

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP - DAKAR

N° d'ordre : 14



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

Makinta BOUKAR

**CONTRIBUTION A L'ETUDE DE LA REFRIGERATION
PAR EFFET PELTIER
APPLICATION A LA REALISATION DE PETITES ENCEINTES DESTINEES
A LA CONSERVATION DES VACCINS**

soutenue le 5 mars 1992 devant le Jury composé de :

MM Djibril	FALL
Bernard	CHAPPEY
André	GIRARDEY
Banda	NDOYE
Gustave	SOW
Mamadou	ADJ
Dorothe	AZILINON

ANNEE 1992

REMERCIEMENTS

Ce travail a été effectué au Laboratoire d'Energétique Appliquée de l'ENSUT de Dakar sous la direction de Monsieur André GIRARDEY, DHDR de l'Université Paris Val de Marne. Je tiens à lui exprimer ma profonde reconnaissance pour tous les efforts qu'il a consentis pour me mettre dans d'excellentes conditions de travail.

Je remercie Mr Amadou Lamine DIA, Directeur de l'ENSUT, pour m'avoir accueilli dans son école.

Mr le Professeur Djibril FALL, Directeur de l'Enseignement Supérieur, a bien voulu accepter d'examiner ce mémoire. Je le prie de croire à ma profonde reconnaissance.

En acceptant de participer à ce jury, Mr le Professeur Bernard CHAPPEY, Directeur de l'IUT de Créteil me fait un grand honneur. Je l'en remercie vivement.

Je remercie le Docteur Banda NDOYE pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de juger ce travail.

A Mr Gustave SOW, Directeur du Laboratoire d'Energies Renouvelables, j'exprime mes remerciements pour avoir accepté de faire partie de mon jury.

Ma reconnaissance va également à Mr Mamadou ADJ, Docteur de l'Université de Paris XII, pour sa collaboration, sa disponibilité et pour avoir accepté de juger ce travail.

Mr Dorothé AZILINON, Docteur de l'université de Reims, a apporté des critiques constructives et des suggestions dans la rédaction de ce mémoire. Je lui exprime ma gratitude et mes remerciements pour sa participation à ce Jury.

Mr Lamine DIAWARA, Technicien Supérieur en Génie Sanitaire au Service d'Hygiène de Dakar, Mr Yéra BONANG du Service des Grandes Endémies de Dakar et Mr Ousmane ALIO, vaccinateur au Service d'Hygiène et de Médecine Mobile de Diffa (Rep. du Niger) m'ont fourni des renseignements précieux sur les méthodes actuelles de conservation des vaccins. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma gratitude.

Je ne saurais oublier d'adresser mes remerciements à :

- Mr Sérigne DIOP pour son aide

- mes collègues et amis Kalé GUEYE et Yaou YAHAYA pour leur contribution à la mise en forme de ce mémoire

- mes collègues du Laboratoire d'Energétique Appliquée pour leur collaboration : Arona COULIBALY, Drissa TRAORE, Christophe AWANTO, Antoine VIANOU, Robert MBIAKE, Coumba THIANDOUME et les stagiaires DEA.

- à mes collègues du Laboratoire d'Energies Renouvelables : Khaly TALL et Sidi Mohamed FARSSI.

- aux collègues Garba ADAMOU et Mahamadou OUSMANE respectivement du L.P.A et du L.P.S.M. pour leurs encouragements.

LISTE DES FIGURES

fig 1-1:	Circuit thermoélectrique élémentaire.....	5
fig 1-2:	Mise en évidence de l'effet Peltier.....	9
fig 1-3:	Mise en évidence de l'effet Thomson.....	11
fig 1-4:	Circuit thermoélectrique thermostaté.....	12
fig 2-1:	Schéma d'un couple d'éléments réfrigérants.....	24
fig 2-2:	Schéma d'un ensemble de couples d'éléments réfrigérants.....	24
fig 2-3:	Répartition des flux de chaleur au niveau des jonctions d'un couple.....	26
fig 2-4:	Variations de ρ , α , et λ en fonction de la densité des porteurs de charge n	31
fig 2-5:	Variations du coefficient de qualité Z en fonction de la densité des porteurs de charge.....	31
fig 2-6:	Variations de α , σ , λ et de Z en fonction de la nature des matériaux utilisés.....	32
fig 3-1:	Dispositif expérimental.....	34
fig 3-2:	Schéma d'une enceinte réfrigérée.....	34
fig 3-3:	Schéma d'un module thermoélectrique.....	34
fig 3-4:	Schéma de fixation des modules et du radiateur sur le bac.....	36
fig 3-5:	Schéma du système de refroidissement des modules.....	38
fig 3-6:	Montage d'un thermocouple.....	40
fig 4-1:	Courbes de performances du module 801-2004.....	45
fig 4-2:	Répartition des flux de chaleur au niveau du bac.....	53
fig 4-3:	Représentation de la paroi de contact bac - module.....	54
fig 5-1 a:	Schéma d'implantation des thermocouples (points de mesure) dans l'enceinte.....	62
fig 5-1 b:	Schéma du radiateur à ailettes utilisé.....	64
fig 5-2:	Evolution de la température intérieure T_i pour une charge d'un litre à $I=4A$ sous $V=12$ volts, $T_a=31$ °C, radiateur à ailettes ventilé.....	64
fig 5-3:	Schéma de l'échangeur à plaques.....	65
fig 5-4:	Evolution des températures (air et charge), pour $I=2,5$ A ($V=15$ volts), $T_a=27$ °C, charge 0,5 l, modules en série.....	70

fig 5-5:	Evolution des températures de parois sur les faces 2, 3 et 4 pour $I=2,5A$ ($V=15$ volts), modules en série.....	70
fig 5-6:	Evolution des températures de paroi sur la face 1 et le fond pour $T_a=27^{\circ}C$, $I=2,5A$ ($V=15$ volts), modules en série.....	71
fig 5-7:	Evolution des températures dans l'enceinte après arrêt de l'alimentation des modules.....	72
fig 5-8:	Evolution de la température de la charge et de l'air à l'intérieur de l'enceinte, $I = 2,5 A$ ($V=15$ volts), charge 3 litres, $T_a = 27^{\circ}C$, modules électriquement en série.....	73
fig 5-9:	Evolution de la température de la charge et de l'air, $I = 3 A$ sous 18 volts, $T_a = 28^{\circ}C$, modules en série.....	74
fig 5-10:	Evolution des températures T_i et T_e , $I=4,5 A$ sous 8 volts, charge 0,5 l, $T_a=28^{\circ}C$, modules en parallèle.....	75
fig 5-11:	Evolution de T_i à $I=5,5A$ sous $V=9$ volts, $T_a = 28^{\circ}C$ modules en parallèle.....	76
fig 5-12:	Evolution de la température de la charge T_e , pour $T_a = 28^{\circ}C$, $I=5,5A$ sous $V=9$ volts, modules en parallèle.....	76
fig 5-13:	Evolution de T_i avec $I=5,7A$ sous 10V, charge 0,5 litre, $T_a=27^{\circ}C$, modules électriquement en parallèle.....	77
fig 5-14:	Evolution de T_i pour l'enceinte à vide, $I=6,9A$ ($V=12$ volts), $T_a=26^{\circ}C$, modules en parallèle, échangeur à plaques ventilé.....	79
fig 5-15:	Evolution de T_i à $I=6,9A$ ($V=12$ volts), charge 0,5 litre, $T_a=25^{\circ}C$, modules électriquement en parallèle, échangeur à plaques ventilé.....	79
fig 5-16:	Evolution de T_i pour $I=6,9A$ ($V=12$ volts), charge 0,5 l, échangeur en convection naturelle, $T_a=26^{\circ}C$	80
fig 5-17:	Schéma d'un échangeur à faisceau de tubes.....	81
fig 5-18:	Enceinte avec échangeur serpentin tout autour.....	82
fig 5-19:	Evolution de T_i pour $T_a=26^{\circ}C$, $I=6A$, sous 10,5 volts, 2 modules en parallèle, échangeur à faisceau de tubes non ventilé.....	84
fig 5-20:	Evolution de T_i pour $T_a=26^{\circ}C$, $I=6,5A$, charge 0,5 l, 2 modules en parallèle, échangeur à faisceau de tube ventilé.....	84
fig 5-21:	Evolution de T_i , avec $I=6,5A$ sous 10,5 volts, charge 0,5 l, $T_a=26^{\circ}C$, échangeur serpentin.....	85
fig 5-22:	Evolution de T_i dans la petite enceinte à vide, $I=4A$ sous 12 volts, $T_a=25^{\circ}C$, échangeur à faisceau de tubes ventilé.....	86

fig 5-23:	Evolution de T_e dans la petite enceinte, $I=4$ A sous 12V, $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur à faisceau de tubes ventilé.....	87
fig 5-24:	Evolution de T_f dans la petite enceinte à vide, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=25^\circ\text{C}$, échangeur à faisceau de tubes ventilé.....	87
fig 5-25:	Evolution de T_i dans la petite enceinte, charge 0,5 l, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur serpentin.....	88
fig 5-26:	Evolution de la température de la charge dans la petite enceinte, charge 0,5 l, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur serpentin....	89
fig 5-27:	Evolution de T_f dans la petite enceinte, charge 0,5 l, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur serpentin.....	89
fig 5-28:	Evolution de la température théorique T_i dans l'enceinte de 3 l (à vide), $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=35^\circ\text{C}$	90
fig 5-29:	Evolution de la température théorique T_i dans l'enceinte de 3 litres, (charge 0,5 litre), $I = 4$ A sous 12 volts, $T_a=35^\circ\text{C}$	90

LISTE DES TABLEAUX

Tabl.1-1:	Caractéristiques des principaux types de thermocouples.....	8
Tabl.1-2:	Pouvoir thermoélectrique de quelques métaux et alliages.....	8
Tabl.1-3:	Pouvoir thermoélectrique de quelques semi-conducteurs.....	9
Tabl.3-1:	dimensions des bacs des enceintes expérimentées.....	33
Tabl.3-2:	Caractéristiques du module 801-2004 Cambion.....	35
Tabl.3-3:	Caractéristiques de la pompe RENA C40.....	37
Tabl.4-1:	Résistance électrique et pouvoir thermoélectrique du module en fonction de la température moyenne.....	43
Tabl.4-2:	Détermination du coefficient de conduction du module.....	45
Tabl.4-3:	Organigramme de la recherche de températures des faces chaude et froide en régime stationnaire.....	48
Tabl.4-4:	Organigramme de la recherche de T_i en régime variable.....	50
Tabl.4-5:	Organigramme de calcul du nombre de modules.....	59
Tabl.4-6:	Nombre de modules, tension aux bornes des modules et coefficient d'échanges du système de refroidissement en fonction du volume de l'enceinte, montage en série.....	60
Tabl.5-1:	Résultats de mesures sur quelques points à l'intérieur de l'enceinte à $I=2$ A, $T_a=26^\circ\text{C}$, modules en série électrique.....	66
Tabl. 5-2 a et 5-2 b:	Résultats des mesures pour 2 modules en série pour $I=2,5$ A, $T_a=27^\circ\text{C}$, charge 0,5 litre.....	68/69

NOTATIONS.....	1
INTRODUCTION.....	3
I RAPPELS THEORIQUES SUR LES PHENOMENES THERMOELECTRIQUES.....	5
1.1 Effet Seebeck.....	5
1.2 Effet Peltier.....	9
1.3 Effet Thomson.....	10
1.4 Relations de Thomson.....	12
1.5 Approche des phénomènes thermoélectriques par la thermodynamique des processus irréversibles.....	14
1.5.1 Relations entre flux et forces.....	14
1.5.2 Application à la thermoélectricité.....	15
1.5.3 Expressions des coefficients thermoélectriques.....	19
II TECHNOLOGIE ET PERFORMANCES DES MODULES THERMOELECTRIQUES.....	23
2.1 Structure d'un module thermoélectrique.....	23
2.2 Coefficient de performance d'un couple thermoélectrique.....	25
2.3 Intensité de courant optimale.....	29
2.4 Matériaux thermoélectriques.....	29
III DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	33
3.1 Les enceintes réfrigérées.....	33
3.2 Les modules thermoélectriques.....	35
3.3 La pompe centrifuge.....	38
3.4 La chaîne de mesure.....	38
IV SIMULATION DU COMPORTEMENT DU REFRIGERATEUR EN REGIME DYNAMIQUE.....	42
4.1 Evaluation des fonctions $\alpha(A/B,T)$ et $R(T)$	42
4.2 Détermination du coefficient de conduction du module.....	43
4.3 Bilan thermique du système Enceinte-module en régime stationnaire.....	46
4.4 Simulation du comportement du système en régime dynamique.....	49
4.5 Détermination du coefficient de déperditions de l'enceinte.....	51
4.6 Evaluation du coefficient d'échanges entre l'enceinte et le module.....	52

4.7	Evaluation du nombre de modules à prévoir en fonction du volume de l'enceinte	58
V	RESULTATS EXPERIMENTAUX ET COMMENTAIRES.....	61
5.1	Protocole expérimental.....	61
5.2	Système de refroidissement par radiateur à ailettes, enceinte de 16 litres, un module de réfrigération.....	63
5.3	Système avec plaque de refroidissement, 2 modules.....	65
5.3.1	Modules électriquement en série.....	67
5.3.2	Montage avec 2 modules électriquement en parallèle.....	74
5.3.3	Expériences avec d'autres types d'échangeurs.....	81
5.3.3.1	Echangeur à faisceau de tubes.....	82
5.3.3.2	Echangeur du type serpentin.....	83
5.3.4	Expérimentation sur une enceinte de faible volume (3 litres).....	85
5.3.4.1	Essai avec l'échangeur à faisceau de tubes avec ventilation forcée.....	86
5.3.4.2	Essai avec l'échangeur du type serpentin.....	88
	CONCLUSIONS.....	91
	BIBLIOGRAPHIE.....	93

NOTATIONS

<u>Symbole</u>	<u>Définition</u>	<u>Unité</u>
a	diffusivité thermique	m ² /s
C	capacité thermique	J/K
C _p	chaleur spécifique à pression constante	J/(Kg.K)
Δt	pas de temps	s
e	épaisseur	m
e	fem de Seebeck	V
F	facteur de forme	m
G _{th}	conductance thermique	W/K
h	coefficient d'échanges superficiels	W/(m ² .K)
I	intensité du courant électrique	Ampère (A)
J	densité de courant	A/m ²
K	conductance thermique du module	W/K
K _e	coefficient d'échanges de chaleur entre le radiateur et le milieu extérieur	W/K
K _{enc}	coefficient de déperditions de l'enceinte	W/K
K _i	coefficient d'échanges entre le module et le milieu ambiant intérieur	W/K
L	longueur	m
l	largeur	m
n	concentration des porteurs	m ⁻³
P	Puissance	Watt (W)
q	charge de l'électron	C
Q _c	flux de chaleur à la face chaude du module	W
Q _f	flux de chaleur à la face froide du module	W
R	résistance électrique	Ohm
R _{th}	résistance thermique	K/W

t	temps	s
T	température	K
T_i	température de la face latérale i	K
T_a	température ambiante extérieure	K
T_c	température de la face chaude du module	K
T_f	température de la face froide du module	K
T_{fo}	température de fond de l'enceinte	K
T_i	température de l'air à l'intérieur de l'enceinte	K
v	volume	m^3
V	potentiel électrique	V
Z	facteur de qualité	K^{-1}
α	pouvoir thermoélectrique	V/K
ϵ	champ électrique	V
ϕ	flux de chaleur	W
η	rendement	sans dimension
φ	potentiel chimique	J/mole
λ	conductivité thermique	$W/(m.K)$
μ	potentiel électrochimique	J/mole
π	coefficient de Peltier	Volts (V)
ρ	masse volumique	Kg/m^3
ρ	résistivité électrique	$\Omega.m$
σ	conductivité électrique	$\Omega^{-1}.m^{-1}$
τ	coefficient de Thomson	V/K

INTRODUCTION

Le Laboratoire d'Energétique Appliquée a développé vers les années 1987 un réfrigérateur solaire photovoltaïque destiné à conserver des vaccins à 4°C et pour une température extérieure de 40°C. Ce réfrigérateur bien qu'initialement prévu pour être embarqué, est plutôt approprié à équiper les centres de Santé pour une utilisation sur site.

En complément, il nous a été demandé d'étudier la possibilité de réaliser de petites enceintes réfrigérées embarquables à bord de véhicule automobile pouvant être éventuellement alimentés par photopiles dans l'optique de transporter des médicaments, dans des conditions de températures imposées par l'O.M.S.

Concernant la production de froid, nous avons adopté la méthode consistant à utiliser des modules thermoélectriques à effet Peltier. On dispose dans le commerce, de modules thermoélectriques à des prix compétitifs, permettant de réaliser des réfrigérateurs à systèmes frigorifiques de dimensions très réduites (quelques dizaines de cm³) et de faible poids (quelques dizaines de grammes). On trouve sur le marché, pour des usages grand public, des enceintes de 3 à 10 litres plutôt destinées à un climat tempéré permettant de conserver des denrées et des boissons à une température d'environ 10°C pour une ambiance d'environ 25°C.

A notre connaissance il n'existe pas à ce jour de réalisations d'enceintes embarquables conformes aux normes de l'O.M.S. Le transport de vaccins, lors des campagnes de vaccination se fait dans beaucoup de zones rurales, par l'intermédiaire des glacières. Dans le cadre de notre mémoire de D.E.A, nous avons mis au point et étudié une enceinte refroidie avec un module thermoélectrique de marque Cambion 801-2004 de 50 watts - 15 volts. Le problème majeur soulevé par ce type de solution est relatif à l'évacuation vers

l'extérieur, sous nos climats et dans de bonnes conditions techniques de la chaleur enlevée à l'enceinte.

Dans ce travail de thèse, nous avons donc imaginé et expérimenté un certain nombre de solutions permettant de ne pas dépasser une température de 8°C, limite supérieure tolérée.

Nous avons étudié trois enceintes, respectivement de 16, 10 et 3 litres refroidies par radiateur à ailettes pour la première et par radiateur à circulation d'eau avec ou sans ventilation forcée, pour les deux dernières.

Le premier chapitre de ce mémoire est consacré à la présentation des phénomènes thermoélectriques et des lois qui les régissent.

Dans le chapitre II, nous montrons comment sont réalisés sur le plan technique les modules à effet Peltier et précisons les critères qui ont guidé le choix des matériaux thermoélectriques utilisés.

Le dispositif expérimental est décrit dans le chapitre III.

Pour des raisons financières, il nous a été difficile de réaliser un grand nombre d'enceintes. Nous avons mis au point un modèle analytico-numérique permettant de simuler le comportement du système tant en régime stationnaire qu'en régime dynamique et d'en prévoir les performances. Cette partie de notre travail fait l'objet du chapitre IV.

Enfin dans le 5^{ème} et dernier chapitre, nous présentons les résultats expérimentaux obtenus et après confrontation avec les résultats théoriques prévus par le modèle, nous dégageons les conclusions de cette étude.

CHAPITRE I

I RAPPELS THEORIQUES SUR LES PHENOMENES THERMOELECTRIQUES

Les phénomènes thermoélectriques apparaissent au sein d'un matériau lorsqu'un gradient de température est créé dans celui-ci. Les plus connus de ces phénomènes sont : l'effet Seebeck, l'effet Peltier et l'effet Thomson.

1.1 Effet Seebeck

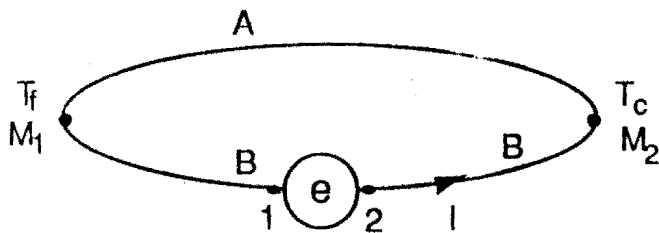


fig 1-1 Circuit thermoélectrique élémentaire

C'est historiquement, la première manifestation de la thermoélectricité qui fut mise en évidence en 1821 par Thomas Seebeck (fig 1-1). Dans un circuit électrique hétérogène fermé, il y a apparition d'un courant électrique dès lors que deux des jonctions sont à des températures différentes. Il faut donc admettre l'existence d'une force électromotrice précisément appelée f.e.m. de Seebeck. On explique cette f.e.m. par l'existence d'un champ électrique local \vec{E} directement relié au gradient de température par l'intermédiaire d'un coefficient α_{th} appelé pouvoir thermoélectrique [5] :

$$\vec{E} = -\alpha_m \vec{\text{grad}} T \quad (1-1)$$

Dans le cas d'un circuit constitué de deux conducteurs A et B dont les deux jonctions sont aux températures T_f et T_c , la force électromotrice que nous notons $e(A/B, T_c, T_f)$ est égale à la circulation du champ électrique le long du circuit :

$$e(A/B, T_c, T_f) = \int_{M_2}^{M_1} -\alpha_A \vec{\text{grad}} T \cdot d\vec{M} - \int_{M_1}^{M_2} \alpha_B \vec{\text{grad}} T \cdot d\vec{M}$$

soit

$$e(A/B, T_c, T_f) = \int_{T_f}^{T_c} \alpha_A(T) dT - \int_{T_f}^{T_c} \alpha_B(T) dT = \int_{T_f}^{T_c} (\alpha_A(T) - \alpha_B(T)) dT$$

d'où

$$e(A/B, T_c, T_f) = \int_{T_f}^{T_c} \alpha(A/B, T) dT \quad (1-2)$$

avec $\alpha(A/B, T) = \alpha_A(T) - \alpha_B(T)$

$\alpha(A/B, T)$ est le pouvoir thermoélectrique relatif du couple de conducteurs A et B, encore appelé coefficient de Seebeck.

En pratique la f.e.m. $e(A/B, T_c, T_f)$ est bien approximée par le polynôme du 4ème degré :

$$e(A/B, T_c, T_f) = C_1(T_c - T_f) + \frac{C_2}{2}(T_c - T_f)^2 + \frac{C_3}{3}(T_c - T_f)^3 + \frac{C_4}{4}(T_c - T_f)^4 \quad (1-3)$$

Les coefficients C_i sont des constantes dont les valeurs dépendent des matériaux A et B et de la température T_f .

Le coefficient de Seebeck (ou pouvoir thermoélectrique relatif), pour une température T_f constante, est alors donné par la relation :

$$\alpha(A/B, T_c) = \frac{d e (A/B, T_c, T_f)}{dT_c} = C_1 + C_2(T_c - T_f) + C_3(T_c - T_f)^2 + C_4(T_c - T_f)^3 \quad (1-4)$$

Il s'exprime en pratique en $\mu\text{V/K}$. Comme on le remarque le coefficient $\alpha(A/B, T_c)$ dépend non seulement des matériaux A et B mais aussi des températures T_c et T_f . Dans le tableau 1-1, on donne quelques valeurs des coefficients $\alpha(A/B, T_c)$ pour des couples thermoélectriques les plus courants.

Précisons que le pouvoir thermoélectrique absolu des matériaux n'est pas accessible à la mesure même si ce terme est souvent utilisé. Dans la pratique on s'intéresse au pouvoir thermoélectrique relatif à un matériau de référence (platine ou plomb). On conserve néanmoins le terme de pouvoir thermoélectrique absolu.

Notons que :

$$\alpha_A - \alpha_B = (\alpha_A - \alpha_R) - (\alpha_B - \alpha_R)$$

où α_R est le pouvoir thermoélectrique absolu du matériau de référence.

NATURE DU COUPLE	POUVOIR THERMOELECTRIQUE
Platine 13% Rhodium/ Platine (type R)	8.9 μ V/K de 0 à 500°C 12 μ V/K de 500 à 1000°C
Platine 10%Rhodium/platine (type S)	8.5 μ V/K de 0 à 500°C 11 μ V/K de 500 à 1000 °C
Fer/Cuivre-Nickel (type J)	55 μ V/K de 0 à 500°C 61 μ V/K de 500 à 1000°C
Cuivre/Cuivre-Nickel (type T)	51 μ V/K de 0 à 350°C
Nickel-Chrome/Cuivre-Nickel (type E)	74 μ V/K de 0 à 500°C 80 μ V/K de 500 à 900°C
Nickel-Chrome/Nickel-Aluminium (type K)	41 μ V/K de 0 à 1000°C

Tableau 1-1 Caractéristiques des principaux types de thermocouples

Matériaux	$\alpha(\mu$ V/K)	Matériaux	$\alpha(\mu$ V/K)
Bismuth	-68	Magnésium	0
Constantan	-38	Plomb	0
Nickel	-20	Argent	2,7
Alumel	-17,3	Or	2,9
Sodium	-6,5	Zinc	3,1
Platine	-4,4	Fer	15
Aluminium	-0,4	Chromel	24

Tableau 1-2 Pouvoir thermoélectrique de quelques métaux et alliages

Substances	$\alpha(\mu\text{V/K})$	Substances	$\alpha(\mu\text{V/K})$
FeO	-500	FeS	26
PbS	-160	Bi ₂ S ₃	80
SnO	-140	Bi ₂ Te ₃	170
CuS	-7	CuO	1120

Tableau 1-3 Pouvoir thermoélectrique de quelques semi-conducteurs

2. Effet Peltier

Il a été découvert en 1834 par Jean Peltier. A la jonction de deux conducteurs A et B, à une température T, il y a dégagement ou absorption de chaleur lorsque celle-ci est traversée par un courant électrique (fig 1-2). Le phénomène s'explique par l'existence d'une différence de potentiel de contact au niveau de la jonction[17].

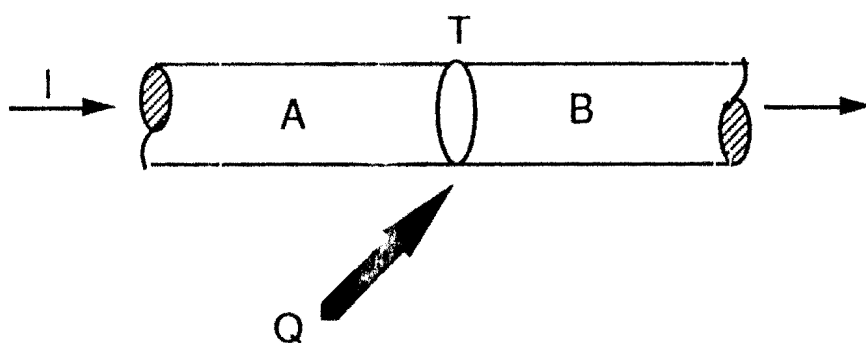


fig 1-2 L'effet Peltier se traduit ici par une absorption de chaleur au niveau de la jonction

La quantité de chaleur absorbée ou dégagée pendant le temps dt est donnée par la relation :

$$dW = \pi (A/B, T) \cdot I \cdot dt \quad (1-5)$$

Le coefficient $\pi (A/B, T)$ appelé coefficient de Peltier a la dimension d'une tension. Sa valeur est de l'ordre du millivolt pour les métaux et de l'ordre de la centaine de millivolts pour les semiconducteurs.

Par exemple à 0°C [7] :

jonction Bismuth/Cuivre $\pi = 21$ mV

jonction Fer/Cuivre $\pi = 3$ mV

jonction Cuivre/Zinc $\pi = 0,03$ mV

pour un couple du module utilisé (Bi_2Te_3 dopés N et P)

$\pi = 98$ mV

Le sens du transfert de chaleur (jonction - milieu extérieur) est inversé lorsqu'on change le sens du courant ; cela signifie que :

$$\pi (A/B, T) = - \pi (B/A, T)$$

L'utilisation des métaux est réservée pour la mesure des températures (thermocouples) et celles des semiconducteurs pour la réfrigération.

1.3 Effet Thomson

On doit à William THOMSON (Lord KELVIN) d'avoir établi, en 1854, une théorie qui donne une juste explication de l'Effet Seebeck. Thomson a montré en effet qu'il existe un autre phénomène thermoélectrique connu sous le nom d'effet Thomson : dans un conducteur homogène parcouru par un courant électrique, on observe une absorption ou un dégagement de chaleur dès lors que ce conducteur est le siège d'un gradient de température. Ce phénomène s'explique, comme on l'a vu, par l'apparition d'un champ électrique E dont la valeur dépend de la nature du conducteur et du gradient de température. Cela signifie qu'entre deux points M_1 et M_2 d u

conducteur, il existe une différence de potentiel égale à la circulation du champ électrique entre M_1 et M_2 :

$$e = \int_{M_1}^{M_2} \vec{E} \cdot d\vec{M} \quad (1-6)$$

Cette différence de potentiel entre M_1 et M_2 appelé f.e.m de Thomson est donnée par la relation :

$$e = \int_{T_1}^{T_2} \tau(T) dT \quad (1-7)$$

τ , coefficient de Thomson a une valeur qui dépend du matériau et de la température. Par exemple à 20°C

Pour le cuivre : $\tau = 2,2 \text{ mV}/^\circ\text{C}$

et pour le fer : $\tau = -8,4 \text{ mV}/^\circ\text{C}$

Thomson a montré que l'effet Seebeck est l'association de l'effet Thomson et de l'effet Peltier.

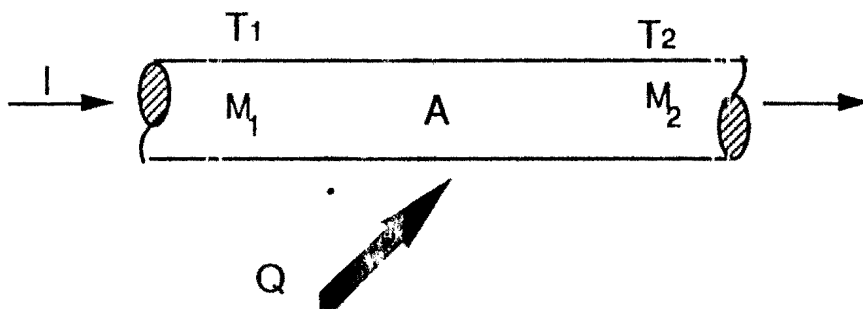


fig 1-3 Mise en évidence de l'effet Thomson : il se traduit ici par une absorption de chaleur le long du circuit.

1.4 Relations de Thomson

Thomson a établi des relations qui lient les coefficients de Peltier, Thomson et Seebeck [4], [6].

Considérons le circuit de la figure 1-4. Le système constitué des matériaux A et B peut être traité par la thermodynamique classique. On suppose qu'il est isolé et que les températures sont maintenues constantes le long des fils et au niveau des jonctions par des thermostats appropriés.

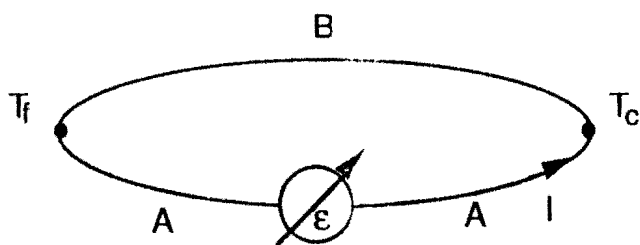


fig 1-4 Circuit thermoélectrique thermostaté

Soit R la résistance électrique du circuit. Le bilan énergétique appliqué à ce circuit tient compte des quantités de chaleur mises en jeu par effets Joule, Peltier et Seebeck. Il s'écrit :

$$\epsilon I = R I^2 + (\pi(A/B, T_c) - \pi(A/B, T_f)) I + \int_{T_f}^{T_c} (\tau_A - \tau_B) I dT \quad (1-8)$$

On tire :

$$\epsilon = R I + \pi(A/B, T_c) - \pi(A/B, T_f) + \int_{T_f}^{T_c} (\tau_A - \tau_B) dT \quad (1-9)$$

Ajustons la valeur de la force électromotrice ϵ de manière à annuler le courant I . La f.e.m ϵ est en ce moment égale à la force électromotrice de Seebeck $e(A/B, T_c, T_f)$.

D'où :

$$e(A/B, T_c, T_f) = \pi(A/B, T_c) - \pi(A/B, T_f) + \int_{T_f}^{T_c} (\tau_A - \tau_B) dT \quad (1-10)$$

Le système étant fermé, le second principe de la thermodynamique applicable aux processus réversibles, nous permet de déduire :

$$\frac{\pi(A/B, T_c)}{T_c} - \frac{\pi(A/B, T_f)}{T_f} + \int_{T_f}^{T_c} \frac{\tau_A(T) - \tau_B(T)}{T} dT = 0 \quad (1-11)$$

Des équations 1-10 et 1-11, en posant $T_c=T$, on trouve :

$$\alpha(A/B, T) = \frac{\pi(A/B, T)}{T} \quad (1-12)$$

$$\frac{d\alpha(A/B, T)}{dT} = \frac{\tau_B - \tau_A}{T} \quad (1-13)$$

1.5 Approche des phénomènes thermoélectriques par la thermodynamique des processus irréversibles

1.5.1 Relations entre flux et forces

Les phénomènes irréversibles naissent de l'apparition d'un gradient de température, d'un champ électrique, etc... Dans ces phénomènes, les flux, de chaleur, de courant, de masse etc... sont liés aux forces comme le champ électrique, le gradient de température etc... par une relation de la forme [4], [6] :

$$\vec{J} = [L] \vec{X} \quad (1-14)$$

où \vec{J} est le vecteur flux, \vec{X} la force et $[L]$ la matrice des coefficients phénoménologiques d'ONSAGER.

Exemples :

* la loi de Fourier:

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}$$

où:

- ϕ est le vecteur densité de flux de chaleur
- λ est la conductivité thermique
- $\overrightarrow{\text{grad}T}$ est la force

* la loi d'Ohm

$$\vec{J} = -\sigma \overrightarrow{\text{grad}V}$$

où :

- \vec{J} est le vecteur densité de courant
- σ est la conductivité électrique
- $\overrightarrow{\text{grad}V}$ est la force

Il arrive que plusieurs phénomènes irréversibles interviennent simultanément ; on dit alors qu'ils sont couplés [8]. En l'absence de champ magnétique, la matrice [L] est symétrique, d'où :

$$L_{ij} = L_{ji}$$

C'est la relation de réciprocité d'ONSAGER.

ONSAGER [4] a montré d'autre part, que la création d'entropie par unité de temps et par unité de volume noté Θ , résultant des phénomènes irréversibles peut se mettre sous la forme d'une somme de produits d'un flux par une force :

$$\Theta = \vec{J} \cdot \vec{X} \quad (1-15)$$

1.5.2 Applications à la thermoélectricité

Considérons un système constitué par un matériau conducteur de la chaleur et de l'électricité et admettons que le seul type de porteurs existant sont les électrons. La matrice des coefficients d'ONSAGER de la relation 1-14 se réduit à une matrice 2-2 reliant les flux (d'entropie J_s et d'électrons J_n) aux forces (X_s, X_n) dérivant des gradients de température et de potentiel. Elle s'écrit :

$$[L] = \begin{bmatrix} L_{nn} & L_{ns} \\ L_{sn} & L_{ss} \end{bmatrix}$$

La variation d'entropie d'un élément de volume unité est donnée par l'équation de Gibbs:

$$dS = \frac{du - \mu dn}{T} \quad (1-16)$$

où u est l'énergie interne par unité de volume ; n est le nombre d'électrons par unité de volume, μ le potentiel électrochimique pour un électron et n le nombre d'électrons par unité de volume.

Le potentiel électrochimique peut s'écrire en fonction du potentiel chimique ϕ et du potentiel électrique V :

$$\mu = \phi - qV \quad (1-17)$$

où q est la valeur absolue de la charge d'un électron.

De 1-16, nous déduisons la variation d'entropie par unité de temps :

$$\frac{dS}{dt} = \frac{1}{T} \frac{du}{dt} - \frac{\mu}{T} \frac{dn}{dt} \quad (1-18)$$

En notant \vec{w} le vecteur densité d'énergie, la loi de la conservation de l'énergie permet d'écrire :

$$\frac{du}{dt} + \text{div } \vec{w} = 0 \quad (1-19)$$

De même si \vec{J}_n est défini comme la densité de flux d'électrons, la loi de la conservation de la charge s'écrit :

$$\frac{dn}{dt} + \text{div } \vec{J}_n = 0 \quad (1-20)$$

Le vecteur densité de flux d'entropie \vec{J}_s est lié à la création d'entropie par la relation:

$$\Theta = \frac{dS}{dt} + \text{div } \vec{J}_s \quad (1-21)$$

En introduisant les relations 1-19 et 1-20 dans 1-18 on obtient :

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{1}{T} \text{div } \vec{w} + \frac{\mu}{T} \text{div } \vec{J}_n \quad (1-22)$$

ce qui peut encore s'écrire :

$$\frac{dS}{dt} + \text{div } \frac{\vec{w} - \mu \vec{J}_n}{T} = \vec{w} \overrightarrow{\text{grad}} \frac{1}{T} - \vec{J}_n \overrightarrow{\text{grad}} \frac{\mu}{T} \quad (1-23)$$

Par identification avec l'équation (1-21), nous en déduisons :

$$\Theta = \vec{w} \overrightarrow{\text{grad}} \frac{1}{T} - \vec{J}_n \overrightarrow{\text{grad}} \frac{\mu}{T} \quad (1-24)$$

et

$$\vec{J}_s = \frac{\vec{w} - \mu \vec{J}_n}{T} \quad (1-25)$$

En tenant compte de (1-25), l'équation (1-24) devient :

$$\Theta = \vec{J}_s T \overrightarrow{\text{grad}} \frac{1}{T} - \vec{J}_n \frac{1}{T} \overrightarrow{\text{grad}} \mu \quad (1-26)$$

Les forces sont donc :

$$\vec{X}_s = T \overrightarrow{\text{grad}} \frac{1}{T} \quad \text{et} \quad \vec{X}_n = -\frac{1}{T} \overrightarrow{\text{grad}} \mu$$

et les flux s'expriment par les relations :

$$\vec{J}_n = L_{nn} \left(-\frac{1}{T} \overrightarrow{\text{grad}} \mu \right) + L_{ns} \left(T \overrightarrow{\text{grad}} \frac{1}{T} \right) \quad (1-27)$$

$$\vec{J}_s = L_{sn} \left(-\frac{1}{T} \overrightarrow{\text{grad}} \mu \right) + L_{ss} \left(T \overrightarrow{\text{grad}} \frac{1}{T} \right) \quad (1-28)$$

Notons que la conductivité électrique σ et la conductivité thermique λ peuvent s'exprimer en fonction des coefficients phénoménologiques L_{ij} . En effet, dans la relation (1-27) posons $\text{grad}T=0$. Nous obtenons

$$\vec{J}_n = -\frac{L_{nn}}{T} (\vec{\text{grad}} \varphi - q \vec{\text{grad}} V) = -\frac{L_{nn}}{T} (\vec{\text{grad}} \varphi + q \vec{E}) \quad (1-29)$$

La densité de courant a pour expression :

$$\vec{J} = -q \vec{J}_n = q \frac{L_{nn}}{T} \vec{\text{grad}} \varphi + q^2 \frac{L_{nn}}{T} \vec{E} \quad (1-30)$$

Le premier terme représente le courant de diffusion et le second terme le courant de conduction. On peut alors écrire :

$$\sigma = q^2 \frac{L_{nn}}{T} \quad (1-31)$$

En circuit ouvert ($J_n=0$) les relations (1-27) et (1-28) permettent d'écrire :

$$\vec{J}_s = T \left(\frac{-L_{ns}^2 + L_{ss} L_{nn}}{L_{nn}} \right) \vec{\text{grad}} \frac{1}{T}$$

La quantité $T \vec{J}_s$ est égale à la densité de flux de chaleur à courant nul :

$$T \vec{J}_s = - \left(\frac{-L_{ns}^2 + L_{ss}L_{nn}}{L_{nn}} \right) \vec{\text{grad}} T = -\lambda \vec{\text{grad}} T \quad (1-32)$$

d'où

$$\lambda = \frac{L_{ss}L_{nn} - L_{sn}^2}{L_{nn}}$$

1.5.3 Expressions des coefficients thermoélectriques

Dans les relations 1-27 et 1-28, posons :

$$\text{grad } T = 0$$

et

$$S^* = \frac{J_s}{J_n} = \frac{L_{sn}}{L_{nn}} \quad (1-33)$$

S^* est l'entropie de transport pour une transformation isotherme. La relation de réciprocity d'ONSAGER permet d'écrire l'expression (1-33) sous la forme :

$$S^* = \frac{L_{ns}}{L_{nn}}$$

En tenant compte des relations (1-27), (1-31) et (1-33), on peut écrire :

$$\rho \vec{J} = \frac{\vec{J}}{\sigma} = -\frac{q}{\sigma} \vec{J}_n = \frac{1}{q} \vec{\text{grad}} \mu + \frac{S^*}{q} \vec{\text{grad}} T \quad (1-34)$$

Reportons-nous à la figure (1-1) et supposons pour simplifier, que le système est unidimensionnel. En considérant comme nulle, la résistance de la jonction, la différence de potentiel entre les points 1

et 2 s'écrit :

$$V_1 - V_2 = \int_1^2 \vec{E} \cdot d\vec{x} = - \int_1^2 \frac{dV}{dx} dx$$

En tenant compte de (1-17) et (1-34), on a :

$$V_1 - V_2 = - \frac{1}{q} \int_1^2 \frac{d\phi}{dx} dx + J \int_1^2 (\rho_A + \rho_B) dx - \frac{1}{q} \int_{T_f}^{T_c} (S_A^* - S_B^*) dT \quad (1-35)$$

Comme les bornes 1 et 2 sont en même matériau conducteur et sont à la même température, le premier terme est nul. La f.e.m de Seebeck étant définie comme celle de circuit ouvert ($J=0$), on obtient

$$e_{A/B} = - \frac{1}{q} \int_{T_f}^{T_c} (S_A^* - S_B^*) dT$$

Le coefficient de Seebeck s'exprime donc par la relation :

$$\alpha_{A/B} = \frac{de_{A/B}}{dT} = - \frac{1}{q} (S_A^* - S_B^*) \quad (1-36)$$

Si un courant électrique parcourt le circuit, la densité de flux d'énergie est, en utilisant (1-25) :

$$\vec{w} = T \vec{J}_s + \mu \vec{J}_n \quad (1-37)$$

Des relations 1-27, 1-28, 1-32 et 1-33, nous tirons :

$$T \vec{J}_s = T S^* \vec{J}_n - \lambda \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (1-38)$$

L'équation (1-37) peut encore s'écrire :

$$\vec{w} = (T S^* + \mu) \vec{J}_n - \lambda \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (1-39)$$

Dans le circuit, les conducteurs sont cylindriques. L'énergie absorbée sur un segment de longueur dx vaut :

$$Q(x) = \frac{dw}{dx} = J_n \left(S^* \frac{dT}{dx} + T \frac{dS^*}{dx} + \frac{d\mu}{dx} \right) - \frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) \quad (1-40)$$

En tenant compte de (1-34), cette relation devient

$$Q(x) = -T \frac{J}{q} \frac{dS^*}{dx} - \frac{J^2}{\sigma} - \frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) \quad (1-41)$$

Les deux derniers termes de cette relation représentent respectivement la chaleur par effet Joule et la chaleur par conduction thermique due au gradient de température.

On peut montrer que le premier terme englobe les chaleurs par effet Peltier et par effet Thomson :

* en effet, considérons la chaleur absorbée dans un élément de longueur dx , loin des jonctions.

Le premier terme de l'équation (1-41) s'écrit :

$$- \left(T \frac{J}{q} \frac{dS^*}{dx} \right) dx = - J \left(\frac{dT}{dx} \right) \frac{T}{q} \left(\frac{dS^*}{dT} \right) dx \quad (1-42)$$

Il représente un flux de chaleur proportionnel à une intensité de courant et à un gradient de température. La constante de proportionnalité est le coefficient de Thomson.

$$\tau = - \frac{T}{q} \frac{dS^*}{dT} \quad (1-43)$$

* De même, considérons une des jonctions des matériaux A et B. Si cette jonction est isotherme, le premier terme de l'équation 1-42 s'écrit :

$$- T \frac{J}{q} \left(\frac{dS^*}{dx} \right) dx = - J \frac{T}{q} (S_B^* - S_A^*) \quad (1-44)$$

Notons que ce terme représente un échange de chaleur au niveau d'une jonction, proportionnel à J ; on identifie la constante de proportionnalité comme étant le coefficient de Peltier.

D'où

$$\pi_{A/B} = \frac{T}{q} (S_B^* - S_A^*) \quad (1-45)$$

En regroupant les équations 1-36, 1-43 et 1-45, on a :

$$\tau = - T \frac{d\alpha}{dT} \quad (1-46)$$

$$\pi_{A/B} = T \alpha_{A/B} \quad (1-47)$$

La thermodynamique des processus irréversibles donne le même résultat que la théorie classique de Kelvin.

CHAPITRE II

II. TECHNOLOGIE ET PERFORMANCES DES MODULES THERMOELECTRIQUES

2.1 Structure d' un module thermoélectrique

Un module thermoélectrique est constitué d'un certain nombre d'éléments réfrigérants identiques réalisés eux-mêmes à partir d'éléments simples schématisés sur la figure 2-1. Deux barreaux de matériaux semiconducteurs A et B, associés à des ponts en cuivre réalisent un circuit thermoélectrique, le sens du courant déterminant une face chaude et une face froide, où respectivement se dégage et s'absorbe une certaine quantité de chaleur. La structure plane des jonctions permet la mise en contact thermique optimal avec le milieu à refroidir. L'utilisation du cuivre se justifie par le fait qu'il est un bon conducteur de la chaleur et de l'électricité.

Les éléments réfrigérants sont associés en série électrique et en parallèle thermique (fig. 2-2). Bien entendu, l'évacuation de la chaleur dégagée aux jonctions chaudes doit être suffisamment efficace pour obtenir des températures de fonctionnement assez basses.

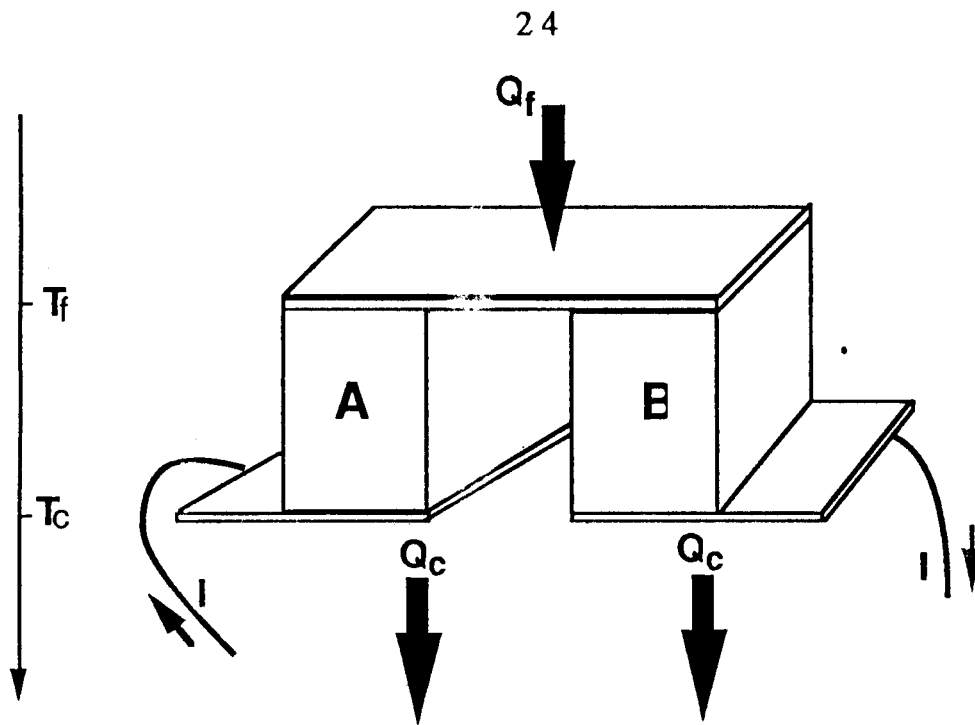


fig 2-1 Schéma d'un couple d'éléments réfrigérants

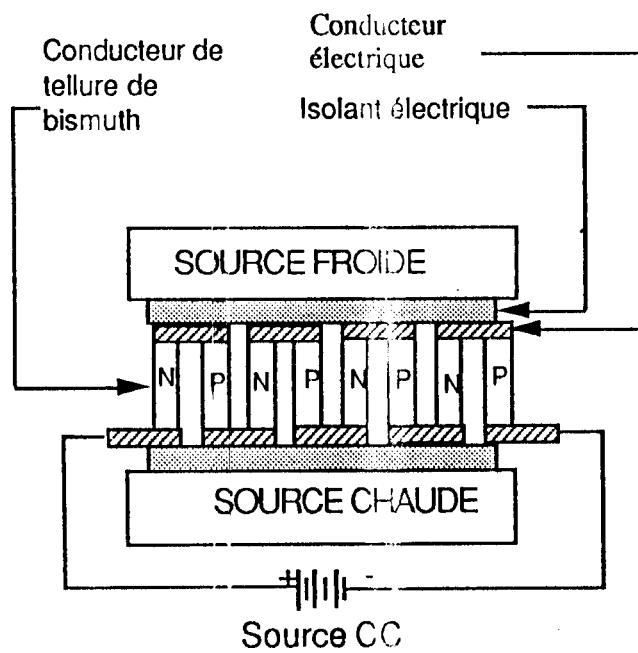


fig 2-2 Schéma d'un ensemble de couples réfrigérants

2.2 Coefficient de performance d'un couple thermoélectrique

Soit la cellule à effet Peltier représentée sur la fig 2-1. Les transferts d'énergie entre les deux jonctions sont la combinaison de trois composantes (fig 2-3) :

a°) le flux de chaleur dégagée par effet Joule par les matériaux A et B arrivant sur chaque jonction par unité de temps : $1/2.RI^2$; R est la résistance électrique des éléments semi-conducteurs A et B électriquement en série :

$$R = \frac{\rho_A}{\gamma_A} + \frac{\rho_B}{\gamma_B}$$

ρ est la résistivité électrique des matériaux A et B ; γ est le rapport entre la section et la longueur des éléments A et B.

On démontre en effet que la chaleur dégagée par effet Joule est équitablement répartie entre la soudure froide et la soudure chaude, quelle que soit la différence de température $T_c - T_f$.

b°) le flux de chaleur par conduction thermique entre les jonctions : $K.\Delta T$.

ΔT est la différence de température entre la jonction chaude et la jonction froide ($\Delta T = T_c - T_f$) ; K est la conductance des éléments semi-conducteurs A et B thermiquement en parallèle :

$$K = \lambda_A \gamma_A + \lambda_B \gamma_B$$

Dans cette relation, λ est la conductivité thermique

c°) le flux de chaleur par effet Peltier depuis chaque jonction : $\alpha.T.I$

A l'équilibre, le bilan s'écrit sur la jonction froide :

$$Q_f = \alpha \cdot T_f \cdot I - 1/2 R \cdot I^2 - K \cdot \Delta T \quad (2-1)$$

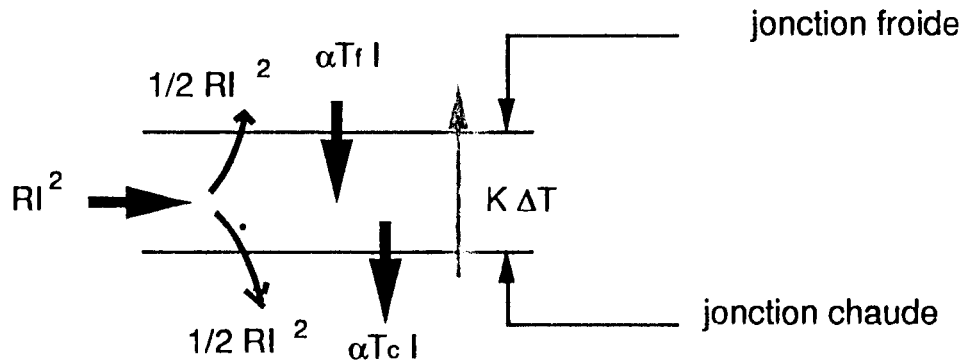


fig 2-3 Répartition des flux de chaleur au niveau des jonctions d'un couple

sur la jonction chaude

$$Q_c = \alpha \cdot T_c \cdot I + 1/2 R \cdot I^2 - K \cdot \Delta T \quad (2-2)$$

La puissance électrique fournie à la cellule est donnée par la formule :

$$P = \alpha \cdot \Delta T \cdot I + R \cdot I^2 \quad (2-3)$$

On définit le COP comme le rapport de la quantité nette de froid obtenue par seconde par la puissance totale consommée. Ce coefficient vaut donc :

$$\text{COP} = \frac{\alpha T_f I - \frac{1}{2} R I^2 - K (T_c - T_f)}{R I^2 + \alpha (T_c - T_f) I} \quad (2-4)$$

Si on introduit la nouvelle variable

$$m = \frac{IR}{\alpha}$$

l'expression (2-4) devient :

$$\text{COP} = \frac{mT_c - \frac{1}{2}m^2 - \frac{KR}{2}\Delta T}{m\Delta T + m^2} \quad (2-5)$$

le produit K.R est donné par la formule :

$$K.R = \lambda_A \rho_A + \lambda_A \rho_B \left(\frac{\gamma_A}{\gamma_B} \right) + \lambda_B \rho_B \left(\frac{\gamma_B}{\gamma_A} \right) + \lambda_B \rho_B \quad (2-6)$$

Le COP dépend ainsi de deux variables m et $y = \gamma_A/\gamma_B$

La recherche de la valeur y_M pouvant rendre le COP maximum revient à déterminer celle pour laquelle la quantité K.R devient minimale. Cette valeur de y_M est :

$$y_M = \sqrt{\frac{\rho_A \lambda_B}{\rho_B \lambda_A}}$$

La valeur de K.R correspondante est :

$$K.R = \left(\sqrt{\rho_A \lambda_B} + \sqrt{\rho_B \lambda_A} \right)^2 \quad (2-7)$$

L'équation (2-5) devient alors

$$\text{COP} = \frac{mT_c - \frac{1}{2}m^2 - \frac{\Delta T}{Z}}{m\Delta T + m^2} \quad (2-8)$$

où la quantité

$$Z = \frac{(\alpha_B - \alpha_A)^2}{(\sqrt{\rho_A \lambda_A} + \sqrt{\lambda_B \rho_B})^2} \quad (2-9)$$

représente le coefficient de qualité du couple.

Notons que si les barreaux A et B ont les mêmes dimensions et sont obtenus à partir du même matériau, on obtient :

$$Z = \frac{\alpha^2}{\rho \lambda} \quad (2-10)$$

L'intensité du courant donnant la valeur maximale du COP est obtenue en cherchant la condition :

$$\frac{dCOP}{dm} = 0$$

on trouve alors :

$$I = \frac{\alpha \Delta T}{P(x-1)}$$

avec

$$x = \sqrt{1+Z} \frac{T_c + T_f}{2} = \sqrt{1+Z} T_m$$

Le COP maximum a pour valeur :

$$(COP)_{\max} = \frac{T_f}{\Delta T} \frac{x - \frac{T_c}{T_f}}{x + 1} \quad (2-11)$$

On peut remarquer que dans cette expression, les propriétés des matériaux composant le couple interviennent uniquement par le facteur Z.

2.3 Intensité de courant optimale

La valeur de l'intensité de courant I_{opt} correspondant à un flux de chaleur pompée Q_f maximale est obtenue lorsque la dérivée de Q_f par rapport à I est nulle :

$$I_{opt} = \frac{\alpha T_f}{R}$$

La valeur correspondante de Q_f s'exprime :

$$Q_{fmax} = \frac{\alpha^2 T_f^2}{2R} - K \Delta T$$

La différence de température maximale entre les deux jonctions se définit en faisant $Q_{fmax}=0$ dans l'équation précédente.

$$\Delta T = \frac{\alpha^2 T_f^2}{2RK}$$

2.4 Matériaux thermoélectriques

Les matériaux thermoélectriques sont donc choisis parmi ceux qui possèdent le meilleur facteur de qualité.

Le facteur de qualité Z est maximum selon (2-10) pour les matériaux à faible résistivité électrique ρ , à faible conductivité thermique λ et à fort pouvoir thermoélectrique α .

Dans ce qui suit, nous donnons les principaux résultats obtenus sur l'étude de ces trois paramètres [6], basée sur la considération des

propriétés de transport. Les courbes de la figure (2-4) représentent très schématiquement les variations de ρ , λ et α en fonction de la densité n de porteurs libres, limitée aux deux valeurs 10^{21} m^{-3} correspondant aux isolants et 10^{29} m^{-3} , correspondant aux conducteurs. La conductivité électrique $\sigma=1/\rho$ est une fonction croissante de n . La conductivité thermique λ est la somme de deux termes : λ_r , conductivité de réseau, due au transfert de chaleur par les ondes de vibrations du réseau cristallin (phonons), indépendante de n et λ_e conductivité électronique due au transfert de chaleur par les porteurs de charge, proportionnelle à n . Le coefficient α est une fonction décroissante de n .

On en déduit la courbe de la figure (2-5) qui montre que Z passe par un maximum pour n compris entre 10^{23} et 10^{25} m^{-3} , c'est à dire pour un matériau semi-conducteur. La figure 2-6 confirme le résultat.

Les valeurs des paramètres α , ρ et λ qui donnent un bon facteur de qualité correspondent à :

$$150 \mu\text{V/K} < \alpha < 250 \mu\text{V/K}$$

$$0,5 \cdot 10^{-5} \Omega\cdot\text{m} < \rho < 1,5 \cdot 10^{-5} \Omega\cdot\text{m}$$

$$1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) < \lambda < 3 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$$

On trouve alors :

$$1,5 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1} < Z_{\text{max}} < 4 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

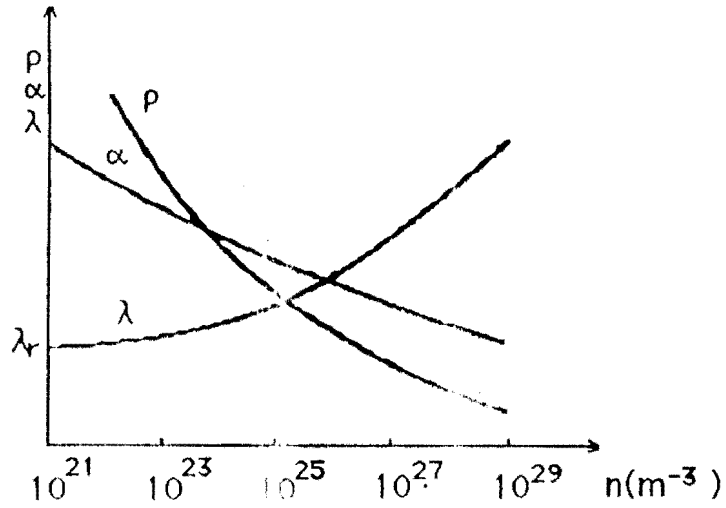


fig 2-4 Variations de ρ , α , et λ en fonction de la densité des porteurs de charge (doc. Dunod)

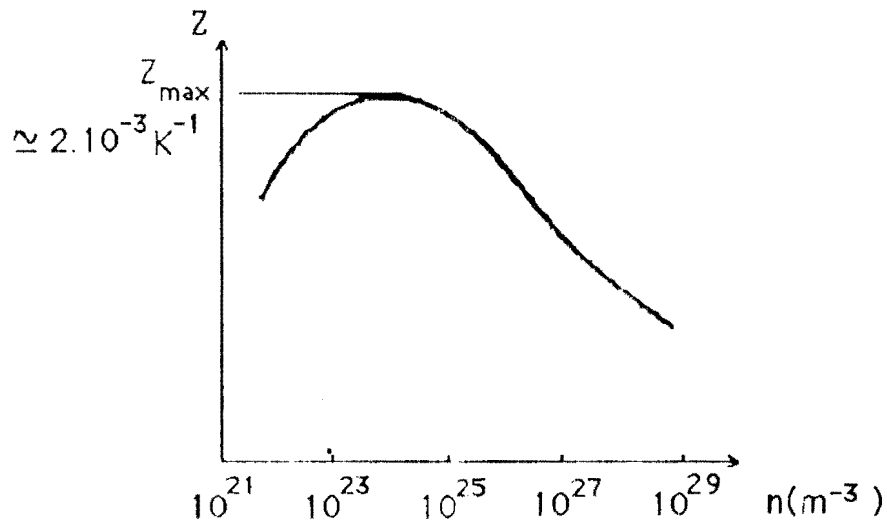


fig 2-5 Variations Z en fonction de la densité des porteurs de charge (doc. Dunod)

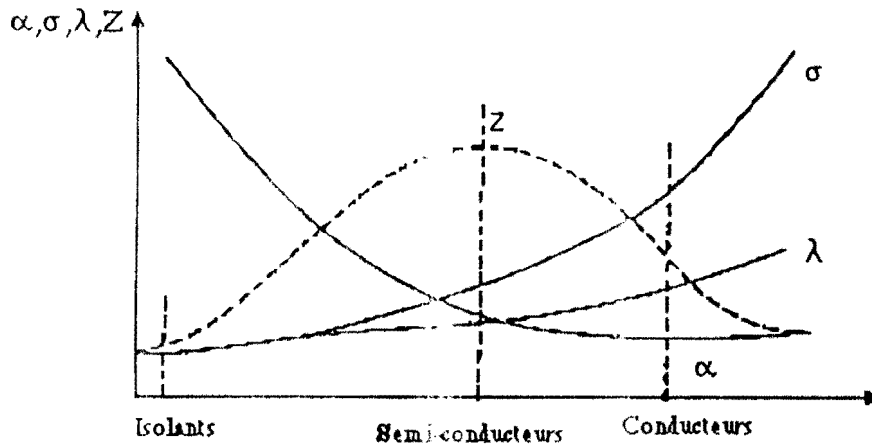


fig 2-6 Variations du pouvoir thermoélectrique α , de la conductivité électrique σ , de la conductivité thermique λ et du coefficient de qualité Z en fonction de la nature des matériaux utilisés (doc Cambion)

Pour des températures proches de la température ambiante les meilleurs résultats sont obtenus avec le tellure de bismuth (Bi_2Te_3). Ainsi, les barreaux des modules utilisés sont en tellure de bismuth.

CHAPITRE III

III DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le dispositif expérimental est schématisé sur la figure 3-1. Il comprend une enceinte réfrigérée par les modules et une chaîne de mesure. Les modules sont équipés d'un système de refroidissement comprenant un radiateur, une pompe et un échangeur.

3.1 Les enceintes réfrigérées

Chaque enceinte expérimentée se présente sous la forme d'un bac parallélépipédique ou cubique en aluminium, recouvert d'une couche de polystyrène de 10 cm d'épaisseur (fig 3-2). Une portion d'une face latérale extérieure est laissée sans isolation en vue de fixer l'ensemble modules-radiateur. Trois enceintes ont été expérimentées et les dimensions de leurs bacs sont données dans le tableau 3-1.

Enceinte N°	Forme du bac	Longueur du bac (cm)	Largeur du bac (cm)	Hauteur du bac (cm)
1	parallélépi pédique	30	15	33
2	parallélépi pédique	19	19	28
3	cubique	15	15	15

Tableau 3-1 : dimensions des bacs des enceintes expérimentées

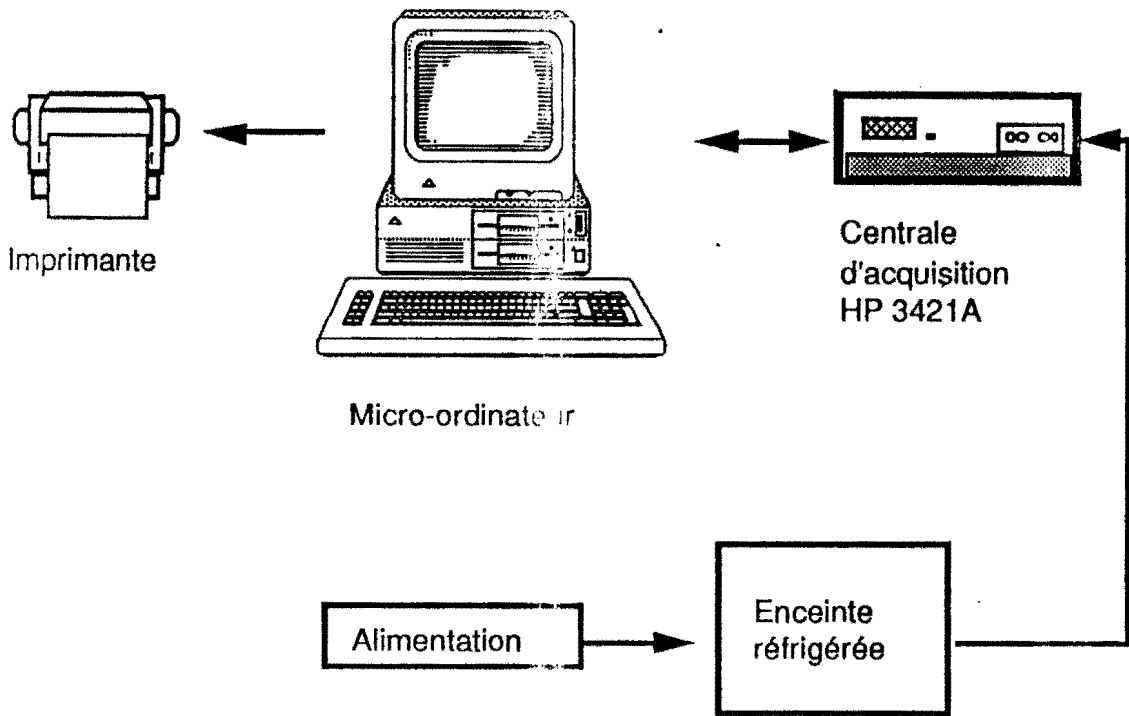


fig 3-1 Dispositif expérimental

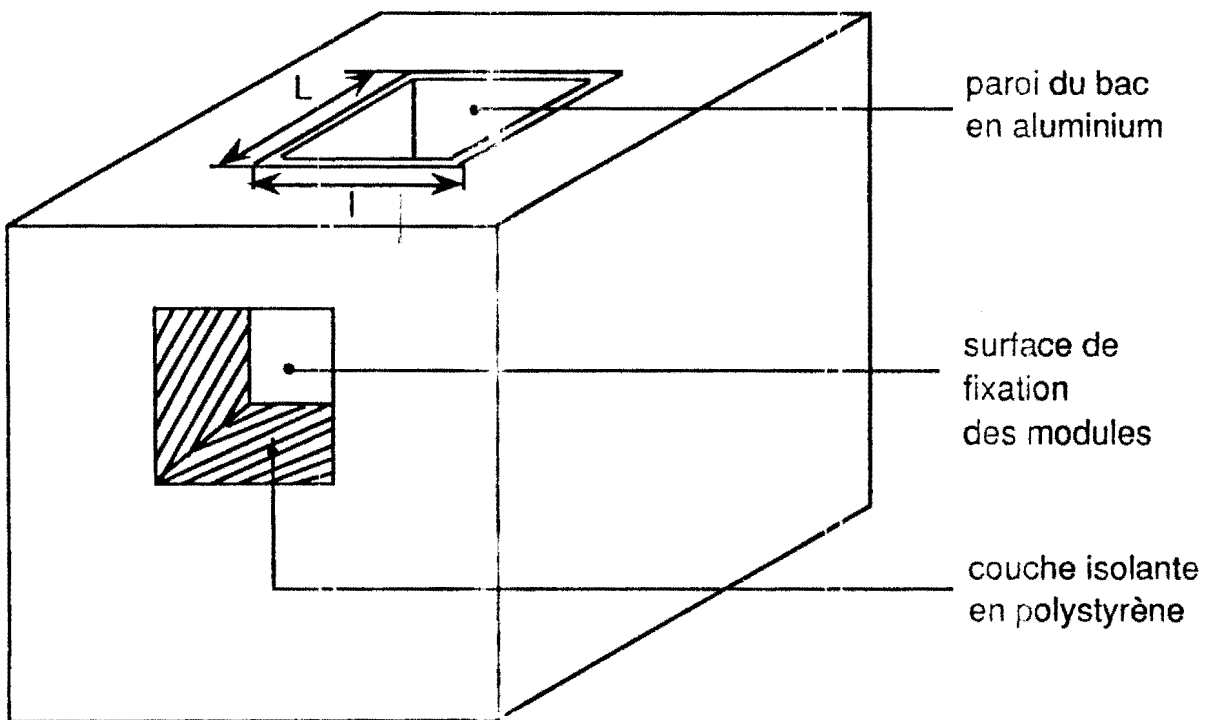


fig 3-2 : schéma d'une enceinte réfrigérée.

3.2 Les modules thermoélectriques

Les modules (fig 3-3) évacuent de la chaleur de l'intérieur de l'enceinte vers le milieu extérieur. Ils sont en contact thermique avec le bac métallique de l'enceinte par leurs faces froides et le radiateur par leurs faces chaudes (fig 3-4). Le contact entre les surfaces des modules et de bac d'une part et entre les modules et le radiateur d'autre part, est amélioré par l'application d'une mince couche de graisse silicone.

Les caractéristiques et spécifications des modules 801-2004, données par le constructeur sont reproduites dans le tableau 3-2.

Les modules sont alimentés en courant continu par un transformateur associé à un pont de diode.

Différence maximale de température entre la face froide et la face chaude ($T_c - T_f$)	60 °C ou plus
Courant maximum	6 A
Tension nominale	15.4 V à courant maximum
Puissance maximale de pompage	50 W ou plus
Température maximale de fonctionnement	150 °C
Poids	25 g
Nombre de couples	127
Matériau constituant les deux éléments d'un couple	Tellurure de bismuth (Bi_2Te_3)

Tableau 3-2 Caractéristiques du module 801-2004 Cambion

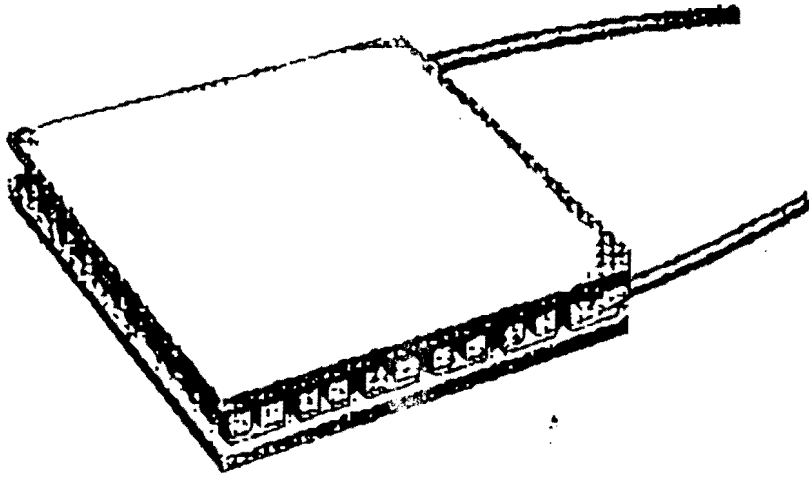


fig 3-3 Schéma d'un module thermoélectrique

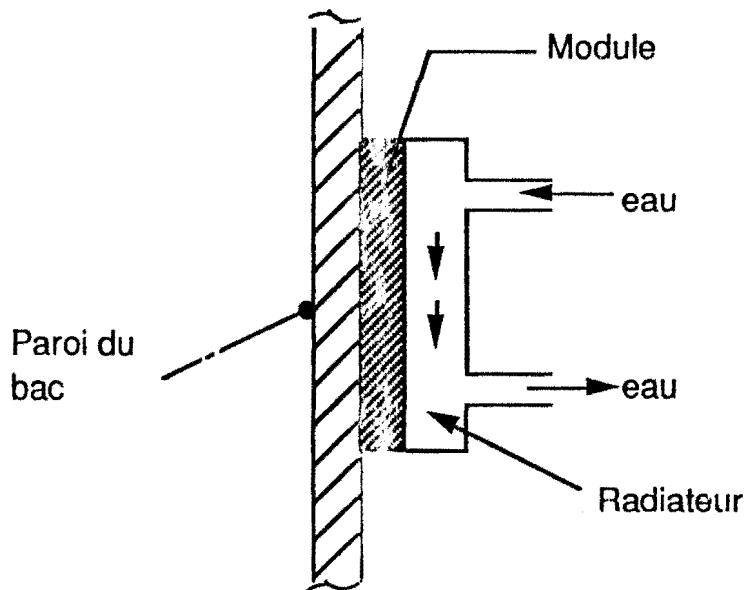


fig 3-4 Fixation des modules et du radiateur sur le bac de l'enceinte

3.3 La pompe centrifuge

Elle permet la circulation de l'eau entre le radiateur à eau et l'échangeur (fig 3-5). La chaleur pompée de l'enceinte est évacuée vers le milieu extérieur au niveau de l'échangeur.

Les caractéristiques de la pompe RENA C40 utilisée sont données dans le tableau 3-2.

Débit	600 l/h
Tension standard	220-240, 50 Hz 110, 60 Hz
Puissance consommée	10 W
Vitesse de rotation	3000 t/min en 50 Hz 3600 t/min en 60 Hz
Profondeur maximale d'immersion	2 mètres
Température maximale du liquide véhiculé	35 °C
Axe de rotation	En céramique

Tableau 3-3 Caractéristiques de la pompe RENA C40

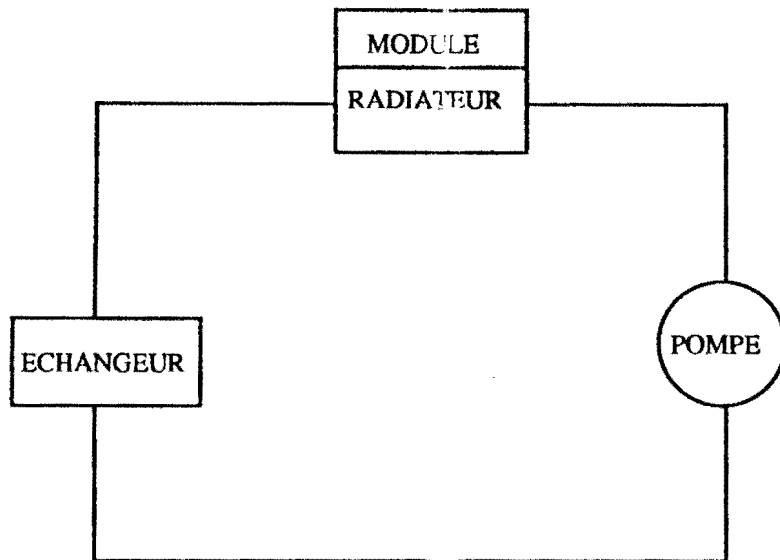


fig 3-5 Schéma du système de refroidissement des modules

3.4 La chaîne de mesure

3.4.1. Mesures de température

Les mesures de température ont été effectuées avec des thermocouples de type K (Chromel-Alumel). La figure 3-4 montre le montage d'un thermocouple pour la mesure de températures. Ces thermocouples sont reliés à la centrale de mesure. Celle-ci mesure la tension délivrée par les thermocouples et la convertit en température à l'aide d'un programme informatique utilisant la relation:

$$T_2 = T_1 + \frac{V}{\alpha (A/B)} \quad (3-1)$$

T_2 est la température à mesurer ; on l'appelle aussi température de la soudure chaude.

T_1 est la température de la soudure froide. En pratique, cette soudure baigne dans de la glace fondante contenue dans un vase de DEWAR. On peut donc considérer que $T_1=0^\circ\text{C}$. On obtient alors :

$$T_2 = \frac{V}{\alpha(A/B)} \quad (3-2)$$

La température T_2 est parfaitement déterminé par la connaissance de la tension V et du pouvoir thermoélectrique du thermocouple $\alpha(A/B)$.

Signalons que la conversion tension-température peut être également obtenue à partir d'une approximation polynomiale du 9^{ème} degré de la forme :

$$T=P_0+P_1.V+P_2.V^2+P_3.V^3+P_4.V^4+P_5.V^5+P_6.V^6+P_7.V^7+P_8.V^8+P_9.V^9 \quad (3-3)$$

Dans cette relation P_0 à P_9 sont les coefficients de conversion donnés par le constructeur.

Dans les mesures, les soudures chaudes des thermocouples ont été protégés contre le rayonnement thermique par des morceaux de polystyrène.

La mesure de la température ambiante est également effectuée à l'aide d'un thermocouple de type K placé directement dans l'air ambiant. Pour éviter les effets parasites qui peuvent perturber les mesures, notamment le rayonnement thermique nous avons protégé la soudure chaude du thermocouple par un manchon contenant du polystyrène.

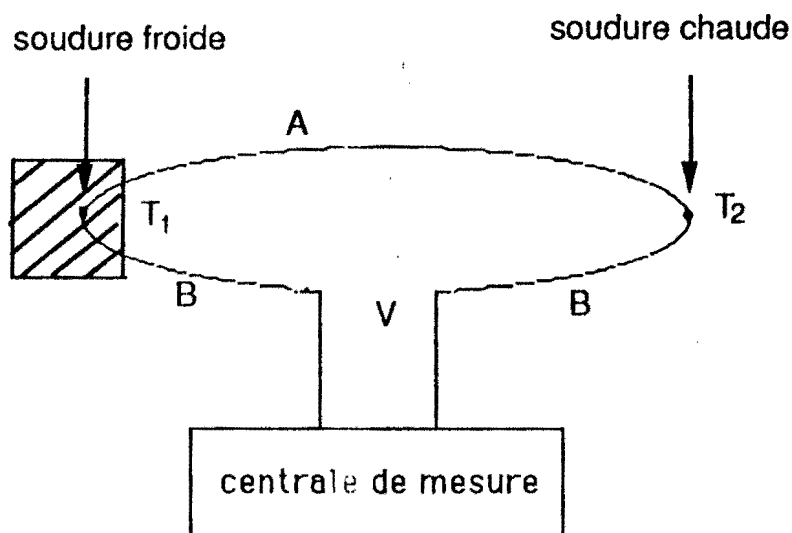


fig 3-6 Montage d'un thermocouple

3.4.2 Mesure du courant et de la tension du module

L'intensité du courant traversant le module est donnée par un ampèremètre placé dans le circuit d'alimentation du module. La valeur de la tension délivrée au module est lue directement sur l'écran d'un multimètre numérique.

3.4.3 La centrale de mesure et le micro-ordinateur

Nous avons utilisé pour nos manipulations une centrale Hewlett-Packard HP3421A. Cette centrale comprend 30 voies multiplexées en 3 cartes. Elle peut donner des tensions, des intensités, des résistances et des vitesses à condition de convertir la tension lue à partir des équations appropriées. Une pile interne lui assure une autonomie de 24 heures en cas de coupure du secteur.

La centrale stocke automatiquement les résultats des mesures dans sa mémoire interne. Ces données sont par la suite transférées vers le micro-ordinateur qui les sauvegarde dans des fichiers sur disquette.

Le micro-ordinateur utilisé pour les mesures est de marque HP85 à cassettes. Il communique avec l'imprimante et la centrale de mesure par l'interface HPIL.

CHAPITRE IV

IV SIMULATION DU COMPORTEMENT DU REFRIGERATEUR EN REGIME DYNAMIQUE

Nous avons établi au chapitre II les équations caractérisant le fonctionnement du module thermoélectrique en termes de pompe à chaleur.

- Flux de chaleur pompée nette par la face froide du module

$$Q_f = \alpha(A/B, T_f) \cdot T_f \cdot I - 1/2 RI^2 - K(T_c - T_f) \quad (4-1)$$

- Flux de chaleur évacuée au niveau de la face chaude du module :

$$Q_c = \alpha(A/B, T_c) \cdot T_c \cdot I + 1/2 RI^2 - K(T_c - T_f) \quad (4-2)$$

4.1 Evaluation des fonctions $\alpha(A/B, T)$ et $R(T)$

Sur la base des données du constructeur (tableau 4-1), nous avons établi les fonctions pouvoir thermoélectrique $\alpha(A/B, T)$ et résistance électrique $R(T)$. Ces fonctions sont très bien approximées par des relations linéaires dans le domaine de températures moyennes de 0°C - 60°C. Nous appelons température moyenne T_m , la moyenne arithmétique des deux températures T_c et T_f des faces du module. Ces fonctions ont été déterminées par la méthode de la régression linéaire.

$$\alpha(A/B, T_m) = 0,0457 + 10^{-4} \cdot T_m \quad (4-3)$$

$$R(T_m) = 1,9952 + 1,08 \cdot 10^{-2} \cdot T_m \quad (4-4)$$

$\alpha(A/B, T_m)$ et $R(T_m)$ sont exprimés respectivement en V/°C et en Ω

T(°C)	$\alpha(V/^{\circ}C)$	R(Ω)
0	0,04572	1,998
10	0,04679	2,109
20	0,04773	2,225
30	0,04855	2,341
40	0,04920	2,461
50	0,04978	2,583
60	0,05014	2,703

Tableau 4-1 Résistance électrique et pouvoir thermoélectrique du module en fonction de la température moyenne.

4.2 Détermination du coefficient de conduction du module

Le coefficient de conduction K du module est déterminé en utilisant les courbes de performance (fig 4-1).

Le choix d'un point quelconque sur ces courbes impose la valeur de l'intensité du courant traversant le module, la différence de température entre la face chaude et la face froide du module ΔT et le flux de chaleur pompée nette Q_f .

Le coefficient de conduction K se déduit de la formule (4-1) .

Nous obtenons :

$$K = \frac{\alpha T_f I - Q_f - \frac{1}{2} R I^2}{T_c - T_f} \quad (4-5)$$

La température de face chaude du module T_c est fixée à 50°C. C'est la température pour laquelle sont données les courbes de performances.

Les valeurs de l'intensité du courant I , de la température de face froide T_f et de la chaleur pompée nette Q_f de la formule 4-5 sont déterminées par le choix d'un point sur la courbe de performance.

Pour fixer les idées, considérons le point 1 sur la figure. On peut lire directement $\Delta T = 10^\circ\text{C}$; comme la température T_c est connue (50°C), on peut déduire $T_f = 40^\circ\text{C}$. La température moyenne du module sera donc : $T_m = 45^\circ\text{C}$. En se référant aux équations 4-3 et 4-4, nous pouvons retrouver les valeurs de $\alpha(T_m)$ et de $R(T_m)$:

$$\alpha(45^\circ\text{C}) = 0,04971 \text{ V}/^\circ\text{C}$$

$$R(45^\circ\text{C}) = 2,52 \quad \Omega$$

En faisant des projections sur les axes, nous trouvons :

$$I = 1 \text{ A}$$

$$Q_f = 9 \text{ W}$$

Nous en déduisons immédiatement la valeur du coefficient de conduction K au moyen de la formule 4-5 : $K = 0,51 \text{ W}/^\circ\text{C}$

Nous répétons les mêmes opérations pour cinq autres points ; les résultats sont consignés dans le tableau 4-2.

Les différentes valeurs de K trouvées sont assez proches, l'une de l'autre. Nous pouvons donc estimer que le coefficient K est constant et que sa valeur est la moyenne de toutes les autres. Nous prenons $K = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$.

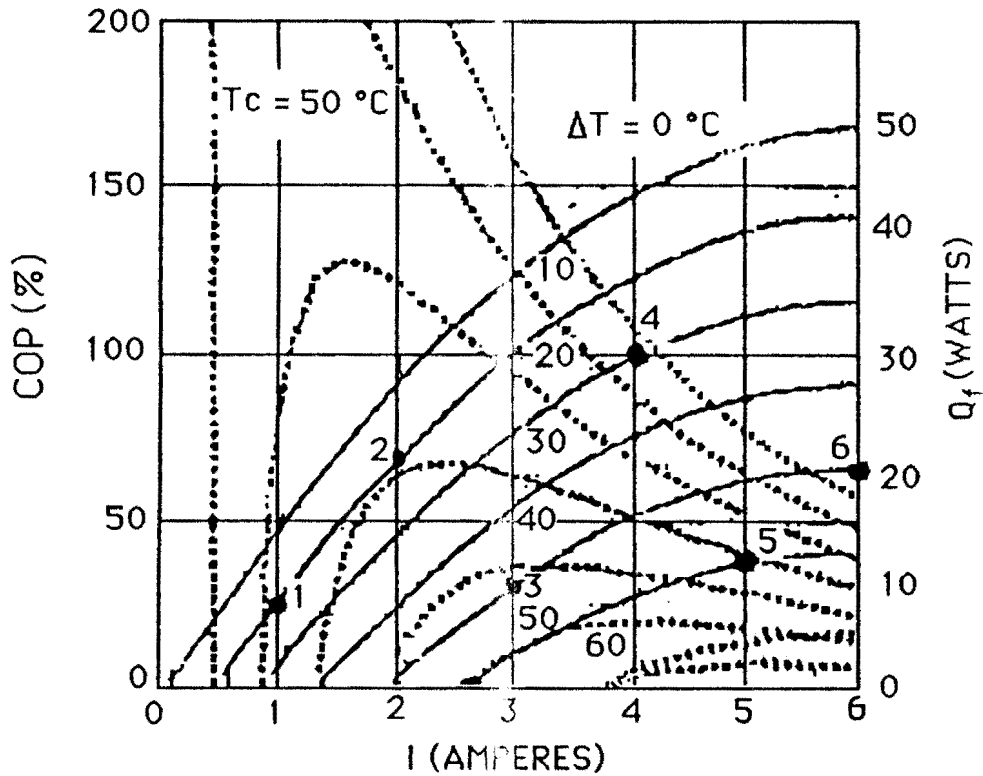


fig 4-1 Courbes de performances du module 801-2004 (doc. Cambion)

Points	1	2	3	4	5	6
I(A)	1	2	3	4	5	6
$\Delta T(^{\circ}C)$	10	10	40	20	50	40
$Q_c(W)$	9	20	10	30	12	20
T_m	45	45	30	40	25	30
$\alpha(V/^{\circ}C)$	0,04931	0,04931	0,04855	0,0492	0,0477	0,04855
R(Ω)	2,5208	2,5208	2,341	2,461	2,285	2,341
K(W/ $^{\circ}C$)	0,51	0,58	0,51	0,49	0,49	0,5

Tableau 4-2 Détermination du coefficient de conduction du module

4.3 Bilan thermique du système Enceinte-module en régime stationnaire

La quantité de chaleur échangée entre la face chaude du module et l'eau contenue dans le radiateur s'exprime par la relation:

$$Q_c = K_e (T_c - T_a) \quad (4-6)$$

où K_e est le coefficient de transfert de chaleur entre la face chaude du module et le milieu extérieur. De même la quantité de chaleur échangée entre la face froide du module et l'intérieur de l'enceinte est donnée par la formule :

$$Q_f = K_i (T_i - T_f) \quad (4-7)$$

Des relations 4-6 et 4-7, on tire:

$$T_f = T_i - \frac{Q_f}{K_i} \quad (4-8)$$

$$T_c = T_a + \frac{Q_c}{K_e} \quad (4-9)$$

Le pouvoir thermoélectrique $\alpha(A/B, T)$ et la résistance $R(T)$ du module sont calculés à partir des relations 4-3 et 4-4. Les flux de chaleur Q_f et Q_c déduits à partir des relations 4-1 et 4-2.

Le coefficient d'échanges de chaleur K_i est évalué dans le paragraphe 4-6. Le coefficient K_e est déterminé selon le système de refroidissement.

Le système de quatre équations 4-1, 4-2, 4-8 et 4-9 a été résolu par itérations. La première partie de cette résolution consiste

à trouver les valeurs de convergence des températures T_c et T_f . Nous nous plaçons en régime stationnaire. Les calculs sont lancés en introduisant les deux valeurs initiales T_{c0} et T_{f0} , choisies de manière judicieuse afin d'accélérer les calculs. Ceux-ci sont arrêtés lorsque deux valeurs calculées successives de T_c et T_f ne diffèrent que de 0,01 °C.

Ce modèle permet donc de faire des simulations et surtout de mettre en évidence la sensibilité du système par rapport aux différentes grandeurs d'influence.

Il permet aussi en principe le dimensionnement du système d'évacuation de la chaleur.

Remarque:

La convergence a été accélérée en réinjectant comme valeurs de températures de face chaude et de face froide, les valeurs moyennes

$$\frac{(T_c)_J + (T_c)_{J-1}}{2}$$

et

$$\frac{(T_f)_J + (T_f)_{J-1}}{2}$$

J est le numéro de la passe.

L'organigramme de résolution du système d'équations 4-1, 4-2, 4-8 et 4-9 est représenté par le tableau 4-3.

Début	
Lecture des valeurs de Tco, Tfo, Ta, Ti, Ki, Ke	
F A I R E	Calcul de Tm
	Calcul de α (Tm) et R(Tm)
	Calcul de I, Qf, Qc
	Calcul des nouvelles valeurs de Tc, Tf qui sont respectivement Tx et Ty
	Calcul du COP
	$\epsilon_1 = Tf - Ty$, $\epsilon_2 = Tc - Tx$
	Affichage de Tc et Tf
	Tc = Tx et Tf = Ty
	JUSQU' A $\epsilon_1 \leq 0,01$ et $\epsilon_2 \leq 0,01$
	Affichage de Tx, Ty, COP
FIN	

Tableau 4-3 : Organigramme de la recherche des températures de face chaude et de face froide en régime stationnaire.

4.4 Simulation du comportement du système en régime dynamique

Il ne s'agissait pas d'établir un modèle thermocinétique complet du système au sens vrai du terme mais un modèle simplifié permettant d'évaluer le temps de mise en régime du système et les températures finales atteintes. Nous partons du fait que le module thermoélectrique a une constante thermique beaucoup plus faible que celle de l'enceinte. Nous admettons que le régime variable est constitué d'une succession de régimes stationnaires proches, séparés par un intervalle de temps Δt . Un bilan thermique appliqué à l'air contenu dans l'enceinte donne :

$$C \cdot \frac{dT_i}{dt} = -Q_f + K_{enc} (T_a - T_i) \quad (4-10)$$

C est une capacité thermique équivalente (air, bac, etc...). K_{enc} est le coefficient de déperditions thermiques de l'enceinte.

En discrétisant le temps au pas Δt la relation (4-10) devient :

$$C (T_i^{n+1} - T_i^n) = - (Q_f - K_{enc} (T_a - T_i^n)) \Delta t \quad (4-11)$$

T_i^n représente la température à l'intérieur de l'enceinte au temps t

T_i^{n+1} est la température à l'intérieur de l'enceinte au temps $t+\Delta t$

Nous tirons de la relation 4-11 :

$$T_i^{n+1} = T_i^n \left(1 - K_{enc} \frac{\Delta t}{C} \right) - \frac{\Delta t}{C} (Q_f - K_{enc} T_a) \quad (4-12)$$

Le programme informatique précédent a donc été complété et le nouvel organigramme correspondant est représenté dans le tableau 4-4. Les calculs sont arrêtés lorsque la différence ($T_i^{n+1} - T_i^n$) en valeur absolue est inférieure ou égale à 0,01 °C.

DEBUT	
Lecture des valeurs de Tco, Tfo, Ta, Ki, Ke, Kenc	
Lecture de ρ , C, V	
Faire N =0 et entrer Ti(1)	
F A I R E	N = N + 1 ;
	Calcul du temps de refroidissement
	Calcul de Tm
	Calcul de α (Tm), R(Tm), I, Qf, Qc
	Calcul des nouvelles valeurs de Tc, Tf (Tx, Ty) et Ti(N +1)
	$\epsilon_1 = T_f - T_y$, $\epsilon_2 = T_c - T_x$
	Calcul du COP
	Tc = Tx et Tf = Ty
	JUSQU' A $\epsilon_1 \leq 0,01$ et $\epsilon_2 \leq 0,01$
	Affichage de Ti(N + 1), Tx, Ty, t, COP
	JUSQU' A $ T_i(N + 1) - T_i(N) \leq 0,01$
Affichage du Temps de refroidissement	
FIN	

Tableau 4-4 Organigramme de la recherche de Ti en régime variable

4.5 Détermination du coefficient de déperditions de l'enceinte

Les transferts de chaleur du milieu ambiant extérieur vers l'intérieur de l'enceinte sont donnés par la formule classique :

$$Q_{\text{dep}} = K_{\text{enc}} (T_a - T_i) \quad (4-13)$$

où T_i représente la température moyenne de l'air dans l'enceinte et T_a la température ambiante extérieure.

Nous appelons K_{enc} le coefficient global de déperditions. Il est donné par l'expression [14] :

$$K_{\text{enc}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i S_i} + \frac{1}{h_e S_e} + \frac{1}{G_{\text{th}}}} \quad (4-14)$$

G_{th} est la conductance thermique de l'enveloppe isolante. h_i et h_e sont les coefficients globaux d'échanges superficiels convectifs et radiatifs respectivement à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte à réfrigérer. S_i et S_e sont les surfaces d'échanges intérieure et extérieure.

La conductance G_{th} peut se mettre sous la forme [14] :

$$G_{\text{th}} = \lambda \cdot F \quad (4-15)$$

Dans cette formule, λ est la conductivité thermique de l'isolant et F , le facteur de forme.

M. ADJ [14] a établi que pour une enceinte parallélépipédique de longueur L , de largeur l , de hauteur H , isolée par une enveloppe d'épaisseur e , le facteur de forme F est donné par la formule suivante :

$$F = \frac{2(Ll + lH + LH)}{e} + 2.16(L + l + H) + 1.2e \quad (4-16)$$

Pour fixer les idées, nous avons calculé la valeur du coefficient K_{enc} pour l'enceinte dont l'intérieur a un fond de $19 \times 19 \text{ cm}^2$ et une hauteur de 28 cm.

L'isolant utilisé est du polystyrène d'épaisseur $e=10 \text{ cm}$ et de conductivité thermique $\lambda = 0,044 \text{ W/m}^\circ\text{C}$. Avec ces valeurs, nous trouvons $F = 4,4 \text{ m}$ et $G_{th} = 0,19 \text{ W/}^\circ\text{C}$.

La valeur de K_{enc} calculée avec par la formule 4-16 avec :

$$- h_i = 7 \text{ W/m}^2\text{C} \text{ et } h_e = 10 \text{ W/m}^2\text{C}.$$

$$- S_i = 0,285 \text{ m}^2 \text{ et } S_e = 0,8658 \text{ m}^2$$

est $K_{enc} = 0,17 \text{ W/}^\circ\text{C}$. Ce qui montre qu'en première approximation que :

$$K_{enc} = G_{th}$$

4.6 Evaluation du coefficient d'échanges entre l'enceinte et le module

L'intérieur de l'enceinte réfrigérée est un bac rigide en aluminium. C'est par ce bac que se font les échanges de chaleur entre le milieu extérieur et le module d'une part et entre le module et le milieu ambiant intérieur d'autre part.

La figure 4-2 illustre les phénomènes.

On constate que la majeure partie du flux de chaleur provenant

du milieu extérieur est dirigée vers la face froide du module par un effet d'airlette de la paroi du bac. L'autre partie du flux est directement transférée à l'intérieur du bac.

Pour faciliter l'étude des transferts de chaleur nous assimilons la surface de contact entre le module et le bac à une surface circulaire de rayon moyen R , et supposons que les échanges de chaleur s'effectuent de façon radiale (fig 4-3).

Il est donc possible de déterminer la répartition de la température à partir du module jusqu'au milieu de la paroi opposée, (pour cause de symétrie de l'ensemble).

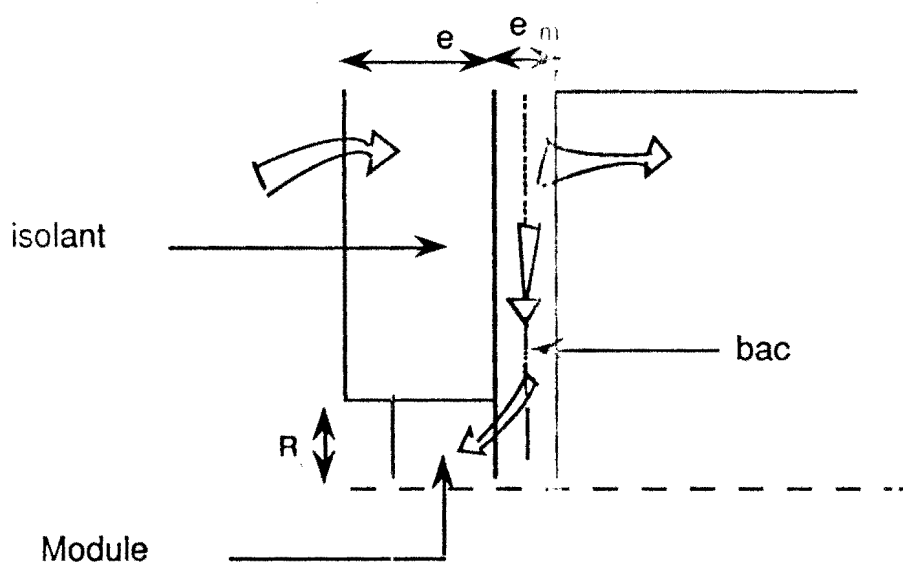


fig 4-2 Répartition des flux de chaleur au niveau du bac

Sur la figure 4-3, est schématisée la paroi autour de la surface de contact bac-module.

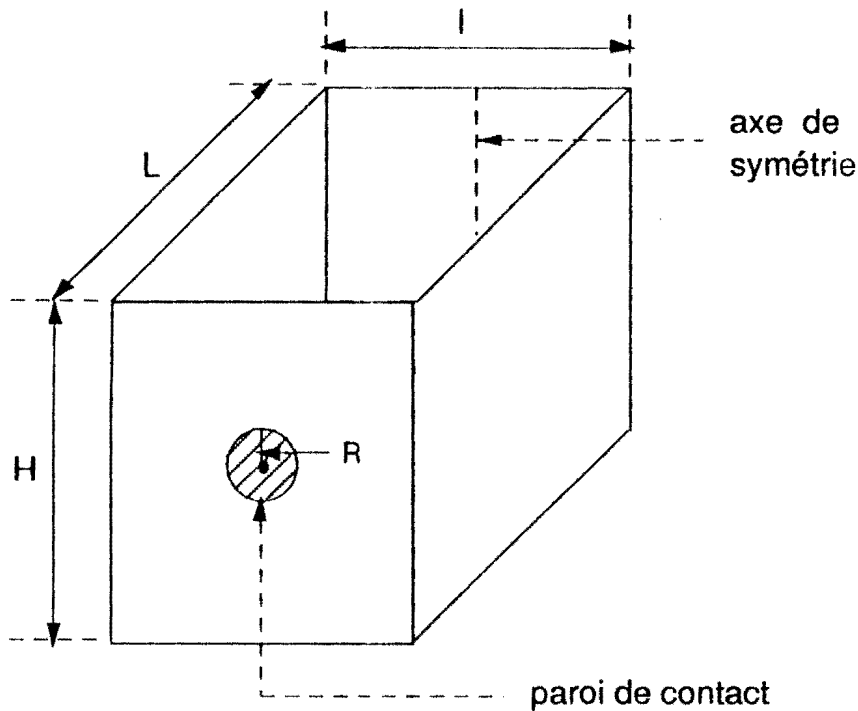


fig 4-3 Représentation de la paroi de contact bac - module

Le bilan thermique s'écrit en régime stationnaire [14] :

$$2 \pi e_m \lambda_m r \left(\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} \right) dr = (h_i (T - T_i) + k(T - T_a)) \pi r dr \quad (4-17)$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = \frac{h_i + k}{e_m \lambda_m} \left((T - T_i) + \frac{k}{k + h_i} (T_i - T_a) \right) \quad (4-18)$$

avec :

- λ_m : conductivité thermique du métal
- e_m : épaisseur du métal
- T_i : température moyenne à l'intérieur de l'enceinte
- T_a : température ambiante extérieure

- k est le coefficient de transmission de la chaleur entre le milieu extérieur et le bac tel que :

$$k = \frac{K_{enc}}{S_e}$$

S_e est la surface extérieure de l'enceinte.

Connaissant $K_{enc} = 0,17 \text{ W/}^\circ\text{C}$ et $S_e = 0,86 \text{ m}^2$, nous trouvons pour valeur de k :

$$k = 0,2 \text{ W/(m}^2\cdot\text{C)}$$

Introduisons la température réduite :

$$T^* = \frac{T - T_i + \frac{k}{h_i + k} (T_i - T_a)}{T_R - T_i + \frac{k}{h_i + k} (T_i - T_a)} \quad (4-19)$$

où T_R représente la température de la surface de contact bac-face froide du module, température considérée uniforme sur cette portion de surface.

L'équation 4-19 s'écrit :

$$\frac{d^2 T^*}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT^*}{dr} - \left(\frac{h_i + k}{e_m \lambda_m} \right) T^* = 0 \quad (4-20)$$

Soit avec

$$m^2 = \frac{h_i + k}{e_m \lambda_m} > 0$$

nous obtenons l'équation modifiée de Bessel :

$$\frac{d^2 T^*}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT^*}{dr} - m^2 T^* = 0 \quad (4-21)$$

dont la solution est [32] :

$$T^*(r) = C_1 \cdot I_0(mr) + C_2 \cdot K_0(mr) \quad (4-22)$$

où C_1 et C_2 sont des constantes, I_0 la fonction de Bessel modifiée de 1^{ère} espèce, d'ordre 0 et K_0 la fonction de Bessel modifiée de 2^{ème} espèce, d'ordre 0.

Avec les conditions aux limites :

$$\text{en } r=R, \quad T^*(R)=1$$

$$\text{en } r=1+L = 2L \text{ (sur l'axe de symétrie), } dT^*/dr = 0$$

nous obtenons, en tenant compte du fait que :

$$\left(\frac{dI_0}{dr} \right) = I_1 \quad \left(\frac{dK_0}{dr} \right) = -K_1$$

$$C_1 \cdot I_0(mR) + C_2 \cdot K_0(mR) = 1 \quad (4-23)$$

$$\text{et } C_1 \cdot I_1(2mL) - C_2 \cdot K_1(2mL) = 0 \quad (4-24)$$

I_1 et K_1 sont respectivement les fonctions modifiées de Bessel de 1^{ère} espèce et de 2^{ème} espèce, d'ordre 1.

Avec les valeurs $h_i = 7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $k = 0,2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $e_m = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ et $\lambda_m = 204 \text{ W/(m } ^\circ\text{C)}$, le calcul de la constante m donne : $m = 4,2$

Pour $R = 5,66 \text{ cm}$ et $L = 1 = 19 \text{ cm}$, nous trouvons :

$$I_0(mR)=1,01$$

$$K_0 = 1,58$$

$$I_1(2mL)=1,08$$

$$K_1(2mL) = 0,24$$

La résolution du système d'équations 4-23 et 4-24 donne :

$$C_1=0,12 , C_2 = 0,55$$

d'où

$$T^*(r) = 0,12 I_0(mr) + 0,55 K_0(mr)$$

et

$$T(r) = [T_R - T_i + \frac{k}{h_i+k} (T_i - T_a)] T^* + T_i - \frac{k}{h_i+k} (T_i - T_a) \quad (4-25)$$

Le flux de chaleur Φ de la face froide du module vers l'intérieur de l'enceinte a pour expression :

$$\Phi = - 2\pi\lambda_m m Re_m \left(1 - \frac{k}{h_i+k} \frac{T_i - T_a}{T_i - T_R} \right) (0,12 I_1(mR) - 0,55 K_1(mR)) (T_i - T_R) \quad (4-26)$$

On en déduit le coefficient d'échange intérieur :

$$K_i = - 2\pi\lambda_m m Re_m \left(1 - \frac{k}{h_i+k} \frac{T_i - T_a}{T_i - T_R} \right) (0,12 I_1(mR) - 0,55 K_1(mR)) \quad (4-27)$$

Un programme informatique permet de calculer le coefficient K_i . Avec les valeurs suivantes : $\lambda_m=204$ W/(m°C), $R=5,66$ cm, $e_m=2$ mm, $T_i=2^\circ\text{C}$, $T_a=35^\circ\text{C}$, $h_i=7$ W/(m² °C) et $T_R=0^\circ\text{C}$, nous obtenons :

$$m = 4,2 , I_1(mR) = 0,12 , K_1(mR) = 3,92 \text{ et } K_i = 1,93 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

4.7 Evaluation du nombre de modules à prévoir en fonction du volume de l'enceinte

L'évaluation du nombre de modules pour une enceinte de volume donné est effectuée à partir d'un programme informatique dont l'organigramme est représenté dans le tableau 4-5. Elle suppose que les conditions de fonctionnement sont connues : la charge thermique Q de l'enceinte, les températures des deux faces des modules (T_c , T_f) et la température à l'intérieur de l'enceinte T_i .

A partir des courbes de performance représentées sur la figure 4-1, nous pouvons en déduire le flux de chaleur nette évacuée Q_f et le coefficient de performance COP, pour une intensité de courant I et pour une différence de températures entre la face chaude et face froide égale à : ΔT .

Le nombre de modules devant être utilisés est donné alors par l'expression :

$$N = \frac{Q}{Q_f}$$

La valeur de N considérée est alors donnée par la formule :

$$N = E(N+1)$$

avec E la fonction partie entière.

La puissance électrique fournie aux modules est donnée vaut alors :

$$P = \frac{Q_f \cdot N}{\text{COP}}$$

et la tension aux bornes des modules peut être calculée à partir de la relation suivante :

$$V = \frac{Q_f \cdot N}{\text{COP} \cdot I}$$

Le coefficient d'échanges minimum du système de refroidissement doit être égale à :

$$K_{th} = 1/R_{th}$$

avec

$$R_{th} = \frac{T_c - T_a}{Q_f + P}$$

Le tableau 4-6 donne le nombre de modules, la tension aux bornes des modules et le coefficient d'échanges du système de refroidissement en fonction du volume de l'enceinte. Les calculs ont été effectués avec :

$$\Delta T = 50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{COP} = 17 \% \quad Q_f = 5,7 \text{ W} \quad \text{et } I = 3,5 \text{ A.}$$

Début
Entrée de la valeur du volume de l'enceinte
Lecture des valeurs T_a, T_i, T_c
Lecture des données ρ, c, e, v_m, Q_f COP, I
Calcul de Q (charge thermique)
Calcul de N
Calcul de P, V
Calcul de K_e
Affichage de P, V, K_e, N
Fin

Tableau 4-5 Organigramme de calcul du nombre de modules

Capacité de l'enceinte (en litres)	Nombre de modules nécessaires	Tension aux bornes des modules (V)	Conductance thermique du radiateur (W/°C)
1	1	12	2,61
2	1	12	2,61
3	1	12	2,61
4	2	24	5,23
5	2	24	5,23
6	2	24	5,23
8	2	24	5,23
10	3	36	7,84
12	3	36	7,84
14	3	36	7,84
16	4	48	10,46

Tableau 4-6 Nombre de modules, tension aux bornes des modules et coefficient d'échanges du système de refroidissement en fonction du volume de l'enceinte, montage en série

CHAPITRE V

V RESULTATS EXPERIMENTAUX ET COMMENTAIRES

5.1 Protocole expérimental

Les mesures portent sur (fig 5-1 a) :

1°) les températures moyennes de parois $T_1, T_2, T_3, T_4, T_{fo}$

En effet les parois ne sont pas rigoureusement isothermes. T_1 est la température de la face latérale du bac sur laquelle sont fixés les modules (face1). Les positions de certains points de mesures sur les faces sont précisées en spécifiant h pour le haut et b pour le bas.

T_{fo} est la température moyenne du fond de l'enceinte.

2°) la température moyenne T_i de l'air ambiant à l'intérieur de l'enceinte et celle de la charge T_c

3°) la température ambiante extérieure moyenne T_a .

La tension d'alimentation des modules est lue directement à l'aide d'un voltmètre numérique et l'intensité du courant qui les traverse est indiquée par un ampèremètre placé dans le circuit électrique. Les mesures de températures sont prises en charge par la centrale de mesures.

Les scrutations sont effectuées toutes les trente (30) minutes ou toutes les heures selon les essais.

Nos mesures ont porté sur les configurations suivantes :

- à vide : l'enceinte est à charge thermique considérée comme nulle. Ce scénario permet de savoir le temps de fonctionnement de l'enceinte avant l'introduction des produits à conserver.

- en charge : la charge thermique représentant les produits à conserver est simulée par une masse équivalente en eau.

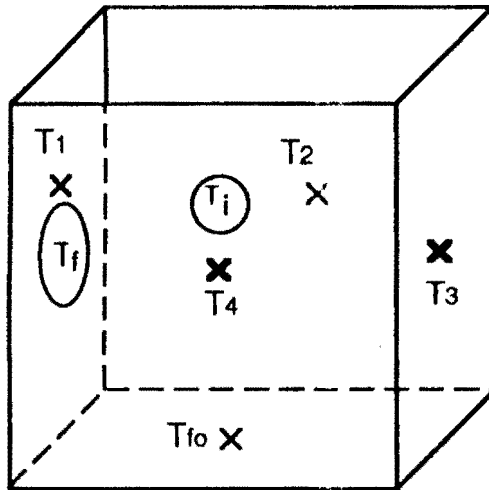


fig 5-1 a Schéma d'implantation des thermocouples (points de mesure) dans l'enceinte.

Deux systèmes ont été expérimentés : un premier système à refroidissement par radiateur à ailettes en contact direct avec la face chaude du module et un second système comportant une plaque de refroidissement à eau, couplé à différents types d'échangeurs. La circulation de l'eau est obtenue au moyen d'une pompe. Ce second système a fait l'objet d'essais plus nombreux car il semblait mieux répondre au problème de refroidissement des modules.

5.2 Système de refroidissement par radiateur à ailettes, enceinte de 16 litres, un module de réfrigération

Le premier système expérimenté lors des travaux antérieurs [3] pour l'évacuation, vers le milieu extérieur, de la chaleur au niveau de la face chaude, a consisté à utiliser un radiateur à ailettes (fig 5-1 b) que nous avons fait réaliser. Les échanges thermoconvectifs naturels étant insuffisants, nous avons été amenés à utiliser un ventilateur.

Le prototype que nous avons étudié est constitué d'une cuve en aluminium, parallélépipédique de $33 \times 15 \times 30 \text{ cm}^3$ correspondant à une capacité d'environ 16 litres. Il est revêtu d'une couche isolante de polystyrène expansé de 10 cm d'épaisseur.

L'examen de la courbe 5-2 montre qu'avec cette enceinte et le système de refroidissement retenu, la température intérieure T_i ne descend pas en dessous de 18°C et ce, après 12 heures de fonctionnement.

Précisons que la puissance électrique nécessaire au fonctionnement du système se situe autour de 45 W pour le module et 15 W pour le ventilateur. Le COP moyen est évalué à quelques %.

On constate donc que ce montage ne fonctionne pas pour les applications visées à savoir la conservation à 4°C des vaccins.

Pour obtenir la température requise permettant de conserver des vaccins entre 2°C et 8°C , il faut donc augmenter le nombre de modules, ce qui suppose la mise en place d'un système d'évacuation de chaleur plus performant. On peut également envisager de diminuer de manière notable le volume de l'enceinte.

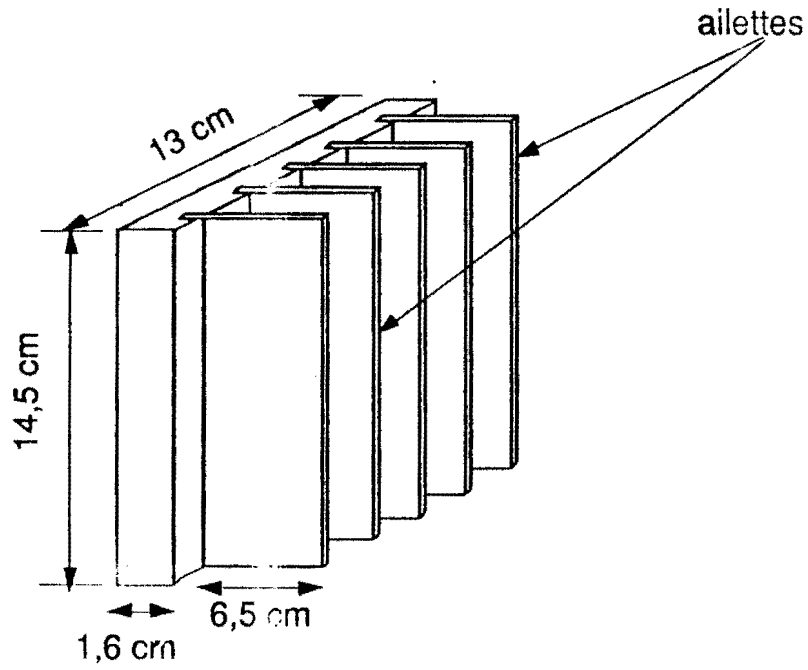


fig 5-1 b Schéma du radiateur à ailettes utilisé

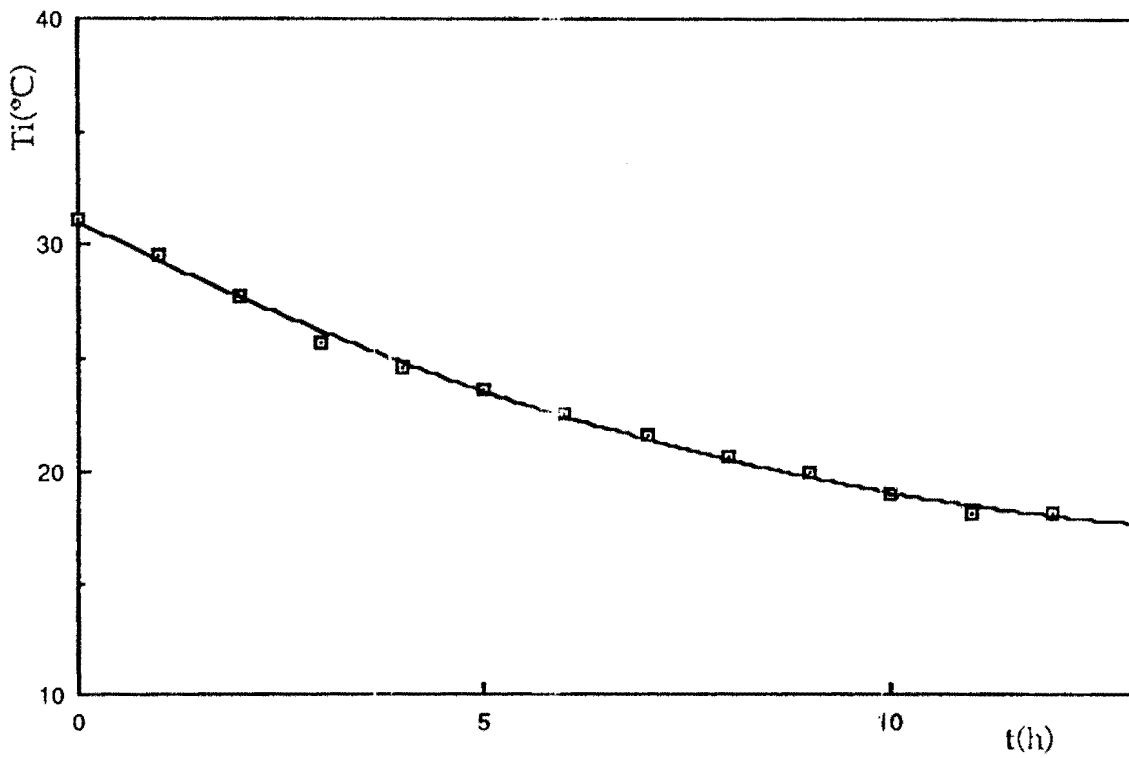


fig 5-2 Evolution de la température intérieure T_i pour une charge d'un litre à $I=4A$ sous $V=12$ volts, $T_a=31$ °C, radiateur à ailettes ventilé

5.3 Système avec plaque de refroidissement, 2 modules

Le dispositif d'évacuation de la chaleur est décrit au chapitre III.

L'échangeur expérimenté (fig 5-3) est un échangeur à plaques, généralement utilisé dans les voitures "2CV".

L'enceinte d'un volume d'environ 10 litres est équipée de deux modules réfrigérants pouvant être alimentés électriquement en série ou en parallèle.

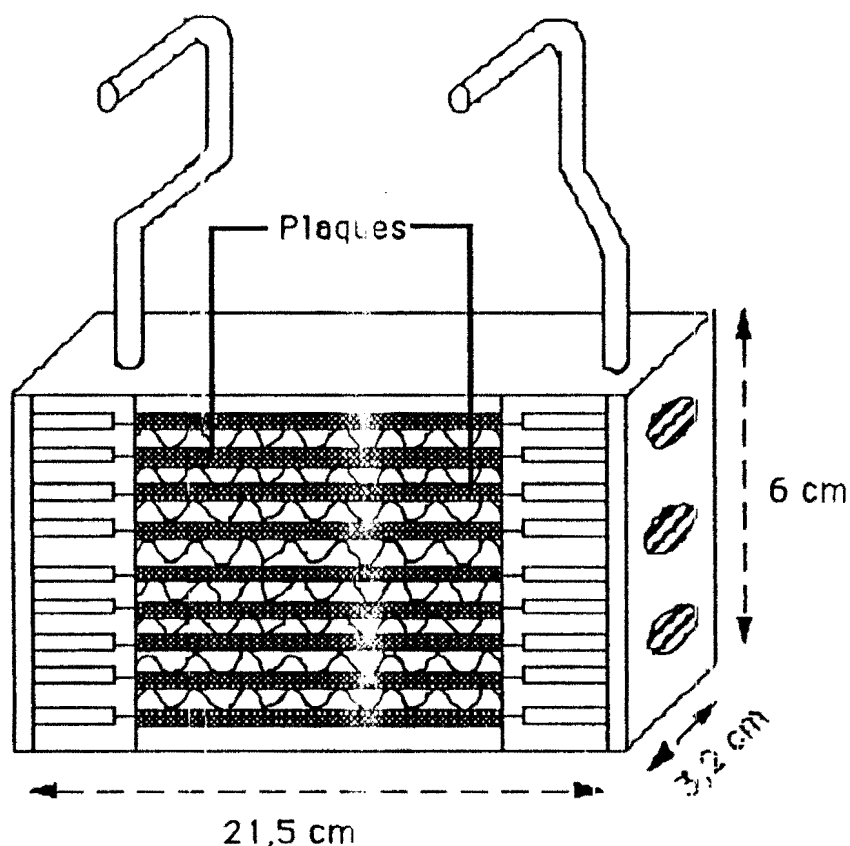


fig 5-3 Schéma de l'échangeur à plaques utilisé pour l'évacuation de la chaleur

5.3.1 Modules électriquement en série

5.3.1.1 Evolution de la température T_i , $I=2$ A.

Nous avons effectué des mesures pour différentes valeurs de l'intensité du courant d'alimentation des modules. Ceci nous a permis de déterminer l'intensité du courant pour laquelle les performances des modules sont optimales. Les expériences ont été faites avec un pas d'intensité de courant égal à 0,5 A.

Les essais ont montré que le système ne donne des résultats intéressants que pour des intensités supérieures à 2 A sous 11 volts. Nous présentons sur le tableau 5-1, les résultats des mesures de température de l'air ambiant intérieur, de la charge et en quelques points des parois de l'enceinte.

Nous constatons qu'avec $I = 2A$, il faut attendre 8 heures de fonctionnement pour que la température de l'enceinte se stabilise autour de $7^{\circ}C$. L'intensité de courant doit être augmentée en vue d'obtenir des températures plus basses.

temps(h)	$T_f(^{\circ}C)$	$T_i(^{\circ}C)$	$T_e(^{\circ}C)$	$T_{fo}(^{\circ}C)$	$T_3(^{\circ}C)$
0,25	10,07	25,71	26,17	-	-
2,25	6,05	10,83	14,34	10,54	8,56
5,75	5,88	9,9	10,59	9,63	7,61
8	1,98	6,88	8,12	6,51	6,9

Tableau 5-1: Résultats de mesures sur quelques points à l'intérieur de l'enceinte à $I=2$ A, $T_a=26^{\circ}C$, modules en série électrique

5.3.1.2 Evolution de la température T_i , $I=2,5$ A sous 15 V

Les deux modules sont toujours alimentés en série électrique. L'enceinte contient une charge d'un demi-litre d'eau. Les résultats des mesures sont consignés dans les tableaux 5-2 a et 5-2 b.

La figure 5-4 montre l'évolution de la température moyenne de l'air ambiant intérieur et celle de la charge. On constate une baisse régulière de température jusqu'au régime stationnaire (4°C pour l'air et $4,5^{\circ}\text{C}$ pour la charge) après 12 heures de fonctionnement des modules. L'évolution des températures moyennes des parois sur les faces latérales de l'enceinte qui ne sont pas en contact thermique avec les modules est représentée par la figure 5-5.

Les températures relevées sur ces parois ont des valeurs voisines de 4°C après 12 heures de de refroidissement.

La figure 5-6 résume les situations sur la face en contact avec les modules et au fond de l'enceinte.

Les résultats montrent que les parois sont pratiquement isothermes à l'exception de la face où sont appliqués les modules.

t(h)	T1(°C)	Tib(°C)	Tih(°C)	Te(°C)	Tfo(°C)	Tf(°C)
0	28	28,17	28,24	28,27	28,02	28,27
1	10	12,27	13,54	19,61	12,07	4,32
2	7,56	9,37	10,46	14,41	9,24	2,85
3	6,29	7,83	8,73	11,41	7,76	2
4	5,46	6,76	7,63	9,49	6,8	1,32
5	4,93	6,05	6,85	8,17	6,2	0,95
6	4,61	5,56	6,39	7,24	5,8	0,68
7	4,22	5,1	5,85	6,59	5,41	0,32
8	4,12	4,85	5,66	6,1	5,22	0,17
9	temp.	non	mesurées	(défaut	point	froid)
10	3,61	4,37	5	5,34	4,66	-0,05
11	3,41	4,15	4,73	5,05	4,46	-0,22
12	3,32	4,02	4,59	4,83	4,34	-0,39
13	3,27	3,98	4,51	4,71	4,29	-0,27
14	3,2	3,88	4,41	4,59	4,22	-0,46
15	3,1	3,79	4,34	4,49	4,12	-0,51
16	3,2	3,8	4,34	4,41	4,17	-0,27
17	3,29	3,88	4,41	4,44	4,24	-0,2
18	3,22	3,78	4,37	4,41	4,22	-0,37
19	3,17	3,73	4,32	4,39	4,15	-0,46
20	3,12	3,66	4,27	4,32	4,12	-0,56
21	3,24	3,68	4,39	4,32	4,24	-0,51

Tableau 5-2 a

t(h)	T2h(°C)	T2b(°C)	T3h(°C)	T3b(°C)	T4h(°C)	T4b(°C)
0	28,24	28,24	28,2	28,2	28,24	28,27
1	12,56	11,46	12,56	12,54	11	11,73
2	9,73	8,76	9,73	9,63	8,46	9
3	8,24	7,49	8,24	8,15	7,12	7,51
4	7,34	6,59	7,34	7,2	6,24	6,63
5	6,66	5,98	6,66	6,56	5,66	6,02
6	6,24	5,61	6,24	6,15	5,29	5,66
7	5,8	5,22	5,8	5,71	4,88	5,24
8	5,59	5,1	5,59	5,51	4,66	4,98
9	temp.	non	mesurées	(défaut	point	froid)
10	5,27	4,51	5,27	5,07	4,27	4,54
11	5,05	4,29	5,05	4,95	4,05	4,34
12	4,93	4,2	4,93	4,76	3,98	4,24
13	4,88	4,15	4,88	4,71	3,95	4,22
14	4,8	4,05	4,8	4,61	3,85	4,15
15	4,71	3,98	4,71	4,54	3,73	4,05
16	4,71	4,02	4,71	4,56	3,83	4,12
17	4,76	4,12	4,76	4,63	3,9	4,17
18	4,66	3,8	4,66	4,59	3,8	4,12
19	4,54	3,68	4,54	4,49	3,68	4,05
20	4,34	3,54	4,34	4,39	3,54	4,02
21	4,34	3,54	4,34	4,44	3,54	4,07

Tableau 5-2 b

Tableaux 5-2 a et 5-2 b

Résultats des mesures pour deux modules électriquement en série à $I=2,5$ A,
 $T_a=27^\circ\text{C}$, charge 0,5 litre

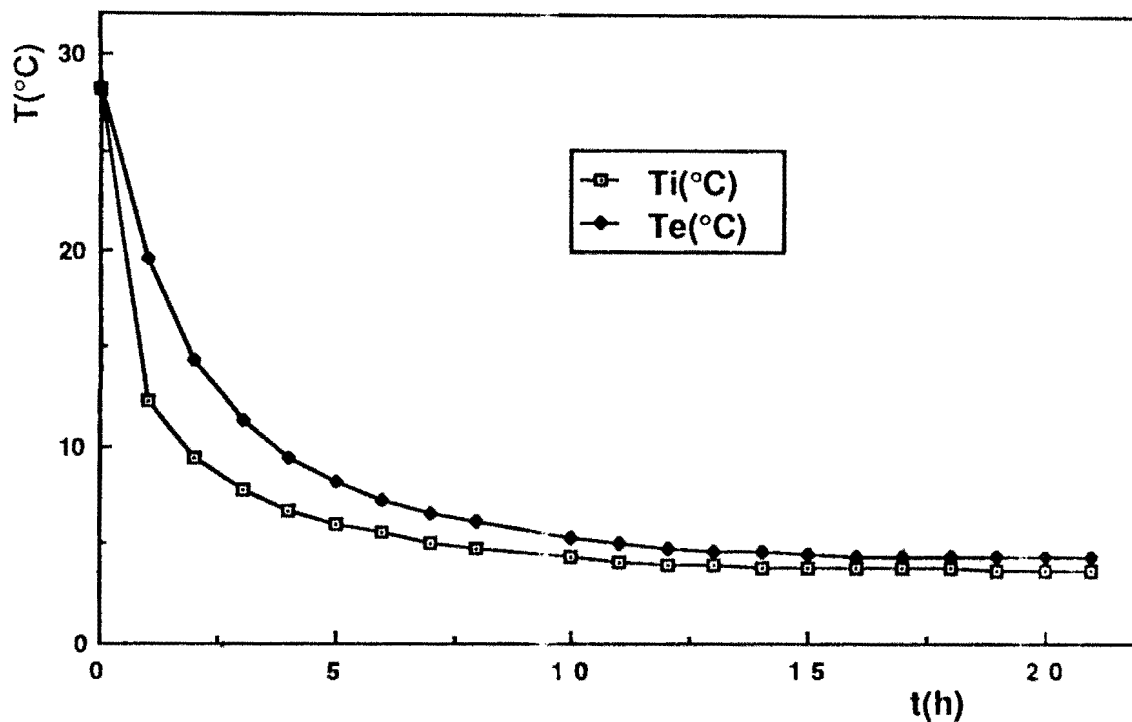


fig 5-4 Evolution des températures (air et charge), à $I=2,5$ A sous 15 volts, $T_a=27^{\circ}\text{C}$, charge 0,5 l, modules électriquement en série

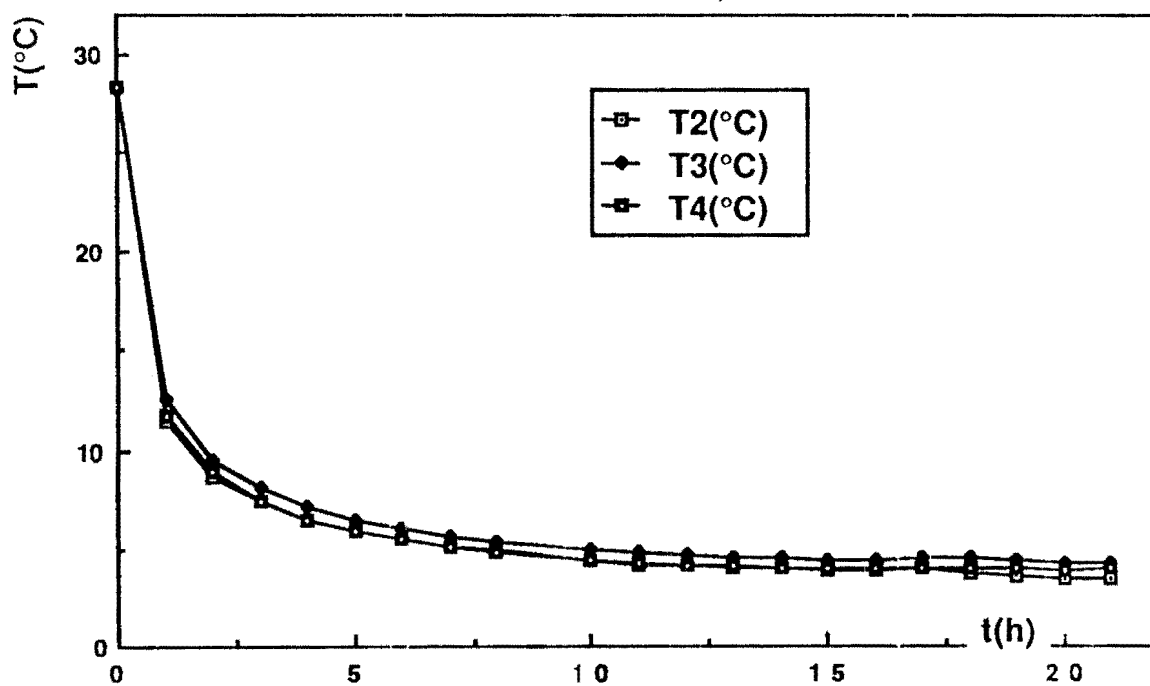


fig 5-5 Evolution des températures de parois sur les faces 2, 3 et 4 à $I=2,5\text{A}$ sous $V=15$ volts, modules électriquement en série

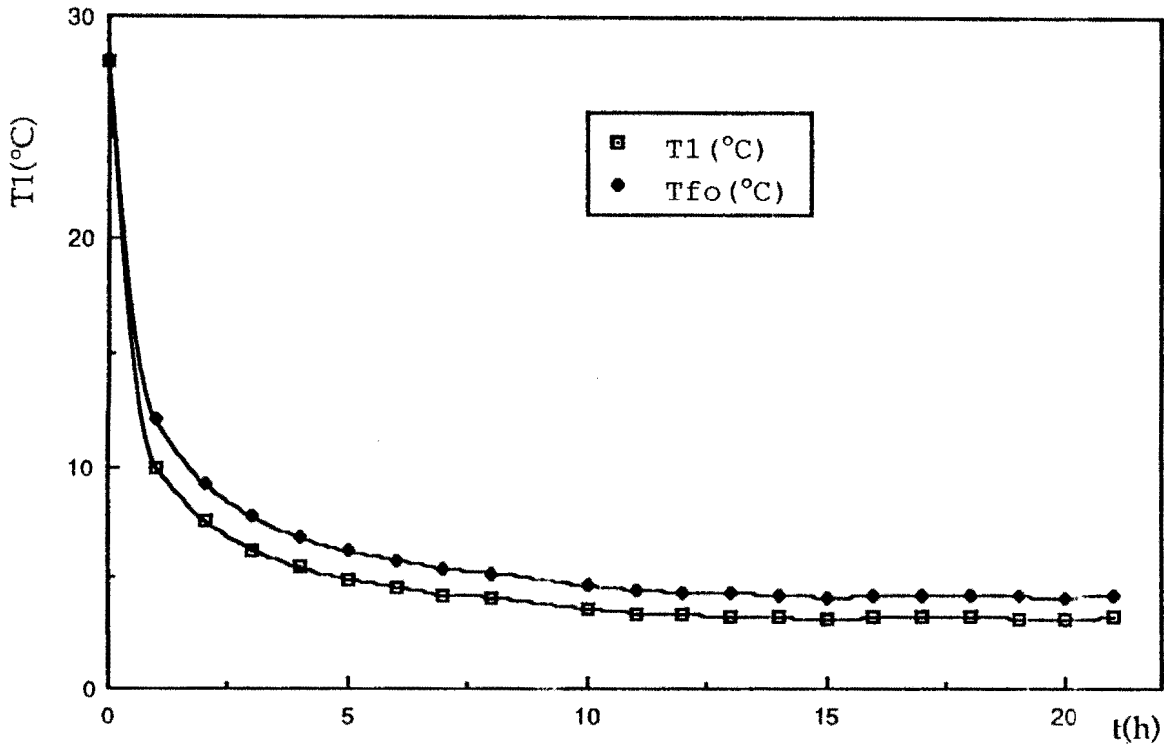


fig 5-6 Evolution des températures de paroi sur la face 1 et le fond à $T_a=27^\circ\text{C}$, $I=2,5\text{A}$ sous 15 volts, modules électriquement en série

Nous avons fait l'expérience consistant à arrêter l'alimentation des modules (enceinte en régime établi) et à reléver l'évolution des températures en différents points. L'examen de la figure 5-7 tirée des résultats des mesures permet de noter que la température de la charge augmente d'environ 5°C toutes les heures. Nous constatons qu'au bout de 5 heures, les parois et l'air intérieur atteignent une température de 21°C . La charge s'échauffe beaucoup plus lentement de par son inertie thermique plus élevée et sa température après la même durée est de 19°C . L'enceinte présente une faible inertie thermique. Une des raisons est l'existence des ponts thermiques à partir des modules. La période de non fonctionnement des modules ne doit excéder un quart d'heure.

En fonctionnement, quand la charge augmente (par exemple 3 litres),

on obtient la même température de 4°C mais après un temps de refroidissement plus long, égale à 19 heures (fig 5-8).

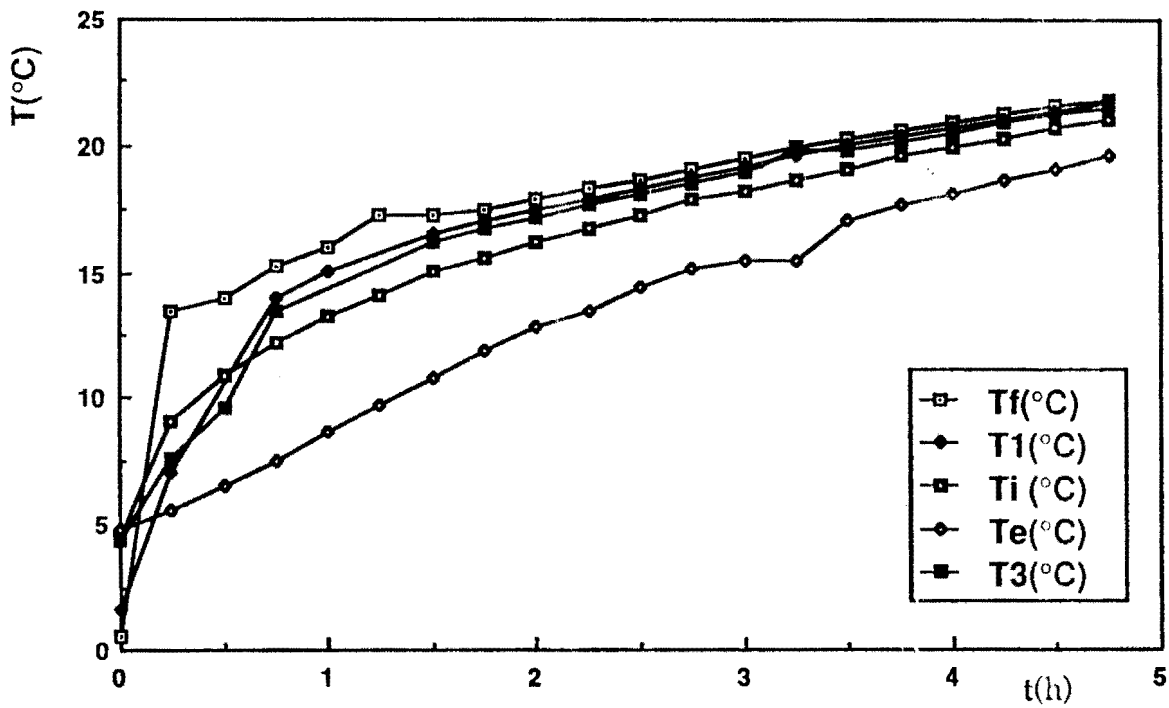


fig 5-7 Evolution des températures dans l'enceinte après arrêt de l'alimentation des modules

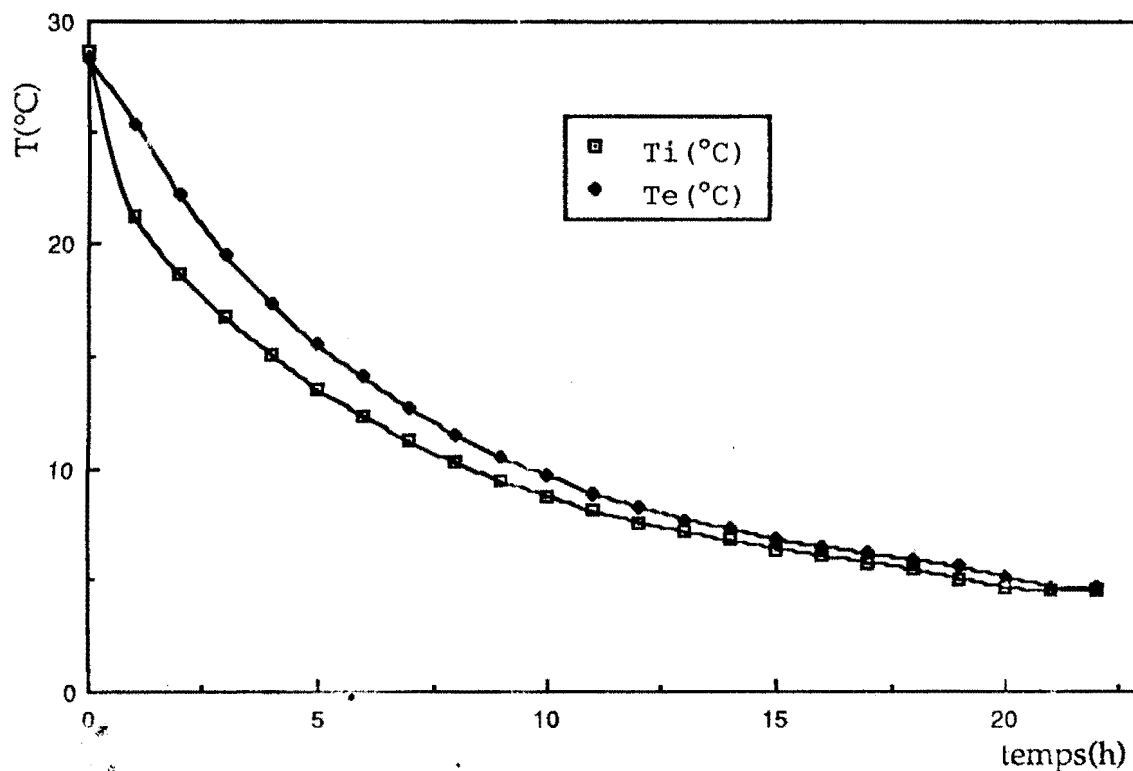


fig 5-8 Evolution de la température de la charge et de l'air à l'intérieur de l'enceinte, $I = 2,5$ A sous 15 volts, charge 3 litres, $T_a = 27$ °C, modules électriquement en série

5.3.1.3 Evolution de la température T_i , $I=3$ A sous 18V

La figure 5-9 tirée des résultats des mesures montre l'évolution de la température de la charge T_e et celle de l'air intérieur T_i de l'enceinte. Nous remarquons un léger écart prévisible, entre ces températures.

Nous constatons la stabilisation des températures autour de $3,5$ °C après 13 heures de fonctionnement des modules.

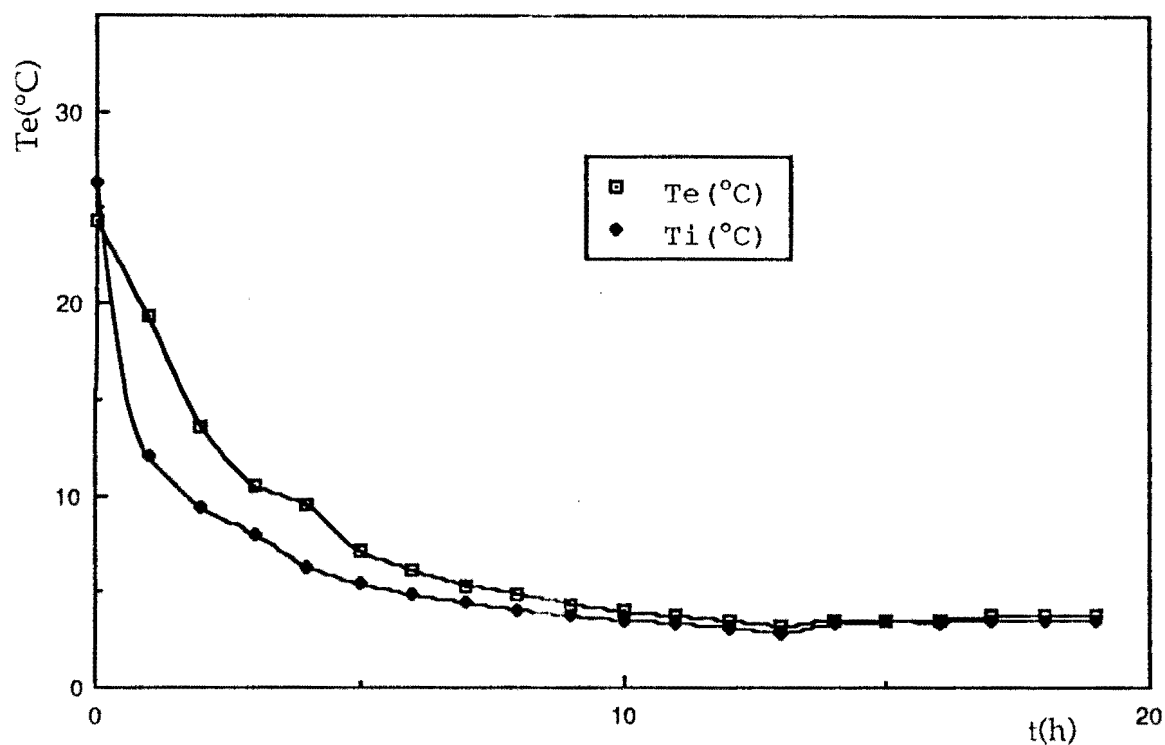


fig 5-9 Evolution de la température de la charge et de l'air, $I = 3$ A sous 18 volts, $T_a = 28^\circ\text{C}$, modules électriquement en série

5.3.2 Montage avec 2 modules électriquement en parallèle

5.3.2.1 Evolution de la température T_i , $I=4,5\text{A}$ sous 8 volts

La figure 5-10 résume les résultats des mesures.

Nous remarquons que la température de l'air ambiant intérieur et celle de la charge se stabilisent autour de 8°C au bout de 13 heures, à une température extérieure de 28°C . Cette température n'est pas conforme aux recommandations de l'O.M.S en matière de conservation des vaccins.

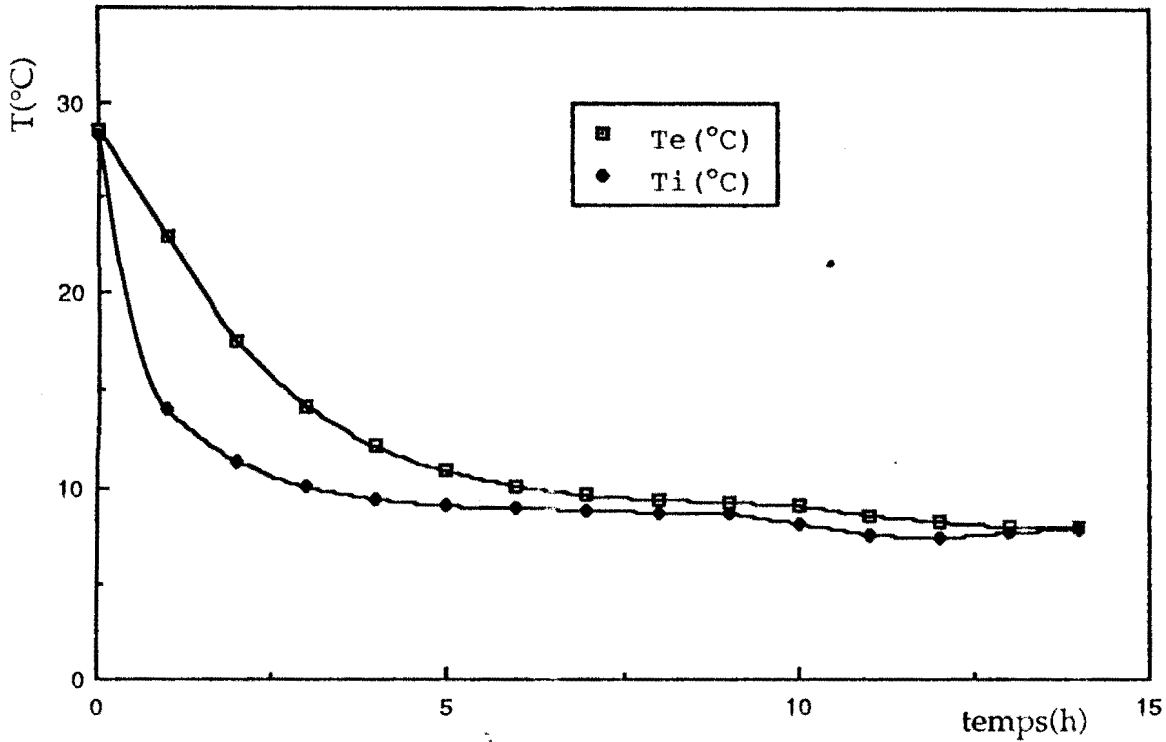


fig 5-10 Evolution des températures T_i et T_e , $I=4,5$ A sous 8 volts, charge 0,5 l, $T_a=28^\circ\text{C}$, modules électriquement en parallèle

5.3.2.2 Evolution de la température T_i , $I=5,5$ A sous 9 volts

Pour cette valeur de l'intensité du courant, nous constatons (fig 5-11 et 5-12) que la température de la charge et celle de l'air ambiant à l'intérieur de l'enceinte se stabilisent autour de 6°C . Cette température est obtenue pour la charge, après 15 heures de refroidissement, pour une température extérieure de 28°C .

Nous avons légèrement augmenté l'intensité de 5,5 A à 5,7 A. La différence de potentiel passe alors à 10 volts. La température de l'air à l'intérieur de l'enceinte descend à 15°C après une durée de refroidissement de 12 heures (fig 5-13) pour une température extérieure moyenne de 27°C .

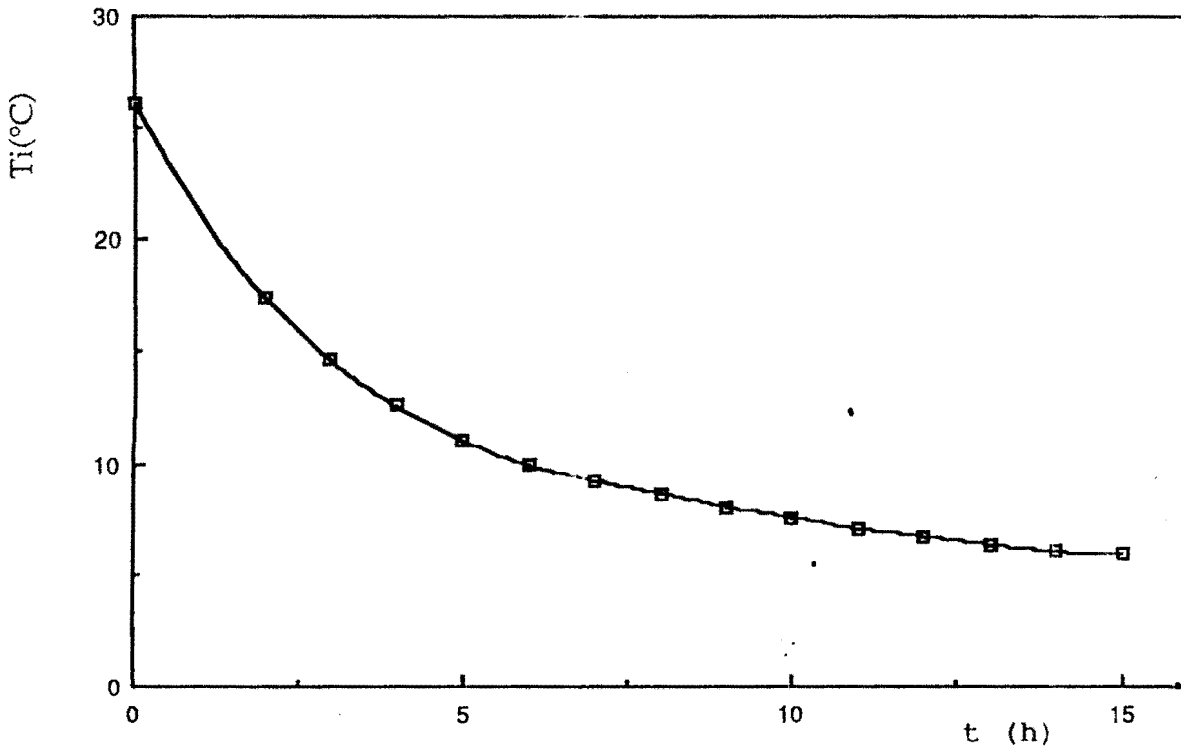


fig 5-11 Evolution de T_i , $I= 5,5$ A sous 9 volts, $T_a=28^\circ\text{C}$, modules électriquement en parallèle.

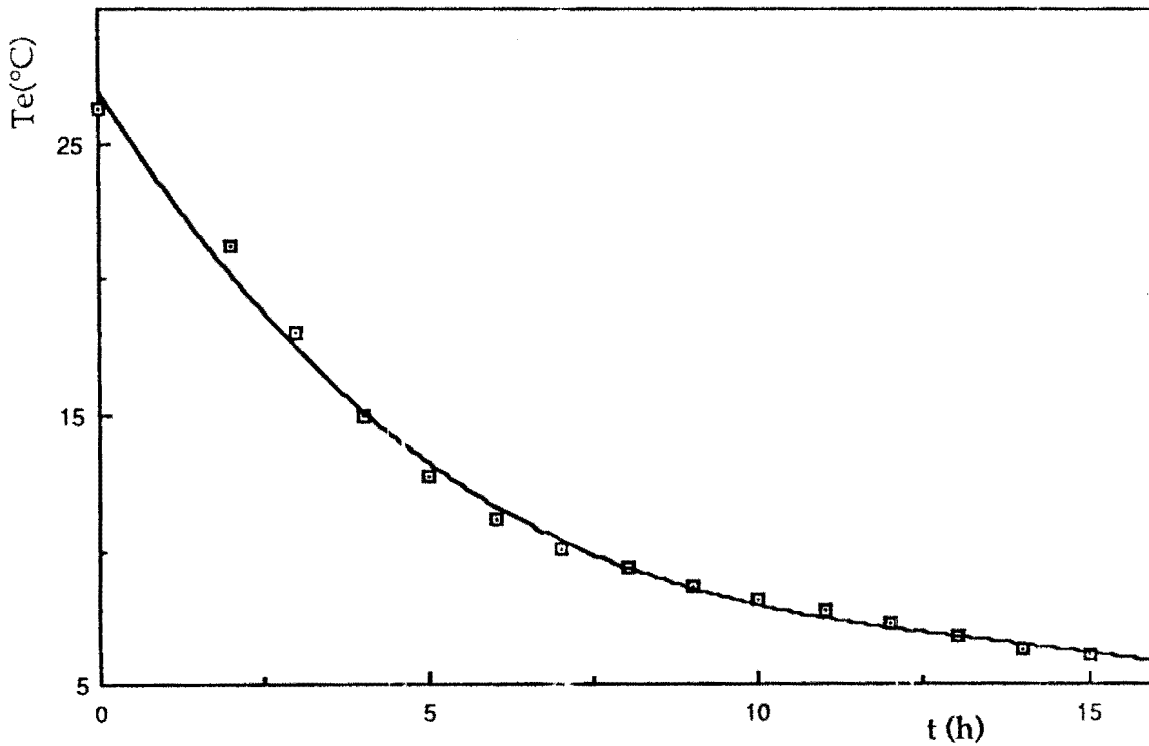


fig 5-12 Evolution de la température de la charge T_e , à $T_a=28^\circ\text{C}$, $I=5,5$ A sous $V=9$ volts, modules électriquement en parallèle.

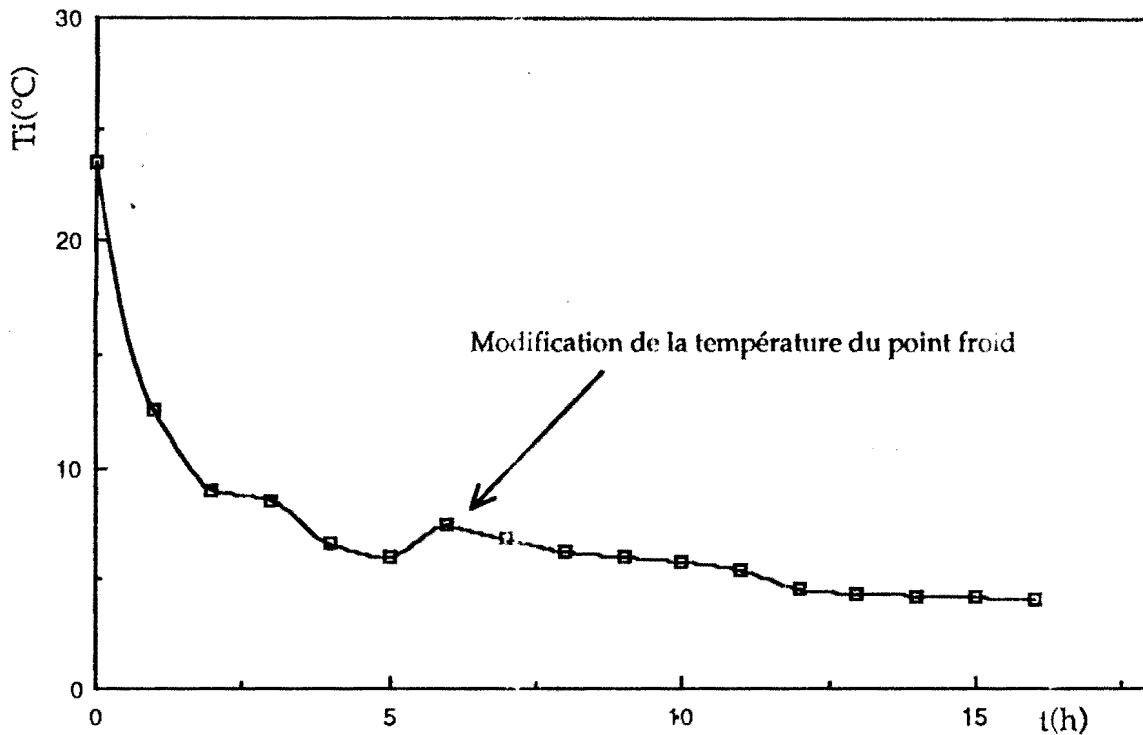


fig 5-13 Evolution de T_i avec $I=5,7A$ sous $10V$, charge $0,5$ litre, $T_a=27^\circ C$, modules électriquement en parallèle.

5.3.2.3 Evolution de la température T_i , $I=6,9$ A sous 12 volts

Ce cas est particulièrement intéressant du fait que sur les véhicules automobiles cette tension est délivrée par les batteries d'accumulateurs. C'est d'ailleurs ce système que nous avons étudié sur le plan théorique.

Lorsque le refroidissement est effectué à charge thermique nulle (à vide), la température atteinte dans l'enceinte est égale à $5^\circ C$ au bout de 10 heures et pour une température extérieure moyenne $T_a=26^\circ C$ (fig 5-14).

Comme on pouvait s'y attendre, en présence d'une charge de 0,5 litre, on atteint les 5°C après 13 heures de refroidissement (fig 5-15). Le modèle théorique présenté au chapitre IV prévoyait une température d'équilibre égale à 2°C. Sur la figure, les résultats ne sont comparables qu'à partir de la 5^{ème} heure, instant où l'échangeur a été ventilé.

L'écart constaté entre la valeur théorique et la valeur expérimentale de la température intérieure peut s'expliquer par une mauvaise évaluation des pertes frigorifiques de l'enceinte. Une autre raison est l'existence de ponts thermiques à partir des modules.

Nous constatons un temps de mise en régime expérimental plus long que celui prévu par le modèle théorique. Nous pouvons noter également le résultat attendu ; le temps de mise en régime dépend étroitement de la charge : 10 heures pour une charge thermique nulle et 13 heures pour une charge de 0,5 litre.

Quand le ventilateur n'est pas en marche, l'évacuation de la chaleur devient difficile et les températures T_f et T_c augmentent. La température T_i ne descend pas en dessous de 8°C (fig 5-16).

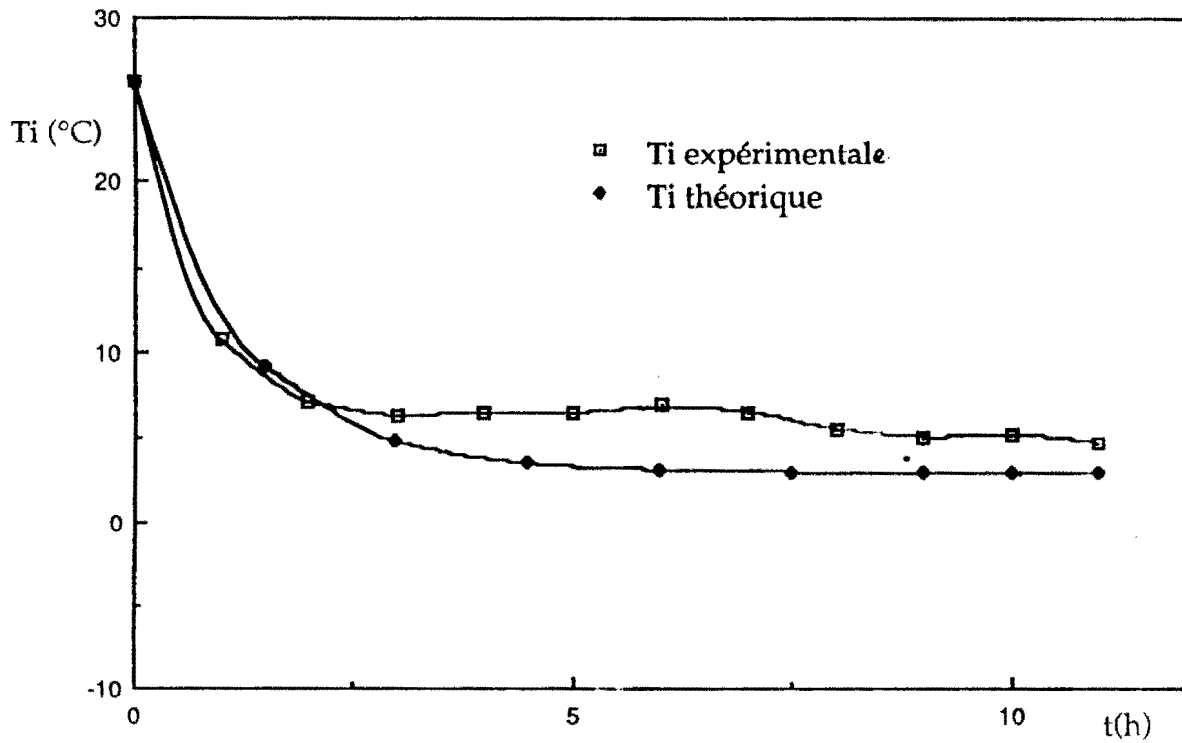


fig 5-14 Evolution de T_i pour l'enceinte à vide, $I=6,9A$ ($V=12$ volts), $T_a=26^\circ C$, modules électriquement en parallèle, échangeur ventilé.

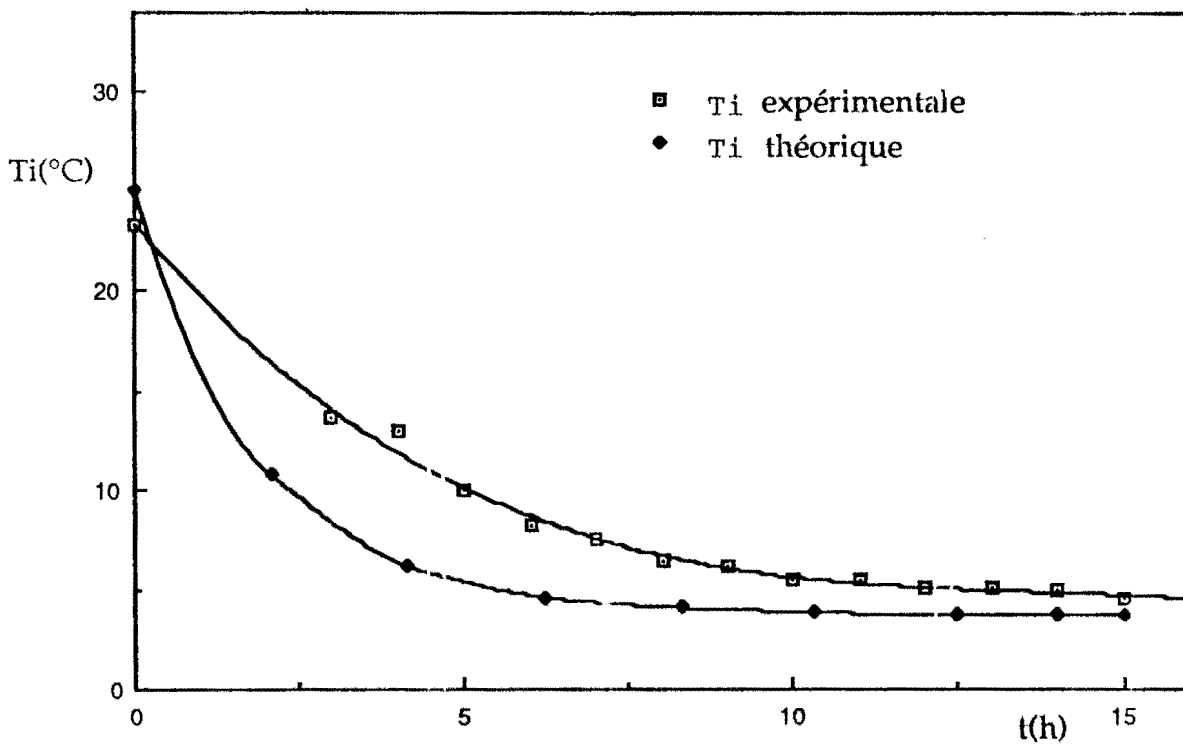


fig 5-15 Evolution de T_i à $I=6,9A$ ($V=12$ volts), charge 0,5 litre, $T_a=25^\circ C$, modules électriquement en parallèle, échangeur ventilé.

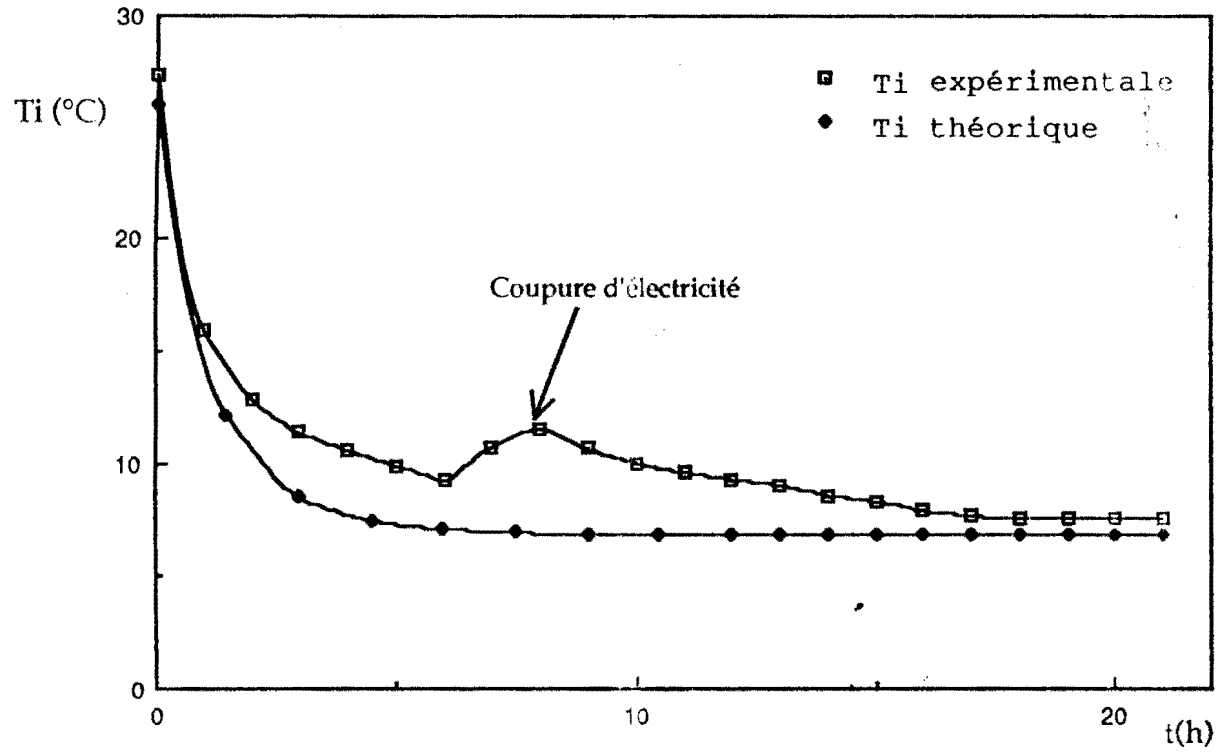


fig 5-16 Evolution de la température à l'intérieur de l'enceinte à $I=6,9A$ (12 volts), charge 0,5 l, échangeur en convection naturelle, $T_a=26^\circ C$.

5.3.3 Expériences avec d'autres types d'échangeurs

Nous avons expérimenté deux autres échangeurs pour l'évacuation de la chaleur:

- Un échangeur à faisceau de tubes (fig 5-17) de longueur 8,4 mètres. Il est utilisé dans les climatiseurs domestiques.
- Un échangeur serpentin (fig 5-18) de longueur 20 mètres.

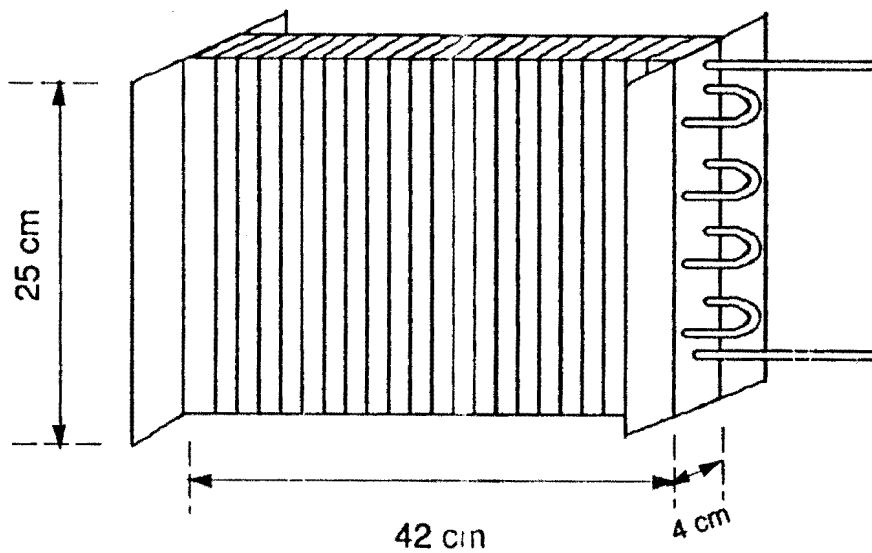


fig 5-17 Schéma de l'échangeur à faisceau de tubes

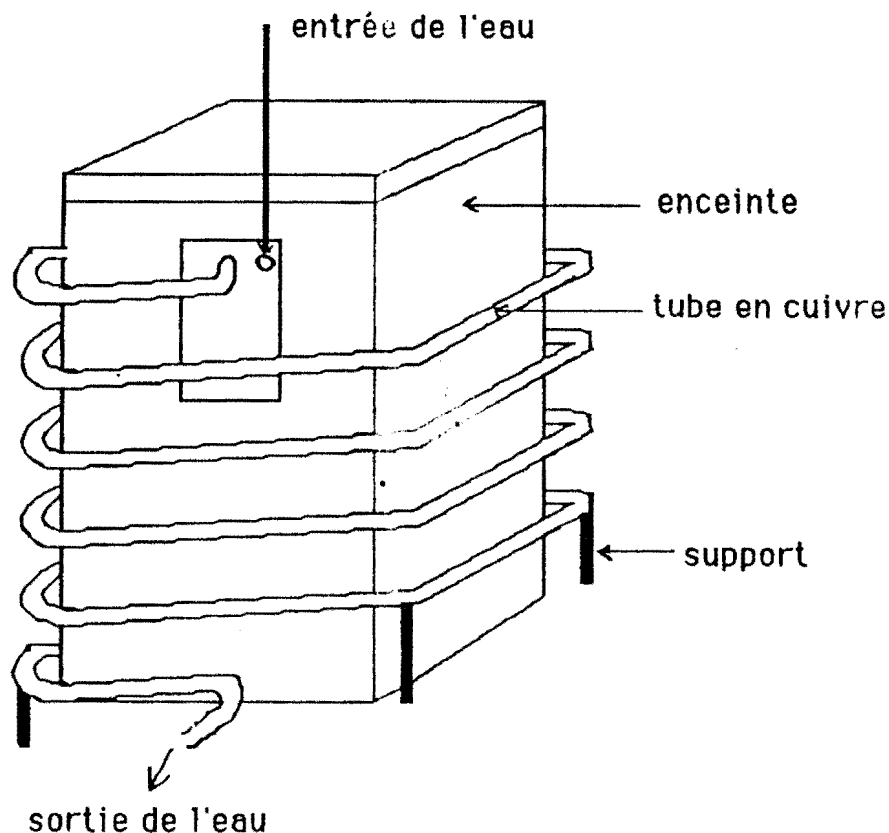


fig 5-18 Enceinte avec échangeur serpentin tout autour

5.3.3.1 Echangeur à faisceau de tubes

Les essais ont montré que pour une intensité de courant de 6 A sous 10,5 volts, la température atteinte dans l'enceinte se stabilise autour de 7°C après 10 heures pour une température extérieure moyenne de 26°C (fig 5-19), l'échangeur fonctionnant en convection naturelle.

Nous avons par la suite ventilé l'échangeur et porté l'intensité du courant à 6,5 A. La température descend alors dans l'enceinte à 3,5°C après 8 heures, pour une température extérieure moyenne de 26°C (fig 5-20).

L'écart observé entre la valeur théorique et la valeur expérimentale est du même ordre de grandeur que dans le cas précédent.

Nous constatons qu'avec cet échangeur surdimensionné et moyennant une ventilation, on peut atteindre la température de 4°C dans l'enceinte à une température extérieure de 26°C. La puissance totale consommée par le ventilateur et la pompe est de 10 watts.

5.3.3.2 Echangeur du type serpentín

Nous avons disposé, autour de l'enceinte, un serpentín réalisé en tube de cuivre 10/12 mm.

Les modules étant alimentés par un courant d'intensité 6 A sous 10,5 volts, la température atteinte dans l'enceinte après 10 heures de fonctionnement se stabilise à 4°C pour une température extérieure moyenne de 26°C (fig 5-21).

Dans ces essais la circulation d'air autour de l'échangeur est naturelle.

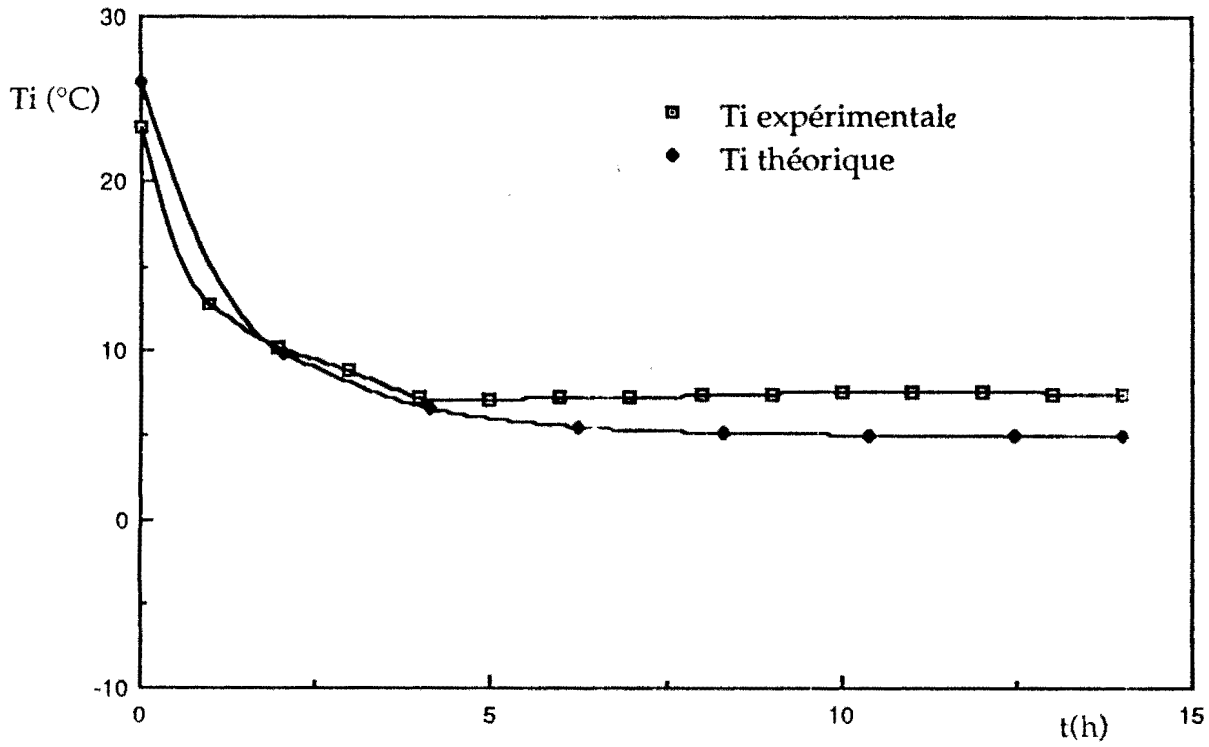


fig 5-19 Evolution de T_i pour $T_a=26^\circ\text{C}$, $I=6\text{A}$, sous 10,5 volts, 2 modules électriquement en parallèle, échangeur à faisceau de tubes non ventilé.

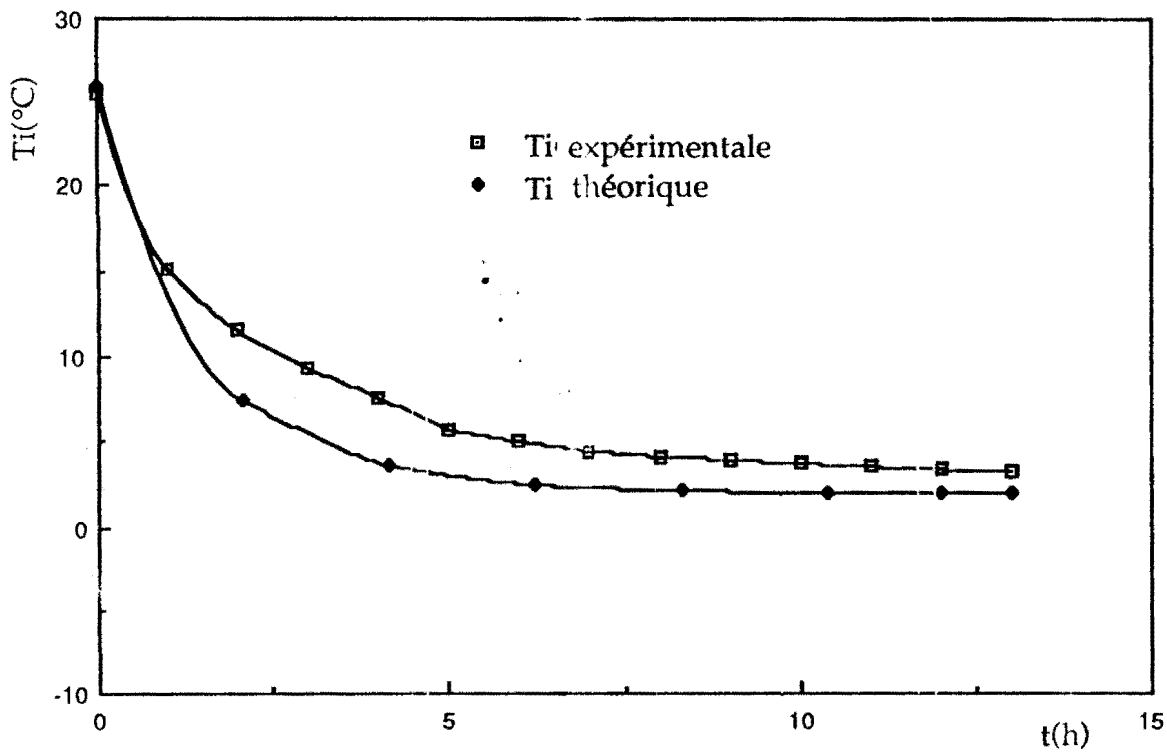


fig 5-20 Evolution de T_i pour $T_a=26^\circ\text{C}$, $I=6,5\text{A}$, charge 0,5 l, 2 modules électriquement en parallèle, échangeur à faisceau de tube ventilé.

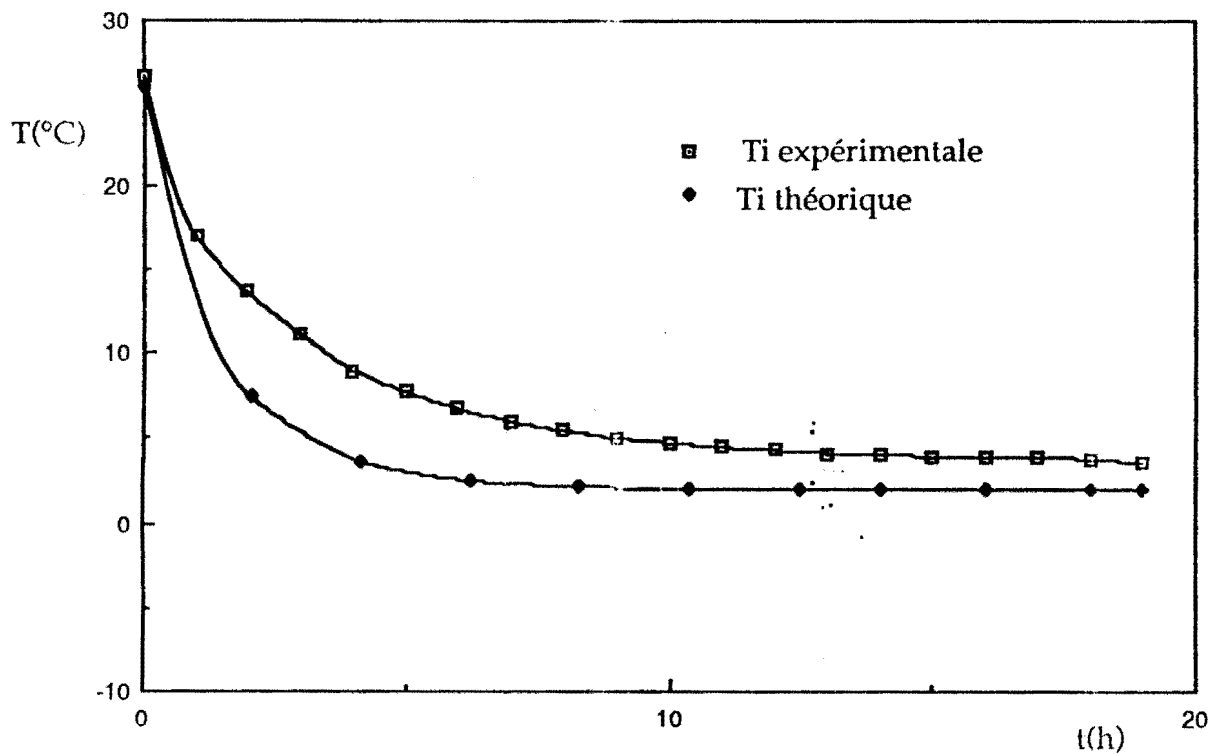


fig 5-21 Evolution de T_i , avec $I=6,5A$ sous 10,5 volts, charge 0,5 l, $T_a=26^\circ C$, échangeur serpentin.

5.3.4 Expérimentation sur une enceinte de faible volume (3 litres)

Les expériences que nous venons de découvrir ont montré la quasi impossibilité d'obtenir dans une enceinte de 10 litres refroidie avec deux modules et équipée d'un dispositif d'évacuation pas trop surdimensionné, les $4^\circ C$ pour une température extérieure de $35^\circ C$. Nous avons donc étudié une enceinte de volume beaucoup plus réduit.

Cette enceinte a été refroidie au moyen d'un seul module à effet Peltier. L'évacuation de la chaleur a été réalisée en utilisant les échangeurs à faisceau de tubes et serpentin. Le module a été alimenté sous 12 volts, 4 A.

5.3.4.1. Essai avec l'échangeur à faisceau de tubes avec ventilation forcée

Les courbes portées sur la figure 5-22 montre que la température de l'air à l'intérieur de l'enceinte à vide descend au voisinage de 0°C après 1 heure. Si le refroidissement est poursuivi cette température se stabilise autour de -5°C . La figure 5-23 donne l'évolution de la température de la charge.

On note un assez bon accord entre le modèle théorique et l'expérience mais on constate que la température intérieure expérimentale est supérieure à la température calculée comme dans les cas précédents.

On peut noter que la température de la face froide du module est environ de -9°C (fig 5-24).

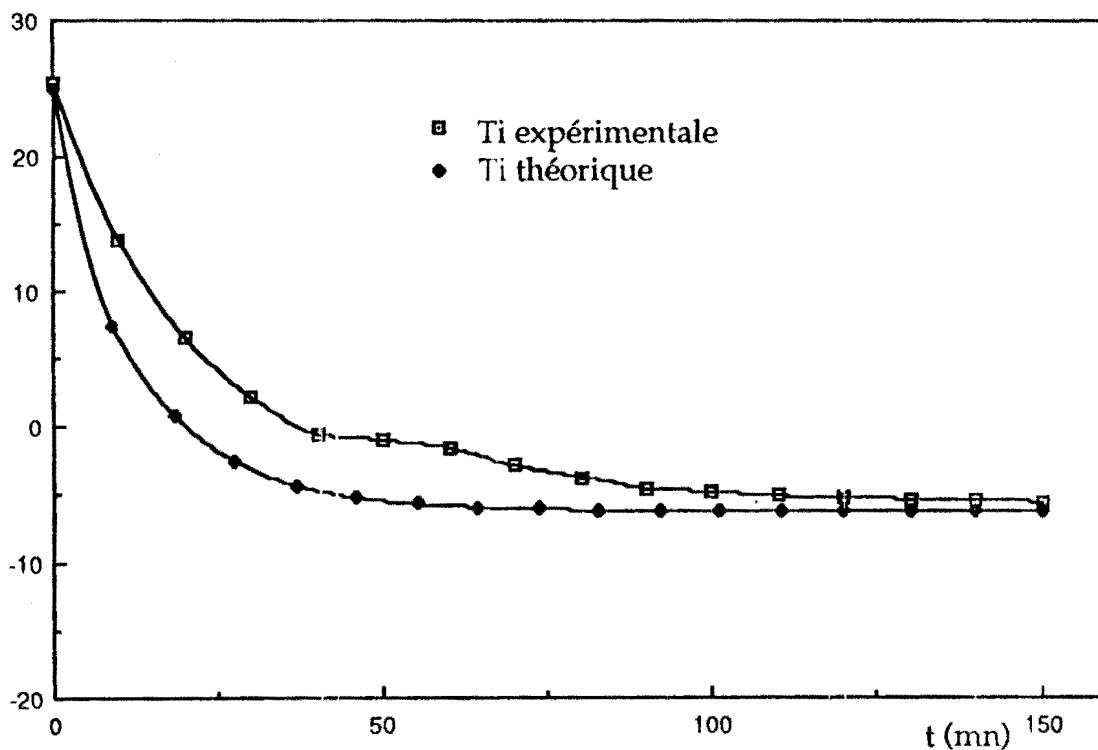


fig 5-22 Evolution de T_i dans la petite enceinte à vide, $I=4\text{A}$ sous 12 volts, $T_a=25^{\circ}\text{C}$, échangeur à faisceau de tube ventilé.

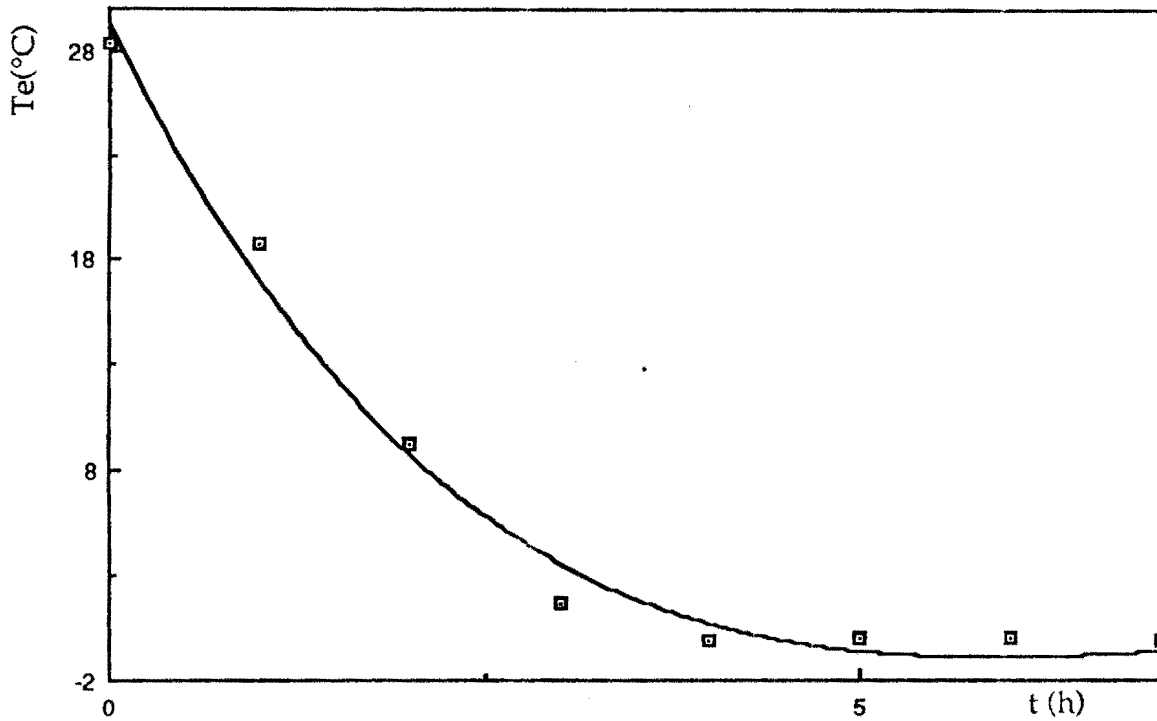


fig 5-23 Evolution de T_e dans la petite enceinte, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur à faisceau de tubes ventilé.

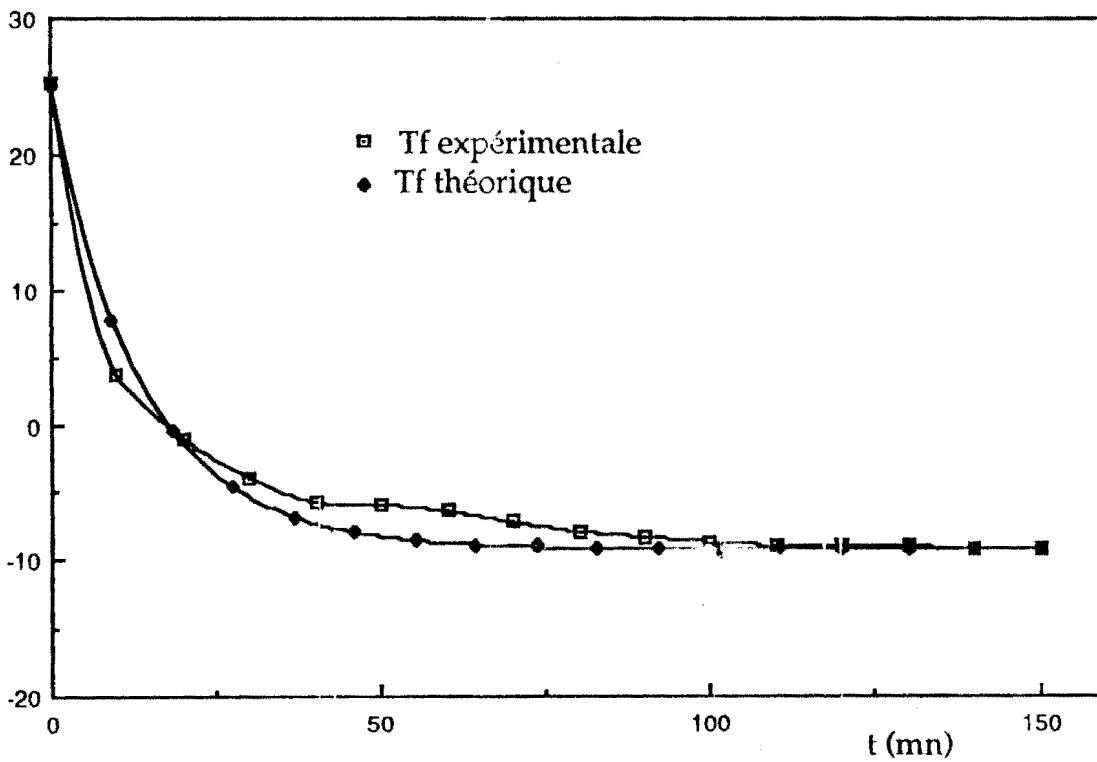


fig 5-24 Evolution de T_f dans la petite enceinte à vide, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=25^\circ\text{C}$, échangeur à faisceau de tubes ventilé.

5.3.4.2 Essai avec l'échangeur du type serpentin

La température de l'air et celle de la charge dans l'enceinte descendent à -4°C après 11 heures de fonctionnement et une température ambiante moyenne de 26°C (fig 5-25 et 5-26). La température de 0°C est obtenue en 4 heures. Notons que la température de face froide du module est de -9°C (fig 5-27).

Sur les figures 5-28 et 5-29, nous avons porté les courbes théoriques de refroidissement de l'enceinte à vide et avec une charge de 0,5 litre pour une température extérieure moyenne de 35°C .

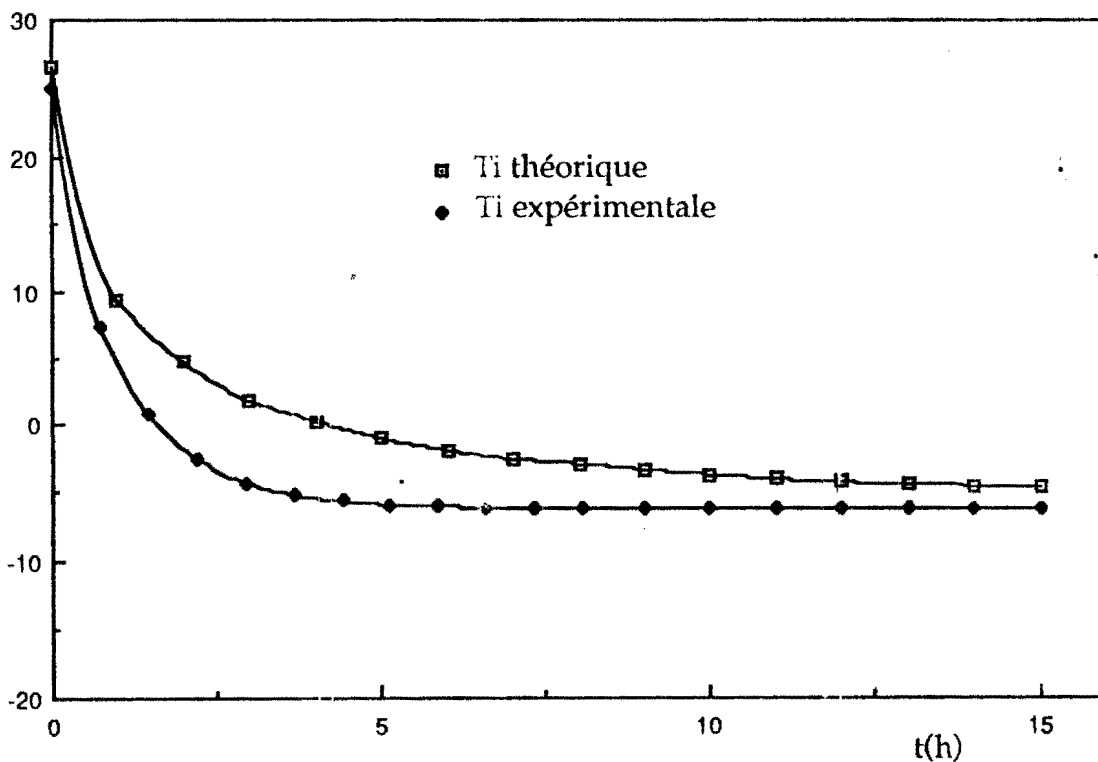


fig 5-25 Evolution de T_i dans la petite enceinte, charge 0,5 l, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=26^{\circ}\text{C}$, échangeur serpentin.

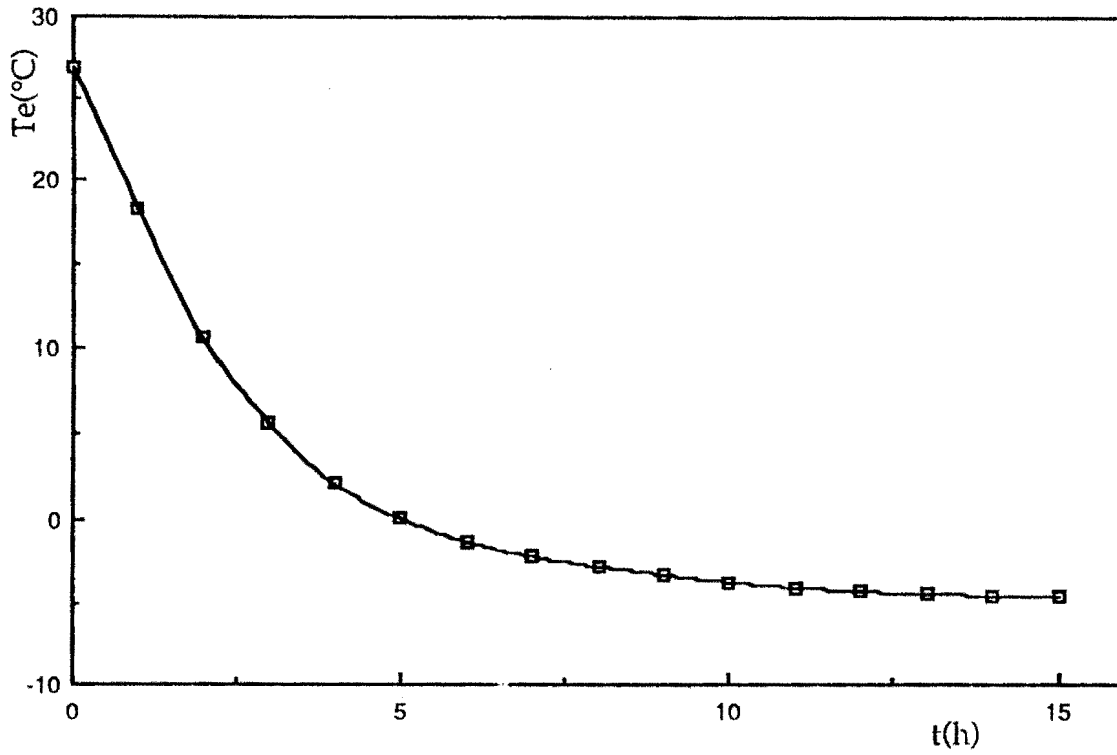


fig 5-26 Evolution de la température de la charge dans la petite enceinte, charge 0,5 l, $I=4$ A sous 12 volts. $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur serpentin.

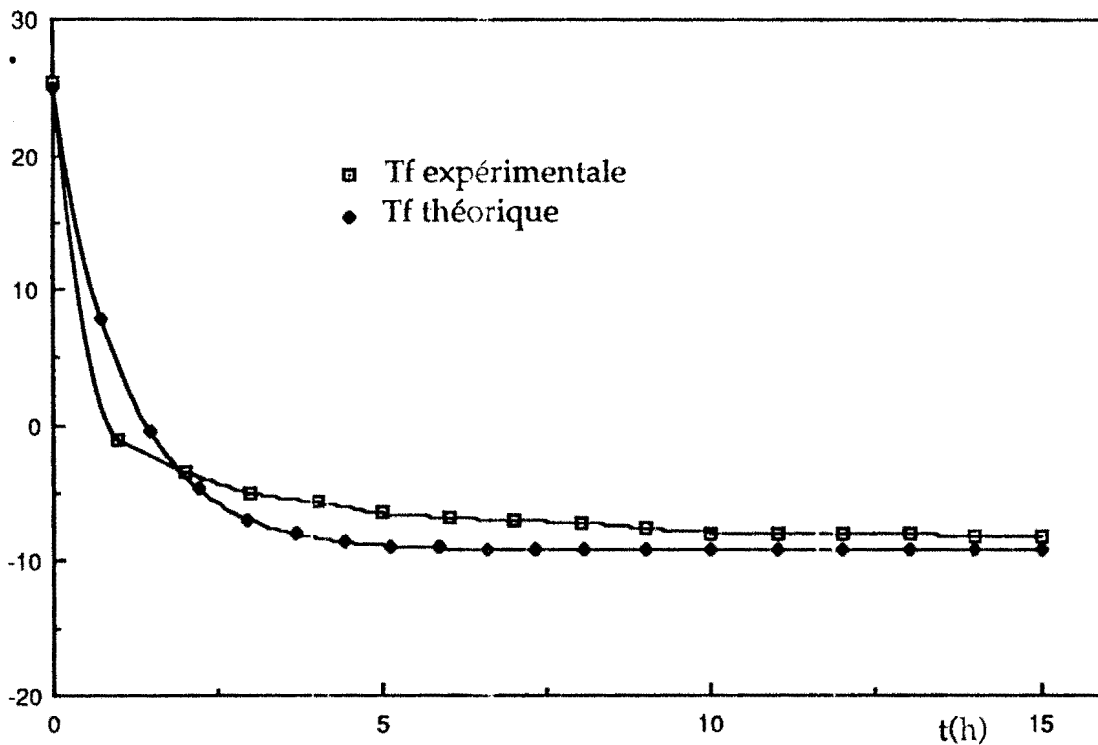


fig 5-27 Evolution de T_f dans la petite enceinte, charge 0,5 l, $I=4$ A sous 12 volts, $T_a=26^\circ\text{C}$, échangeur serpentin.

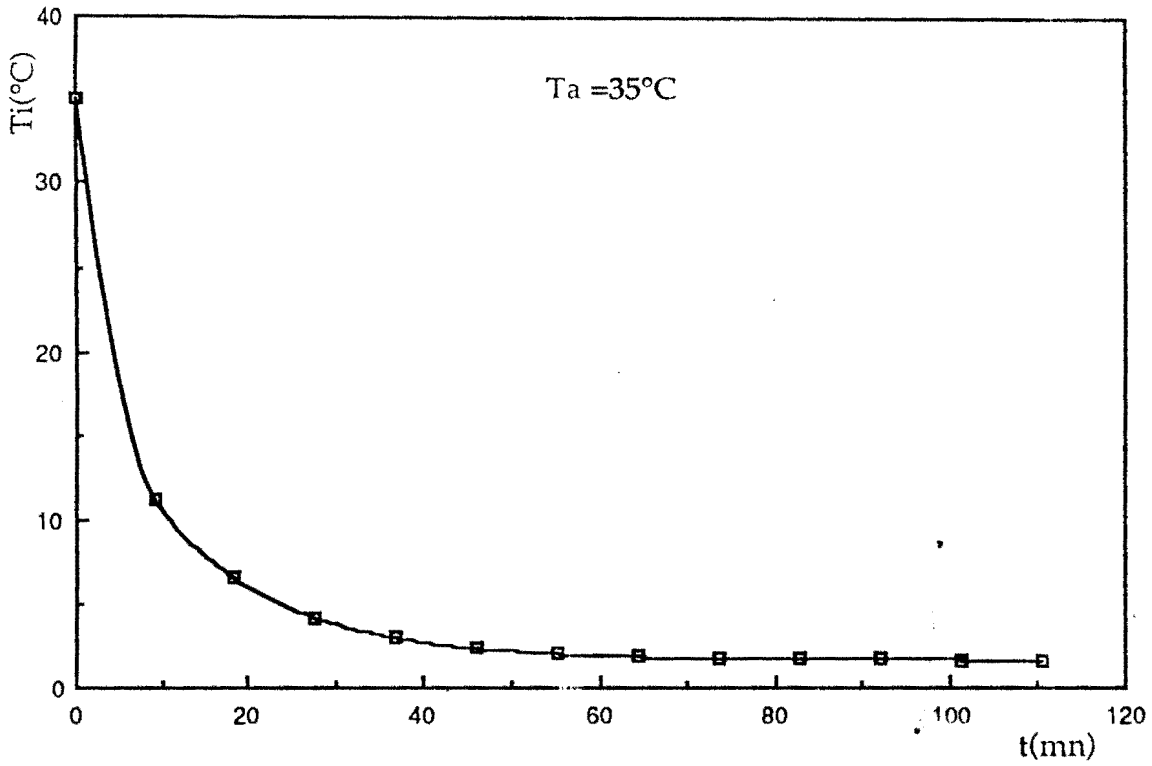


fig 5-28 Evolution de la température théorique T_i dans l'enceinte de 3 l (à vide), $I=4A$ sous 12 volts, $T_a=35$ °C.

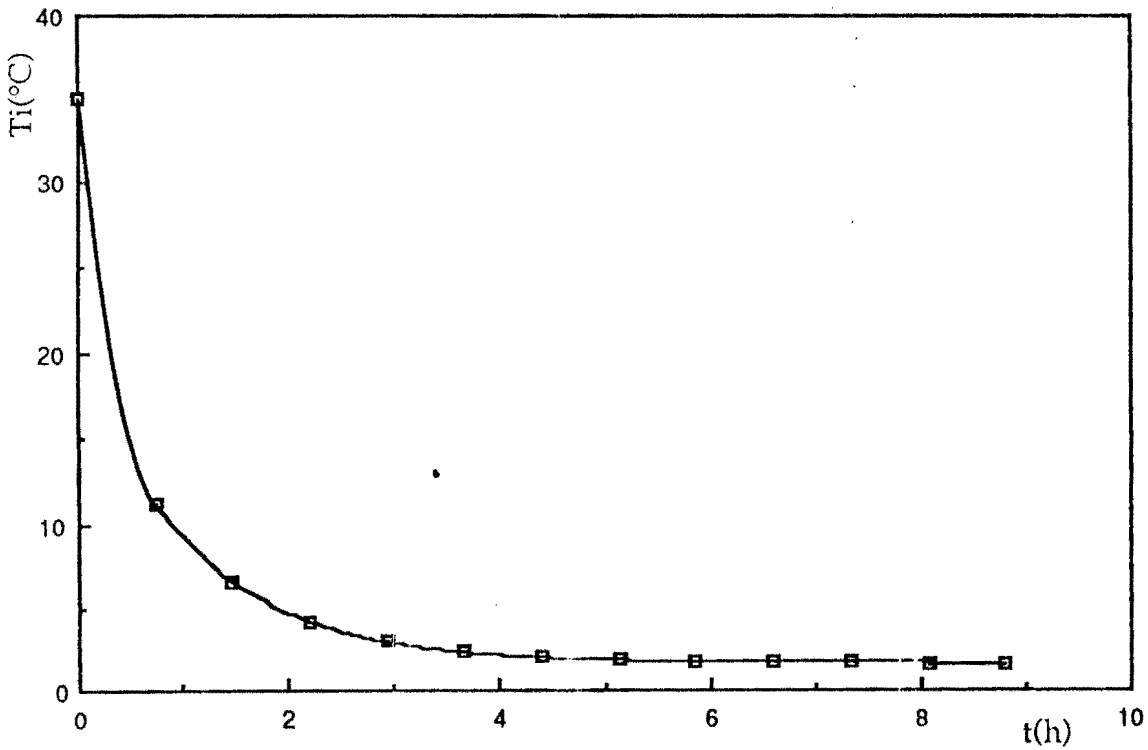


fig 5-29 Evolution de la température théorique T_i dans l'enceinte de 3 litres, (charge 0,5 litre), $I = 4 A$ sous 12 volts, $T_a=35$ °C.

CONCLUSION

Notre travail confirme dans l'ensemble la difficulté d'évacuer vers le milieu extérieur la chaleur dégagée par le module thermoélectrique au niveau de la face chaude. Les problèmes rencontrés tiennent d'une part à la technologie du module thermoélectrique (face froide et face chaude ne sont séparées que par quelques millimètres) et d'autre part la surface d'échange de la face chaude est également réduite (une dizaine de cm^2). Pour atteindre des températures relativement basses dans l'enceinte, il semble difficile d'échapper à l'utilisation d'un système comprenant un radiateur plaqué sur le module et dans lequel on fait circuler de l'eau.

Le système de refroidissement par radiateur à ailettes n'est pas performant sauf à ventiler celui-ci fortement et pour une enceinte de capacité réduite.

Les résultats expérimentaux et les simulations montrent que si l'on veut respecter les normes de l'O.M.S, il ne faut pas espérer réfrigérer une enceinte d'un volume supérieur à 3 litres, avec des solutions technologiques raisonnables.

Par contre si l'on se contente des applications grand public pour des températures de l'ordre de 15°C , notre travail permet de montrer qu'on peut réaliser des enceintes de quelques litres sans difficulté. Notre étude pourrait servir de support auprès d'un fabricant local pour des réalisations grand public.

Nous regrettons de n'avoir pas pu expérimenter la solution consistant à utiliser un caloduc pour l'évacuation de la chaleur. Cette solution mériterait d'être examinée.

En conclusion, l'utilisation des modules à effet Peltier pour refroidir de petites enceintes semble attrayante mais soulèvent des problèmes technologiques assez délicats qui en limitent l'intérêt.

Quant au coefficient de performance obtenu expérimentalement (entre 5 et 13%), on peut dire qu'il est relativement faible.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] R. CONTE, A. GIRARDEY, P. BILODEAU, R. BEAULIEU
Métrologie en thermique, Les Editions Le griffon d'Argile, 1986
- [2] Thermoelectric handbook
Cambridge Thermionic Corporation 1971, 1972
- [3] M. BOUKAR
Etude et réalisation d'une enceinte réfrigérée par module thermoélectrique, Laboratoire d'Energétique d'Appliquée de l'ENSUT de Dakar, D.E.A 1988
- [4] R. HEIKES AND R. URE, JR
Thermoelectricity, Science and Engineering
Interscience Publishers, New-York, London 1961
- [5] A. GIRARDEY
Métrologie des températures
IUT de Créteil, DT Mesures physiques.
- [6] R. BONNEFILLE, J. ROBERT
Principes généraux des convertisseurs directs d'énergie
Dunod Université 1971
- [7] J. BERT
Physique des capteurs
Etude théorique et expérimentale
1. Capteurs de températures, Belin 1982
- [8] A. LINDER
La thermoélectricité
Presses Universitaires de France
- [9] L. BOREL
Thermodynamique et Energétique
Volume I, tome II, 2ème édition
Presses Polytechniques Romandes, Lausanne 1987
- [10] TECHMATION
Compte rendu de la conférence sur le refroidissement par effet thermoélectrique, donné le 6 octobre 1981, Paris.
- [11] CAMBION
Application des systèmes thermoélectriques
Brochure Réf. 01104, 1980

- [12] CAMBION
Contrôle de température par modules thermoélectriques
Catalogue 300, Midland Ross Corporation, 1982.
- [13] R. BERNARD, G. MENGUY, M. SCHWARTZ
Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications
Technique et Documentation, Paris
- [14] M. ADJ
Etude et réalisation d'un prototype de réfrigérateur solaire à
réserve de froid destiné à la conservation des vaccins.
Thèse de Docteur-Ingénieur 1987, Laboratoire d'Energétique
Appliquée, Dakar
- [15] Revue Haut Parleur N°1757, Novembre 1988
- [16] P. RAPIN
Formulaire du froid, Technique & Vulgarisation, Paris, 1977
- [17] P. KIREEV
La physique des semiconducteurs, Editions MIR, Moscou, 1975
- [18] V. STUPELMAN AND G. FILATEROV
Semiconductor devices MIR Publishers, Moscow, 1976
- [19] S. KALACHNIKOV
Electricité, Editions MIR, 1980.
- [20] D. M. ROWE
Recent Developments in Thermoelectric Materials
Applied Energy 24, 1986
- [21] J. P. HOLMAN
Thermodynamics, Mc Graw Hill
- [22] R. FIELD
Photovoltaïc/Thermoelectric refrigerator for medicine storage
for developing countries, Solar Energy, vol. 25, 1980, Pergamon
Press.
- [23] D. ILZYCER, A. SHER and M. JILLOH
Measurements of thermoelectric properties of a thermoelectric
cooler, Energy Convers., Mgmt, vol. 23, N°4, 1983.

- [24] G. J. VELLA, L. B. HARRIS and H.J. GOLDSMID
A solar thermoelectric refrigerator
Solar Energy, vol. 18, Pergamon Press, 1976.
- [25] CRAWFORD, DUNLAP, Jr
A Introduction to Semi-conductors
Ed. JOHN WILEY & Sons, Inc. N.Y., 1957
- [26] JAN TAUG
Photo and Thermoelectric effects in Semiconductors
Pergamon Press, Oxford-London-New York-Paris, 1962.
- [27] H.J. GOLDSMID and A. S. GRAY
Thermoelectric refrigerator at very low temperatures.
CRYOGENICS, IPC Business Press, may 1979
- [28] A. COULIBALY
Etude du confort thermique dans l'habitat social en milieu tropical, Elaboration d'un logiciel de simulation numérique et validation de ce modèle sur une cellule test, thèse de Docteur-Ingénieur, février 1990, Dakar.
- [29] J. F. SACADURA
Initiation aux transferts thermiques
Technique et Documentation, Paris 1978
- [30] F. KREITH
Transmission de la chaleur et thermodynamique
Masson & Cie, 1967.
- [31] J. MARTINET
Thermocinétique approfondie
TEC & DOC, janvier 1990, Paris.
- [32] J. KEENAN
Thermodynamics
John Wiley & Sons, Inc, New York, London, 1963
- [33] A. DE VRIENDT
La transmission de la chaleur
Tome 2, Gaëtan Morin Editeur, 1980
- [34] A. LEONTIEV
Théorie des échanges de chaleur et de masse
Editions MIR- Moscou 1985.

- [35] E. KRASNOCHTCHEKOV, A. SOUKOMEL
Problèmes de transferts de chaleur
Editions MIR - Moscou 1985
- [36] I. CHVET, M. KONDAK, N. KIRAKDVSKI, NEDOUJI, D. CHEVTSOV, I.
CHELOUDKO
Thermique générale
Editions MIR Moscou 1969.
- [37] FLEURY, J. P. MATHIEU
Chaleur thermodynamique
Etats de la matière
Editions Eyrolles, Paris 1968
- [38] C. CHAUSSIN, J. BARRALIS
Chaleur et thermodynamique
Dunod, Paris 1969.
- [39] H. S. CARSLAW, J. C. JAEGER
Conduction of Heat in Solids
Clarendon Press 1959.
- [40] LABETHER
Températures et flux
Masson, Paris.
- [41] Production de froid par l'Energie Solaire
Cahier AFEDES n°5
Edition 1978.
- [42] A. BOUVENOT
Transferts de chaleur
Edition Masson 1981.
- [43] E. SURUGUE
Etude de l'influence de la puissance de l'échangeur sur la stratification dans un ballon de stockage d'eau chaude sanitaire. Contribution à l'étude du coefficient d'échange des échangeurs serpentins, thèse de Doctorat, Université de Paris XII, septembre 1988.
- [44] P. BREJON, D. MARCHIO et F. PETERSEN
Insertion d'un stock froid à chaleur latente dans un système de chauffage par pompe à chaleur.
Revue générale de thermique, N° 254, Paris 1983.

- [45] V. W. GOLDSCHMIDT, G. H. HART
Heat Pump System Performance : Experimental and Theoretical
Results, ASHRAE, Vol. 88, 1982.
- [46] J. A. ADAMS, D. F. ROGERS
Heat Transfer Analysis
Mc Graw-hill, Inc, 1973
- [47] H. J. GOLDSMID
Thermoelectric Refrigeration. Plenum, New-York, 1964

ANNEXE I

EXPRESSION DE LA CONDUCTANCE THERMIQUE DE L'ECHANGEUR SERPENTIN

Le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur (eau) circulant dans l'échangeur et le milieu extérieur est dû à la convection forcée entre le fluide et la paroi interne, la conduction à travers le tube puis à la convection entre la paroi extérieure et le milieu ambiant (figure). Il s'écrit :

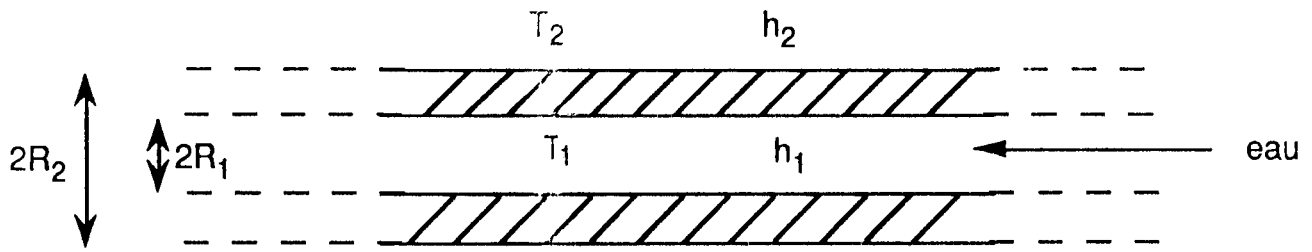
$$Q = h_e S (T_1 - T_2)$$

T_1 est la température moyenne de l'eau circulant dans le tube et T_2 celle de l'air ambiant. S est la surface d'échange du tube et h_e le coefficient d'échange global. L'évaluation de celle-ci passe par la connaissance des trois termes suivants :

- h_1 le coefficient de convection forcée à l'intérieur de l'échangeur :
- λ_p la conductivité de la paroi
- h_2 le coefficient de convection libre entre la paroi extérieure de l'échangeur et l'air intérieur.

L'échangeur est constitué d'un tube cylindrique caractérisé par (figure) :

- R_1 le rayon intérieur
- R_2 le rayon extérieur
- L_s la longueur de tube considérée.



Coupe transversale d'une portion de tube

Le flux total Q à travers la surface d'échange correspondant à une longueur L_s de tube peut s'exprimer de trois façons différentes selon que l'on considère les transferts par convection forcée, par conduction à travers la paroi ou par convection libre à l'extérieur du tube.

$$Q = 2 \pi R_1 L_s h_1 (T_1 - T_{p1})$$

$$Q = \frac{2 \pi \lambda_p L_s}{\text{Log} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} (T_{p1} - T_{p2})$$

$$Q = 2 \pi R_2 L_s h_2 (T_{p2} - T_2)$$

Le coefficient d'échanges par conduction et convection se déduit :

$$\frac{1}{h_c} = (R_1 + R_2) \left(\frac{1}{2 R_1 h_1} + \frac{\text{Log} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)}{2 \lambda_p} + \frac{1}{2 R_2 h_2} \right)$$

Le coefficient d'échange par convection forcée est supérieur au coefficient d'échange par convection libre, de plus la conductivité du cuivre constituant l'échangeur étant élevée, le coefficient d'échanges

h_c sera essentiellement dû à la convection naturelle à l'extérieur du tube.

On peut donc poser :

$$h_e = h_2$$

Pour calculer le coefficient d'échange par convection naturelle, nous assimilons l'échangeur serpentin à un ensemble de cylindres horizontaux.

Selon Mc Weil, le coefficient d'échange s'écrit [1]:

$$h_c = 1.3 \left(\frac{\Delta T}{d} \right)^{0.25}$$

$\Delta T = T_p - T_a$ et d est le diamètre extérieur des tubes $d=0.012$ m.

T_p = température de la paroi extérieur du tube

T_a = température ambiante extérieure

Si on suppose la surface S de l'échangeur à une température moyenne T dans une ambiance de température extérieure T_2 , la chaleur échangée par rayonnement s'exprime [1] :

$$Q = \varepsilon S \sigma (T^4 - T_2^4) = 4 \varepsilon \sigma S T_0^3 (T - T_2)$$

Dans cette relation ε est l'émissivité et σ est le coefficient de Stephan. On déduit le coefficient d'échange par rayonnement :

$$h_r = 4 \varepsilon \sigma T_2^3$$

A des températures peu élevées, on peut admettre que : $\varepsilon = 1$

Le coefficient d'échange global s'écrit :

$$h_e = h_c + h_r$$

La conductance thermique de l'échangeur s'exprime :

$$K_e = h S = \left(1,3 \left(\frac{\Delta T}{d} \right)^{0,25} + 4 \epsilon \sigma T_0^3 \right) S$$

avec $S = \pi (R_1 + R_2) L_s$

ANNEXE II

t(h)	Tf(°C)	T1(°C)	Ti(°C)	Te (°C)	T3 (°C)
0	0,51	7,29	4,44	4,83	4,34
0,25	13,46	14,51	9,12	5,59	7,63
0,5	14	15,24	10,93	6,49	9,63
0,75	15,24	16,29	12,17	7,51	13,49
1	16,02	17,05	13,24	8,63	11,17
1,25	17,29	17,98	14,15	9,76	11,78
1,5	17,29	18,32	15,02	10,8	16,22
1,75	17,56	18,61	15,63	11,85	16,76
2	17,93	18,95	16,2	12,78	17,24
2,25	18,34	19,32	16,76	13,51	17,71
2,5	18,73	19,71	17,29	14,44	18,17
2,75	19,15	20,07	17,9	15,12	18,61
3	19,54	20,44	18,27	15,5	19,05
3,25	19,95	20,78	18,73	15,54	19,85
3,5	20,29	21,1	19,17	17,07	19,85
3,75	20,63	21,41	19,61	17,73	20,22
4	20,95	21,71	19,98	18,15	20,56
4,25	21,27	21,98	20,34	18,66	20,9
4,5	21,54	22,22	20,71	19,15	21,22
4,75	21,78	22,51	21,02	19,66	21,49

Tableau A-1 Relevé de températures après arrêt de l'alimentation des modules

Temps(h)	Tf(°C)	T1h(°C)	T1b(°C)	Tfo(°C)	T2h(°C)	T2b(°C)
0	28,44	28,61	28,46	28,46	28,63	28,49
1	11,61	12,49	16,85	19,56	18,61	19,17
2	9,73	10,71	14,44	16,98	16,2	16,61
3	7,8	9,41	12,76	15,12	14,27	14,68
4	6,78	8,59	11,51	13,73	12,98	13,32
5	5,76	7,63	10,34	12,44	11,71	12
6	4,76	6,8	9,34	11,2	10,71	10,95
7	3,46	6,02	8,44	10,29	9,73	10
8	2,88	5,61	7,78	9,61	9	9,2
9	2,61	5,05	7,1	8,83	8,34	8,54
10	2,17	4,78	6,61	8,27	7,76	7,95
11	1,93	4,34	6,1	7,8	7,22	7,39
12	1,54	4,12	5,71	7,37	6,8	6,95
13	1,68	4,02	5,44	6,98	6,46	6,59
14	1,37	3,78	5,2	6,68	6,2	6,29
15	1,12	3,59	4,93	6,39	5,88	6
16	0,71	3,27	4,63	6,07	5,59	5,68
17	0,17	3,17	4,46	5,83	5,41	5,49
18	-0,22	2,98	4,05	5,59	5,22	5,29
19	-0,51	2,85	3,22	5,44	5,05	5,12
20	-0,8	-	2,83	3,71	4,61	4,85
21	-1,07	-	2,78	3,39	3,95	4,66

Tableau A-2 a

Temps(h)	T3h(°C)	T3b(°C)	T4h(°C)	T4b(°C)
0	28,51	28,44	28,56	28,56
1	19,27	20,56	17,12	18,44
2	16,93	18,05	14,93	16,15
3	15,17	16,12	13,29	14,34
4	13,8	14,68	12,07	13
5	12,54	13,29	10,93	11,76
6	11,46	12,12	9,98	10,68
7	10,46	11,07	8,95	9,78
8	9,59	10,17	8,17	8,98
9	8,73	9,29	7,24	8,2
10	8,59	8,93	7,27	7,83
11	8	8,32	6,76	7,34
12	7,59	7,83	6,39	6,93
13	7,27	7,44	6,12	6,61
14	6,98	7,1	5,88	6,29
15	6,66	6,76	5,51	5,98
16	6,27	6,41	5,32	5,68
17	5,8	6,05	5	5,41
18	5,15	5,56	4,44	5,39
19	4,68	4,88	3,88	4,8
20	4,49	4,54	3,49	3,93
21	4,24	4,32	3,27	3,78

Tableau A-2 b

Temps(h)	Tih(°C)	Tib(°C)	Te1(°C)	Te2(°C)
0	28,63	28,51	28,51	28,07
1	22,27	20,17	26,76	23,98
2	19,66	17,71	24,12	20,17
3	17,68	15,85	21,68	17,39
4	16,02	14,24	19,54	15,2
5	14,17	12,93	17,66	13,46
6	13	11,78	16,2	12,02
7	11,71	10,76	14,66	10,88
8	10,68	9,95	13,27	9,85
9	9,88	9,05	12,05	8,98
10	9	8,63	11,37	8,15
11	8,22	8,02	10,37	7,49
12	7,59	7,59	9,61	6,95
13	7,12	7,2	8,98	6,49
14	6,71	6,85	8,44	6,15
15	6,37	6,46	7,88	5,83
16	6,05	6,12	7,49	5,54
17	5,83	5,78	7,12	5,27
18	5,61	5,37	6,76	5,07
19	5,41	4,73	6,34	4,88
20	5,15	4,24	5,68	4,63
21	4,98	4,02	4,76	4,66

Tableau A-2 c

Tableaux A-21 a, A-2 b et A-2 c Résultats de mesure avec $I=2,5$ A, charge 3 litres, $T_a=27^\circ\text{C}$, enceinte de 10 litres, modules en série électrique.

t(h)	Tf(°C)	T1h	T1b	Tih	Tib	Tfo
0	23,65	23,79	27,17	27,39	25,27	24,17
1	2,93	8,49	8,95	12,78	11,32	11,2
2	1,55	6,37	6,49	9,53	9,22	9,1
3	0,98	5,39	5,41	9,2	6,8	5,95
4	0,07	4,29	4,37	7	5,63	5,85
5	-0,34	3,59	3,69	6,1	4,78	5,05
6	-0,63	3,17	3,32	5,54	4,24	4,63
7	-0,98	2,93	2,95	5,02	3,9	4,2
8	-1,07	2,56	2,76	4,61	3,51	3,88
9	-1,27	2,37	2,54	4,29	3,24	3,83
10	-1,39	2,17	2,34	4,02	3,02	3,39
11	-1,44	2,05	2,27	3,83	2,9	3,27
12	-1,83	1,78	2,02	3,59	2,66	3,07
13	-1,98	1,61	1,78	3,27	2,44	2,8
14	-1,39	2,24	2,34	3,63	3,02	3,39
15	-1,32	2,27	2,39	3,83	3,05	3,41
16	-1,2	2,44	2,46	3,69	3,15	3,51
17	-1,1	2,54	2,59	3,79	3,24	3,63
18	-1,15	2,51	2,68	3,78	3,29	3,73
19	-1,1	2,48	2,59	3,76	3,22	3,71

Tableau A-3 a

t(h)	T2h	T2b	T3h	T3b	T4h	T4b	Te
0	25	26,46	24,63	23,63	26,59	25,12	24,29
1	10,39	10,56	11,49	11,44	9,93	10,71	19,27
2	7,61	7,79	8,41	9,15	7,22	7,8	13,59
3	6,61	6,93	7,27	6,9	6,15	6,71	10,51
4	5,54	5,95	6,22	5,9	5,1	5,63	9,53
5	4,8	5,1	5,41	5,07	4,39	4,9	7,15
6	4,41	4,76	5,05	4,79	4	4,51	6,15
7	4,02	4,37	4,61	4,37	3,63	4,12	5,39
8	3,73	4,05	4,32	4,1	3,37	3,9	4,93
9	3,46	3,9	4,07	3,85	3,15	3,59	4,41
10	3,27	3,56	3,9	3,88	2,98	3,39	4
11	3,17	3,49	3,78	3,54	2,88	3,27	3,76
12	2,93	3,27	3,61	3,34	2,63	3,05	3,51
13	2,83	3,02	3,37	3,1	2,48	2,76	3,24
14	3,15	3,29	3,88	3,73	2,9	3,27	3,53
15	3,17	3,27	3,95	3,79	2,98	3,29	3,55
16	3,32	3,37	4,1	3,9	3,12	3,44	3,55
17	3,41	3,49	4,24	4,05	3,27	3,54	3,73
18	3,51	3,59	4,32	4,15	3,32	3,83	3,78
19	3,39	3,46	4,2	4	3,24	3,54	3,71

Tableau A-3 b

Tableaux A-3 a et b Résultats de mesures avec $I=3$ A, $T_a=28^\circ\text{C}$, modules en série électrique

Temps(h)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)	Te(°C)	Ti(°C)
0	28,66	28,22	28,17	28,27	28,56	28,34
1	12	13,39	14,17	13,17	22,93	13,95
2	9,71	10,76	11,51	10,66	17,49	11,39
3	9,12	9,54	10,24	9,46	14,2	10,02
4	8,71	9,02	9,71	8,95	12,12	9,41
5	8,49	8,73	9,39	8,68	10,85	9,05
6	8,41	8,66	9,32	8,63	10,1	8,98
7	7,83	8,61	9,24	8,56	9,61	8,83
8	7,95	8,73	9,37	8,76	9,37	8,71
9	7,9	8,68	9,29	8,71	9,22	8,66
10	7,2	8,07	8,73	8,17	9,05	8,12
11	6,78	7,61	8,24	7,68	8,56	7,59
12	6,61	7,41	8,07	7,49	8,22	7,39
13	6,88	7,63	8,24	8,12	7,98	7,68
14	7,15	7,93	8,54	8,54	8,02	7,85

Tableau A-4 Résultats de mesures avec $I=4,5$ A, charge 0,5 l, modules en parallèle
enceinte de 10 litres.

t(h)	Ti(°C)	Tf(°C)	Te(°C)
	23,22	23,27	23,07
1	15,29	9,41	20,34
2	13,78	10,51	17,51
3	13,76	10,9	15,83
4	13,02	8,15	14,71
5	10,12	4,98	12,98
6	8,24	4,32	11,24
7	7,56	3,83	9,88
8	6,59	2,63	8,61
9	6,24	2,17	7,59
10	5,59	1,93	6,76
11	5,52	1,85	6,15
12	5,2	1,93	5,71
13	5,2	1,93	5,71
14	5	1,93	4,93
15	4,61	1,8	4,24

Tableau A-5 Résultats des mesures avec I=6,9 A sous 12 volts, charge 0,5 litre
Ta=26°C, modules électriquement en parallèle

t(h)	Ti(°C)	Te(°C)
0	25,49	25,05
1	15,12	18,46
2	11,54	13,29
3	9,34	10,07
4	7,63	8,12
5	5,68	5,76
6	5,02	5,02
7	4,44	4,49
8	4,12	4,05
9	3,93	3,73
10	3,73	3,46
11	3,54	3,12
12	3,37	2,76
13	3,27	2,56

Tableau A-6 Résultats des mesures avec $I=6,5$ A sous 11 V
 $T_a=26^\circ\text{C}$, modules électriquement en parallèle
charge 0,5 l, échangeur à faisceau de tubes ventilé

t(h)	Tf(°C)	Ti(°C)	Te(°C)
0	26,44	26,61	26,71
1	6,02	17,05	20,02
2	4,56	13,61	14,95
3	3,41	11,17	11,78
4	2,66	8,95	9,59
5	2,1	7,73	8,02
6	1,71	6,76	6,9
7	0,8	6,02	6,07
8	0,63	5,49	5,49
9	0,44	5,05	5,02
10	0,32	4,76	4,68
11	0,24	4,51	4,41
12	0,15	4,32	4,22
13	0,07	4,15	4,07
14	0,07	4,05	3,85
15	-0,1	3,98	3,61
16	-0,34	3,98	3,37
17	-0,29	3,95	3,17
18	-0,1	3,78	3,17
19	-0,39	3,59	3,15

Tableau A-7 Résultats des mesures avec $I=6$ A sous 10,5 V, charge 0,5 litre
 $T_a=26^\circ\text{C}$, modules électriquement en parallèle
échangeur à faisceau de tubes ventilé

t(mn)	Ti(°C)	Tf(°C)
0	25,39	25,27
10	13,8	3,73
20	6,61	-0,93
30	2,2	-3,98
40	-0,59	-5,83
50	-1	-6
60	-1,56	-6,46
70	-2,83	-7,29
80	-3,71	-7,98
90	-4,54	-8,39
100	-4,78	-8,73
110	-5,07	-8,95
120	-5,24	-9,05
130	-5,32	-9,07
140	-5,44	-9,17
150	-5,51	-9,17

Tableau A-8 Résultats des mesures avec I=4 A sous 12 V
Ta=26°C, enceinte de 3 l à vide
échangeur à faisceau de tubes ventilé

t(h)	Te(°C)	Ti(°C)	Tf(°C)
0	26,93	26,61	25,46
1	18,37	9,34	-1,02
2	10,61	4,71	-3,39
3	5,73	1,8	-5
4	2,1	0,27	-5,68
5	0,05	-1,07	-6,49
6	-1,32	-1,95	-6,78
7	-2,2	-2,56	-7,05
8	-2,8	-2,93	-7,15
9	-3,23	-3,39	-7,63
10	-3,73	-3,73	-7,9
11	-4,05	-4,05	-7,98
12	-4,27	-4,27	-8,07
13	-4,44	-4,44	-8,07
14	-4,51	-4,51	-8,15
15	-4,59	-4,59	-8,22

Tableau A-9 Résultats des mesures avec I=4 A sous 12 V
Ta=26°C, enceinte de volume 3 l, charge 0,5 l
échangeur serpentin

Quantité moyenne de vaccins transportée par l' Equipe
 Départementale d' Hygiène et de Médecine Mobile (E.D.H.M.M.) de
 Diffa au Niger au cours d'une mission de vaccination, en stratégie
 mobile :

Type de vaccins	Nbre de flacons	Quantité de vaccins (ml)	Nbre de doses
BOG	50	50	500
Fièvre jaune	50	500	1000
Rougeole	100	500	1000
V.A.T.	20	200	2000
Imovax	80	800	800
Total		2050	6100

Titre

Contribution à l'étude de la réfrigération par effet PELTIER : application à la réalisation de petites enceintes destinées à la conservation des vaccins

Résumé

Ce mémoire se rapporte à des travaux sur la réfrigération par effet Peltier. Des modules thermoélectriques sont utilisés pour refroidir de petites enceintes destinées à la conservation des vaccins.

Ces modules sont décrits et le principe de leur fonctionnement expliqué.

Le document présente l'étude théorique du comportement d'une enceinte de quelques litres de volume, en régime stationnaire et en régime dynamique. Cette enceinte est réfrigérée par un ou deux modules selon le cas, alimentés sous une tension continue de 12 volts.

L'étude expérimentale, quant à elle, a porté sur trois enceintes de volumes 16 litres, 10 litres et 3 litres. L'évacuation vers le milieu extérieur de la chaleur pompée des enceintes, s'est effectuée par radiateur à ailettes pour la première enceinte et par circulation d'eau en circuit fermé comprenant un radiateur plat, un échangeur et une pompe, pour les deux autres.

Les résultats expérimentaux ont été par la suite confrontés à ceux prévus par le modèle théorique et l'étude a permis d'indiquer le nombre de modules à utiliser pour maintenir une petite enceinte de volume donné à une température comprise entre 2°C et 4°C, dans une ambiance de 35°C.

Mots clés :

Module thermoélectrique - production de froid - enceinte réfrigérée - effet Peltier - conservation des vaccins.