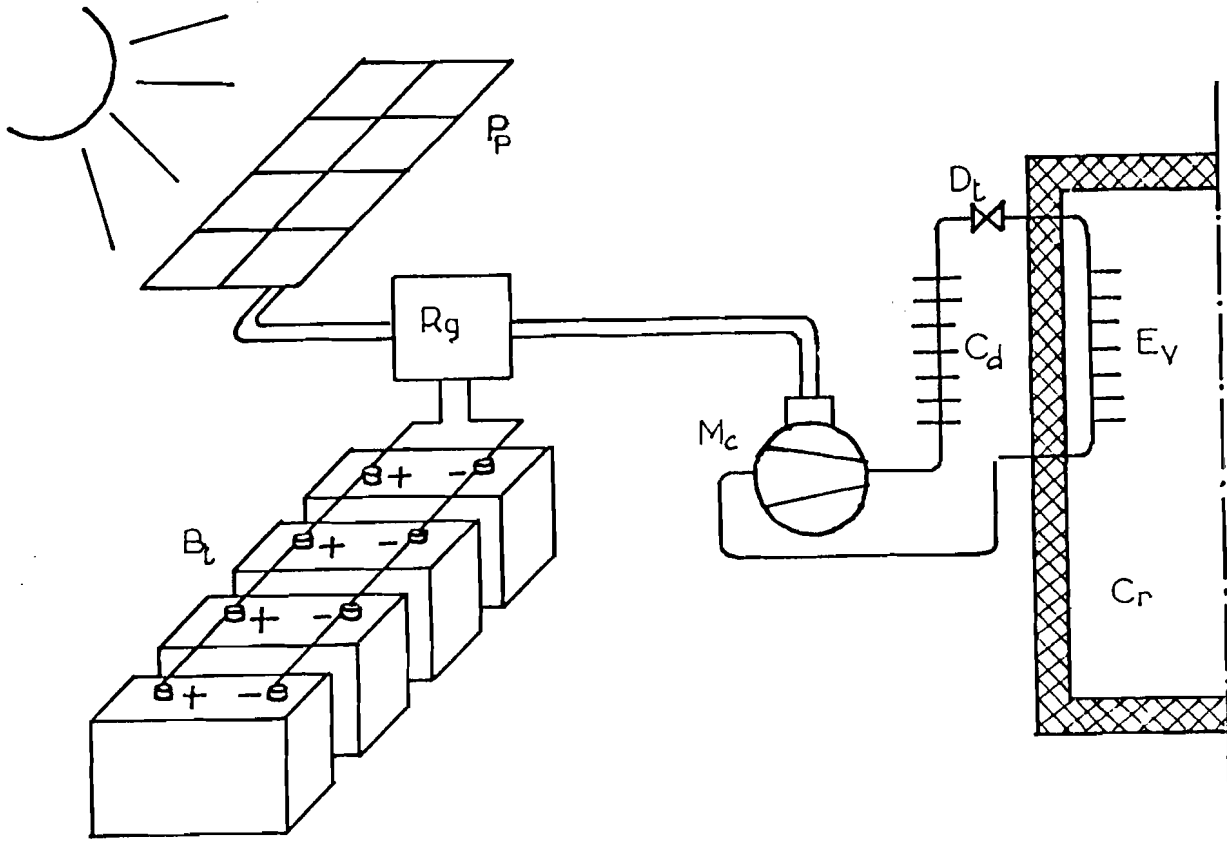


Fig. n° 1 : Schéma synoptique d'un système de réfrigération à alimentation par photopiles et compression mécanique avec stock d'énergie par batteries.

P_p : Panneau photovoltaïque constitué de plusieurs modules

B_t : Batteries pour le stockage d'énergie sous forme chimique

R_g : Régulateur (ici unité électronique de commande)

C_d : Condenseur

D_t : Détendeur capillaire

M_c : Motocompresseur

E_v : Evaporateur

C_r : Compartiment à réfrigérer

} machine frigorifique

l'enceinte à réfrigérer. D'autre part, comme nous le verrons, l'autonomie de cinq jours requise par l'O.M.S est obtenue sans difficulté et à faible cout, l'encombrement est également fortement réduit.

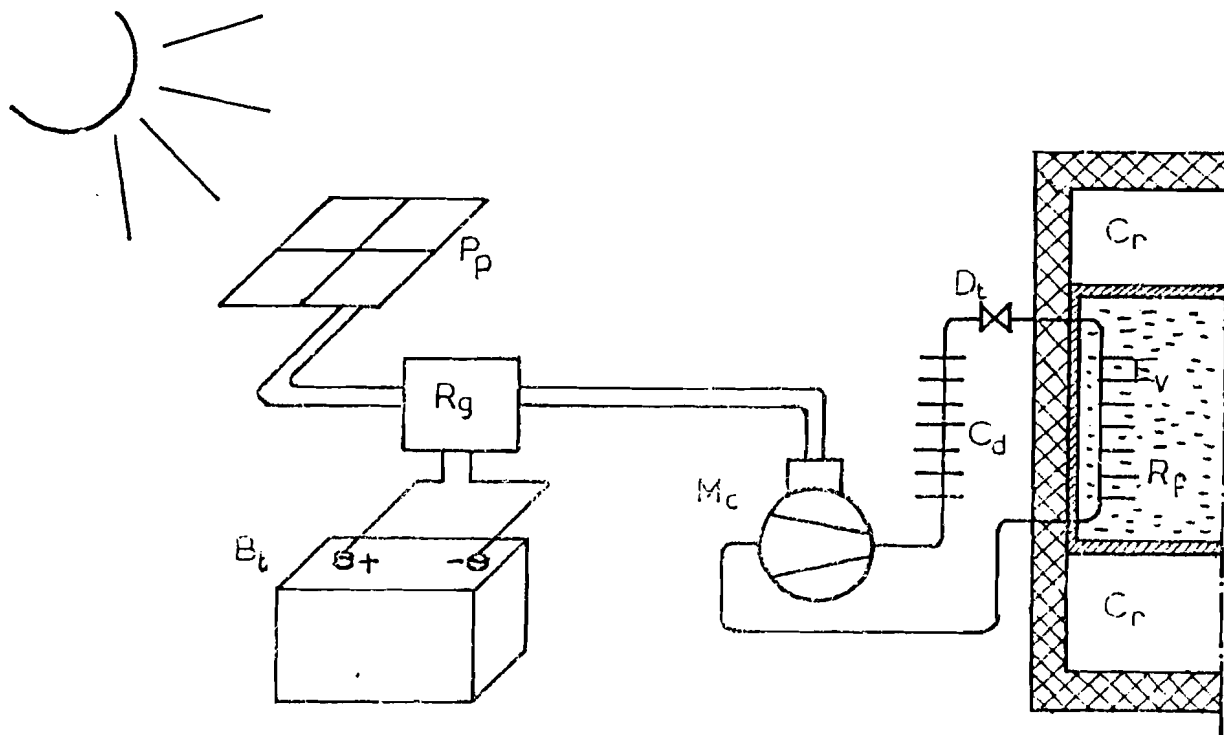


Fig. n° 2 : Schéma synoptique du système de réfrigération avec réserve de froid et batterie tampon.

R_f : réserve de froid

La figure n° 2 représente le schéma synoptique de notre système. On y distingue la réserve de froid installée dans l'enceinte à réfrigérer. L'évaporateur est installé dans le compartiment de stockage. Nous n'avons ici qu'une seule batterie et le nombre de modules du panneau photovoltaïque est également réduit.

I-2. PRESENTATION DU REFRIGERATEUR SOLAIRE

Pour la présentation du réfrigérateur, nous avons retenu comme éléments principaux : l'enceinte réfrigérée, le compresseur et le panneau photovoltaïque.

I-2.1. L'enceinte réfrigérée

Comme nous l'avons signalé, nous avons retenu un réfrigérateur de contenance 60 litres. Ce volume semble bien répondre aux besoins des utilisateurs potentiels /2-4/. Nous avons adopté un système bahut qui présente de nombreux avantages quant aux déperditions.

Pour les raisons que nous avons avancées dans l'introduction, à savoir que les réfrigérateurs installés en milieu rural surtout, sont souvent utilisés à des fins personnelles, nous avons prévu d'office un compartiment réservé aux besoins annexes.

De ce fait l'enceinte réfrigérée comprend (figures n° 3 et 4) :

- un compartiment dit principal réservé à la conservation des vaccins et médicaments,
- un compartiment annexe pour les besoins personnels,
- une réserve de froid.

Pour réduire de plus les pertes thermiques, chaque compartiment a son couvercle, de sorte que l'on peut ouvrir l'un des compartiments (principal ou annexe) sans perturber le fonctionnement de l'autre (figure n° 4).

Comme la réserve de froid est placée au milieu de l'enceinte, les déperditions sont moindres que si le stockage était incorporé aux parois.

Le dimensionnement de l'enceinte et de ses différents compartiments a été effectué grâce aux calculs développés dans le chapitre II. L'épaisseur totale de l'isolant est de 15 cm.

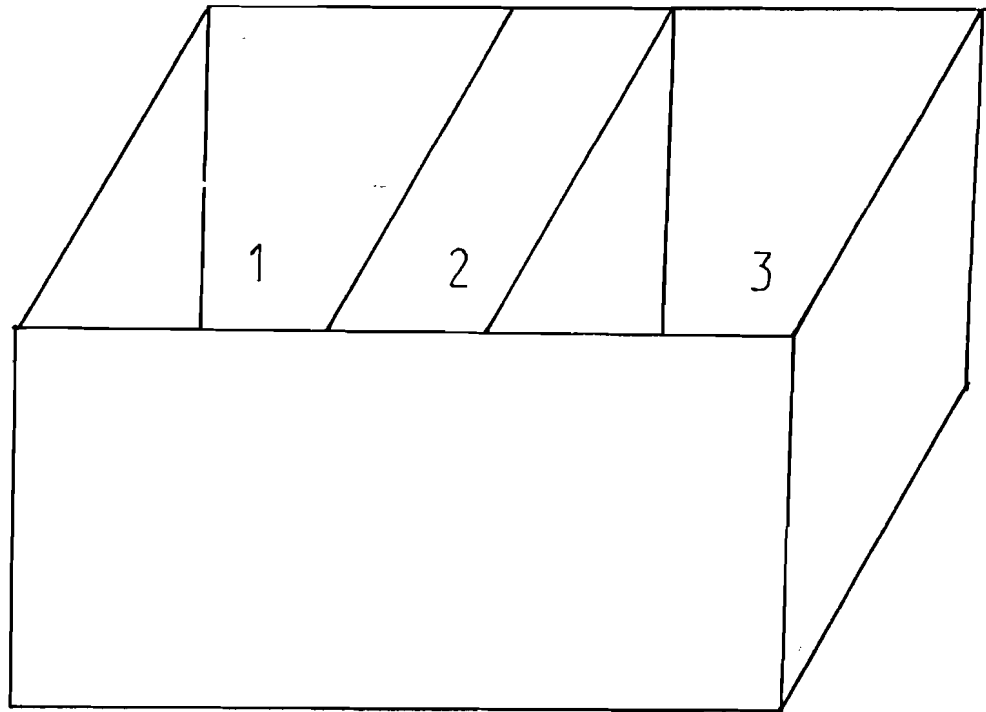


Fig. n° 3 : Répartition des compartiments de l'enceinte

1 - compartiment principal

2 - réserve de froid

3 - compartiment annexe

Le caisson intérieur de l'enceinte et la réserve de froid sont faits en tôle galvanisée d'une épaisseur de 1,5 mm. Le caisson extérieur est en bois de 15 mm d'épaisseur.

On trouvera en annexe l'ensemble des schémas d'exécution.

1-2.2. Le motocompresseur

Sur le marché local nous n'avons pu trouver que le groupe DANFOSS qui puisse être alimenté par une tension continue et de faible puissance pour satisfaire nos besoins. En fait ce compresseur est entraîné par un moteur qui n'est pas une machine à courant continu avec des balais comme on peut le penser d'emblée.

Nous disposons d'un moteur à aimants permanents alimenté à partir

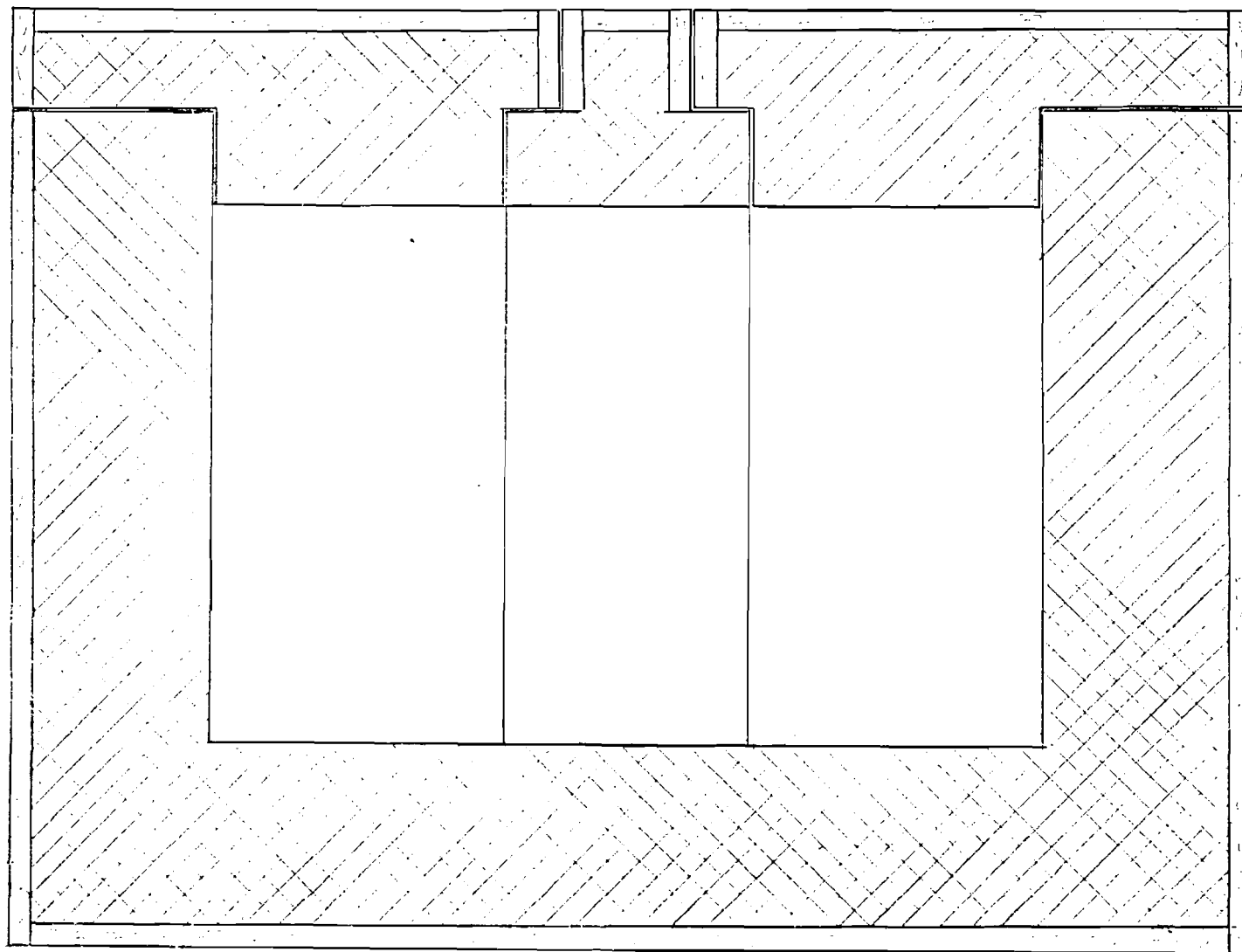


FIG. n°4 : Coupe longitudinale de l'enceinte montrant la disposition des différents compartiments et couvercles. Echelle 1/5

FIG. n°5 : Vue en perspective du caisson intérieur de l'enceinte et de la réserve de froid.

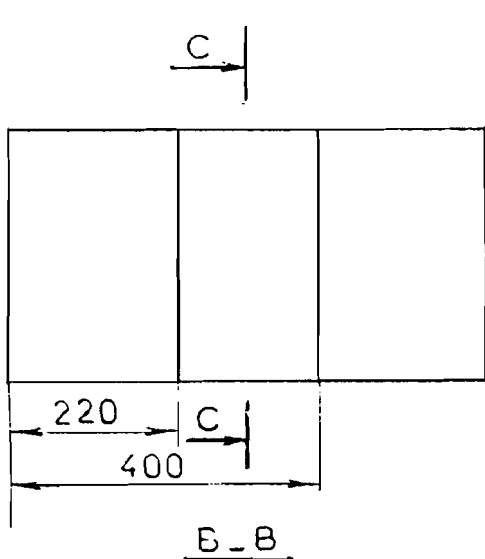
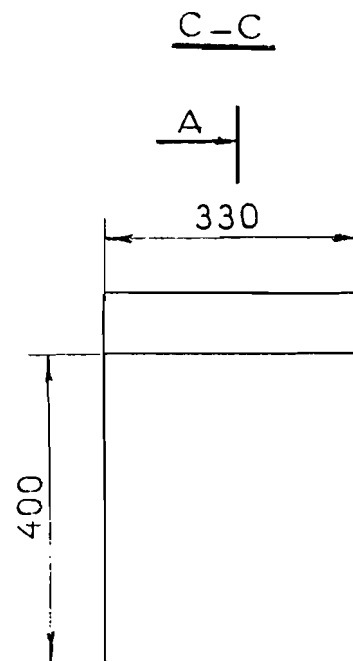
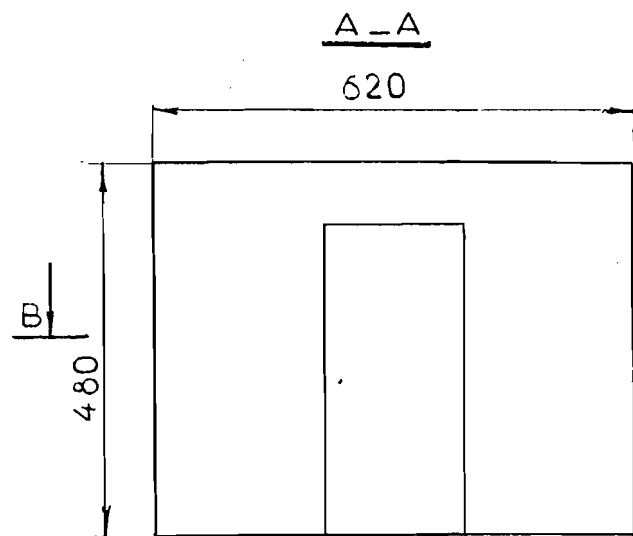
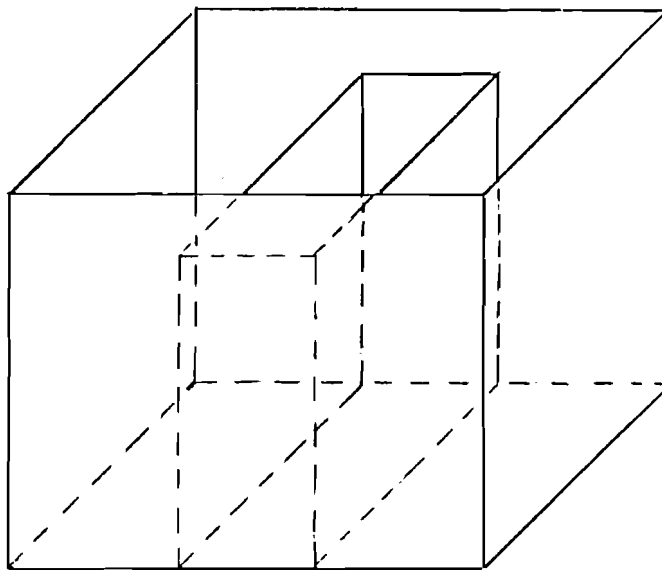


Fig. n° 6 (A-A): coupe longitudinale

Fig. n° 7 (B-B): vue de dessus

Fig. n° 8 (C-C): coupe transversale

(échelle 1/10)

d'une unité électronique à transistors.

Les figures n° 9 et 10 représentent les schémas de bobinage et du principe de fonctionnement du moteur.

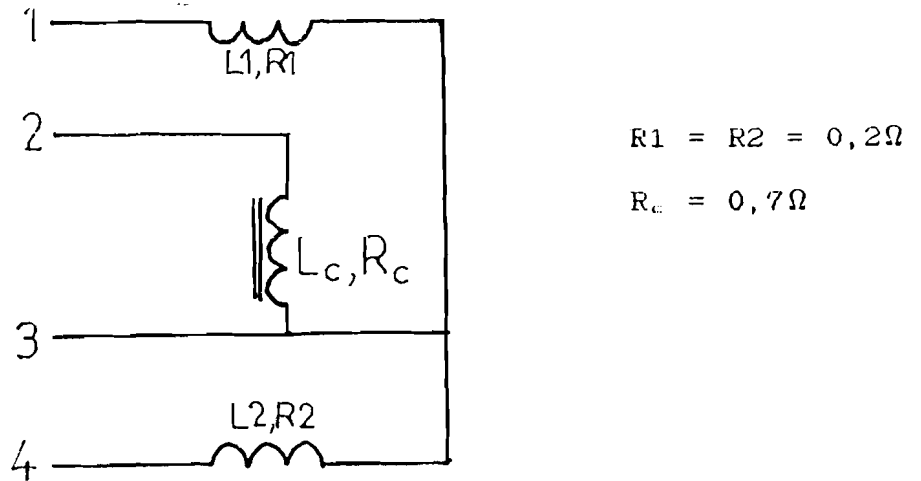


Fig. n° 9 : Schéma du bobinage du moteur

(Le point 3 est relié à la masse. L'enroulement compris entre 2 et 3 sert à la commande du fonctionnement du moteur.)

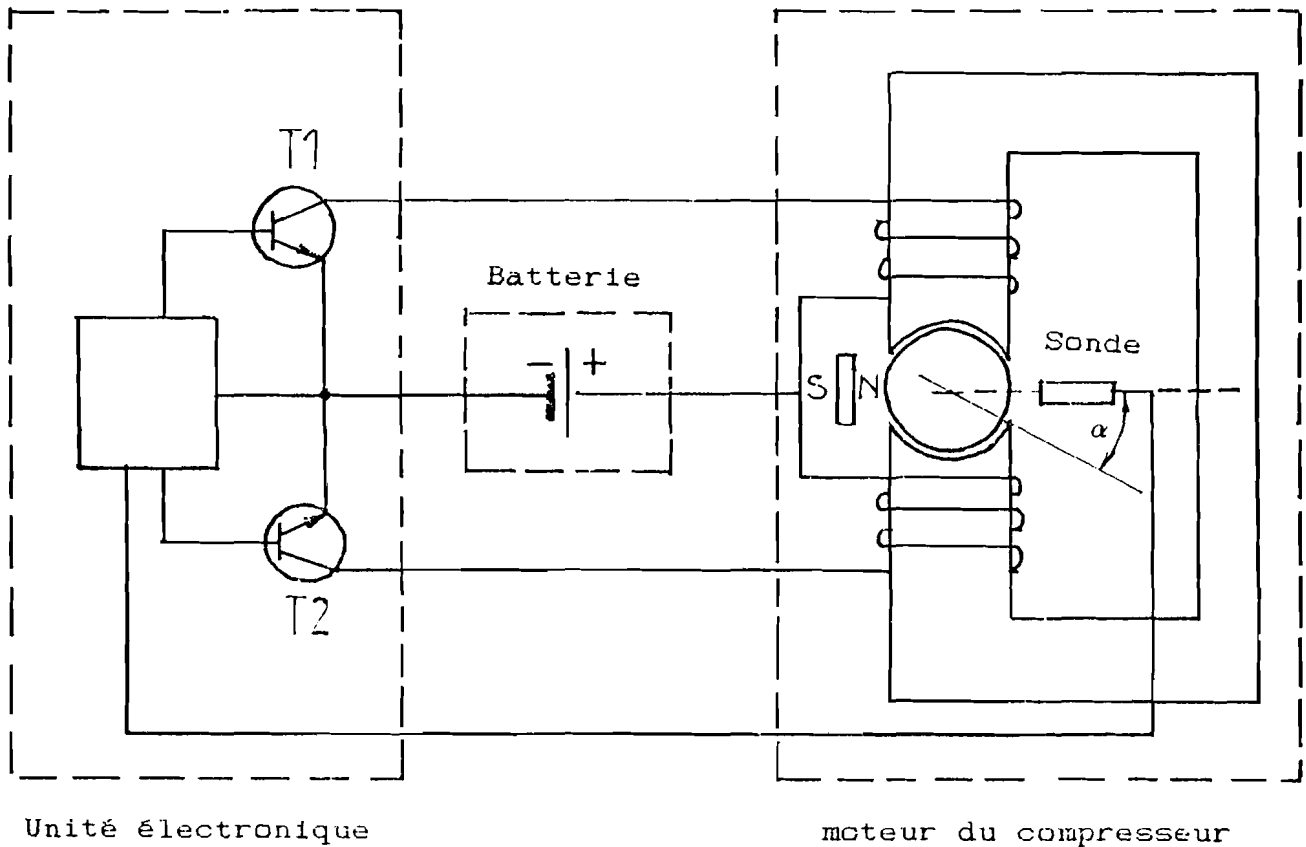


Fig. n° 10 : Schéma de fonctionnement du moteur

Le stator est constitué de deux enroulements identiques qui sont alimentés l'un après l'autre, comme le montre le schéma de fonctionnement des transistors de puissance T1 et T2 en fonction de la position du rotor par rapport à la sonde inductive (L_c) (figure n° 11). Celle-ci est placée dans un circuit oscillatoire permettant d'assurer la commande de ces transistors en agissant sur leurs bases.

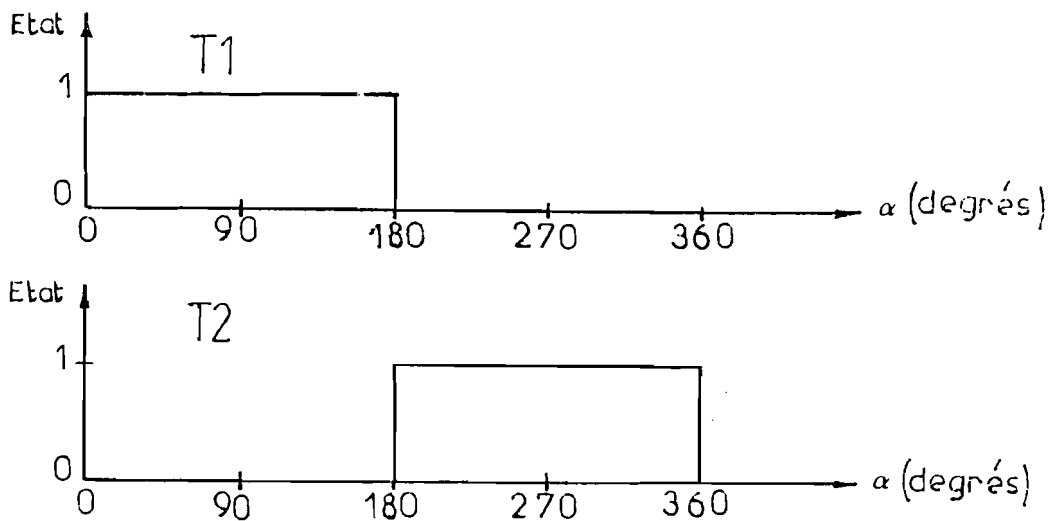


Fig. n° 11

Etat 1 : transistor en fonctionnement

Etat 0 : transistor bloqué

Un petit aimant permanent permet de palier à l'arrêt du moteur au point mort. C'est d'ailleurs pendant ce temps correspondant à la commutation que le moteur restitue une certaine quantité d'énergie à la batterie. Si ce retour du courant est empêché, l'unité électronique est endommagée.

Un thermostat placé dans le circuit de commande de l'unité électronique agit sur celui-ci de sorte que la fonction d'enclenchement et de déclenchement ouvre ou bloque respectivement le circuit de puissance des transistors. De ce fait le courant absorbé par le groupe ne passe pas par les contacts du thermostat. On peut aussi raccorder à l'unité électronique un ventilateur de courant de charge ne dépassant pas 0,7 A pour améliorer les performances du groupe.

L'unité électronique protège le compresseur contre les surcharges, les défaillances de démarrage. Elle assure aussi d'autres fonctions que nous ne citons pas ici, comme la protection de la batterie contre une décharge excessive.

Les caractéristiques techniques du motocompresseur sont énumérées ci-dessous et dans le Tableau 1.

- fluide frigorigène utilisé : R12
- plage de température d'évaporation ... : -5°C à -35°C
- température de condensation
 - . sous conditions stables : 60°C
 - . à charges de pointe : 70°C
- tension/courant de démarrage : 12 V/15 A
- cylindrée nominale : 2,5 cm³

Tableau 1 - Performances du groupe (données "constructeur")

Température d'évaporation	°C	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5
Capacité du liquide refroidi à 32°C	W	22	34	48	65	80	97	115
Consommation d'énergie	W	45	79	53	59	64	70	76
Coefficient de performance utile	/	0,48	0,7	0,9	1,1	1,25	1,39	1,51

Pour : - une température de condensation de 55°C
 - une température ambiante de 32°C

1.2.3. Le panneau photovoltaïque

Le panneau photovoltaïque placé sur le toit du Laboratoire est constitué de 20 modules RTC, BPX47A. Chaque module a 34 cellules mises en série. Pour optimiser l'énergie captée au cours de l'année ce panneau est incliné de 14°30' Sud (latitude de Dakar //). Il est

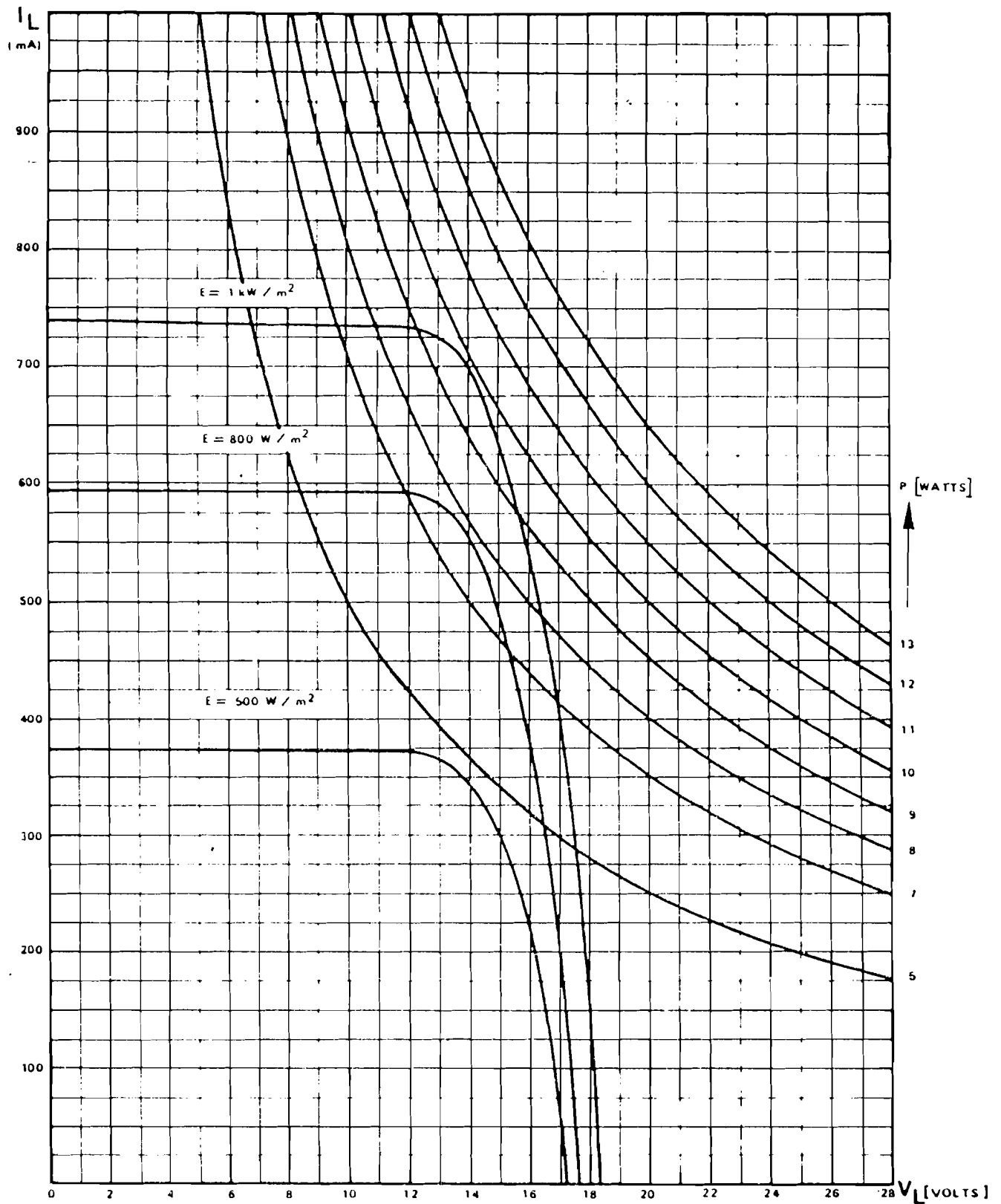


FIG. n° 12 ; Réponse du module BPX 47 A de R.T.C à l'éclairement solaire.

relié à l'unité électronique par la batterie (figure n° 2) qui joue le rôle de tampon et qui est indispensable non seulement pour les raisons que nous avons évoquées plus haut, mais pour d'autres que nous évoquerons plus tard.

Les modules sont reliés entre eux en parallèle. La figure n° 12 nous donne la caractéristique du module : le courant en fonction de la tension pour un éclairement donné, ainsi que les courbes d'équivalence. Vu la tension à laquelle la batterie fonctionnera en charge entre 12 V et 13 V, nous pouvons considérer qu'elle impose sa tension et les photopiles comme des générateurs de courant. Ceci implique une protection de la batterie contre des surcharges éventuelles en insérant entre le panneau, un interrupteur à transistor, dont le fonctionnement dépend de la tension de la batterie (figure n° 13).

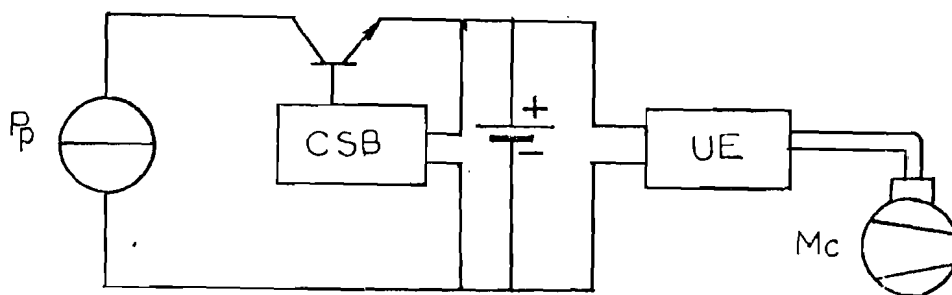


Fig. n° 13 : Schéma électrique du système

UE : Unité Electronique

CSB : Commande de protection de la batterie contre les surcharges

Les caractéristiques électriques du module RTC, BPX47A pour un éclairement au sol de 1 kW/m^2 sont données dans le Tableau 2.

On constate qu'avec l'augmentation de la température de la cellule, le courant de court-circuit augmente, par contre la tension diminue. La puissance maximale diminue aussi. Ces variations sont dues à la diminution de la zone interdite qui entraîne une augmentation du nombre de photons actifs.

Tableau 2 - Caractéristiques électriques du module
pour l'éclairement de 1 kW/m²

: Température de la cellule	: °C	: 0	: 25	: 60	:
: Puissance optimale (P _L)	: (W)	: 12	: 11	: 9,7	:
: Tension optimale (V _L)	: (V)	: 18	: 15,5	: 14,3	:
: Courant optimal (I _L)	: (mA)	: 665	: 700	: 680	:
: Tension circuit ouvert (V _{oc})	: V	: 22,2	: 20,5	: 18,2	:
: Courant de court-circuit (I _{cc})	: (mA)	: 700	: 720	: 740	:
: Coefficient de température de tension à circuit ouvert	:	: -68	: mV/°C	:	:
: Coefficient de température du courant de court-circuit	:	: 0,64	: mA/°C	:	:

I-3. SYSTEME D'ACQUISITION ET DE TRAITEMENT DES DONNEES

Le système mis en place est constitué par :

- des capteurs
- une centrale de mesure
- un micro-ordinateur

I-3.1. Les capteurs

I-3.1.1. La mesure de température

La machine frigorifique est constituée par l'évaporateur, le moto-compresseur, le condenseur et le détendeur. Aux points caractéristiques de cette machine sont installés des thermocouples de type Chromel-Alumel pour permettre de définir les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie des éléments constituant la machine (figure n° 14).

Pour cela nous mesurons :

- la température d'évaporation : T_{ev}
- la température d'aspiration : T_{as}
- la température de refoulement : T_{rfm}
- la température au milieu du condenseur : T_{cd}
- la température à l'entrée du détendeur T_{ec}
- la différence de température entre l'enveloppe du groupe et l'air ambiant DT .

Grâce aux programmes développés sur la base des modèles définis dans le chapitre II, on détermine la température théorique de refoulement à partir de celle mesurée.

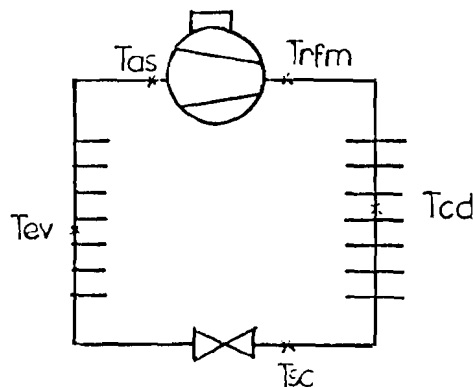


Fig. n° 14 : Points de mesure pour la détermination du cycle thermodynamique

La mesure des températures se fait en différentiel comme le montre le schéma de la figure n° 15.

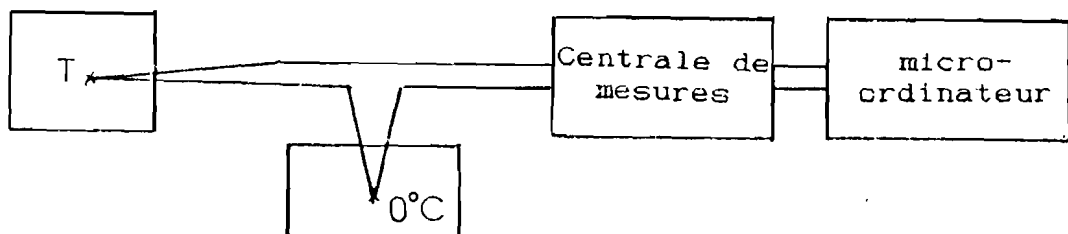


Fig. n° 15 : Schéma de mesure d'une température

La source froide (0°C) maintenue dans un vase de Dewar est isolée

de l'extérieur par une enceinte en polystyrène. Le vase contient de la glace pilée fondante. On peut utiliser de la glace faite à partir de l'eau provenant directement du réseau de distribution à la place de l'eau distillée. La différence entre les valeurs mesurées dans ces deux cas est très faible et peut être négligée /6/. La dispersion à l'intérieur du vase est de $7/100^{\circ}\text{C}$ /6/. Le calcul des températures est fait en divisant la tension mesurée par la centrale par le coefficient thermoélectrique du Chromel-Alumel soit $4,110^{-5}\text{V}/^{\circ}\text{C}$.

La mesure de DT par contre ne nécessite pas l'utilisation du vase.

I-3.1.2. La mesure du courant et de puissance

Pour calculer la puissance absorbée par le motocompresseur, nous mesurons la tension d'entrée de l'unité électronique et celle aux bornes du shunt $10\text{ A}/0,1\text{ V}$ (Schéma figure n° 16) qui permet d'obtenir la valeur du courant d'alimentation du groupe. La mesure des courants de charge ou de décharge de la batterie, du panneau photovoltaïque s'effectue de la même manière.

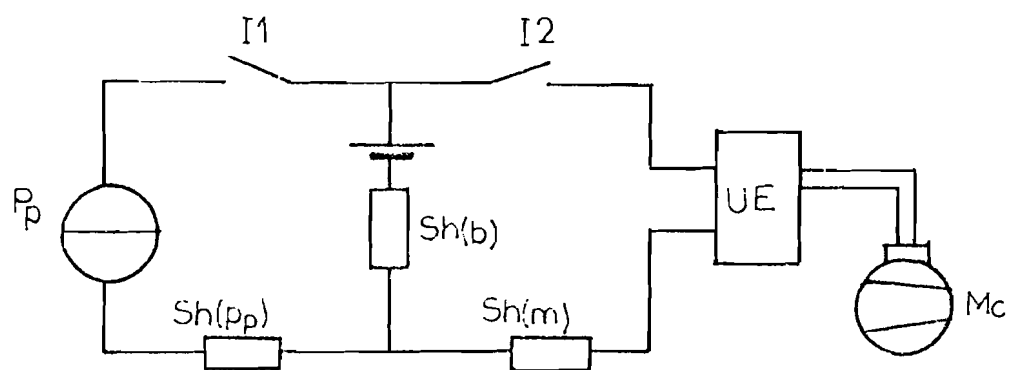


Fig. n° 16 : Schéma du circuit de puissance du système

Le schéma global du système de mise en route et d'arrêt de la machine frigorifique est donné par les figures n° 16 et 17. La première représente le circuit de puissance, la seconde le circuit de commande. Le démarrage du motocompresseur et la connection des photopiles sur

la batterie peuvent s'effectuer manuellement ou par le micro-ordinateur qui commande la fermeture (ou l'ouverture) des interrupteurs de puissance I1 et I2 à partir de la centrale de mesure à l'aide des actionneurs A1 et A2.

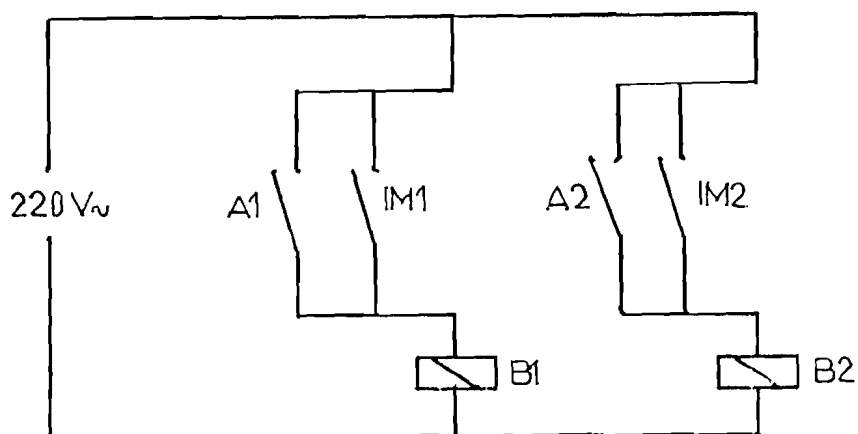


Fig. n° 17 : Schéma du circuit de commande de puissance
(commande des interrupteurs I1 et I2)

A1 et A2 : actionneurs au niveau de la centrale

IM1 et IM2 : interrupteurs manuels de commande

B1 et B2 : bobines de commande des interrupteurs I1 et I2

I-3.1.3. La centrale de mesure

Cette unité d'acquisition de données et de commande HP 3421 A est pilotée par un micro-ordinateur. Elle peut être aussi commandée par le calculateur personnel HP 41 C ce qui est très commode pour effectuer des mesures in situ d'autant qu'elle a une pile interne qui lui assure une autonomie de fonctionnement de 24 heures.

Elle dispose de 30 voies de mesures en 3 modules accessibles par sa face arrière. Sur sa face avant on peut aussi mesurer des résistances et des tensions continues ; d'autre part, elle est dotée d'un cadran d'affichage qui indique la voie sur laquelle la mesure est faite.

Chaque module a deux actionneurs qui permettent de commander la

fermeture ou l'ouverture des interrupteurs au moment voulu. Ceci est très important comme nous le verrons plus tard.

Comme les mesures de température et de courant s'effectuent par la fonction de mesure de tensions continues, nous nous intéressons seulement à celles-ci. L'unité permet de faire des mesures de 300 mV à 300 V avec une sensibilité de 10^{-6} V sur la gamme 0,3 V ce qui d'ailleurs nous permet effectivement de faire des mesures de température.

La centrale après chaque mesure stocke automatiquement le résultat dans sa mémoire interne, ce qui permet le transfert des valeurs des mesures effectuées une par une au micro-ordinateur et de la sauvegarder dans des fichiers.

1.3.1.4. Le micro-ordinateur

Il s'agit d'un HP 86 B avec 128 Koctets de mémoire avec deux lecteurs de disquette souple (3 $\frac{1}{2}$ "", 270 Koctets) et un moniteur. Un interface HP-IB lui permet de communiquer avec les lecteurs alors que pour l'imprimante et la centrale de mesure on a utilisé un interface HP-IL.

Le micro-ordinateur dispose de 4 logements entrée-sorties situés sur le panneau arrière et qui permettent de lui connecter de nombreux types de modules.

Ainsi on peut augmenter les possibilités du micro-ordinateur en apportant de nouvelles instructions, ordres et fonctions en enfilant des ROM-spécialisées (programmes-avancés, calcul sur les matrices, copie des graphes sur imprimante etc...) dans des tiroirs (HP 82136 A ROM DRAWER) qui comporte chacun six emplacements.

Le langage de travail est le BASIC.

MODELISATION DU SYSTEME

II-1. CARACTERISTIQUES DE L'ENCEINTE REFRIGEREE

Pour limiter au maximum le nombre de modules photovoltaïques et également la puissance du groupe frigorifique nous avons opté pour une enceinte "super isolée". L'épaisseur de la paroi isolante est donc relativement importante et le calcul de la résistance thermique de la paroi ne peut pas être effectué en appliquant strictement le modèle simple de la paroi plane. Nous avons donc calculé la résistance thermique de l'enveloppe isolante par la méthode du facteur de forme.

II-1.1. Coefficient de déperditions de l'enceinte

Nous avons posé que les transferts de chaleur du milieu ambiant vers l'intérieur de l'enceinte sont donnés par l'expression classique

$$\Phi_{ext} = K (\overline{T}_i - T_{ext})$$

où \overline{T}_i représente la température moyenne de l'air dans l'enceinte et T_{ext} la température ambiante extérieure. Nous appelons le coefficient K, coefficient global de déperditions. Il est donné par l'expression :

$$K = 1 / ((1/h_i S_i) + (1/h_e S_e) + (1/G_{ext}))$$

$G_{t.r.}$: est la conductance thermique de l'enveloppe.

h_i et h_e : sont les coefficients d'échanges superficiels convectifs et radiatifs à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte.

S_i et S_e : les surfaces d'échanges intérieure et extérieure.

h_i et h_e ne sont pas très bien connus mais on vérifiera que leur influence sur la valeur de K est finalement assez faible compte tenu de la valeur de $G_{t.r.}$ nettement inférieure aux valeurs prévisibles des conductances de passage $h_i S_i$ et $h_e S_e$.

On sait que $G_{t.r.}$ peut se mettre sous la forme :

$$G_{t.r.} = \lambda \cdot F$$

λ : conductivité thermique de l'isolant,

F : facteur de forme.

Pour calculer le facteur de forme de l'enveloppe isolante, nous avons pris en compte l'effet de dièdre droit à l'intersection de deux parois et l'effet de coin à l'intersection de trois parois. Pour simplifier les calculs nous avons mis à profit la symétrie de l'enceinte par rapport aux trois axes et l'avons décomposée en huit éléments identiques thermiquement en parallèle. La figure n° 18a illustre cette décomposition

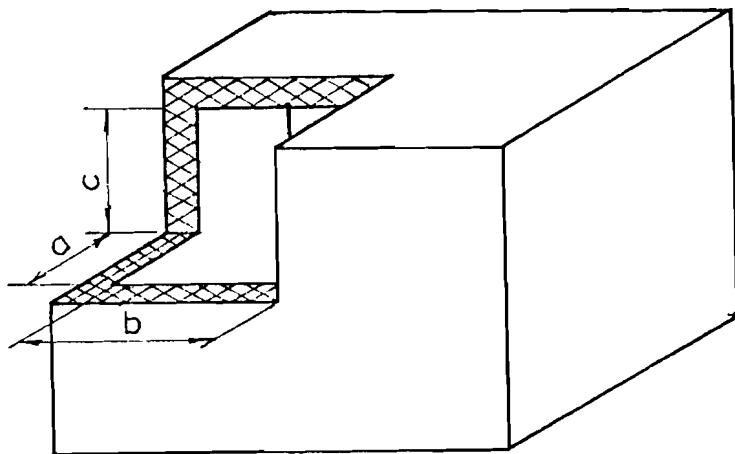


Fig. n° 18a : Décomposition en huit éléments thermiques identiques.

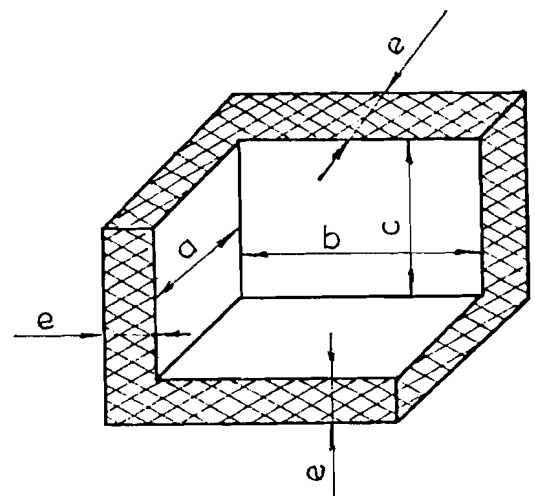


Fig. n° 18b : Configuration d'un élément simple permettant de calculer F .

Avec L, l et H respectivement longueur, largeur et hauteur de l'enceinte à l'intérieur en se référant à la figure n° 18b on a :

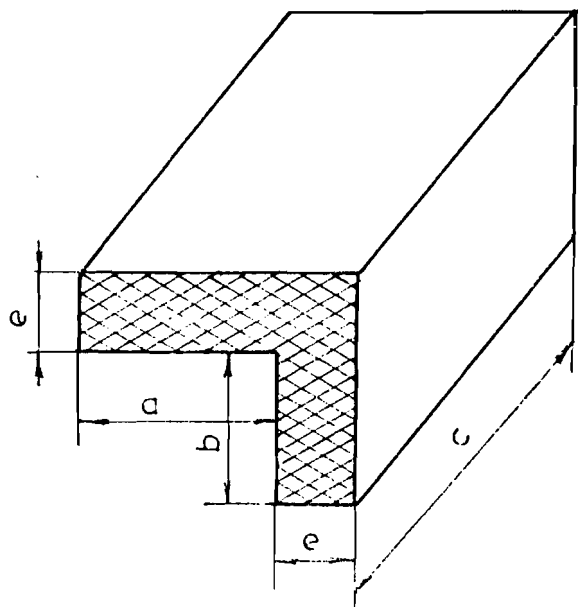
$$a = l/2$$

$$b = L/2$$

$$c = H/2$$

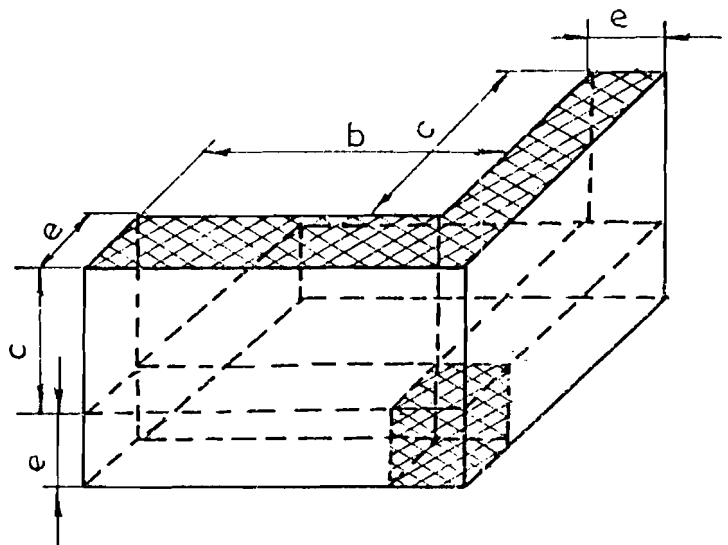
e : est l'épaisseur de l'isolant.

La littérature spécialisée /1/, /14/, /15/ fournit les valeurs des facteurs de forme pour deux parois planes formant un dièdre droit (Fig. n° 19) et pour trois parois planes formant un "coin" (Fig. n° 20)



$$F = ac + ab/c + 0,54c$$

Fig. n° 19



$$F = 0,15e$$

Fig. n° 20

A partir des formules précédentes et en remarquant que pour des parois en parallèle $F = \sum F_i$ on établit l'expression du facteur de forme de l'enceinte :

$$F = 8 ((ab + bc + ca)/e + 0,54 (a + b + c) + 0,15e)$$

soit en revenant à L, l et H :

$$F = 2 (l.L + l.H + L.H)/e + 2,16 (L + l + H) + 1,2e$$

On a donc :

$$1/K = 1/h_1.S_1 + 1/\lambda.F + 1/h_2.S_2$$

et en première approximation $K \simeq \lambda.F$.

Pour le prototype étudié on trouve $F = 11,55$ m et avec $\lambda \simeq 0,044$ W/m.°C (polystyrène expansé) on obtient :

$$K \simeq 0,51 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

valeur proche de la valeur mesurée, comme nous le verrons plus loin dans le chapitre III.

II-1.2. Dimensionnement de l'enceinte réfrigérée

Le volume utile étant fixé à 2 fois 30 litres, la capacité du "stock" de froid permettant de conserver l'autonomie requise de cinq jours dépend bien entendu de l'épaisseur de l'enveloppe isolante.

Nous avons donc, pour guider notre choix et dans la perspective d'autres réalisations, calculé les différentes dimensions de l'enceinte et celle du stock en fonction de l'épaisseur d'isolant retenue. Nous avons évalué également le coefficient K en prenant $h_1 \simeq 7$ W/m².°C et $h_2 \simeq 10$ W/m².°C. Les calculs sont relatifs à un matériau isolant de conductivité thermique $\lambda \simeq 0,044$ W/m.°C. Etant donné que le volume du stock dépend directement de K et que K lui-même dépend des dimensions, les calculs ont été effectués par itération. On trouvera en annexe le programme BASIC correspondant. Les résultats sont consignés dans le tableau n° 3. A partir de ceux-ci nous avons tracé un certain nombre de courbes permettant d'effectuer le dimensionnement de l'enceinte à partir d'un cahier de charges (volume, autonomie, matériau isolant, etc...) (Figures n° 21 à n° 26).

Épaisseur de l'isolant (cm)	7	9	11	13	15	17
Surface intérieure (m ²)	1,29	1,24	1,20	1,18	1,16	1,16
Surface extérieure (m ²)	2,2	2,43	2,69	3,00	3,33	3,37
Coefficient de forme (α)	21,66	16,93	14	12,19	10,88	9,99
Coefficient de déperdition K(W/°C)	0,83	0,66	0,56	0,49	0,44	0,41
Déperdition P _d (W), T _{int} =4°C, T _{ext} =35°C	25,75	20,7	14,43	15,36	13,96	12,79
Dimensions de la réserve de froid						
L _u = Longueur : L _u (m)	0,38	0,36	0,34	0,33	0,32	0,32
l _u = largeur : l _u (m)	0,22	0,20	0,18	0,17	0,16	0,16
H _u = Hauteur : H _u (m)	0,45	0,43	0,41	0,40	0,39	0,38
V _u = Volume : V _u (litres)	37,67	30,93	24,98	22,3	19,79	18,78
Dimensions intérieures de l'enceinte						
L = longueur : L(m)	0,57	0,53	0,51	0,52	0,54	0,54
l = largeur : l(m)	0,33	0,36	0,34	0,33	0,32	0,32
h = Hauteur : h(m)	0,45	0,43	0,41	0,40	0,39	0,39
V _i = Volume intérieur : V _i (litres)	88,47	91,73	85,78	83,1	80,59	80,59
Dimensions extérieures de l'enceinte						
L _e = longueur : L _e (m)	0,71	0,77	0,83	0,88	0,94	0,98
l _e = largeur : l _e (m)	0,52	0,54	0,56	0,59	0,62	0,66
H _e = Hauteur : H _e (m)	0,55	0,51	0,63	0,66	0,69	0,75
V _e = Volume : V _e (litres)	213	254	295	346	405	475

Tableau n° 3 - Résultats du dimensionnement du réfrigérateur
pour le volume utile de 60 litres

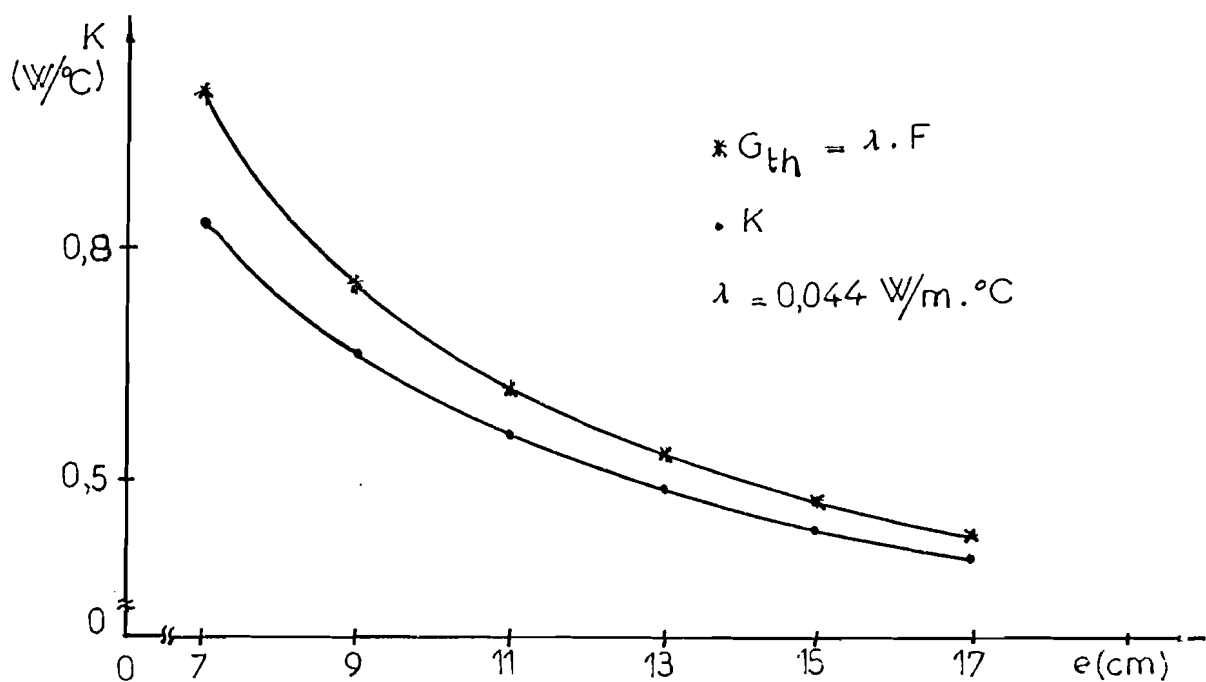


Fig. : n° 21 : Coefficient de déperdition K et conductance thermique G_{th} pour un volume utile égal à 60 litres en fonction de l'épaisseur d'isolant.

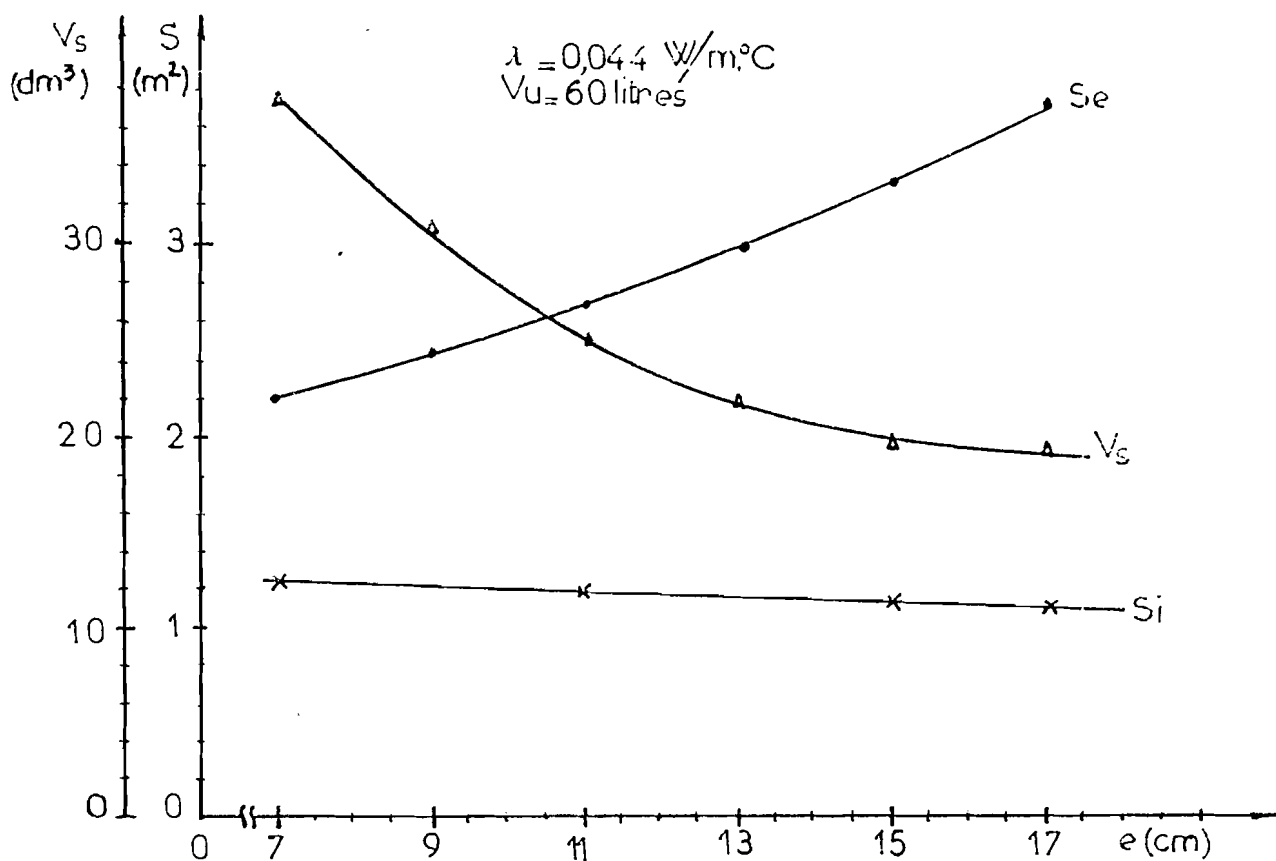


Fig. n° 22 : Surfaces extérieure S_e , intérieure S_i et volume de la réserve de froid V_s en fonction de l'épaisseur d'isolant e. Volume utile égal à 60 litres.

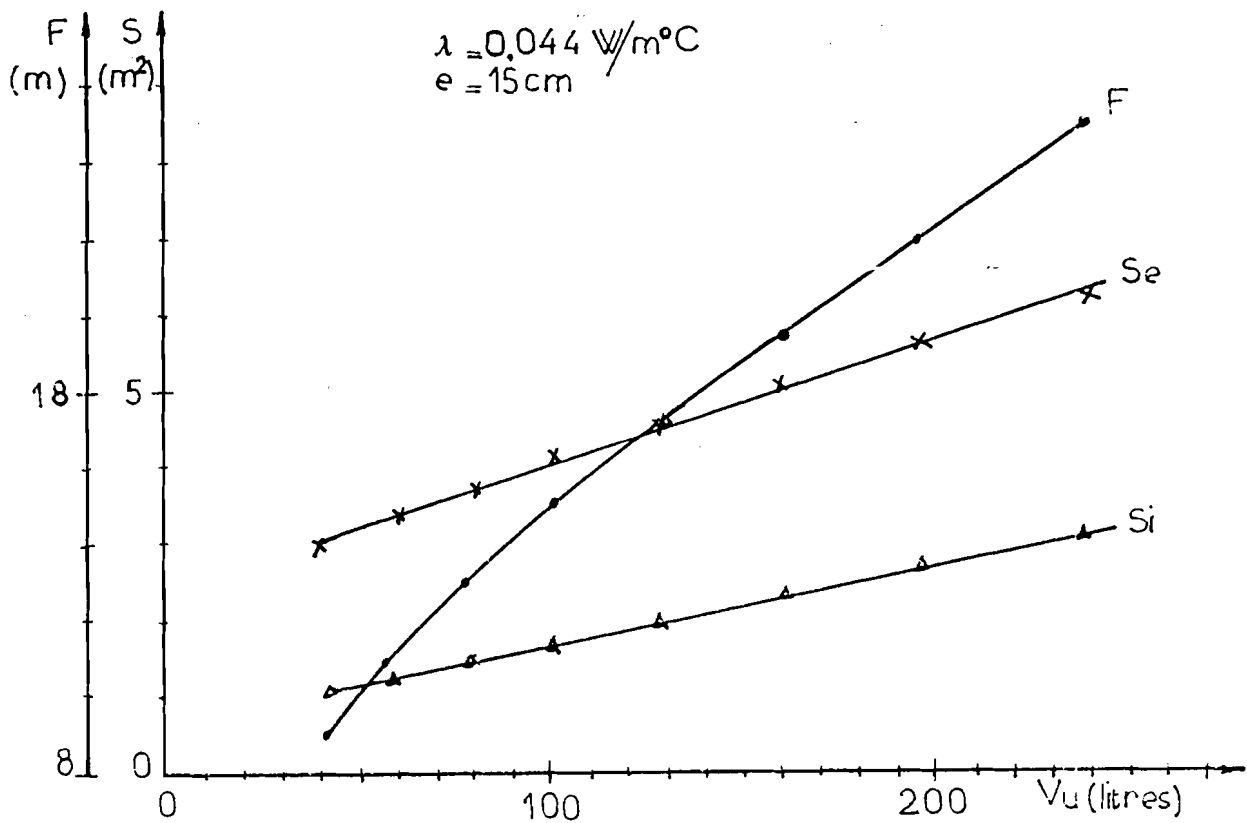


Fig. : n° 23 : Surface extérieure S_e , surface intérieure S_i et facteur de forme F en fonction du volume utile V_u . Epaisseur d'isolant : 15 cm.

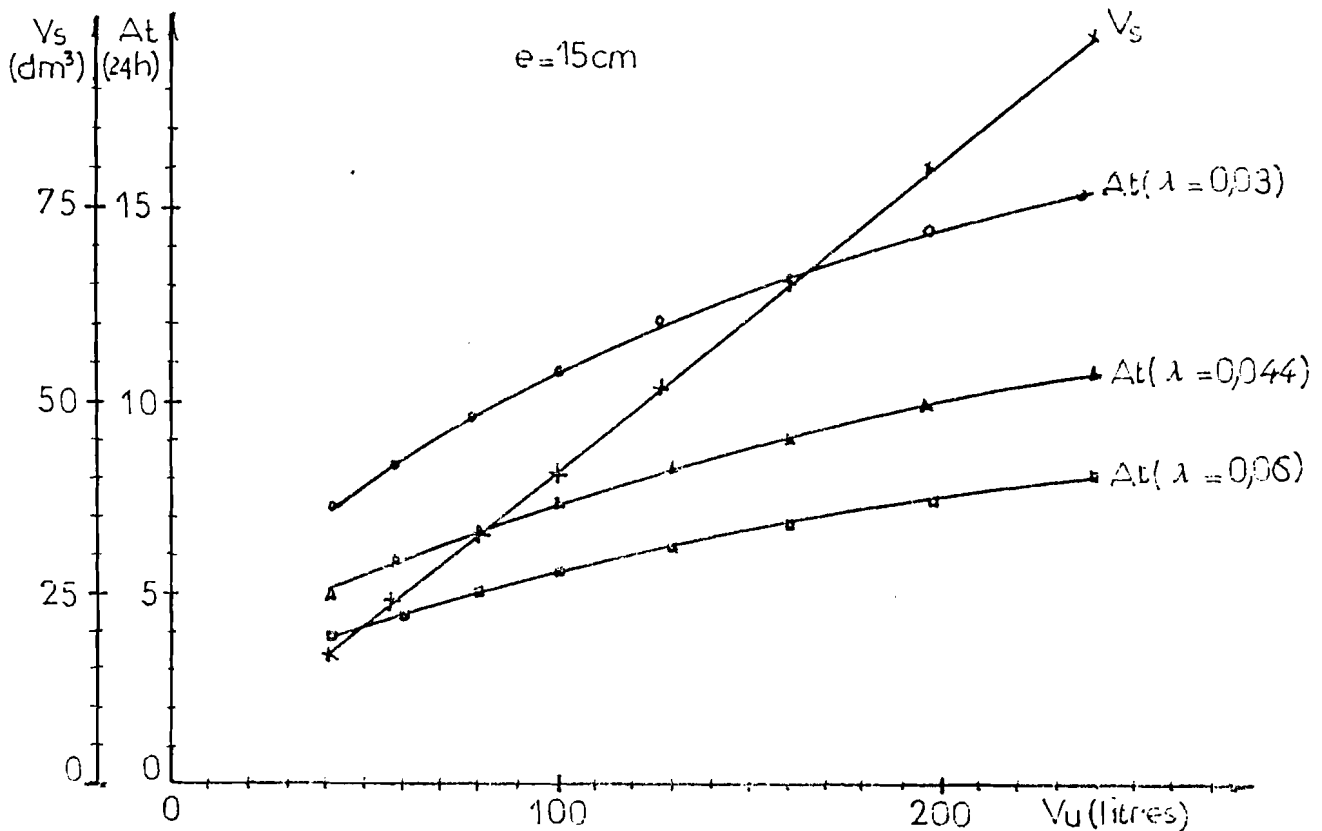


Fig. n° 24 : Volume et autonomie de la réserve de froid pour différentes valeurs de la conductivité thermique en fonction du volume utile.

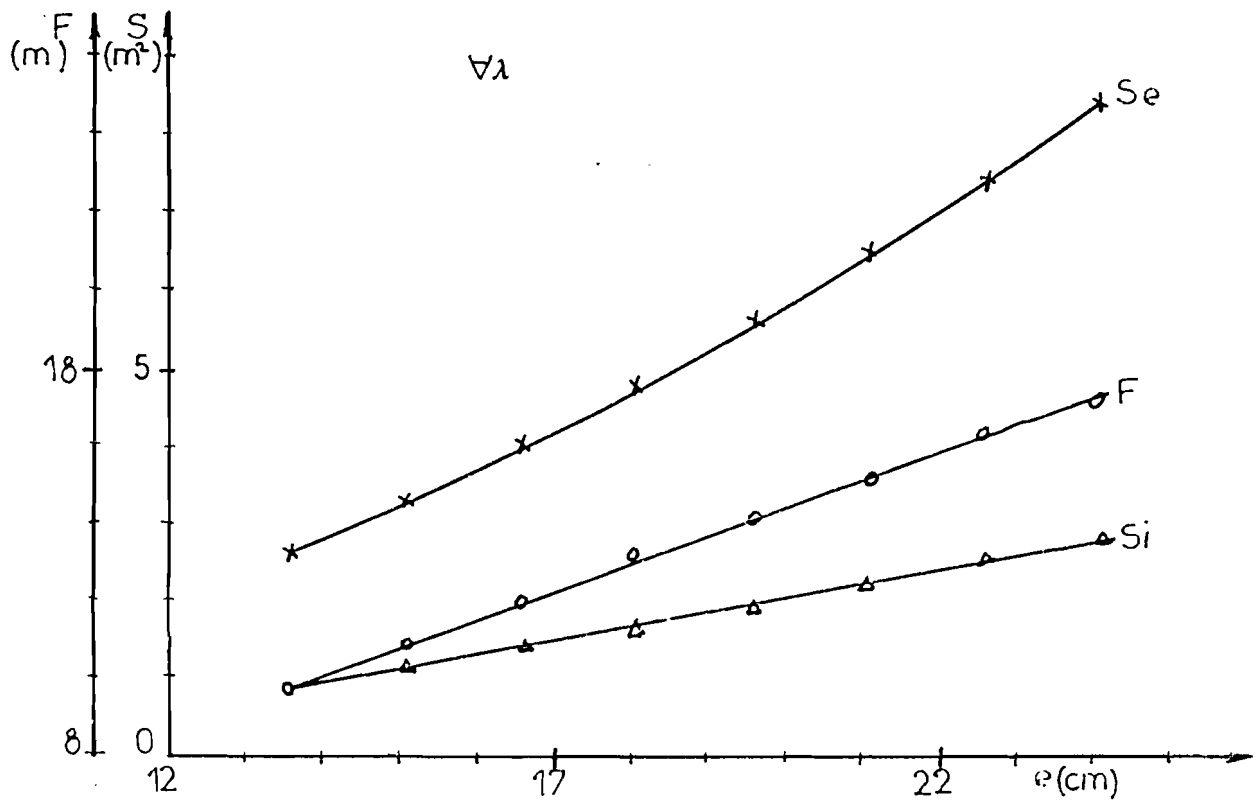


Fig. n° 25 : Surface extérieure S_e , surface intérieure S_i et facteur de forme F en fonction de l'épaisseur de l'isolant.

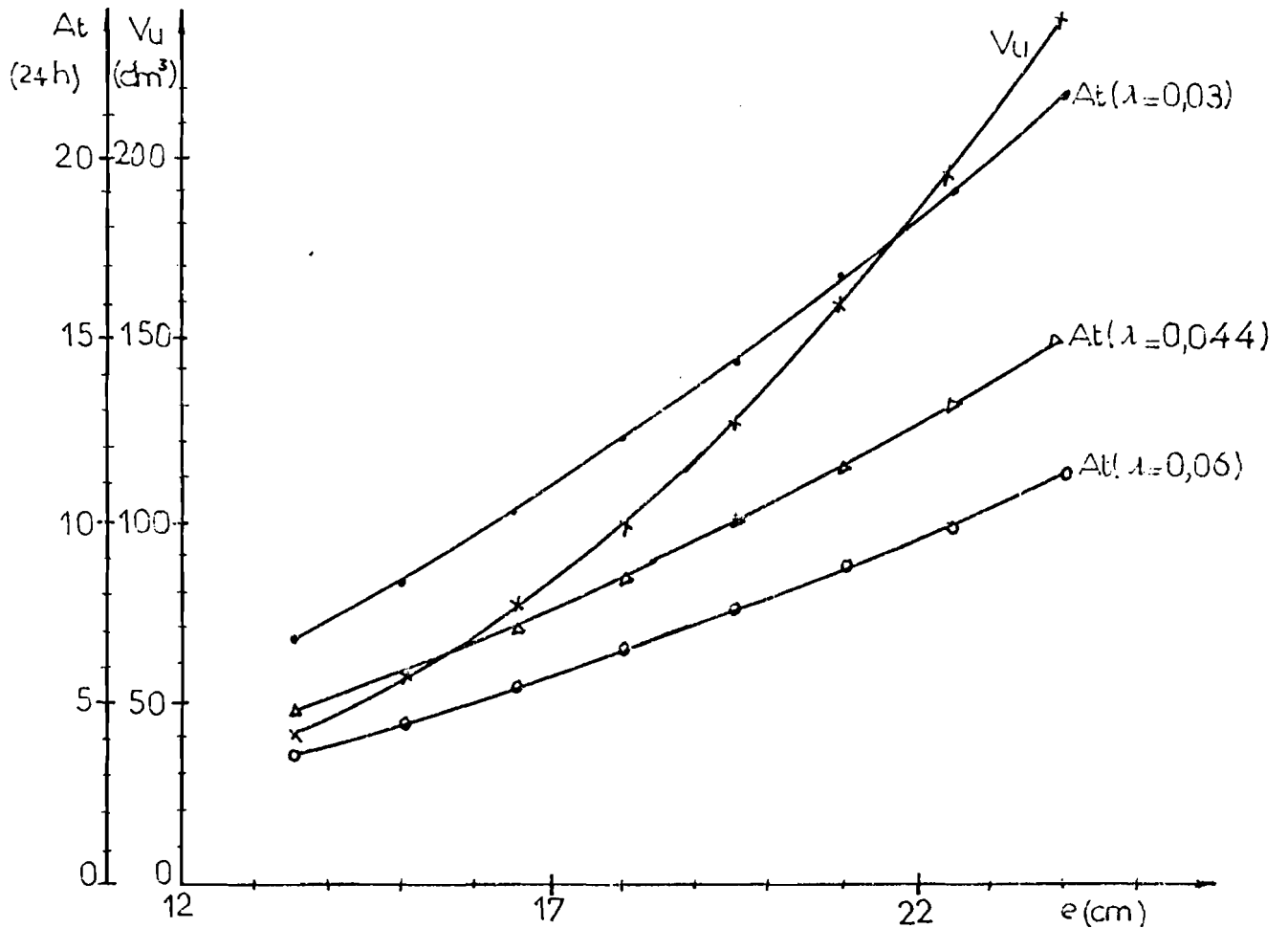


Fig. n° 26 : Volume utile et autonomie pour différentes valeurs de λ en fonction de l'épaisseur de l'isolant.

II-2. EVALUATION DES TEMPERATURES DE PAROI INTERNE DE L'ENCEINTE

Comme nous le signalons dans le chapitre I, l'enceinte réfrigérée est revêtue intérieurement d'une plaque de tôle zinguée destinée à jouer le rôle de bac rigide et permettant d'éviter que les condensats ne migrent dans l'isolant. La réserve de froid est elle-même un compartiment réalisé en tôle zinguée encastré dans l'enceinte (Fig. n° 27).

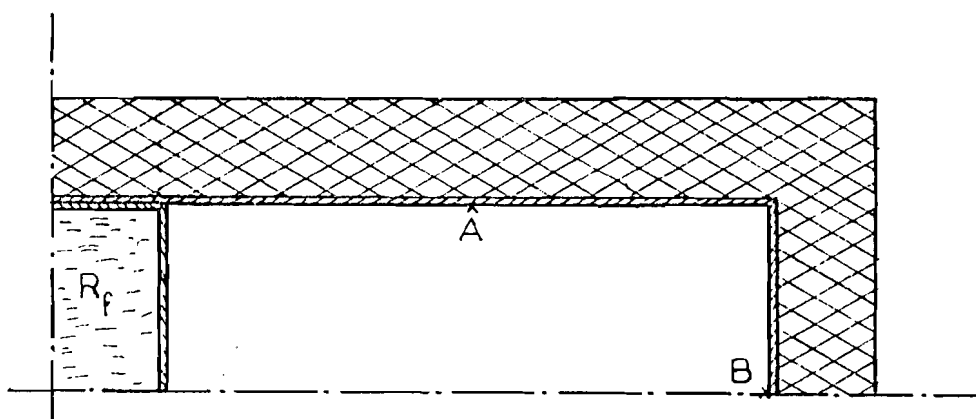


Fig. n° 27 : Coupe d'un compartiment réfrigéré et du stock

Le rôle de la plaque métallique est très important dans ce genre de système. En effet les transferts de chaleur entre l'extérieur et le stock d'une part et entre le stock et le milieu ambiant intérieur d'autre part, se font essentiellement par son intermédiaire. La figure n° 28 illustre les phénomènes.

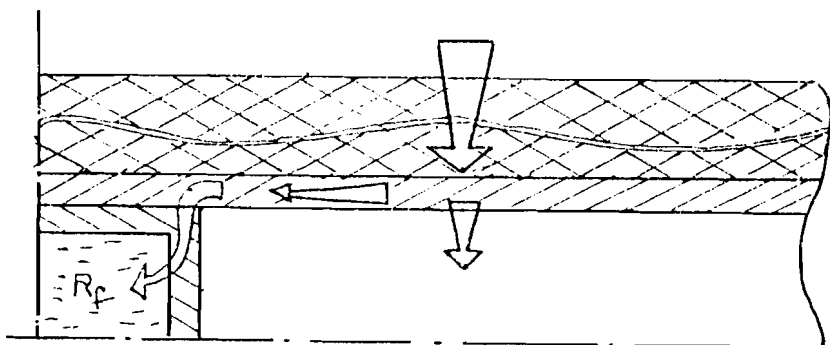


Fig. n° 28 : Distribution des différents flux de chaleur

On remarque que le flux de chaleur en provenance de l'extérieur se trouve en quelque sorte canalisé directement vers le stock par un effet d'ailette.

La conduction dans la paroi métallique n'est évidemment pas rigoureusement unidirectionnelle. Cependant à mi-hauteur on peut faire cette approximation et calculer la répartition de température à partir du stock jusqu'au centre de la paroi opposée (point A sur la figure n° 27). Nous avons donc à résoudre le problème très classique de l'ailette de section constante de longueur finie et avec une condition de flux nul à l'extrémité (symétrie du montage).

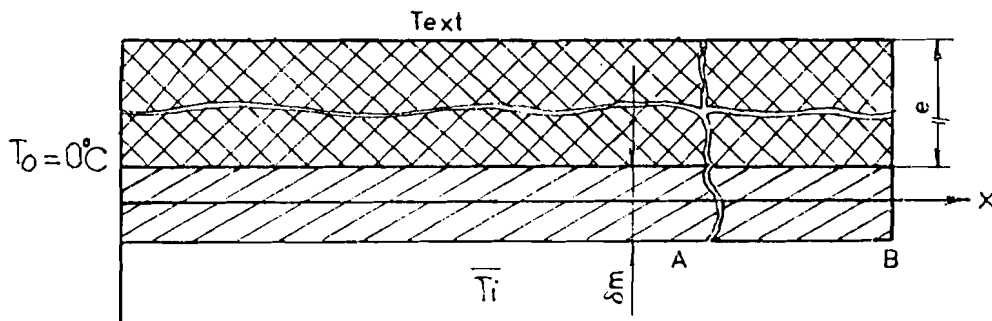


Fig. n° 29

Avec les notations de la figure n° 29, l'équation générale de la thermocinétique s'écrit ici en régime stationnaire

$$\delta_m \lambda_m d^2 T / dx^2 = h_1 (T_x - \bar{T}_1) + k (T_x - T_{ext}) \quad (1)$$

λ_m : est la conductivité thermique du métal.

δ_m : épaisseur du métal.

Nous posons k coefficient de transmission de la chaleur entre l'extérieur et la plaque tel que $1/k = 1/(e/\lambda + 1/h_m)$

Avec nos valeurs

$$e = 0,15 \text{ m} ; \quad \lambda \approx 0,044 \text{ W/m.}^\circ\text{C} \text{ et } h_m \approx 10 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

on peut évaluer k à $0,287 \text{ W/}^\circ\text{C.m}^2$

L'équation (1) peut encore s'écrire :

$$d^2T/dx^2 = ((h_1+k)/\delta_m\lambda_m) \left[(Tx - \bar{T}_1) + (k/(h_1+k)) \cdot (\bar{T}_1 - T_{\infty}) \right] \quad (2)$$

Pour simplifier les calculs nous avons posé :

$$T^* = \frac{Tx - \bar{T}_1 + (k/(h_1+k))(\bar{T}_1 - T_{\infty})}{T_0 - \bar{T}_1 + (k/(h_1+k))(\bar{T}_1 - T_{\infty})} \quad (3)$$

T_0 : est la température à l'origine, c'est-à-dire celle du stock et est en pratique égale à 0°C .

$$m = \sqrt{(h_1+k)/(\delta_m\lambda_m)} \simeq \sqrt{h_1/(\delta_m\lambda_m)} \quad (4)$$

en prenant $h_1 \simeq 7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, $\lambda_m = 14 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ et $\delta_m = 1,5 \text{ m}$, $m \simeq 18,7$

L'équation (2) s'écrit en variable réduite T^*

$$d^2T^*/dx^2 = m^2T^*$$

équation dont la solution générale est $T^* = A e^{-mx} + B e^{mx}$

Avec les conditions aux limites :

$$x = 0 \quad T^* = 1$$

$$x = L \quad dT^*/dx = 0$$

la solution est: $T^* = \text{chm}(L-x)/\text{chm}L$

A titre de vérification nous avons comparé pour les deux points caractéristiques A et B les températures calculées et les températures mesurées pour $T_a = 27^\circ\text{C}$ et $\bar{T}_1 = 3,24^\circ\text{C}$ (données expérimentales)

$$x = 11 \text{ cm} \quad T_{\text{calculée}} = 3,91^\circ\text{C} \quad T_{\text{mesurée}} = 4,07^\circ\text{C}$$

$$x = 38 \text{ cm} \quad T_{\text{calculée}} = 4,46^\circ\text{C} \quad T_{\text{mesurée}} = 4,47^\circ\text{C}$$

Il ressort des considérations précédentes que l'on a tout intérêt à choisir un métal de conductivité élevée.

II-3. PERFORMANCE DU GROUPE FRIGORIFIQUE DANFOSS (BD2.5 12V-DC)

II-3.1. Principe d'une machine frigorifique à compression d'un fluide

Le principe de fonctionnement de ces machines est bien connu. Rappelons donc simplement que les éléments essentiels du système sont :

- un compresseur fournissant du travail au fluide "frigorigène"
- un condenseur, échangeur dans lequel le fluide cède de la chaleur à une "source chaude", en général l'atmosphère.
- un détendeur abaissant isenthalpiquement la pression du fluide,
- un évaporateur, échangeur dans lequel le fluide reçoit de la chaleur d'une source froide : le milieu à refroidir en fait.

Ces différents éléments sont associés dans un circuit fermé dans lequel le fluide frigorigène circule en subissant périodiquement un cycle thermodynamique au cours duquel sa pression, sa température et la nature de sa phase varient (vapeur, liquide). Les figures n° 30 et n° 31 illustrent le fonctionnement d'une machine frigorifique à compression et précisent les états du fluide que nous utiliserons dans la suite de notre rédaction.

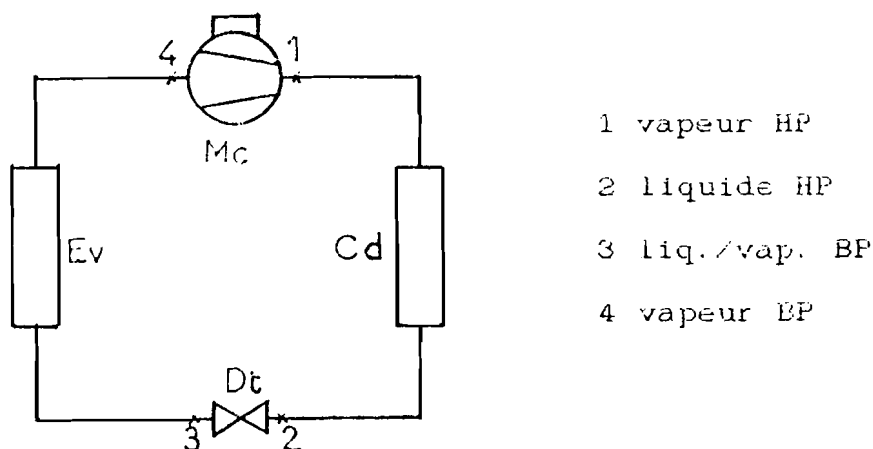


Fig. n° 30 : Principe d'une machine frigorifique à compression

La figure n° 31 représente dans le diagramme enthalpique (P,H) du fluide frigorigène le cycle des transformations qu'il subit dans la machine.

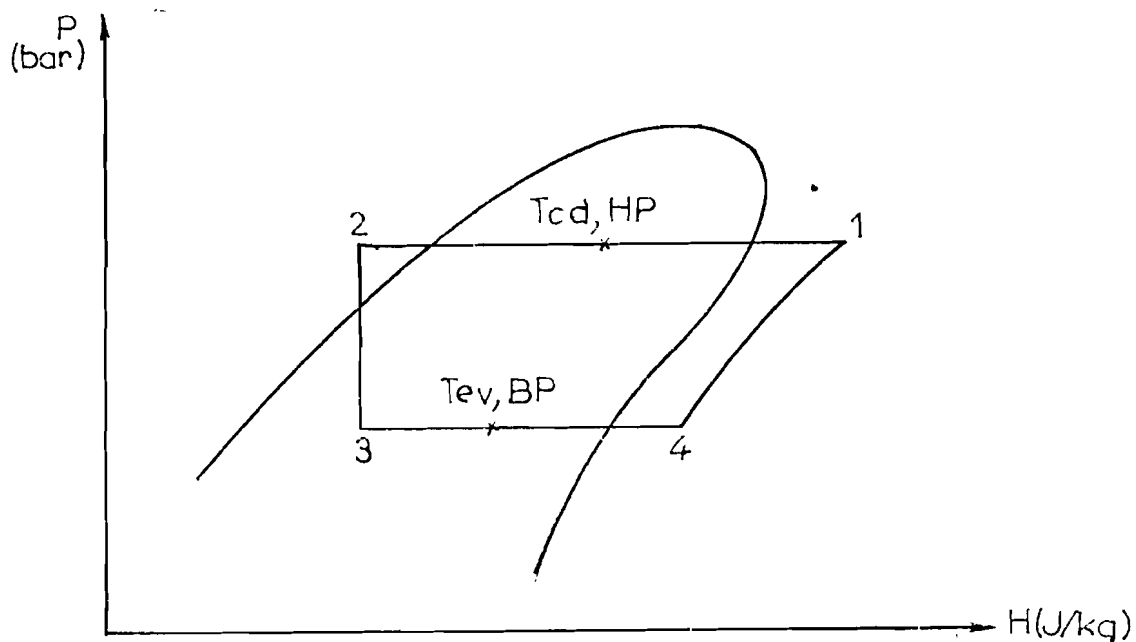


Fig. n° 31 : Cycle de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression

II-3.2. Coefficient de performances

On caractérise souvent une machine frigorifique par son coefficient de performances (frigorifiques) ou C.O.P, rapport entre la quantité de froid produite et le travail fourni.

On démontre que le C.O.P théorique, déduit directement du cycle de fonctionnement précédent a pour expression :

$$\text{C.O.P} = Q/W = (H_4 - H_3) / (H_4 - H_1)$$

H, représente l'enthalpie du fluide.

Le cycle réellement décrit par le fluide s'écarte quelque peu du cycle théorique pour les raisons suivantes :

- . surchauffe du fluide en sortie de l'évaporateur
- . sous-refroidissement du fluide en sortie du condenseur
- . compression non réversible et ni rigoureusement adiabatique
- . rendement du compresseur inférieur à l'unité
- . pertes de chaleur

On définit pour cette raison un C.O.P pratique (ou économique C.P.E) représentant le rapport de la "quantité de froid" effectivement produite à l'énergie réellement consommée par la machine. Le C.O.P pratique est évidemment beaucoup plus faible que le C.O.P théorique.

Enfin, comme les conditions de fonctionnement de la machine évoluent dans le temps notamment les températures de source chaude et de source froide, il faudrait distinguer le "C.O.P" instantané du C.O.P moyen sur une période d'utilisation donnée.

II-3.3. Modélisation de la machine frigorifique

Cette modélisation consiste à établir un ensemble de relations aussi simples que possible, permettant de calculer les performances de la machine et notamment son C.O.P.

Bilan énergétique du motocompresseur

En fonctionnement en régime stationnaire, le groupe absorbe une puissance W dont seulement une partie sert à actionner le piston du

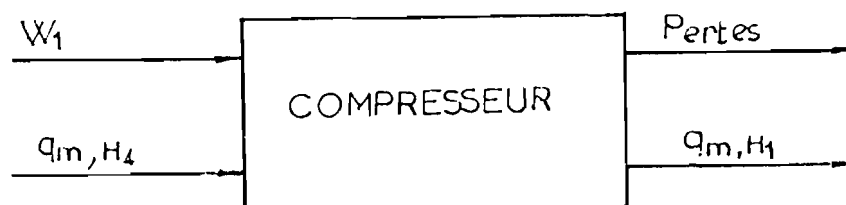


Fig. n° 32 : Bilan énergétique du motocompresseur

compresseur, le reste est perdu irréversiblement sous forme de chaleur. Avec q_m débit massique du fluide frigorigène on peut écrire :

$$q_m H_4 + W_i = q_m H_1 + \text{pertes}$$

la puissance utile du compresseur est donc :

$$P_{\text{comp}} = q_m (H_1 - H_4)$$

Il faut prendre en compte également le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_v = 1 - 0,05 \cdot \text{Pression haute} / \text{Pression basse}$$

Bilan énergétique de l'évaporateur

Ici les choses sont plus simples. La quantité de chaleur reçue est tout simplement égale à l'augmentation d'enthalpie du fluide

$$Q_{\text{évap.}} = q_m (H_4 - H_3)$$

Le coefficient de transmission de la chaleur entre le fluide frigorigène et le milieu à refroidir joue un rôle important puisqu'il conditionne la température de l'évaporateur pour une source froide donnée.

Bilan énergétique du condenseur

Comme précédemment la chaleur cédée par le fluide frigorigène à la source chaude (dans notre cas l'atmosphère) est calculée à partir du bilan enthalpique

$$Q_{\text{cond.}} = q_m (H_1 - H_2)$$

Dans notre cas le condenseur est un échangeur avec l'air ambiant. On peut donc écrire :

$$q_m(H_1 - H_2) \simeq \int_{\text{entrée}}^{\text{sortie}} k(T - T_{\text{amb}}) \cdot dS \simeq kS(\bar{T} - T_{\text{amb}})$$

d'où il ressort que la variation d'enthalpie ($H_1 - H_2$) dépend directement des conditions d'échange thermique. Le coefficient de transmission (kS) doit être le plus important possible. On note aussi l'influence directe de la température ambiante T_{amb} sur les performances de la machine. Au chapitre III présentant les résultats nous montrerons l'influence de T_{amb} sur les performances du groupe DANFOSS.

Calcul des performances énergétiques du groupe DANFOSS

Avant de réaliser le prototype du réfrigérateur solaire nous tenions à calculer et à mesurer les performances du groupe utilisé pour comparaison avec les données "constructeur".

Nous avons adapté au langage BASIC le logiciel développé par P. TOBALY /11/ dans le Laboratoire de Thermique Industrielle de Créteil. Le modèle numérique de P. TOBALY est basé sur l'exploitation des équations développées par MARTIN et HOU /12/ et /13/. Il permet de calculer un ensemble de fonctions thermodynamiques du fluide frigorigène habituellement utilisées dans le calcul des machines frigorifiques.

Sont calculées :

- $P_{\text{sat}}(T_{\text{sat}})$: Pression de saturation
- $T_{\text{sat}}(P_{\text{sat}})$: Température de saturation
- Volume (P,T) : Volume massique de la vapeur
- $C_p(V,T)$: Capacité calorifique de la vapeur à $P = C^{\text{ste}}$

$C_v (V, T)$: Capacité calorifique de la vapeur à $V = C^{+-}$
$D(T)$: Densité du liquide
$H_v (P, V, T)$: Enthalpie massique
$S_v (P, T)$: Entropie massique
$L_v (P, T)$: Chaleur latente de vaporisation

Le tableau n° 4 récapitule l'ensemble des calculs, mesures et données "constructeur" concernant le groupe DANFOSS.

On notera un excellent accord entre les valeurs calculées et celles annoncées par le constructeur. Les mesures complètent ou corroborent notre étude.

Enfin, nous avons constaté que la vitesse d'entraînement du compresseur dépend étroitement de la charge. Nous avons donc calculé pour différentes températures d'évaporateur la vitesse de rotation du moteur. Il faut savoir que le constructeur a prévu, d'origine un seuil de 1600 tr/mn, l'unité électronique arrêtant automatiquement le groupe.

Les résultats sont consignés sur le tableau n° 5.

A partir de ces résultats numériques et par une régression du 2nd ordre nous avons établi que la vitesse de rotation du moteur obéit à la loi empirique suivante (figure n° 33) :

$$N = 3069 - 14706X + 43333X^2 \quad (\text{tours/minute})$$

avec $X = (T_{\text{COND}} - T_{\text{EVAP}}) / T_{\text{EVAP}} \quad (T, ^\circ K)$

et le courant absorbé par le groupe (figure n° 34)

$$I = 14,9 - 9,06 \cdot 10^{-4}N + 8,9 \cdot 10^{-7}N^2 \quad (\text{Ampères})$$

Nous avons établi une relation entre les pertes du compresseur

Tableau n° 4 - Ensemble des calculs, mesures et données
"constructeur" concernant le groupe GANFOSS

DESIGNATION		VALEURS		Données du constructeur
		mesurées	calculées	
Température d'évaporation	T_{ev} °C	-20		-20
Température d'aspiration	T_{as} °C	28		32
Température entre ostendeur	T_{eo} °C	34		32
Température de refoulement	T_{rf} °C	68	$T_{rfm}=107$	
Température de condensation	T_{cd} °C	47		52
haute Pression	mf (bars)		11,37	
basse Pression	bf (bars)		1,5	
Température extérieure	T_{ext} °C	30		32
Puissance frigorifique	P_f W		66	66
Puissance absorbée	P_a W	89	89	89
Pertes compresseurs	P_c W		37,29	
Puissance utile (P_{comp})	P_u W		21,52	
Coefficient de performance frigorifique η_f/P_u	COP		3,16	
Coefficient de performance économique η_e/P_a	COP		1,16	1,1

Tableau n° 5 - Régime du moteur en fonction de la température de l'évaporateur.

Température d'évaporateur :	-25	-23,3	-20	-15	-10	-5
HP	16,66					
BP	1,23	1,32	1,5	1,82	2,19	2,6
DN (Débit Massique) g/s :	0,2	0,35	0,42	0,52	0,64	0,77
P _r	145,2	152,39	162,11	175,93	193,93	111,1
P _u (W _{comp})	116,97	119,01	121,07	125,43	129,68	127,07
pertes compresseurs P _{cc}	133,24	133,37	135,33	138,05	141,89	146,52
COP	2,60	2,75	2,94	3,27	3,65	4,1
CPE	0,65	0,95	1,05	1,2	1,34	1,46
N (nombre de tours/minute)	2770	2760	2540	2260	2000	1900

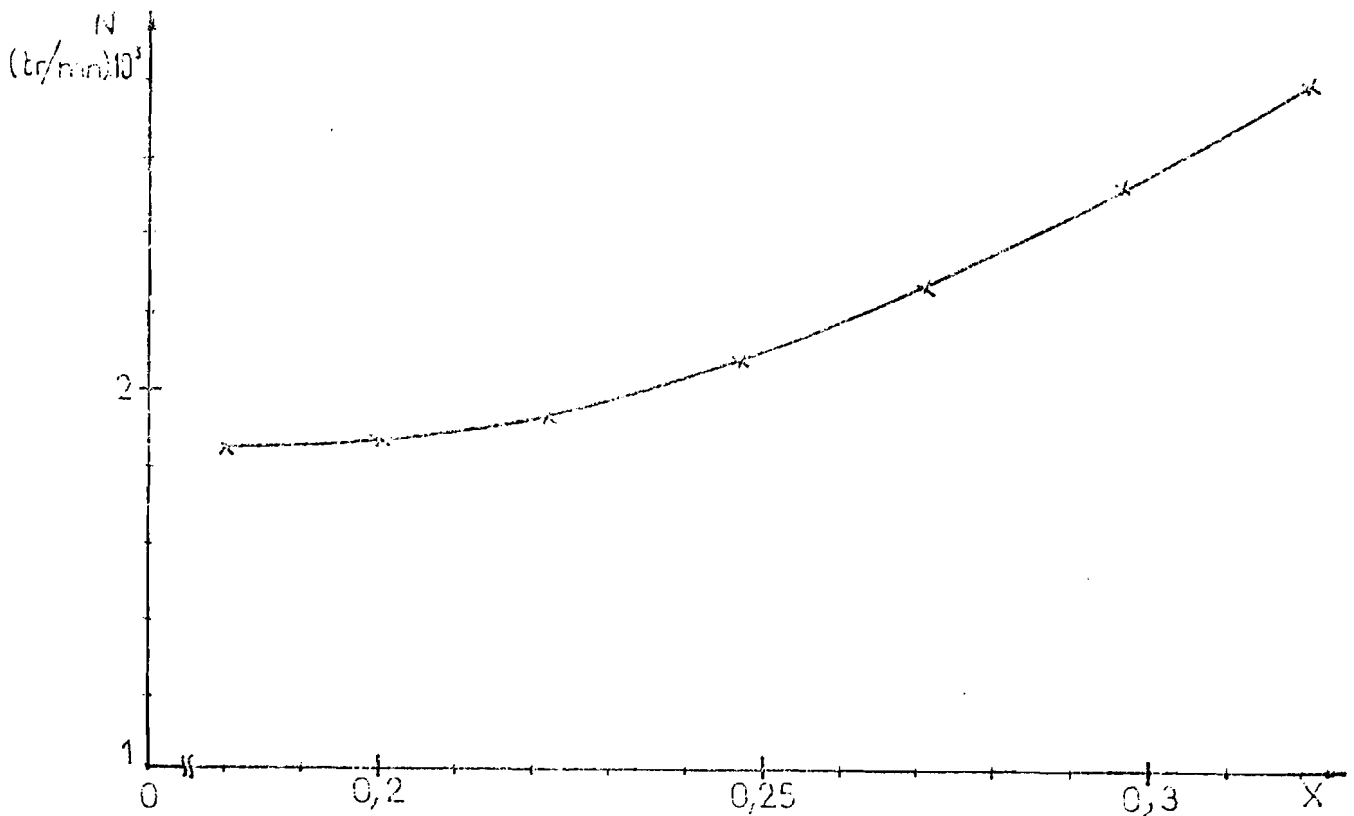


Fig. n° 33 : Vitesse de rotation N du motocompresseur en fonction du rapport $X = (T_e - T_m) / T_m$.

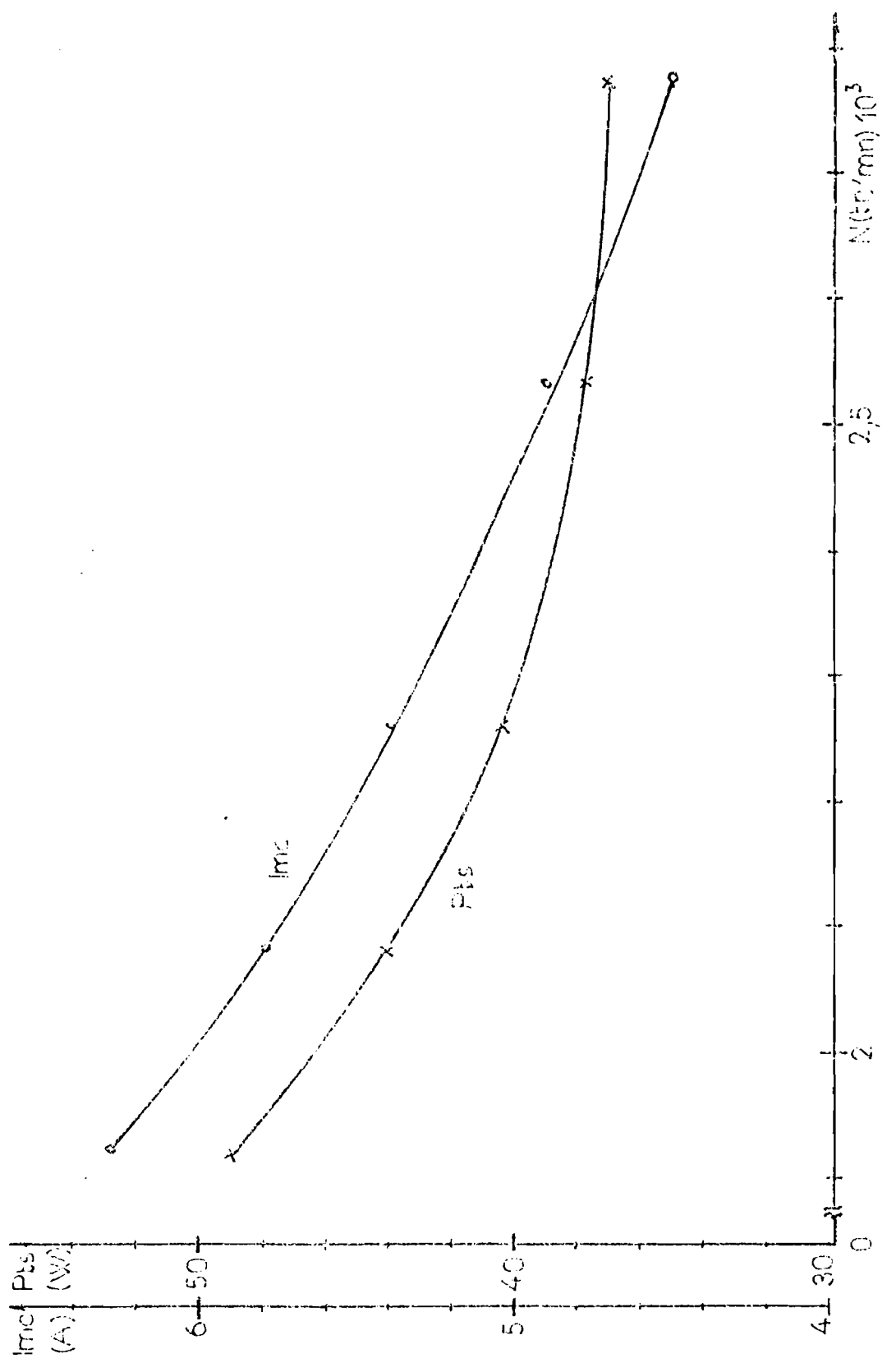


Fig. n° 34 : Pertes thermiques P_{ts} et courant de charge I_{mc} du compresseur en fonction de sa vitesse de rotation.

DREF3)

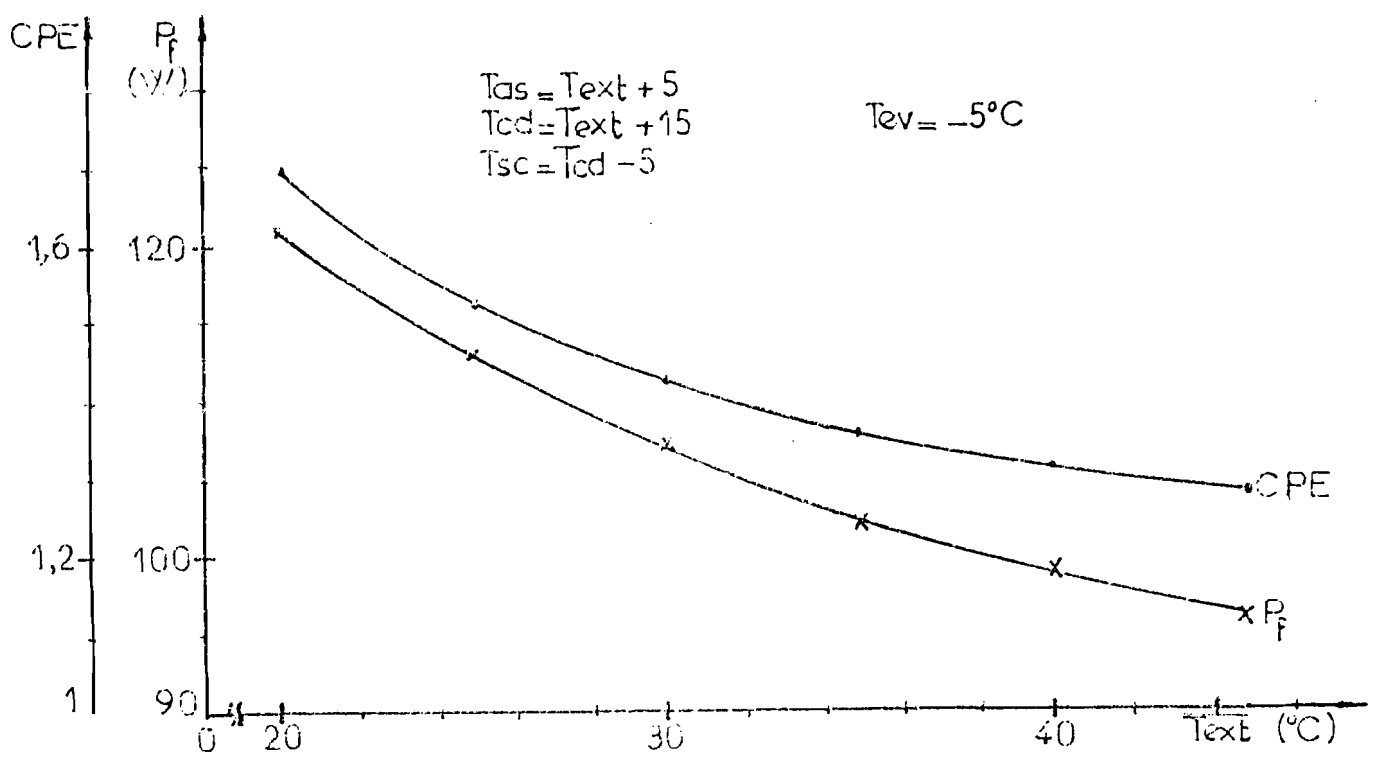


Fig. n° 35 : Puissance frigorifique P_f et coefficient de performance économique C.P.E. pour différentes températures extérieures à température d'évaporation $T_{ev} = -5^{\circ}\text{C}$

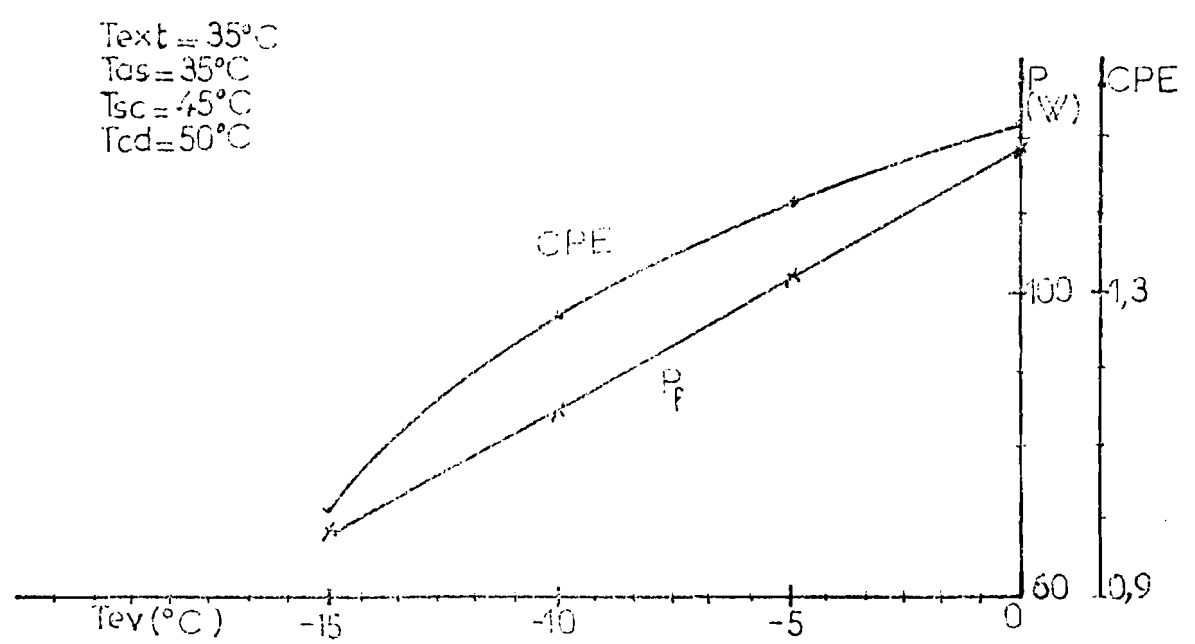


Fig. n° 36 : Puissance frigorifique P_f et coefficient de performance économique C.P.E. en fonction de la température d'évaporation.

$P_{t,m}$ et la vitesse de rotation à partir toujours des données "constructeur".

$$P_{t,m} = 162,26 - 6,21 \cdot 10^{-4} N + 8,9 \cdot 10^{-7} N^2$$

En utilisant ces relations et le logiciel cité plus haut nous avons simulé le fonctionnement de la machine frigorifique (figures n° 35 et n° 36) en fonction de plusieurs paramètres.

II-4. THERMOCINETIQUE DE LA RESERVE DE FROID

Nous avons cherché à évaluer la vitesse de formation de glace dans le stock de froid. Le temps de constitution du stock n'est pas très important car nous supposons qu'avant son utilisation notre système est préalablement "chargé en froid". Par contre il est impératif de connaître la durée de la reconstitution journalière du stock.

Le problème de la formation de glace est bien connu mais des solutions exactes analytiques sont assez difficiles à obtenir. S'agissant ici d'obtenir des ordres de grandeur nous avons adopté un modèle thermocinétique simplifié, unidimensionnel (Fig. n° 37).

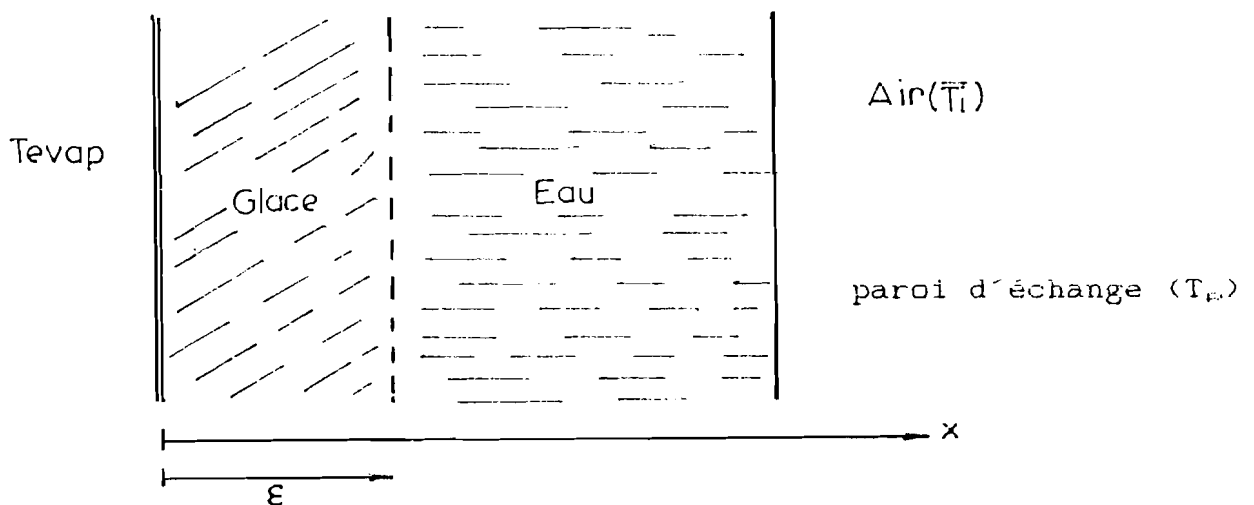


Fig. n° 37 : Schématisation du modèle

A l'instant t l'épaisseur de glace est ϵ . Cette glace se forme à l'interface.

Dans la glace on peut écrire :

$$\rho_g \cdot C_{p,g} \cdot \partial T_g / \partial t - \partial / \partial x \left(\lambda_g (\partial T_g / \partial x) \right)$$

Il existe un coefficient de transmission entre l'évaporateur et la glace ; nous le supposerons suffisamment grand pour que la température de la glace au contact de l'évaporateur soit assimilée à celle de celui-ci, T_{Evap} . Nous faisons la même hypothèse sur le coefficient d'échange h_ϵ et admettons que la température à l'interface est 0°C . Les conditions aux limites sont précisées par les équations suivantes :

en $x = 0$; contact évaporateur-glace

$$- \lambda_g (\partial T_g / \partial x)_{x=0} = P_f / S = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{surface d'échange de l'évaporateur}}$$

en $x = \epsilon$; interface eau-glace

$$- \lambda_g (\partial T_g / \partial x)_{x=\epsilon} = \rho_g L_g \, d\epsilon / dt + h_\epsilon \cdot (T_\epsilon - T_p)$$

le terme $\rho_g L_g \, d\epsilon / dt$ correspondant à la vitesse de la production de la glace.

Le problème est comme on le voit assez complexe. Nous allons faire l'hypothèse que P_f sert strictement à former de la glace ce qui revient à négliger la chaleur sensible emmagasinée dans la glace et les échanges entre la glace et l'eau non congelée.

Dans ces conditions on peut écrire :

$$\rho_g L_g \, d\epsilon / dt \approx \lambda_g \cdot T_{\text{Evap}} / \epsilon \quad (T_\epsilon = 0^\circ\text{C})$$

d'où l'on tire $\epsilon \approx \sqrt{(2 \cdot \lambda_g \cdot T_{\text{Evap}}) / (\rho_g L_g)} \cdot \sqrt{t}$

Cette dernière formule suppose que $T_{EVAP} = C^{1-w}$ et que les caractéristiques thermophysiques de la glace sont constantes.

La vitesse de formation de la glace a pour expression :

$$d\epsilon/dt = (\lambda_0/\rho_0 L_0) \cdot (1/\epsilon) \cdot T_{EVAP}$$

On remarque aussi qu'à puissance frigorifique P_f constante

$$T_{EVAP} \approx - (P_f \cdot \epsilon) / (S \cdot \lambda_0)$$

La puissance frigorifique P_f est une fonction de la température T_{EVAP} que nous pouvons assimiler à la fonction linéaire

$$P_f = A \cdot T_{EVAP} + B \text{ (Watts)} ; T_{COND} = C^{1-w}$$

A et B sont obtenus par une régression linéaire.

En admettant que T_{COND} et P_f s'ajustent de manière à avoir

$$T_{COND} \approx - (P_f \cdot \epsilon) / (S \cdot \lambda_0)$$

on en déduit les relations

$$P_f = B / (1 + (A \cdot \epsilon / (S \cdot \lambda_0))) \quad T_{COND} = - B / ((\lambda_0 S / \epsilon) + A)$$

qui met bien en évidence le fait que les performances du groupe diminuent au fur et à mesure que l'épaisseur de glace formée augmente.

Dans le cas des données "constructeur", pour une température du condenseur de 55°C on a :

$$P_f = 3,24 T_{EVAP} + 126,63 \text{ (Watts)}$$

avec $\lambda_{\text{e}} \approx 2,2 \text{ Watts/m. } ^\circ\text{C}$ $S_{\text{e}} = 0,60 \text{ m}^2$, $S = S_{\text{e}}/2$

(évaporateur type DANFOSS 114L1511)

$$P_r \approx 126,6 / (1 + (3,24 \cdot \epsilon / (2,22 \cdot S))) \approx 126,6 / (1 + 5 \cdot \epsilon)$$

en fin de constitution du stock $\epsilon = 22 \text{ mm}$ cela conduit à une température d'évaporateur $T_{\text{EVAP}} \approx -4^\circ\text{C}$ et la puissance frigorifique $P_r \approx 114 \text{ Watts}$.

II-5. REPONSE DE L'ENCEINTE AUX VARIATIONS DE TEMPERATURE EXTERIEURE

Nous voulions avoir une idée du comportement dynamique de l'enveloppe isolante notamment au niveau de la face intérieure. Des variations de la température extérieure entre le jour et la nuit de l'ordre de 20°C sont en effet assez courantes au Sénégal.

Exemples :

(Journée du 05/03/1987)

- KAOLACK	T_{min} (6 heures) = 23°C	T_{max} (15 heures) = 40°C
- TAMBACOUNDA	" " = 24°C	" " = 39°C
- ZIGUINCHOR	" " = 19°C	" " = 39°C

Nous avons admis pour simplifier les calculs que la température ambiante T_{ext} évolue périodiquement sur 24 heures selon la loi sinusoidale

$$T_{\text{ext}}(t) = \overline{T_{\text{ext}}} + \Delta T \cdot \sin(\Omega \cdot t)$$

Nous avons également fait l'hypothèse que la conduction de la chaleur dans l'enveloppe est unidirectionnelle. Le problème théorique

à résoudre est donc celui de la paroi plane avec sur une face une température imposée $T_{ext}(t)$ et sur l'autre face une condition d'échange mixte. La figure n° 38 schématise le problème.

Les équations régissant le phénomène sont :

$$\partial^2 T / \partial x^2 = (1/a) \cdot (\partial T / \partial t) \quad (\text{équation générale de la chaleur})$$

$$T_{x=0} = \overline{T_{ext}} + \Delta T \cdot \sin(\Omega \cdot t)$$

$$- \lambda \cdot (\partial T / \partial x)_{x=L} = h_i (T_{x=L} - \overline{T_i})$$

} (conditions aux limites)

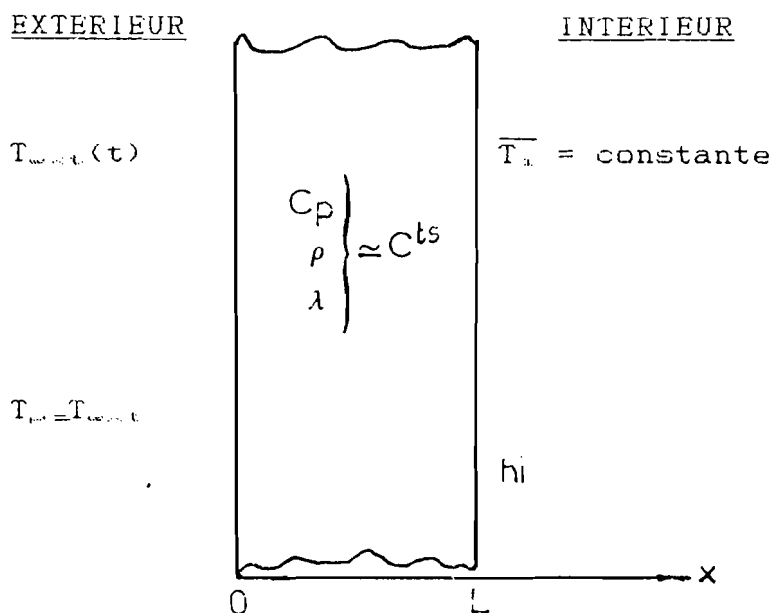


Fig. n° 38 : Modèle thermocinétique de la paroi isolante

Nous avons pris pour conditions initiales une répartition linéaire de la température à l'intérieur de l'isolant et correspondant au régime stationnaire $T_{stat} = C \cdot x$

La méthode de résolution que nous avons adoptée est la méthode des "différences finies", plus précisément la méthode explicite [14]. Après discrétisation le système d'équations précédent devient :

$$T_i^{n+1} = (T_{i+1}^n + T_{i-1}^n) / M + (1 - 2/M) \cdot T_i^n$$

T_i^n : température du noeud i à l'instant $t = n \cdot \Delta t$

n : numéro de l'itération précédente

M : $\Delta x^2 / (a \times \Delta t)$

Δx : pas d'espace

Δt : pas de temps

au noeud $i = 1$ (face extérieure)

$$T_1 = \overline{T_{\text{ext}}} + \Delta T \cdot \sin(\Omega \cdot t)$$

au noeud $i = N$ (face intérieure)

$$-\lambda(T_N^n - T_{N-1}^n) / \Delta x = (PC_{\text{ext}} \cdot \Delta x / 2) \cdot (T_N^{n+\Delta t} - T_N^n) + h_i(T_N^n - T_1)$$

Ayant adopté un nombre de noeuds dans l'espace égal à 16, il lui correspond pour une paroi de 0,15 m d'épaisseur, un pas d'espace $x = 10^{-2}$ m. Afin d'être certains de la convergence des calculs numériques, nous avons respecté le critère $\Delta t \leq x^2/a$.

Pour le polystyrène $a \simeq 2,55 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ce qui entraîne $\Delta t \leq 40 \text{ s}$.

Nous avons pris pour nos calculs $\Delta t = 15 \text{ s}$.

Les résultats concernant le régime établi, c'est-à-dire, ceux qui nous intéressent sont consignés dans le Tableau n° 6. Noter que la perturbation ΔT est affaiblie dans le rapport 20 et retardée d'une demi-heure.

Temps(heures):	0	2	4	6	7	10	12	16	18	19	21	24
$\Delta T \sin \Omega t$	0	4,95	8,63	9,99	8,66	5,02	0	-8,64	-9,99	-9,66	-7,99	0
$T_{\text{paroi}} (^{\circ}\text{C})$	5,13	5,34	5,50	5,56	5,56	5,38	5,13	4,82	4,77	4,77	4,82	5,13

Tableau n° 6 - Température de la paroi en fonction des variations sinusoidales de la température extérieure

RESULTATS EXPERIMENTAUX PRESENTATION ET COMMENTAIRES

III-1. PROTOCOLE D'EXPERIMENTATION

Le prototype a été instrumenté de manière à pouvoir suivre son comportement thermique à des températures ambiantes comprises entre 20°C et 50°C, ce qui couvre le domaine de températures auquel on peut s'attendre sur le terrain.

A partir des différentes mesures nous avons pu calculer les performances du système et les comparer avec nos calculs. Globalement comme on pourra le vérifier, calculs et mesures sont en assez bon accord.

Les mesures effectuées concernent donc essentiellement des températures ; températures à l'intérieur de l'enceinte réfrigérée (sur les parois et dans l'air) et températures aux points caractéristiques du groupe frigorifique. Nous avons mesuré également le courant absorbé par le groupe (à l'entrée de l'unité électronique) et bien sûr la puissance instantanée délivrée par les photopiles ainsi que le courant de charge ou de décharge de la batterie tampon.

Les mesures se réduisant dans tous les cas à celles d'une tension électrique, elles n'ont posé aucun problème technique compte tenu des performances de la centrale d'acquisition HP 3421A. Chaque résultat d'une mesure de température a été obtenu systématiquement à partir de la moyenne de dix relevés successifs effectués dans le temps, ceci afin d'éliminer l'erreur de dispersion inévitable lorsque l'on manipule des microvolts.

Nous n'avons bien entendu expérimenté qu'un seul compartiment sur les deux qui composent l'enceinte. Ceux-ci se comportent en effet rigoureusement de la même manière.

La figure n° 39 précise les différents endroits du compartiment où ont été placés des thermocouples.

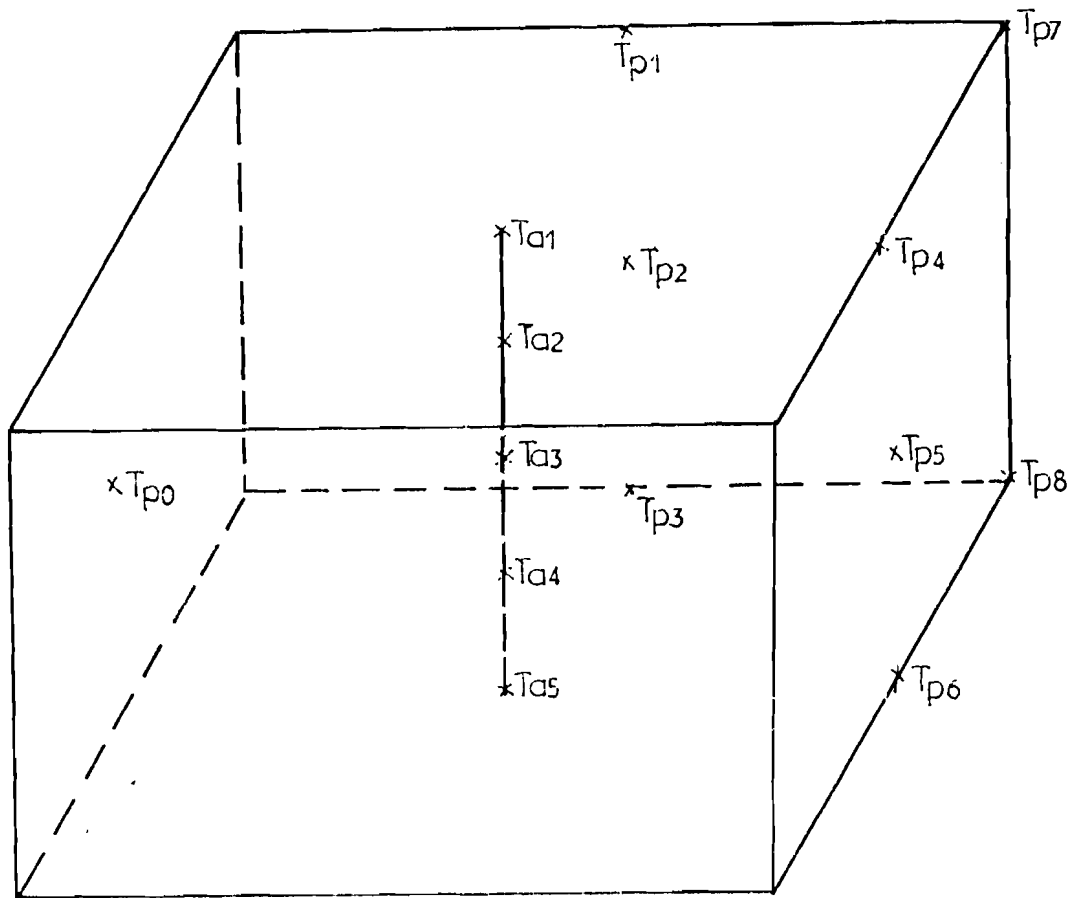


Fig. n° 39 : Emplacement des thermocouples dans le compartiment

T_{p1} : sont des températures de paroi,

T_{p3} : la température de la paroi en contact direct avec la réserve de froid.

T_{a1} : sont les températures de l'air à l'intérieur du compartiment.

La température dans le compartiment même a été mesurée au moyen d'une "canne" d'exploration verticale comprenant cinq thermocouples distants entre eux de 10 cm. Nous avons pu ainsi avoir une idée sur le profil des températures dans le compartiment. Nous avons mesuré

également la température des différentes parois du compartiment en plusieurs endroits.

Nos essais ont été effectués

- à vide : Nous entendons par là, que le compartiment est vide de tout contenu. Bien que ne présentant aucun intérêt sur le plan pratique, cette configuration est très intéressante car elle correspond à un cas assez défavorable d'utilisation.
- en charge : Nous appelons charge, la masse équivalente en kg d'eau du point de vue capacité thermique des produits conservés dans un compartiment.

Ces essais ont été faits pour les quatre températures significatives suivantes :

20°C, 35°C et 48°C en salle à température contrôlée et entre 24°C et 32°C correspondant à la température ambiante du laboratoire.

En général, les scrutations des 24 voies de mesure de la centrale d'acquisition sont réalisées à intervalle régulier de 20 mn.

En termes d'informatique à chaque scrutation correspond donc 192 octets stockés dans un enregistrement d'un fichier à accès direct soient ~ 14 Ko. par jour.

III-2. EVOLUTION DE LA TEMPERATURE INTERIEURE "A VIDE", COMPRESSEUR

ARRETE

Il faut distinguer deux cas :

- Le premier correspond à l'épuisement complet de la réserve de froid. Cette configuration est celle rencontrée éventuellement en cas de panne complète du groupe frigorifique pendant cinq jours.
- Le deuxième cas, est celui où le déstockage est reconstitué chaque jour. Le comportement du système est alors assez différent du cas précédent comme nous pourrions le constater ultérieurement.

III-2.1. Température intérieure du compartiment \bar{T}_i

La température de l'air à l'intérieur du compartiment n'est évidemment pas uniforme. On observe un phénomène de stratification de l'air. Il est donc nécessaire pour effectuer les calculs et qualifier le système de définir une température moyenne \bar{T}_i aussi significative que possible. Pour fixer les idées nous avons calculé \bar{T}_i selon trois méthodes :

- 1°) En prenant la valeur moyenne des cinq températures relevées au centre du compartiment au moyen de la "canne"

$$(\bar{T}_i)_1 = \left(\sum_{i=1}^5 T_{m,i} \right) / 5$$

- 2°) En considérant la moyenne arithmétique des températures mesurées au centre de chaque paroi latérale, au milieu du fond et du haut du compartiment avec la "canne"

$$(\bar{T}_i)_2 = (T_{p1} + 2T_{p2} + T_{p3} + T_{m1} + T_{m3}) / 6$$

- 3°) Enfin, nous avons considéré la température moyenne de l'air contenu dans le compartiment, valeur qui a une signification physique plus évidente. On peut la déterminer à partir du profil des températures relevées avec la "canne" (fig. n° 40). En appliquant la méthode des trapèzes on montre que

$$(\bar{T}_i)_3 \approx (T_{m1} + 2T_{m2} + 2T_{m3} + 2T_{m4} + T_{m5}) / 8$$

Le tableau n° 7 récapitule l'ensemble des mesures et des valeurs moyennes \bar{T}_i calculées selon les trois méthodes. Elles concernent une évolution étalée sur 7 jours pour $\bar{T}_{ext} \approx 26^\circ\text{C}$ (déstockage complet de la réserve de froid) ; il faut remarquer d'emblée que les trois

Tableau n° 7 - Résultats des différents calculs de la température moyenne intérieure du compartiment

Temps (Heures)	T_{ext} (°C)	T_{int} (°C)	$(T_i)_{\Sigma}$ (°C)	$(T_i)_1$ (°C)	$(T_i)_{\Sigma}$ (°C)
0	26,5	-7,75	-7,41	-7,31	-7,42
12	26,11	1,62	1,93	1,83	1,77
24	26,91	3,02	3,27	3,33	3,24
36	26,82	3,16	3,44	3,49	3,39
48	26,82	3,15	3,43	3,47	3,37
60	25,94	3,25	3,54	3,59	3,48
72	25,9	3,28	3,57	3,63	3,51
84	25,2	3,87	3,66	3,72	3,6
96	25,11	3,35	3,65	3,7	3,59
108	25,75	3,66	3,96	4,03	3,91
120	24,95	3,71	4,01	4,09	3,96
132	25,54	3,78	4,09	4,16	4,04
144	25,5	3,80	4,2	4,3	4,16
156	25,51	4,33	4,62	4,71	4,59
168	25,17	5,59	5,9	5,93	5,81

Tableau n° 8 - Détermination expérimentale de K

Température moyenne extérieure (°C)	26	48
Température moyenne intérieure (°C)	3,5	7
Temps de paliers (jours)	5,90	3
$\overline{T_i}$ maximum du palier (°C)	4,5	8
$\overline{T_i}$ minimum du palier (°C)	2,5	6
Coefficient de déperditions K (W/°C)	0,55	0,58
K (Calcul théorique)	0,5	

moyennes calculées diffèrent très peu, les écarts entrant dans le domaine d'incertitude sur les mesures. Dans la suite du présent rapport nous avons adopté la deuxième méthode.

III-2.2. Evaluation du coefficient de déperditions K

En évolution libre du système, groupe frigorifique à l'arrêt, les apports de chaleur de l'extérieur vers le compartiment se traduisent directement par la fusion de la glace constituant la réserve de froid. On doit donc s'attendre à observer un palier de la température moyenne intérieure, palier dont la durée correspond précisément au temps de fusion totale du stock de glace. Les figures n° 40 et n° 41 illustrent les phénomènes observés.

Les courbes appellent quelques remarques :

- la température intérieure moyenne \overline{T}_i n'est pas rigoureusement constante mais augmente faiblement avec le temps $0,2^\circ\text{C}/\text{jour}$ pour une température extérieure presque constante de 26°C et $0,3^\circ\text{C}/\text{jour}$ pour $\overline{T}_{\text{ext}} = 48^\circ\text{C}$ en moyenne. L'explication la plus plausible de cette augmentation est l'accroissement de la température de l'eau provenant de la fusion de la glace. Elle n'est à 0°C qu'à l'interface eau-glace. Le transfert de chaleur entre la réserve de froid et l'enceinte n'est certainement pas suffisant.

- à partir de l'instant où la réserve de froid est épuisée, on observe une sorte d'emballement thermique.

Les courbes permettent d'évaluer l'autonomie du système et de calculer le coefficient de déperditions moyen K.

Pour évaluer K nous partons de la relation

$$M_i \cdot L_{\text{eq}} = K \int_{t_1}^{t_2} (\overline{T}_{\text{ext}} - \overline{T}_i) dt$$

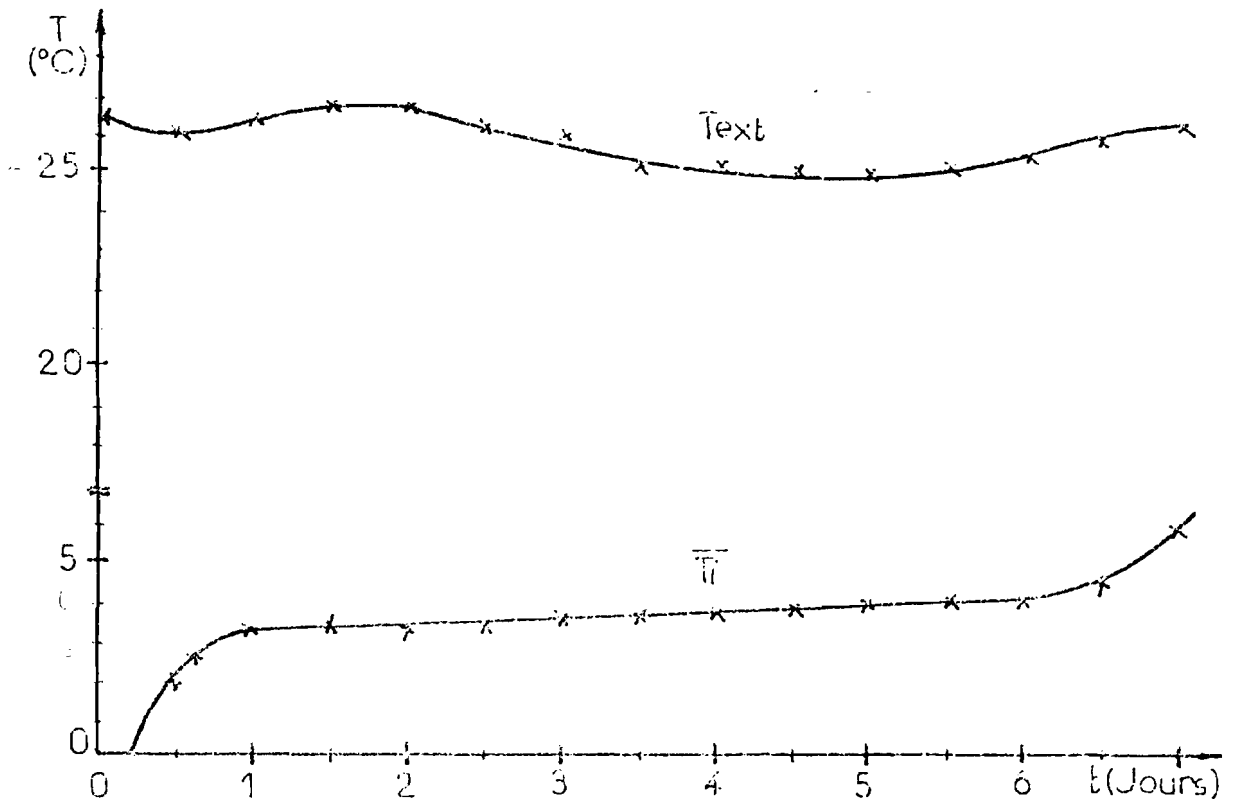


Fig. n° 40 : Destockage complet de la réserve de froid à une température extérieure moyenne de 26°C.

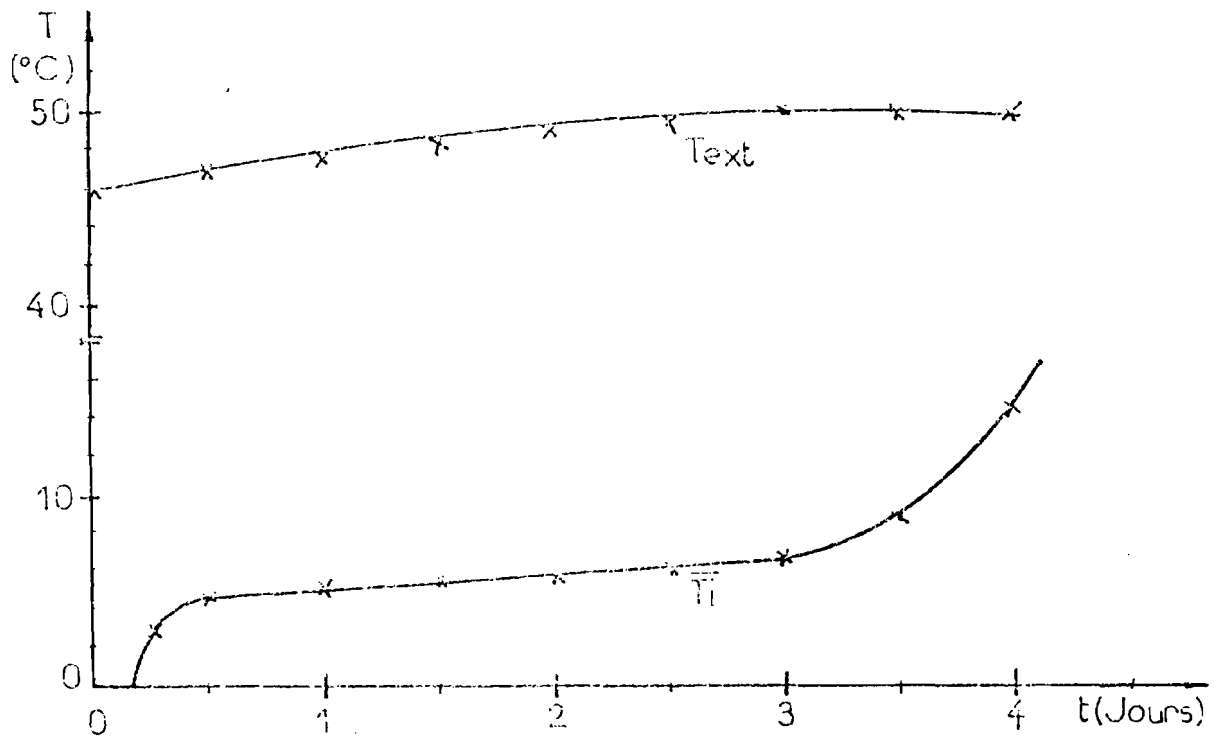


Fig. n° 41 : Destockage complet de la réserve de froid à une température extérieure moyenne de 48°C.

que l'on peut mettre sous forme :

$$M_g L_g = K (\overline{T_{ext}} - \overline{T_i}) \cdot \Delta t$$

(2-5)

où $\Delta t = t_2 - t_1$ est la durée du déstockage que nous assimilons à l'autonomie, pour la quantité de glace M_g .

M_g est la masse d'eau congelée

L_g l'enthalpie de fusion de la glace

Les valeurs calculées par cette méthode sont consignées dans le tableau n° 8.

On trouve donc une valeur de K comprise entre 0,55 et 0,58 W/°C quasiment indépendante de la température extérieure. Cette valeur est à comparer à la valeur théorique calculée au chapitre II soit 0,5 W/°C. L'écart d'environ 10% que l'on note est du, d'une part aux incertitudes sur la valeur λ de l'isolant et aux apports thermiques "indésirables" notamment par l'intermédiaire des tubes de liaison de l'évaporateur qui jouent un rôle de pont thermique.

III-2.3. Détermination de la température intérieure moyenne en fonction de la température extérieure moyenne

Rappelons qu'en fonctionnement normal pour les conditions d'autonomie du système requises, un cinquième de la réserve de froid est consommé journalièrement pour compenser les apports de chaleur provenant de l'extérieur. La réserve est en principe reconstituée tous les jours. Dans ces conditions de fonctionnement nous n'avons pas observé de variations significatives des différentes températures relevées dans l'enceinte. Le tableau n° 9 donne la répartition des températures dans l'enceinte observées pendant plusieurs jours et pour différentes températures extérieures comprises entre 20°C et 47°C.

- Tableau n° 9 -

Répartition des températures dans le compartiment.

$T_{\text{moy}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	20,8	27,20	47,00
$T_{\text{p}4}$	4,23	6,2	9,48
$T_{\text{p}7}$	4,12	6,21	9,48
$T_{\text{p}1}$	3,51	5,49	8,39
$T_{\text{p}1}$	3,46	5,10	7,94
$T_{\text{p}5}$	3,05	4,47	6,88
$T_{\text{p}2}$	2,54	4,07	6,17
$T_{\text{p}3}$	2,47	4,02	6,06
$T_{\text{p}6}$	2,59	3,28	5,92
$T_{\text{p}2}$	2,47	3,88	6,01
$T_{\text{p}3}$	2,01	3,28	4,94
$T_{\text{p}3}$	2,06	3,17	4,97
$T_{\text{p}5}$	2,06	2,71	4,37
$T_{\text{p}4}$	1,8	2,66	4,22
$T_{\text{p}6}$	0,06	0,26	0,76
T_1	2,27	3,44	5,33

La figure n° 42 donne une représentation du profil des températures au centre du compartiment expérimenté. On constate bien l'existence d'une stratification des couches d'air tout à fait prévisible. On peut remarquer également que la température de l'air au fond du compartiment est très légèrement plus élevée que la température de l'air situé au-dessus. Ce phénomène est lié très certainement aux échanges de chaleur pariétaux.

Enfin à partir des résultats consignés dans le tableau n° 9 on peut vérifier que la température moyenne intérieure $\overline{T_1}$ dépend linéairement de $\overline{T_{\text{moy}}}$.

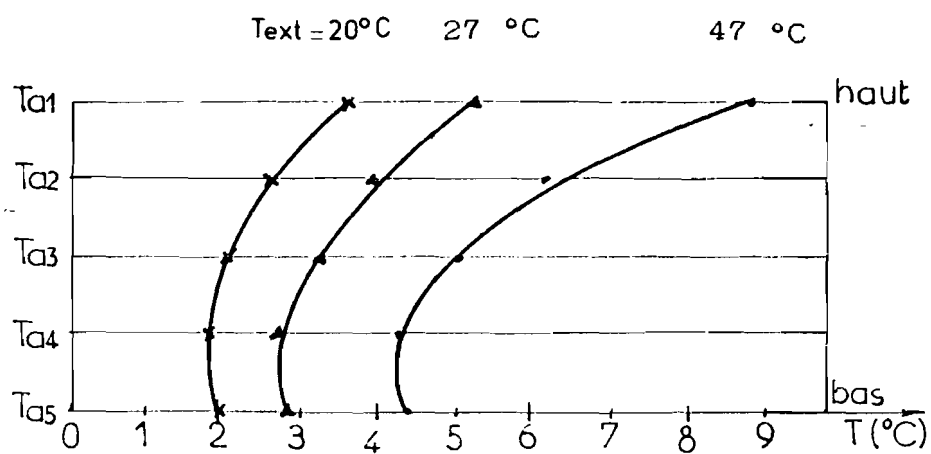


Fig. n° 42 : Profil de température au centre du compartiment pour différentes températures extérieures. Charge nulle.

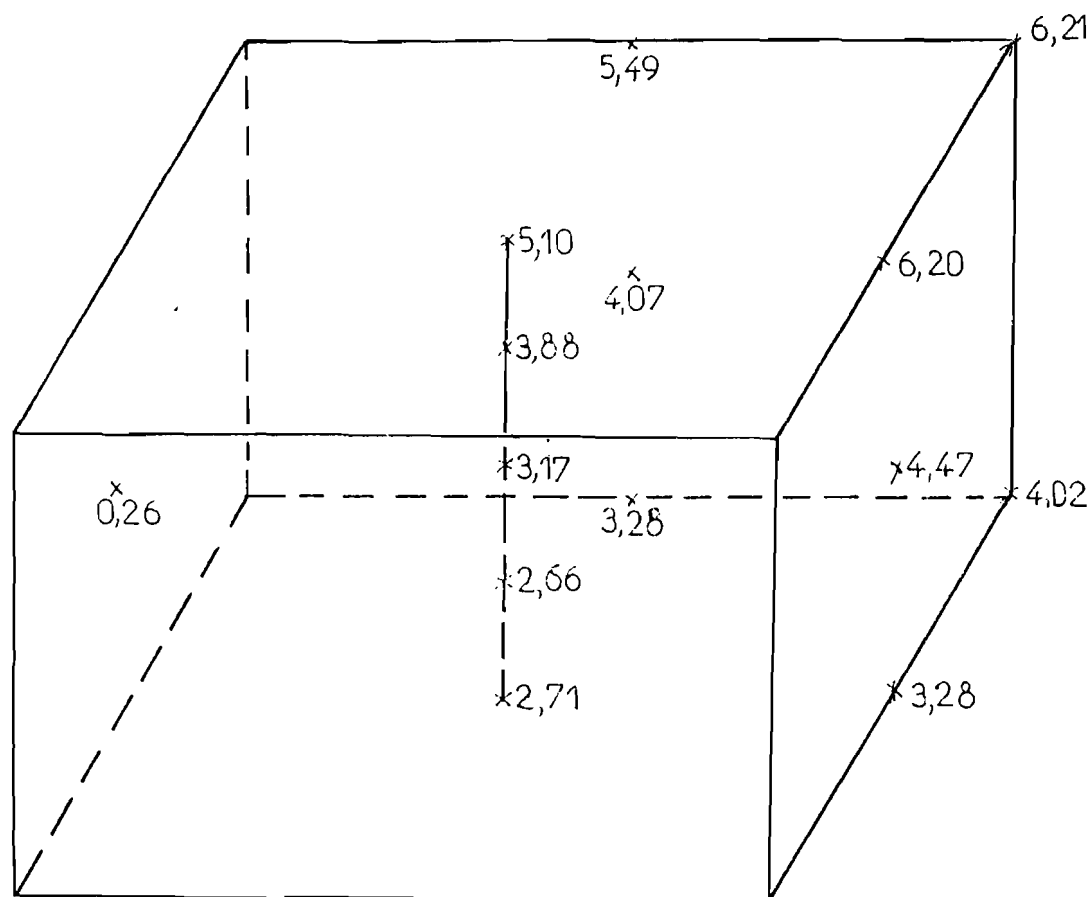


Fig. n° 43 : Répartition des températures dans le compartiment pour une température extérieure égale à 27,2°C. Charge nulle.

Nous proposons après calculs (figure n° 44)

$$\bar{T}_i = 0,114 \bar{T}_{\text{ext}}$$

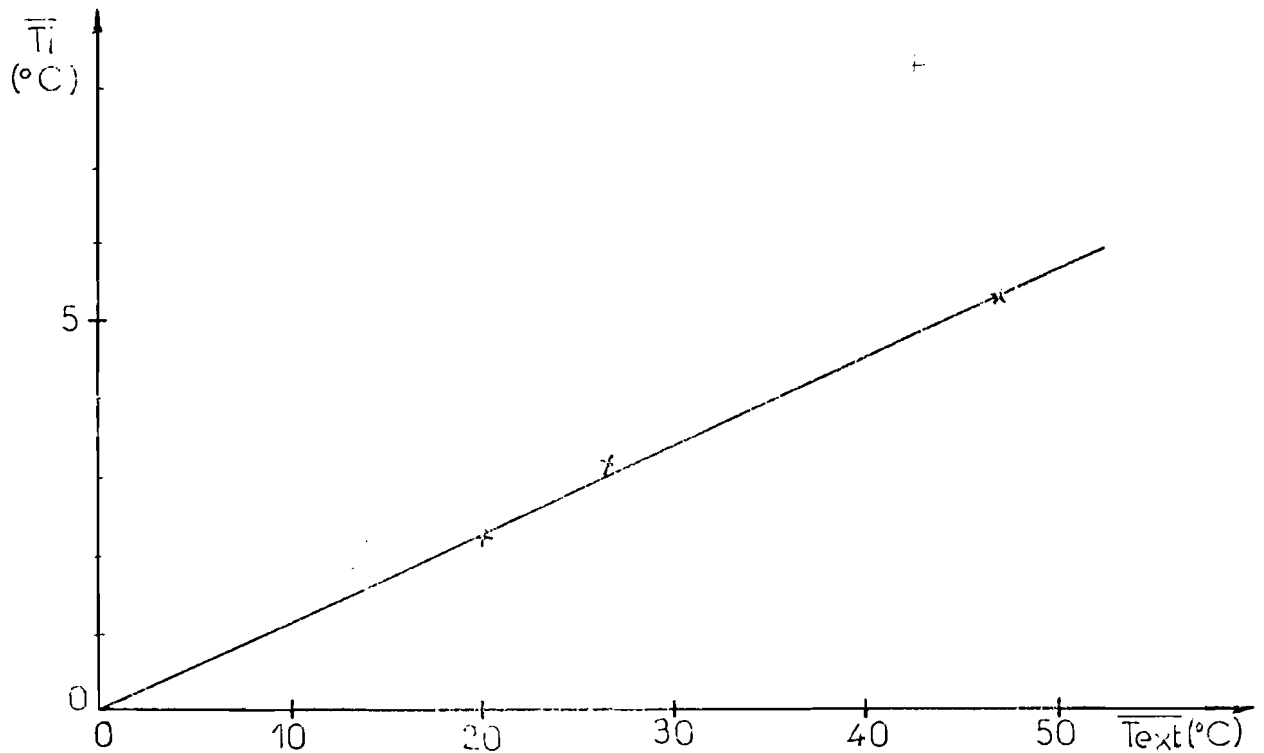


Fig. n° 44 - Température moyenne intérieure du compartiment
en fonction de la température extérieure.

Ce résultat est intéressant car il met en évidence l'indépendance relative de \bar{T}_i vis à vis des conditions d'ambiance. Ce phénomène s'explique parfaitement si l'on se souvient que l'enveloppe métallique interne "dirige" en quelque sorte la chaleur provenant de l'extérieur directement vers la réserve de froid.

Une conductivité thermique du métal utilisé plus grande, améliorerait encore les choses à cet égard.

III-2.4. Températures des parois du compartiment

Au chapitre II nous avons évalué ces températures en étudiant les

transferts de chaleur par conduction dans l'enveloppe métallique. Afin de valider notre modèle nous avons comparé les températures de parois T_{pz} et T_{ps} calculées et mesurées. Les résultats de cette comparaison sont consignés dans le tableau n° 10. On remarque l'excellent accord entre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales.

Il apparaît donc que l'on dispose à ce niveau d'un moyen d'ajuster la température moyenne \bar{T}_1 aux besoins en choisissant convenablement le métal constituant l'enveloppe interne.

Tableau n° 10 - Valeurs de T_{pz} et T_{ps} mesurées et calculées.

T_{amb} (°C)	Température (p)	valeurs calculées	valeurs mesurées
26	T_{pz}	2,65	2,54
	T_{ps}	3,03	3,05
27	T_{pz}	3,90	4,07
	T_{ps}	4,45	4,47
47	T_{pz}	6,23	6,17
	T_{ps}	7,13	6,88

III-3. EVOLUTION DE LA TEMPERATURE DE LA CHARGE, COMPRESSEUR ARRETE

Cette configuration se présente lorsque la réserve de froid étant intacte la machine frigorifique tombe en panne. En laissant le système évoluer librement nous pouvons donc déterminer son autonomie pour confrontation aux recommandations de l'O.M.S.

Sur les figures n° 45 et 46 nous avons représenté les évolutions de la température de la charge et celles de la paroi froide pendant toute la phase de déstockage de la réserve de froid. L'examen des courbes permet de distinguer :

- . une zone où la température de la charge augmente très lentement que nous qualifierons de pseudo-palier
- . une zone où les températures amorcent une remontée rapide assimilable à une sorte d'emballement thermique. Le phénomène est observé dès lors que la réserve de froid est épuisée.

Les mesures ont été effectuées pour une charge égale à 9 kgs. et à 12 kgs. Comme on peut le prévoir la charge a une influence sur l'autonomie mais cette influence est négligeable car la quantité de froid stockée dans la charge par chaleur sensible reste toujours faible devant celle stockée dans la réserve.

III-4. EVOLUTION DES TEMPERATURES DANS LES COMPARTIMENTS

Il nous a paru intéressant de connaître le comportement thermique du système lorsqu'on modifie la charge thermique contenue dans un compartiment. Par exemple comment évolue \overline{T}_i lorsqu'on amène une certaine charge thermique ? Nous voulons savoir aussi la rapidité avec laquelle la température de la charge $T_{c,r}$ est abaissée.

Deux cas ont fait l'objet de mesures :

1°) Le compartiment étudié étant initialement vide et à la température moyenne \overline{T}_i on y amène une certaine charge, représentée par des litres d'eau, à la température ambiante. Ce cas n'est pas très intéressant compte tenu de l'usage réservé à notre système, mais il nous renseigne sur ses capacités de "réfrigération". Renseignements utiles pour savoir ce qui se passe lorsqu'on réserve un compartiment de l'enceinte réfrigérée à un usage "domestique".

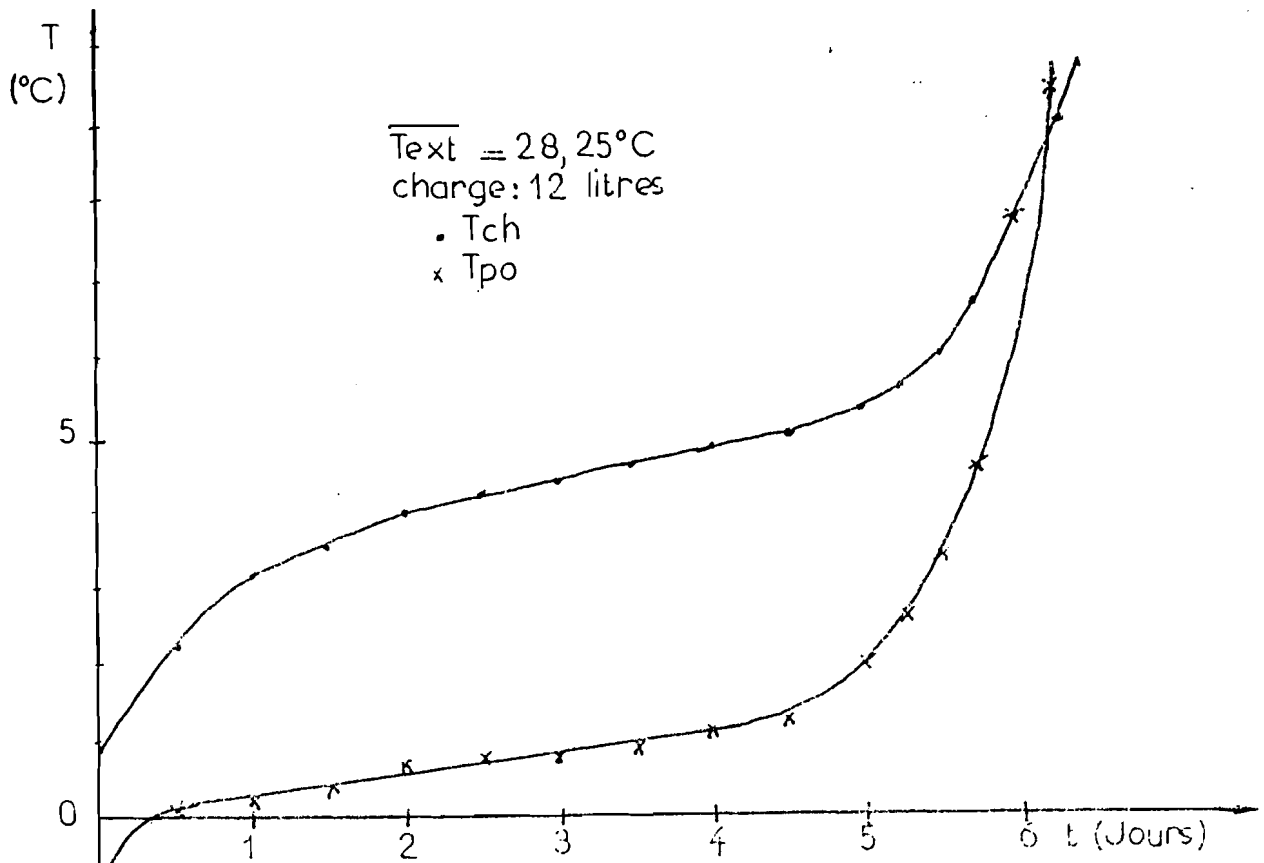


Fig. n° 45 : Evolution des températures de la charge T_{ch} , et de la paroi froide T_{po} , pendant le déstockage complet. Charge : 12 litres.

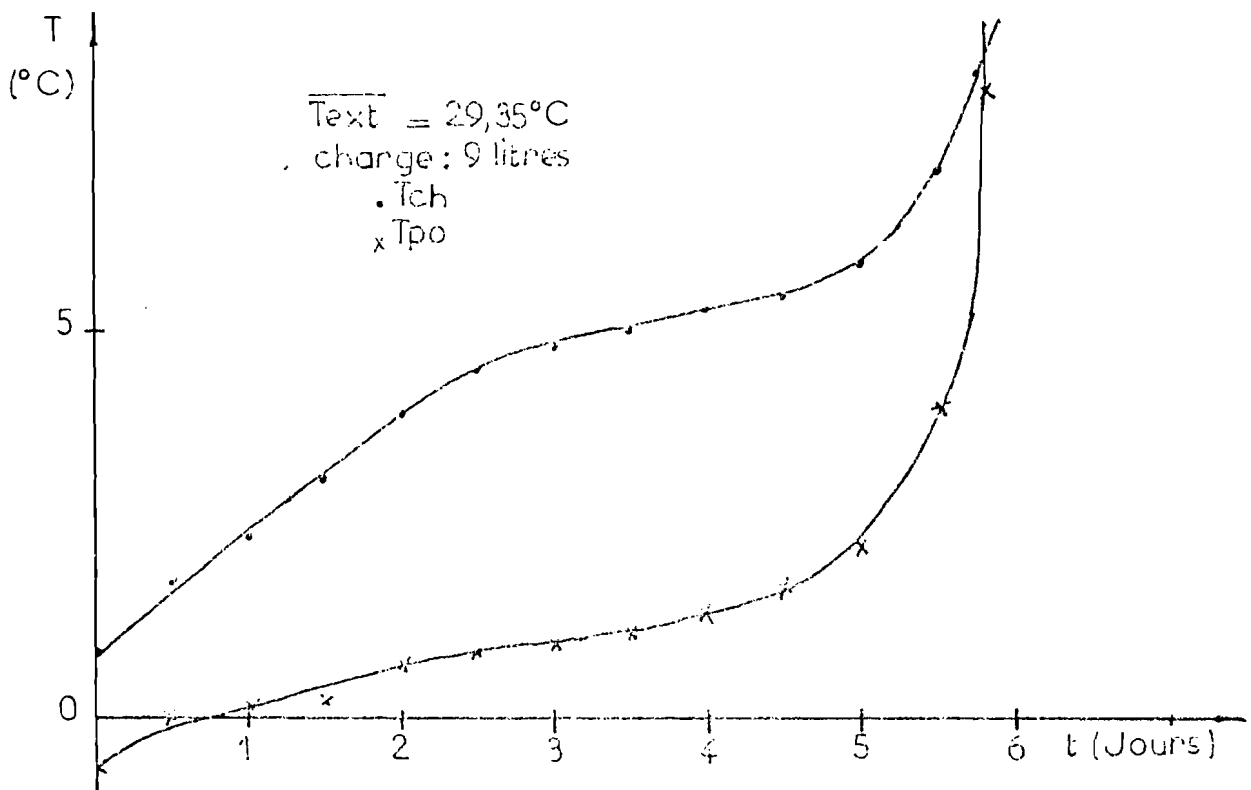


Fig. n° 46 : Evolution des températures de la charge T_{ch} , et de la paroi froide T_{po} , pendant le déstockage complet. Charge : 9 litres.

2°) Le compartiment étant partiellement chargé on amène une charge complémentaire toujours à la température ambiante. Ce cas est plus réaliste et peut concerner les deux compartiments de l'enceinte réfrigérée.

III-4.1. Evolution des températures - charge initiale nulle.

Les mesures effectuées ont permis de tracer les courbes expérimentales suivantes :

$$T_{c(t)} = f(t) \text{ et } \overline{T_1} = f(t) \text{ à } T_{\text{amb}} = C^{\text{ste}} \quad (\text{Fig. n}^\circ 47 \text{ et } 48)$$

$$T_{c(t)} = f(t) \text{ et } \overline{T_1} = f(t) \text{ pour } T_{\text{amb}} = 38^\circ\text{C} \text{ et différentes charges} \\ (\text{Fig. n}^\circ 49 \text{ et } 50)$$

Nos mesures confirment que notre enceinte réfrigérée a pour vocation la conservation à basse température. Ses performances quant à la réfrigération elle-même sont très modestes.

Pour la modélisation complète du système nous avons recherché par la méthode de corrélation des formules empiriques suffisamment significatives. La régression exponentielle donne de bons résultats. On peut montrer que :

$$T_{c(t)} \approx T_{\text{amb}}/2 \left(\exp(-\alpha \cdot t/m \cdot T_{\text{amb}}) + \exp(-\beta \cdot t/m \cdot T_{\text{amb}}) \right)$$

avec T_{c} : température initiale de la charge ($^\circ\text{C}$)

m : masse équivalente en kg d'eau de la charge

t : temps (secondes)

α : coefficient = 0,0026 (kg. $^\circ\text{C}/\text{sec}$)

β : coefficient = $5,7 \cdot 10^{-5} \cdot m \cdot T_{\text{amb}} - 1,611 \cdot 10^{-3}$

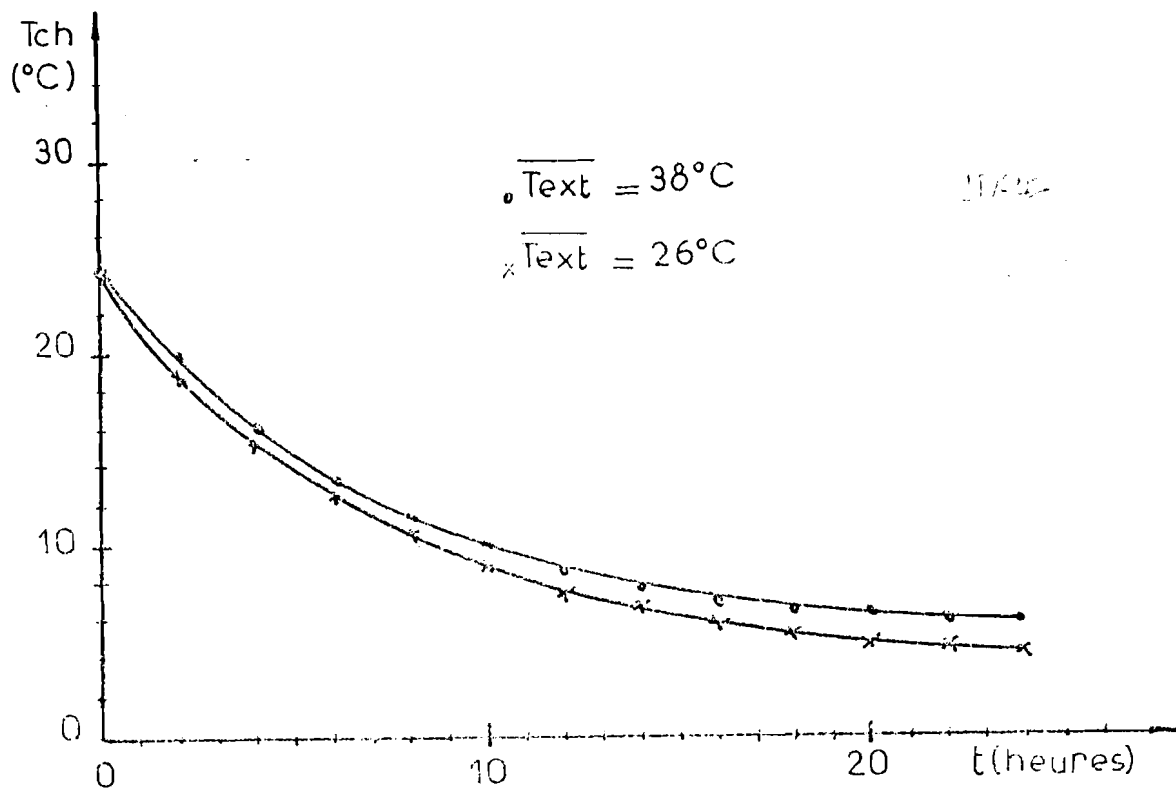


Fig. n° 47 : Température de la charge thermique en fonction du temps. $T_{ext} = \text{Constante}$.

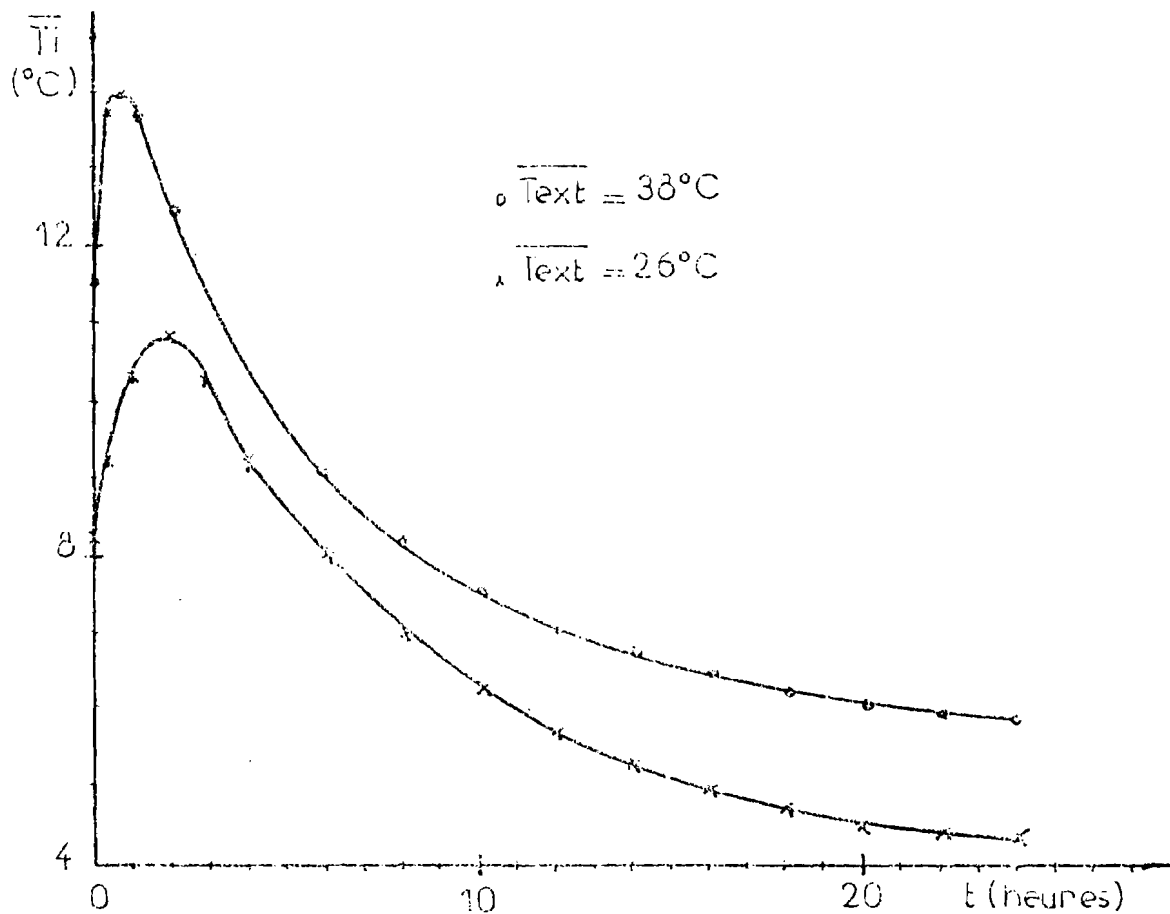


Fig. n° 48 : Température moyenne à l'intérieur du compartiment lors de l'introduction d'une charge thermique.

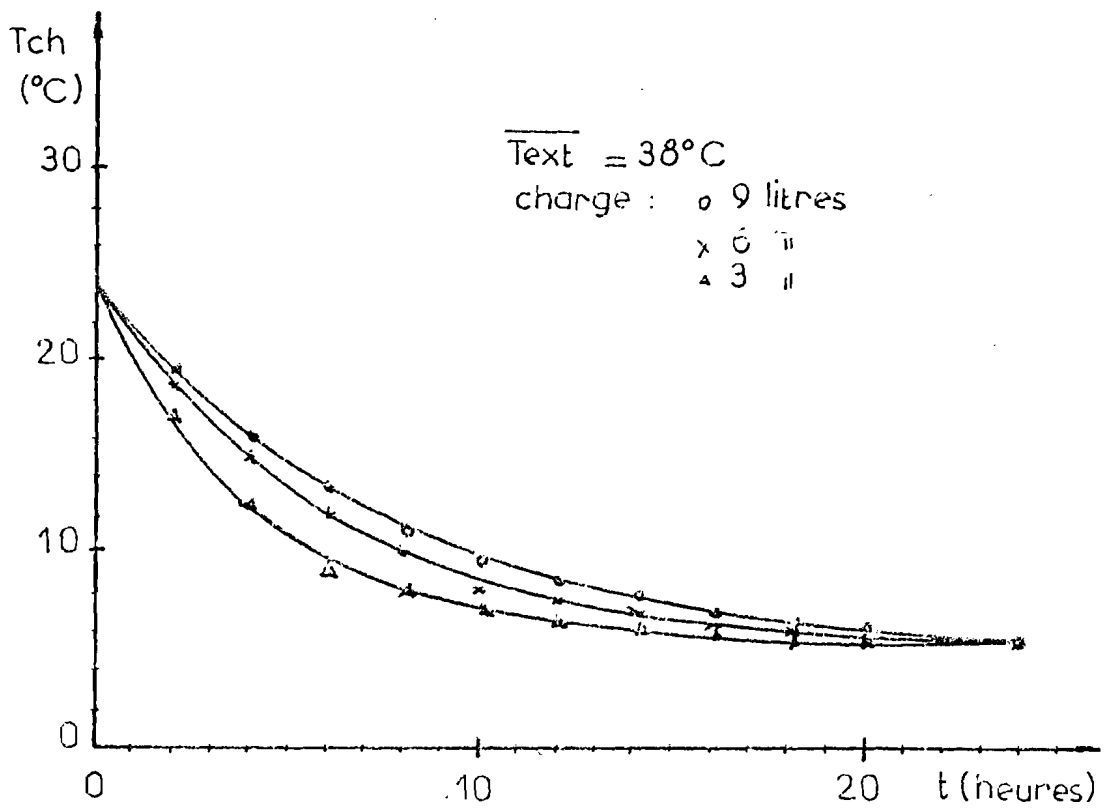


Fig. n° 49 : Température moyenne de différentes charges en fonction du temps. $\overline{T_{ext}} = 38^{\circ}\text{C}$.

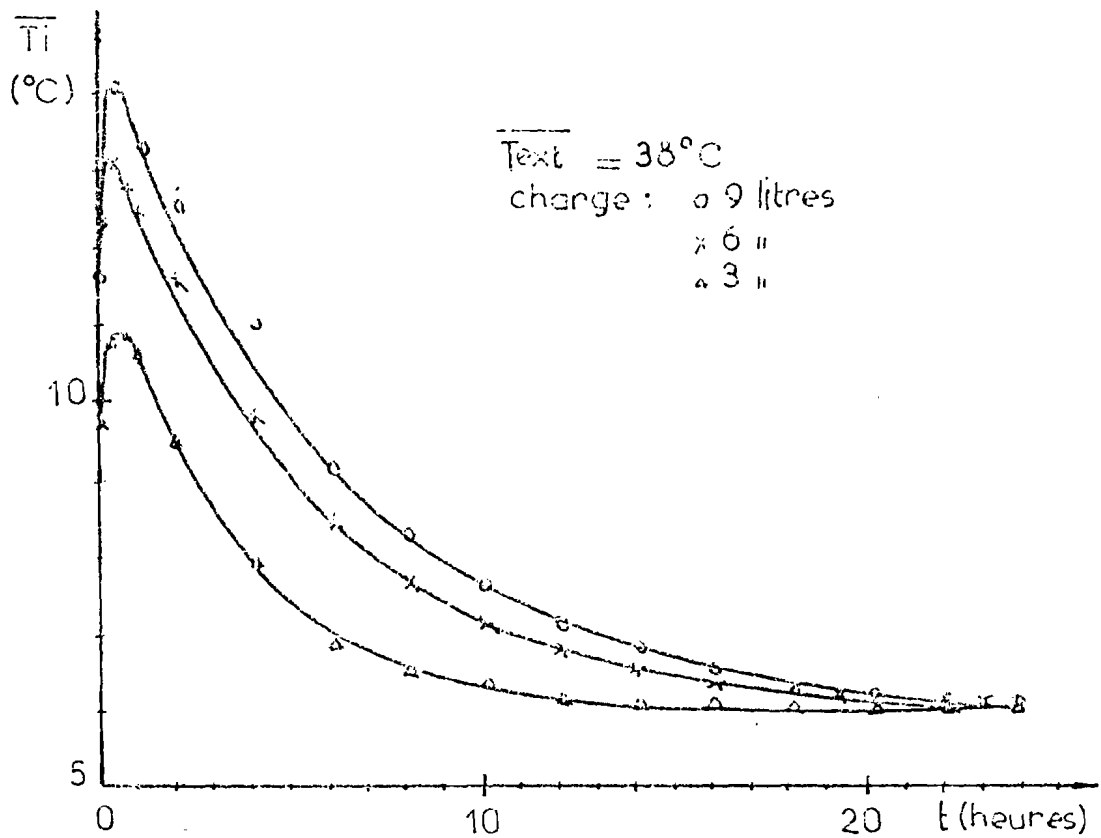


Fig. n° 50 : Température moyenne du compartiment en fonction du temps. $\overline{T_{ext}} = 38^{\circ}\text{C}$.

Pour fixer les idées sur l'approximation que permet la formule précédente nous donnons les écarts maximaux relevés entre les valeurs calculées et les valeurs mesurées (Tableau n° 11).

charge (kg)	$\overline{T_{ext}}$ (°C)	Ecart max. (°C)
3	26	2,5
	38	1,07
6	26	2,27
	38	1,34
9	26	0,84
	38	0,9

Tableau n° 11 - Ecart maximal entre valeurs théoriques et pratiques de $T_{ch} = f(t)$

A titre indicatif nous avons tracé les courbes expérimentales.

$$\overline{T_i} = f(T_{ch})$$

soit à charge constante pour différentes valeurs de $\overline{T_{ext}}$ (Fig. n° 51) soit à température extérieure constante pour différentes valeurs de charges (Fig. n° 52).

Les valeurs de $\overline{T_i}$ et T_{ch} sont naturellement mesurées à intervalles réguliers. On peut observer que la température de l'enceinte dépend étroitement de celle de la charge qui impose en quelque sorte son régime de température.

III-4.2. Evolution de la température de la charge, avec apport d'une charge complémentaire

Ce cas peut correspondre à celui où l'on ajoute au stock de vaccins une certaine quantité de produits à une température supérieure à

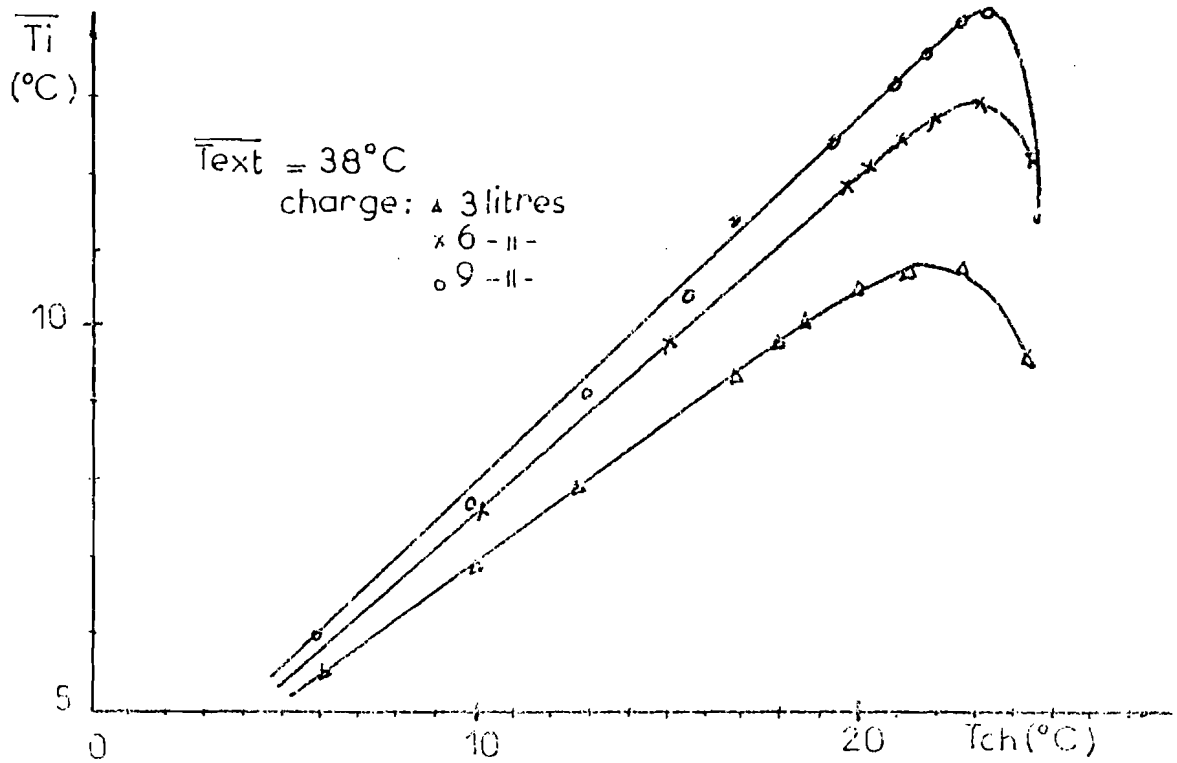


Fig. n° 51 : Evolution de la température moyenne \overline{T}_i en fonction de la température de la charge T_{ch} . Charge variable.

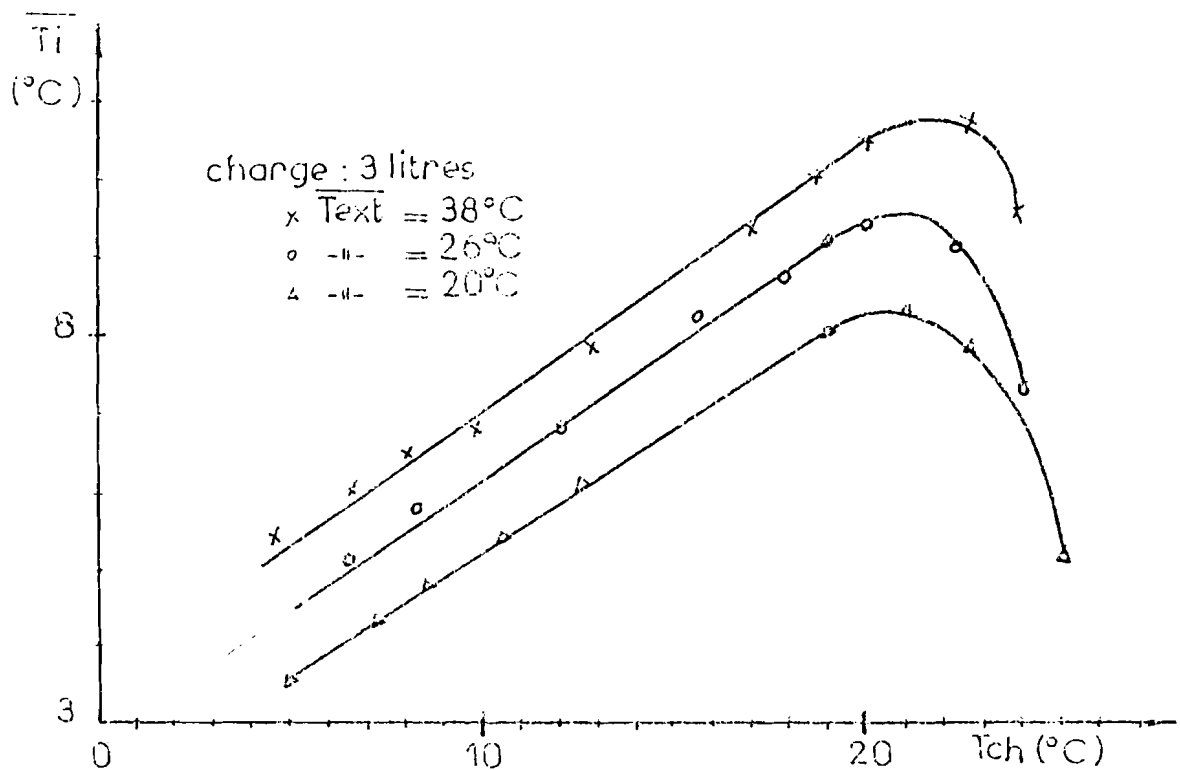


Fig. n° 52 : Evolution de la température moyenne \overline{T}_i en fonction de la température de la charge. Charge T_{ch} , \overline{T}_{ext} variable.

celle de la conservation. Conformément aux normes de l'O.M.S. les vaccins conservés ne doivent pas dépasser la température de 10°C. La figure n° 53 récapitule les résultats de nos mesures.

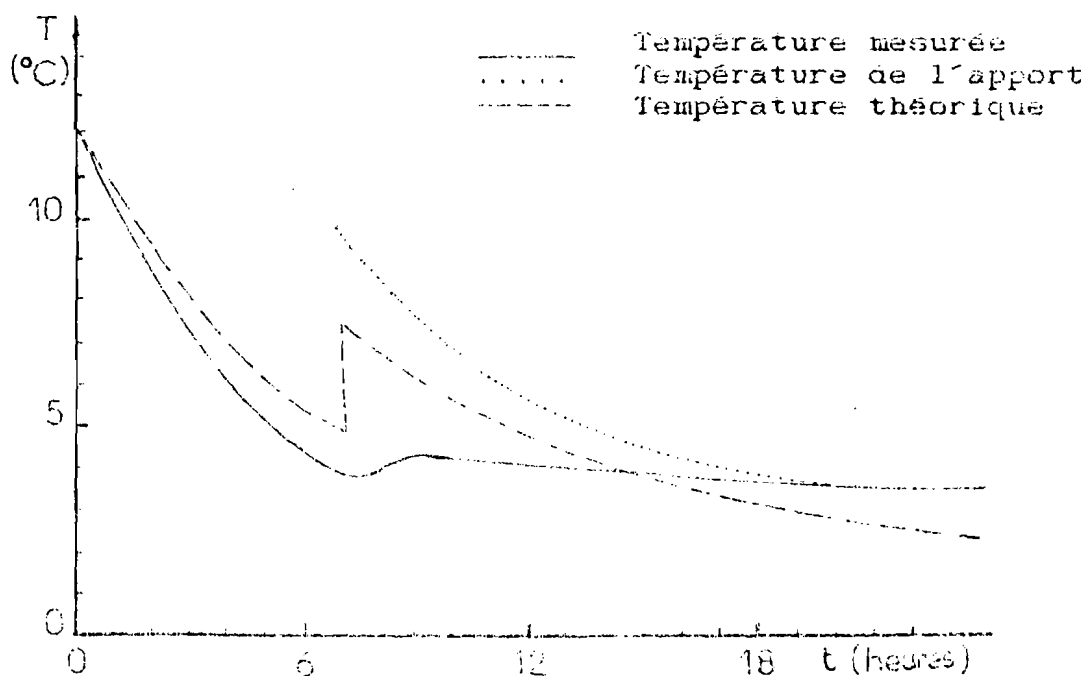


Fig. n°53 - Evolution de la température de la charge initiale (6 l.) après apport d'une charge complémentaire. (3 l.)

On remarque sur la courbe représentée figure n° 53, que lors d'un apport de charge complémentaire la température de la charge initiale augmente pour passer par un maximum. Dans le cas le plus défavorable cette température maximale T_k peut être estimée comme proche de la valeur suivante :

$$T_k = (m_1 \cdot T_1 + m_2 \cdot T_2) / (m_1 + m_2)$$

avec

m_1 : masse de la charge initiale à la température initiale T_1

m_2 : masse de la charge complémentaire à la température initiale T_2

A partir de cette formule il est donc possible de calculer la charge complémentaire admissible afin que les recommandations de l'O.M.S soient scrupuleusement respectées.

III-5. DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES ENERGETIQUES DE LA MACHINE THERMIQUE

A partir des données expérimentales stockées dans nos fichiers nous avons pu établir des relations entre la puissance frigorifique de la machine et la température extérieure, pour une température d'évaporation fixée.

Ainsi nous avons calculé le coefficient de performance économique (CPE) qui est un paramètre déterminant pour le dimensionnement des modules photovoltaïques. Ces relations empiriques ont été obtenues par une régression exponentielle. Les tableaux n° 12, 13 et 14 donnent la puissance frigorifique P_f , le coefficient de performance frigorifique (COP) et le CPE en fonction de la température ambiante et différentes températures d'évaporation. Nos résultats sont en parfait accord avec les enseignements de la Thermodynamique.

Les courbes des figures n° 54 et 55 représentent la puissance et le coefficient de performance économique en fonction de la température extérieure pour différentes valeurs de T_{ev} , courbes tracées à partir des formules empiriques précédentes.

Les figures n° 56 et 57 représentent l'évolution du CPE en fonction de T_{ext} pour les températures d'évaporation -5°C et -20°C . Le coefficient de performance économique a été calculé de deux façons :

1°) à partir des mesures effectuées lors du fonctionnement de la machine frigorifique

$$\text{CPE} = P_f / (I_{ext} \cdot U)$$

où U est la tension d'alimentation de la batterie égale à 12 Volts.

T_{ext} (°C)	Puissance frigorifique P_f (W)
0	174,53 exp. (-0,0105 T_{ext})
-2,5	148,8 exp. (-0,0082 T_{ext})
-5	165,8 exp. (-0,00158 T_{ext})

Tableau n° 12 - Puissance frigorifique (P_f) en fonction de la température extérieure pour une température d'évaporation donnée.

T_{ext} (°C)	Coefficient de Performance Frigorifique (COP)
0	9,40 exp. (-0,00222 T_{ext})
-2,5	8,11 exp. (-0,019 T_{ext})
-5	10,74 exp. (-0,032 T_{ext})

Tableau n° 13 - Coefficient de performance frigorifique (COP) en fonction de la température extérieure pour $T_{ev} = 0^{\circ}C$

T_{ext} (°C)	Coefficient de performance économique (CPE)
0	2,91 exp. (-0,0169 T_{ext})
-2,5	2,36 exp. (-0,0119 T_{ext})
-5	2,89 exp. (-0,0225 T_{ext})

Tableau n° 14 - Coefficient de performance économique (CPE) en fonction de la température extérieure pour $T_{ev} = 0^{\circ}C$

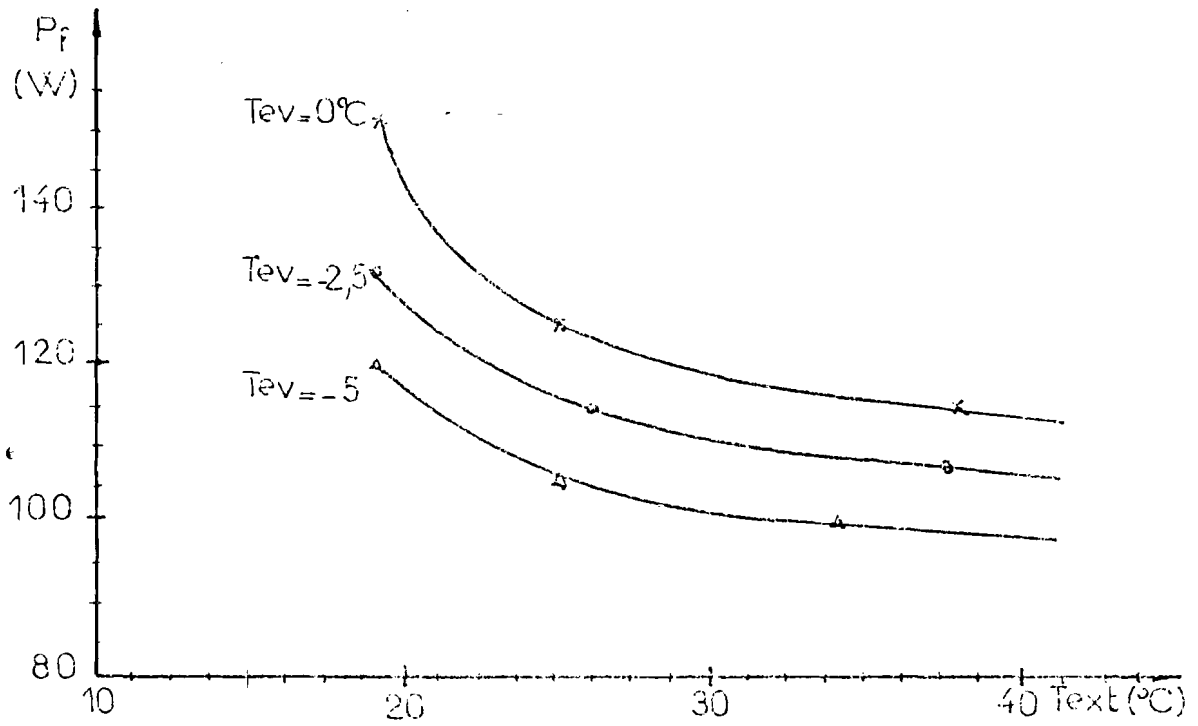


Fig. n° 54 : Puissance frigorifique en fonction de la température extérieure moyenne. Température d'évaporateur = $0^{\circ}C$

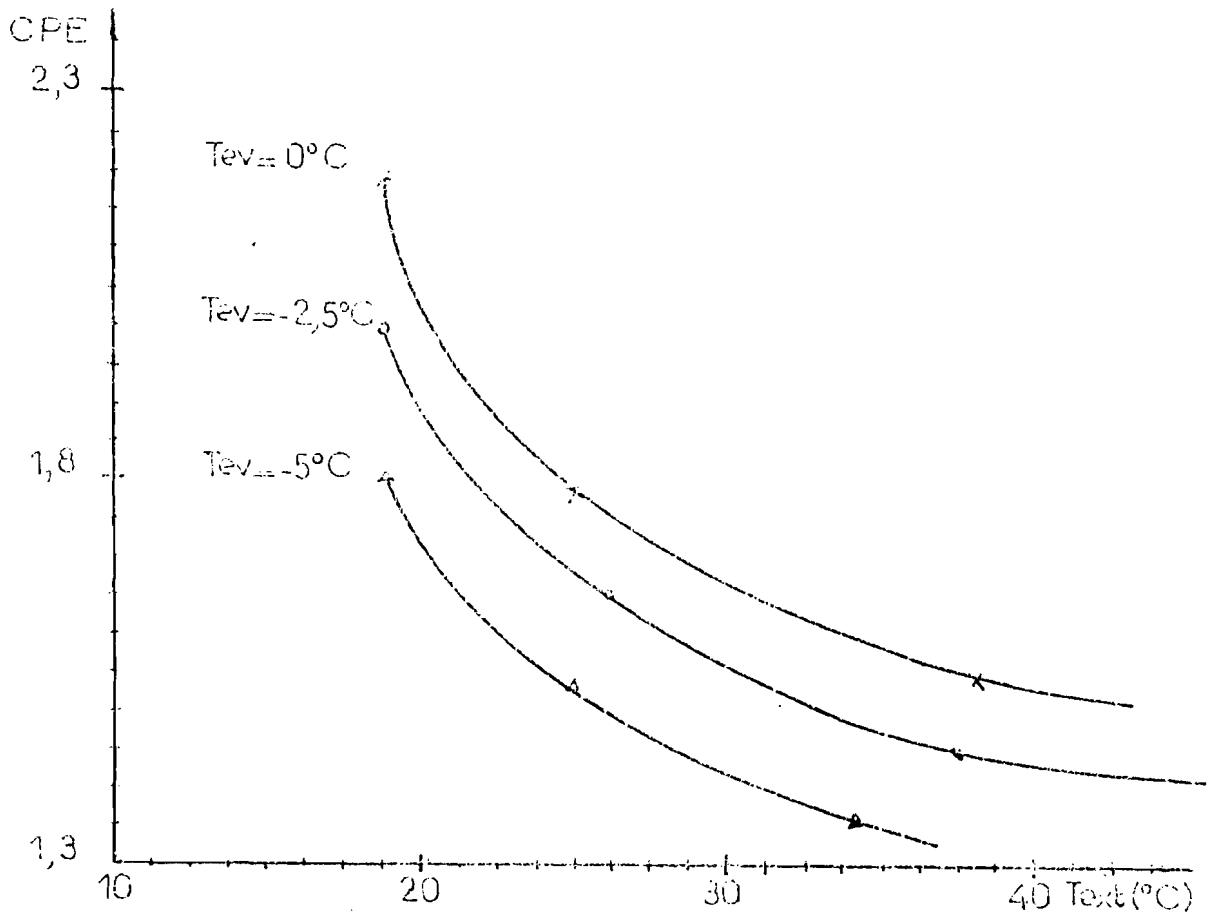


Fig. n° 55 : Coefficient de performance économique C.P.E. en fonction de la température extérieure.

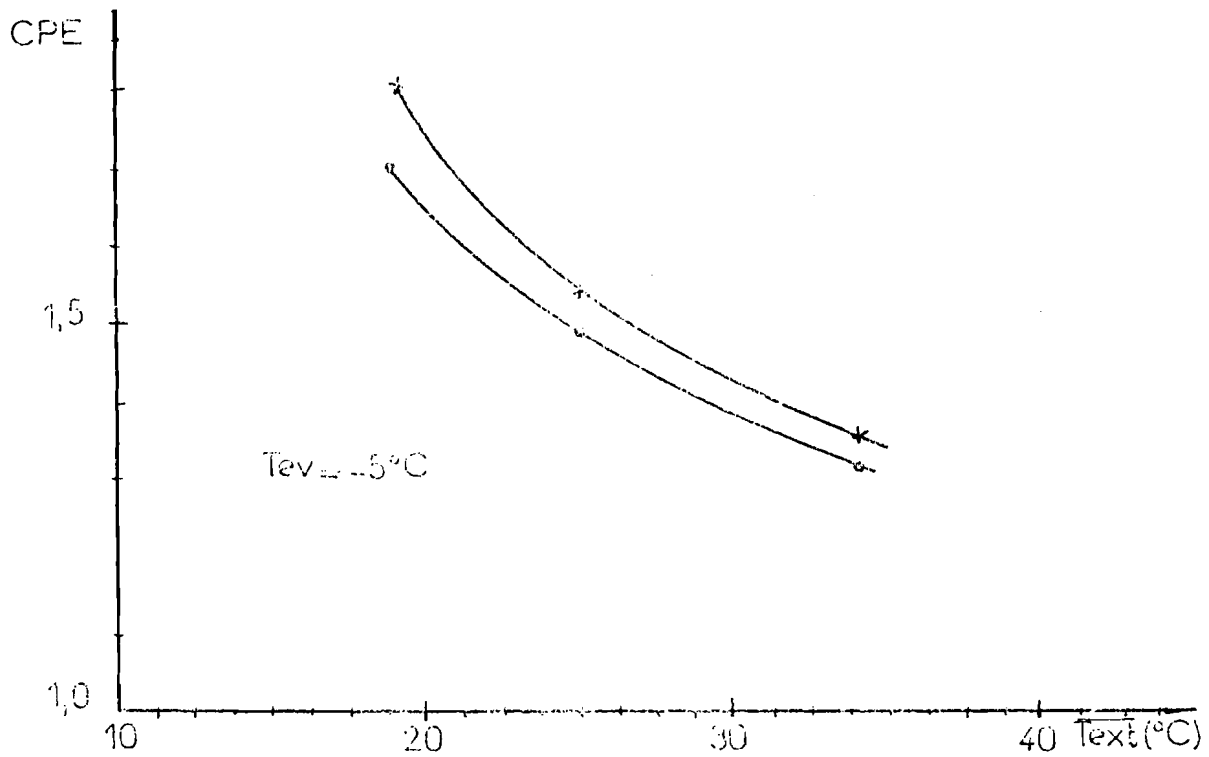


Fig. n° 56 : Coefficient de performance économique en fonction de la température extérieure moyenne et une température d'évaporateur $T_{ev} = -5^{\circ}\text{C}$.

$$+ \text{ CPE} = P_r / (I_{ext} \cdot U)$$

$$o \text{ CPE} = P_r / (P_{ext} + P_{int}(N))$$

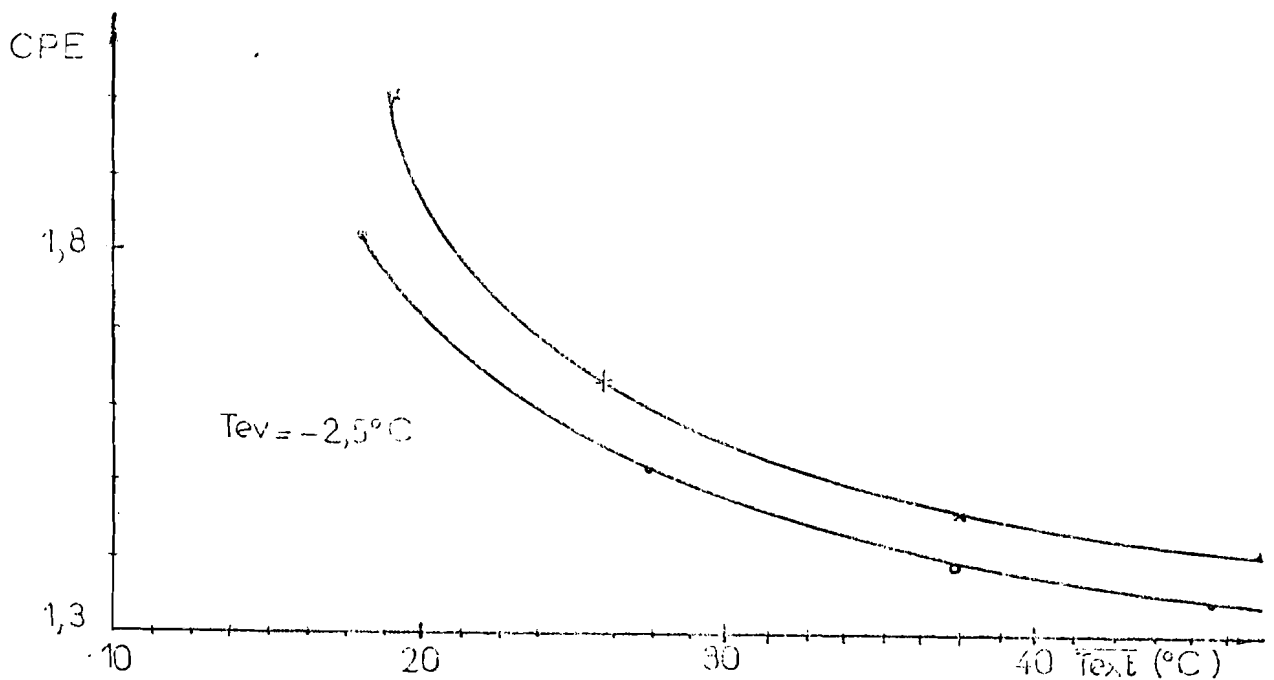


Fig. n° 57 : Coefficient de performance économique en fonction de la température extérieure moyenne et une température d'évaporateur $T_{ev} = -2,5^{\circ}\text{C}$.

2°) en utilisant la relation que nous avons définie au chapitre II et qui lie les pertes thermiques du compresseur à la vitesse de rotation des données "constructeur"

$$CPE = P_r / (P_{Lr} + \text{Pertes } (N))$$

Les valeurs obtenues à partir de la première méthode sont légèrement supérieures à celles obtenues par la deuxième méthode. L'écart relatif entre les deux valeurs varie entre 3 et 5%.

Cette différence peut s'expliquer par les incertitudes sur les mesures.

CHAPITRE - IV -

OPTIMISATION DU SYSTEME

Dans le premier chapitre nous avons déjà abordé en fait l'optimisation du système puisque nous avons calculé les dimensions de l'enceinte et ses caractéristiques thermiques afin de limiter au maximum les pertes. Le quatrième chapitre est consacré quant à lui à l'optimisation du système complet (enceinte + groupe + photopiles) afin d'obtenir les conditions de fonctionnement requises par l'C.M.S. avec le minimum de modules photovoltaïques à installer et une batterie tampon de capacité la plus faible possible.

Le nombre de modules photovoltaïques nécessaires dépend tout naturellement de l'ensoleillement global. Nous avons utilisé les données recueillies auprès du Centre d'Études et de Recherches sur les Énergies Renouvelables (C.E.R.E.R.) de Dakar. Enfin les températures nous ont été aimablement communiquées par le Service de la Météorologie Nationale. Ces données météorologiques qui concernent la période 1981-1985, ont été stockées sur des fichiers pour exploitation.

Nous proposons ici deux méthodes de détermination du nombre de photopiles à prévoir :

- * Une méthode fine qui consiste à calculer jour par jour les déperditions de l'enceinte et l'énergie solaire stockée dans la batterie tampon, la réserve de froid étant reconstituée en principe chaque nuit. Cette méthode suppose l'existence de relevés d'ensoleillement et de température ambiante quotidiens, sur un assez grand nombre d'années pour être significatifs.

* Une méthode simplifiée permettant à partir de deux valeurs probables de l'ensoleillement et de la température extérieure moyenne dans des conditions les plus mauvaises de calculer le nombre de modules photovoltaïques ainsi que la batterie tampon assurant en toutes circonstances le fonctionnement du réfrigérateur. Cette méthode conduit bien entendu a priori à majorer la puissance crête à installer.

Dans le calcul du nombre de modules nous avons pris en compte la charge thermique supplémentaire que représente l'utilisation à des fins personnelles de l'un des deux compartiments puisque nous avons envisagé cette éventualité. Il était à prévoir, comme nous le verrons, que ce type d'utilisation du réfrigérateur en pénalise fortement ses performances.

IV-1. EVOLUTION DE LA TEMPERATURE JOURNALIERE

L'observation des données météorologiques ainsi que les mesures faites au Laboratoire, montrent qu'en général la température ambiante est maximale aux environs de 15 heures GMT. Nous avons recherché une courbe théorique $T_{amb}(t)$ suffisamment proche de la courbe expérimentale. En fait, en posant :

$$\Delta T = (T_{amb,max} - T_{amb,min})/2$$

on constate que l'on approche assez bien les courbes expérimentales en considérant les deux sinusoides suivantes :

$$T_{amb} = - \Delta T \cos [(360/18)(t - 6)] + \overline{T_{amb}} \quad (5)$$

entre 6 heures et 15 heures GMT

et

$$T_{\text{act}} = \Delta T \cdot \cos \left[(360/30) (t - 15) \right] + \overline{T_{\text{act}}} \quad (6)$$

pour le reste de la journée.

avec t égal à

- . l'heure GMT de 15 heures à minuit
- . l'heure GMT + 24 de 0 heure à 6 heures

Pour fixer les idées nous donnons pour deux journées les valeurs mesurées à Dakar. Le tableau n° 15 récapitule ces données. Les figures n° 58 et 59 représentant l'évolution de la température au cours des deux journées, permettent de vérifier qu'effectivement les courbes expérimentales et théoriques ne sont pas très éloignées.

IV-2. EVOLUTION DE L'ENSOLEILLEMENT

Le C.E.R.E.R nous a fourni les données d'ensoleillement global sous forme d'énergie cumulée heure par heure et l'énergie cumulée en fin de journée.

L'ensoleillement global représente la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus. Les cellules photovoltaïques répondant au rayonnement global, les données du C.E.R.E.R peuvent donc être utilisées moyennant une correction qui sera développée ultérieurement.

Il est plus simple de chercher à travailler avec l'énergie journalière moyenne cumulée et d'utiliser une relation permettant de calculer l'ensoleillement à tout moment de la journée. Dans la littérature on assimile souvent les courbes d'ensoleillement à une demi-sinusoides /62/, /71/ ou à une parabole /41/, /19/. nous avons adopté cette deuxième représentation. (figure n° 60).

Dans nos calculs, pour des raisons de clarté nous avons utilisé pour toutes les données météorologiques l'heure locale. Ceci permet de faire correspondre les relevés avec les valeurs calculées.

- Tableau n° 15 -

JOURNEE DU 17 JUILLET 1986			
Heures	T _{mes} (m)	T _{mes} (c)	ΔT
0	25,6	26,2	-0,6
1	25,5	25,8	-0,3
2	25,3	25,5	-0,2
3	25,2	25,2	0
4	25,1	25	0,1
5	25,1	24,9	0,2
6	25,2	24,8	0,4
7	25,4	25	0,4
8	25,7	25,3	0,4
9	26,7	25,8	0,9
10	27,5	26,4	1,1
11	28,2	27,1	1,1
12	28,4	27,7	0,7
13	29,1	28,2	0,9
14	29,4	28,5	0,9
15	29,0	28,6	0,4
16	28,5	28,6	-0,1
17	28,5	28,5	0
18	27,6	28,3	-0,7
19	27,0	28,0	-1
20	26,5	27,7	-1,2
21	26,4	27,3	-0,9
22	26,0	26,9	-0,9
23	26,0	26,5	-0,5

JOURNEE DU 11 AOUT 1986			
Heures	T _{mes} (m)	T _{mes} (c)	ΔT
0	27,0	27,4	-0,4
1	27,0	27,0	0
2	26,7	26,7	0
3	26,6	26,5	0,1
4	26,4	26,3	0,1
5	26,4	26,1	0,3
6	26,4	26,1	0,3
7	26,4	26,2	0,2
8	26,7	26,5	0,2
9	27,4	27,0	0,4
10	27,7	27,6	0,1
11	28,9	28,2	0,7
12	29,1	28,8	0,3
13	29,5	29,3	0,2
14	29,3	29,6	0,2
15	30,0	29,7	0,3
16	29,6	29,7	-0,1
17	29,8	29,6	0,2
18	29,3	29,4	-0,1
19	28,5	29,1	-0,6
20	28,1	28,8	-0,7
21	27,9	28,5	-0,4
22	28,0	28,1	-0,1
23	27,8	27,7	0,1

$\Delta T_{max} = 1,2^{\circ}\text{C}$, $T_{max} = 27,1^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{max} = 0,7^{\circ}\text{C}$, $T_{max} = 28,2^{\circ}\text{C}$
 T_{mes}(m) : température mesurée par le centre météorologique de l'ASECNA
 T_{mes}(c) : température calculée à partir des 2 demi-sinusoides définies par les équations (5) et (6)

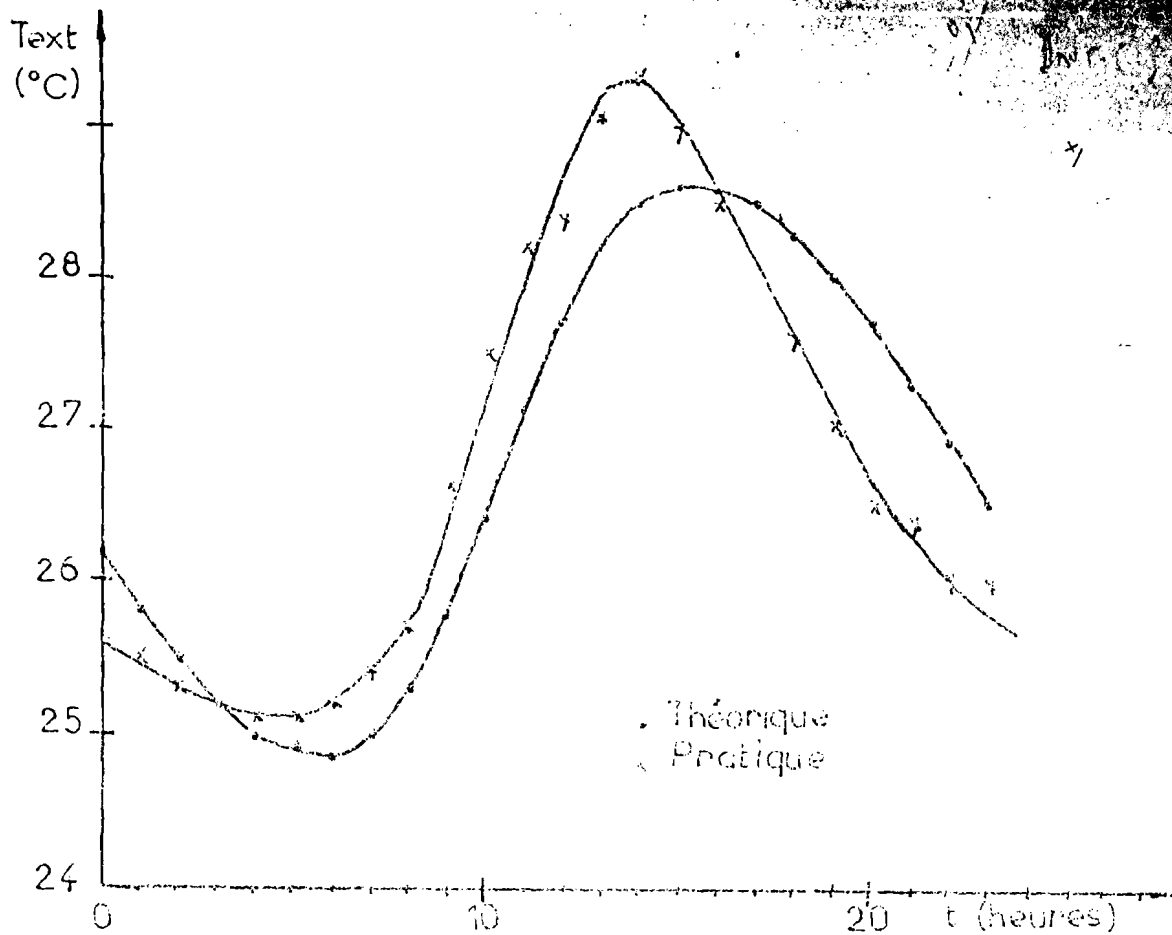


Fig. n° 58 : Evolution de la température extérieure à Dakar le 17/7/66

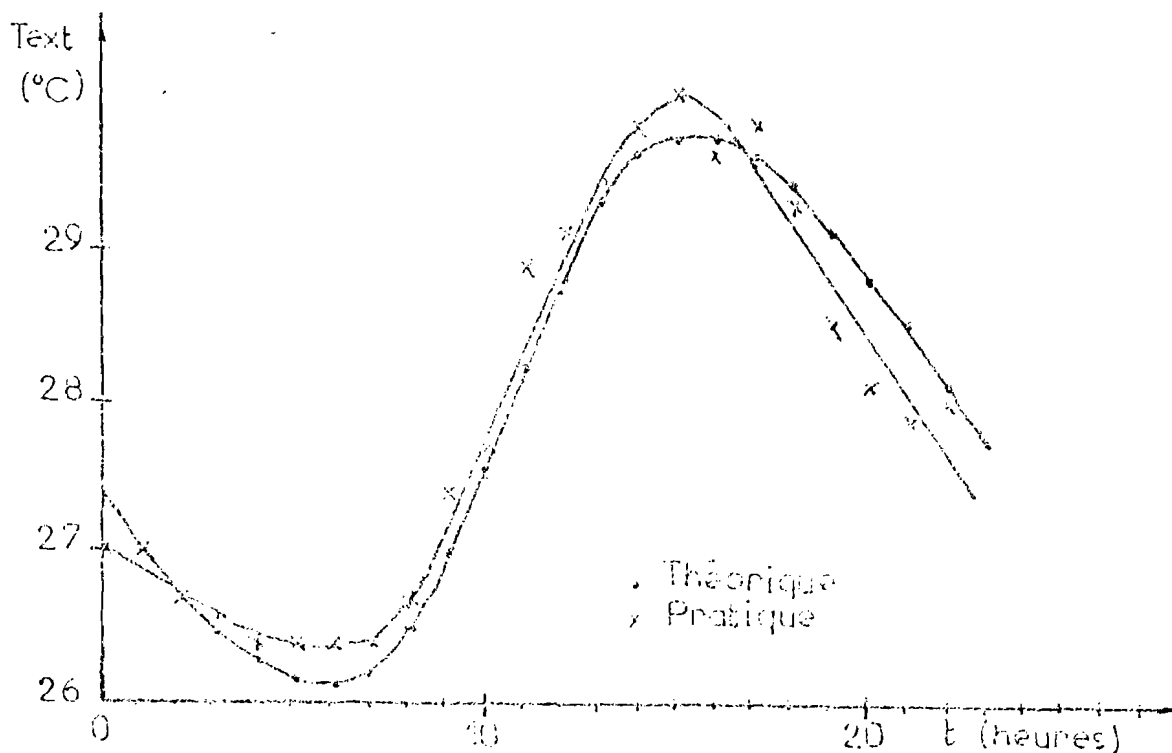


Fig. n° 59 : Evolution de la température extérieure à Dakar le 12/7/66

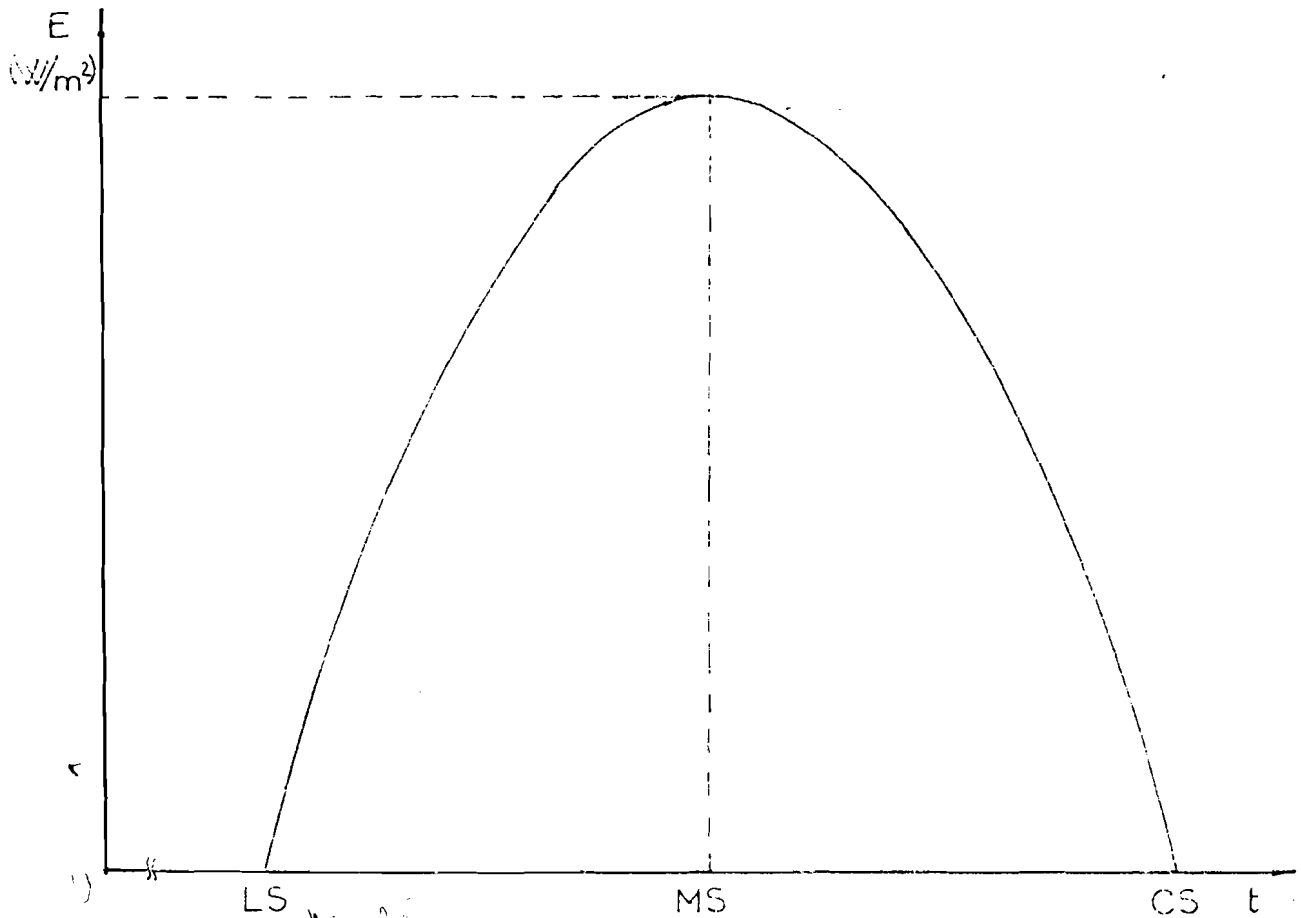


Fig. n° 60 : Evolution de l'ensoleillement
assimilée à une parabole.

où LS : heure de lever du soleil

MS : midi solaire vrai

CS : heure de coucher du soleil

En centrant la courbe d'ensoleillement sur le midi solaire point 0 de la figure n° 61, la surface déterminée par celle-ci et l'axe des temps est égale à l'énergie totale E_1 reçue au sol par m² dans la journée.

$$E_1 = 2 \int_0^{t_0} (at^2 + b) dt.$$

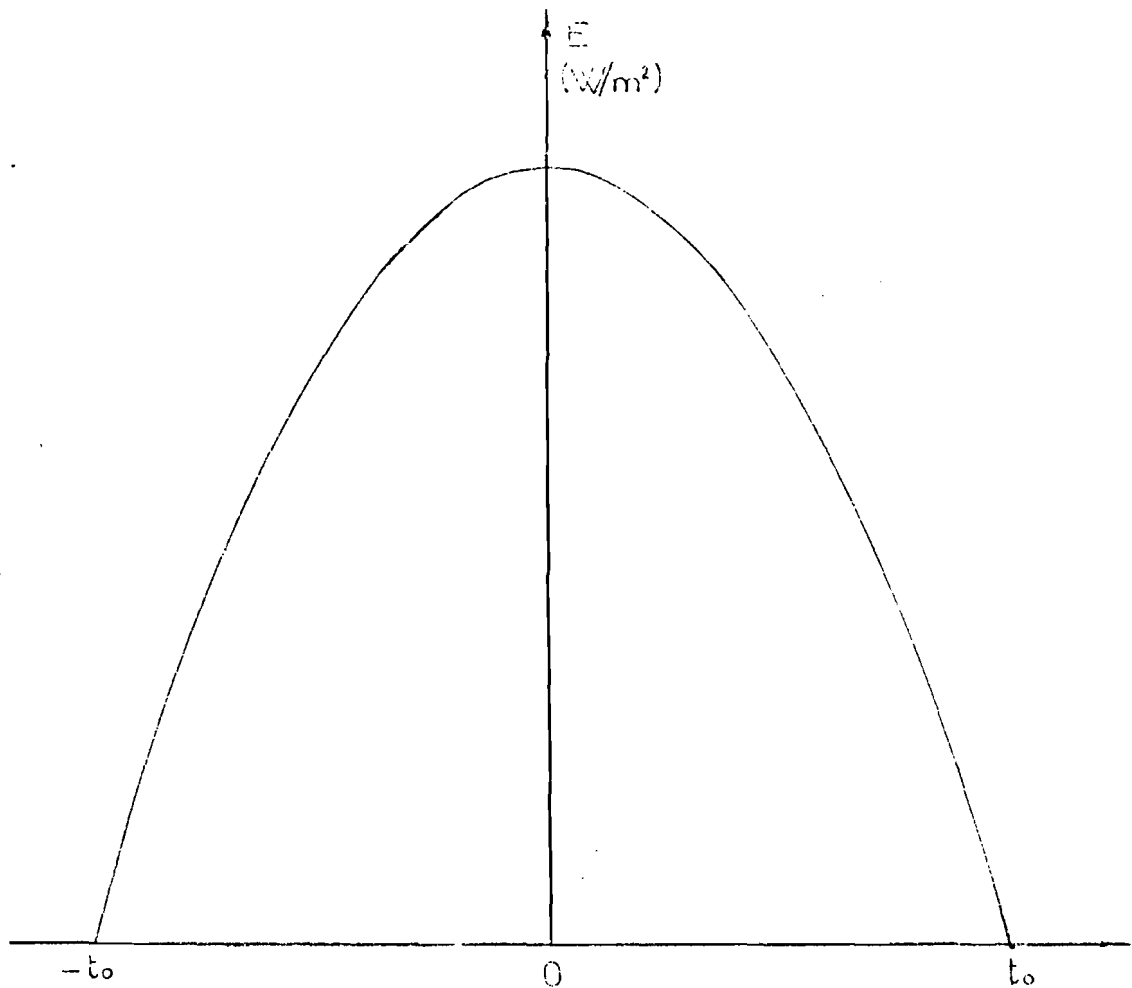


Fig. n° 61 : Courbe d'ensoleillement centrée sur l'heure locale correspondant au midi et prise pour origine.

où $t_0 = CS - MS$

$$E_0 = 3 \cdot \int_0^{t_0} (at + b) dt = 4/3 E_{max} t_0$$

Connaissant E_0 , E_{max} est donnée par l'expression suivante :

$$E_{max} = (3/4 \cdot t) \cdot E_0 = b$$

La valeur du coefficient a peut être déterminée à partir de l'équation $E = at^2 + E_{max}$ au coucher du soleil car à ce moment $E = 0$.

Nous obtenons :

$$a = - E_{\text{max}}/t^2$$

L'équation décrivant l'évolution de la courbe d'ensoleillement s'écrit alors :

$$E = \left[- (3/4t^2) E_{\text{max}} + (1/t^2) \right] t^2 + (3/4t^2) E_{\text{max}}$$

où t représente la différence entre l'heure locale et celle correspondant au midi solaire. La figure n° 62 représente les courbes d'ensoleillement théorique et pratique pour le 1^{er} Janvier 1981. La méthode de calcul est portée en annexe.

Si les modules photovoltaïques étaient placés horizontalement on pourrait utiliser directement les données du C.E.R.E.R, mais comme ceux-ci sont inclinés vers le sud d'un angle β , nous devons définir un facteur de correction k_L tenant compte de cette inclinaison. Dans notre cas nous avons pris $\beta = 14,5^\circ$ qui est la valeur de la latitude de Dakar.

Nous savons que pour calculer l'éclairement des panneaux photovoltaïques il faut connaître à chaque instant la hauteur h du soleil et la déclinaison.

La déclinaison δ (figure n° 63) est souvent calculée par l'approximation suivante :

$$\delta = 23,45 \sin \left[360(284 + n)/365 \right]$$

où n est le numéro du jour ; la déclinaison est partout la même pour un jour donné. La hauteur h du soleil est déterminée à partir de la formule trigonométrique suivante

$$\sin h = \cos(\delta) \cos(\Phi) \cos(\omega) + \sin(\delta) \sin(\Phi)$$

où Φ est la latitude du lieu

ω l'angle horaire ; $\omega = 15 \cdot t$, t variant entre 0 et 23 heures

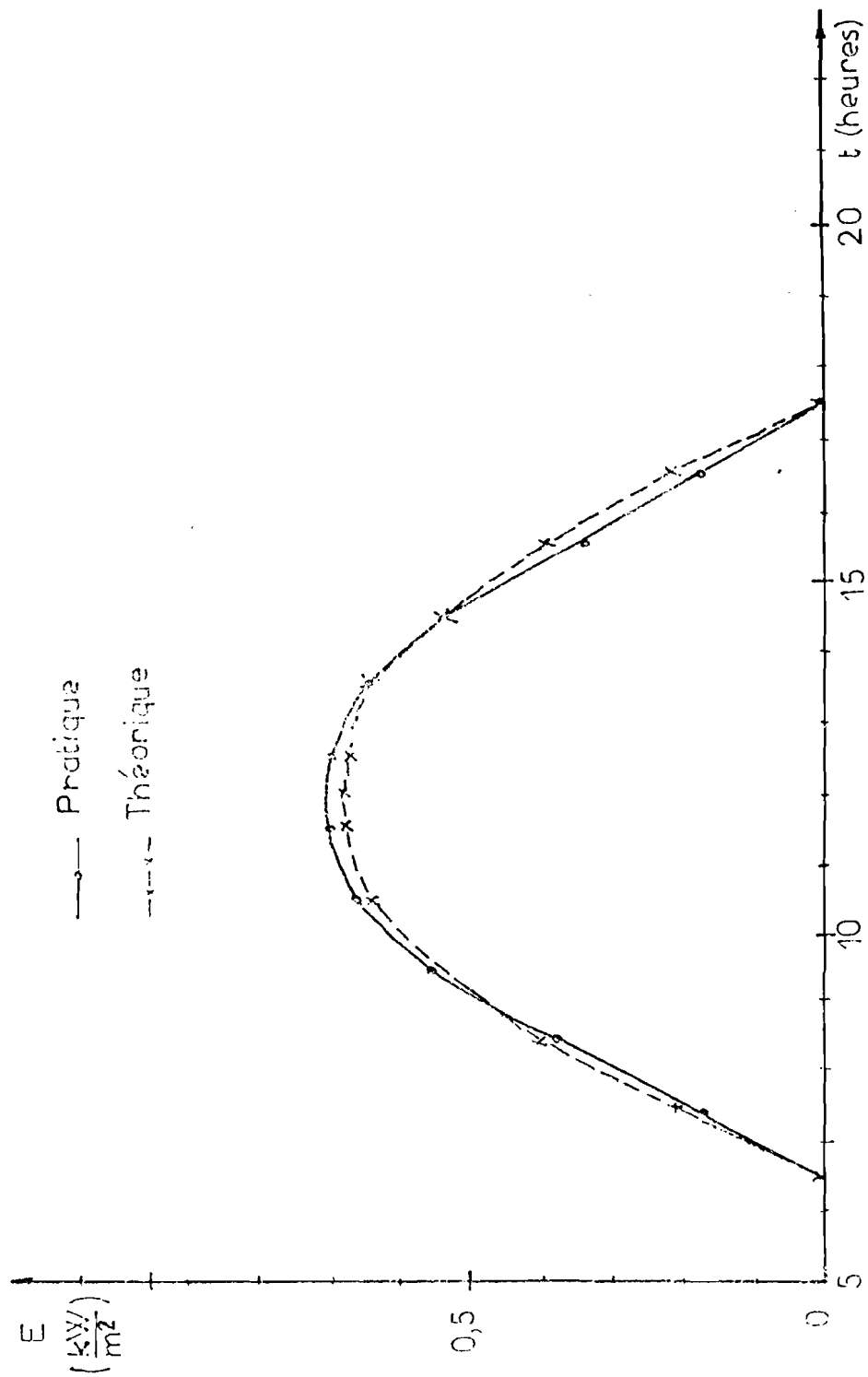


Fig. n° 62 : Représentation de la courbe d'ensoleillement du 1^{er} Janvier 1981.

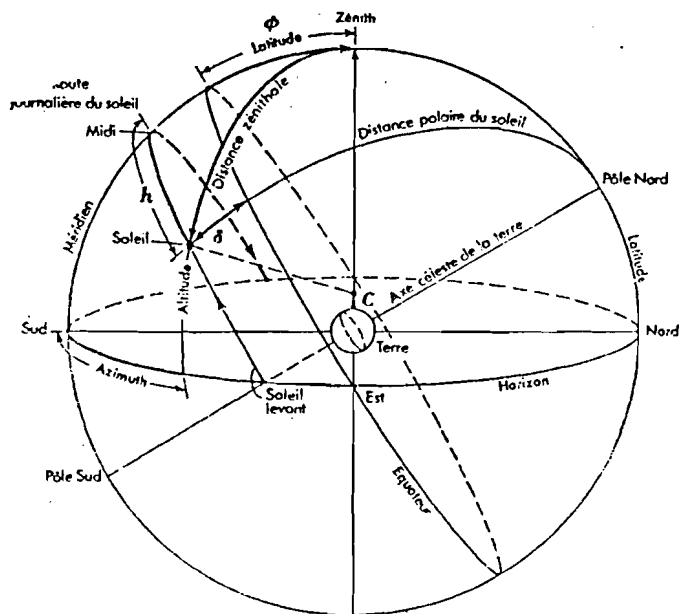


Fig. n° 63 : Sphère céleste et les coordonnées du soleil relatives à un observateur placé au point C.

(Kreith)

Au cours du temps les flux incidents varient et le rapport des deux valeurs (pour les plans incliné et horizontal) est égal au rapport des surfaces effectives "vues" par le soleil.

En se référant à la figure n° 64 on constate que l'angle α que fait la normale du lieu avec la direction du soleil, pour une même position de ce dernier (dans un plan perpendiculaire axe Est-Ouest) varie dans l'année en fonction de la déclinaison δ et de l'angle d'inclinaison β . L'angle α est exprimé par la relation suivante :

$$\alpha = \Phi - \delta$$

et varie au cours de l'année entre les deux valeurs suivantes :

$$\alpha_1 = \Phi + 23,45^\circ \approx 32^\circ$$

$$\text{et } \alpha_2 = \Phi - 23,45^\circ \approx -9^\circ$$

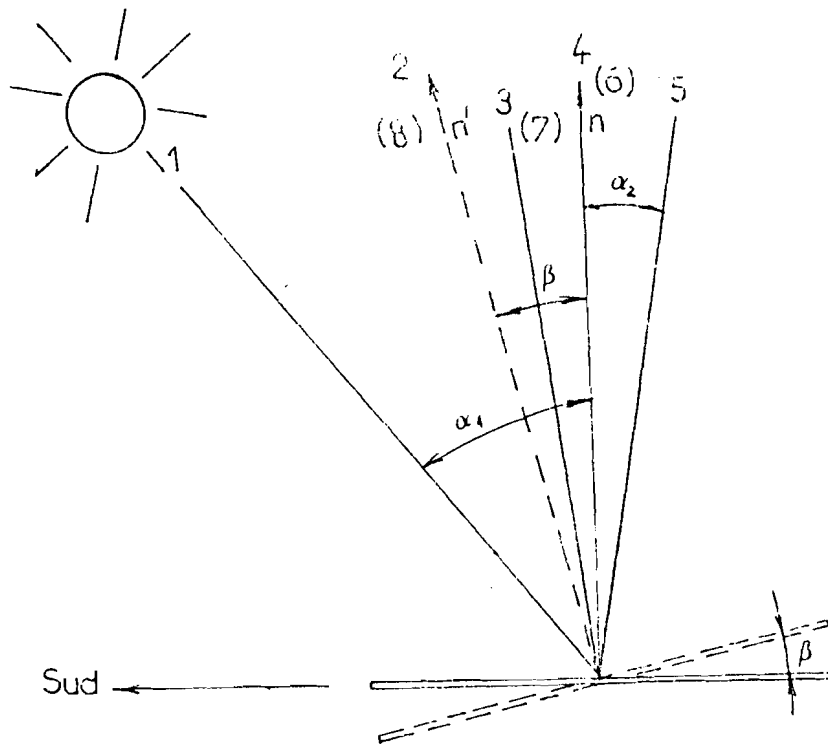


Fig. n° 64 : Position du soleil au midi-solaire par rapport à la latitude de Dakar au cours de l'année.

où 1, 2, ..., 5, (6) .. (8) représentent les différentes positions du soleil au cours de l'année.

Le facteur de correction (Tableau n° 16) est égal au rapport des surfaces effectives

$$k_c = S_i / S_h = \cos(\alpha - \beta) / \cos(\alpha)$$

où S_i : surface effective du plan incliné

S_h : surface effective du plan horizontal

Le tableau n° 16 donne les valeurs de la déclinaison δ , de l'angle α ainsi que le facteur de correction pour plusieurs jours de l'année. Sur ce tableau sont indiquées les positions du soleil (1, 2, ... (6), (7), (8) reperables sur la figure n° 64.

Position:	(°)	(°)	Jour	k_c
1	-23,4	7,9	22 Decembre	1,16
2	0	14,5	21 Mars	1,03
3	7,5	7	9 Avril	1
4	14,4	0	29 Avril	0,97
5	+23,4	-8,9	22 Juin	0,93
(6)	14,4	0	14 Aout	0,97
(7)	7,5	7	3 Septembre	1
(8)	0	14,5	22 Septembre	1,03

Tableau n° 16 - Facteur de correction en fonction de la déclinaison pour l'angle d'inclinaison du panneau de 14,5° Sud.

Le rapport des énergies reçues par le plan incliné et un plan horizontal est égal au gain G_c

$$G_c = \frac{\sum_{n=1}^{365} Et_{in}}{\sum_{n=1}^{365} Et_h}$$

avec Et_h : énergie reçue par le plan horizontal le jour n

Et_{in} : énergie reçue par le plan incliné pour le même jour

Si l'on examine les données d'ensoleillement sur 5 années de 1981 à 1985, on constate, qu'à Dakar, un plan incliné d'un angle égal à la latitude du lieu reçoit annuellement 3,14% de plus d'énergie qu'un plan horizontal. Pour Dakar ce gain est relativement faible. Il serait plus important pour des latitudes plus élevées à condition bien sûr que l'on incline le plan d'un angle égal à la latitude du lieu.

IV-3. PUISSANCE FOURNIE PAR UN MODULE

Nous avons considéré les photopiles comme des sources de courant. La ddp. aux bornes de la batterie est supposée constante et égale à 12 Volts. Le courant fourni par un module (I_{max}) en fonction de l'ensoleillement vérifie alors l'équation.

$$I_{max} = 7,3 \cdot 10^{-4} E$$

où I_{max} est exprimé en Ampères

E est l'éclairement en Watts/m²

Nous n'avons pas pris en compte le coefficient de température dont l'influence sur le courant de court-circuit du module est assez faible.

La figure n° 65 montre un module EPX47A et la figure n° 66 donne le courant et la puissance délivrés par le module en fonction de l'éclairement.

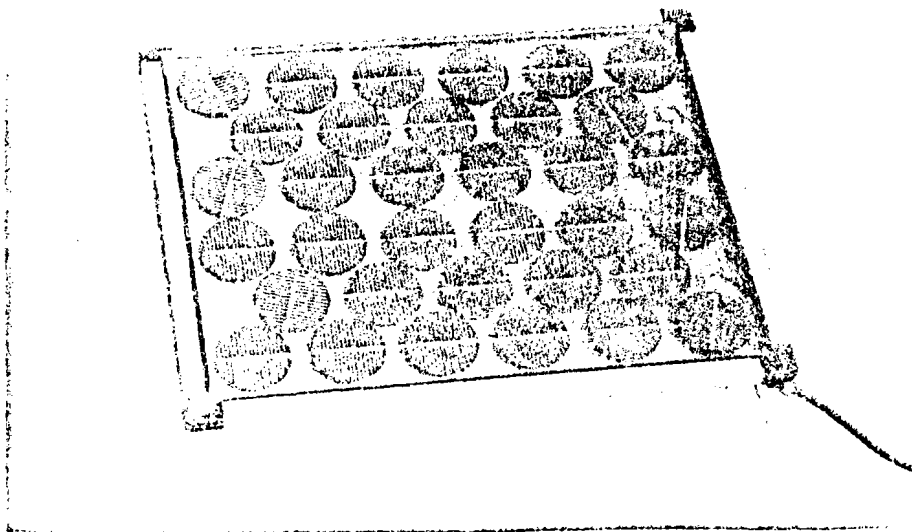


Fig. n° 65 : module EPX47A

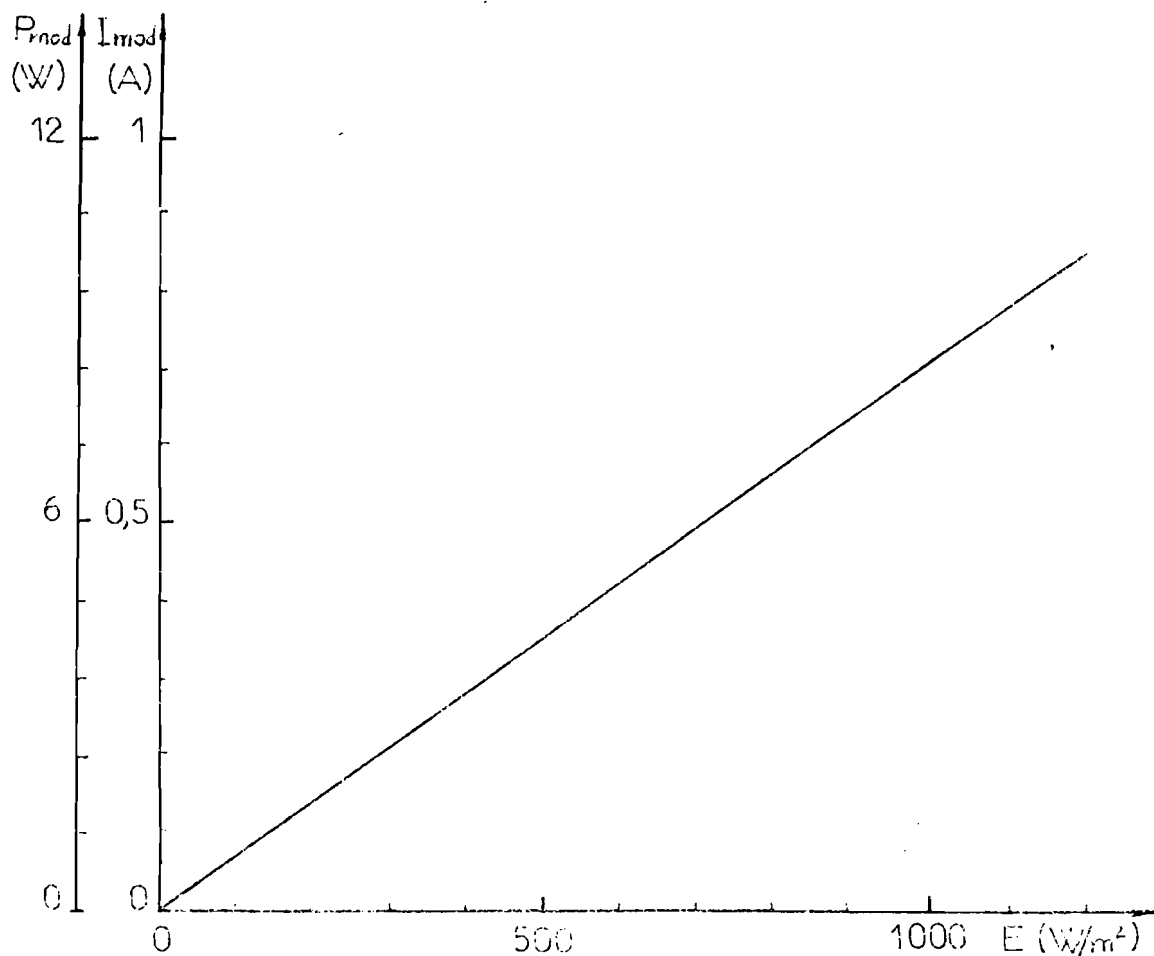


Fig. n° 66.: Courant et puissance délivrés par le module BPX47A en fonction de l'ensoleillement global sous une tension de 12 Volts.

IV-4. OPTIMISATION DU FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE

Chaque fois que cela est possible il faut bien sûr faire fonctionner la machine frigorifique dans des conditions de COP maximal. Alors le stock de froid est reconstitué dans des conditions optimales.

A priori si on se réfère aux résultats du chapitre III, le meilleur moment pour faire fonctionner le groupe semble bien être la nuit au cours de laquelle la température extérieure est plus basse en principe que le jour.

Nous pouvons également envisager de faire fonctionner le groupe au fil du soleil mais ce fonctionnement du compresseur pénalise le

CPE surtout s'il y a des écarts de températures extérieures relativement importants entre le jour et la nuit.

Nous avons donc adopté la solution qui consiste à stocker l'énergie solaire au cours de la journée dans une batterie tampon et à reconstituer la réserve de froid pendant la nuit.

Pour cela il faut prévoir un système aussi simple que possible mettant le groupe frigorifique en fonctionnement à partir d'un moment donné. Plusieurs solutions sont possibles comme par exemple un chronorelais ou éventuellement un interrupteur crépusculaire. Elles ne présentent aucune difficulté.

L'installation est évidemment munie d'un thermostat qui arrête le fonctionnement du groupe dès lors que la réserve de froid est complètement reconstituée. Par sécurité la valeur de consigne du thermostat est choisie de manière à obtenir un léger sous refroidissement du stock.

IV-5. DETERMINATION DU COEFFICIENT DE DECHARGE DE LA BATTERIE

Nous constatons que pour le type de fonctionnement de l'installation retenu, la batterie tampon fournit entièrement l'énergie nécessaire au groupe pour la reconstitution journalière de la réserve de froid. L'énergie cédée lui étant restituée pendant la période d'ensoleillement. De ce fait elle subit une décharge quotidienne relativement importante.

Il faut donc connaître le coefficient de décharge de la batterie.

La fonction de protection de la batterie contre une décharge excessive arrête le groupe dès que la tension aux bornes de l'accumulateur atteint 10,5 Volts ; nous faisons donc fonctionner la machine frigorifique en respectant cette contrainte.

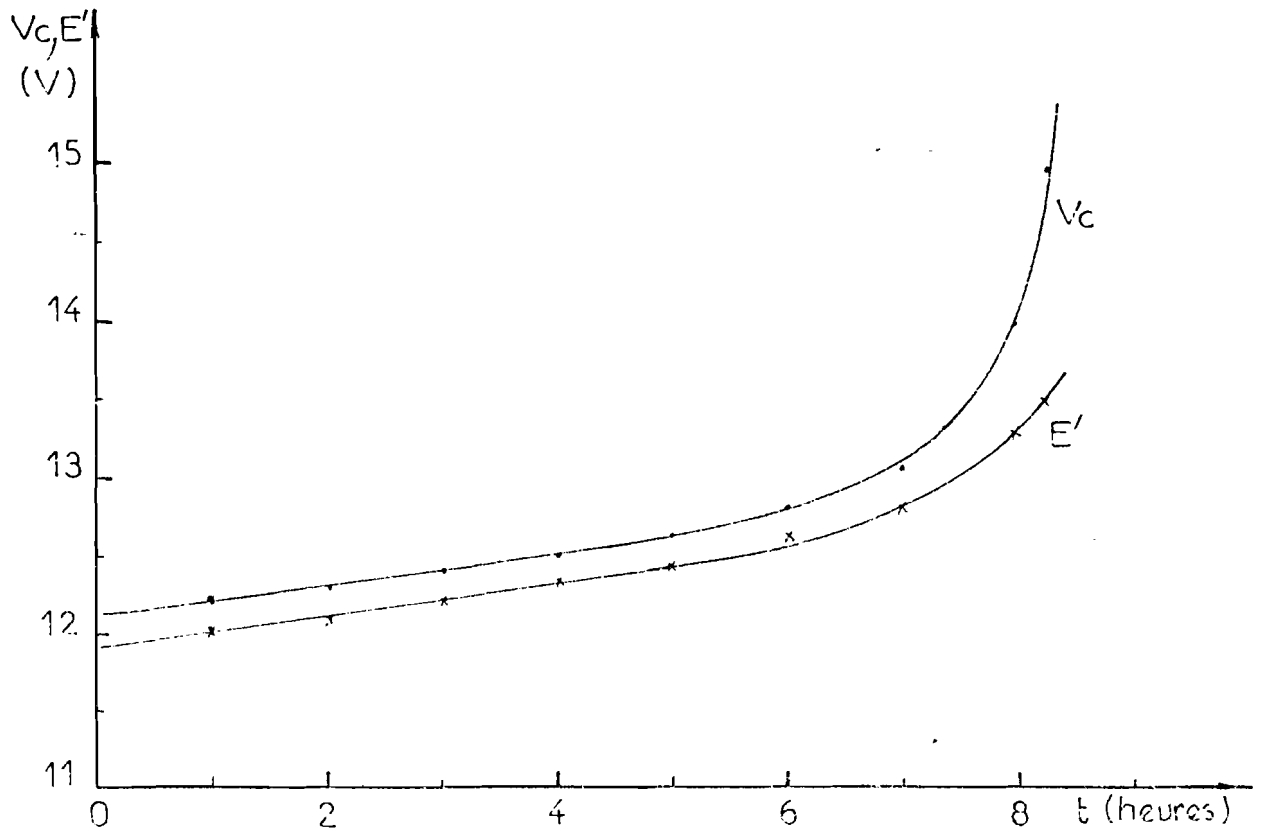


Fig. n° 67 : Charge de la batterie , $V_c, E' = f(t)$

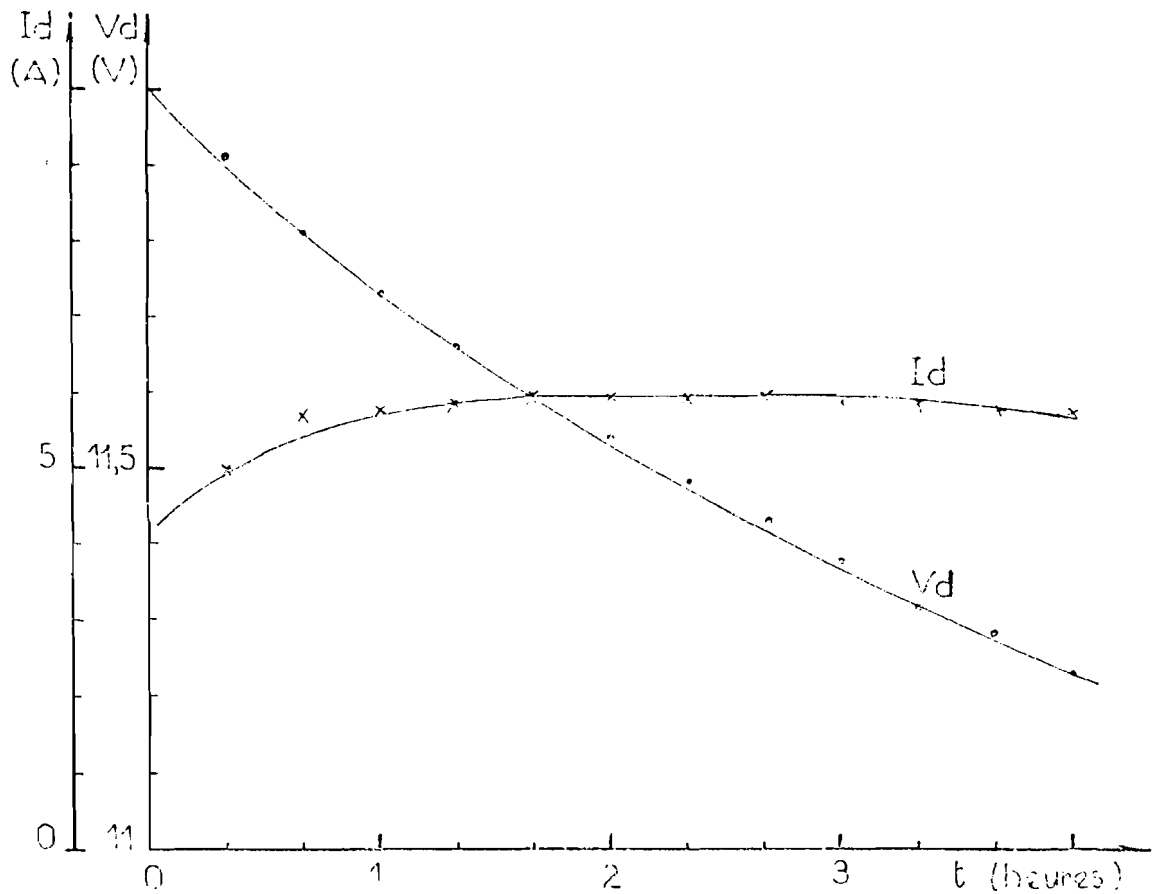


Fig. n° 68 : Décharge de la batterie

IV-5.1. Charge de la batterie

La figure n° 67 donne l'évolution de la tension de charge de la batterie, ainsi que celle de la force contre-électromotrice. L'énergie stockée pour un courant de charge égal à 3 A est de $1,14 \cdot 10^6$ J soit 26,4 A.H sous une tension de 12 Volts.

IV-5.2. Décharge de la batterie

La figure n° 68 donne le courant de décharge et la tension aux bornes de la batterie.

Pendant la décharge l'énergie fournie par la batterie est égale à $9,4 \cdot 10^6$ J, 21,64 A.H sous une tension de 12 Volts.

Par définition le coefficient de décharge est égal au rapport :

$$\text{Energie déstockée} / \text{Energie stockée} = 82\%$$

IV-6. DIMENSIONNEMENT DES MODULES ET DE LA BATTERIE

Les calculs effectués au niveau de ce paragraphe reposent sur les hypothèses suivantes :

- Le fonctionnement du compresseur est indépendant de celui des deux compartiments de conservation qui ne voient qu'une paroi à 0°C
- Le groupe fonctionne en régime quasi-stationnaire et une température d'évaporation égale à -5°C
- La charge de la batterie est complètement dissociée du fonctionnement de la machine frigorifique, comme nous l'avons précisé.
- La charge du côté compartiment annexe est renouvelée toutes les 24 heures et les pertes du compartiment principal sont essentiellement dues aux déperditions à travers les parois de l'enceinte (pour une température moyenne intérieure égale à 0°C).
- Les pertes dues aux ouvertures sont négligées.

IV-6.1. Dimensionnement à partir d'un bilan énergétique horaire

Le dimensionnement des modules et de la batterie est basé sur un calcul du bilan énergétique horaire de l'installation sur une durée de

cinq ans. Dans ce bilan interviennent :

- la quantité de frigories produites par la machine
- les déperditions à travers les parois des compartiments principal et annexe
- la quantité de frigories soutirées du stock pour satisfaire les besoins annexes

IV-6.1.1. Calcul du nombre de modules et de la capacité de la batterie jour par jour pour la région de Dakar

Pour chaque jour de la période 1981-1985, nous calculons le nombre de modules nécessaire pour la production de froid permettant de compenser les pertes thermiques globales. Les figures n° 69 et 70 représentent les résultats. Les tableaux n° 17 et 18 donnent pour chaque charge du compartiment annexe le nombre de modules et la capacité de la batterie en A.H. Nous précisons également la date à laquelle les valeurs maximales sont obtenues.

Charge	17 Jan. 81	31 Aout 82	24 Oct. 83	29 Sept. 84	06 Sept. 85
0	14	12	13	13	25
3	17	16	16	16	31
6	21	19	19	19	37
9	24	21	22	22	42

Tableau n° 17 - Nombre maximal de modules

Les capacités calculées supposent un taux de décharge égal à 80%. C'est autorisé sur une batterie au plomb sur laquelle notre choix s'est porté car c'est la plus courante et de plus faible cout. Une décharge supérieure à 80% entraîne la détérioration de la batterie.

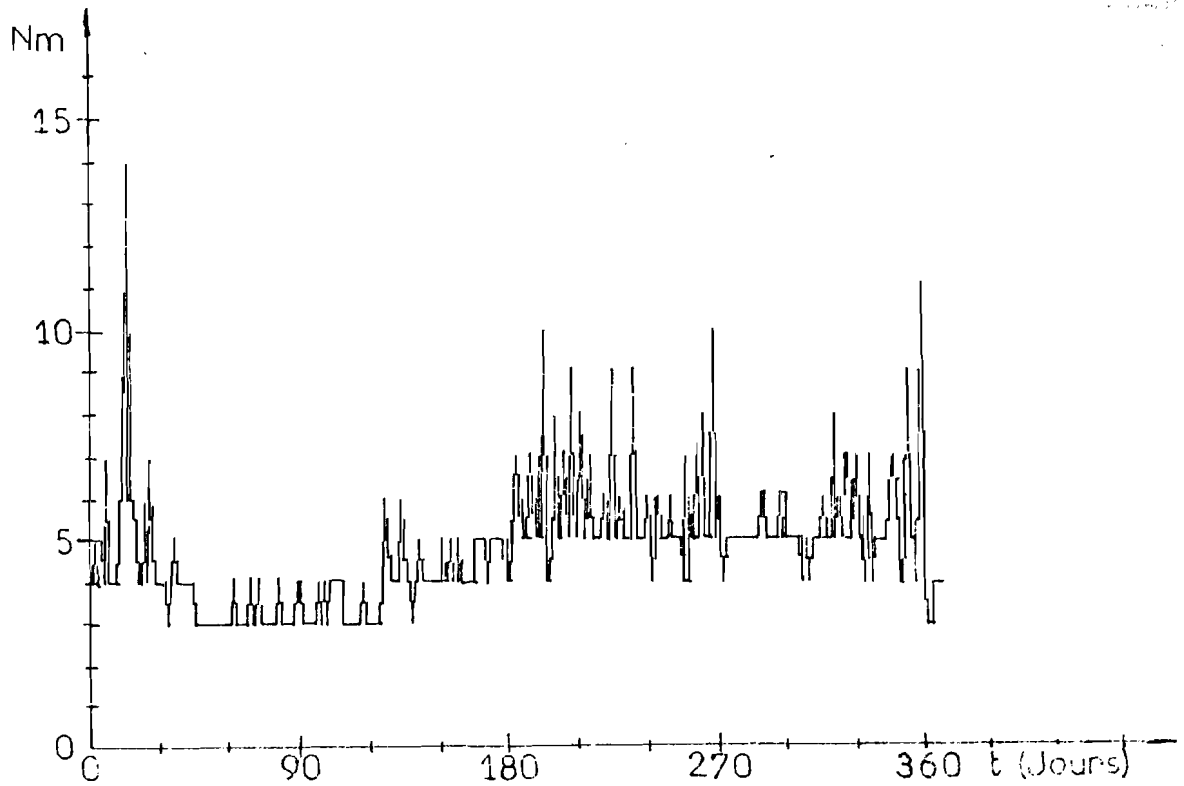


Fig. n° 69 : Nombre de modules photovoltaïques à prévoir pour chaque jour de l'année 1981 à Dakar. Charge du compartiment annexe nulle.

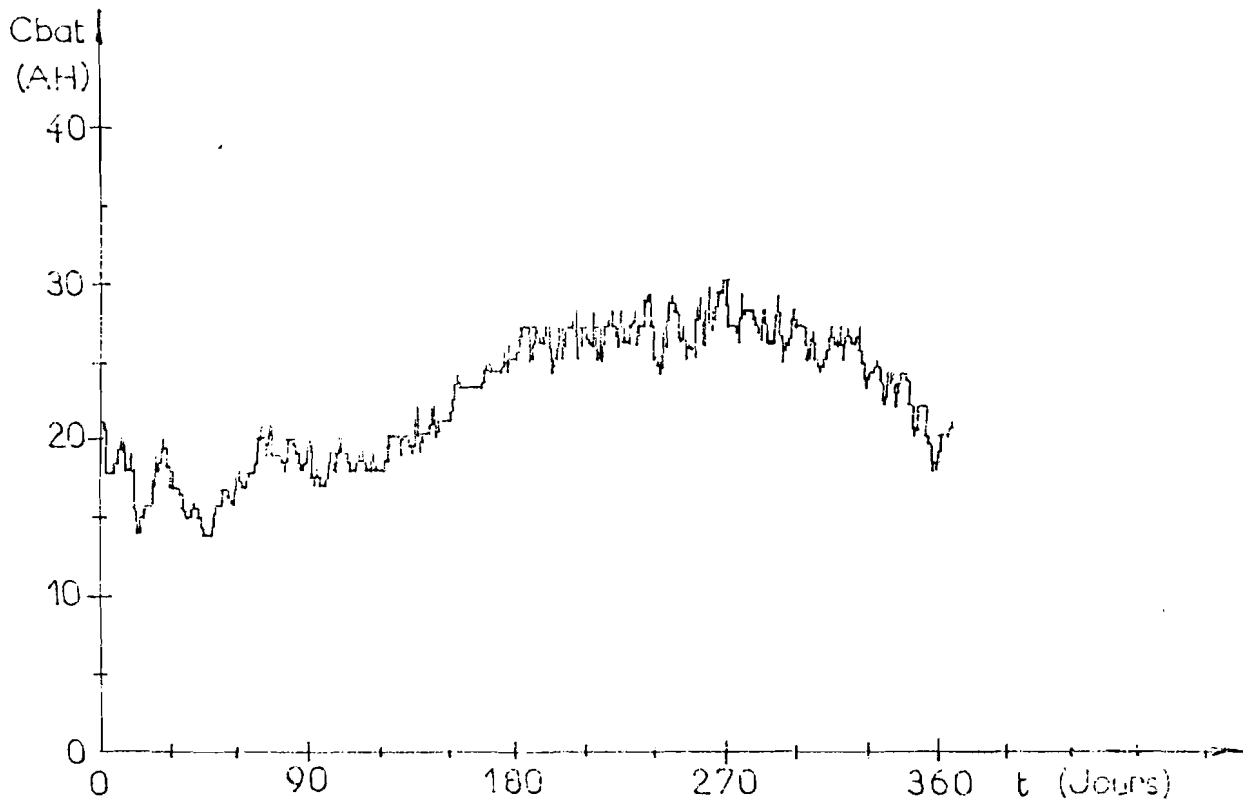


Fig. n° 70 : Capacité de la batterie nécessaire pour chaque jour de l'année 1981 à Dakar. Charge du compartiment annexe nulle.

Charge	Jour:					
	26 Sept. 81	29 Sept. 82	27 Oct. 83	28 Aout 84	09 Oct. 85	
0	30	30	29	29	29	
3	38	38	37	36	36	
6	45	45	46	44	44	
9	52	52	53	51	50	

Tableau n° 18 - Capacité maximale de la batterie (A.H)

En limitant la décharge à 80%, la batterie peut assurer un nombre de cycles de charges et de décharges égal à 500 /4/. On peut doubler ce nombre en limitant la décharge à 60%. Le rendement de décharge des batteries au plomb est assez élevé et égal à environ 80% /4/.

En étudiant les valeurs consignées dans les deux précédents tableaux, on remarque qu'en général c'est pendant la saison des pluies que nous avons les valeurs maximales du nombre de modules et de la capacité de la batterie.

C'est effectivement pendant cette période de l'année qu'au Sénégal les températures sont les plus élevées et que le ciel est le plus souvent nuageux.

IV-6.1.2. Calcul du nombre optimal de modules

A partir des valeurs maximales des capacités des accumulateurs chimiques, nous déterminons pour chaque charge thermique le nombre minimal de modules pour assurer le fonctionnement du réfrigérateur solaire sans que la réserve de froid ne devienne inférieure à aucun moment à 80% de sa valeur maximale.

Les résultats sont représentés sur le tableau n° 19.

Charge Annexe (kg)	Capacité maximale de la batterie (A.H)	Nombre maximal de modules	Nombre optimal de modules
0	30	14	5
3	38	17	6
6	46	21	7
9	54	24	-

Tableau n° 19 - Nombre optimal de modules
(diminution de la réserve de froid 20%)

Avec les hypothèses de calcul qui ont été faites, pour une charge annexe de 9 litres équivalent eau, on constate que le prélèvement sur le stock de froid dépasse 20%. Enfin, si l'on augmente la capacité des batteries les calculs montrent que le nombre de modules photovoltaïques à installer diminue. Ceci signifie que si la batterie a une capacité plus importante que nécessaire dans l'absolu, l'énergie solaire incidente est mieux utilisée. Pour fixer les idées le tableau n° 20 indique le nombre de modules à prévoir pour différentes valeurs de capacité de la batterie.

Charge Annexe (kg)	Capacité initiale	Capacité initiale +50%	Capacité initiale X2
0	5	4	3
3	6	5	4
6	7	6	5

Tableau n° 20 - Influence de la capacité de la batterie
sur le nombre de modules photovoltaïques à installer.

IV-6.2. Dimensionnant à partir des valeurs \overline{E}_t et $\overline{T_{ext}}$.

Le calcul des valeurs moyennes de l'ensoleillement et de la température extérieure donne (pour Dakar) :

$$\overline{E}_t = 6 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{jour}$$

$$\overline{T_{ext}} = 25^\circ\text{C}$$

Celles-ci sont utilisées pour déterminer le nombre de modules et la capacité de la batterie nécessaires pour compenser les pertes thermiques pour des charges journalières de 0, 3, 6 et 9 litres en compartiment annexe. Les résultats trouvés sont représentés sur la figure n° 71 sur laquelle nous avons également porté les valeurs trouvées à partir du bilan énergétique horaire.

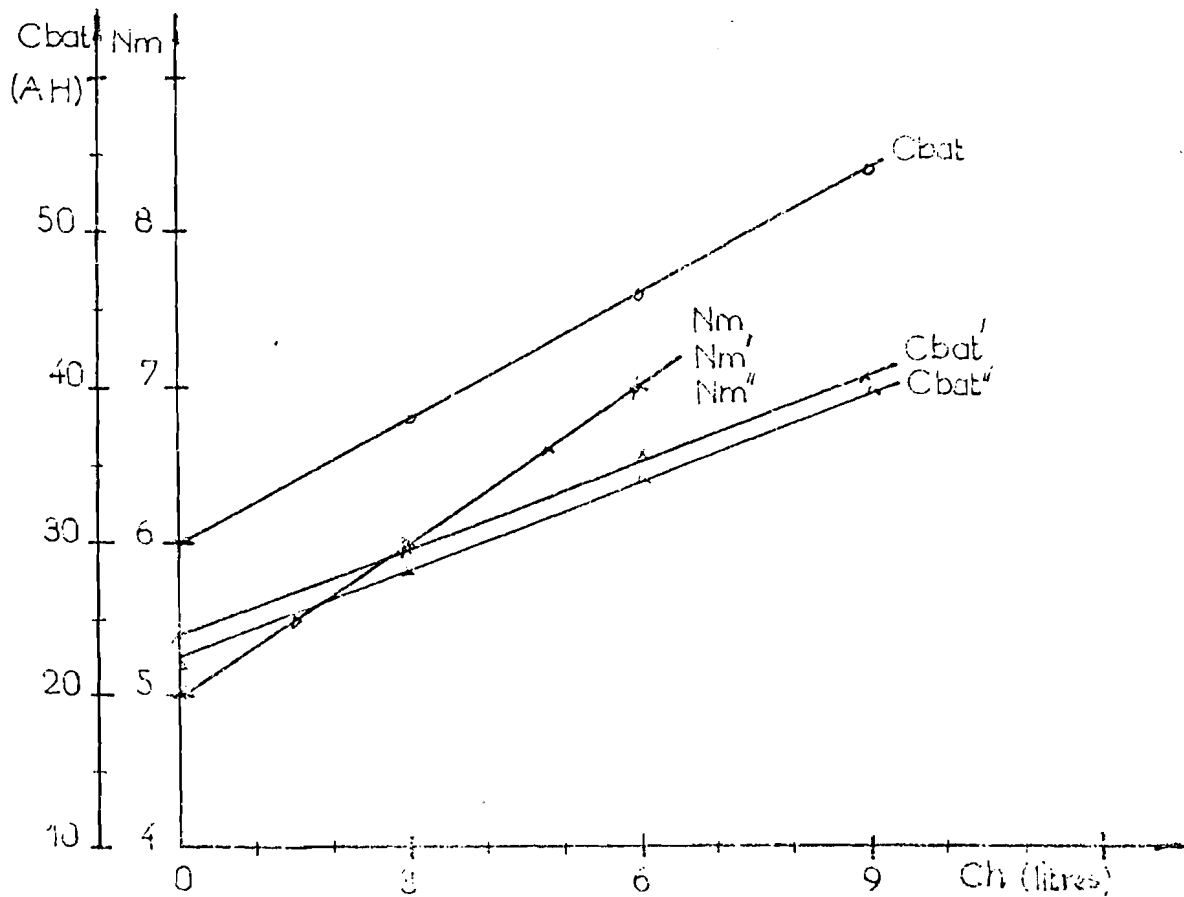


Fig. n° 71 : Nombre optimal de modules et la capacité de la batterie pour différentes charges annexes.

○ - à partir du bilan énergétique horaire (N_m , C_{bat})

× - à partir des valeurs moyennes \overline{E}_t , $\overline{T_{ext}}$ (N_m' , C_{bat}')

△ - N_m'' , C_{bat}''

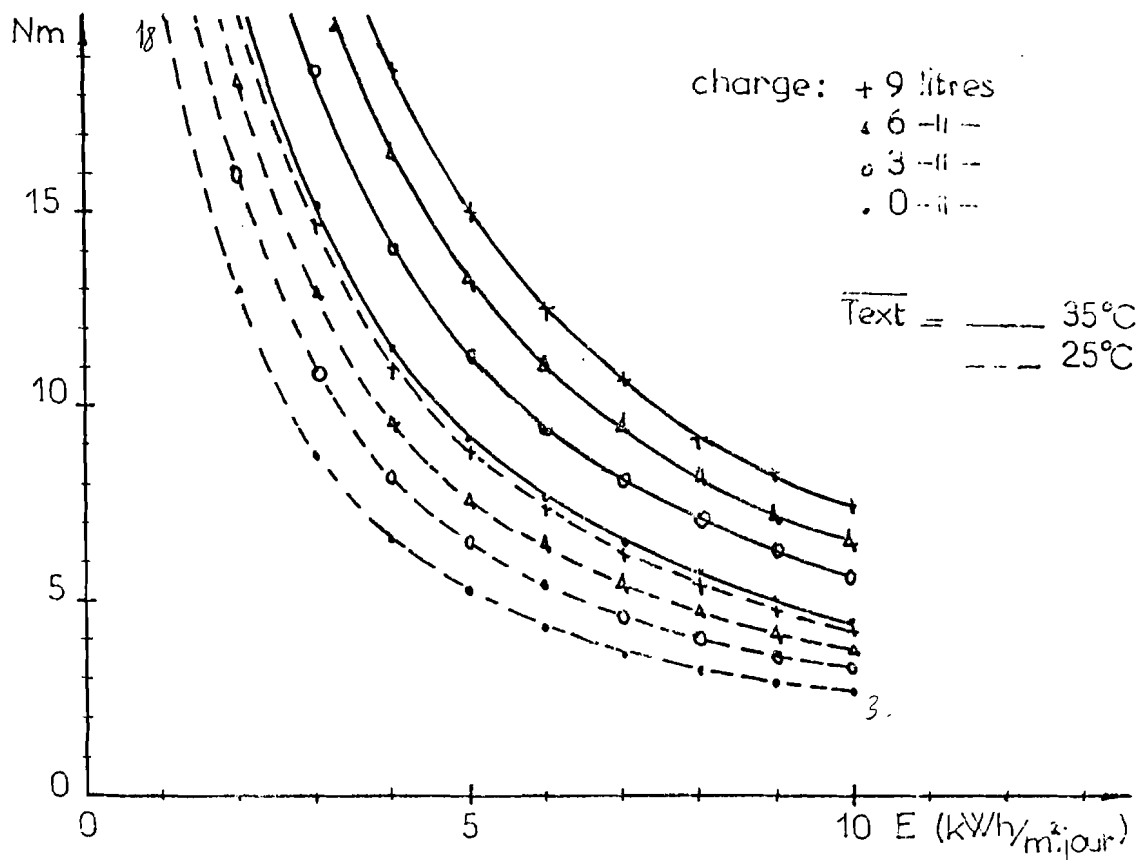


Fig. n° 72 : Nombre de modules photovoltaïques à prévoir en fonction de l'ensoleillement moyen. $\overline{T_{ext}}$ et charge du compartiment annexe = C^{litres}.

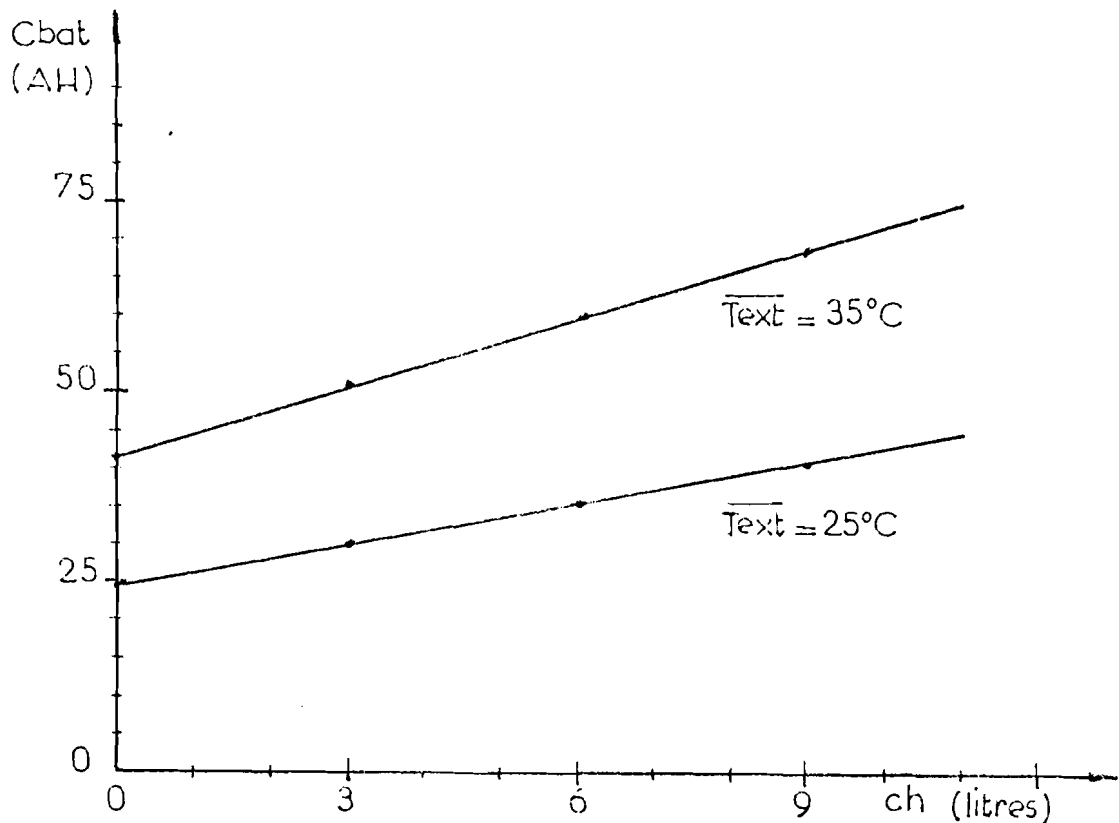


Fig. n° 73 : Capacité de la batterie en fonction de la charge du compartiment annexe. $\overline{T_{ext}} = C^{\text{litres}}$

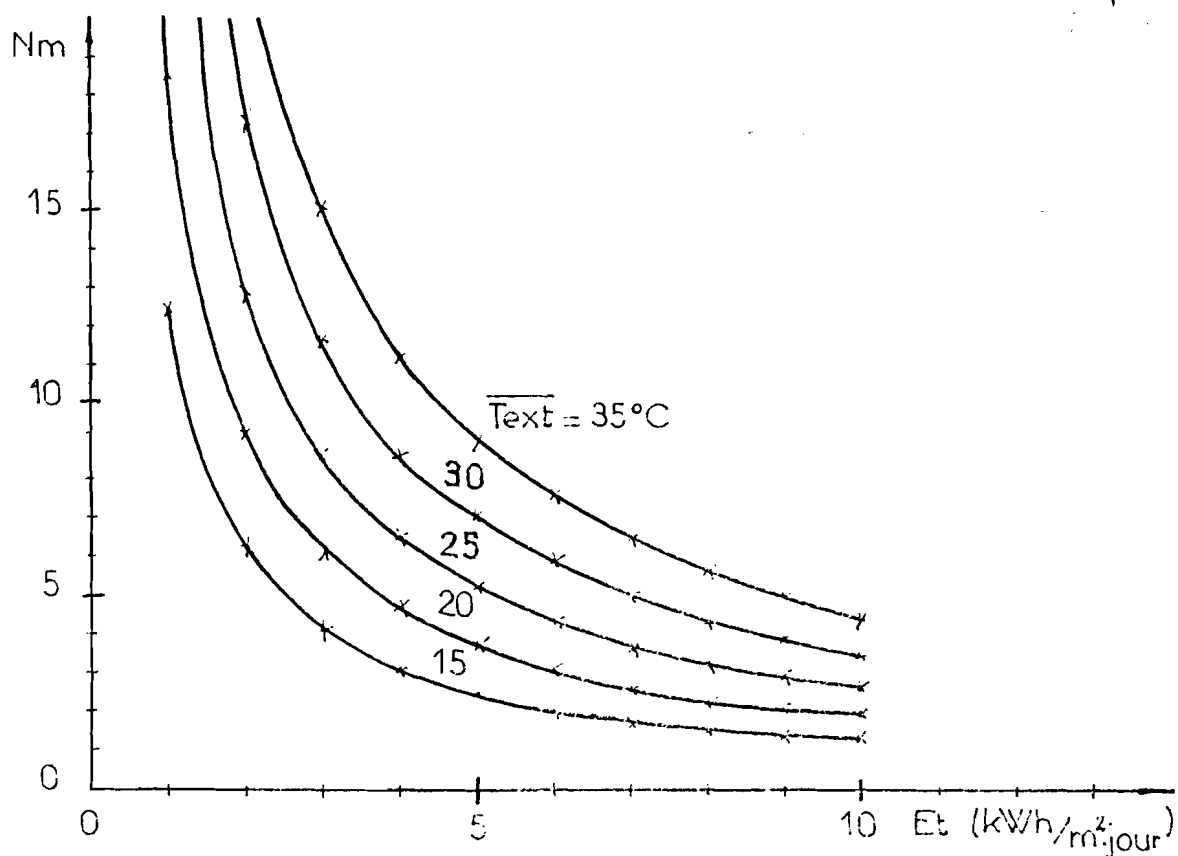


Fig. n° 74 : Nombre de modules photovoltaïques à prévoir en fonction de l'ensoleillement moyen Pour $\overline{T}_{ext} = 0^\circ\text{C}$, charge annexe = 0.

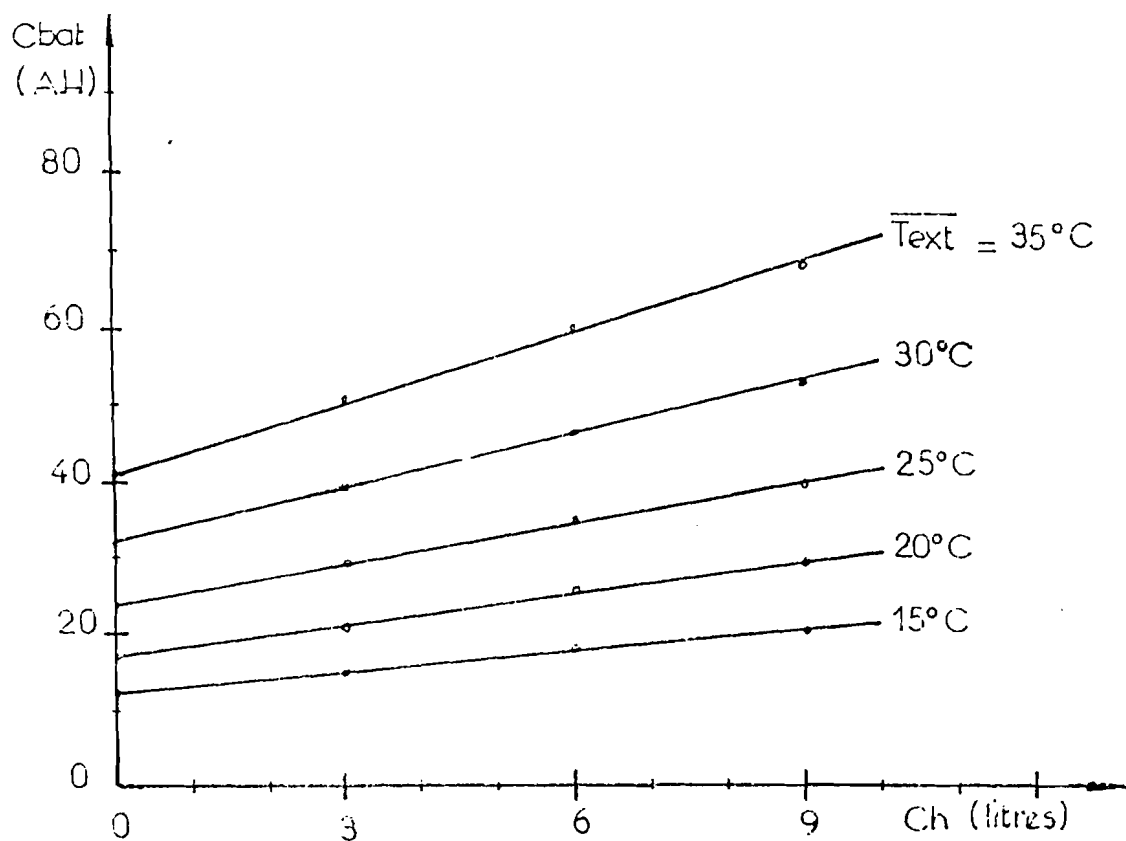


Fig. n° 75 : Capacité de la batterie en fonction de la charge du compartiment annexe. $\overline{T}_{ext} = 0^\circ\text{C}$

En posant

$$N_{m}'' = \left[\sum_{\text{jour}=1}^{365} N_{m}(\text{jour}) \right] / 365$$

et

$$C_{\text{Batt}}'' = \left[\sum_{\text{jour}=1}^{365} C_{\text{Batt}}(\text{jour}) \right] / 365$$

où $N_m(\text{jour})$ et $C_{\text{Batt}}(\text{jour})$ représentent le nombre de modules et la capacité de la batterie trouvés à partir du bilan énergétique.

Nous avons trouvé le même nombre de modules dans les trois cas et les valeurs de C_{Batt}' et C_{Batt}'' peuvent être considérées égales.

Les figures n° 73 et 74 donnent respectivement le nombre de modules et la capacité de la batterie pour des charges journalières de 0, 3, 6 et 9 litres pour $\overline{T_{\text{ext}}} \approx 25^\circ\text{C}$.

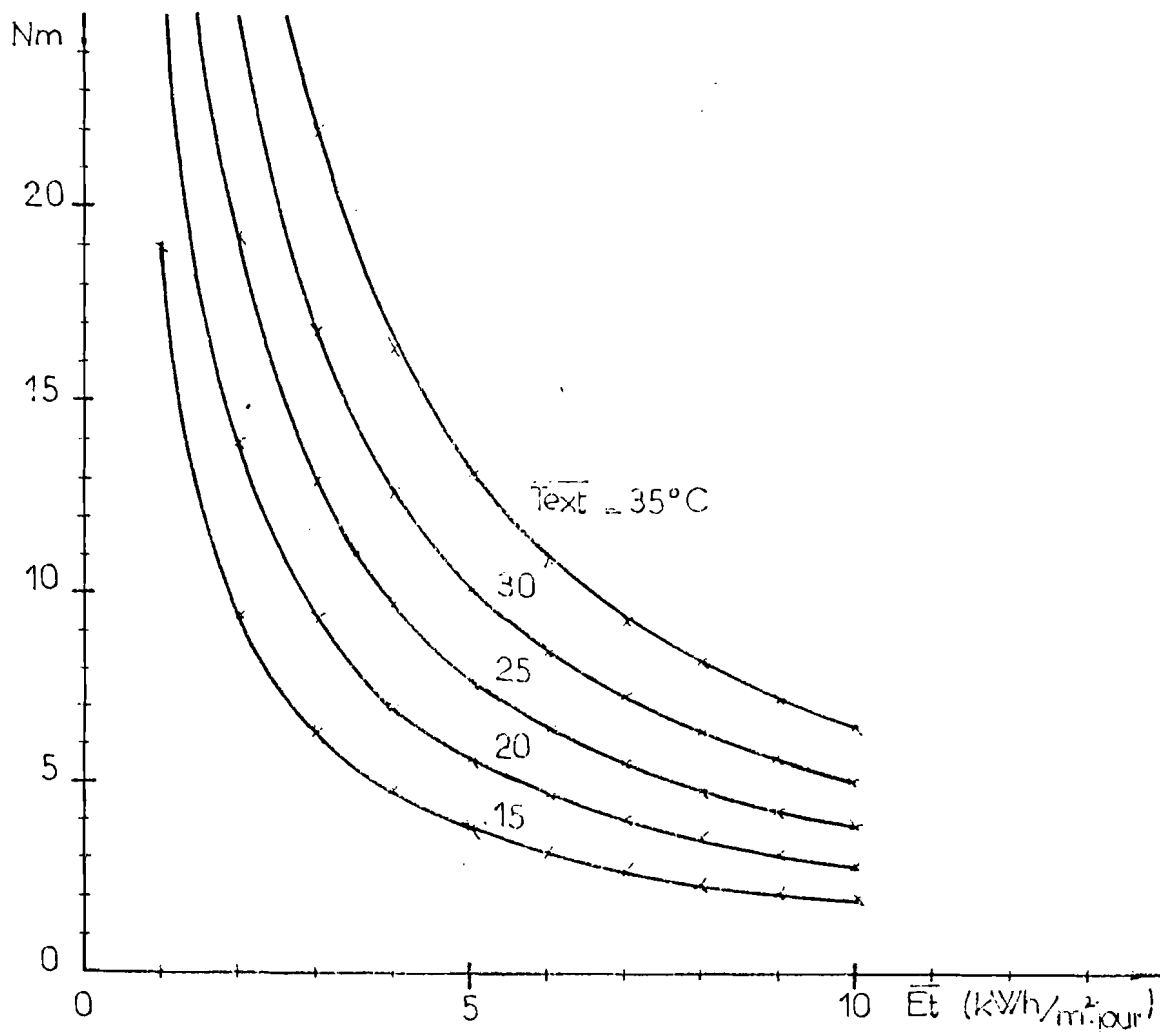


Fig. n° 76 : Nombre de modules pour une charge journalière annexe de 6 litres en fonction de l'ensoleillement moyen pour différentes températures

Il est intéressant de pouvoir déterminer le nombre de modules et la capacité de la batterie à installer en un lieu donné. Pour cela il est indispensable de disposer de données météorologiques du lieu sur une longue durée. Néanmoins nous donnons des courbes (figures 75 à 76) permettant d'avoir le nombre de modules BFX47A et la capacité de la batterie à installer en fonction des valeurs moyennes de la température extérieure et de l'ensoleillement.

Sur la base des résultats du dimensionnement à partir du bilan énergétique horaire il apparaît judicieux de choisir la capacité de l'accumulateur chimique en fonction de la température extérieure moyenne au cours de la journée réputée la plus chaude.

CHAPITRE V

ESSAIS DE FONCTIONNEMENT EN SITUATION REELLE

Dans ce chapitre nous présentons les performances du réfrigérateur mesurées dans des conditions de températures et d'ensoleillement assez difficiles telles qu'on en rencontre pendant la période de l'hivernage, aux mois de Septembre et Octobre (T_{ext} moyenne 30°C et ciel couvert - Annexe 10).

Bien entendu le nombre de modules photovoltaïques utilisés a été déterminé à partir des résultats présentés dans le chapitre précédent.

Enfin le fonctionnement du système était régi par le protocole suivant :

- charge de la batterie pendant la journée,
- mise en marche du groupe frigorifique pendant la nuit,
- lorsque la tension aux bornes de la batterie atteint la valeur maximale admissible de 15 Volts pour éviter de "gaspiller" l'énergie solaire, le groupe est tout de même mis en marche. Une batterie de plus forte capacité aurait permis d'éviter ceci.
- dès que la température de paroi froide T_{p0} atteint une valeur de consigne fixée à l'avance et justifiant a priori que le stock de froid est reconstitué le groupe frigorifique est arrêté.

Nous avons observé les scénarios suivants:

- charge principale constante = 9 litres d'eau et charge annexe renouvelée tous les jours et égale à 6 litres d'eau à 30°C .

- charge principale et charge annexe constantes respectivement égale à 9 et 6 litres d'eau.
- charge principale constante = 9 litres d'eau et charge annexe de 6 litres renouvelée tous les jours avec cinq ouvertures du compartiment principal pendant 5 minutes chacune.

Nos essais ont été réalisés pour les températures de paroi froide T_{p0} égales à -1°C et -5°C . En effet comme nous le verrons, la valeur choisie (-1°C) initialement s'est avérée un peu trop élevée.

V-1. FONCTIONNEMENT AVEC UNE TEMPERATURE DE CONSIGNE D'ARRET DE COMPRESSEUR EGALE A -1°C

V-1.1. Fonctionnement avec charge principale et charge annexe constantes

Dans cette configuration, nos calculs indiquent qu'à Dakar, pendant la période d'essais concernée (Sept./Oct.) il faut en principe prévoir 4 modules photovoltaïques R.T.C pour assurer le fonctionnement correct du réfrigérateur. Les essais ont donc été effectués avec ce nombre. Les résultats de nos mesures sont récapitulés sur la figure n° 77.

On remarque immédiatement une légère dérive des températures des charges principale et annexe qui dans ce cas peuvent être confondues et constituées en principe de vaccins et médicaments divers.

Cette dérive, assez faible, est de l'ordre de $0,4^{\circ}\text{C}/\text{jour}$. Elle semble disparaître ou du moins fortement diminuer à partir du cinquième jour de fonctionnement. Elle s'explique en partie par le fait que le nombre de quatre modules est critique ; l'ensoleillement comme nous avons pu le vérifier n'étant pas ce que nous pouvions attendre des statistiques météorologiques. Une autre raison semble-t-il, est que la température de consigne T_{p0} a été choisie trop élevée pour assurer la reconstitution complète du stock de froid.

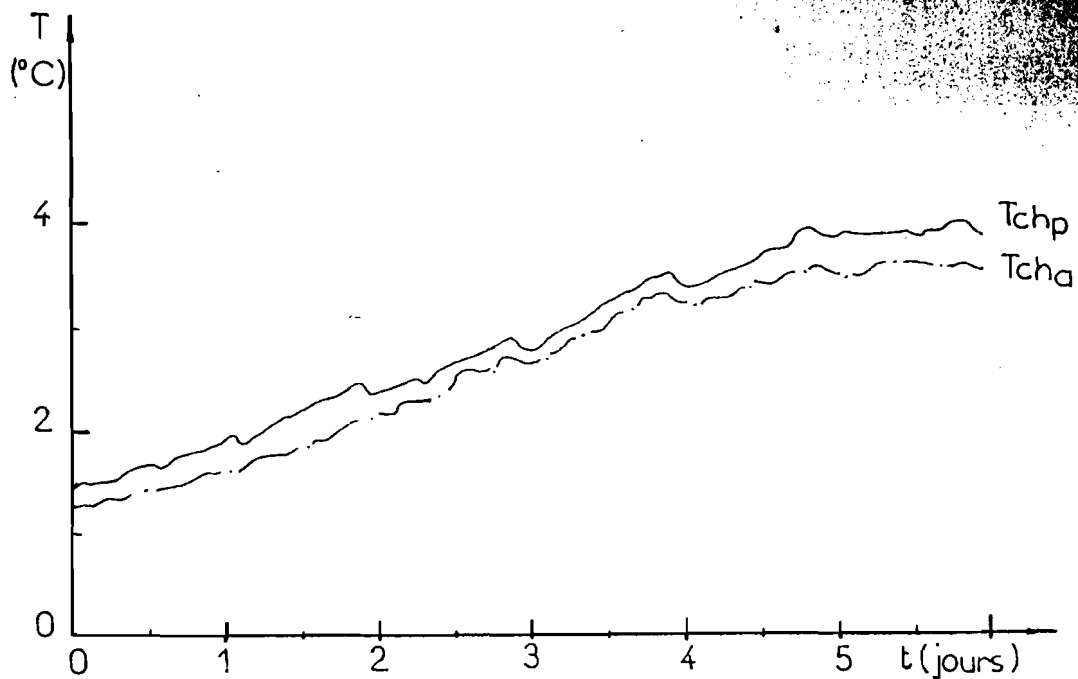


Fig. n° 77 : Evolution des températures de la charge principale T_{chp} et de la charge annexe T_{cha} en fonction du temps. (période du 14-19.09.87, $T_{ext.} = 29^{\circ}\text{C}$)

Sur la figure n° 78 nous représentons les courbes donnant la tension aux bornes de la batterie V_b , ainsi que le courant absorbé par le compresseur. Ces courbes illustrent parfaitement le fonctionnement du système tel que nous l'avions prévu.

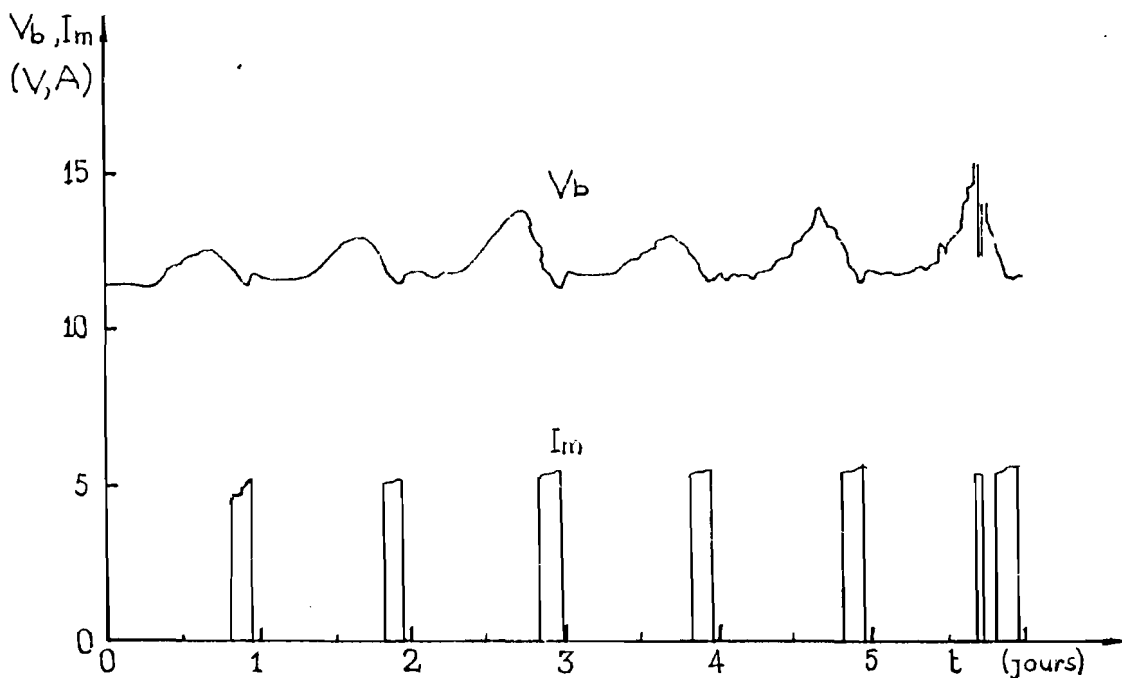


Fig. n° 78 : Tension aux bornes de la batterie et courant absorbé par le groupe frigorifique au cours du temps. (période de fonctionnement 14-19/09/87)

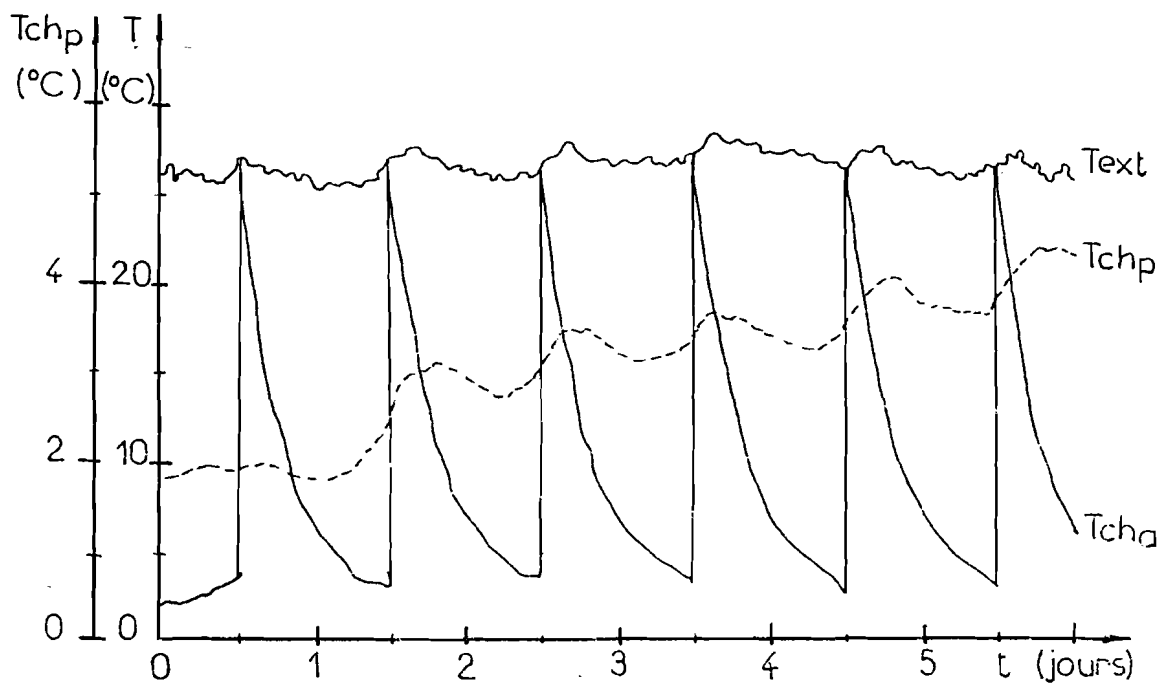


Fig. n° 79 : Evolution des températures de la charge principale T_{chp} et de la charge annexe T_{cha} en fonction du temps. (période du 07-12.09.87)

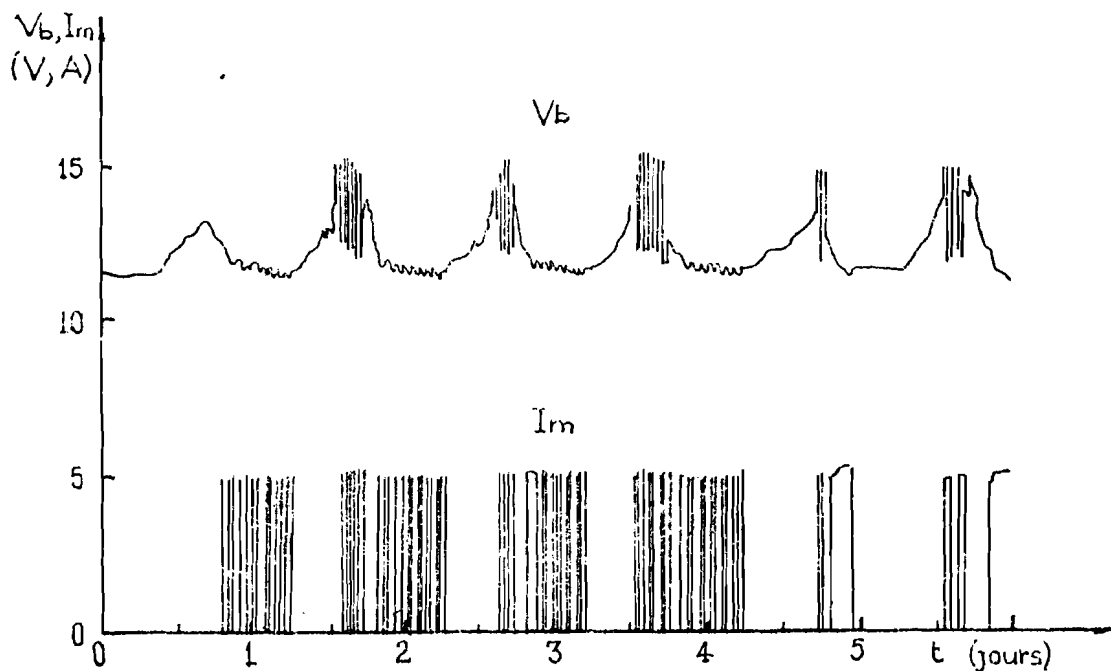


Fig. n° 80 : Tension aux bornes de la batterie V_b et courant absorbé I_m par le groupe frigorifique au cours du temps. (période du 07-12.09.87)

V-1.2. Fonctionnement à charge principale constante et charge annexe renouvelée quotidiennement

Cette configuration est celle où le stock de vaccins et de médicaments est conservé sans modification et sans ouverture du compartiment concerné. Par contre on introduit chaque jour dans le compartiment annexe 6 litres d'eau à la température ambiante représentant les besoins personnels de l'utilisateur. Les mesures font l'objet des courbes n° 79 et n° 80. Dans cette configuration le nombre de modules R.T.C était égal à 8, nombre prévu par nos calculs.

On constate toujours une légère dérive de la température de la charge principale de l'ordre de $0,4^{\circ}\text{C}/\text{jour}$ dont l'explication est la même que dans le cas précédent, a priori.

V-1.3. Fonctionnement à charge principale constante avec ouvertures périodiques du compartiment et charge annexe renouvelée tous les jours par fractions

Cette configuration correspond à un scénario d'utilisation tout à fait réaliste. Le compartiment a été ouvert cinq fois à intervalles réguliers pendant 5 minutes et la charge annexe a été renouvelée quotidiennement : 1,5 litre le matin, 3 litres à midi et 1,5 litre le soir. Le comportement du système fait l'objet des courbes n° 81 et n° 82.

On remarque que le phénomène de dérive en température évoqué précédemment est toujours présent et même accentué (manque de soleil prolongé, temps très couvert pendant deux jours) explique en partie cette dérive. On pourrait pallier à cet inconvénient en choisissant une température de consigne T_{po} plus faible de façon à s'assurer de la reconstitution du stock et en prenant un coefficient de sécurité au niveau du nombre de modules photovoltaïques.

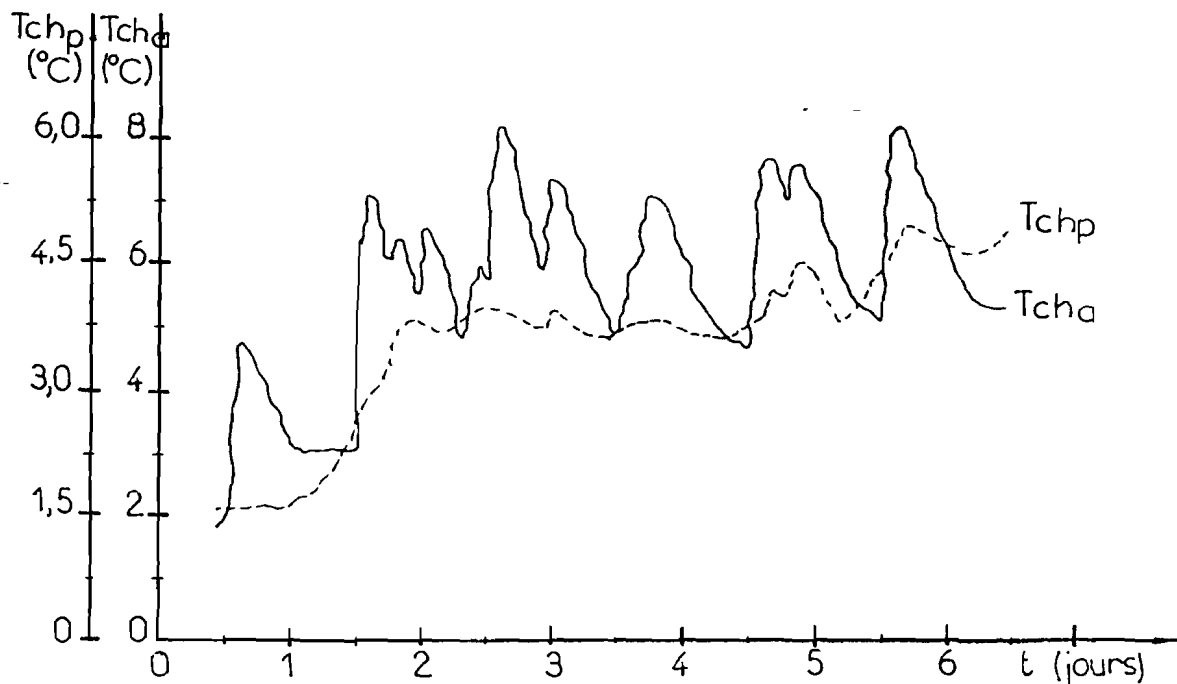


Fig. n° 81 : Evolution des températures de la charge principale et de la charge annexe en fonction du temps. (période du 22-28.09.87, $\overline{T_{ext}} = 28^{\circ}\text{C}$)

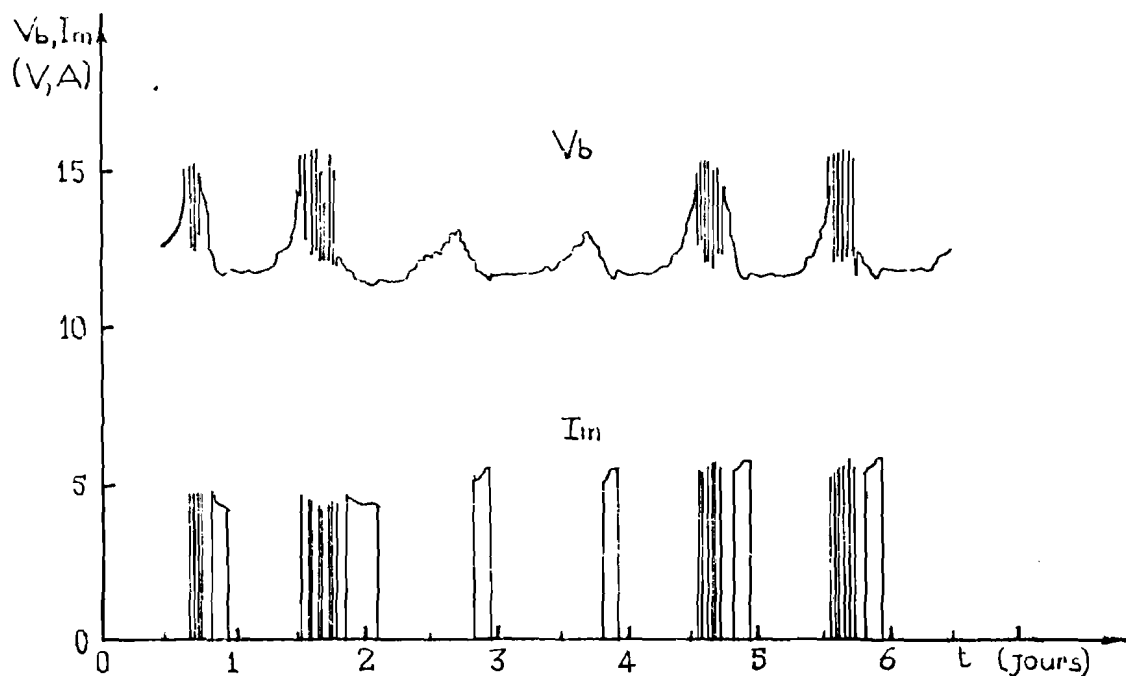


Fig. n° 82 : Tension aux bornes de la batterie et courant absorbe par le groupe frigorifique au cours du temps. (période du 22-28.09.87)

V-2. FONCTIONNEMENT A CHARGE PRINCIPALE CONSTANTE ET CHARGE ANNEXE
RENOUVELEE TOUS LES JOURS PAR FRACTIONS AVEC UNE TEMPERATURE DE CON-
SIGNE D'ARRET DU COMPRESSEUR EGALE A -5°C

Pendant les six premiers jours de cet essai (04-10.10.87) nous avons suivi le protocole expérimental déjà défini. Les figures n° 83 et 84 donnent les évolutions des températures des charges V_{in} et I_{in} . On constate que $T_{c_{r_{in}}}$ augmente en début d'essais et puis se stabilise autour de 4°C.

La courbe de charge de la batterie (figure n° 84) confirme que l'ensoleillement a été relativement faible pendant les deuxième et troisième jours de l'essai.

Pour clore les essais nous avons décidé à partir du sixième jour de faire fonctionner le réfrigérateur au fil du soleil. Celui-ci étant alors directement piloté par l'unité électronique Danfoss.

Nous rappelons que le groupe fonctionne dès que la tension aux bornes de la batterie dépasse 11,5 Volts. On constate que pendant la période de cet essai le fonctionnement est satisfaisant. Cependant nous soulignons que le ciel fut particulièrement couvert du 11 au 15 Oct. 87 (figure n° 86), ce qui nous a amené à réduire de moitié la charge annexe pendant la période du 13-16 Oct. 87 afin d'éviter la divergence du système.

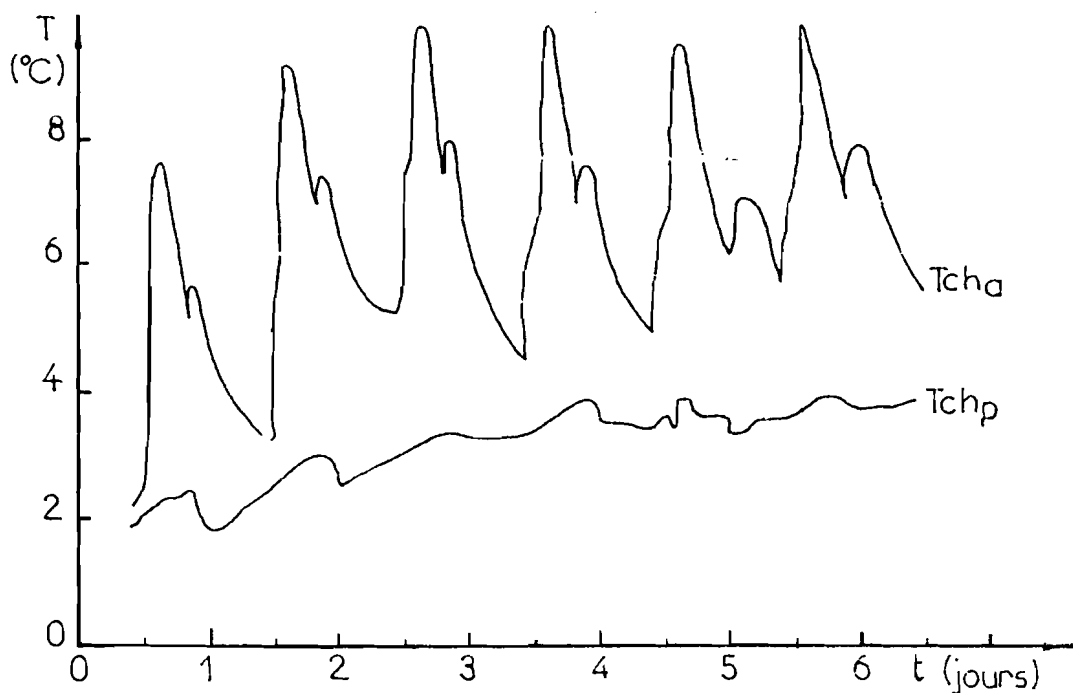


Fig. n° 83 : Evolution des températures de la charge principale T_{chp} et de la charge annexe T_{cha} en fonction du temps. $\overline{T_{cha}} = 30,5^{\circ}\text{C}$ (période du 04-10.10.87).

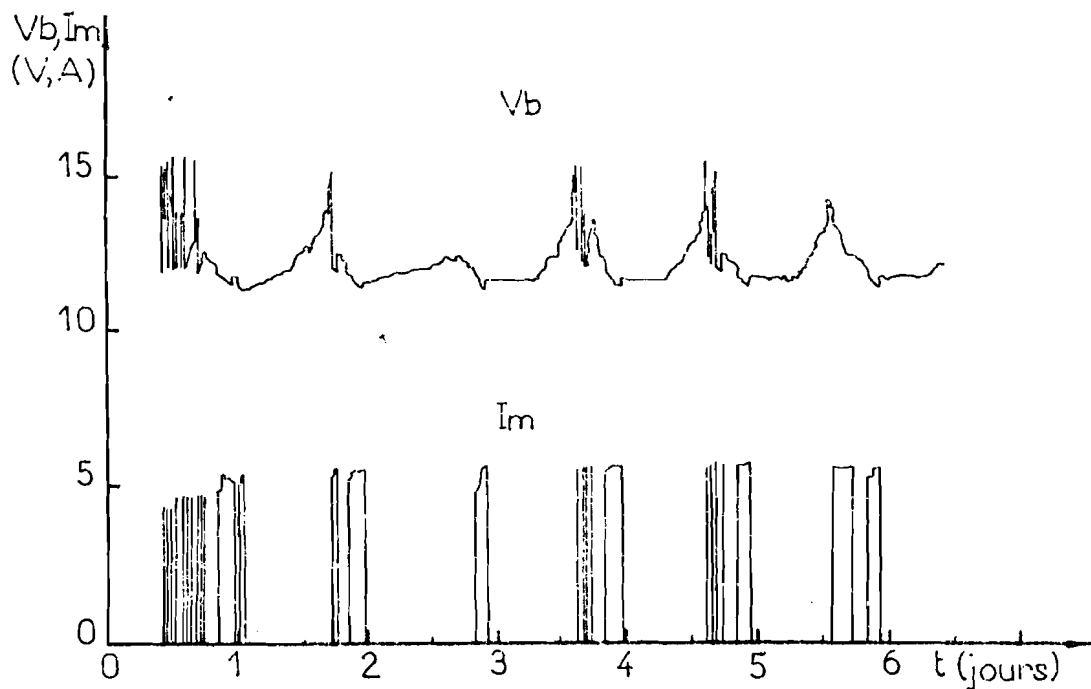


Fig. n° 84 : Tension aux bornes de la batterie V_b et le courant I_m absorbé par le groupe frigorifique au cours du temps (période du 04-10.10.87).

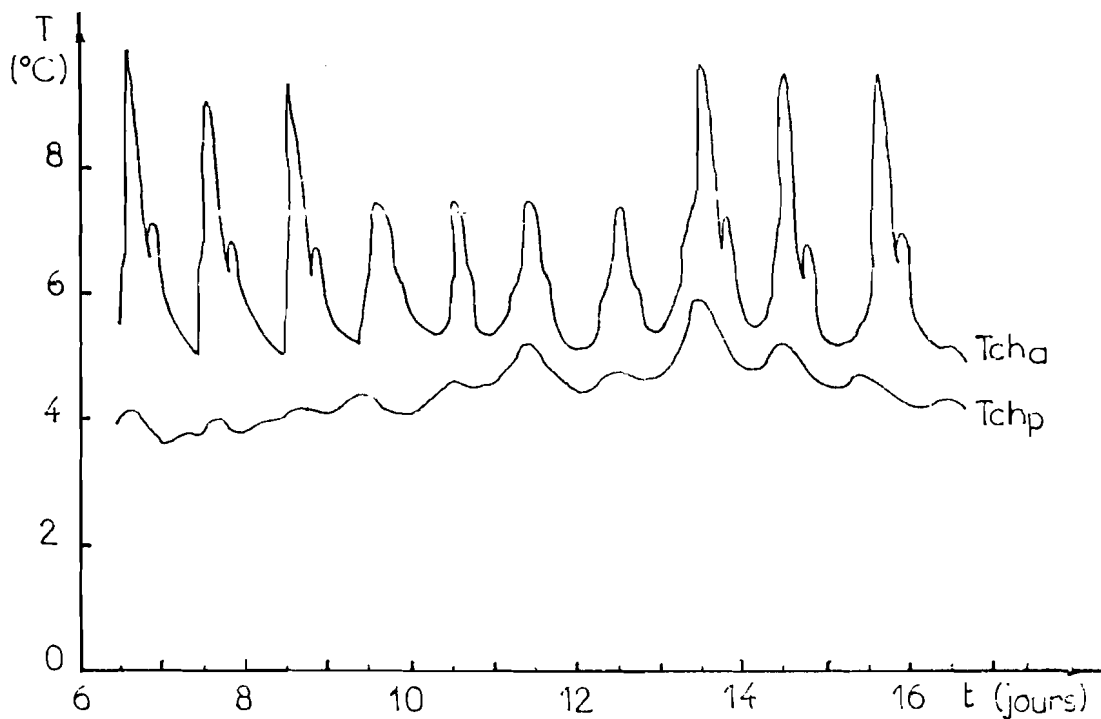


Fig. n° 85 : Evolution des températures de la charge principale T_{cha} et de la charge annexe T_{chp} en fonction du temps lors du fonctionnement au fil du soleil $\overline{T_{ext}} = 31^{\circ}\text{C}$ (période du 10-12.10.87).

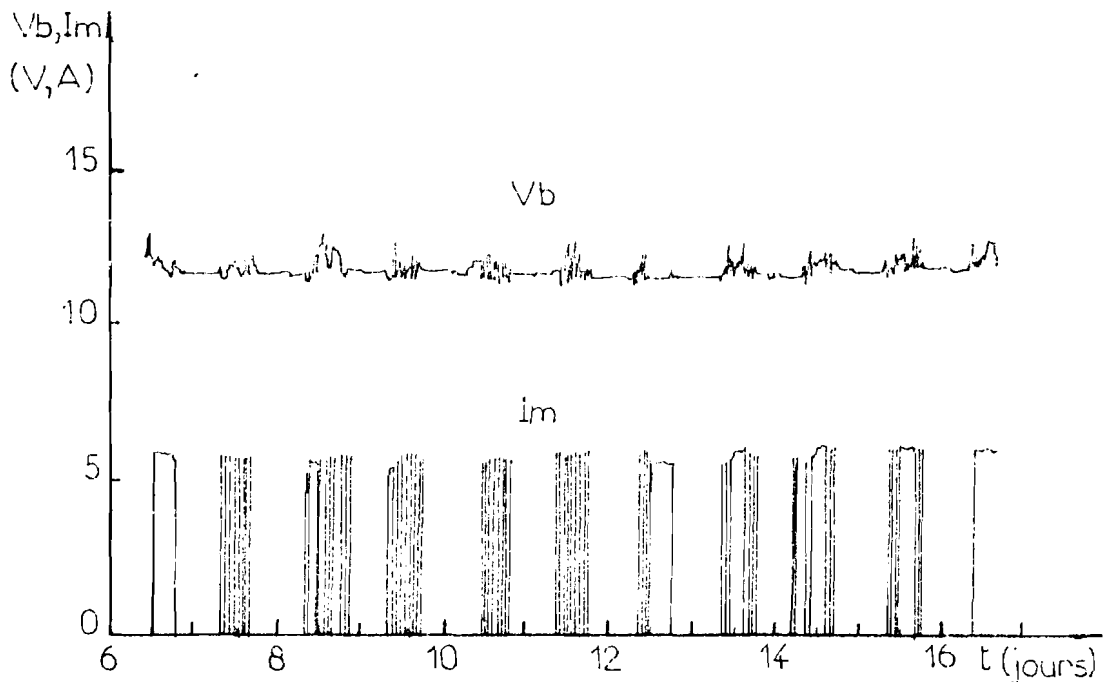


Fig. n° 86 : Evolution de la tension de la batterie V_b et du courant I_m absorbé par le groupe frigorifique lors du fonctionnement au fil du soleil.

CONCLUSION

Il apparait au vu des résultats expérimentaux que nous avons présentés, que le prototype de réfrigérateur solaire à réserve de froid que nous avons conçu possède bien les performances calculées par le biais de la modélisation du système.

Les essais en situation réelle d'utilisation réalisés à une température ambiante pratiquement constante sur deux mois et égale à 30°C montrent que la température de la charge principale supposée représenter des vaccins, n'a jamais atteint le seuil de 8°C toléré par l'O.M.S malgré des conditions d'ensoleillement particulièrement défavorables si l'on s'en réfère aux statistiques.

Les conditions d'utilisation simulées étaient assez sévères car chaque jour le compartiment annexe recevait 6 litres d'eau à environ 30°C. Il est bien évident qu'en cas de manque de soleil prolongé l'utilisation du compartiment annexe à des fins "non médicales" mérite d'être remis en question ! Ceci montre que le système possède une marge de sécurité non négligeable.

Nous avons aussi montré qu'à partir de nos calculs et abaques il est possible de prévoir les performances d'un réfrigérateur de volumes utile et "hors-tout" différents de ceux du prototype étudié. L'intérêt

de notre étude est d'avoir montré également la possibilité d'optimiser le nombre de photopiles et la capacité de la batterie afin de réduire au maximum le coût du système. Cet aspect des choses est intéressant si l'on envisage des applications où les contraintes en température sont moins sévères, par exemple un réfrigérateur domestique.

Rappelons aussi que dans le cas d'une utilisation itinérante comme par exemple lors d'une campagne de vaccination il est possible de faire fonctionner le réfrigérateur sur l'installation électrique du véhicule automobile dans lequel l'appareil est transporté. Une fois installé sur le site les huit modules photovoltaïques nécessaires couvrent une surface d'environ 2 m² ce qui est assez peu encombrant.

Enfin les performances du réfrigérateur, notamment sa faible consommation d'énergie, quelques dixièmes de kilowatts-heure par jour sa quasi immunité aux coupures d'électricité permettent d'imaginer une réalisation "grand public" à un coût qui ne serait certainement pas excessif. Nos investigations actuelles vont dans ce sens.

Bien entendu le prototype n'est pas parfait et des améliorations peuvent être apportées notamment en concevant un évaporateur immergé de meilleure géométrie et en remplaçant la tôle d'acier zingué par un métal meilleur conducteur de la chaleur.

Notre travail mérite donc d'être poursuivi en s'intéressant plus à la partie technologique. Lorsque nous disposerons de prototypes de seconde génération, il faudra bien entendu les expérimenter dans des conditions de milieu réel (case de santé, campagne de vaccination).

ANNEXE N° 1

FIG. n°1 Vue en perspective du caisson extérieur de l'enceinte.

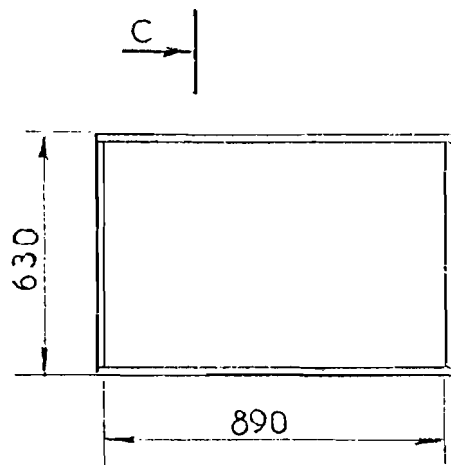
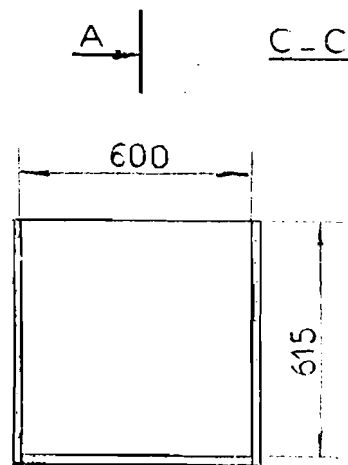
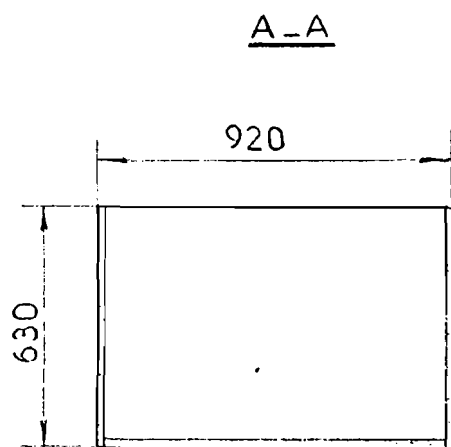
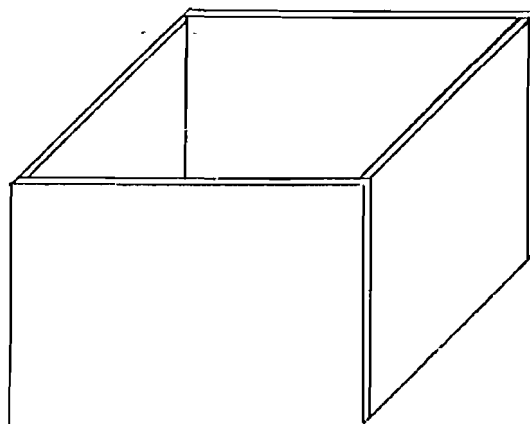


FIG. n°2 (A-A): coupe longitudinale

FIG. n°3 (C-C): coupe transversale

FIG. n°4 vue de dessus

ANNEXE N°2

FIG. n°1. vue en perspective du couvercle d'un compartiment.

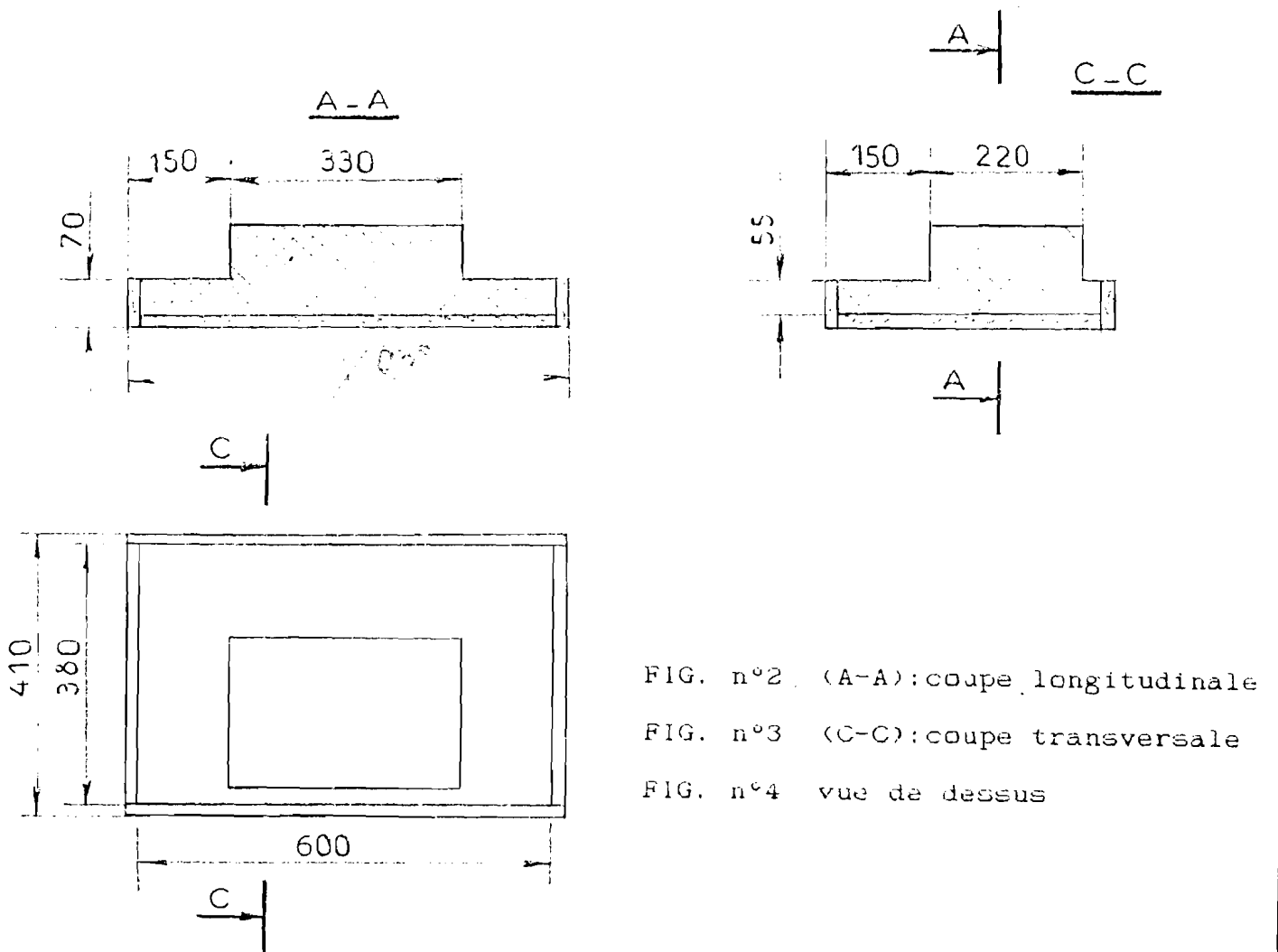
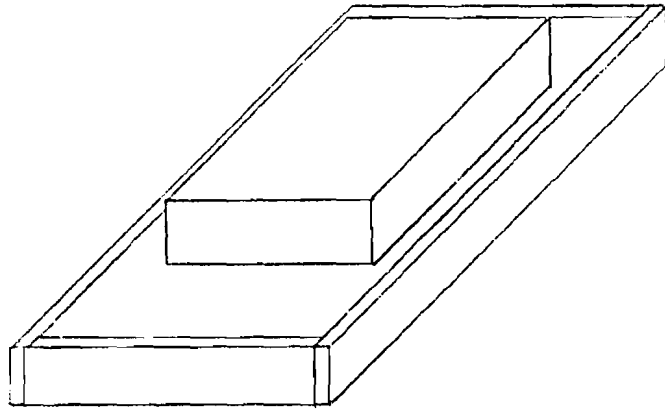


FIG. n°2 (A-A): coupe longitudinale

FIG. n°3 (C-C): coupe transversale

FIG. n°4 vue de dessus

ANNEXE N°3

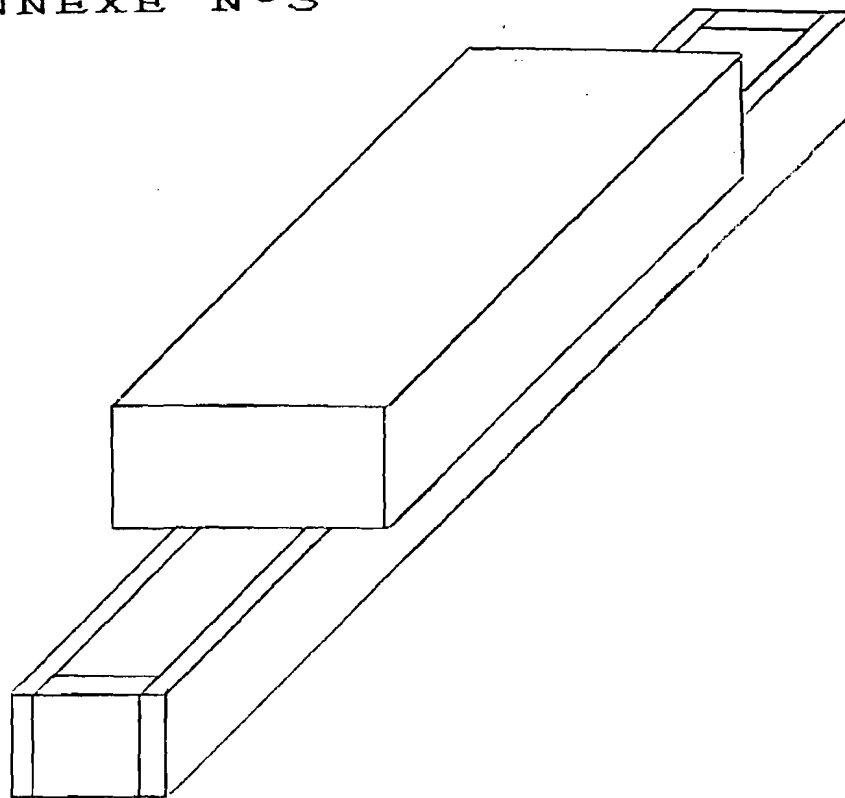


FIG. n°1 Vue en perspective du couvercle de la réserve de froid.

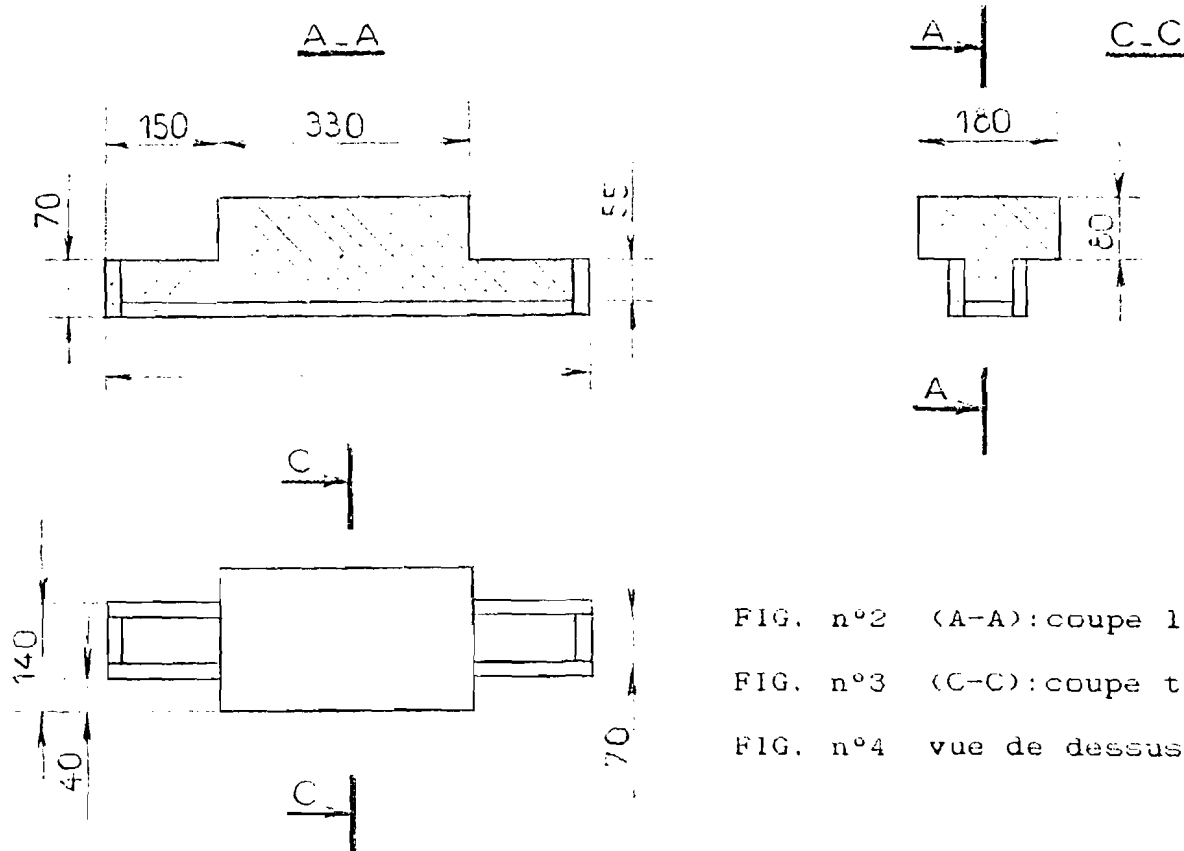


FIG. n°2 (A-A): coupe longitudinale

FIG. n°3 (C-C): coupe transversale

FIG. n°4 vue de dessus

ANNEXE N°4

PROGRAMME DE DIMENSIONNEMENT DE L'ENCEINTE

```

10 '   DIMPROTO
20 ' DIMENSIONNEMENT DU PROTOTYPE
30 VP=30 :VA=30 'VOLUMES COMPARTARTIMENTS PRINCIPAL ET ANNEXE,LITRES
40 DES=0 : TMI=4 : TMEXT=35 :CHI=7:CHE=10 'CHI,CHE W/m^2/°C
50 ' TMI, TMEXT : TEMPERATURES MOYENNES INTERIEURE ET EXTERIEURE °C
60 NJA=5 ' NOMBRE DE JOURS D'AUTONOMIE
70 HE=.36 :LE=.29 'HAUTEUR ET LARGEUR DE L'EVAPORATEU EN METRES
80 LG=80*4180 ' ENTHALPIE DE CHANGEMENT DE PHASE J/kg
90 LAMDA=.044 'CONDUCTIVITE THERMIQUE DU POLYSTYRENE ,W/m.°K
100 RAU=.91 ' MASSE VOLUMIQUE DE LA GLACE A 0°C,kg/m^3
110 ' -----
120 '           FOR E=.07 TO .17 STEP .02
130 ' -----
140 '           CALCUL DES DIMENSIONS DES COMPARTIMENTS DE L'ENCEINTE
150 ' -----
160 'E: EPAISSEUR DE L'ISOLANT
170 LARGST=LE+2*DES : EPAIST=.135+2*DES :HAUTST=HE+2*DES 'STOCK
180 LARGCP=VP*.001/LARGST/HAUTST 'LARGeur Compartiment Principal
190 LARGCA=VA*.001/LARGST/HAUTST 'LARGeur Compartiment Annexe
200 LONGIENC=LARGCP+EPAIST+LARGCA'LONGueur Intérieure de l'ENCeinte
210 LARGIENC=LARGST :HAUTIENC=HAUTST 'HAUTEur LARGeur Int. ENCeinte
220 ' -----
230 '           CALCUL DU COEFFICIENT DE DEPERDITIONS K(W/C)
240 ' -----
250 A=LARGIENC/2 : B=LONGIENC/2 : C=HAUTIENC/2
260 F=8*((A*B + B*C + C*A)/E + .54*(A+B+C) +.15*E)' FACTEUR DE FORME
270 SIENC=(2*LONGIENC+2*LARGIENC)*HAUTIENC+2*LONGIENC*LARGIENC
280 LONGEENC=LONGIENC+2*E:LARGEENC=LARGIENC+2*E:HAUTEENC=HAUTIENC+2*E
290 SEENC=(2*LONGEENC+2*LARGEENC)*HAUTEENC+2*LONGEENC*LARGEENC
300 K=1/(1/CHI/SIENC + 1/LAMDA/F + 1/CHE/SEENC)
310 VST=LARGST*HAUTST*EPAIST*1000-.8 'EN LITRES
320 CHALENT=VST*RAU*LG 'FRIGORIES DU STOCK
330 PERTES=K*(TMEXT-TMI)
340 AUTONOMIE=CHALENT/PERTES/86400!
350 IF AUTONOMIE >= NJA THEN 370
360 DES=DES+.005 : GOTO 170
370 ' -----
380 '           NEXT E
390 ' -----
400 END

```

ANNEXE N°5

CARACTERISTIQUES DU GROUPE DANFOSS

Application	Réfrigérateurs et congélateurs destinés à fonctionner dans des conditions mobiles a des températures d'évaporation moyennes ou basses et au R12.
Plage de température d'évaporation	-5°C à -35°C
Température de condensation	Max. 60°C sous conditions stables Max. 70°C à charges de pointe
Refroidissement du compresseur	Statique
Organe d'étranglement	Tube capillaire (0.63ø x 3550mm)
Gammes de tension	12V: 10.5 à 15.5V 24V: 21.3 à 31V
Tension/Courant de démarrage	12V courant continu: 15A 24V courant continu: 7.5A
Cylindrée	2.61cm ³ /tr
Charge d'huile	280cm ³ (Esso Zerica S1E)

Temp. d'évaporation °C.	-35	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-5
Capacité • watts liquide sous-refroidi à 32°C	22	34	48	53	65	80	97	115
Capacité • kcal/h Liquide sous-refroidi à 32°C	19	29	41	46	56	69	84	99
Capacité •• watts (CECOMAF) Aucun sous-refroidissement	18	28	40	44	54	67	81	96
Consommation d'énergie watts	45	49	53	55	59	64	70	76
Consommation de courant (12V) amp.	3.7	4.1	4.5	4.6	4.9	5.4	5.8	6.3
Consommation de courant (24V) amp.	1.85	2.05	2.25	2.3	2.45	2.7	2.9	3.15

Niveau sonore 30 dB(A) (Niveau sonore mesuré d'après ISO 3741 à -25/+55°C)

Conditions de mesure:

Température de condensation 55°C

Température ambiante 32°C

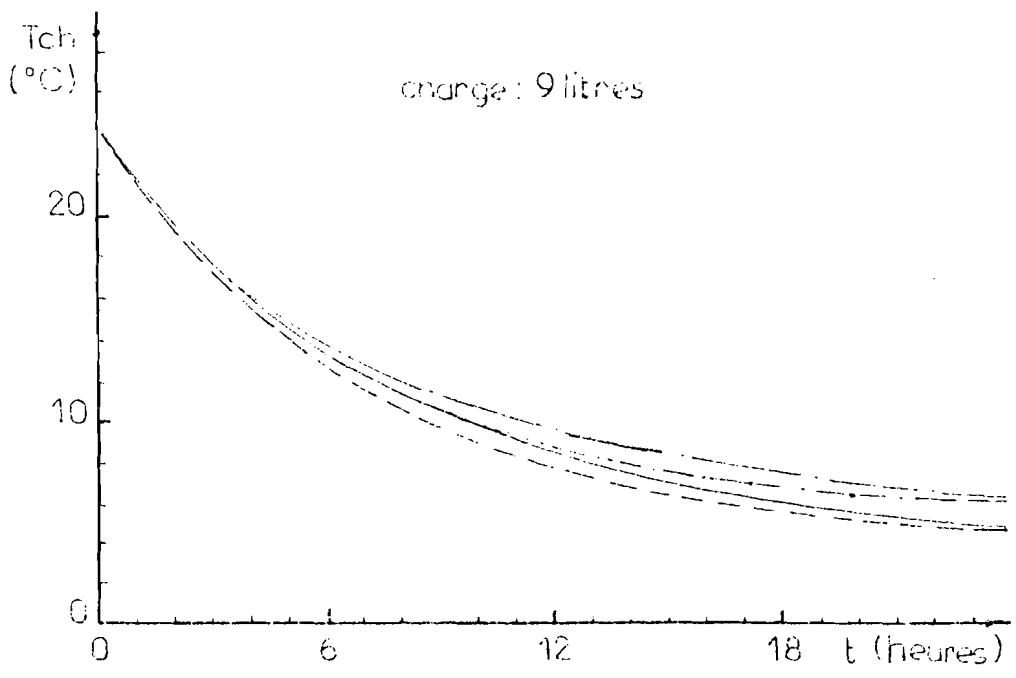
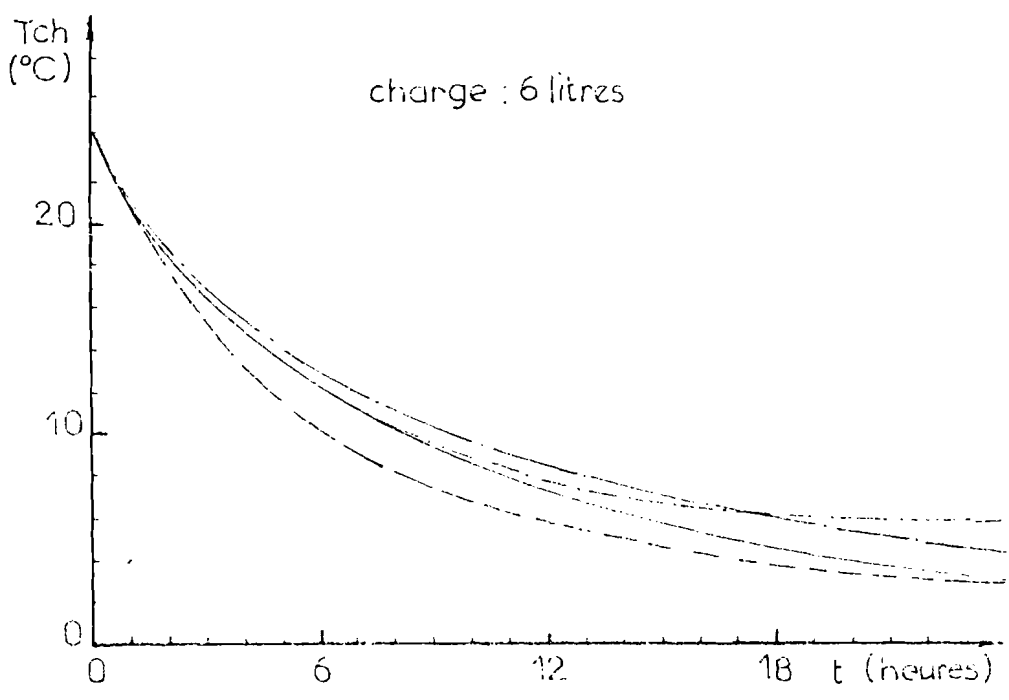
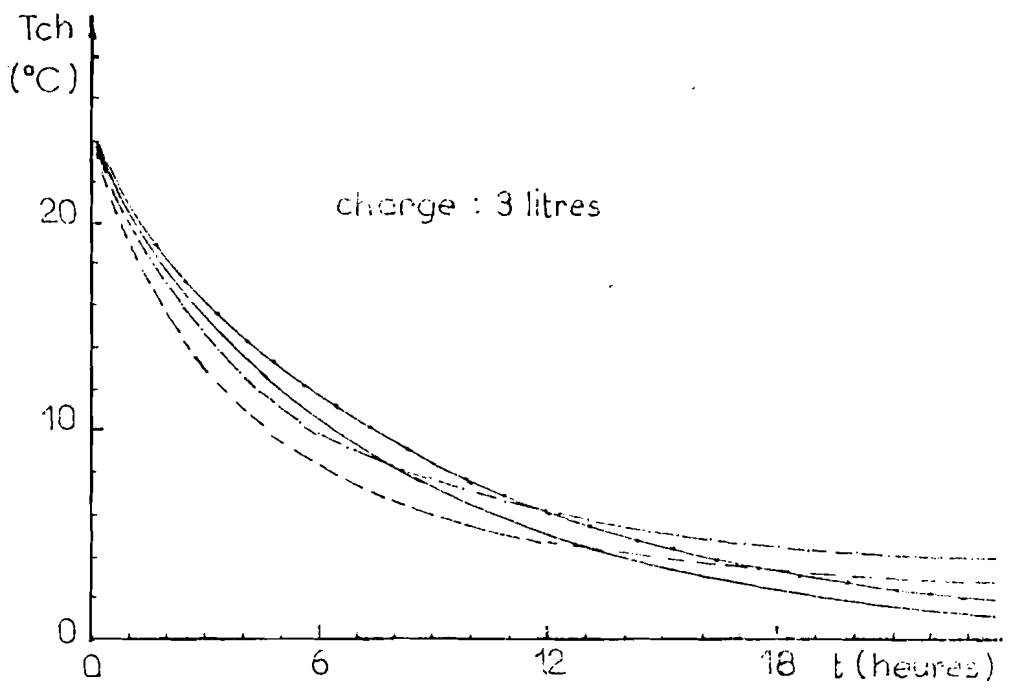
Température des gaz d'aspiration 32°C

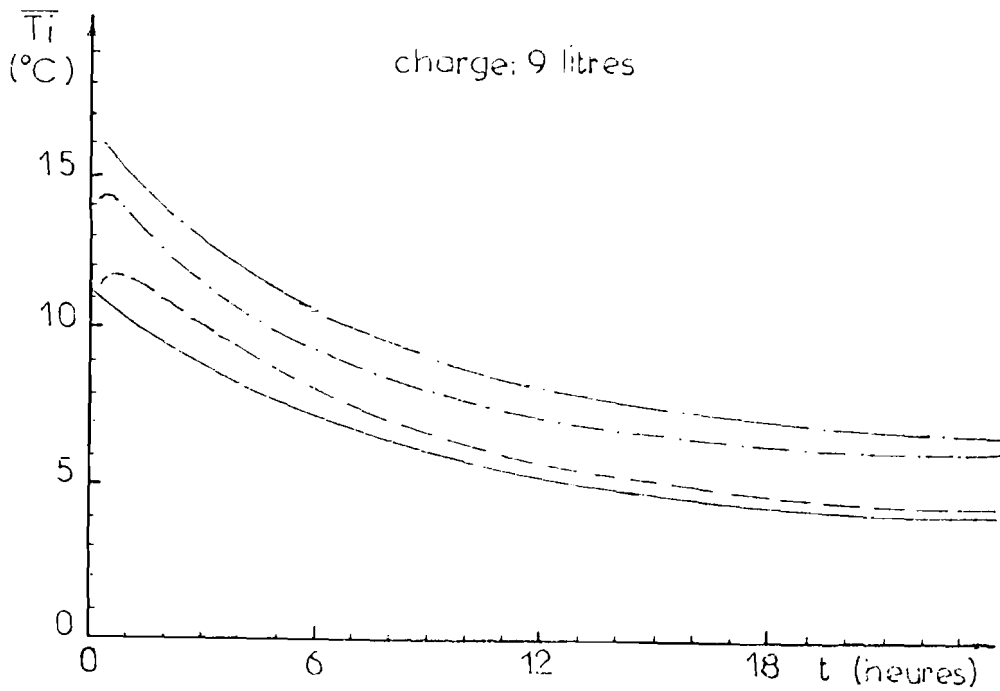
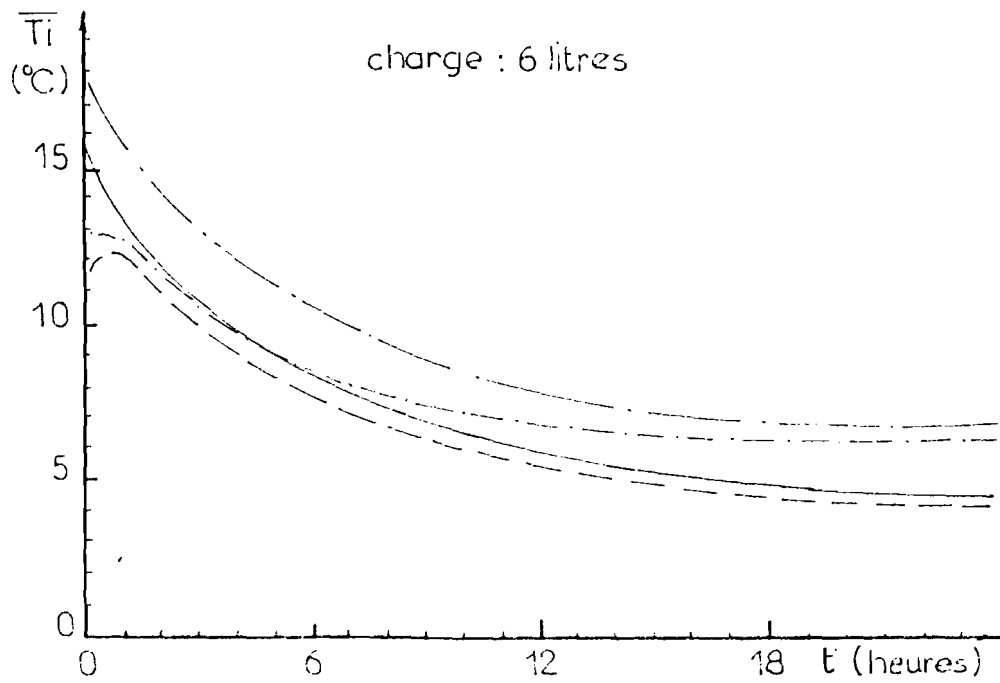
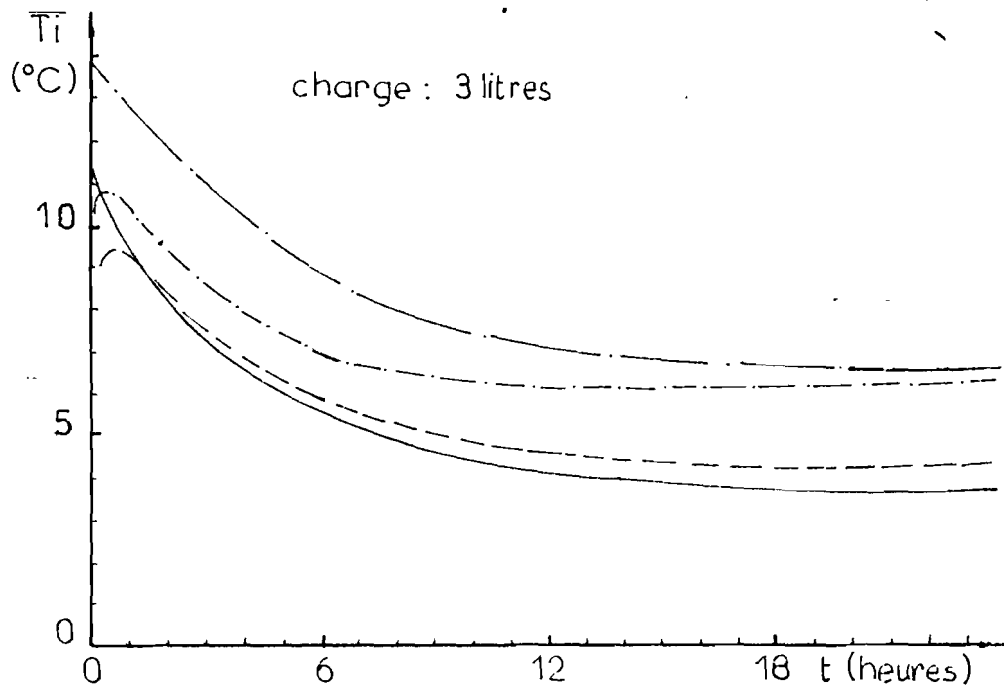
Température du liquide 32°C • 55°C ••

ANNEXE N°6

COMPARAISON DES VALEURS CALCULEES ET MESUREES
DE LA TEMPERATURE DE LA CHARGE ANNEXE & DE LA
TEMPERATURE INTERIEURE MOYENNE DE L'ENCEINTE

----- : Courbe expérimentale ($T_{amb}=26\text{ °C}$)
----- : " " ($T_{amb}=38\text{ °C}$)
----- : Courbe théorique ($T_{amb}=26\text{ °C}$)
----- : " " ($T_{amb}=38\text{ °C}$)





RELEVES DE TEMPERATURE DE L' A. S. E. C. N. A

DATE: Jeudi 17 Juin 1986

DATE: Vendredi 11 Août 1986

HEURE	PRECIPITATIONS		TEMPERATURE ET HUMIDITE										
	mm/h	mm/10	T	Tw	U	e	Td	T	Td	T	U	REPERES	HYGROMETRE
			Thermo sec ± 1/10 deg.	Thermo mouillé ± 1/10 deg.	Humidité relative centésimes	TENSION DE VAPEUR /10 mb	POINT DE ROSEE H 1/10	Thermo sec ± 1/10 deg.	POINT DE ROSEE H 1/10	Thermocouple ± 1/10 deg.	Humidité relative centésimes	minutes	centésimes
00			25.6	23.3	82	2.68	22.2	25.6	22.2	25.6	50	50	87
01			25.5	23.5	84	2.73	22.6	25.5	22.6	25.5	50	50	88
02			25.3	23.4	85	2.72	22.5	25.2	22.5	25.2	50	50	89
03			25.0	23.4	85	2.73	22.6	25.0	22.6	25.0	50	50	89
04			25.1	23.4	86	2.74	22.6	25.0	22.6	25.0	50	50	89
05			25.1	23.4	86	2.74	22.6	25.0	22.6	25.0	50	50	88
06			25.2	23.4	88	2.91	23.0	25.0	23.0	25.0	50	50	89
07			25.4	24.0	89	2.97	23.4	25.2	23.4	25.2	50	50	89
08			25.7	24.0	86	2.85	23.2	25.9	23.2	25.9	50	50	88
09			26.1	24.2	80	2.82	23.1	26.9	23.1	26.9	50	50	85
10			24.5	24.6	18	2.86	23.3	24.7	23.3	24.7	50	50	83
11			22.2	25.0	16	2.91	23.6	28.2	23.6	28.2	50	50	81
12			28.4	25.0	15	2.89	23.5	28.5	23.5	28.5	50	50	81
13			29.1	25.0	10	2.81	23.2	28.0	23.2	28.0	50	50	18
14			29.4	25.0	6.9	2.82	23.0	29.2	23.0	29.2	50	50	48
15			29.0	24.9	7.0	2.82	23.1	29.2	23.1	29.2	50	50	48
16			28.5	24.9	7.4	2.86	23.3	28.5	23.3	28.5	50	50	47
17			29.5	25.2	7.6	2.94	23.8	28.5	23.8	28.5	50	50	83
18			27.6	24.6	7.7	2.85	23.3	27.7	23.3	27.7	50	50	85
19			27.0	24.6	8.1	2.90	23.5	27.0	23.5	27.0	50	50	86
20			26.5	24.0	8.0	2.78	22.9	26.4	22.9	26.4	50	50	88
21			26.1	24.1	8.4	2.90	23.5	26.1	23.5	26.1	50	50	88
22			26.0	24.3	8.6	2.90	23.5	26.0	23.5	26.0	50	50	88
23			26.0	24.5	8.6	2.90	23.5	26.0	23.5	26.0	50	50	88

HEURE	PRECIPITATIONS		TEMPERATURE ET HUMIDITE										
	mm/h	mm/10	T	Tw	U	e	Td	T	Td	T	U	REPERES	HYGROMETRE
			Thermo sec ± 1/10 deg.	Thermo mouillé ± 1/10 deg.	Humidité relative centésimes	TENSION DE VAPEUR /10 mb	POINT DE ROSEE H 1/10	Thermo sec ± 1/10 deg.	POINT DE ROSEE H 1/10	Thermocouple ± 1/10 deg.	Humidité relative centésimes	minutes	centésimes
00			27.0	25.4	87	3.11	24.1	27.0	24.1	27.0	50	50	82
01			27.0	25.4	87	3.11	24.1	27.0	24.1	27.0	50	50	83
02			26.7	25.4	90	3.14	24.9	26.5	24.9	26.5	50	50	83
03			26.6	25.3	90	3.14	24.8	26.5	24.8	26.5	50	50	83
04			26.4	25.2	90	3.11	24.7	26.2	24.7	26.2	50	50	82
05			26.4	25.0	90	3.11	24.7	26.2	24.7	26.2	50	50	82
06			26.4	25.4	92	3.16	24.6	26.0	24.6	26.0	50	50	83
07			26.4	25.6	94	3.22	25.3	26.2	25.3	26.2	50	50	83
08			26.7	25.7	92	3.22	25.3	26.3	25.3	26.3	50	50	83
09			27.4	25.6	86	3.16	24.8	27.2	24.8	27.2	50	50	80
10			27.7	25.4	82	3.06	24.4	27.2	24.4	27.2	50	50	78
11			28.9	25.7	76	3.05	24.3	28.3	24.3	28.3	50	50	77
12			29.1	25.8	76	3.06	24.4	28.8	24.4	28.8	50	50	76
13			29.5	26.0	75	3.08	24.5	29.0	24.5	29.0	50	50	75
14			28.8	25.8	77	3.00	24.4	28.1	24.4	28.1	50	50	74
15			30.0	26.3	74	3.13	24.9	29.8	24.9	29.8	50	50	75
16			29.6	26.1	75	3.10	24.6	29.2	24.6	29.2	50	50	76
17			29.8	26.0	73	3.06	24.4	29.3	24.4	29.3	50	50	74
18			29.7	26.1	77	3.13	24.8	29.1	24.8	29.1	50	50	77
19			28.5	25.7	76	3.08	24.6	28.7	24.6	28.7	50	50	79
20			28.1	25.8	83	3.14	24.8	28.0	24.8	28.0	50	50	81
21			27.9	25.7	83	3.13	24.8	27.5	24.8	27.5	50	50	81
22			28.0	25.7	82	3.12	24.7	27.5	24.7	27.5	50	50	81
23			27.8	26.0	86	3.22	25.3	27.5	25.3	27.5	50	50	82

ANNEXE N°8

DONNEES D'ENSOLEILLEMENT DU C.E.R.E.R

TABLEAU MENSUEL DONNEES HORAIRES

da_g_81_01

(Valeurs en Joules/cm²)

Jour	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	Total
1	2.41	4.71	61.31	138.41	199.71	238.61	251.21	253.31	237.41	195.61	123.11	66	11.91	1.81	1785.41
2	2.41	4.11	39.51	132.61	173.81	209.11	239.81	238	195.81	180.91	131.41	42.41	5.31	2.41	1597.51
3	2.91	3.51	31.81	99.61	156.11	207.41	211.51	193.21	190.31	147.91	107.81	37.11	4.71		1394.41
4		2.91	5.31	44.81	120.21	228.61	242.11	238.61	210.91	193.21	120.81	65.41	7.71	2.41	1463.51
5	2.91	4.71	16.51	58.31	103.11	160.21	190.31	158.51	202.11	156.71	86	43.61	5.91	1.81	1190.61
6		3.51	25.31	62.51	168.51	213.91	222.71	211.51	190.91	198.51	139	59.51	7.11	2.41	1505.91
7	2.91	2.41	19.41	37.11	63.61	65.41	125.51	208.51	124.31	195.61	60.11	26.51	2.91	1.81	9361
8	0	9.41	81.91	150.81	223.91	240.41	255.71	248.61	228	204.41	141.41	79.51	10.61	2.91	1877.51
9	2.41	7.11	73.61	120.21	123.71	209.71	243.31	249.21	191.51	206.51	149.61	44.81	4.71	2.41	1630.71
10	2.41	2.41	58.31	138.41	199.11	248.61	248.61	253.91	235.61	206.21	150.21	78.91	10.61	2.91	1836.11
11	2.91	5.91	63.61	140.21	197.41	233.91	251	251.61	236.21	209.11	157.31	87.81	14.71	2.41	18541
12		4.11	43	145.51	205.61	241.51	259.81	261.61	243.31	210.91	149	70.71	7.11	2.41	1845.11
13	2.41	4.71	35.31	98.41	175.61	204.41	199.71	188.51	193.81	147.31	166.61	44.81	8.21	2.41	1472.11
14		2.41	5.31	38.91	102.51	143.21	171.41	185.61	113.11	39.51	19.41	10.61	1.21	2.91	836.61
15	2.91	2.41	1.81	11.21	30.61	50.11	90.11	103.11	58.31	78.41	7.71	1.21	2.41	2.91	443.11
16	1.21	5.91	25.91	56	155.11	205	213.91	84.81	77.21	15.91	24.21	4.71	1.81	2.41	875
17	2.91	1.81	18.91	31.21	53	46.51	75.41	55.41	48.31	16.51	18.91	7.11	1.81	2.91	360.61
18		5.31	20	45.41	70.11	91.91	143.71	96	89	99.61	143.21	45.41	5.91	2.91	859
19	2.91	3.51	31.81	71.91	128.41	133.71	137.31	147.31	139.61	66	42.41	21.81	2.41	2.41	951.41
20	1.21	2.91	37.11	73.11	95.41	104.91	157.91	226.21	189.11	135.51	96.61	48.91	3.51	2.91	1175.21
21	2.91	4.71	31.81	143.21	158.51	207.41	235.61	238.61	216.21	177.91	113.11	56.61	5.91	2.41	1594.81
22	3.51	5.91	40.11	110.81	184.41	214.41	211.51	289.31	156.71	87.21	78.91	50.11	5.91	2.91	1441.61
23	2.91	3.51	25.31	89	136.71	166.11	245.71	189.71	246.81	190.31	152	60.71	10.61	2.41	1521.71
24	0	5.91	55.41	81.31	173.81	185.61	205	152	132.61	92.51	71.91	78.91	10.61	2.91	1248.41
25	2.91	7.71	68.91	141.41	202.11	260.41	279.81	285.11	265.11	222.71	152	77.81	14.71	2.91	1983.51
26	1.81	3.51	21.41	28.31	132.61	155.51	213	207.41	127.81	101.91	68.91	12.41	2.41	2.91	1084.81
27	2.91	1.81	12.41	134.31	220.31	239.21	209.71	210.31	252.71	210.91	129	76	10.61	2.41	1712.51
28	1.21	5.91	68.91	150.21	224.51	276.31	300.51	306.91	276.21	230.91	159.71	78.91	10.61	2.91	2093.61
29	2.41	7.71	45.41	106.61	238	301.61	316.41	298.11	250	191.51	110.21	26.51	2.41		1905.41
30	2.91	10.81	21.41	28.91	210.91	295.71	309.91	310.51	279.21	229.91	155.21	71.91	7.71	2.41	1927.11
31	2.91	11.81	24.51	38.81	233.91	283.41	313.41	317.51	262.21	147.31	114.91	64.21	5.31	2.91	18431
Soa_d11	19.51	44.71	412.91	982.71	1532	2022	2231	2253	2007	1888	1209	543.71	71.41	21.41	
Soa_d21	18.21	38.91	282.71	711.81	1215	1455	1700	1600	1388	1039	825.31	343	49	26.51	
Soa_d31	26.31	69.21	415.51	1053	2116	2576	2845	2805	2494	1883	1306	654	86.71	27.61	
Moy_d11	1.951	4.471	41.291	98.271	153.21	202.21	223.11	225.31	200.71	188.81	120.91	54.371	7.141	2.141	
Moy_d21	1.821	3.891	28.271	71.181	121.51	145.51	170	160	138.81	103.91	82.531	34.31	4.91	2.651	
Moy_d31	2.3911	6.2911	37.771	95.711	192.31	234.11	258.71	255	226.71	171.21	118.71	59.451	7.821	2.5091	
Soa_m	64	152.81	1111	2747	4862	6053	6776	6659	5888	4809	3341	1541	207.11	75.51	
Moy_m	2.0651	4.9291	35.841	88.621	156.81	195.21	218.61	214.81	187.91	155.11	107.81	49.71	6.6811	2.4351	

ANNEXE N°9

EXPLOITATION DES DONNEES D'ENSOLEILLEMENT

EXPLOITATION DE L'ENERGIE TOTALE RECUE AU SOL PAR JOUR POUR AVOIR
L'EVOLUTION THEORIQUE DE L'ENSOLEILLEMENT AU COURS DE LA JOURNEE
(EXEMPLE LE 1er JANVIER 1981)

DONNEES C. E. R. E. R.			VALEURS THEORIQUES			Ecart
IT	ECH	PMH	TL	X	Y	DY
(Heures)	(J/cm ²)	(W/m ²)	(Heures)	(Heures)	(W/m ²)	(W/m ²)
5-6	2.41	7	06.30	-5.5	0	13
6-7	4.71	13	07.30	-4.5	223	-53
7-8	61.31	170	08.30	-3.5	402	-18
8-9	138.41	384	09.30	-2.5	536	19
9-10	199.7	555	10.30	-1.5	642	21
10-11	238.6	663	11.30	-0.5	670	28
11-12	251.21	693	12.00	0	676	-
12-13	253.2	704	12.30	0.5	670	34
13-14	237.4	659	13.30	1.5	642	17
14-15	195.6	543	14.30	2.5	536	7
15-16	123.1	342	15.30	3.5	402	-50
16-17	66	183	16.30	4.5	223	-40
17-18	11.9	32	17.30	5.5	0	33
18-19	1.8	5				

IT : Intervalle de Temps
 ECH : Energie Cumulée par Heure
 PMH : Puissance Moyenne Horaire (Ep)
 TL : Temps Local
 X : abscisse de la courbe théorique
 Y : ordonnée (puissance instantanée:Et)
 DY : Ep-Et (PMH-Y)

ANNEXE N°10

LES VALEURS DE L'ENSOLEILLEMENT DURANT LES ESSAIS
EN SITUATION REELLE (SEPTEMBRE-OCTOBRE 1987) ET CELLES
CORRESPONDANT A LA MEME PERIODE POUR LES ANNEES 1981-1986
(JOURS/JOUR)

N°	DATE	1981	1982	1983	1984	1985	1987
1	07 - SEPT	2101	2149	2197	2235	2109	1485
2	08 "	2181	2305	2428	2018	1355	3271
3	09 "	2563	2299	2035	2162	1667	1645
4	10 "	2068	2115	2162	2103	1964	2085
5	11 "	2367	1794	921	1900	2318	1347
6	12 "	1515	1459	1401	2181	1544	1749
7	14 - SEPT	1988	2156	2323	2307	2288	2108
8	15 "	2167	2197	2226	2013	2022	2107
9	16 "	2350	2331	2312	1954	2022	2392
10	17 "	1580	1875	2170	2113	2206	1592
11	18 "	2174	1871	1568	1955	1707	---
12	19 "	1417	1900	2182	2131	2189	1921
13	22 - SEPT	2514	2223	1931	2145	1832	1975
14	23 "	2530	2460	2389	1931	2179	2145
15	24 "	1155	1684	2002	1752	2137	1576
16	25 "	2233	2326	2418	746	2318	384
17	26 "	2191	2159	2126	2294	2290	1771
18	27 "	1688	1715	1741	2178	2511	1812
19	28 "	2277	2227	2277	1816	1286	713
20	04 - OCT	2509	2132	2103	1599	2143	2012
21	05 "	2408	1214	2347	1392	1965	1981
22	06 "	2480	2364	2370	2011	2303	253
23	07 "	2445	2086	2014	2039	2141	1724
24	08 "	2479	2261	2113	2095	1990	1644
25	09 "	2156	2046	2064	2180	2047	1722
26	10 "	2357	2244	2109	2142	2168	1734
27	11 "	2155	2101	2133	2239	2288	1664
28	12 "	2249	2237	2033	2151	2048	1485
29	13 "	2386	2097	2032	2412	1730	1405
30	14 "	1876	727	2125	1833	1514	951
31	15 "	1735	1214	2108	1806	2032	1635
32	16 "	1713	1574	2064	1467	2264	1135
33	17 "	2397	2146	1930	2248	2136	1516
34	18 "	2258	2001	2043	2241	2179	1835
35	19 "	2199	1976	2100	2101	2252	2100
36	20 "	2217	1839	2155	2371	2262	2134

BIBLIOGRAPHIE

- /1/ - KREITH F. - "Transmission de la chaleur et thermodynamique".
Masson et Cie., 1967.
- /2/ - O.M.S. - "Réfrigérateurs solaires pour la conservation des vaccins et la production de glace : état actuel des travaux et mise au point".
Programme élargi de vaccination EPI/CCIS/81.5.
- /3/ - O.M.S. - "Réfrigérateurs-congélateurs solaires (photovoltaïques) : Etat d'avancement en Octobre 1983 des essais et de l'expérimentation pratique".
Programme élargi de vaccination EPI/CCIS/83.2.
- /4/ - OGGIANO J.M. - "Réfrigération solaire autonome pour la conservation des vaccins".
Comité Scientifique et Technique de l'Industrie du Chauffage et de la Ventilation et du Conditionnement d'air. (C.O.S.T.I.C), Mai 1984.
- /5/ - GIRARDEY A., CONTE R., BILODEAU P., BEAULIEU R. - "Métrologie en Thermique".
Les Editions Le Griffon d'Argile, 1986.
- /6/ - COULIBALY A. - "Contribution à la mesure de la conductivité et de la diffusivité thermiques des matériaux locaux de construction".
DEA-1986. Laboratoire d'Energétique Appliquée de l'ENSUT de Dakar.
- /7/ - DUFFIE J.A. and BECKMAN W.A. - "Solar Energy Thermal Processes".
John Wiley & Sons, 1974.
- /8/ - ONAT K. - "Détermination de l'angle d'inclinaison optimal des capteurs solaires plans en République du Mali".
Rapport d'études n° 1/ENI. Bamako, Février 1982.
- /9/ - SCHUTZ A. - "L'exposant adiabatique effectif de divers frigorigènes".
Revue Technique Sulzer 4/1976.
- /10/ - ONYEJEKWE D. - "Contribution à l'étude du stockage de froid à basse température (-18°C) par chaleur latente utilisant un mélange eutectique sel/eau et son application à un congélateur photovoltaïque".
Thèse de Docteur Ingénieur Paris XII, Laboratoire d'Énergie Solaire, 1985.

- .../...
- /11/ - TOBALY P. - "Ecoulement sonique des vapeurs saturées : Application à la détermination du débit massique des soupapes de sûreté".
Thèse de Doctorat 3^{ème} Cycle Paris XII, Laboratoire de Thermique Industrielle, Juin 1984.
 - /12/ - MARTIN J.J., HOU Y.C. - "Development of an equation of state for gases".
A. I. Ch. E. Juin 1955.
 - /13/ - GUPTA C.P., SHARMA C.P. - "Refrigerant equations".
Paper presented at the fifth National Symposium on Refrigeration and Airconditioning, Indian Institute of Technology, Madras, December, 1976.
 - /14/ - SACADURA J.F. - "Initiation aux transferts thermiques".
Technique et Documentation, Paris 1978.
 - /15/ - CARSLAW H.S., JAEGER J.C. - "Conduction of heat in Solids"
University Press, Oxford, second edition 1973.
 - /16/ - MARECHAL J.C. - "Métrologie thermique des matériaux isolants par mesure de flux en régime transitoire : Cas du système plan à températures imposées".
Devisme
 - /17/ - BERNARD R., MENGUY G., SCHWARTZ M. - "Le rayonnement solaire : conversion thermique et applications".
Deuxième édition augmentée, Technique et Documentation 1980.
 - /18/ - CHEVALIER A. - "Guide du dessinateur industriel".
Classiques Hachette, 1969.
 - /19/ - TRAN MIN DUC - "Bilan de trois ans de fonctionnement de la pompe solaire du C.N.R.A. Bambey".
Institut Sénégalais de Recherches Agricoles (I.S.R.A) Avril 1982.
 - /20/ - "Application de l'Energie solaire dans le froid et le conditionnement de l'air".
Revue Pratique de Conditionnement d'Air, FEA 1984.
 - /21/ - NGUYEN C.T., GALANIS W. - "Prediction of long term performance of active solar heating systems using daily hours of bright sunshine".
University Sherbrooke, Sherbrooke PQ-J1K 2R1 CAN - Journal Solar Energy - USA (1984), 106 n° 3, pp. 322-326.
 - /22/ - LOPEZ PINTO A., DIOS R., LUQUE A. - "Optimization of static or quasi-static photovoltaic installations".
Solar Energy Vol. 31, n° 4, (1983), pp. 393-402.
- .../...

-
- 723/ - VAIDYA S.A., KANDLIKAR S.G., PARULEKAR B.B. - "Prediction of Thermodynamic properties of Ammonia-Water Mixtures". *Paper presented at the Fifth National Symposium on Refrigeration and Airconditioning, Indian Institut of Technology, Madras, December, 1976.*
- 724/ - BARTOLI B., CUOMO V., FONTANA F., SERIO C., SILVESTRINI V. - "The design of photovoltaic plants : an optimization procedure". *Applied Energy, Vol. 15 n° 1, (1984), pp. 37-46.*
- 725/ - BERTHE S. - "Calcul des propriétés thermodynamiques" - *Revue Générale du Froid, Juin 1984, pp. 329-331.*
- 726/ - FACINELLI W.A. - "Modeling and simulation of lead acid batteries for photovoltaic systems". *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference 18/1983.08.21/Orlando F.L. USA, New-York A.I.Ch.E 1983, pp. 1582-1588.*
- 727/ - ONYANGO F.N. - "On the estimation of global solare insolation" - *ENERGEX'82 - a forum on energy self-reliance conservation, production and consumption 1982.08.23/Regina SK, CAN, Winnipeg : Solar Energy Society of Canada, Vol. 44, n° 8, pp. 839-843.*
- 728/ - YOUNG S.K. - "Integreated Solar Energy System optimization" - *Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 104, n° 4, 1982, pp. 310-316.*
- 729/ - TEALE G.S.M., WOLFE P.R. - "System sizing : The theory and the practise". *Photovoltaic Solar Energy Conference 5/1983.10.17/Athens NLD/USA/GBR Dordrecht, Boston, Lancaster : D. Reidel 1984, pp. 417-423.*
- 730/ - GORDON J.M., HOCHMAN M. - "On the random nature of solar radiation". *Solar Energy Vol. 32, n° 3, pp. 357-342, 1984.*
- 731/ - RISSER V.V., FUENTES M.K. - "Linear regression analysis of flat-plate photovoltaic system performance data". *Photovoltaic Solar Energy Conference 5/1983.10.17/Athens, NLD/USA/GBR, Dordrecht, Boston, Lancaster : D. Reidel, 1984 pp. 623-627.*
- 732/ - BOUGARD J., VOKAERT D. - "Machine frigorifique solaire autonome" - *Revue Générale du Froid, Vol. 72, Nov. 1982, pp. 601-606, 1982.*
- 733/ - Mac ARTHUR J.W. - "Theoretical analysis of the dynamic interactions of vapor compression heat pumps". *Energy Convers. Mgmt. Vol. 24, n° 1, pp. 49-56, 1984.*
- 734/ - RAMAKRISMA RAO P., SASTRI V.M.K. - "Efficient numerical method of two dimensional phase change problems". *"International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 27, n° 11, pp. 2077-2084, 1984.*
-

- 735/ - HO C.J., VISKANTA R. - "Experimental study of solidification heat transfer in an open rectangular cavity".
Journal of Heat Transfer - August 1983, Vol. 105, pp. 671-673.
- 736/ - NISHIHURA T., KAVAMURA Y., ITO S., TSUBOI H. - "Analysis of two-dimensional freezing problems by finite element method". - *Journal Heat Transfer* - 1983, Vol. 12, n° 1, pp. 12-24.
- 737/ - EL-HAGE A. SHAMSUNDAR - "Calculation of two dimensional solidification by orthogonal polynomials".
Thermophysics Conference 16/1981.06.23/Palo Alto CA, USA, New-York : American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- 738/ - EDELSTEIN S., PEREZ A.J., CHEN J.C. - "Analytic representation of convective boiling functions".
A.I.Ch.E Journal, Vol. 30, n° 5, pp. 840-841, 1984.
- 739/ - DELAUNAY D., BRANSIER J., BARDON J.P. - "Modélisation d'un stock par chaleur latente en fonctionnement cyclique".
Revue Générale de Thermique, vol. 22, n° 254, pp. 151-159, 1983.
- 740/ - ACHARD P., LECOMTE D., MAYER D. - "Etude des transferts thermiques dans un stockage par chaleur latente utilisant un échangeur immergé".
Revue Générale de Thermique, Vol. 22, n° 254, pp. 169-175, 1983.
- 741/ - ALLONCLE R. - "Etude en régime périodique d'un accumulateur thermique à chaleur latente. Application à un matériau encapsulé." - *Revue Général de Thermique*, Vol. 22, n° 254, pp. 161-167, 1983.
- 742/ - SEKI N., FUKUSAKO S., YOUNAN G.W. - "Ice-formation phenomena for water flow between two cooled parallel plates".
Journal Heat Transfer, Vol. 106, n° 3, pp. 498-505, 1984.
- 743/ - VRIGNAUD E. - "Optimisation d'une installation de stockage thermique à chaleur latente de fusion fonctionnant en régime périodique".
Journée d'Etudes 1982/Paris FRA. Société Française des Thermiciens.
- 744/ - SCHULZE H.J., HOWARTH J.A., POOTS G. - "The numerical solution of two generalizations of the Neumann moving interface problem into two dimensions".
International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 20, n° 1, pp. 77-84, 1984.
- 745/ - GORDON A. - "Heat transfer with phase change in vertical upward, horizontal and vertical downward tube flow".
Ind. Eng. Chem. Fundam. Vol. 21, n° 4, pp. 339-343, 1982.

.../...

- .../...
- /46/ - VOLLER V.R., SHADABI L. - "Enthalpy methods for tracking a phase change boundary in a two dimensions".
Int. Comm. Heat Mass Transfer. Vol. 11, n° 3, pp. 239-243, 1984.
 - /47/ - DOGAN T., KAKAC S., VEZIROGLU T.N. - "Analysis of forced convection boiling flow instabilities in a single-channel upflow system".
Int. Journ. Heat Fluid Flow. Vol. 4, n° 3, pp. 145-156, 1983.
 - /48/ - SINGAL L.C., SHARMA C.P., VARMA H.K. - "Heat transfer correlations for the forced convection boiling of R12-R13 mixtures". - *Revue Internationale du Froid. Vol. 7, n° 5, pp. 278-284, 1984.*
 - /49/ - JOHANNSEN A. - "Performance simulation of a solar air conditioning system with liquid desiccant".
International Journal of Ambient Energy. Vol. 5, n° 2, pp. 59-88, 1984.
 - /50/ - CHRISTIE T.H. - "The application of freon fluorocarbon refrigerants in heat pumps".
Refrigeration, Air Conditioning and Heat Recovery. Vol. 34, n° 1030, pp. 86-95, 1984.
 - /51/ - LABDON M.B., GUCERI S.I. - "Heat transfer of phase change materials in two-dimensional cylindrical coordinates".
Thermophysics Conference 16/1981.06.23/Palo Alto CA, USA, New-York : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1981.
 - /52/ - LIN Y.K., CHOW L.C. - "Effects of wall conduction on heat Transfer for turbulent flow in a circular tube" - *Journal of Heat Transfer. Vol. 106, n° 3, pp. 597-604, 1984.*
 - /53/ - BREJON P., MARCHIO D., PETERSEN F. - "Insertion d'un stock de froid à chaleur latente dans un système de chauffage par pompe à chaleur". - *Revue Générale de Thermique. Vol. 22, n° 254, pp. 195-199, 1983.*
 - /54/ - HUGUES T.J.R., LEVIT I., WINGET J. - "Element-by-element implicit algorithms for heat conduction".
Journ. Eng. Mech. Vol. 109, n° 2, pp. 576-585, 1983.
 - /55/ - PAIANKAR S.V., PRAKASH C. - "Numerical solution of steady periodic problems in heat conduction". - *International Conference on Numerical Methods in problems 3/1983.08.02/Seattle W.A., GBR, Swanba, Peneridge Press. 1983.*
 - /56/ - MARCHIO D., PETERSEN F., BREJON F. - "Chauffage solaire par pompe à chaleur et stockage de glace".
Séminaire Interchercheurs Franco-Suédois, 1982.09.28/Toulouse FRA, Paris. pp. 15-26, 1982.
 - /57/ - GOLDSCHMIDT V.W., HART G.H. - "Heat pump system performance experimental and theoretical results".
ASHRAE Journal, Vol. 88, n° 1, pp. 479-488, 1982.

.../...

- 7587 - KESHOCK E.G., SADEGHIPOUR M.S. - "Analytical comparison of condensing flows inside tubes under earth-gravity and space-environments".
Acta Astronautica, Vol. 10, n° 7, pp. 505-511, 1983.
- 7597 - VOKAER D., BOUGARD J. - "Machine frigorifique solaire autonome à cycle de Rankine".
Réunions/1982.03.14/Jérusalem, FRA, Paris. Institut International de Froid et de Conditionnement d'Air. Commissions E1-E3, pp. 145-150, 1982.
- 7607 - SINGAL L.C., SHARMA C.P., VARMA H.K. - "Experimental heat transfer coefficient for binary refrigerant mixtures of R13 and R12".
ASHRAE Trans. Vol. 89, part 1A, pp. 175-188, 1983.
- 7617 - La Revue DANFOSS - "Exigences imposées aux compresseurs pour pompe à chaleur". - *Revue Danfoss* 1/1983.
- 7627 - CALIFANO F.P. - "Course on photovoltaic solar systems".
Part 2. Workshop on systeme design, Urbino, June 10-July 8 Italy, 1985.
- 7637 - MAYE J.P., ALZIARY DE ROQUEFORT T. - "Convection forcée turbulente".
Rencontre/1981.05.13/Poitiers, FRA, Paris, Société Française des Thermiciens (S.F.T.). pp. A1-A30, 1981.
- 7647 - SHAMSUNDAR N. - "Formulae for freezing outside a circular tube with axial variation of coolant temperature".
Int. Journ. Heat Mass Transfer. Vol. 25, n° 10, (1982) pp. 1414-1416.
- 7657 - ORAZIO A.B. - "Estimation of the total radiation from meteorological data in the Italian climatic area".
Solar Energy. Vol. 31, n° 4, pp. 427-428, 1983.
- 7667 - BRIAN A., CUNNINGHAM G.R. - "Theoretical considerations of transient to turbulence in natural convection near a vertical wall". *Int. Journal Heat Fluid Flow*. Vol. 4, n° 3, pp. 131-139, 1983.
- 7677 - ACHARYA S., GOLSTEIN R.J. - "Natural convection in an externally heated vertical or inclined square box containing internal energy sources".
National Heat Transfer Conference 21/1983.07.24/Seattle, W.A., USA, New-York, ASME, Vol. 4, pp. 17-26, 1983.
- 7687 - KUMSH A.I., WOLF D., MACHLAV Y. - "Solar radiation data for Beer Sheva Israel".
Solar Energy. Vol. 50, n° 1, pp. 33-37, 1983.
- 7697 - HAVAS M.M., MUNER T. - "Correlation between global radiation and sunshine data for India".
Solar Energy. Vol. 30, n° 3, pp. 289-290, 1983.

.../...

- 70/ - FERRO D. - "Les fonctions par approximation".
Revue de Sciences et Vie, pp. 130-133, n° , 198 .
- 71/ - SCHROEDER M. - "The importance of a storage tank in the brine cycle of an absorber roof-assisted heat pump." -
Solar Energy, Vol. 33, n° 1, pp. 75-82, 1984.
- 72/ - JUSTER - "Emploi et installation des cellules, modules et stations solaires".
Editions Techniques et Scientifiques Françaises,
- 73/ - QUARTAPELLE L., NAPOLITANO M. - "Numerical solution of natural convection problems by the vorticity projection method".
Conférence on numerical methods in problems 3/1983.08.22/ Seattle W.A., GBR, Swanka, Peneridge Press, pp. 382-391, 1983.
- 74/ - Cahiers AFEDES - "La production de froid par l'énergie solaire". - *Cahier AFEDES n° 5. SA Editions Européennes Thermique et Industrie, 1978.*
- 75/ - CISSE C., LO M. - "Réfrigérateur alimenté par photopiles solaires : conception, installation, expérimentation".
Mémoire de fins d'Etudes d'Ingénieur Technologue - ENSUT Université Cheikh Anta Diop de Dakar, 1978.
- 76/ - SELLE B. - "Application des générateurs photovoltaïques à la réfrigération".
DEA Energétique et Dynamique des Systèmes Complexes, Université Paris Val de Marne (Paris XII), 1980.
- 77/ - CAMARA M., GUYE E.F. - "Réfrigérateur de 1m³ alimenté par un générateur photovoltaïque avec stockage de frigories par mélange eutéctique".
Mémoire de fins d'Etudes d'Ingénieur Technologue, - ENSUT Université Cheikh Anta Diop de Dakar, 1979.
- 78/ - GREGOIRE P., COUDERT R., LAGARDE J., ROUZIER. - "Mesures radiométriques spécifiques à exploitation du gisement solaire". - *Centre Technique du Matériel, Direction de la Météorologie, Ministère des Transports, France, 1980.*
- 79/ - PONSOT R. - "Mesure des propriétés thermophysiques des matériaux locaux de construction".
DEA Energétique et Dynamique des Systèmes Complexes de l'Université Paris Val de Marne (Paris XII)/Laboratoire d'Energétique Appliquée ENSUT de Dakar.
- 80/ - TRADRE I. - "Etude expérimentale de la température du ciel au Sénégal". - *DEA de Maîtrise de l'Energie et Systèmes Energétiques, Université de Paris Val de Marne/Laboratoire d'Energétique Appliquée de l'ENSUT de Dakar.*
- 81/ - GIRARDEY A. - "Métrologie des températures".
I. U. T. de Créteil, Département de Mesures Physiques.

.../...

- 1827 - PATRY J. - "Stockage par chaleur latente : bilan énergétique applications thermiques, solaires, frigorifiques".
PYC Edition, 1981.
- 1837 - DEAN T.S., BONIN J. - "Accumulation de chaleur".
Editions SCM, 1979.
- 1847 - LABETHER (Laboratoire des Echanges Thermiques) Université Pierre et Marie Curie (PARIS VI) "Mesures Thermiques : Températures et flux".
Collection Mesures Physiques, Editions Masson, 1985.
- 1857 - Mac ADAMS W.H. - "Heat transmission".
Third Edition International Student Edition, 1983.
- 1867 - SHIH T.M. - "Numerical heat transfer".
Series in computational methods in mechanics and thermal sciences, 1984.

